

ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

DISEÑO DE UNA DESVAINADORA DE MANÍ CON CAPACIDAD DE 600 KILOGRAMOS/HORA

PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

ANDRÉS FABRICIO HERRERA CARRILLO
andres.herrerac@outlook.com

ÁNGEL DAVID SILVA HINOJOSA
angel.silvah@outlook.com

DIRECTOR: ING. JAIME RAÚL VARGAS TIPANTA MSc.
jaime.vargas@epn.edu.ec

Quito, Octubre 2015

DECLARACIÓN

Nosotros, ANDRÉS FABRICIO HERRERA CARRILLO y ÁNGEL DAVID SILVA HINOJOSA, declaramos bajo juramento que el trabajo aquí descrito es de nuestra autoría que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y, que hemos consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en el documento.

A través de la presente declaración cedemos nuestros derechos de propiedad intelectual correspondientes a este trabajo, a la Escuela Politécnica Nacional, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la normatividad institucional vigente.

Andrés Fabricio Herrera Carrillo

Ángel David Silva Hinojosa

CERTIFICACIÓN

Certificamos que el presente trabajo fue desarrollado Andrés Fabricio Herrera Carrillo y Ángel David Silva Hinojosa bajo nuestra supervisión.

Ing. Jaime Raúl Vargas Tipanta MSc.
DIRECTOR DEL PROYECTO

Ing. Mario Germán Granja Ramírez MSc.
CODIRECTOR

AGRADECIMIENTOS

Agradezco a Dios, por todas las bendiciones recibidas a lo largo de este camino.
A mis abuelitos, papa Jorgito, mama Glorita, tíos, tías y primos por ser el mayor ejemplo de amor, esfuerzo y perseverancia.
A mis padres Patricia, Mauro y mi hermano Diego, por el apoyo incondicional, amor y paciencia que han tenido conmigo.
A mi compañero y amigo de tesis Ángel Silva, por el esfuerzo al realizar este trabajo que es la culminación de una muy buena etapa de nuestras vidas
Al Ingeniero Jaime Vargas, por ser un ejemplo de profesional, un gran ser humano y por la amistad brindada durante estos años.

Andrés Herrera Carrillo

Agradezco a Dios por la fortaleza y la perseverancia para no abandonar mi camino.
A mis padres Ángel y Pilar por la paciencia, la sabiduría y el amor que me han brindado en estos años sabiéndome guiar y aconsejar y ser un ejemplo de perseverancia, esfuerzo y dedicación.
A Mireya por su infinito amor y comprensión siendo un pilar de apoyo.
A mis hijos Miguel y Valentina por darme la fortaleza de seguir adelante en estos años de estudio.
A mis Hermanas Diana y Verónica por ser como son y espero nunca cambien.
Al Ing. Jaime Vargas que más que un profesor ha sido un gran amigo.
A mi amigo y compañero Andrés Herrera por tener la paciencia y esfuerzo necesario para la realización de este trabajo

Ángel David

DEDICATORIA

A mis padres Patricia y Mauro, al igual que a mi hermano Diego por ser el soporte en mi vida.

A mi abuelita Maruja por su apoyo y amor incondicional.

A mi familia y amigos por ser parte de cada momento a lo largo de mi vida.

A mi familia tíos, tías, primos y primas por ser ejemplo de unión y amor incondicional.

A María José Benavides por creer en mí a pesar de las circunstancias.

A mis socios y amigos de SIIM, ya que fomentaron en mi pasión, entrega y esfuerzo para no desmayar ante las dificultades que presenta nuestra carrera.

A mis abuelitos que desde el cielo cuidan de mí.

Andrés Herrera Carrillo

A mis hijos Miguel Ángel e Isabella Valentina por ser el pilar fundamental en mi vida.

A Pilar, Ángel y Mireya por estar siempre presentes en cada etapa de mi vida.

A mis abuelitos Francisco Hinojosa y Rosa Vásquez por el amor y la dedicación brindados.

A Oswaldo Silva y Blanca Lastra por ser el mayor ejemplo de mi padre.

Ángel David

CONTENIDO

CAPÍTULO I	1
1 MARCO TEÓRICO.....	1
1.1 EL MANÍ.....	1
1.1.1 RESEÑA HISTÓRICA.....	1
1.1.2 CARACTERÍSTICAS DEL MANÍ	4
1.2 UBICACIÓN GEOGRÁFICA DE LOS CULTIVOS DE MANÍ EN ECUADOR.....	4
1.2.1 LOCALIZACIÓN DE LOS CULTIVOS DE MANÍ EN MANABÍ.	6
1.3 CARACTERÍSTICAS AGRÍCOLAS DEL MANÍ.....	8
1.3.1 ÉPOCAS DE SIEMBRA	8
1.3.2 TIPOS DE MANÍ Y VARIEDADES DE MANÍ EN EL ECUADOR.....	8
1.4 PROCESO DE DESVAINADO DEL MANÍ.....	14
1.5 VULCANIZACIÓN DE ELEMENTOS MECÁNICOS	15
CAPÍTULO II	17
2 DEFINICIÓN DEL PROBLEMA, TRABAJO DE CAMPO	17
2.1 DEFINICIÓN DEL PROBLEMA.....	17
2.1.1 REQUERIMIENTOS DEL USUARIO	18
2.2 ESTUDIO DE CAMPO	18
2.2.1 DIMENSIÓN Y PESO DEL MANÍ	20
2.2.2 RUPTURA POR COMPRESIÓN DE LAS VAINAS DE MANÍ.....	25
2.2.3 RUPTURA POR CORTE DE LAS VAINAS DE MANÍ.....	28
2.2.4 RESUMEN DE DATOS OBTENIDOS.....	32
2.3 ESPECIFICACIONES TÉCNICAS	33
2.3.1 PARÁMETROS DE DISEÑO	34
2.3.2 PARÁMETROS FUNCIONALES	34
2.4 ESTUDIO DE ALTERNATIVAS	35

2.4.1 DESVAINADORA DE DISCOS.....	35
2.4.2 DESVAINADORA DE RODILLOS VULCANIZADOS.....	37
2.5 EVALUACIÓN DE LAS ALTERNATIVAS	39
2.6 FACTORES TOMADOS EN CONSIDERACIÓN	40
2.7 SELECCIÓN DE LA ALTERNATIVA.....	41
2.8 SELECCIÓN DE LA ALTERNATIVA.....	46
2.9 PROTOCOLO DE PRUEBAS	46
2.9.1 VERIFICACIONES FÍSICAS DEL PROTOTIPO	46
2.9.2 PRUEBAS SIN CARGA (EN VACÍO).....	47
2.9.3 PRUEBA DE FUNCIONAMIENTO CON CARGA	47
CAPITULO III	49
3 DISEÑO DE LA DESVAINADORA DE RODILLOS.....	49
3.1 SISTEMA DE DESVAINADO	49
3.1.1 DIMENSIONAMIENTO EXPERIMENTAL DE RODILLO	49
3.1.1.1 Cálculo del ángulo de separación entre rodillos.....	55
3.2 FUERZA DE DESVAINADO POR REVOLUCIÓN	56
3.2.1 VELOCIDAD LINEAL DEL RODILLO	58
3.2.2 CÁLCULO DE LA ACELERACIÓN ANGULAR DEL RODILLO	60
3.3 POTENCIA REQUERIDA PARA EL DESVAINADO	60
3.3.1 POTENCIA CORREGIDA	61
3.4 TORQUE DEL EJE MOTRIZ.....	61
3.5 CÁLCULO Y SELECCIÓN DEL SISTEMA MOTRIZ.....	65
3.5.1 SELECCIÓN DE MOTORREDUCTOR.....	65
3.5.2 TRANSMISIÓN DE MOVIMIENTO	66
3.5.3 SELECCIÓN DE POLEAS	71
3.6 DISEÑO DE LOS RODILLOS	76
3.6.1 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DEL RODILLO PRINCIPAL.....	76

3.6.2 DISEÑO ESTÁTICO DE LOS RODILLOS	81
3.6.3 CÁLCULO DINÁMICO DEL EJE MOTRIZ	83
3.7 DISEÑO DE LOS BOCINES	94
3.7.1 SELECCIÓN DE LAS LENGÜETAS	96
3.7.1.1 Selección del material en chavetas	97
3.8 SISTEMA DE ALIMENTACIÓN.....	98
3.8.1 DIMENSIONAMIENTO DE LA TOLVA	98
3.9 CÁLCULO DE LA ESTRUCTURA DE SOPORTE	101
3.9.1 CÁLCULO DE LA PLACA BASE	101
3.10 DISEÑO DE LA ESTRUCTURA	106
3.10.1 CÁLCULO DEL PERFIL HORIZONTAL	106
3.10.2 SELECCIÓN DEL PERFIL HORIZONTAL.....	108
3.11 CÁLCULO JUNTAS EMPERNADAS	112
3.11.1 CÁLCULO DE PERNOS PARA EL PORTA BOCÍN	112
3.11.2 CÁLCULO DE PERNOS PARA EL PORTA RODILLO.....	114
CAPÍTULO IV	117
4 PROCESO DE CONSTRUCCIÓN	117
4.1 HOJA DE PROCESOS	117
4.2 ELABORACIÓN DE LOS PROCESOS DE FABRICACIÓN	117
4.2.1 MÁQUINAS Y EQUIPOS	117
4.2.2 HERRAMIENTAS	118
4.2.3 INSTRUMENTOS DE MEDIDA Y CONTROL.....	119
4.2.4 ELEMENTOS A CONSTRUIR	119
4.3 PLAN DE MANTENIMIENTO.....	120
4.3.1 MANTENIMIENTO PREVENTIVO DESVAINADORA DE MANÍ.....	121
CAPÍTULO V	122
5 ANÁLISIS DE COSTOS.....	122

5.1. COSTOS DIRECTOS	122
5.1.1. MATERIALES DIRECTOS.....	122
5.1.2. ELEMENTOS NORMALIZADOS	123
5.1.1 MANO DE OBRA DIRECTA	124
5.1.2 COSTOS DE INGENIERÍA Y DISEÑO	125
5.2 MATERIALES INDIRECTOS	125
5.2.1 COSTOS ADICIONALES.....	126
5.3 COSTOS IMPREVISTOS.....	126
5.4 COSTO TOTAL.....	126
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	128
CONCLUSIONES.....	128
RECOMENDACIONES	129
BIBLIOGRAFÍA	130
ANEXOS	132
Anexo A: Resultados de ensayos de y compresión del LAEV- EPN	133
Anexo B: Resultados de ensayos de corte del LAEV- EPN	137
Anexo C: Protocolo de Pruebas	140
Anexo D: Catálogo de Motorreductores SIEMENS Ecuador	144
Anexo E: Catálogo de Bandas y Poleas GOODYEAR Ecuador.....	148
Anexo F: Plancha ASTM A36.....	157
Anexo G: Tubo cuadrado ASTM A500	159
Anexo H: Tabla 3-37 ASTM para perfiles cuadrados	161
Anexo I: Catálogo de pernos SAE Grado 8	163
Anexo J: Hojas de Procesos	165
Anexo K: Plan de Mantenimiento	175
Anexo L: Planos de Construcción y Montaje	177
Anexo M: Simulación de ensamble Autodesk Inventor 2014.....	178

ÍNDICE DE TABLAS

CAPITULO I

Tabla 1.1: Producción mundial de maní en toneladas.....	3
Tabla 1.2: Producción de maní en Ecuador	5
Tabla 1.3: Épocas de siembra en principales zonas de producción.....	8
Tabla 1.4: Variedades de Maní.	9

CAPITULO II

Tabla 2.1: Medidas de la vaina de maní.....	21
Tabla 2.2: Medidas de semilla de Maní.....	23
Tabla 2.3: Maní en vaina, tabla de pesos.....	24
Tabla 2.4: Tabla de resultados de ensayo de compresión.	25
Tabla 2.5: Tabla de resultados ensayo de corte.....	28
Tabla 2.6: Tabla corregida de resultados ensayo de corte.....	29
Tabla 2.7: Tabla de peso promedio.....	32
Tabla 2.8: Tabla dimensiones promedio del maní en vaina.	32
Tabla 2.9: Tabla de fuerzas de ruptura por compresión promedio.	33
Tabla 2.10: Tabla de fuerza promedio de corte.....	33
Tabla 2.11: Valores utilizados en el método de criterios ponderados.	39
Tabla 2.12: Valores utilizados en el método de criterios ponderados.	40
Tabla 2.13 Criterios utilizados.	40
Tabla 2.14: Evaluación de pesos específicos de cada criterio	41
Tabla 2.15: Funcionalidad evaluada con el peso específico.	42
Tabla 2.16: Seguridad evaluada con el peso específico.	42
Tabla 2.17: Tiempo de proceso evaluado con el peso específico.	43
Tabla 2.18: Vida útil evaluada con el peso específico.	43
Tabla 2.19: Facilidad de operación evaluada con el peso específico.....	43
Tabla 2.20: Facilidad de construcción evaluada con el peso específico.	44
Tabla 2.21: Facilidad de mantenimiento evaluada con el peso específico.	44

Tabla 2.22: Costo evaluado con el peso específico.	44
Tabla 2.23: Transportabilidad evaluada con el peso específico.	45
Tabla 2.24: Conclusiones de evaluaciones a pesos específicos.....	45

CAPITULO III

Tabla 3.1: Resultados de trabajo de campo del prototipo alterno.	50
Tabla 3.2: Espesores de cauchos para vulcanizados de rodillos.	52
Tabla 3.3: Longitud en función de la capacidad	54
Tabla 3.4: Potencia de Banda	69
Tabla 3.5 Dimensiones de la polea conductora.....	72
Tabla 3.6: Dimensiones de la polea conducida.	72
Tabla 3.7: Propiedades mecánicas de Acero estructural A36.	84
Tabla 3.8 Parámetros en el factor de la condición superficial de Marín.	84
Tabla 3.9 Factor de confiabilidad k_e	87
Tabla 3.10: Propiedades aceros St 60	97

CAPITULO IV

Tabla 4.1 Máquinas y equipos.....	118
Tabla 4.2 Herramientas.....	118
Tabla 4.3 Instrumentos de medida y control.....	119
Tabla 4.4 Elementos a construir.....	120

CAPITULO V

Tabla 5.1 Costos de materiales directos.	123
Tabla 5.2 Costos de elementos normalizados.....	123
Tabla 5.3 Costos de mano de obra directa.	124
Tabla 5.4 Costos de materiales indirectos.	125
Tabla 5.5 Costos adicionales.	126
Tabla 5.6 Costos totales.....	127

ÍNDICE DE FIGURAS

CAPITULO I

Figura 1.1: Arachis Hypogaea (Maní en vaina).....	2
Figura 1.2: Partes del maní.....	2
Figura 1.3: Porcentaje de producción nacional (Año 2012).....	6
Figura 1.4: Cantones productores de maní (Provincia de Manabí).....	7
Figura 1.5 : Variedades de Maní cultivados en Manabí.	10
Figura 1.6 : Maní 381 (Rosita).....	11
Figura 1.7: Cultivo maní rosita en la finca “Mejía Adentro” cantón Portoviejo.	12
Figura 1.8: Sistema de riego finca “Mejía Adentro” en el cantón Portoviejo.....	14
Figura 1.9: Llantas vulcanizadas.....	15
Figura 1.10: Rodillo Vulcanizado.....	16
Figura 1.11: Mascota de la Facultad vulcanizada en memoria externa.....	16

CAPITULO II

Figura 2.1: Visita finca “Siete Amores”, cantón Portoviejo.	19
Figura 2.2: Visita Finca “Mejía Adentro”, cantón Portoviejo.	19
Figura 2.3: Trabajo de campo Finca “Siete Amores”, cantón Portoviejo.	20
Figura 2.4: Medición de vaina de Maní.	22
Figura 2.5: Medición de semillas de Maní.....	22
Figura 2.6: Ensayo de compresión (Muestra 1).....	26
Figura 2.7: Ensayo de compresión (Muestra 2).....	26
Figura 2.8: Ensayo de compresión a una vaina de Maní.	27
Figura 2.9: Ensayo de compresión a varias vainas de Maní.....	27
Figura 2.10: Máquina Universal de ensayos (Muestra 1).....	29
Figura 2.11: Máquina Universal de ensayos (Muestra 2).....	30
Figura 2.12: Posicionamiento dado de corte en soporte de la vaina de Maní.	30
Figura 2.13: Corte de la vaina de maní	31
Figura 2.14: Probetas después de aplicar el ensayo de corte.....	31
Figura 2.15: Desvainadora de rodillos vulcanizados.	38

CAPITULO III

Figura 3.1: Trabajo de campo con prototipo alterno.....	50
Figura 3.2: Espesores de cauchos para vulcanizado.....	51
Figura 3.3: Prueba con rodillo vulcanizado a 100mm.....	52
Figura 3.4: Prueba con rodillo vulcanizado a 200mm.....	53
Figura 3.5: Prueba con rodillo vulcanizado a 300mm.....	53
Figura 3.6: Superficie de contacto.....	56
Figura 3.7: Numero de vainas de maní.....	57
Figura 3.8: Secciones del eje motriz.....	62
Figura 3.9: Dimensiones eje motriz.....	62
Figura 3.10: Motor reductor.....	66
Figura 3.11: Dimensiones de la sección transversal de la polea Multi-surco.....	71
Figura 3.12: Fuerzas que actúan en la polea motriz.....	73
Figura 3.13: Diagrama de cuerpo libre del rodillo principal.....	77
Figura 3.14: Graficas de análisis de esfuerzos.....	80
Figura 3.15 Variación de diámetro en el eje.....	88
Figura 3.16: Diagrama de sensibilidad a la muesca.....	89
Figura 3.17: Sensibilidad a la muesca.....	90
Figura 3.18: Barra circular con entalle circunferencial sometida a torsión.....	91
Figura 3.19: Dimensiones de bocín.....	95
Figura 3.20 Chavetas y lengüetas.....	96
Figura 3.21: Diagrama de fuerzas en placa base.....	102
Figura 3.22: Estructura soporte.....	106
Figura 3.23: Diagrama de esfuerzos de la perfil horizontal.....	107
Figura 3.24: Cargas actuantes en la estructura.....	109
Figura 3.25: Longitud efectiva de columnas en marcos continuos.....	109
Figura 3.26: Fuerzas que actúan en el rodillo motriz.....	114

RESUMEN

El presente proyecto consta de cinco capítulos, donde se aborda el diseño de una máquina desvainadora de maní con una capacidad de 600 kilogramos hora.

El capítulo uno presenta el Marco Teórico, que es la recopilación de información técnica acerca del maní producido en nuestro país como: zonas de mayor producción, tipos de maní producido, tiempo de producción entre otros parámetros que son de vital importancia en el beneficio de este grano.

El segundo capítulo corresponde a la Definición del Problema, Trabajo de Campo y selección de alternativas, en el cual se recopila información necesaria acerca de los principales parámetros que influyen de manera directa en la selección de esta y posterior diseño del prototipo.

El tercer capítulo denominado Diseño de la Desvainadora de Rodillos Vulcanizados, permite realizar los cálculos necesarios para determinar la potencia, dimensiones, y materiales de los elementos a intervenir de manera directa en el funcionamiento del prototipo, además permite verificar el cumplimiento de la principal necesidad que plantea dicho proyecto que es desvainar 600 kg/h de maní.

El capítulo cuarto al que se ha llamado Proceso de Construcción, Pruebas de Campo y Plan de Mantenimiento, consiste en proporcionar un proceso claro de la fabricación de los diferentes elementos mecánicos a utilizar en el prototipo, así mismo proporciona las herramientas necesarias de puesta a prueba y verificación de la capacidad de la máquina, funcionamiento y tiempo de mantenimiento.

El capítulo cinco denominado como Análisis de Costos, proporciona un estudio detallado de valores, en cuanto al precio de construcción de la máquina acorde con el mercado nacional. El capítulo seis establece las principales conclusiones y recomendaciones a ser consideradas en el proceso de diseño y construcción de la máquina.

PRESENTACIÓN

Acorde con las nuevas políticas estatales de cambio de matriz productiva en el país, la universidad ecuatoriana hoy con mayor énfasis apoya al pequeño y mediano agricultor con el fin de incrementar la productividad agraria en general.

En el Ecuador se producen alrededor de 27558.34 toneladas métricas de maní distribuidas en diferentes provincias del país. La provincia de Manabí concentra el 51% de la producción nacional debido a las condiciones climáticas propicias para el cultivo de maní, y siendo el cantón Portoviejo el principal productor de la zona.

Por lo anteriormente escrito el presente proyecto tiene como fin el diseñar una máquina desvainadora de maní con capacidad de 600 kg/hora, que posteriormente al construirse facilite al pequeño y mediano agricultor el desvainado eficiente del producto de una manera técnica, reduciendo así los tiempos de beneficio y mejorando la calidad del producto final.

Por la carencia de datos técnicos acerca del maní se realizan una serie de pruebas de campo y de laboratorio para obtener la información necesaria y aplicar en el desarrollo del diseño del prototipo.

En las instalaciones del Laboratorio de Análisis de Esfuerzos y Vibraciones (LAEV) de la Facultad de Ingeniería Mecánica de la Escuela Politécnica Nacional, se aplican los ensayos de corte y compresión al maní, determinando la fuerza necesaria para romper las vainas sin dañar la pepa del maní.

Con esta desvainadora de maní se pretende incrementar la producción de los agricultores de la parroquia Mejía ubicado a las afueras de la ciudad de Portoviejo y mejorar así la calidad de su producto, al mismo tiempo que se apoya la política estatal coherentemente del cambio de matriz productiva.

CAPÍTULO I

1 MARCO TEÓRICO

1.1 EL MANÍ

La planta de maní es una oleaginosa que produce una semilla muy apetecible para la alimentación del ser humano. Es cultivada desde la antigüedad en climas cálidos-secos y por ende también se la encuentra en el Ecuador.

1.1.1 RESEÑA HISTÓRICA

Las semillas del maní científicamente llamada *Arachis Hypogaea*, han sido cultivadas y aprovechadas por más de 8000 años. Los colonizadores españoles que llegaron al continente americano observaron el uso del maní en la alimentación cotidiana de los nativos en los sectores ocupados por la cultura Azteca y Maya. Las figuras 1.1 y 1.2 presentan respectivamente a la semilla del maní y a las partes que la constituyen.

Los estudios arqueológicos realizados en Paiján y en el Valle de Ñanchoc (Perú), revelan restos de semillas de maní que datan de 7840 años atrás, por lo cual se presume que dicha semilla oleaginosa fue cultivada por primer vez en el litoral peruano, que la cultura Inca tras la conquista de otras regiones sudamericanas propagaron, difundieron el cultivo y uso del maní en la alimentación cotidiana. En tanto que los colonizadores expandieron su uso en Europa, África, Asia y parte de las Islas del Pacífico.

Las primeras referencias escritas que se tienen acerca del cultivo y consumo de maní por nativos en América se registran en 1531 en las zonas comprendidas por República Dominicana y Haití.



Figura 1.1: Arachis Hypogaea (Maní en vaina).

Elaboración: Propia.

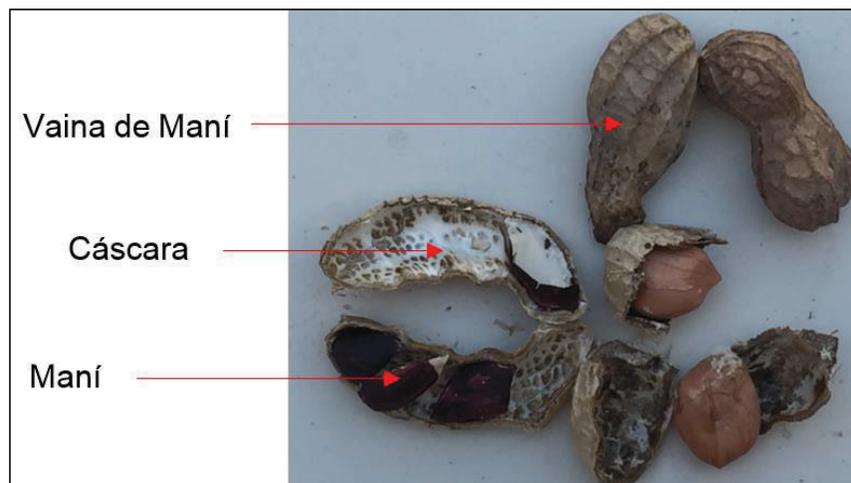


Figura 1.2: Partes del maní.

Elaboración: Propia.

Hoy en día, el mayor porcentaje de la producción mundial de maní se concentra en Asia y África, y tan sólo una pequeña parte en el continente americano. La Tabla 1.1, indica las toneladas de producción de maní a nivel mundial.

Tabla 1.1: Producción mundial de maní en toneladas.

Posición	Región	Producción (T)
1	China, Continental	16800000
2	India	4695000
3	Estados Unidos de América	3057850
4	Nigeria	3071000
5	Myanmar	1371500
6	República Unida de Tanzania	810000
7	Indonesia	1251000
8	Argentina	685722
9	Senegal	672803
10	Camerún	633799
11	Viet Nam	470621
12	Ghana	475056
13	Malawi	268081
14	Chad	371000
15	Brasil	334224
16	República Democrática del Congo	371400
17	Malí	230000
18	Guinea	300000
19	Burkina Faso	310759
20	Uganda	29500

Elaboración: FAOSAT.

Fuente: FAOSTAT 2012, FAO 2012.

1.1.2 CARACTERÍSTICAS DEL MANÍ

El maní es una de las plantas oleaginosas destacadas por su alto contenido de aceite (45%) y proteínas (30%) en su semilla; por lo cual es muy requerido en la industria alimenticia tanto para el consumo directo como para la generación de aceite.

Es una planta que posee una excelente adaptación a diferentes condiciones climáticas existentes.

El mayor consumo del maní se lo hace para confitería y consumo doméstico quedando una pequeña cantidad para la industria de producción de aceite.

1.2 UBICACIÓN GEOGRÁFICA DE LOS CULTIVOS DE MANÍ EN EL ECUADOR

En el Litoral ecuatoriano se encuentran cultivos de maní tanto en el clima tropical seco (Manabí) como en el clima tropical semi – húmedo (Pichincha). Así también se encuentra producción de maní en algunos valles de la región Interandina ubicados en las provincias de Imbabura, Cotopaxi y Loja¹, especialmente donde la humedad es relativamente baja y los suelos son sueltos y bien drenados.

Como se menciona anteriormente el cultivo y producción de maní en el país se concentra en las provincias de Manabí, Loja, Guayas, El Oro, Esmeraldas y Pichincha. La Tabla 1.2 ilustra la producción por provincias de maní en el Ecuador.

¹ Direcciones provinciales MAG-Agencias de servicio agropecuario.

Tabla 1.2: Producción de maní en Ecuador

Provincia	Producción [TM]
Cotopaxi	229.00
Chimborazo	117.54
El Oro	1328.98
Esmeraldas	255.28
Guayas	819.94
Imbabura	5.16
Loja	9399.97
Los Ríos	929.6
Manabí	14090.57
Morona Santiago	196.74
Pastaza	50.67
Pichincha	60.21
Zamora Chinchipe	1.76
Sucumbíos	72.92
TOTAL	27558.34

Fuente: Fases (Loja) 2012.

Elaboración: Propia.

La Figura 1.3 muestra la distribución de los porcentajes de producción nacional de maní, evidenciando así que la mayor producción nacional está en la provincia de Manabí con un total del 51%.

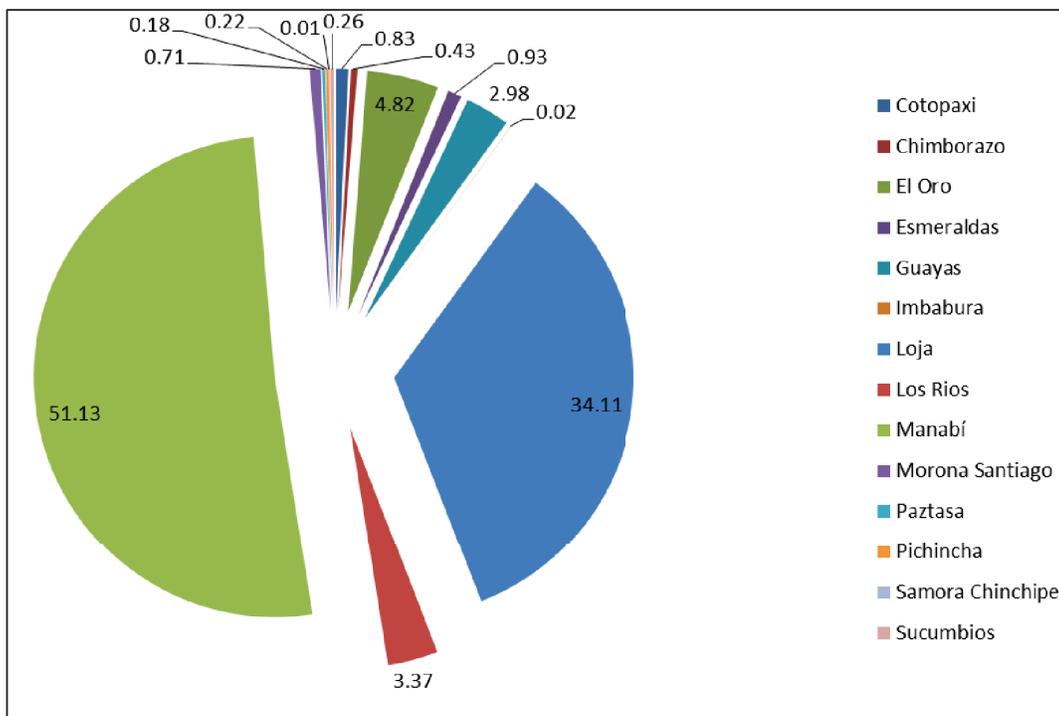


Figura 1.3: Porcentaje de producción nacional (Año 2012).

Elaboración: Propia.

1.2.1 LOCALIZACIÓN DE LOS CULTIVOS DE MANÍ EN LA PROVINCIA DE MANABÍ.

La producción de esta oleaginosa en la provincia de Manabí se concentra con mayor porcentaje en los cantones de Portoviejo, Chone, Tosagua, Rocafuerte y 24 de Mayo².

El 40% de la producción manabita de maní se localiza en la parroquia Calderón ubicada al noroeste del cantón Portoviejo, el resto de la producción manabita se distribuyen en los cantones antes mencionados. En las tierras próximas a las cuencas de los ríos Portoviejo, Carrizal y Chico, alimentados por las represas La Esperanza, al norte; Poza Honda, centro sur de la provincia, concentra la mayor producción y cultivo de esta planta oleaginosa.

² Dirección provincial MAG- Agencia agropecuaria de Manabí.

En el cantón Portoviejo durante todo el año el clima tiene una media de 25°C con registros de temperaturas que llegan hasta los 36°C considerándose como máximas; durante el invierno entre los meses de diciembre a mayo el clima es caluroso, no así en el verano que comprende los meses de junio a noviembre el clima es templado.

Estas variaciones de climáticas hacen que este cantón y en general la provincia de Manabí se idónea para la siembra y cultivo del maní. En el siguiente mapa (ver Figura 1.4) se presenta la distribución de los cantones productores de maní de la provincia de Manabí.



Figura 1.4: Cantones productores de maní (Provincia de Manabí).
Fuente: Ministerio de Agricultura y Ganadería.

1.3 CARACTERÍSTICAS AGRÍCOLAS DEL MANÍ

Se presentan los diferentes tipos y variedades del maní que se puede encontrar en el país, recalcando que la provincia de Manabí produce de manera mayoritaria el maní 381 o conocido popularmente como “maní rosita”.

1.3.1 ÉPOCAS DE SIEMBRA

Tomando en consideración que la época de siembra está directamente relacionada con la cosecha y que el maní es una planta que se desarrolla mejor en épocas secas se recomienda hacerlo en épocas de verano o de pocas lluvias. En la Tabla 1.3 se visualiza las épocas de siembra en las principales zonas de producción.

Tabla 1.3: Épocas de siembra en principales zonas de producción.

Zonas	Época de siembra	
	Invierno	Verano
Esmeraldas	Marzo	Julio
Manabí	Febrero	Junio
Quevedo, Ventanas	-----	Junio-Julio
Milagro-Naranjal	-----	Junio-Julio
Sur guayas y el Oro	Febrero-Marzo	Junio-Julio

Fuente: INIAP.

Elaboración: Propia.

1.3.2 TIPOS DE MANÍ Y VARIEDADES DE MANÍ EN EL ECUADOR

La variedad de maní se la clasifica de acuerdo a su “Sistema de Ramificación”, esto quiere decir que se toma en cuenta las ramas vegetativas y las de producción, por lo que se tiene dos grandes grupos de variedades que son:

- Ramificación alterna (una fructífera y una vegetativa)

- Ramificación continua (solo fructífera)

En el primer grupo de clasificación se tiene dos variedades de maní como son el “Virginia” y el “Runner”, donde el primero tiene una semilla grande con dos grano y el segundo una semilla pequeña con dos granos de igual forma a estas dos variedades se las diferencia en su forma de crecimiento siendo la primera de una manera semirecta y la segunda de una manera rastrera.

El segundo grupo pertenecen dos variedades como son el “Spanish” y el “Valencia” que tienen maneras similares de desarrollo y como se mencionó anteriormente tienen solamente ramas vegetativas en su desarrollo, se menciona también que los primeros tienen semilla grandes de hasta 60mm con dos granos dentro de ella y los segundos tienen semillas pequeñas pero pueden contener hasta seis semillas dentro de su vaina³. La Tabla 1.4 presenta las variedades de maní existentes.

Tabla 1.4: Variedades de Maní.

Spanish	Valencia	Virginia	Runner
47-67 D	Tarapoto	Virginia Bunch 67	E. E. Runner
48-115 B	610B	Virginia Bunch IM.	Early Runner
15-607	A-124-P4	Virginia Bunch 61-R	Dixie Runner
Starr	Tatuf53	Virginia Bunch 56-R	Florispan Runner
I. Spanish	Fortuna	N-C-2	South Runner
Spanoma	Morada	N-C-4x	Soth Runner
Spantex	I-59	N-C-5	Flourrunner
Manfredi Champaqui	Tatú	Georgia 119-20	
Argentine	Roxo	Florigiant	
Tatuf 76	New Mexico	Pepona	

Fuente: INIAP.

Elaboración: Propia.

³ INIAP

En la provincia de Manabí se producen tres principales variedades maní, sugeridas por el INIAP debido a la adaptabilidad al sector y por su mejor producción como son INIAP 380 (Charapotó-Criollo), INIAP 382 (Caramelo) e INIAP 381 (Rosita) (Ver Figura 1.5).

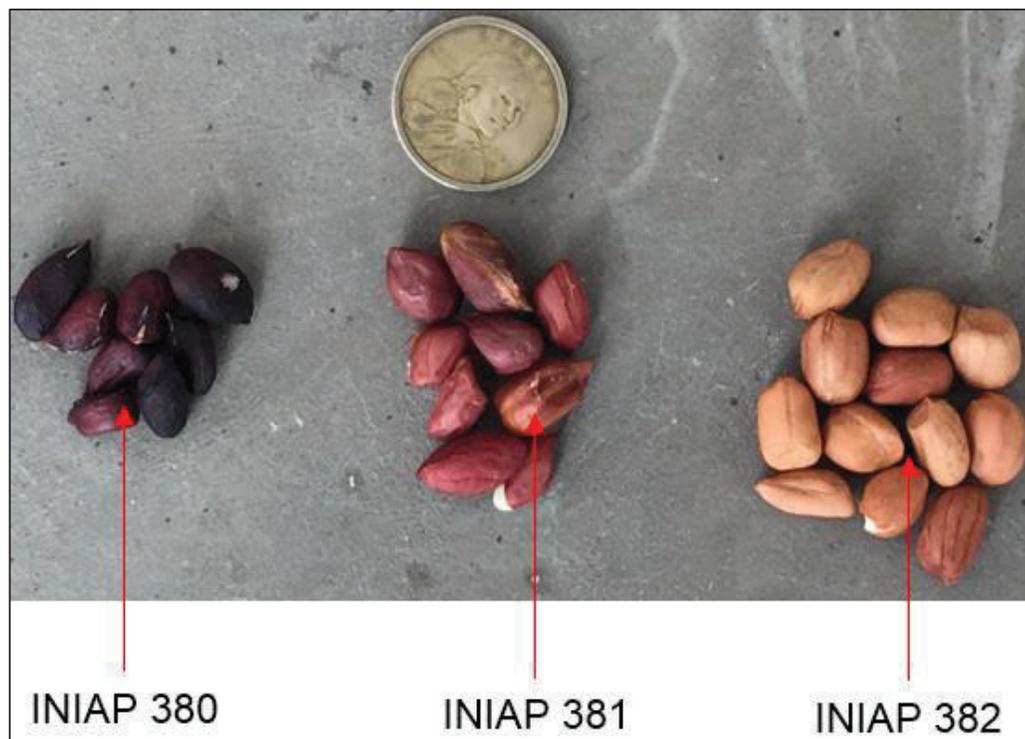


Figura 1.5 : Variedades de Maní cultivados en Manabí.

Fuente: INIAP.

Elaboración: Propia.

1.3.2.1 Características del maní 381

Es una variedad de tipo “Valencia” tiene un crecimiento semirrecto y su tallo tiene un color rojizo de buen rendimiento ya que sus granos son de color rosado como se ilustra en la Figura 1.6. Tolera enfermedades como son *Puccinia Arachidis* (La Roya) y la *Cercospora Arachidicola* (Viruela de Maní), las características más representativas de esta especie se muestran a continuación:

- Un ciclo vegetativo de 90 a 100 días
- Altura máxima de la planta de 43cm
- Alrededor de 15 vainas por planta
- Vainas grandes y generalmente lisas
- Tiene de 3 a 4 cuatro semillas en vaina
- Un peso aproximado de 39g en 100 semillas
- Un contenido de aceite de 45% y de proteína de un 34%
- Un rendimiento aproximado de 2600Kg por hectárea



Figura 1.6 : Maní 381 (Rosita)

Fuente: Propia.

En la figura 1.7 se observa los cultivos de maní 381.



Figura 1.7: Cultivo de maní rosita en la finca “Mejía Adentro” cantón Portoviejo.
Fuente: Propia.

Conociendo que esta variedad de maní es la más cultivada en la zona de Manabí por su adaptabilidad y fácil manejo se realiza el estudio detallado del mismo.

1.3.2.2 Características de cultivo Maní 381

El cultivo de Maní como producto agrícola debe cumplir con ciertas características que se desarrollan en los siguientes párrafos.

1.3.2.2.1 Requerimientos climáticos

El maní se adapta hasta una máxima altura de 1250 msnm, las temperaturas óptimas para el cultivo de maní se encuentran entre los 25° y 30° centígrados, temperaturas fuera del rango mencionado afectan considerablemente a la producción de flores del maní.

Se conoce también que el maní se adapta a temporadas secas requiriendo precipitaciones entre 500 y 1000mm para una óptima producción comercial.

1.3.2.2.2 Preparación del suelo para el cultivo

El suelo tiene que estar limpio y aireado para mejorar y facilitar la penetración de las semillas en el mismo, además facilitar la penetración de pedúnculos florícolas y evitar así pérdidas en la fase de la cosecha.

1.3.2.2.3 Rotación de cultivos

La rotación en los cultivos es importante ya que permite al agricultor romper los ciclos de enfermedades en su producción y mejorar las propiedades físicas del suelo.

Se conoce que el maní por ser una planta leguminosa aporta de gran manera con nitrógeno al suelo, siendo así este un elemento disponible para el siguiente cultivo por lo que se recomienda por ejemplo tener como un siguiente cultivo el maíz que aprovecha el nitrógeno en el suelo.

1.3.2.2.4 Sistema de riego

La frecuencia de riego en plantaciones de maní depende de la cantidad de agua que se tenga en la presencia de lluvias. Se recomienda hacerlo en las épocas de floración y de formación de frutos.

Para evitar la pérdida de semillas ya sea por germinación o putrefacción es necesario eliminar el riego excesivo de la plantación, utilizando sistemas de riego por goteo (Ver Figura 1.8).



Figura 1.8: Sistema de riego por goteo para plantación de Maní en la finca “Mejía Adentro” en el cantón Portoviejo.

Elaboración: Propia.

1.3.2.2.5 Manejo de maleza y hierbas nocivas al cultivo

Tener máximo cuidado con limpieza constante de malas hierbas, estas afectan el desarrollo de la planta y generan pérdidas en la producción. Existen datos en el INIAP que sugieren tiempos en los cuales se debe realizar limpieza o uso de químicos que no afectan la cosecha y evitan el desarrollo de malas hierbas.

1.4 PROCESO DE DESVAINADO DEL MANÍ.

El beneficio del maní termina con su desvainado, que se realiza una vez secado y con un porcentaje de humedad del 13-15%⁴.

⁴ INIAP

Actualmente en el Ecuador para realizar el proceso de desvainado de maní se utilizan máquinas con tecnología extranjera, basadas principalmente en la rotura de la vaina seca por medio de discos de fricción o por rodillos recubiertos de caucho vulcanizado, que sometiendo a presión a la vaina de maní realizan el correspondiente desvainado.

Es necesario resaltar que la maquinaria extranjera genera la salida de divisas por lo que los autores del presente proyecto de titulación han visto la necesidad de diseñar un prototipo con ingeniería nacional, para que pueda construirse en el país logrando evitar la fuga de divisas.

1.5 VULCANIZACIÓN DE ELEMENTOS MECÁNICOS

Vulcanización es el proceso de endurecimiento del caucho crudo mediante la adición de azufre con la aplicación de calor.

En la actualidad este proceso se aplica en elementos tales como: ejes de arrastre para imprentas, vulcanización de llantas automotrices, vulcanización de calzado entre otros. Las Figura 1.9, 1.10 y 1.11 muestran ejemplos de elementos mecánicos obtenidos a partir del proceso de vulcanización del caucho.



Figura 1.9: Llantas vulcanizadas.

Fuente: Goodyear.

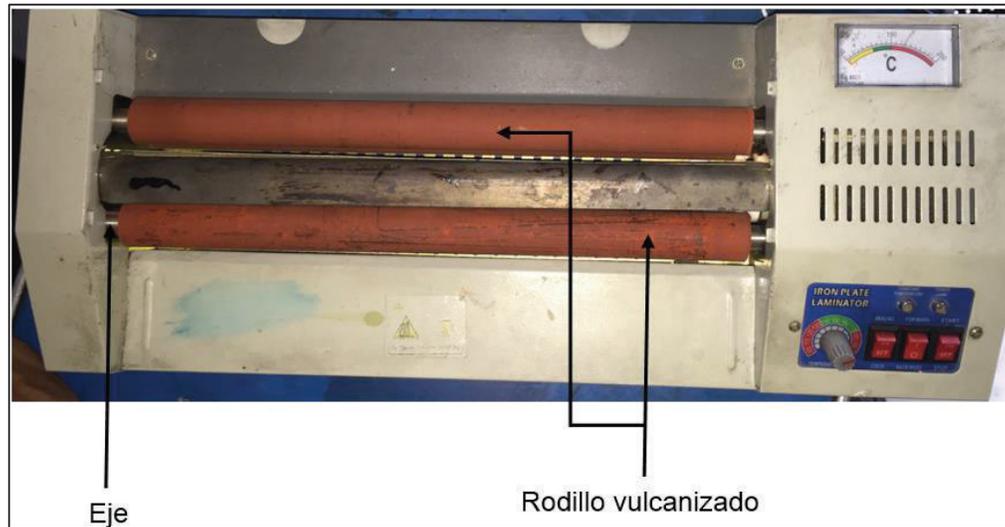


Figura 1.10: Rodillo Vulcanizado.

Fuente: Propia



Figura 1.11: Mascota de la Facultad vulcanizada en memoria externa.

Fuente: Propia

CAPÍTULO II

2 DEFINICIÓN DEL PROBLEMA, TRABAJO DE CAMPO Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS PARA EL DISEÑO

Por contacto directo de agricultores dedicados al cultivo del maní con la Escuela Politécnica Nacional para que se les resuelva el problema de realizar un desvainado técnico del maní, se procede a plantear el presente Proyecto de Titulación, que comienza con un trabajo de campo con el objetivo de determinar los parámetros requeridos para el diseño, plantear alternativas de prototipos y seleccionar la opción más conveniente para su realización.

2.1 DEFINICIÓN DEL PROBLEMA

Los agricultores del cantón Portoviejo, provincia de Manabí, se hallan dedicados al cultivo y producción de maní, que en la actualidad representa alrededor del 51% de la producción nacional de mismo.

El secado y el desvainado de maní se lo realiza de forma artesanal o de manera manual, los agricultores con miras a mejorar la productividad, aumentar sus ingresos y disminuir el tiempo para la comercialización de este producto se ven en la necesidad de implementar un sistema de desvainado para el maní cosechado y secado.

Tomando en cuenta las necesidades de los agricultores de la zona, se genera la posibilidad de presentar el Proyecto de Titulación del diseño de una desvainadora de maní, el cual cumpla con los requerimientos de los usuarios, además permitiendo un fácil uso y mantenimiento de la máquina.

2.1.1 REQUERIMIENTOS DEL USUARIO

Del Trabajo de campo realizado en la provincia de Manabí y por entrevistas directas con agricultores de la zona dedicados al cultivo de maní, se han determinado los siguientes requerimientos:

- Capacidad total de desvainado de 13 quintales por hora (Aproximadamente 600 kg/hora).
- Energía disponible de 110 - 220 V
- Fácil mantenimiento
- Fácil operación
- Costo aproximado no mayor a 6500 dólares americanos.

2.2 ESTUDIO DE CAMPO

El estudio de campo permite determinar los parámetros de diseño necesarios que complementen la información dada por los usuarios.

La determinación de los parámetros resulta del estudio de campo en de las fincas: “Siete Amores”, “Mejía Adentro” ubicadas a las afueras de la ciudad de Portoviejo, y en las fincas “Carmen” y “La Jacinta” ubicadas en el cantón Jipijapa provincia de Manabí los principales requerimientos que debe cumplir una máquina desvainadora de maní.

En la Figura 2.1 se visualiza a uno de los agricultores Finca “Siete Amores” en el cantón Portoviejo.



Figura 2.1: Visita finca “Siete Amores”, cantón Portoviejo.
Elaboración: Propia.

La Figura 2.2 presenta la visita de campo en la Finca “Mejía Adentro” en el cantón Portoviejo.



Figura 2.2: Visita Finca “Mejía Adentro”, cantón Portoviejo.
Elaboración: Propia.

En la figura 2.3 se observa el trabajo de investigación de los sembríos de maní de la finca Siete Amores



Figura 2.3: Trabajo de campo Finca “Siete Amores”, cantón Portoviejo.

Elaboración: Propia.

2.2.1 DIMENSIÓN Y PESO DEL MANÍ

El proceso de dimensionamiento se aplica tanto a la vaina de maní como a su semilla. La obtención de datos de dimensiones y pesos del maní INIAP 381 se la hace de forma experimental

En la tabla 2.1 se ilustran los resultados de las mediciones de la vaina de maní y la Figura 2.4 muestra el proceso de medición del maní en vaina.

Tabla 2.1: Medidas de la vaina de maní.

Número	Muestra 1		Muestra 2		Muestra 3	
	Largo (mm)	Diámetro (mm)	Largo (mm)	Diámetro (mm)	Largo (mm)	Diámetro (mm)
1	40,85	12,89	26,09	14,97	48,6	13,01
2	41,33	13,51	28,27	14,6	36,77	14,72
3	35,79	13,62	26,64	12,01	31,64	14,35
4	38,77	13,51	30,68	12,13	46,78	11,76
5	38,17	13,66	30,94	13,31	30,01	11,88
6	27,44	12,22	48,85	12,96	40,8	13,06
7	27,37	14,67	37,02	12,98	35,74	12,71
8	28,06	14,3	31,89	13,09	38,72	12,73
9	38,71	11,71	47,03	13,71	38,12	12,84
10	25,89	11,83	30,26	13,82	27,39	13,46
11	28,07	13,01	41,05	13,71	27,32	13,57
12	26,44	12,66	41,53	13,86	28,01	13,46
13	30,48	12,68	35,99	12,42	38,66	13,61
14	30,74	13,22	38,97	13,42	25,84	12,17
15	48,65	14,88	38,37	15,08	25,84	13,17
16	36,82	14,9	27,64	15,1	28,02	14,83
17	31,69	13,19	27,57	13,39	26,39	14,85
18	46,83	14,64	28,26	14,84	30,43	13,14
19	30,06	15,08	38,91	15,28	30,69	14,59
20	27,97	13,06	26,09	13,26	48,6	15,03

Elaboración: Propia.

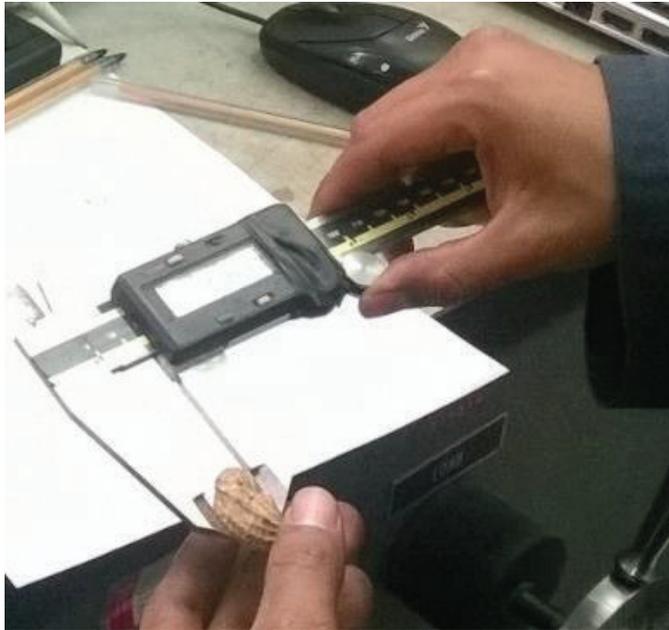


Figura 2.4: Medición de vaina de Maní.

Elaboración: Propia.

En la Figura 2.5 se ilustra el proceso de medición de la semilla de maní y la Tabla 2.2 se muestran los resultados de las mediciones de la vaina de maní.



Figura 2.5: Medición de semillas de Maní.

Elaboración: Propia.

Tabla 2.2: Medidas de semilla de Maní.

Número	Muestra 1		Muestra 2		Muestra 3	
	Largo (mm)	Diámetro (mm)	Largo (mm)	Diámetro (mm)	Largo (mm)	Diámetro (mm)
1	15,1	9,53	13,22	11	14,35	10,11
2	13,3	6,75	12,53	8,48	13	8,43
3	13,92	10,75	14,05	7,78	13,74	10,11
4	17,15	8,23	12,7	8,13	12,78	7,85
5	12,48	7,53	13,44	7,92	13,91	9,45
6	13,28	7,88	12,48	9,78	16,28	8,32
7	13,43	7,67	13,61	9,83	13,57	8,85
8	12,85	9,53	15,98	9,1	14,11	9,21
9	13,31	9,58	13,27	9,57	15,1	7,78
10	17	8,85	13,81	10,36	13,3	7,25
11	13,52	9,32	14,8	9,78	13,92	8,93
12	12,83	10,11	13	7	17,15	10,61
13	14,35	8,43	13,62	8,68	12,48	8,35
14	13	10,11	16,85	10,36	13,28	9,95
15	13,74	7,85	12,18	8,1	13,43	8,17
16	12,78	9,45	12,98	9,7	12,85	10,03
17	13,91	8,32	13,13	8,57	13,31	8,82
18	16,28	8,85	12,55	9,1	17	9,35
19	13,57	9,21	13,01	9,46	13,52	9,71
20	14,11	7,78	16,7	8,03	12,83	0,25

Elaboración: Propia.

La obtención de pesos se realiza de manera experimental al maní en vaina, mostrando así los resultados en la Tabla 2.3.

Tabla 2.3: Maní en vaina, tabla de pesos.

No. De Muestra	Muestreo 1	Muestreo 2	Muestreo 3
	Peso(kg)	Peso(kg)	Peso(kg)
1	0,0023	0,0023	0,0021
2	0,0028	0,0016	0,0017
3	0,0035	0,0032	0,0028
4	0,0030	0,0019	0,0021
5	0,0027	0,0036	0,003
6	0,0025	0,0015	0,0021
7	0,0031	0,0024	0,0026
8	0,0018	0,002	0,0033
9	0,0026	0,0031	0,0028
10	0,0022	0,0024	0,0025
11	0,0015	0,0033	0,0023
12	0,0031	0,0025	0,0029
13	0,0018	0,003	0,0016
14	0,0035	0,0037	0,0024
15	0,0014	0,0032	0,0013
16	0,0023	0,0029	0,0029
17	0,0019	0,0027	0,0016
18	0,0030	0,0033	0,0033
19	0,0023	0,002	0,0012
20	0,0032	0,0028	0,0021

Elaboración: Propia.

2.2.2 RUPTURA POR COMPRESIÓN DE LAS VAINAS DE MANÍ

La fuerza de ruptura media de la vaina de maní se obtiene de manera experimental utilizando los equipos del Laboratorio de Resistencia de Materiales de la Facultad de Ingeniería Mecánica en la Escuela Politécnica Nacional (Ver Anexo A)

Los resultados obtenidos se especifican en la Tabla 2.4.

Tabla 2.4: Tabla de resultados de ensayo de compresión.

Id.	Área promedio	Carga Máxima
	mm ²	N
Pr-1	396	505
Pr-2	846	158,5
Pr-3	682	218
Pr-4	564	164,1
Pr-5	462	190
Pr-6	445	165
Pr-7	470	214
Pr-8	550	240
Pr-9	615	46,8
Pr-10	505	186,9
Pr-11	362	121,2

Elaboración: Propia.

Fuente: LAEV-EPN.

Las Figuras 2.6, 2.7, 2.8 y 2.9 presentan parte del proceso realizado en el ensayo de compresión de las vainas de maní.

Dicho ensayo se realiza en el Laboratorio de Análisis de Esfuerzos y Vibraciones (LAEV) de la Escuela Politécnica Nacional.



Figura 2.6: Ensayo de compresión (Muestra 1).

Elaboración: Propia.



Figura 2.7: Ensayo de compresión (Muestra 2).

Elaboración: Propia.



Figura 2.8: Ensayo de compresión a una vaina de Maní.

Elaboración: Propia.



Figura 2.9: Ensayo de compresión a varias vainas de Maní.

Elaboración: Propia.

2.2.3 RUPTURA POR CORTE DE LAS VAINAS DE MANÍ

Empleando las máquinas del Laboratorio de Análisis de Esfuerzos y Vibraciones (LAEV) de la Facultad de Ingeniería Mecánica de la Escuela Politécnica Nacional, se determina la fuerza promedio de corte necesaria para las vainas de maní, dato fundamental para el posterior diseño. (Ver Anexo B)

Los datos de la fuerza de corte se presentan en la Tabla 2.5:

Tabla 2.5: Tabla de resultados ensayo de corte.

Id.	Área promedio	Carga máxima registrada
	mm ²	N
Pr-1	122,72	175.00
Pr-2	122,73	38.5
Pr-3	122,74	80
Pr-4	122,75	75.6
Pr-5	122,76	79.9
Pr-6	122,77	65.8
Pr-7	122,78	99.1
Pr-8	122,79	43.2
Pr-9	122,8	68.6
Pr-10	122,81	123.9

Elaboración: Propia.

Fuente: LAEV-EPN.

El dado de corte utilizado en el LAEV genera una pre carga de 20[N] equivalente a su peso sobre la vaina de maní, razón por la cual a los valores de carga máxima registrados en la Tabla 2.5 se les añade dicho valor, en la Tabla 2.6 se muestran los valores corregidos.

Tabla 2.6: Tabla corregida de resultados ensayo de corte.

Id.	Área promedio	Carga máxima registrada
	mm ²	N
Pr-1	122,72	195.00
Pr-2	122,73	58.5
Pr-3	122,74	100
Pr-4	122,75	95.6
Pr-5	122,76	99.9
Pr-6	122,77	85.8
Pr-7	122,78	119.1
Pr-8	122,79	63.2
Pr-9	122,8	88.6
Pr-10	122,81	143.9

Elaboración: Propia.

Fuente: LAEV-EPN.

Las Figuras: 2.10, 2.11, 2.12, 2.13 y 2.14 presentan el desarrollo del ensayo de corte y el estado de ruptura de las vainas de maní al realizar el ensayo.



Figura 2.10: Máquina Universal de ensayos (Muestra 1).

Elaboración: Propia.



Figura 2.11: Máquina Universal de ensayos (Muestra 2).
Elaboración: Propia.

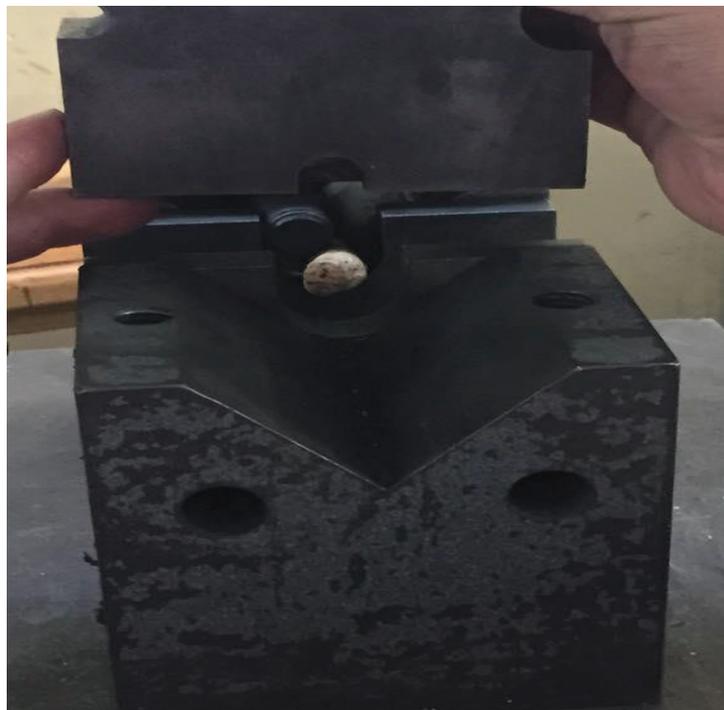


Figura 2.12: Posicionamiento del dado de corte en soporte de la vaina de Maní.
Elaboración: Propia.



Figura 2.13: Corte de la vaina de maní después de la aplicación de la fuerza necesaria.
Elaboración: Propia.



Figura 2.14: Probetas después de aplicar el ensayo de corte.
Elaboración: Propia.

2.2.4 RESUMEN DE DATOS OBTENIDOS

Los resultados obtenidos mediante el estudio de campo y experimentación son los siguientes:

- La Tabla 2.7 muestra el valor del peso promedio

Tabla 2.7: Tabla de peso promedio.

Muestra	Peso Maní
	[kg]
Sumatoria	0,0231
Promedio	0,00231

Elaboración: Propia.

- La tabla 2.8 señala las dimensiones geométricas promedio del maní en vaina.

Tabla 2.8: Tabla dimensiones promedio del maní en vaina.

Muestra	Diámetro	Largo	Volumen del cilindro
	[mm]	[mm]	[mm ³]
Sumatoria	140,76	289,46	14449,27536
Promedio	14,076	28,946	1444,927536

Elaboración: Propia.

- La fuerza promedio de ruptura del maní en vaina se visualiza en la Tabla 2.9.

Tabla 2.9: Tabla de fuerzas de ruptura por compresión promedio.

DATOS DEL CACAHUATE POR UNIDAD			
Muestras	Fuerza	Esfuerzo	Área
	[N]	[kPa]	[mm²]
Promedio	158,74	300,03	550,1
Valores Max	240	456	846
Valores Min	46,8	76,1	362

Elaboración: Propia.

- Fuerza promedio de ruptura al corte de la vaina de maní esta detallada en la tabla 2.10.

Tabla 2.10: Tabla de fuerza promedio de corte

Id.	Área promedio	Carga máxima Promedio
	mm²	N
1	122.77	104.96

Elaboración: Propia.

Finalizadas las pertinentes pruebas de campo y de laboratorio, se determinan las especificaciones técnicas.

2.3 ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

Se consideran como principales especificaciones técnicas los parámetros de diseño y los parámetros funcionales.

2.3.1 PARÁMETROS DE DISEÑO

En consideración de los requisitos del usuario se establecen los principales parámetros de diseño, que son los siguientes:

- Tamaño medio de las vainas de maní (Diámetro=14,076 [mm], Largo=28,946 [mm])
- Fuerza media de ruptura por compresión de la vaina de maní (158,74 [N])
- Fuerza media de ruptura por corte de la vaina de maní (104,96 [N])
- Peso promedio del maní en vaina (0,00231 [kg])

2.3.2 PARÁMETROS FUNCIONALES

En el caso específico del presente proyecto los parámetros funcionales considerados de importancia son los siguientes:

2.3.2.1 Operación:

La operación de la máquina se la realiza de forma semiautomática debido a que es necesaria la presencia de un operador al momento de cargar y accionar la máquina para el desvainado del maní.

2.3.2.2 Ergonomía:

La máquina no debe presentar dificultades de operación, facilitando así el trabajo del agricultor y permitiendo una adaptabilidad a las necesidades del usuario.

2.3.2.3 Salubridad:

Por el principal motivo que la máquina procesa productos destinados a la alimentación humana, ésta debe cumplir parámetros de salubridad establecidos por

los organismos de control como la norma INEN 001⁵, razón por la cual la máquina debe ser desarrollada en materiales que por las condiciones de funcionamiento y las condiciones climáticas del sector eviten la formación de óxidos ya que estos son nocivos para la salud.

2.4 ESTUDIO DE ALTERNATIVAS

Una vez determinados los parámetros funcionales y de diseño obtenidos mediante experimentación y recolección de información proporcionada por los agricultores del lugar se plantean dos alternativas de diseño de la máquina que son:

Alternativa 1

- Desvainadora de discos

Alternativa 2

- Desvainadora de rodillos Vulcanizados.

Para cada alternativa se realiza la evaluación de los factores más importantes que influyen en el diseño, los cuales permitirán tomar la mejor decisión para la alternativa a ser diseñada.

2.4.1 DESVAINADORA DE DISCOS

Se presenta la descripción, ventajas y desventajas de la alternativa 1 (Desvainadora de discos)

⁵ Norma INEN 001

2.4.1.1 Descripción

En este tipo de máquina el proceso de desvainado de maní se realiza a través de discos estriados en el cual el uno es fijo y el otro es móvil, entre los cuales se ubica el maní en vaina y por medio de la fricción entre los discos se produce el desprendimiento de las vainas del maní.

La máquina tiene un sistema de bandas y poleas para la transmisión del movimiento desde el eje del motor, tenemos la necesidad de la ubicación de un tonillo sin fin para la impulsión de los granos de maní hacia los discos.

La alimentación de la máquina se produce a través de una tolva que cumpla con condiciones de diseño para una correcta y oportuna alimentación del producto hacia la máquina, el producto procesado tiene su salida por proceso de gravedad hacia un tamiz para la separación del producto y del residuo.

2.4.1.1.1 Ventajas

- Una gran ventaja que presenta este tipo de máquina es la facilidad del mantenimiento así como su bajo costo y que se lo realiza en lapsos de tiempos muy prolongados.
- La estructura de la máquina es de gran estabilidad ya que esta es maciza y por ende tenemos una reducción considerable de las vibraciones.
- Es una máquina de fácil operación sin la necesidad de que sea una persona muy capacitada para ello, cualquier persona con una mínima capacitación de su utilización puede hacerlo.
- Una gran ventaja del máquina es que la separación de los discos puede ser calibrada según la necesidad o según el tamaño de los granos de maní.

2.4.1.1.2 *Desventajas*

- La necesidad de cambios en lapsos cortos de tiempo del sistema de transmisión por bandas y poleas.
- El proceso de fabricación del tornillo sin fin para la impulsión del maní es complicado y de un alto costo.
- La elevada velocidad de los discos nos generaría ruptura de los granos de maní lo que involucraría pérdidas innecesarias para el productor.
- La cantidad de pérdidas generadas tanto por el sistema de transmisión como pérdidas del producto elaborado la convierten en una máquina de alto costo y baja eficiencia

2.4.2 DESVAINADORA DE RODILLOS VULCANIZADOS

Se presenta la descripción, ventajas y desventajas de la alternativa 2 (Desvainadora de rodillos vulcanizados)

2.4.2.1 Descripción

Esta es una máquina que posee un motor reductor que acciona dos rodillos recubiertos con caucho vulcanizado que comprimen entre sí a la vaina, produciendo la fragmentación de la misma sin lastimar a la semilla.

La alimentación de la máquina se da en la parte superior por medio de una tolva.

El material disgregado se recolecta en una bandeja, material que posteriormente es transportado para su ulterior separación.

En la Figura 2.15 se muestra el esquema de una máquina desvainadora de maní por rodillos vulcanizados.

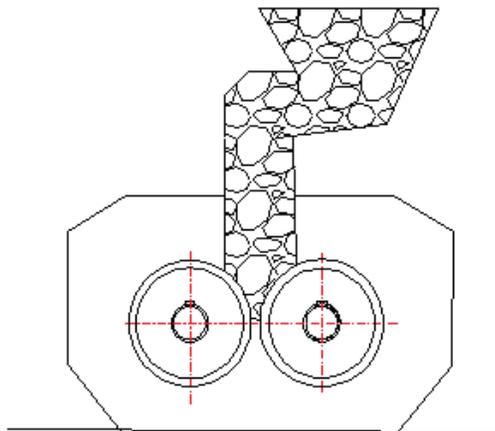


Figura 2.15: Desvainadora de rodillos vulcanizados.

Elaboración: Propia.

2.4.2.1.1 *Ventajas*

- Reducción de pérdidas en el proceso de producción tanto de producto elaborado como de transmisión de potencia.
- Gran capacidad de producción.
- Máquina de fácil operación y mantenimiento
- Costos de fabricación y mantenimiento bajos
- Facilidad de regulación del desvainado.

2.4.2.1.2 *Desventajas*

- Se tiene una máquina que genera mucho ruido debido al giro de los rodillos pero es tolerable.

2.5 EVALUACIÓN DE LAS ALTERNATIVAS

Determinadas las posibles alternativas de las cuales se tiene la descripción se procede a realizar una evaluación de las mismas para una toma de decisión más eficaz.

El proceso de selección de alternativas se lo realiza por el método de criterios ponderados⁶, el cual permite decidir entre varias alternativas por la evaluación de parámetros.

El método como tal, se basa en realizar tablas con diferentes criterios en base a las alternativas, asignando valores a cada criterio los cuales nos permiten una evaluación y una adecuada selección de la alternativa, la Tabla 2.11 muestra los valores utilizados en el método de criterios ponderados.

Tabla 2.11: Valores utilizados en el método de criterios ponderados.

Valor	Criterio
1	Si el criterio (o solución) de las filas es superior (o menor) que al de las columnas
0,5	Si el criterio (o solución) de las filas es equivalente (igual) al de las columnas
0	Si el criterio (o solución) de las filas es inferior (o peor) que al de las columnas

Elaboración: Propia.

Asignados los valores en cada criterio se suman los valores asignados en cada relación a los criterios restantes al cual se tiene que añadir una unidad para así lograr evitar que el menos favorable tenga una evaluación nula.

En la otra columna se tienen que calcular los valores ponderados para cada criterio, para la evaluación final de cada solución se tienen que sumar los productos de los

⁶ Diseño Concurrente Carlos Rivas

diferentes pesos específicos de cada solución por el peso específico de cada criterio.

En la tabla 2.12 se presenta la respectiva codificación de cada una de las alternativas.

Tabla 2.12: Valores utilizados en el método de criterios ponderados.

Código	Solución
X	Desvainadora de rodillos vulcanizados
Y	Desvainadora de discos

Elaboración: Propia.

2.6 FACTORES TOMADOS EN CONSIDERACIÓN

La selección de la mejor alternativa considera criterios importantes en el diseño y desempeño de la máquina como son por ejemplo la facilidad de operación, facilidad de construcción, etc.

En la tabla 2.13 se muestran los diferentes criterios tomados en consideración

Tabla 2.13 Criterios utilizados.

	Criterio
1	Facilidad de operación
2	Facilidad de construcción
3	Facilidad de mantenimiento
4	Tiempo de procesado
5	Funcionalidad
6	Transportabilidad
7	Vida útil
8	Seguridad
9	Costo

Elaboración: Propia.

2.7 PROCESO DE SELECCIÓN DE LA ALTERNATIVA

La selección de la alternativa se realiza por el método de los criterios ponderados, se realiza la evaluación del peso específico de cada criterio.

En la Tabla 2.14 se tiene la evaluación de los pesos específicos.

Tabla 2.14: Evaluación de pesos específicos de cada criterio

Criterio	Funcionalidad	Seguridad	Tiempo de proceso	Vida útil	Facilidad de operación	Facilidad de construcción	Facilidad de mantenimiento	Costo	Transportabilidad	$\Sigma + 1$	Ponderación
Funcionalidad		1	1	1	1	1	1	1	1	9	0,20
Seguridad	0		1	1	1	1	1	1	1	8	0,18
Tiempo de proceso	0	0		1	1	1	1	1	1	7	0,16
Vida útil	0	0	0		1	1	1	1	1	6	0,13
Facilidad de operación	0	0	0	0		0,5	1	1	1	4,5	0,10
Facilidad de construcción	0	0	0	0	0,5		1	1	1	4,5	0,10
Facilidad de mantenimiento	0	0	0	0	0	0		1	1	3	0,07
Costo	0	0	0	0	0	0	0		1	2	0,04
Transportabilidad	0	0	0	0	0	0	0	0		1	0,02
										45	1,00

Elaboración: Propia

Se puede ver que Funcionalidad > Seguridad > Tiempo de proceso > Vida útil > Facilidad de operación = Facilidad de construcción > Facilidad de mantenimiento > Costo > Transportabilidad.

Para cada criterio presentado se realiza la evaluación de los pesos específicos de las diferentes soluciones y se presentan en la Tabla 2.15, Tabla 2.16, Tabla 2.17, Tabla 2.18, Tabla 2.19, Tabla 2.20, Tabla 2.21, Tabla 2.22, Tabla 2.23.

Evaluación del peso específico **Funcionalidad** con cada una de las soluciones propuestas.

Tabla 2.15: Funcionalidad evaluada con el peso específico.

Funcionalidad	Solución X	Solución Y	$\Sigma + 1$	Ponderación
Solución X		0,5	1,5	0,5
Solución Y	0,5		1,5	0,5
			3	1

Elaboración: Propia.

Se tiene que la Solución X = Solución Y.

Evaluación del peso específico **Seguridad** con cada una de las soluciones propuestas.

Tabla 2.16: Seguridad evaluada con el peso específico.

Seguridad	Solución X	Solución Y	$\Sigma + 1$	Ponderación
Solución X		1	2	0,67
Solución Y	0		1	0,33
			3	1

Elaboración: Propia.

Se visualiza que la Solución X > Solución Y.

Evaluación del peso específico **Tiempo de proceso** con cada una de las soluciones propuestas.'

Tabla 2.17: Tiempo de proceso evaluado con el peso específico.

Tiempo de proceso	Solución X	Solución Y	$\Sigma + 1$	Ponderación
Solución X		1	2	0,67
Solución Y	0		1	0,33
			3	1

Elaboración: Propia.

Se determina que la Solución X > Solución Y.

Evaluación del peso específico **Vida útil** con cada una de las soluciones propuestas.

Tabla 2.18: Vida útil evaluada con el peso específico.

Vida útil	Solución X	Solución Y	$\Sigma + 1$	Ponderación
Solución X		1	2	0,5
Solución Y	1		2	0,5
			4	1

Elaboración: Propia.

Se ilustra que la Solución X = Solución Y.

Evaluación del peso específico **Facilidad de operación** con cada una de las soluciones propuestas.

Tabla 2.19: Facilidad de operación evaluada con el peso específico.

Facilidad de operación	Solución X	Solución Y	$\Sigma + 1$	Ponderación
Solución X		1	2	0,67
Solución Y	0		1	0,33
			3	1

Elaboración: Propia.

Se presenta que la Solución X > Solución Y.

Evaluación del peso específico **Facilidad de construcción** con cada una de las soluciones propuestas.

Tabla 2.20: Facilidad de construcción evaluada con el peso específico.

Facilidad de construcción	Solución X	Solución Y	$\Sigma + 1$	Ponderación
Solución X		1	2	0,67
Solución Y	0		1	0,33
			3	1

Elaboración: Propia.

Se analiza que la Solución X > Solución Y.

Evaluación del peso específico **Facilidad de mantenimiento** con cada una de las soluciones propuestas.

Tabla 2.21: Facilidad de mantenimiento evaluada con el peso específico.

Facilidad de mantenimiento	Solución X	Solución Y	$\Sigma + 1$	Ponderación
Solución X		0,5	1,5	0,5
Solución Y	0,5		1,5	0,5
			3	1

Elaboración: Propia.

Se anota que la Solución X = Solución Y.

Evaluación del peso específico Costo con cada una de las soluciones propuestas.

Tabla 2.22: Costo evaluado con el peso específico.

Costo	Solución X	Solución Y	$\Sigma + 1$	Ponderación
Solución X		1	2	0,57
Solución Y	0,5		1,5	0,43
			3,5	1

Elaboración: Propia.

Donde se tiene que la Solución X > Solución Y.

Evaluación del peso específico **Transportabilidad** con cada una de las soluciones propuestas.

Tabla 2.23: Transportabilidad evaluada con el peso específico.

Transportabilidad	Solución X	Solución Y	$\Sigma + 1$	Ponderación
Solución X		0,5	1,5	0,5
Solución Y	0,5		1,5	0,5
			3	1

Elaboración: Propia.

Se observa que la Solución X = Solución Y.

Se procede a realizar las conclusiones de las evaluaciones realizadas a los diferentes pesos específicos las cuales se muestran en la Tabla 2.24.

Tabla 2.24: Conclusiones de evaluaciones a pesos específicos

Conclusiones	Funcionalidad	Seguridad	Tiempo de proceso	Vida útil	Facilidad de operación	Facilidad de construcción	Facilidad de mantenimiento	Costo	Transportabilidad	Σ	Prioridad
Solución X	0,1	0,15	0,18	0,08	0,07	0,02	0,04	0,03	0,05	0,65	1
Solución Y	0,1	0,01	0,09	0,03	0,04	0,02	0,03	0,01	0,01	0,35	2

Elaboración: Propia.

2.8 SELECCIÓN DE LA ALTERNATIVA

Según la Tabla 2.24 muestra que la alternativa X (Desvainadora de rodillos vulcanizados) es la que mejor conviene en el desarrollo del prototipo, debido al mayor peso específico obtenido a diferencia de la otra alternativa.

Por lo tanto se procede a diseñar una desvainadora de maní con capacidad de 600kg/h con un sistema de desvainado de rodillos vulcanizados rodillos vulcanizados

2.9 PROTOCOLO DE PRUEBAS

El protocolo de Pruebas describe las pruebas de campo a las que se debe someter el Prototipo una vez diseñado y construido, Pruebas que determinan la fiabilidad y funcionalidad del diseño.

El presente Protocolo consta de tres partes fundamentales:

- Verificaciones Físicas
- Pruebas sin carga (en vacío)
- Pruebas con carga

2.9.1 VERIFICACIONES FÍSICAS DEL PROTOTIPO

Se procede a la medición y comparación del prototipo con los cálculos obtenidos en el proceso de diseño.

Las verificaciones físicas a realizar en el prototipo son:

- Longitud total.
- Ancho total.
- Altura total.

- Peso.
- Estado de la soldadura.
- Alineación de rodillos.
- Verificación del sistema de alimentación.
- Verificación del ajuste de bandas.
- Verificación del sistema de regulación.
- Verificación conexiones eléctricas.

2.9.2 PRUEBAS SIN CARGA (EN VACÍO)

La prueba de funcionamiento del prototipo de desvainadora de maní sin carga permite comprobar el correcto funcionamiento de los diferentes elementos que componen la máquina y de los diferentes sistemas como son el de transmisión de potencia, el sistema de desvainado.

Esta prueba se la realiza sin carga alguna es decir sin ingresar producto en la tolva, Las pruebas sin carga a realizar en el prototipo son:

- Verificar la separación de los rodillos.
- Verificar suministro eléctrico.
- Verificación de giro del rodillo.
- Verificar vibraciones en la máquina.
- Verificar ruido en la máquina.

2.9.3 PRUEBA DE FUNCIONAMIENTO CON CARGA

Se realiza las pruebas de funcionamiento con cargas variables de 10,15 y 20 kg que es la capacidad máxima de la máquina por carga y se procede a la calificación de los diferentes sistemas. Las pruebas con carga a realizar en el prototipo son:

- Verificar sistema de alimentación.
- Verificar sistema de desvainado.
- Verificar calidad de desvainado.
- Verificar ruido en la máquina.
- Verificar vibraciones en la máquina.
- Verificar giro de rodillos.

El formato completo del protocolo de pruebas se presenta en el Anexo C.

CAPITULO III

3 DISEÑO DE LA DESVAINADORA DE RODILLOS

3.1 SISTEMA DE DESVAINADO

El principal sistema de una desvainadora de maní es el de desvainado, compuesto por elementos mecánicos como rodillos, poleas, ejes, etc.

Para el diseño de los elementos antes mencionados se realizan los respectivos cálculos, mientras otros elementos serán seleccionados haciendo uso de los catálogos existentes en el mercado nacional.

3.1.1 DIMENSIONAMIENTO EXPERIMENTAL DE RODILLO

Al requerir la máquina la capacidad de 600 Kg/h, los rodillos encargados de realizar el proceso de desvainado del maní deben tener un diámetro adecuado y el pertinente número de revoluciones para producir esta capacidad.

En el trabajo de campo se observa que en algunos centros industriales de beneficio del maní los diámetros más comunes se hallan entre 40 a 60mm y las revoluciones por minuto de las máquinas son de 35 y 65. Por carecer de información bibliográfica sobre estos aspectos se procede a hacer un prototipo, (Ver Figura 3.1).



Figura 3.1: Trabajo de campo con prototipo alterno.

Elaboración: Propia.

La tabla 3.1 presenta los resultados para las diferentes variaciones de diámetros y revoluciones por minuto.

Tabla 3.1: Resultados de trabajo de campo del prototipo alterno.

Diámetro (mm)	RPM
40	35
50	50
60	65

Elaboración: Propia.

En base al análisis realizado a los diferentes diámetros de rodillos se establece que el diámetro más adecuado es de 50 mm a 50 RPM.

Se determinó gracias al trabajo de campo que la superficie de los rodillos deben poseer pequeños pupos motivo por el cual a los rodillos se les aplica un proceso de vulcanizado en forma de moleteado, se ubica de manera axial y longitudinal, ya que esto permitirá un arrastre efectivo de los granos, así también un efecto de acuñamiento que favorecerá la ruptura de la vaina o cáscara del maní.

Motivo por el que se realizan las pruebas pertinentes con dos diferentes espesores y acabados superficiales de cauchos (Ver Figura 3.2).

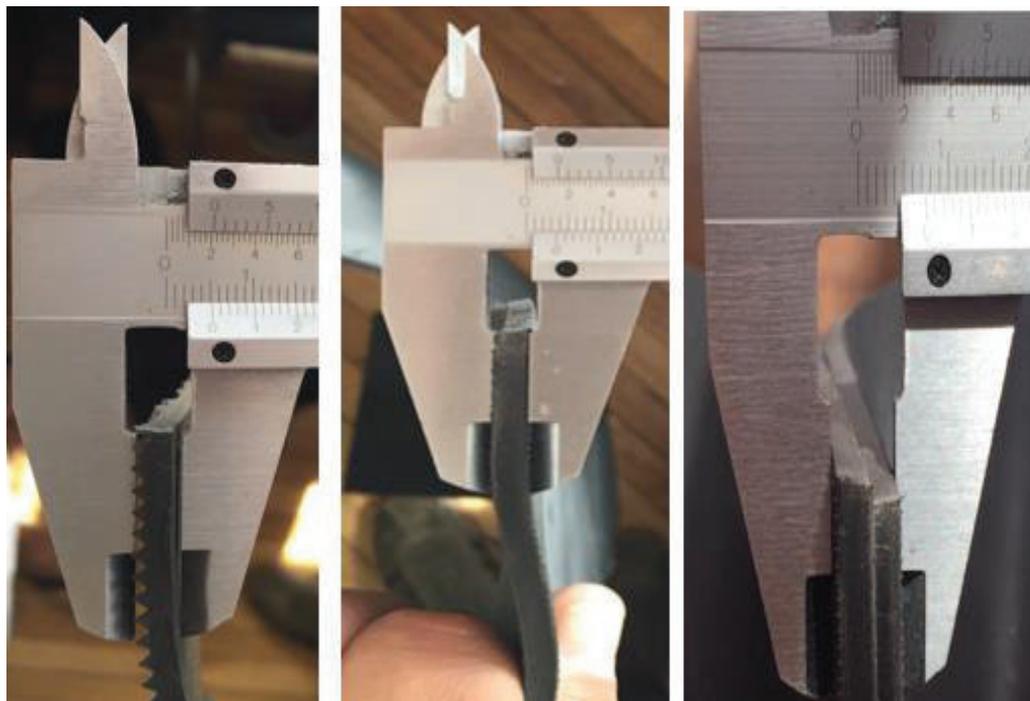


Figura 3.2: Espesores de cauchos para vulcanizado.

Elaboración: Propia.

La tabla 3.2 indica los resultados obtenidos con los diferentes espesores de caucho.

Tabla 3.2: Espesores de cauchos para vulcanizados de rodillos.

Espesor(mm)	Acabado Superficial	Eficiencia %
3.5	Moleteado	40
	Ranurado	35
5	Moleteado	65
	Ranurado	50
7	Moleteado	35
	Ranurado	25

Elaboración: Propia.

En base al análisis de los resultados se determina que el espesor de caucho adecuado para el desvainado de maní es de 5mm,

Finalmente del trabajo de campo se observa que las longitudes de los rodillos se encuentran en valores de 100, 200 y 300 m, razón por la cual se realizan pruebas de determinación de la longitud que cumpla con la capacidad de desvainado requerida. (Ver Figuras 3.3, 3.4 y 3.5)



Figura 3.3: Prueba con rodillo vulcanizado a 100mm

Elaboración: Propia



Figura 3.4: Prueba con rodillo vulcanizado a 200mm

Elaboración: **Propia**



Figura 3.5: Prueba con rodillo vulcanizado a 300mm

Elaboración: **Propia**

La tabla 3.3 muestra los resultados obtenidos de la prueba realizada a los rodillos con diferentes longitudes que cumplen con la capacidad de desvainado requerido.

Tabla 3.3: Longitud en función de la capacidad

Espesor(mm)	Acabado Superficial	Eficiencia %
3.5	Moleteado	40
	Ranurado	35
5	Moleteado	65
	Ranurado	50
7	Moleteado	35
	Ranurado	25

Elaboración: Propia.

En base a los resultados obtenidos se determina que las dimensiones óptimas para cumplir con la capacidad de desvainado son:

$$\Phi_{rodillo} = 50 \text{ [mm]} = \text{diámetro del rodillo}$$

$$L_{rodillo} = 200 \text{ [mm]} = \text{longitud del rodillo}$$

El vulcanizado se lo realiza con un espesor de 5 [mm] motivo por el cual el rodillo posee un diámetro útil de 50 [mm].

Debido al análisis estadístico se determina que las vainas de maní poseen diámetros y longitudes diferentes, las cuales después de un proceso de selección previa pueden ser clasificados por la uniformidad en sus tamaños, de este análisis se concluye que la separación de los rodillos debe estar en un rango aproximado de 12mm a 18mm, distancia que garantizara que las vainas se rompa de manera eficaz.

Siendo 12mm la distancia mínima y 18mm la distancia máxima entre los rodillos, se toman estos valores como los extremos basándose en la información de las Tablas 2.1 y 2.2, debido a que estos valores garantizan la ruptura de la vaina sin dañar la semilla del maní.

3.1.1.1 Cálculo del ángulo de separación entre rodillos

La relación existente entre los diámetros de los rodillos y su ángulo de separación están representados por la siguiente ecuación matemática (Ecuación 3.1).⁷

$$\text{Tan}(\theta) = \frac{D_r + D_f}{D_r + D_t} \quad \text{Ec. 3.1}$$

Dónde:

θ : ángulo de separación entre rodillos

D_r : Diámetro de los rodillos [50 mm]

D_f : Diámetro medio de las partículas finales [8,78 mm]

D_t : Diámetro medio de las partículas añadidas [14,076 mm]

El ángulo de separación θ es:

$$\begin{aligned} \theta &= \text{tang}^{-1}\left(\frac{50 + 8,78}{50 + 14,076}\right) = \\ \theta &= \text{tang}^{-1}(0,917) \\ \theta &= 42,553^\circ \end{aligned}$$

3.1.1.2 Superficie de contacto entre las vainas de maní y los rodillos

La superficie de contacto de los rodillos es el área donde actúan las fuerzas de compresión y corte.

La Figura 3.6 esquematiza la superficie de contacto de los rodillos.

⁷ BALCAZAR M. & GUAMBA J.; Diseño de una trituradora de cacao; E.P.N; Quito; 2009

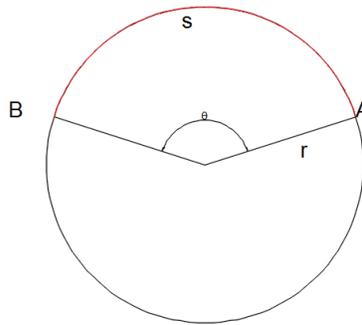


Figura 3.6: Superficie de contacto

Elaboración: Propia

Se parte de la ecuación 3.2.:

$$\begin{aligned}
 S &= r \cdot \theta \quad ; \quad S = \ell \\
 \ell &= r \cdot \theta \\
 \ell &= \frac{D_r}{2} \cdot \theta
 \end{aligned}
 \tag{Ec. 3.2}$$

Dónde:

ℓ : Longitud de arco de contacto [mm]

D_r : Diámetro de los rodillos [50 mm]

θ : Ángulo de contacto en radianes [0,7422 Rad]

$$\ell = \frac{50}{2} \cdot 0,7422 = 18,56 \text{ [mm]}$$

3.2 FUERZA DE DESVAINADO POR REVOLUCIÓN

La fuerza de desvainado es necesaria para poder sacar los granos de maní de la vaina sin dañar al maní, este proceso es realizado por los rodillos de la máquina que comprimen las vainas de maní entre ellos.

Para la obtención de esta fuerza se realiza el ensayo de corte y compresión de las vainas de maní, obteniendo una fuerza promedio de 104,96. El número de vainas que pueden ingresar en el área promedio que genera el rodillo en una vuelta se obtiene de manera experimental.

El número de vainas por revolución del rodillo se obtiene mediante el conteo de las mismas en un área de 200x157 mm, la Figura 3.7 muestra parte del proceso de conteo.



Figura 3.7: Numero de vainas de maní.

Elaboración: Propia

Terminado el proceso de conteo de las vainas de maní, se determina que en un área de 314cm² existe un promedio de 91vainas de maní.

La fuerza total de desvainado se obtiene al aplicar la ecuación 3.3

$$F_{total} = N_{maní} * F_{promedio} \quad \text{Ec 3.3}$$

$$F_{total} = 91 * 104,96[N] = 9551,36 [N]$$

Dónde:

$N_{maní}$: número de manis en una revolución

$F_{promedio}$: fuerza promedio de corte del maní.

3.2.1 VELOCIDAD LINEAL DEL RODILLO

Para la obtención de la velocidad lineal es necesario conocer el peso promedio de las vainas de maní que se desvainan en una revolución, la Ecuación 3.4 muestra el cálculo de dicho valor.

$$n = N_{manís} * p_{maní} \quad \text{Ec 3.4}$$

Dónde:

$p_{maní}$: peso promedio del maní

$$n = 91 \left[\frac{\text{maní}}{\text{rev}} \right] * 0,00231 \left[\frac{\text{kg}}{\text{maní}} \right]$$

$$n = 0,210 \left[\frac{\text{kg}}{\text{rev}} \right]$$

En la ecuación 3.5 se encuentra el cálculo de la velocidad angular:

$$w = \frac{C_{promedio}}{n} \quad \text{Ec 3.5}$$

Donde:

$$C_{promedio} = 600 \frac{\text{kg}}{\text{h}} * \frac{1}{60\text{min}} = 10 \left[\frac{\text{kg}}{\text{min}} \right]$$

$$w = \frac{10 \left[\frac{\text{kg}}{\text{min}} \right]}{0,21 \left[\frac{\text{kg}}{\text{rev}} \right]}$$

$$w = 47,571 \text{ [rpm]}$$

Para el presente proyecto se considera la velocidad angular con un valor de 50 [rpm].

$$w = 50 \left[\frac{\text{rev}}{\text{min}} \right] * \left| \frac{2 * \pi}{60 \text{ s}} \right|$$

$$w = 5,236 \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right]$$

Finalmente la ecuación 3.6 muestra el cálculo de la velocidad lineal en la cual se hace uso de los términos antes obtenidos.

$$V = w * r \quad \text{Ec 3.6}$$

Dónde:

w: velocidad angular de los rodillos.

r: radio promedio de los rodillos.

$$V = 5,236 \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right] * 0,025 \text{ [m]}$$

$$V = 0,131 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$$

3.2.2 CÁLCULO DE LA ACELERACIÓN ANGULAR DEL RODILLO

La aceleración angular se la determina mediante la Ecuación 3.7:

$$\alpha = \frac{W}{t} \quad \text{Ec. 3.7}$$

Dónde:

α : Aceleración angular

W: velocidad angular

T: tiempo de arranque

En base al catálogo Siemens⁸ el motor tarda 0,5 segundos en estabilizar su funcionamiento partiendo de reposo.

$$\alpha = \frac{50 \frac{rev}{min} \times \frac{1 min}{60 s}}{0.5 s} = 1,667 \frac{rev}{s^2}$$

$$\alpha = 1,667 \frac{rev}{s^2} \times \frac{2\pi rad}{1 rev} = 10,474 \frac{rad}{s^2}$$

3.3 POTENCIA REQUERIDA PARA EL DESVAINADO

Mediante la ecuación 3.8 se obtiene el valor de la potencia necesaria para cumplir con el con capacidad de 600 kg/h de maní desvainado.

$$P = F \times V \quad \text{Ec. 3.8}$$

Donde:

⁸ SIEMENS, Motox Geared Motors Catalog d87, 2008

P: potencia [watts], [hp]

F: fuerza total del sistema

V: velocidad lineal [m/s]

$$P = 9551,36[N] \times 0,131 \left[\frac{m}{s} \right] = 1251,23 \text{ [watts]}$$

$$P = 1251,23 \text{ watts} \times \frac{1 \text{ hp}}{746 \text{ watts}} = 1,67 \text{ hp}$$

$$P = 1,67 \text{ hp}$$

3.3.1 POTENCIA CORREGIDA

Debido a las pérdidas que existen en la potencia nominal calculada, se realiza una corrección de la misma con la ecuación 3.9.

$$P_{\text{corregida}} = P_{\text{calculada}} \times 1.2 \quad \text{Ec 3.9}$$

El valor 1.2 es el factor de corrección.

$$P_{\text{corregida}} = 1251,23 \text{ watts} \times 1.2 = 1501,476 \text{ watts}$$

$$P_{\text{corregida}} = 1501,476 \text{ watts} \times \frac{1 \text{ hp}}{746 \text{ watts}} = 2,012 \text{ hp}$$

$$P = 2,01 \text{ hp}$$

3.4 TORQUE DEL EJE MOTRIZ

La figura 3.8 muestra las secciones en las que se realiza el cálculo del torque.

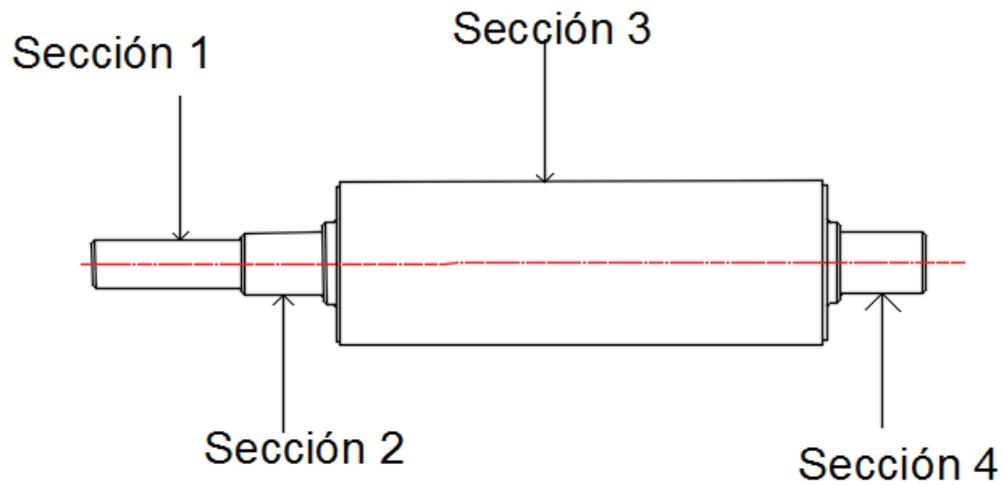


Figura 3.8: Secciones del eje motriz.

Elaboración: Propia.

La figura 3.9 muestra las dimensiones de las secciones para el cálculo del torque.

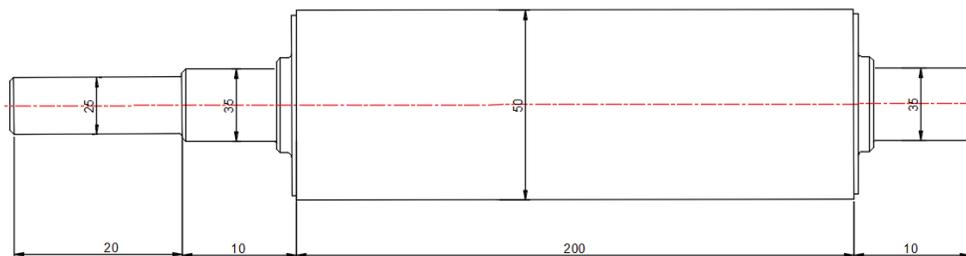


Figura 3.9: Dimensiones eje motriz.

Elaboración: Propia.

Con los datos anteriores se procede a calcular el momento de inercia de las diferentes secciones ecuación 3.10.

$$I_{seccion} = \frac{1}{2}mr^2 \quad \text{Ec. 3.10}$$

Dónde:

m: masa del eje
r: radio del eje.

$$m = \rho \times v \quad \text{Ec. 3.11}$$

Dónde:

ρ : Densidad del material

V: volumen del cilindro.

Para el cálculo del momento de inercia para la sección 1 se utiliza la ecuación 3.10 y 3.11. con los valores radio igual a 12,5 mm y longitud 20mm.

$$V_{seccion1} = \pi * r^2 * l$$

$$V_{seccion1} = \pi \times (1.25)^2 \times 2 = 9,817 \text{cm}^3$$

$$m_{seccion1} = 7,80 \left[\frac{\text{gr}}{\text{cm}^3} \right] \times 9,817 \text{cm}^3 = 76,576 \text{ [gr]}$$

$$I_{seccion1} = \frac{1}{2} * (0,07657 \text{ kg}) * (0.0125 \text{ m})^2 = 0,00000598 \text{ [kg.m}^2\text{]}$$

Para el cálculo del momento de inercia para la sección 2 se utiliza la ecuación 3.10 y 3.11. con los valores radio igual a 17.5 mm y longitud 50mm. La sección 2 es igual a la sección 4.

$$V_{seccion2} = \pi \times (1,75)^2 \times 5 = 48,105 \text{ [cm}^3\text{]}$$

$$m_{seccio2} = 7,80 \left[\frac{\text{gr}}{\text{cm}^3} \right] 48,105 \text{cm}^3 = 375,223 \text{ [gr]}$$

$$I_{seccion2} = \frac{1}{2} * (0,3752 \text{ kg}) * (0,0175\text{m})^2 = 0,0000574[\text{kg} \cdot \text{m}^2]$$

$$I_{seccion2} = I_{seccion4}$$

Para el cálculo del momento de inercia para la sección 3 se utiliza la ecuación 3.10 y 3.11. con los valores radio igual a 25 mm y longitud 200mm.

$$V_{seccion3} = \pi * r^2 * l$$

$$V_{seccion3} = 3,1416 * (2,5)^2 * 20 = 392,7 [\text{cm}^3]$$

$$m_{seccion3} = 7,80 \left[\frac{\text{gr}}{\text{cm}^3} \right] * 392,7[\text{cm}^3] = 3063,1[\text{gr}]$$

$$I_{seccion3} = \frac{1}{2} * (3,0631 [\text{kg}]) * (0,025 [\text{m}])^2 = 0,00096 [\text{kg} \cdot \text{m}^2]$$

La inercia total del eje motriz se calcula en base a la ecuación 3.11

$$I_{total} = I_{seccion1} + 2xI_{seccion2} + I_{seccion3} \quad \text{Ec. 3.11}$$

$$I_{Total} = 0,00000598 + 2x0,0000574 + 0,00096$$

$$I_{Total} = 0,00108[\text{kg} \cdot \text{m}^2]$$

Se utiliza la siguiente expresión matemática (Ecuación 3.12) para el cálculo del torque del rodillo motriz

$$Teje = I_{total} * \alpha \quad \text{Ec. 3.12}$$

$$Teje = 0,00108[kg.m^2]x 10,474 \left[\frac{rad}{s^2} \right] = 0,0113[Nm]$$

3.5 CÁLCULO Y SELECCIÓN DEL SISTEMA MOTRIZ

El sistema de movimiento es establecido con la selección adecuada de los elementos de transmisión de potencia como son motores, bandas y correas. Para esta sección se hace uso de catálogos de proveedores existentes en el mercado nacional.

3.5.1 SELECCIÓN DE MOTORREDUCTOR

Para este análisis se toma en cuenta la disponibilidad de energía. El funcionamiento del motor reductor se basa en el uso de corriente eléctrica trifásica de 220 [V], por medio del trabajo en campo se verificó la disponibilidad de toma corrientes de este tipo.

Para conseguir la velocidad deseada y optimizar el espacio de uso de la máquina se adquiere un motorreductor el cual cumpla con la capacidad de funcionamiento de la máquina.

Debido a los cálculos obtenidos la sección 3.3.1, se llega a la determinación que la potencia del motor a utilizar debe cumplir con una capacidad de 2,04 hp, debido a la facilidad del mercado a conseguir el motorreductor de 2 hp y con velocidad angular de 900 rpm.

Se tiene en cuenta que la velocidad de entrega del motor es de 900 [rpm], y conociendo el valor de la relación de transmisión del reductor de 14,18:1, valor seleccionado del catálogo de motorreductores de SIEMENS (Ver Anexo D) se obtiene la velocidad angular de salida del motorreductor utilizando la ecuación 3.13.

$$w_{polea} = \frac{w_{motor}}{i_{reductor}} \quad \text{Ec. 3.13}$$

$$w = \frac{900}{14,18} = 63,47[rpm]$$

Los datos nominales así como especificaciones técnicas del motor y del reductor se presentan en el (Anexo D). En la Figura 3.10 se indica una fotografía del posible motor reductor que se utilizara en la máquina.



Figura 3.10: Motor reductor

Fuente: Siemens del Ecuador.

3.5.2 TRANSMISIÓN DE MOVIMIENTO

Para la creación de este prototipo se utiliza un sistema de transmisión de potencia por medio de bandas y poleas, debido a la facilidad de montaje y menor costo en relación a otros sistemas de transmisión, como por ejemplo catalina-cadena y engranes.

El funcionamiento de este sistema se da por medio de una polea motriz y una polea conducida o fija, la potencia y el movimiento se transmite mediante una banda que está colocada con una tensión determinada que garantiza el funcionamiento correcto del sistema. La transmisión de movimiento se genera gracias a la fricción que existe entre la banda y las poleas.

3.5.2.1 Selección de la banda

Tomando en cuenta que el valor de entrega del motorreductor es de 63,5 [rpm], pero que la velocidad angular de funcionamiento de los rodillos es de 50 [rpm] con estos valores y haciendo uso del catálogo de bandas DeMachine Tools: Drill Press, Lathes, Screw Machine se selecciona las bandas pertinentes. (Ver anexo E)

3.5.2.1.1 Factor de servicio para el motor

Para el factor de servicio del motor se selecciona un valor de 1.15 haciendo uso del catálogo de motores eléctricos de SIEMENS (Ver anexo E).

3.5.2.1.2 Potencia de diseño

Para calcular la potencia de diseño real se utiliza la ecuación 3.14.

$$P_D = 1,15 \times P_M \quad \text{Ec. 3.14}$$

Dónde:

P_D = Potencia de diseño

P_M = Potencia del motor

$$P_D = 1,15 \times 2[\text{hp}] = 2,3 [\text{hp}]$$

3.5.2.1.3 Selección del tipo de Banda

Utilizando la potencia de diseño antes calculada y la velocidad de entrega del motor se procesa a la selección del tipo de banda, usando el catálogo de bandas de GOODYEAR (Ver Anexo E), la banda seleccionada para este prototipo es una banda SPZ.

3.5.2.1.4 Diámetro primitivo de la polea conductora

Para determinar el diámetro de la polea conductora y conducida se utiliza el catálogo de GOODYEAR (Ver Anexo E) con una relación de transmisión de 1,27 y con una potencia de diseño de 2,3 [hp].

$$D_R = 118 [mm]$$

$$D_N = 150 [mm]$$

Dónde:

D_R : Diámetro primitivo de la polea conductora.

D_N : Diámetro primitivo de la polea conducida.

3.5.2.1.5 Potencia por cada banda

Haciendo uso del manual para bandas de transmisión de GOODYEAR se obtiene la siguiente potencia.

Las tabla 3.4 muestra el resumen de los valores tabulados (Ver Anexo E).

Tabla 3.4: Potencia de Banda

REVOLUCIONES	POTENCIA POR BANDA (HP)		
	CVS	HY-T/TT	TF
63,5	1	1,15	1,56

Fuente: Manual de bandas de GOODYEAR.

Elaboración: Propia

Se elige una banda SPZ/Z TB en V con una potencia 2 hp por cada banda y un factor de adición de 0.12 hp.

3.5.2.1.6 Número de Bandas

La cantidad de bandas al utilizar se la determina mediante la ecuación 3.15.

$$N_b = \frac{P_d}{P_b + F_a} \quad \text{Ec 3.15}$$

Dónde:

Nb: Número de bandas

Pd: Potencia de diseño.

Pb: Potencia de banda.

Fa: Factor de adición.

$$N_b = \frac{2.3}{2 + 0,12} = 1,08$$

En base al análisis del valor obtenido en la ecuación 3.15 se determina que en el sistema de desvainado se utiliza una banda.

3.5.2.1.7 *Distancia entre centros*

La distancia entre centros se la calcula con la ecuación 3.16, considerando el criterio de aplicación de bandas en V, que establece que la distancia entre centros no debe ser mayor que tres veces la suma de los diámetros y no menor al diámetro de la polea mayor.

$$C = 3 * (D + d) \quad \text{Ec. 3.16}$$

Dónde:

C: Distancia entre centros.

D: Diámetro polea conducida.

d: Diámetro de polea conductora

$$C = 3 * (118 + 150) = 804 \text{ [mm]}$$

$$C = 804 \text{ [mm]}$$

$$150 < C < 804$$

En el caso del diseño de la desvainadora de maní se toma como distancia entre centros un valor de 350 [mm] valor sugerido por el catálogo de GOODYEAR (Ver Anexo E).

3.5.2.1.8 *Longitud de la banda*

Para el cálculo de la longitud de la banda se aplica la ecuación 3.17:

$$L = 2 * C + 1.57 * (D + d) + \frac{(D-d)^2}{4 * C} \quad \text{Ec. 3.17}$$

Dónde:

- L: longitud de la banda.
- C: Distancia entre centros.
- D: Diámetro polea conducida.
- d: Diámetro polea conductora.

$$L = 2 * (350) + 1,57 * (118 + 150) + \frac{(118 - 150)^2}{4 * (350)}$$

$$L = 1120 \text{ [mm]}$$

3.5.3 SELECCIÓN DE POLEAS

La figura 3.11 indica las dimensiones de los canales que debe tener la polea para su correcto funcionamiento.

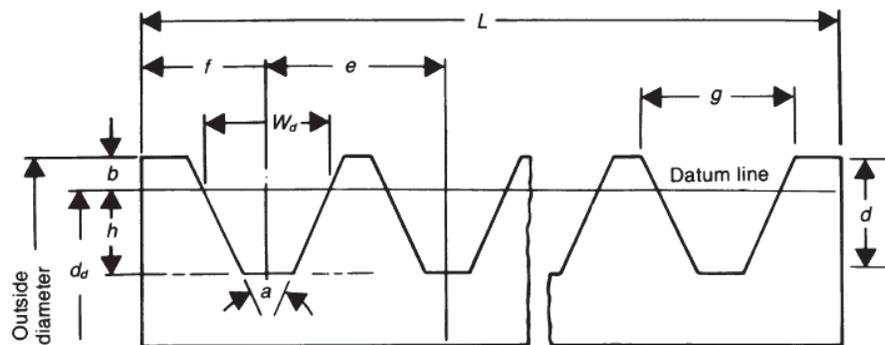


Figura 3.11: Dimensiones de la sección transversal de la polea Multi-surco.

Fuente: Catálogo de bandas y poleas de GOODYEAR.

Elaboración: GOODYEAR.

Dónde:

- a: ángulo del surco.
- g: ancho mínimo de la parte superior del surco
- h: profundidad mínima de la ranura por debajo del diámetro dato de la polea.
- e: distancia entre el centro de los surcos.
- f: distancia del centro de la ranura al borde la polea.
- b: distancia mínima exterior del diámetro de la polea.
- Wd: ancho dato del surco.

Utilizando el diámetro de la polea conductora y conducida de 118 y 150 [mm] respectivamente y con la ayuda de la Tabla 3 del manual de bandas de GOODYEAR (Ver Anexo E) se determinan los valores.

Los valores necesarios para la polea conductora se resumen en la Tabla 3.5:

Tabla 3.5 Dimensiones de la polea conductora.

Tipo de Banda	Diámetro de polea [mm]	a [°]	g [mm]	h [mm]	e [mm]	f [mm]	b [mm]	Wd [mm]
SPZ/Z	118 [mm]	38 +/- 0,5	12,9	11,0	15,0 +/- 0,3	10,0 ^{+2,0} _{-1,0}	2,75	11,0

Fuente: Catálogo de bandas y poleas GOODYEAR.

Elaboración: Propia.

Para las dimensiones de la polea conducida se elabora la Tabla 3.6.

Tabla 3.6: Dimensiones de la polea conducida.

Tipo de Banda	Diámetro de polea [mm]	a [°]	g [mm]	h [mm]	e [mm]	f [mm]	b [mm]	Wd [mm]
SPZ/Z	150 [mm]	38 +/- 0,5	16,4	14	19,0 +/- 0,4	12,5 ^{+2,0} _{-1,0}	3,5	14

Fuente: Catálogo de bandas y poleas GOODYEAR.

Elaboración: Propia.

Debido a la facilidad de encontrar poleas de aluminio normalizadas en el mercado nacional se selecciona dicho elemento y de manera posterior se realiza maquinado para los alojamientos del eje y de las lengüetas.

3.5.3.1 Fuerza en las poleas

Es necesario realizar el análisis de las fuerzas que actúan en la polea motriz (Ver Figura 3.12) para posterior análisis y diseño de las fuerzas que actúan sobre el eje conducido, es decir sobre el eje que soporta el rodillo motriz.

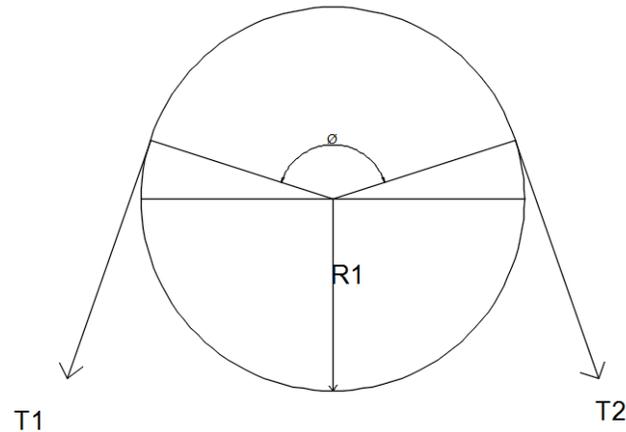


Figura 3.12: Fuerzas que actúan en la polea motriz.

Elaboración: Propia.

Con ayuda de la Tabla 19 anexo del Manual de bandas de GOODYEAR (Ver Anexo E), y mediante la ecuación 3.17 se selecciona el ángulo de contacto de la banda con la polea conducida.

$$\frac{D_d - d_d}{C} \quad \text{Ec. 3.17}$$

Dónde:

D_d : diámetro de la polea conducida

d_d : diámetro de la polea motriz

C : distancia entre centros

$$\frac{D_d - d_d}{C} = \frac{150 - 118}{350} = 0,09$$

Aplicando una interpolación entre los valores de la tabla se obtiene el valor del ángulo de contacto.

$$\phi = 176^\circ = 3,07 \text{ [rad]}$$

La velocidad de la periferia de la banda se calcula mediante la ecuación 3.18.

$$V_p = \frac{\pi * d * n}{12} \quad \text{Ec. 3.18}$$

Dónde:

d : diametro de la polea motriz

n : número de revoluciones del motor.

$$V_p = \frac{\pi * 4,65 \text{ [in]} * 63,5 \text{ [rpm]}}{12} = 77,23 \left[\frac{\text{ft}}{\text{min}} \right]$$

Para calcular la tensión centrífuga se aplica la ecuación 3.19.

$$F_c = K_c * \left(\frac{V_p}{1000} \right)^2 \quad \text{Ec. 3.19}$$

Se conoce que para las bandas tipo A SPZ el valor de k_c equivale a 0,561

$$F_c = 0,561 * \left(\frac{77,23}{1000} \right)^2 = 0,00335 \text{ [lb]}$$

La potencia que transmite la banda a la polea conducida está dada por la ecuación 3.20 y 3.21.

$$\Delta F = F_1 - F_2 \quad \text{Ec. 3.20}$$

$$\Delta F = \frac{63025 \times \frac{Pd}{Nb}}{n * \left(\frac{d}{2}\right)} \quad \text{Ec. 3.21}$$

Dónde:

Pd: potencia de diseño 2.3 hp

Nb: Número de bandas

n: revoluciones del motor.

d: diámetro de la polea motriz.

$$\Delta F = \frac{63025 \times \frac{2,3}{1}}{100 * \left(\frac{4,65}{2}\right)} = 623,45 [lb]$$

La tensión mayor está dada por la ecuación 3.22.

$$F1 = Fc + \frac{\Delta F * \exp(f\phi)}{\exp(f\phi) - 1} \quad \text{Ec. 3.22}$$

Dónde:

f : Factor de fricción igual a 0.5123 para correas en V.

ϕ : Angulo entre polea y banda.

$$F1 = 0,00335 + \frac{623,45 * \exp(0,5123 * 3,07)}{\exp(0,5123 * 3,07) - 1}$$

$$F_1 = 0,00335 \frac{668,95 * 4,82}{4,82 - 1} = 786,65 [lb]$$

Por lo tanto despejando de la Ec. 3.20 se obtiene F_2 .

$$F_2 = F_1 - \Delta F$$

$$F_2 = 852,22 [lb] - 668,95 [lb] = 183,27 [lb]$$

$$F_2 = 183,27 [lb] \times \frac{4,448 [N]}{1 [lb]} = 815,18 [N]$$

3.6 DISEÑO DE LOS RODILLOS

Para el diseño del rodillo principal es necesario establecer las cargas que actúan sobre éste, para posteriormente determinar el momento máximo, en base al cual se selecciona las dimensiones más convenientes de acuerdo a su funcionalidad.

3.6.1 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DEL RODILLO PRINCIPAL

La figura 3.13 muestra las fuerzas principales que actúan sobre el rodillo principal.

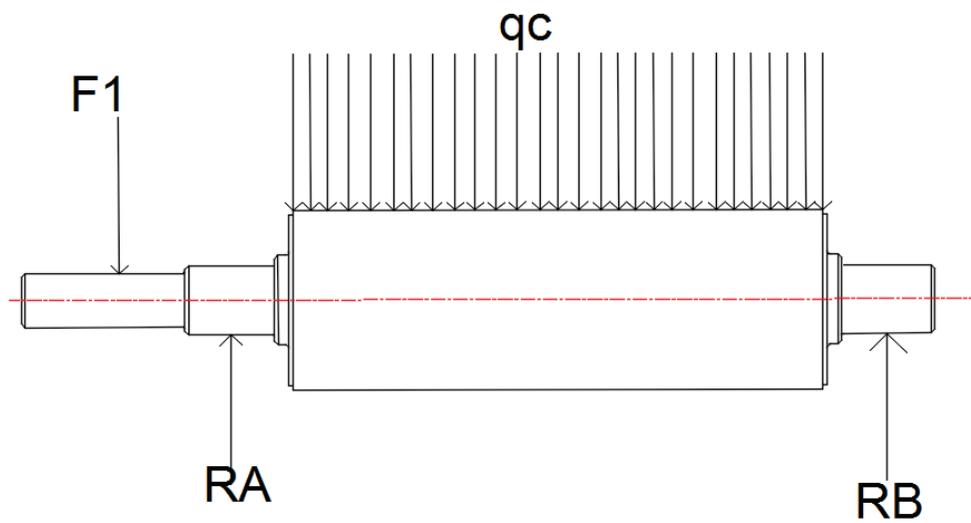


Figura 3.13: Diagrama de cuerpo libre del rodillo principal.

Elaboración: Propia.

3.6.1.1 CÁLCULO DEL MOMENTO FLECTOR Y FUERZA CORTANTE

La determinación de la fuerza \$F1\$ mostrada en la figura 3.13 se realiza mediante el uso de la potencia total requerida de la maquina desvainadora de maní.

$$P = T \cdot \omega \quad \text{Ec. 3.23}$$

Donde:

\$P\$: potencia requerida para triturar las hojas de guayusa [N·mm / s]

\$T\$: torque [N·mm]

\$w\$: velocidad angular [rad/s]

$$T = \frac{1715,8 \left[\frac{N \cdot m}{s} \right]}{50 \left[\frac{rad}{s} \right]}$$

$$T = 34,316[N \cdot m] = 34316[N \cdot mm]$$

La fuerza F_1 se determina partiendo del torque generado en el proceso de desvainado.

$$T = F \cdot r \quad \text{Ec. 3.24}$$

Donde:

T: torque

F: fuerza

r: distancia

$$F = F_1$$

$$F_1 = \frac{34316 [N \cdot mm]}{75 [mm]}$$

$$F_1 = 457,546 [N]$$

El valor del esfuerzo de compresión generado en el rodillo se obtiene de la aplicación de la ecuación 3.25.

$$q_c = \sigma_c * L \quad \text{Ec. 3.25}$$

Dónde:

σ_c Esfuerzo unitario de compresión.

L Longitud del rodillo.

La ecuación 3.26 muestra el cálculo del esfuerzo unitario de compresión.

$$\sigma_c = \frac{F_{compresion}}{A_{contacto}} \quad \text{Ec. 3.26}$$

Dónde:

$F_{compresion}$: Fuerza de compresión equivalente a 104,96 N.

$A_{contacto}$: Área del arco de contacto equivalente a 3712 mm²

$$\sigma_c = \frac{104,96}{3712}$$

$$\sigma_c = 0,02827 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

Remplazando en la ecuación de 3.25 los valores del esfuerzo unitario de compresión y la longitud del rodillo, se obtiene lo siguiente:

$$q_c = 0,02827 * 200$$

$$q_c = 5,654 \left[\frac{N}{mm} \right]$$

El esfuerzo de compresión de las vainas se distribuye de manera uniforme para cada rodillo, la ecuación 3.27 indica el valor de dicho esfuerzo en cada rodillo.

$$q_{c1} = \frac{q_c}{2} \quad \text{Ec. 3.27}$$

$$q_{c1} = \frac{5,654}{2}$$

$$q_{c1} = 2,827 \left[\frac{N}{mm} \right]$$

La figura 3.14 muestra el diagrama de cuerpo libre, diagrama de esfuerzo cortante y el diagrama de momento flector, obtenido con la aplicación del programa MDSolids 4.1.

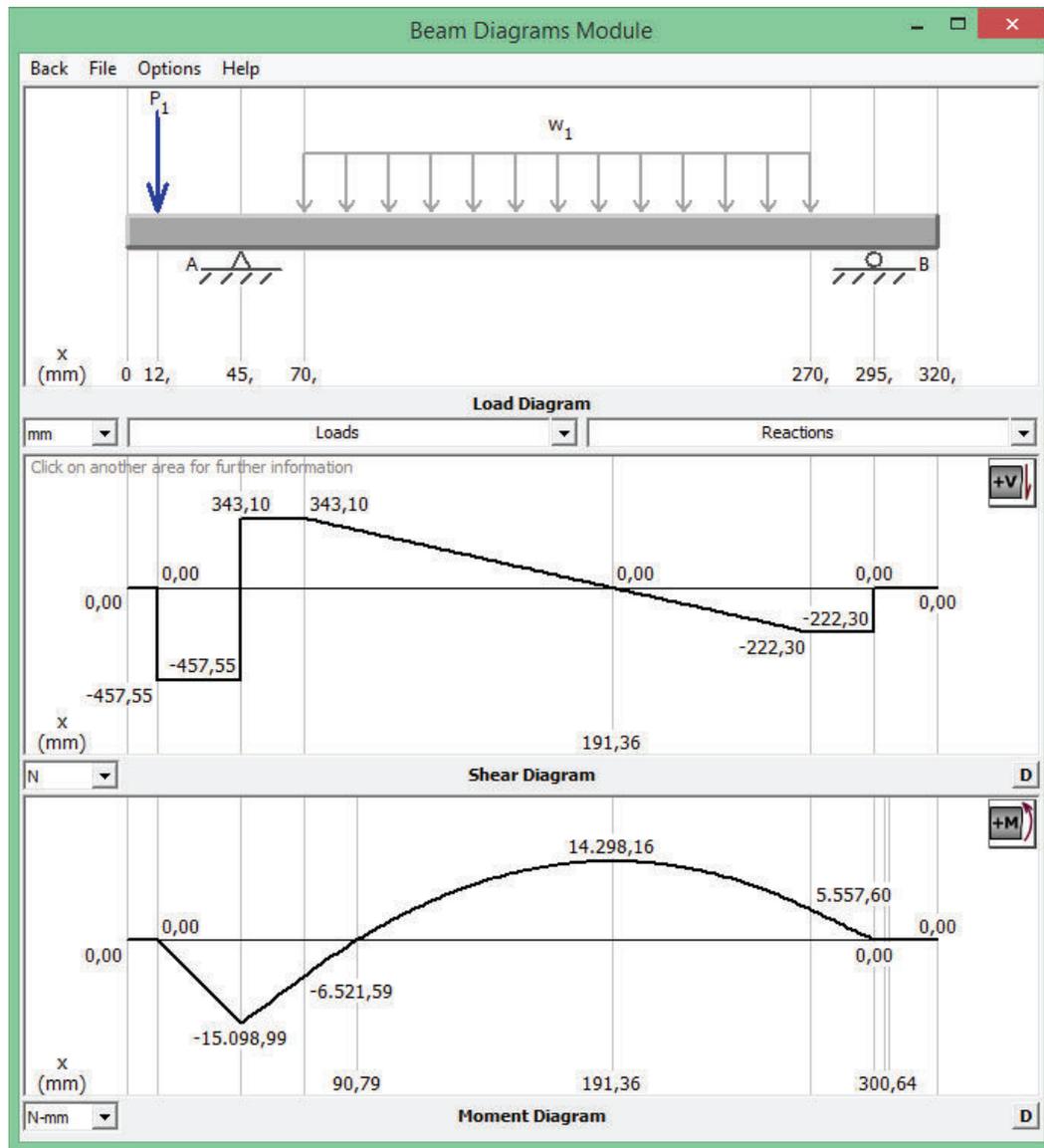


Figura 3.14: Graficas de análisis de esfuerzos.

Fuente: MDSolids 4.1

Elaboracion: Propia.

Las reacciones obtenidas son

$$R_{Ay} = 800,65 [N]$$

$$R_{By} = 222,30[N]$$

El valor del momento flector máximo es de 15099 [N.mm]

El punto crítico presente en el rodillo principal está en el apoyo A donde se encuentra el bocín. Esta sección del rodillo tiene un diámetro de 35mm.

3.6.2 DISEÑO ESTÁTICO DE LOS RODILLOS

El diseño estático permite analizar el comportamiento del eje y del rodillo sometido a cargas fijas o estáticas de compresión.

La ecuación 3.28 indica el cálculo del esfuerzo normal máximo

$$\sigma_x = \frac{32 \cdot M_{max}}{\pi \cdot D^3} \quad \text{Ec. 3.28}$$

$$\sigma_x = \frac{32 (15099 [N \cdot mm])}{\pi (35 \text{ mm})^3}$$

$$\sigma_x = 3,59 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

El esfuerzo de torsión se calculó con la ecuación 3.29.

$$\tau_{xy} = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot D^3} \quad \text{Ec. 3.29}$$

$$\tau_{xy} = \frac{16 (34316 [N \cdot mm])}{\pi (35 \text{ mm})^3}$$

$$\tau_{xy} = 4,076 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

La ecuación 3.30 muestra el cálculo según la teoría de la energía de distorsión.

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 + 3 \cdot \tau_{xy}^2} \quad \text{Ec. 3.30}$$

$$\sigma' = \sqrt{(3,59 \left[\frac{N}{mm^2}\right])^2 + 3(4,076 \left[\frac{N}{mm^2}\right])^2}$$

$$\sigma' = 7,92 \left[\frac{N}{mm^2}\right]$$

El factor de seguridad se calcula con la aplicación de la ecuación 3.31

$$n * \sigma' = S_y \quad \text{Ec. 3.31}$$

$$n = 3,13$$

La ecuación 3.32 indica el cálculo del diámetro. Para máquinas de uso agrícola el factor de seguridad se considera mayor a 2, razón por lo cual para el presente proyecto se considera un factor de seguridad de 2.

$$d = \left[\frac{32 \cdot n}{\pi \cdot S_y} \sqrt{M^2 + \frac{3}{4} \cdot T^2} \right]^{1/3} \quad \text{Ec. 3.32}$$

$$d = \left[\frac{32(2)}{\pi(248,21 \left[\frac{N}{mm^2}\right])} \sqrt{(15099 [N \cdot mm])^2 + \frac{3}{4} (34316 [N \cdot mm])^2} \right]^{1/3}$$

$$d = 13,98 [mm]$$

En base al diámetro calculado en la ecuación 3.32, se determina que el valor del diámetro mínimo es de 13,98 mm asumiendo un factor de seguridad igual a 2, en el diseño del eje para la desvainadora de maní el menor diámetro existente es de 25 mm el cual está en la sección de la polea.

3.6.3 CÁLCULO DINÁMICO DEL EJE MOTRIZ

El cálculo dinámico se basa en el análisis del de fatiga del elemento sometido a momentos flectores, el límite de resistencia se ve afectado por factores como material, entorno, diseño, manufactura.

3.6.3.1 Límite de resistencia

El límite de resistencia se calcula en base a la ecuación de Marín (Ecuación 3.33)

$$S_e = S'_e * k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f \quad \text{Ec. 3.33}$$

Dónde:

S_e : Límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico.

S'_e : Límite de resistencia a la fatiga de una muestra de viga rotatoria.

k_a : Factor de modificación de la condición superficial.

k_b : Factor de modificación del tamaño.

k_c : Factor de modificación de la carga.

k_d : Factor de modificación de la temperatura.

k_e : Factor de confiabilidad.

k_e : Factor de confiabilidad.

k_f : Factor de modificación de efectos varios.

La tabla 3.7 muestra las propiedades del acero estructural A36 utilizado en el diseño del eje y rodillo motriz.

Tabla 3.7: Propiedades mecánicas de Acero estructural A36.

Propiedades mecánicas del acero A36	
S_{ut}	550 [MPa]
S_y	250 [MPa]

Fuente: SHIGLEY J. / Diseño en ingeniería mecánica / McGraw-Hill / 8va Edición / 2008.

Elaboración: Propia.

- **Límite de resistencia a la fatiga de la viga rotatoria S'_e se calcula con la ecuación 3.34:**

$$S'_e = 0,5 * S_{ut} \quad \text{Ec. 3.34}$$

$$S'_e = 0,5 * (550 \text{ MPa})$$

$$S'_e = 275 \text{ [MPa]}$$

- **Factor superficial k_a se calcula con la Ecuación 3.35 y con los valores de los diferentes factores presentados en la tabla 3.8.**

$$k_a = a * S_{ut}^b \quad \text{Ec 3.35}$$

Tabla 3.8 Parámetros en el factor de la condición superficial de Marín.

ACABADO SUPERFICIAL	FACTOR a		EXPONENTE b
	S_{ut} [kpsi]	a MPa	
Esmerilado	1,34	1,58	-0,085
Maquinado o laminado en frio	2,70	4,51	-0,265
Laminado en caliente	14,4	57,7	-0,718
Como sale de la forja	39,9	272	-0,995

Fuente: SHIGLEY J. / Diseño en ingeniería mecánica / McGraw-Hill / 8va Edición / 2008 / Pag 337.

Elaboración: Propia.

Los factores seleccionados de la tabla 3.8 se basan el acabado superficial del elemento a ser diseñado, para el eje motriz es de maquinado o laminado en frío.

$$a = 4,51 [MPa]$$

$$b = -0,265$$

$$k_a = 4,51 [MPa] \cdot (550 [MPa])^{-0,265}$$

$$k_a = 0,847$$

- **Factor de tamaño k_b :**

EL libro de Shigley presenta el parámetro de selección del factor k_b en base al diámetro del elemento mecánico, la ecuación 3.36 permite su cálculo.

$$\left\{ \begin{array}{ll} (d/0,3)^{-0,107} = 0,879 * d^{-0,107} & 0,11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0,91d^{-0,157} & 2 < 10 \text{ pulg} \\ (d/762)^{-0,107} = 1,24 * d^{-0,107} & 2,79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1,51 * d^{-0,157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{array} \right.$$

$$k_b = 1,24 * d^{-0,107} \quad \text{Ec. 3.36}$$

$$k_b = 1,24 * (25)^{-0,107}$$

$$k_b = 0,879$$

- **Factor de modificación de la carga k_c :**

Para flexión y torsión el libro de Shigley presenta el parámetro de selección del factor K_c

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{flexión} \\ 0,85 & \text{axial} \\ 0,59 & \text{torción} \end{cases}$$

EL elemento mecánico se encuentra sometido a flexión por lo tanto:

$$k_c = 1$$

- **Factor de modificación de la temperatura k_d :**

El parámetro de selección del factor K_d es presentado en el libro de Shigley en base a las temperaturas de funcionamiento del elemento mecánico.

$$k_d = \begin{cases} 1 & T \leq 450^\circ C (840^\circ F) \\ 1 - 5,8 * (10)^{-3} * (T - 450) & 450^\circ C < T \leq 550^\circ C \\ 1 - 3,2 * (10)^{-3} * (T - 840) & 840^\circ F < T \leq 1020^\circ F \end{cases}$$

En el elemento mecánico no existen temperaturas mayores a 45 razón por la cual se tiene:

$$k_d = 1$$

- **Factor de confiabilidad k_e :**

El factor de confiabilidad se calcula mediante la ecuación 3.37 y la selección de variación de transformación de la tabla 3.9.

$$k_e = 1 - 0,08 * Z_\alpha \quad \text{Ec. 3.37}$$

Tabla 3.9 Factor de confiabilidad k_e .

CONFIABILIDAD, %	VARIACIÓN DE TRANSFORMACIÓN Z_α	FACTOR DE CONFIABILIDAD k_e
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

Fuente: SHIGLEY J. / Diseño en ingeniería mecánica / McGraw-Hill / 8va Edición / 2008.

Elaboración: Propia.

Para una confiabilidad de 99% se tiene:

$$k_e = 1 - 0,08 * (2,32)$$

$$k_e = 0,814$$

- Efectos de concentración de esfuerzos

El factor K_t se determina gráficamente (Ver Figura 3.15) y con la ayuda de las ecuaciones 3.38 y 3.39

$$\frac{D}{d} = \frac{40}{35} = 1,143 \quad \text{Ec. 3.38}$$

$$\frac{r}{d} = \frac{1,5}{35} = 0,04 \quad \text{Ec. 3.39}$$

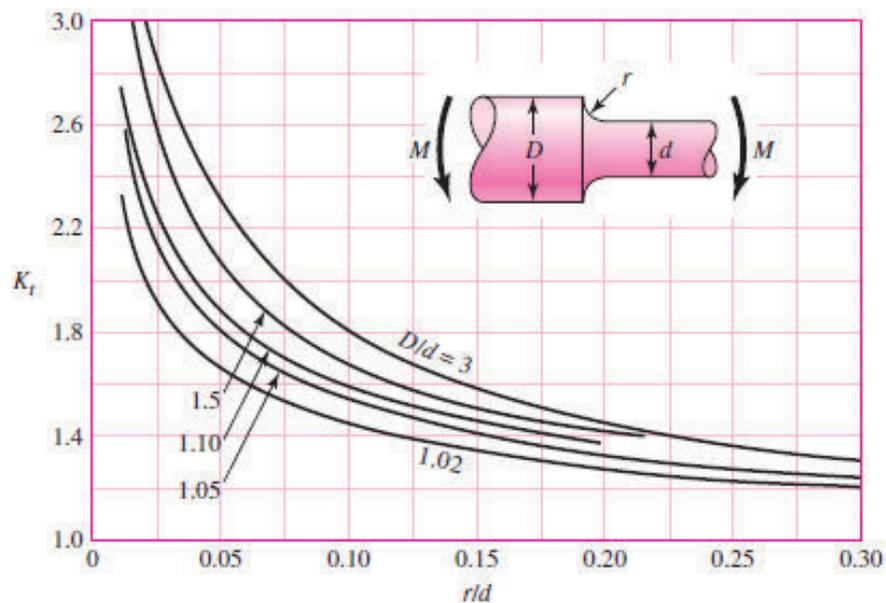


Figura 3.15 Variación de diámetro en el eje.

Fuente: SHIGLEY J. / Diseño en ingeniería mecánica / McGraw-Hill / 8va Edición / 2008.

En el análisis de la figura 3.15 se tiene:

$$k_t = 1,7$$

La Figura 3.16 muestra el diagrama para la determinación de la sensibilidad a la muesca (q) en base a los parámetros:

$$r = 1,5 [mm]$$

$$S_{ut} = 0,55 \text{ [GPa]}$$

Donde:

r: radio de muesca

S_{ut} : Resistencia ultima a la tracción Acero A36

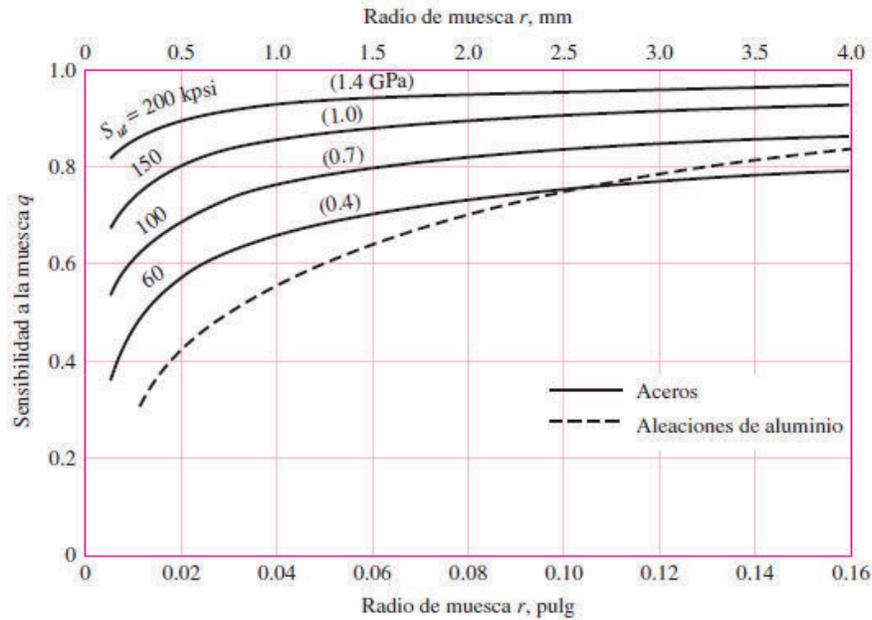


Figura 3.16: Diagrama de sensibilidad a la muesca.

Fuente: SHIGLEY J. / Diseño en ingeniería mecánica / McGraw-Hill / 8va Edición / 2008.

El análisis de la figura 3.16 muestra: $q = 0,65$

Para el cálculo del coeficiente (K_f) se utiliza la ecuación 3.40.

$$k_f = 1 + q * (k_t - 1) \quad \text{Ec. 3.40}$$

$$k_f = 1 + 0,65 * (1,7 - 1)$$

$$k_f = 1,155$$

La Figura 3.17 se utiliza para la determinación de la sensibilidad a la muesca en elementos mecánicos sometidos a esfuerzos cortantes.

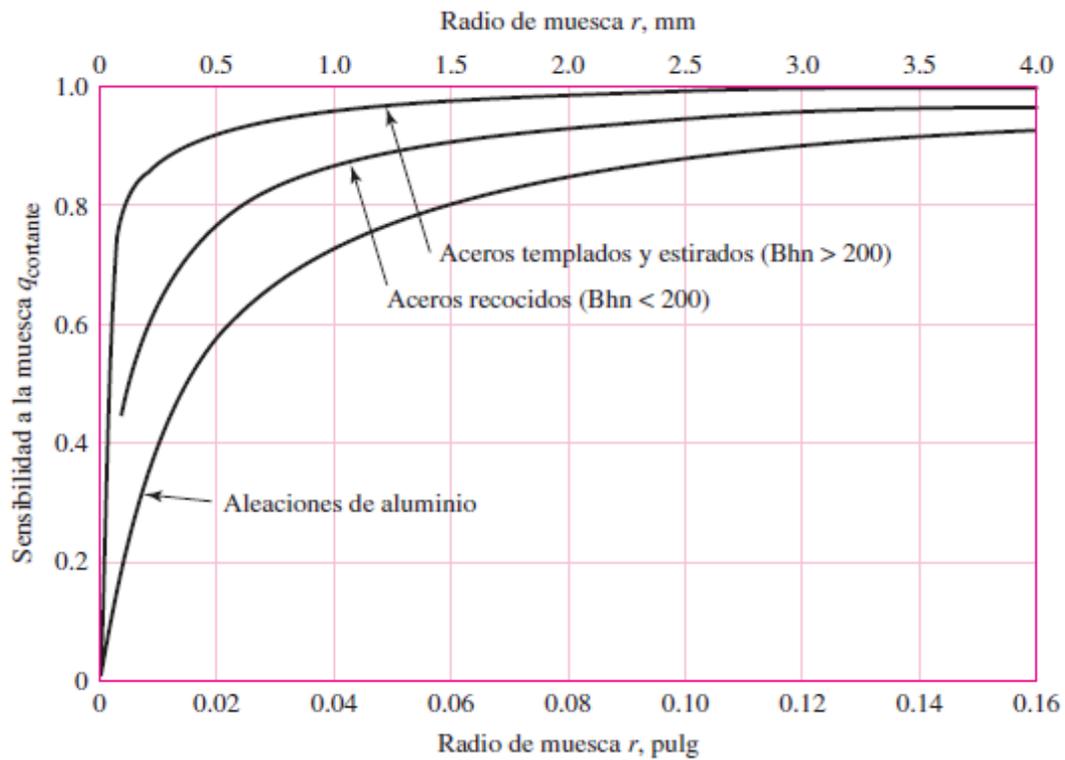


Figura 3.17: Sensibilidad a la muesca de materiales sometidos a torsión inversa.

Fuente: SHIGLEY J. / Diseño en ingeniería mecánica / McGraw-Hill / 8va Edición / 2008.

Del análisis de la figura 3.17 se tiene:

$$q_{cor} = 0,9$$

La Figura 3.18 en base a la relación de diámetros y la relación del radio de la muesca permite obtener el factor K_{ts} para barras circulares con entalle sometidas a torsión.

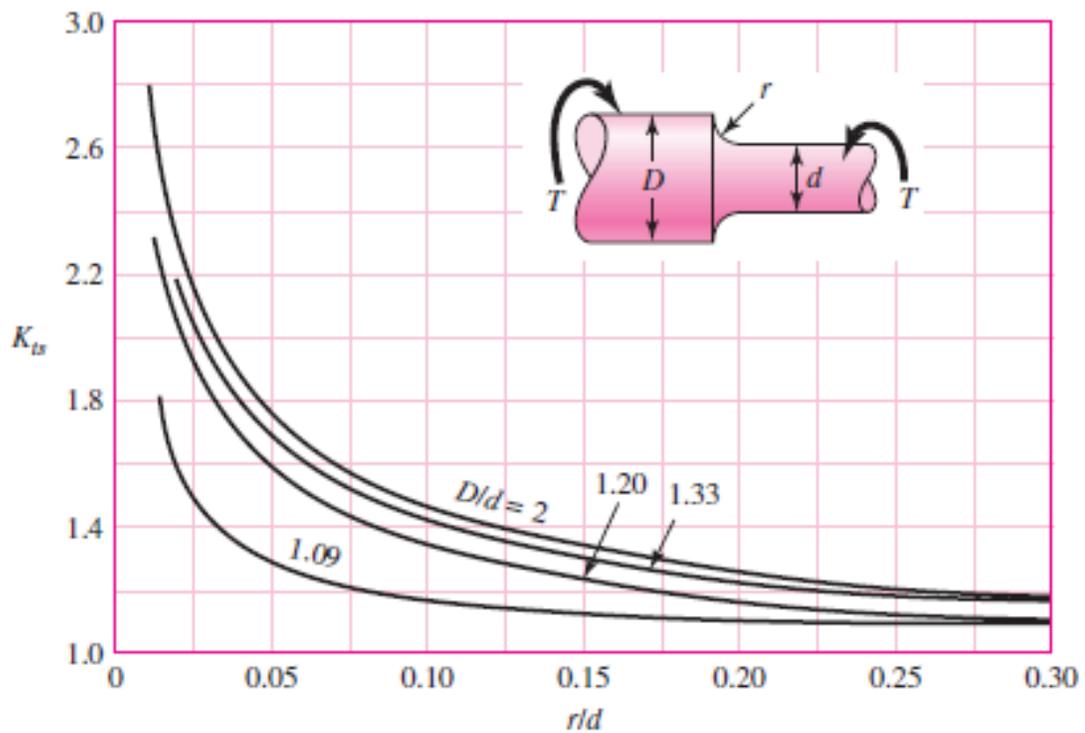


Figura 3.18: Barra circular con entalle circular sometida a torsión.

Fuente: SHIGLEY J. / Diseño en ingeniería mecánica / McGraw-Hill / 8va Edición / 2008.

EL análisis de la figura 3.18 muestra:

$$k_{ts} = 1,75$$

La ecuación 3.41 permite el cálculo del factor (K_{fs}).

$$k_{fs} = 1 + q_{cor} * (k_{ts} - 1) \quad \text{Ec. 3.41}$$

$$k_{fs} = 1 + 0,9 * (1,75 - 1)$$

$$k_{fs} = 1,43$$

- **Factor de modificación por concentración de esfuerzos**

El factor de modificación por concentración de esfuerzos se calcula con la ecuación 3.42.

$$k_e = \frac{1}{k_f} \quad \text{Ec. 3.42}$$

$$k_e = 0,699$$

Remplazando los factores obtenidos en la ecuación 3.33 se obtiene el límite de resistencia a la fatiga.

$$S_e = (275 \text{ MPa}) * (0,847) * (0,879) * (0,814) * (1) * (0,699) * (1,43)$$

$$S_e = 166,58 \text{ [MPa]}$$

3.6.3.2 Criterio de falla a la fatiga de Goodman

La ecuación 3.43 permite el cálculo según el criterio de falla de Goodman.

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n} \quad \text{Ec. 3.43}$$

- **Esfuerzo de amplitud**

El esfuerzo de amplitud del elemento mecánico se calcula con la ecuación 3.44.

$$\sigma_a = \sqrt{\sigma_{xa}^2 + 3\tau_{xya}^2} \quad \text{Ec 3.44}$$

Para valores de σ_m , $\sigma_a < S_y$ se utiliza k_f

El valor de σ_{xa} se calcula mediante la ecuación 3.45

$$\sigma_{xa} = k_f \frac{32 * M_a}{\pi * d^3} \quad \text{Ec. 3.45}$$

$$\sigma_{xa} = 1.43 \frac{32(15099 [N \cdot mm])}{\pi(35mm)^3}$$

$$\sigma_{xa} = 5,129 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

$$\tau_{xya} = k_{fs} \frac{16T_a}{\pi d^3}$$

$$T_a = 0 \rightarrow \sigma_{xyz} = 0$$

Se tiene lo siguiente:

$$\sigma_a = \sigma_{xa} = 5,129 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

- **Esfuerzo medio**

La ecuación 3.46 indica el cálculo del esfuerzo medio.

$$\sigma_m = \sqrt{\sigma_{xm}^2 + 3\tau_{xym}^2} \quad \text{Ec. 3.46}$$

$$\sigma_{xm} = k_f \frac{32 M_m}{\pi d^3}$$

Debido a que no existen cargas axiales en el presente diseño:

$$M_m = 0$$

$$\sigma_{xm} = 0$$

Por lo tanto:

$$\sigma_m = \sqrt{3\tau_{xym}^2}$$

Para encontrar el valor del momento flector medio en el eje x-y se aplica la ecuación 3.47, que a su vez facilita la obtención del esfuerzo medio de compresión.

$$\tau_{xym} = k_{fs} \frac{16 T_m}{\pi d^3} \quad \text{Ec. 3.47}$$

$$\tau_{xym} = 1.43 * \frac{16(34316 [N \cdot mm])}{\pi(35 \text{ mm})^3} = 5,83 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

$$\sigma_m = \sqrt{3(5,83 \left[\frac{N}{mm^2} \right])^2}$$

$$\sigma_m = 10,096 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

Reemplazando valores en la ecuación 3.43:

$$\frac{5,129 \left[\frac{N}{mm^2} \right]}{166,58 \left[\frac{N}{mm^2} \right]} + \frac{10,096 \left[\frac{N}{mm^2} \right]}{550 \left[\frac{N}{mm^2} \right]} = \frac{1}{n}$$

$$n = 2,35$$

3.7 DISEÑO DE LOS BOCINES

Los bocines son elementos acoplados a la estructura de la máquina, tienen la misión de permitir deslizar el eje del rodillo desvainador, evitando en gran parte la pérdida de potencia por fricción (Ver Figura 3.19)

Debido a que este material es de sacrificio se escoge para los bocines un bronce SAE 40 ($S_y=93 \times 10^6 \text{ N/m}^2$)

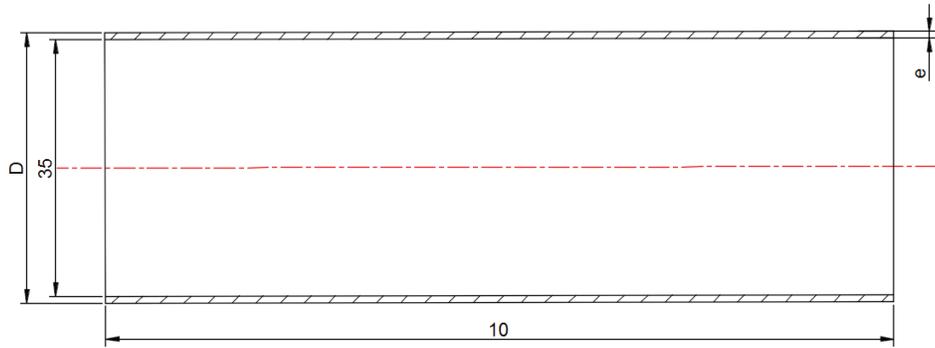


Figura 3.19: Dimensiones de bocín.

Elaboración: Propia.

Este elemento mecánico debe soportar los esfuerzos de compresión generados por las reacciones de las fuerzas que actúan en el rodillo.

La ecuación 3.48 muestra el cálculo del esfuerzo de compresión.

$$\sigma = \frac{F}{\varepsilon * L} \quad \text{Ec. 3.48}$$

Donde:

ε: espesor del bocín.

L: longitud de apoyo del eje.

La teoría de Von Mises-Hencky se define como (Ver ecuación 3.49):

$$\frac{S_y}{n} = \sigma \quad \text{Ec. 3.49}$$

Donde:

n: Factor de seguridad mayor 2 para máquinas agrícolas.

S_y: Esfuerzo de fluencia del bronce.

Por lo tanto al despejar las ecuaciones 3.48 y 3.49 se obtiene:

$$\varepsilon = \frac{n * F}{S_y * L}$$

$$\varepsilon = \frac{5 * 800,65}{93 * 0,01}$$

$$\varepsilon = 4304,57 \text{ m} = 4,3\text{mm}$$

Del cálculo anterior se determina que el espesor del bocín es de 5mm.

3.7.1 SELECCIÓN DE LAS LENGÜETAS

La selección de chavetas y lengüetas se realiza por medio del prontuario que nos presenta tablas para la industria metalúrgica como se puede apreciar en la Figura 3.20 en el cual solamente con el diámetro del eje podemos obtener las dimensiones generales de las chavetas y las lengüetas.

Chavetas y lengüetas										
Chavetas y chavetas ensilladas Unidad de medida: mm				DIN 6886 (Dic. 67)	Chaveta de disco Unidad de medida: de apilado		DIN 6888 (Ago. 56)			
A extremos ensillados (chaveta ensillada)		B extremos rectos (chaveta de arriete)								
Designación de una chaveta: forma A; ancho b = 20 mm; altura h = 12 mm; long. l = 125 mm; material St 60 Chav. A 20x12x125 DIN 6886				Designación de una lengüeta de b = 4, h = 5: Chaveta de disco 4 x 5 DIN 6888						
Para ejes de $\varnothing D$	Chaveta secc. x al b x h	Prolad. del chaveteo del eje f1	Profund. del chaveteo del eje f2	Para ejes de $\varnothing D$	Lengüeta			Prof. chaveteo en c	Profund. chaveteo en d1	
					Ancho b	Altura h	Longitud l			Lengüeta $\varnothing D_2$
10...12	4 x 4	2,5 + 0,1	1,2 + 0,1	6...8	2	2,6 3,7	6,76 9,66	7 10	1,8 2,9	D - 1
12...17	5 x 5	3 + 0,1	1,7 + 0,1	8...10	3	3,7	9,66	10	2,5	D - 1,4
17...22	6 x 6	3,5 + 0,1	2,2 + 0,1			5	12,65	13	3,8	
22...30	8 x 7	4 + 0,2	2,4 + 0,2	10...12	4	6,3	15,72	16	5,3	D - 1,7
30...38	10 x 8	5 + 0,2	2,4 + 0,2			5	12,65	13	3,5	
38...44	12 x 8	5 + 0,2	2,4 + 0,2	12...17	5	6,5	15,72	16	5,0	D - 2,2
44...50	14 x 9	5,5 + 0,2	2,9 + 0,2			7,5	18,57	19	6,0	
50...58	16 x 10	6 + 0,2	3,4 + 0,2	17...22	6	6,5	15,72	16	4,5	D - 2,2
58...65	18 x 11	7 + 0,2	3,4 + 0,2			7,3	18,57	19	5,5	
65...73	20 x 12	7,5 + 0,2	3,9 + 0,2	9	21,63	22	7,0			

Figura 3.20 Chavetas y lengüetas

Fuente: H. JÜTZ, E. SCHARKUS & R. LOBERT / Tablas para la industria metalúrgica / 3ª Edición/ Alemania/ 1976

Por lo tanto:

- Eje motriz diámetro de 25 [mm]
 - Chaveta en el eje motriz y polea es: R 8x7x16 DIN 6886
 - La profundidad del chavetero del eje es: 4+0,2
 - La profundidad del chavetero del cubo es: 2.4+0.2

- Eje conducido con diámetro igual a 25 [mm]
 - Chaveta en el eje motriz y polea es: R 8x7x16 DIN 6886
 - La profundidad del chavetero del eje es: 4+0,2
 - La profundidad del chavetero del cubo es: 2.4+0.2

3.7.1.1 Selección del material en chavetas

Se toma la recomendación presentada en las Tablas Para la Industria Metalúrgica donde se propone la creación de chavetas y lengüetas en un material St 60, del cual las propiedades se presentan a continuación en la Tabla 3.12.

Tabla 3.10: Propiedades aceros St 60

Propiedad	t=25°C
Density (*1000kg/m ³)	7,7
Poisson's ratio	0,27
Tensile Strength (Mpa)	1158
Yield Strength (Mpa)	1034
Hardness (HB)	335
Elongation (%)	15

Fuente: <http://www.goodfellow.com/sp>

Elaboración: Propia

3.8 SISTEMA DE ALIMENTACIÓN

El sistema de alimentación permite el ingreso de la cantidad de producto requerida de 600 Kg/h de una manera continua, el diseño considera las dimensiones de los rodillos desvainadores ya que el sistema de alimentación tiene como principal objetivo dirigir el maní hacia los estos.

3.8.1 DIMENSIONAMIENTO DE LA TOLVA

Se necesita implementar un sistema de alimentación de producto en la maquina por lo cual se utilizará una tolva de pirámide truncada en posición invertida, para un mejor manejo de la alimentación de producto se toma como altura aproximada 30 [cm], con el fin de evitar que sea demasiada alta y así facilitar la alimentación del producto en la boca de entrada de la máquina.

Tomando en cuenta que la máquina tiene como capacidad de trabajo de 600 [kg/h], la alimentación de la maquina se realiza en 30 cargas de 20 [kg] cada una.

Un kilogramo de maní ocupa un volumen de 1000 [cm³], el volumen mínimo de abastecimiento de la tolva es de 20000[cm³] en carga, este es el volumen ideal con que el operador podría cargar la cantidad deseada de producto, se debe considerar un factor de seguridad de 1.1 por lo cual el volumen óptimo de la tolva es de 22000 [cm³].

La tolva consta de tres partes las cuales están divididas en parte inferior, media y superior.

La parte inferior está formada por un prisma rectangular el cual tiene como dimensiones fijas el largo del rodillo y la máxima distancia entre centros de los rodillos, en la desvainadora de maní es de 62mm y 200mm de longitud, valor de superficie útil de desvainado, además se asume una altura de 5mm para completar dicho prisma rectangular.

Razón por la cual se aplica la ecuación 3.50 en el cálculo de dicho volumen.

$$V_1 = bxhxl \quad \text{Ec. 3.50}$$

Dónde:

b: longitud entre centros de los rodillos.

h: altura del prisma rectangular.

l: longitud del prisma rectangular.

$$V_1 = 6,2 * 20 * 5 [cm^3]$$

$$V_1 = 620 [cm^3]$$

Para la parte media se tiene como datos la longitud entre centros de los rodillos, además se asume una altura de 100mm con una inclinación de 30° para que se deslicen con facilidad los granos de maní.

Según la ecuación 3.51 se aprecia el cálculo de dicho volumen.

$$V_2 = bxhxl \quad \text{Ec. 3.51}$$

Dónde:

b: base menor equivalente a 12 [cm].

h: altura equivalente a 10 [cm].

l: longitud de los rodillos.

$$V_2 = 20x6.2x20$$

$$V_2 = 2480 [cm^3]$$

Para la parte superior de la tolva se toma como referencia una pirámide truncada en la que las dimensiones de la base menor cumple con el valor de la distancia entre los centros de los rodillos, para la base superior se considera el valor de la longitud útil de los rodillos y por último la altura de 350mm, ya que como se

menciona en la parte inicial del diseño de la tolva el valor máximo de la altura de dicho elemento no debe sobre pasar los 500mm.

La ecuación 3.52 determina el volumen de una pirámide truncada de base cuadrangular:

$$V_3 = \frac{h}{3} x (A_1 + A_2 + \sqrt{A_1 x A_2}) \quad \text{Ec. 3.52}$$

Dónde:

h = altura de la pirámide truncada

A₁ = Área cuadrangular de la base mayor(35x35)

A₂ = Área de la base menor que corresponde a un rectangulo de 12x30 [cm]

$$V_3 = \frac{35}{3} x ((6,2x20) + (35x35) + \sqrt{(12x30)x(35x35)})$$

$$V_3 = 20285,34 [cm^3]$$

Por lo tanto el volumen total de la tolva se obtiene mediante la ecuación 3.53.

$$V_{Tolva} = V_1 + V_2 + V_3 \quad \text{Ec. 3.53}$$

$$V_{Tolva} = 620 + 2480 + 20285,34$$

$$V_{Tolva} = 23385,34 [cm^3]$$

El valor obtenido en la ecuación 3.53 se demuestra que la tolva si cumple con el valor requerido, motivo por el cual se toman esos valores como pertinentes para la construcción del sistema de alimentación.

La tolva se construyen acero ya que la vaina del maní se encuentra en contacto directo con el elemento mencionado, debido a que los productos alimenticios no deben contaminarse.

3.9 CÁLCULO DE LA ESTRUCTURA DE SOPORTE

Para el presente proyecto la estructura de soporte es de tipo pórtico con una placa base, esta es elaborada en un material de alta resistencia ya que soporta todo el peso de los diferentes elementos constitutivos de la maquina desvainadora de maní tales como:

- Motor reductor
- Sistema de transmisión de potencia (poleas, bandas, etc.)
- Sistema de desvainado
- Sistema de alimentación

3.9.1 CÁLCULO DE LA PLACA BASE

La plancha base soporta la carga de todos los elementos mecánicos el peso del maní dentro de la tolva en cada una de las cargas.

Parámetros:

- Dimensiones: 590x450 [mm]
- Factor de seguridad: 3

Restricciones:

- Área ≥ 265500 [mm²]
- Fuerza (peso de elementos)

El área estimada es donde se soportan los diferentes elementos componentes de la desvainadora de maní, la fuerza se calcula con la ecuación 3.54.

$$fuerza = (m_{motorreductor} + m_{rodillos} + m_{tolva} + m_{poleas}) \times g \quad \text{Ec. 3.54}$$

Dónde:

g: aceleración de la gravedad

$$fuerza = (37 + 7,029 + 20 + 10 + 2) \times 9,82$$

$$fuerza = 746,60 \text{ N}$$

3.9.1.1 Cálculo de esfuerzos en la placa base

La carga del peso con su factor de seguridad es de 2239.814 N se considera como una carga distribuida sobre uno de los lados de la placa base. La Figura 3.21 indica el diagrama de cuerpo libre de la placa base y los diagramas esfuerzos cortantes, momento flector máximo respectivamente.

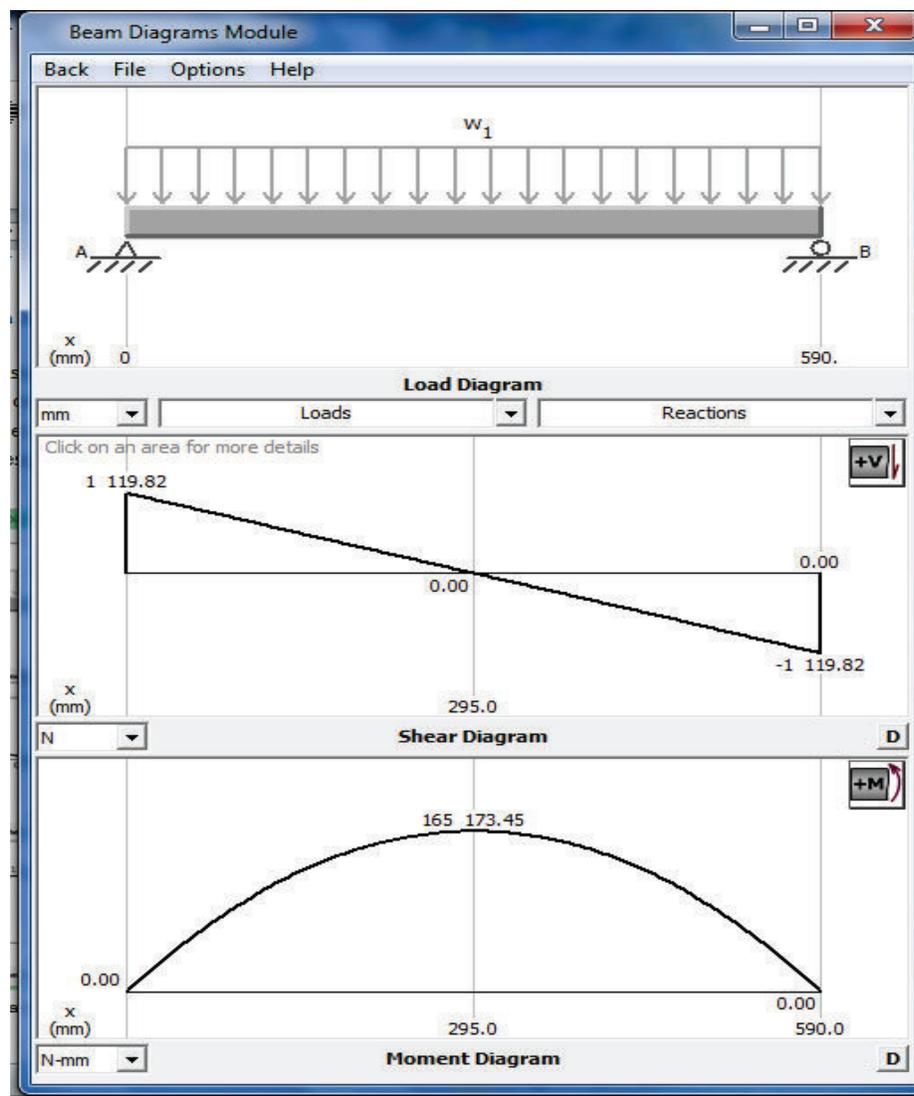


Figura 3.21: Diagrama de fuerzas en placa base

Elaboración: Propia.

Las reacciones, momento flector máximo en la placa base se calculan con la ayuda del programa MDsolids 4.1 obteniendo los siguientes resultados:

$$R_A = 119,82$$

$$R_A = R_B = 119,82N$$

$$M_{max} = 165173,45 \text{ Nmm}$$

3.9.1.2 Selección de la placa

Los resultados obtenidos en la sección 3.9.1.1 permiten la selección adecuada de una placa que soporte dichos esfuerzos, motivo por el cual para el presente proyecto se utiliza un factor de seguridad mínimo para maquinaria agrícola igual a 2.

Considerando un acero ASTM-36 con límite de fluencia = 248,2108 N/mm² se establece el cálculo del factor de seguridad

$$\sigma_p = \frac{Mc}{I_x} = \frac{M}{I_x} \leq \sigma_{max} = \frac{S_y}{F.S.} \quad \text{Ec. 3.55}$$

Dónde:

σ_p : Esfuerzo permisible.

M: momento máximo.

I_x : Inercia respecto del eje x.

c: distancia al eje x.

S_y : Límite de fluencia.

F.S: factor de seguridad.

$$\sigma_p = \sigma_{max} = \frac{S_y}{F.S.} = \frac{248,2108 \frac{N}{mm^2}}{2} = 124,10 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max} F_s}{I_x}$$

Reemplazando valores:

$$248,2108 \frac{N}{mm^2} = \frac{165173,45 N \cdot mm \times 2}{I_x}$$

De dónde:

$$I_x = 665,45 \text{ mm}^3$$

Reemplazando I_x en la ecuación 3.56 se tiene:

$$I_x = \frac{bh^2}{6} \quad \text{Ec. 3.56}$$

Dónde:

b: distancia sobre la cual se aplica la fuerza distribuida de [mm].

h: espesor de la plancha ASTM A-36.

$$665,45 = \frac{590 \times h^2}{6}$$

$$h = 2,60 \text{ mm}$$

Se considera un espesor de 5 mm debido a la disponibilidad en el mercado nacional:

Reemplazando los valores obtenidos en la ecuación 3.55, se tiene:

$$248,2108 \frac{kg}{cm^2} = \frac{165173 \times F.S.}{\frac{590 \times 5^2}{6}}$$

$$F.S. = 3.69 > 2$$

En el mercado local la empresa IPAC ofrece planchas de acero ASTM-36 de 5mm de espesor (Ver Anexo F)

La ecuación 3.57 muestra el cálculo de la deflexión de la placa base.

$$\delta = \frac{5ql^4}{384EI} \quad \text{Ec. 3.57}$$

Dónde:

δ : Deflexión máxima.

E: Módulo de Young 200000 [N/mm²].

I: Inercia de la placa base.

La carga es 2.23 N/m en una distancia de 590mm. La inercia se determina por la ecuación 3.58.

$$I = \frac{bh^3}{12} \quad \text{Ec. 3.58}$$

$$I = \frac{590 \times 5^3}{12} = 6145,833 \text{mm}^4$$

El valor obtenido en la ecuación 3.58 se reemplaza en la ecuación 3.57:

$$\delta = \frac{5 \times 3,796 \times 590^4}{384 \times 200000 \times 6145,83} = 4,87 \text{mm}$$

Se tiene una deflexión máxima en la placa de 4,878mm que no afecta a los parámetros de diseño de la maquina desvainadora de maní, sin embargo para brindar mayor seguridad a la estructura se refuerza la misma con dos perfiles en la dimensión mayor de longitud de la placa.

3.10 DISEÑO DE LA ESTRUCTURA

La Figura 3.22 muestra la distribución geométrica de la estructura de soporte de la maquina desvainadora de maní, compuesta de tubos cuadrados.

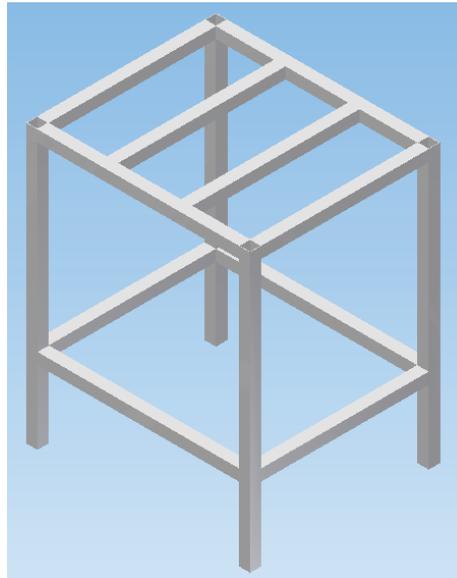


Figura 3.22: Estructura soporte.

Elaboración: Propia

3.10.1 CÁLCULO DEL PERFIL HORIZONTAL

Tomando en cuenta los siguientes parámetros tenemos:

- Ancho total: 450 mm
- Longitud de cargas: 590 mm
- Peso de la plancha: 101,681 N
- Factor de seguridad: 2

Cargas actuantes:

- Esfuerzo cortante, $F_1 = F_2 = 119,82 \text{ N}$
- Peso de la plancha distribuido sobre el perfil, $q = 0,1723 \text{ N/m}$

La figura 3.23 muestra el diagrama de cuerpo libre, esfuerzos cortantes y momento flector respectivamente.

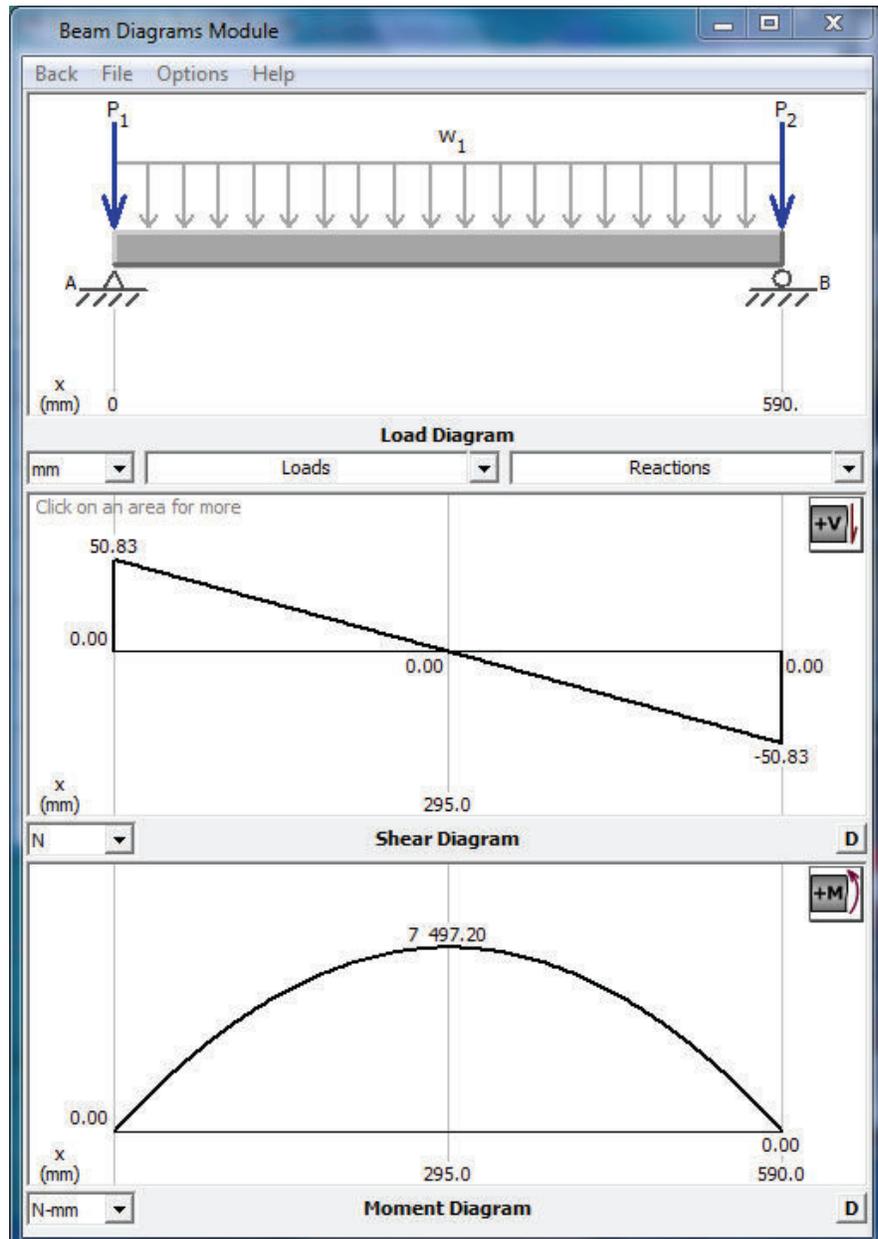


Figura 3.23: Diagrama de esfuerzos de la perfil horizontal.

Elaboración: Propia

Utilizando el programa MDSolids 4.1 se obtienen los valores de los esfuerzos cortantes y del momento flector.

$$R_A = 50,830 \text{ N}$$

$$R_A = R_B = 50,830 \text{ N}$$

$$M_{max} = 7497,20 \text{ Nmm}$$

3.10.2 SELECCIÓN DEL PERFIL HORIZONTAL

Se selecciona un acero ASTM A36 (límite de fluencia = 248,2108 N/mm²), se utiliza la ecuación 3.55, 3.56 y 3.57

$$\sigma_p = \sigma_{max} = \frac{Sy}{F.S.} = \frac{248,2108 \left[\frac{N}{mm^2} \right]}{2} = 124,1054 \left[\frac{N}{mm^2} \right]$$

$$124,1054 \left[\frac{N}{mm} \right] = \frac{7497,20 \text{ [N mm]} \cdot (4)}{I_x}$$

$$I_x = 241,63 \text{ mm}^3$$

4.1.1.1 Diseño de columnas de la armadura soporte

Para el cálculo y selección de este elemento, se consideran columnas sometidas a flexo-compresión, con un esfuerzo actuante de 424,1405N, correspondiente al esfuerzo máximo que se somete a las columnas.

La figura 3.24 muestra la estructura con las cargas actuantes.

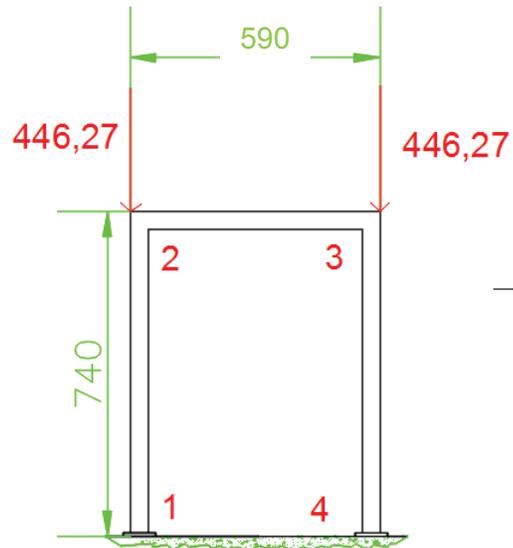


Figura 3.24: Cargas actuantes en la estructura.

Fuente: Propia

Elaboración: Propia

El factor k es determinado utilizando la figura 3.25 correspondiente a la Longitud efectiva de Columnas en Marcos Continuos.

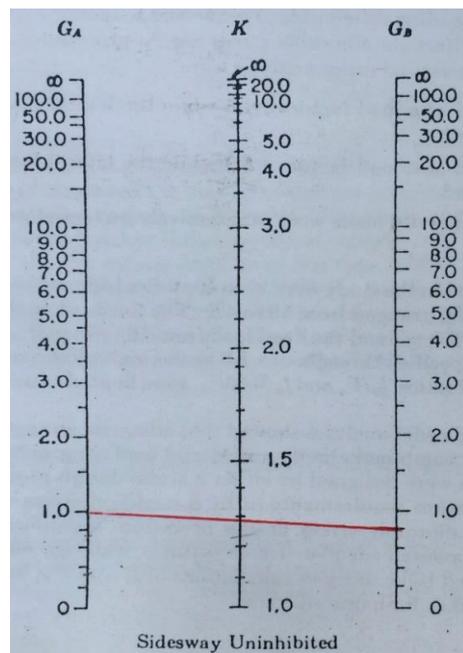


Figura 3.25: Longitud efectiva de columnas en marcos continuos

Fuente: AISC 1997, Fig C1.8.2

Elaboración: Propia

La ecuación 3.59 muestra el cálculo de la constante G_1 , para estructuras empotradas.

$$G_2 = \frac{I_{12}}{\frac{L_{12}}{L_{23}}} \quad \text{Ec. 3.59}$$

Los valores de la inercia para este caso son las iguales razón por la cual se eliminan entre sí.

$$G_2 = \frac{L_{23}}{L_{12}} = \frac{0,590}{0,74} = 0,797$$

De la figura 3.25 se obtiene valores para los cuales, K corresponde a un valor de 1,3.

Para la construcción de estos elementos se aplica acero estructural A-36 con un valor de 36ksi de esfuerzo último a la fluencia.

El manual de la AISC determina el valor de 126,1 para la relación de separación entre pandeo elástico e inelástico, para elementos con límite de fluencia aproximado de 36ksi.

El radio de giro se calcula con la ecuación 3.60.

$$r_{min} = r_{yy} \geq \frac{K \cdot L}{C_c} \quad \text{Ec. 3.60}$$

Dónde:

r_{min} : radio mínimo de giro para el perfil "L"

L : longitud de diseño de la columna en pulgadas.

C_c : relación de separación entre pandeo elástico e inelástico

$$r_{min} = \frac{1,3 (29,134)}{126,1} = 0,3003 \text{ [pulg]}$$

$$r_{min} = 1,35 \text{ [cm]}$$

Se procede a seleccionar un perfil del catálogo de KUBIEC (Anexo G). Perfil cuadrado), que para el caso es de 30 mm de lado y 1,50 mm de espesor ($r_y = 1,32$ cm o 0,5196 pulg).

Se determina la esbeltez de la columna aplicando la ecuación:

$$\lambda = \frac{K \cdot L}{r_{min}} \quad \text{Ec 3.61}$$

Dónde:

λ : esbeltez

$$\lambda = \frac{1,3 (29,134)}{0,5196} = 72,89$$

Debido a que la esbeltez es menor a 200 no es necesario arristrar las columnas de la estructura.

Según la tabla AISC – Table 3-36 Allowable Stress for Compression Members of 36 ksi Specified Yield Stress Steel, presentada en el Anexo H, se determina el valor para el factor F_a que para el caso es de 10,99 ksi.

Le ecuación 3.62 presenta el cálculo del factor f_a :

$$f_a = \frac{P}{A} \quad \text{Ec. 3.62}$$

La fuerza de compresión es de 424,1405N o de 95,31lb que actúa en un área de 4,15 cm² o 0,6433 pulg², por lo que:

$$f_a = \frac{95,31}{0,6432} = 148,185 \text{ [psi]}$$

$$f_a = 0,148185 \text{ [ksi]}$$

Aplicando la ecuación 3.63 muestra el cálculo de la inercia correcta de la estructura utilizando los calores calculados.

$$I_a = \frac{f_a}{F_a} \quad \text{Ec. 3.63}$$

$$I_a = \frac{0,148185}{10,99} = 0,01348$$

$$I_a < 1$$

En función a los valores obtenidos en la ecuación 3.63 se determina que el perfil correcto para la construcción de la estructura es un perfil cuadrado de 30 x 30 x 1,5 mm, en acero ASTM A –36, elemento que garantiza la estabilidad de la estructura.

3.11 CÁLCULO JUNTAS EMPERNADAS

Permite conocer el diámetro de los pernos necesarios que sujetan el porta bocín y el porta rodillo motriz.

3.11.1 CÁLCULO DE PERNOS PARA EL PORTA BOCÍN

Para el cálculo del diámetro porta bocín con la placa de soporte del rodillo loco se aplica la ecuación 3.64 y los datos calculados en las secciones 3.6.1.1 y 3.6.2.

$$\tau = \frac{V_{\max} * Q}{I * b} \quad \text{Ec. 3.64}$$

Dónde:

V_{\max} : Constante máximo en el rodillo.

Q : Inercia volumétrica.

I : Inercia de la junta empernada.

b : Longitud del porta bocín.

$$4.076 = \frac{800,65 * 10b}{341,33 * b}$$

$$b = 84,20mm$$

Para este diseño se toma como diámetro del porta bocín 85mm.

Es necesario calcular la tensión de cizallamiento vertical que para este caso es diferente a al esfuerzo de cizalladura anterior.

La ecuación 3.65 indica el cálculo de la cizalladura vertical.

$$V' = \tau * b * e \quad \text{Ec. 3.65}$$

Dónde:

τ : Esfuerzo de cizalladura horizontal.

b : Diámetro del porta bocín.

e : Distancia entre los pernos.

$$V' = 4,076 * 85 * 54,978$$

$$V' = 19047.677 \text{ N}$$

Para las juntas empernadas se aplican pernos SAE grado 8 con resistencia al cizallamiento de 1034,21 N/mm² y un factor de seguridad de 3.

Se calcula aplicando la ecuación 3.66.

$$\tau = \frac{F}{A} \leq \frac{Suc}{F.s.} \quad \text{Ec. 3.66}$$

$$\frac{V'}{2} \leq \frac{Suc}{\pi * \frac{d^2}{4} * F.s.}$$

$$\frac{\frac{19047,677'}{2}}{\pi * \frac{d^2}{4}} \leq \frac{1034,2135}{3}$$

$$d = 5.93 \text{ mm}$$

Usando el catálogo de pernos y tuercas de LA CASA DEL PERNO (Ver Anexo I) se selecciona un perno SAE Grado 8 M6x1,5x20

3.11.2 CÁLCULO DE PERNOS PARA EL PORTA RODILLO

Aplicando las ecuaciones de la sección 3.11.1, se procede a calcular el diámetro de los pernos que sujetan el soporte del rodillo con la estructura (Ver Figura 3.26), para dicho cálculo se utilizan las fuerzas obtenidas en las secciones 3.6.1.1 y 3.6.2.

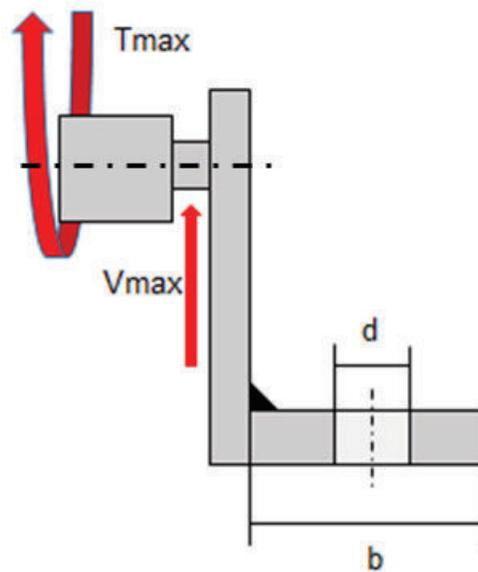


Figura 3.26: Fuerzas que actúan en el rodillo motriz.

Elaboración: Propia

Se calcula del ancho del soporte del porta rodillo, aplicando la ecuación 3.64.

$$\tau = \frac{V_{\max} * Q}{I * b}$$

$$4.076 = \frac{800,65 * 50b}{281,25 * b^2}$$

$$b = 34,92mm$$

En base al cálculo y por facilidad de obtención el ancho del soporte se lo considera de 35mm.

La cizalladura vertical se calcula con la ecuación 3.65.

$$V' = \tau * b * e$$

$$V' = 4,076 * 140 * 35$$

$$V' = 19972,4 \text{ N}$$

Se aplican 4 pernos SAE grado 8 a lo largo del soporte, con resistencia al cizallamiento de 1034,21 N/mm² y un factor de seguridad de 2.

$$\tau = \frac{F}{A} \leq \frac{Suc}{F.s.}$$

$$\frac{\frac{V'}{2}}{\pi * \frac{d^2}{4}} \leq \frac{Suc}{F.s.}$$

$$\frac{\frac{19972,4}{2}}{\pi * \frac{d^2}{4}} \leq \frac{1034,2135}{2}$$

$$d = 4,95 \text{ mm}$$

Usando el catálogo de pernos y tuercas de LA CASA DEL PERNO (Ver Anexo I) se seleccionan pernos SAE Grado 8 M6x1,5x20

Los planos de construcción y montaje de la desvainadora de maní se encuentran en el Anexo L y la simulación del ensamble en el Anexo M.

CAPÍTULO IV

4 PROCESO DE CONSTRUCCIÓN, PRUEBAS DE CAMPO Y PLAN DE MANTENIMIENTO

4.1 HOJA DE PROCESOS

La hoja de procesos es el documento de recopilación de datos, tareas o pasos que se realizan para la terminación de un trabajo.

Este documento brinda información necesaria de un proceso las características del mismo para la fabricación un elemento mecánico, además de las operaciones a realizar y la secuencia de trabajo de estas ubicándolas de manera secuencial y continua.

4.2 ELABORACIÓN DE LOS PROCESOS DE FABRICACIÓN

Se presenta un detalle de los diferentes procesos de fabricación utilizados en la construcción de una desvainadora de maní.

4.2.1 MÁQUINAS Y EQUIPOS

Las diferentes máquinas y equipos (Ver Tabla 4.1) utilizados en diferentes procesos para la construcción de una maquina desvainadora de maní.

Tabla 4.1 Máquinas y equipos.

OPERACIONES	MÁQUINAS Y EQUIPOS	NOMENCLATURA
Torneado	Torno Paralelo	M1
Taladrado	Taladro banco	M2
Fresado	Fresadora	M3
Corte	Amoladora	M4
Corte ejes	Sierra de arco	M5
Doblado	Máquina dobladora	M6
Pintura	Equipo de pintura	E1
Soldadura	Equipo de suelda	E2

Elaboración: Propia

4.2.2 HERRAMIENTAS

La tabla 4.2 muestra las diferentes herramientas y utillajes utilizados en las máquinas y equipos para el desarrollo de las diferentes operaciones.

Tabla 4.2 Herramientas.

OPERACIONES	HERRAMIENTA	NOMENCLATURA
Taladro	Broca de diámetro 16 mm	H1
Corte perfiles	Disco de corte	H2
Limado	Lima	H3
Ajuste	Martillo	H4
Perforado	Granete	H5
Roscado	Machuelo	H6
Pintado	Lija	H7
Tornear	Cuchilla de acero rápido	H8

Elaboración: Propia

4.2.3 INSTRUMENTOS DE MEDIDA Y CONTROL

La tabla 4.3 muestra los instrumentos de medida y control utilizados para comprobar las medidas correctas en los diferentes elementos.

Tabla 4.3 Instrumentos de medida y control.

OPERACIONES	INSTRUMENTOS DE MEDIDA Y CONTROL	NOMENCLATURA
Control de medidas	Flexómetro	m1
	Calibrador Vernier	
Control de nivel	Nivel	m2
Control de ángulo	Escuadra	m3
	Goniómetro	

Elaboración: Propia

4.2.4 ELEMENTOS A CONSTRUIR

Elementos que forman parte de la maquina (Ver tabla 4.4) ya sea de una manera estructural o como elementos principales en el funcionamiento de la misma y que se los puede o no encontrar en el mercado, se recomienda la construcción (Ver Anexo J) de los mismos ya que esto reduce los costos finales de construcción de la máquina.

Tabla 4.4 Elementos a construir.

NOMBRE DE LAS PIEZAS	PROCESOS DE FABRICACIÓN	CANTIDAD
Rodillo conducido	M1	1
	M3	
Rodillo motriz	M1	1
	M3	
Estructura soporte	M4	1
	E2	
	E1	
Placa base	M4	1
	H5	
Tolva	M4	1
	E2	
	H5	
Lengüeta polea motriz	M4	1
	H3	
Lengüeta polea conducida	M4	1
	H3	

Elaboración: Propia

4.3 PLAN DE MANTENIMIENTO

El mantenimiento desde sus inicios se ha ido desarrollando con el fin de preservar la vida útil de los equipos y mantenerlos en un buen estado, en un principio se utilizaba básicamente el mantenimiento correctivo que consiste en localizar el daño en la maquina o equipo y repararlo en su momento, este tipo de mantenimiento genera costos muy altos ya que la maquina puede dejar de funcionar en cualquier momento.

Hoy en día se prefiere realizar el mantenimiento preventivo el cual permite en base al conocimiento del funcionamiento de la maquina establecer tiempos de vida de los componentes, logrando así programar las paradas de la maquina reduciendo costos y optimizando el funcionamiento del equipo.

4.3.1 MANTENIMIENTO PREVENTIVO DE MÁQUINA DESVAINADORA DE MANÍ POR RODILLOS

Los elementos de la maquina desvainadora de rodillos deben tener controles diarios, mensuales y anuales de sus componentes para asegurar la eficiencia del equipo y poder planificar las paradas del mismo para el desarrollo de mantenimientos.

Razón por la cual se establece la necesidad de generar una hoja de registro de datos de funcionamiento de la máquina, la cual se especifica en el (Anexo K).

CAPÍTULO V

5 ANÁLISIS DE COSTOS

El siguiente capítulo tiene como objetivo el planteo de los costos que se producen durante el proceso de diseño de la desvainadora de maní, motivo por el cual se debe hacer una revisión general del proyecto, con esto se procura obtener un valor más real el cual permita ubicar a la máquina dentro de ciertos rangos de los costos de inversión para poder obtener una desvainadora de maní.

Es necesario identificar cada uno de los costos directos e indirectos que intervienen en el proceso de diseño de dicha máquina.

5.1. COSTOS DIRECTOS

Son todos los costos que se encuentran involucrados directamente con el proceso de diseño y producción de la máquina, tales como: materiales directos, elementos normalizados montaje y fabricación de la máquina.

5.1.1. MATERIALES DIRECTOS

Son todos los materiales usados en el proceso de fabricación de la desvainadora de maní, dichos materiales atraviesan por procesos de maquinado, conformado, soldadura, etc.

La Tabla 5.1 presenta los costos de materiales indirectos.

Tabla 5.1 Costos de materiales directos.

No.	Elemento	Descripción	Cant	Precio Unitario (USD)	Precio Total (USD)
1	MESA DE SOPORTE	Tubo estructural cuadrado (30X30X1.5)	2	9.07	18.14
2		Placa ASTM A-36 e=6mm	1	8.5	8.5
3		Placa ASTM A-36 e=10mm	3	12.45	37.35
4		Platina ASTM A-36, 590x450, e=5mm	1	6.62	6.62
5	SISTEMA DE ALIMENTACIÓN	Placa perforada ASTM A-36 e=2mm	1	5.25	5.25
6		Plancha de acero inoxidable AISI 304 (1200X440X3)	1	132.9	132.9
7		Placa ASTM A-36 e=7mm	4	12.45	49.8
8	SISTEMA MOTRIZ	Rodillo motriz A-36: $\theta=45\text{mm}$; $l=350\text{mm}$	1	82.45	82.45
9		Rodillo conducida A-36: $\theta=45\text{mm}$; $l=350\text{mm}$	1	72.31	72.31
10		Lengüeta polea motriz St-60	1	0.41	0.41
11		Lengüeta polea conducida St-60	1	0.26	0.26
12		Vulcanizado de rodillos	2	150	300
13		Bronce SAE 40 $\theta=45\text{mm}$, cedula= 5mm	1	25	25
Subtotal 1				738.99	

Fuente: DIPAC, IVAN BOHMAN C. A, La Casa del Perno.

Elaboración: Propia

5.1.2. ELEMENTOS NORMALIZADOS

Esta sección muestra el costo total de los elementos normalizados que constituyen la conformación de la máquina y se presenta a continuación en la tabla 5.2.

Tabla 5.2 Costos de elementos normalizados

No	Descripción	Cantidad	Precio Unitario (USD)	Precio Total (USD)
1	Polea en V SPZ $\theta=122\text{mm}$	2	15.45	30.9
2	Polea en V SPZ $\theta=154\text{in}$	2	20.75	41.5
3	Banda SPZ/Z TB en v	2	9.5	19
4	Perno Hexagonal M20x1.5x25	4	0.45	1.8
5	Perno hexagonal M6x1,5x20	8	0.3	2.4

.../

Continuación (Tabla 5.2 Costos de elementos normalizados)

6	Arandela plana SAE 20	4	0.2	0.8
7	Arandela plana SAE 8	8	0.15	1.2
8	Motorreductor	1	1300	1300
			Subtotal 2	\$ 1.397.60

Fuente: Castillo Hermanos, IVAN BOHMAN C. A, SIEMENS.

Elaboración: Propia

5.1.1 MANO DE OBRA DIRECTA

En esta parte se detalla el tiempo de uso de cada máquina, así como el costo del operador de dicha máquina herramienta que intervienen en el proceso de elaboración de los elementos que se van a aplicar en la fabricación de la máquina, además es necesario tener en cuenta el costo de la mano de obra que se involucra en el montaje de la desvainadora.

Los costos de la mano de obra directa se puntualizan en la Tabla 5.3.

Tabla 5.3 Costos de mano de obra directa.

No	Proceso	Tiempo aproximado [hora]	Costo H.h.m [\$/hora]	Total
1	Torno	15	8	120
2	Fresadora	20	9	180
3	Limado	5	6.2	31
4	Soldadura SMAW	10	9.4	94
5	Taladro vertical	3	1.6	4.8
6	Cizalla	2	2.1	4.2
7	Sierra mecánica	4	4.5	18
8	Amoladora	3	3	9
10	Herramientas manuales	12	2.5	30
11	Otros equipos	5	5	25
			Subtotal 3	\$ 516.00

Fuente: SEMITEG

Elaboración: Propia

5.1.2 COSTOS DE INGENIERÍA Y DISEÑO

Son los costos generados por las horas de ingeniería y diseño que se aplican en el desarrollo del proyecto.

Aproximadamente se necesitan de 70 para elaborar los cálculos y planos de los elementos mecánicos que conforman en el prototipo.

Actualmente en el mercado nacional el costo de la hora de diseño es de 15 dólares la hora, razón por la cual es valor total de 1050 dólares.

5.2 MATERIALES INDIRECTOS

Son todos los materiales consumibles que son utilizados durante el proceso de fabricación de la máquina y no son visibles en el producto final o terminado, la Tabla 5.4 resume dichos valores.

Tabla 5.4 Costos de materiales indirectos.

No	Descripción	Cant.	Precio Unitario (USD)	Precio Total (USD)
1	Disco de corte	2	5.00	10.00
2	Disco de desbaste	2	4.50	9.00
3	Pintura anticorrosiva	2	5.50	11.00
4	Electrodo E6011 (kg)	1	3.00	3.00
5	Electrodo ER308L (kg)	0.5	25.00	12.50
			Subtotal 1	\$ 45.50

Fuente: DIPAC

Elaboración: Propia

5.2.1 COSTOS ADICIONALES

Representan los costos de las actividades relacionadas con las primeras fases de investigación de la materia prima y sus características, las cuales intervienen de manera fundamental en el diseño de la máquina razón por la cual representan un valor agregado a la misma.

La Tabla 5.5 enumera y detalla cada uno de esos costos.

Tabla 5.5 Costos adicionales.

No	Descripción	Cant	Precio Unitario (USD)	Precio Total (USD)
1	Estudio	1	250.00	250.00
2	Trabajo de campo	1	400.00	400.00
			Subtotal 2	\$ 650.00

Elaboración: Propia

5.3 COSTOS IMPREVISTOS

Se considera un equivalente al 12% del valor total del proyecto, debido a que en todo proceso de producción siempre existen imprevistos que pueden aumentar el costo del proyecto, ya sea por aumento en el valor de los materiales, de la mano de obra o debido a tiempos muertos en la fabricación de la máquina.

5.4 COSTO TOTAL

Se detalla a continuación en la Tabla 5.6 el total de los costos de diseño de la máquina desvainadora de maní.

Tabla 5.6 Costos totales.

COSTO TOTALES	
Materiales Directos	738.99
Elementos Normalizados	1397.6
Mano de obra Directa	516
Costos de ingeniería	1050
Materiales Indirectos	45.5
Costos Adicionales	650
Subtotal	4398.09
Imprevistos 12%	528
TOTAL	\$ 4.925.86

Elaboración: Propia

Del valor obtenido en la Tabla 5.6, se puede evidenciar que el costo de diseño y posterior construcción de la desvainadora de maní es menor que el valor estimado por los campesinos. Razón por lo cual se ve justificado el presente proyecto.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

CONCLUSIONES

- El presente proyecto destinado al diseño de una máquina desvainadora de maní con una capacidad de procesar 600 kg/hr y todos sus elementos, fue elaborada en base a los principios y normas establecidas en el libro de Diseño Concurrente de Riva; tomando en cuenta lo escrito anteriormente se diseñó la máquina para cumplir los requerimientos propuestos.
- El estudio de campo fue efectuado de tal manera que nos permita establecer los requerimientos de diseño en base a la capacidad de producción previamente solicitada. Adicionalmente se consideran parámetros propios de la materia prima, garantizando la calidad y funcionalidad de cada uno de los elementos del prototipo
- Con la culminación del diseño de la máquina desvainadora de maní se consigue disminuir considerablemente tiempos en el proceso de desvainar y obtener un producto adecuado.
- El presente documento muestra mediante los planos correspondientes, la adecuada instalación de la máquina desvainadora. Además, se anexa todos los planos de taller para la elaboración de elementos no normalizados, esto con el objetivo de garantizar la funcionalidad a partir del momento que inicia su operación e instalación.
- El análisis de costos permite determinar el precio del prototipo en el mercado nacional. En base al diseño óptimo, cada uno de sus elementos han sido construidos y adquiridos considerando el aspecto mercantil de los elementos que se aplican en el diseño del prototipo.

RECOMENDACIONES

- Para el óptimo funcionamiento de la máquina se recomienda seguir las instrucciones de construcción y montaje descrito en el documento, además de esto se debe asegurar la correcta elaboración de los elementos que conforman la máquina desvainadora, para ello se detallan planos de taller.
- Se recomienda que la estructura soporte de la máquina desvainadora sea pintada con anticorrosivos, para evitar su deterioro y que el producto no sea expuesto a agentes químicos perjudiciales para la salud del consumidor.
- Se recomienda una adecuada selección de la materia prima ya que factores como porcentaje de humedad muy altos por un inadecuado tiempo de secado del producto afectan el correcto funcionamiento de la maquina reduciendo la calidad de desvainado.
- Se recomienda la selección previa de las vainas de maní, con el fin de tener un desvainado más eficiente en función de la separación de los rodillos desvainadores y así evitar el porcentaje de falla de desvainado por variación de dimensiones geométricas en las vainas de maní.

BIBLIOGRAFÍA

LIBROS CONSULTADOS

1. SHIGLEY, J., & MITCHELL, L. (1989). Manual de Diseño Mecánico (4a ed.). México: Editorial Mc Graw-Hill.
2. SHIGLEY, J., & MITCHELL, L. (1995). Manual De Diseño Mecánico (8a ed.). México: Editorial McGraw Hill.
3. GERE, J.(2006). Mecánica de Materiales (6a ed). México: Editorial Thomson.
4. NORTON, R. (1999). Diseño de Máquinas, México: Editorial McGraw-Hill.
5. POPE, E. (2000). Soluciones Prácticas para El Ingeniero Mecánico (1a ed.). México: Ed. McGraw- Hill.
6. VARGAS, J.(2014). Producción por Virutaje Facultad de Ingeniería Mecánica E.P.N. Ecuador.
7. VARGAS, J.(2014). Guía de los fundamentos de Dibujo Industrial Facultad de Ingeniería Mecánica E.P.N. Ecuador.

TESIS CONSULTADAS

1. SALAS, C. (2012). Diseño de un molino de rodillo para molienda de granos destinado al área de alimentos del CESTTA-ESPOCH. Ecuador: ESPOCH

PÁGINAS WEB CONSULTADAS

1. Friztin. (2011). *Insutec: Instituto Superior tecnológico: Trituración Primaria y Secundaria para Minerales*. <http://insutecmza.blogspot.com/2011/objetivo-reducir-el-tamano-de-los.html>
2. Scribd. (2015). *Scribd: Apunte de Trituración*. <http://es.scribd.com/doc/247078107/05-Apunte-Trituracion#scribd>
3. García, A. (2010). *Física con Ordenador: Curso Interactivo de Física en Internet: Medida del Coeficiente de Rozamiento por Deslizamiento*. <http://www.sc.ehu.es/sbweb/fisica/dinamica/rozamiento/dinamico/dinamico.htm>
4. Química. (2012). *Full Química: Recursos para Profesores Gratis: Densidad*. <http://www.fullquimica.com/2011/04/densidad.html>
5. China Jiangyou Longhai Special Steel Co, Ltd. (2011). *STEELss: Special Steel Suppliers*. <http://www.steelss.com/Carbon-steel/.html>
6. Scribd. (2015). *Scribd: Diseño y Selección del Mando a Correa en V*. <http://es.scribd.com/doc/11863511/Diseno-y-Seleccion-Del-Mando-a-Correas-en-V>
7. Scribd. (2015). *Scribd: Calculo de Correas 2: Como Calcular Correas Industriales*. <http://es.scribd.com/doc/5699593/CALCULO-DE-CORREAS-2>
8. Astec Industries, Inc. (2015). *TELSMITH an Astec Industies Co.: Equipos de Trituración*. <http://www.telsmith.com/files/SBSSpanishLR.pdf>

ANEXOS

**Anexo A: Resultados de ensayos de y compresión del
LAEV- EPN**



ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA



LABORATORIO DE ANÁLISIS
DE ESFUERZOS Y VIBRACIONES

INFORME TÉCNICO

LAEV

Quito, 19 de diciembre de 2014

TRABAJO SOLICITADO POR: Sr. Andrés Fabricio Herrera Carrillo
Sr. Ángel David Silva Hinojosa

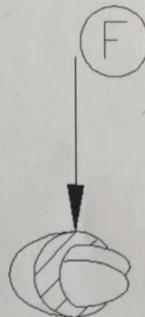
Los resultados contenidos en el presente informe corresponden a ensayos realizados en muestras de maní, pertenecientes a los señores Herrera Carrillo Andrés Fabricio y Silva Hinojosa Ángel David para el proyecto de titulación "DESVAINADORA DE MANÍ – CAPACIDAD 250 kg/h". Las muestras fueron entregadas en el Laboratorio de Análisis de Esfuerzos y Vibraciones de la Escuela Politécnica Nacional.

RESULTADOS

1. **MUESTRAS:** Trece (13) muestras de maní para ensayo de compresión.

2. ENSAYO DE COMPRESIÓN

En la gráfica 1 se muestra la disposición de las muestras de maní para aplicación de la carga.



Gráfica 1. Disposición de la muestra para la aplicación de la carga en la máquina universal de ensayos.



LAEV-EPN



Página 1 de 3

En la tabla 1 se presentan los resultados de los ensayos de compresión realizados a las muestras de maní.

Tabla 1. Resultados de los ensayos de compresión a muestras de maní.

Id.	Área promedio	Carga máxima registrada		Esfuerzo a la flexión	
	mm ²	N	lbf	kpa	psi
Pr-1	396	505	113,5	1275	184,9
Pr-2	846	158,5	35,6	187,4	27,2
Pr-3	682	218	49,0	319	46,3
Pr-4	564	164,1	36,9	291	42,2
Pr-5	462	190	42,7	411	59,6
Pr-6	445	165	37,1	371	53,8
Pr-7	470	214	48,1	456	66,1
Pr-8	550	240	54,0	437	63,4
Pr-9	615	46,8	10,5	76,1	11,0
Pr-10	505	186,9	42,0	370	53,7
Pr-11	362	121,2	27,2	335	48,6
Pr-12*	4330	1829	411,2	422	61,2
Pr-13*	4326	1324	297,6	306	44,4

El ensayo de compresión a la muestra Pr-12 se realizó con 11 maníes y a la muestra Pr-13 se realizó con 14 maníes, por lo que existe un incremento del área.

En el anexo se muestra el montaje y la disposición de las muestras de maní en la máquina universal de ensayos.




 Ing. Salvadore Reina M.Sc.
JEFE DEL LABORATORIO DE ANÁLISIS DE ESFUERZOS Y VIBRACIONES
 ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL

ANEXO



Fotografía 1. Muestras de maní a ser ensayadas en la máquina universal de ensayos.



Fotografía 2. Montaje de las muestras de maní en la máquina universal de ensayos.



LAEV-EPN



Página 3 de 3

Anexo B: Resultados de ensayos de corte del LAEV- EPN



ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA



LABORATORIO DE ANÁLISIS
DE ESFUERZOS Y VIBRACIONES

INFORME TÉCNICO

LAEV – AGO.06.15

Quito, 11 de agosto de 2015

TRABAJO SOLICITADO POR: Sr. Andrés Fabricio Herrera Carrillo
Sr. Ángel David Silva Hinojosa

Los resultados contenidos en el presente informe corresponden a ensayos realizados en muestras de maní, pertenecientes a los señores Herrera Carrillo Andrés Fabricio y Silva Hinojosa Ángel David para el proyecto de titulación “DESVAINADORA DE MANÍ – CAPACIDAD 250 kg/h”. Las muestras fueron entregadas en el Laboratorio de Análisis de Esfuerzos y Vibraciones de la Escuela Politécnica Nacional.

RESULTADOS

1. MUESTRAS: Diez (10) muestras de maní para ensayo de corte.

2. ENSAYO DE CORTE

En la tabla 1 se presentan los resultados de los ensayos de corte realizados a las muestras de maní.

Tabla 1. Resultados de los ensayos de corte a muestras de maní.

Id.	*Área promedio	Carga máxima registrada		Esfuerzo de corte	
	mm ²	N	lbf	kpa	psi
Pr-1	122,72	175,0	39,3	142,6	20,7
Pr-2	122,72	38,5	8,7	31,4	4,6
Pr-3	122,72	80,0	18,0	65,2	9,5
Pr-4	122,72	75,6	17,0	61,6	8,9
Pr-5	122,72	79,9	18,0	65,1	9,4
Pr-6	122,72	65,8	14,8	53,6	7,8
Pr-7	122,72	99,1	22,3	80,8	11,7
Pr-8	122,72	43,2	9,7	35,2	5,1
Pr-9	122,72	68,6	15,4	55,9	8,1
Pr-10	122,72	123,9	27,9	101,0	14,6



*El área de corte se tomó en base al diámetro del dado de corte que para las muestras de maní fue de 12,5 mm de diámetro.



Anexo C: Protocolo de Pruebas

ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL INGENIERÍA MECÁNICA PROTOCOLO DE PRUEBAS DE PROTOTIPO				
DESVAINADORA DE MANÍ				
EMPRESA:			FECHA:	
DIMENSIONES PRINCIPALES				
DIMENSIÓN	DISEÑO	PROTOTI PO	ACEPTACI ÓN	
			SI	NO
Largo total [mm]				
Ancho total [mm]				
Altura total [mm]				
Peso (Kg)				
Estado de la soldadura.				
Alineación de rodillos.				
Verificación del sistema de alimentación.				
Verificación del ajuste de bandas.				
Verificación del sistema de regulación.				
Verificación conexiones eléctricas.				

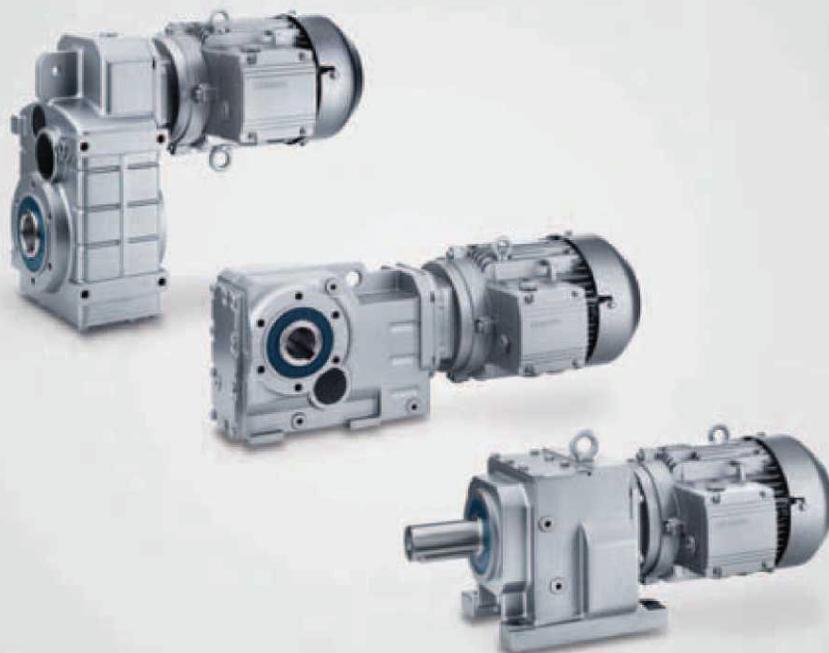
ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL INGENIERÍA MECÁNICA PROTOCOLO DE PRUEBAS DE PROTOTIPO			
DESVAINADORA DE MANÍ			
EMPRESA:		FECHA:	
NOMBRE VERIFICADOR:			
FUNCIONAMIENTO EN VACÍO			
TIEMPO (Minutos)	SISTEMA O CRITERIO A SER EVALUADO	ACEPTACIÓN	
		SI	NO
10	TRANSMISIÓN		
	DESVAINADOR		
	TAMIZADOR		
	ESTRUCTURA		
	ALIMENTACIÓN		
	SISTEMA ELÉCTRICO		
	VIBRACIONES		

ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL INGENIERÍA MECÁNICA PROTOCOLO DE PRUEBAS DE PROTOTIPO			
MÁQUINA: DESVAINADORA DE MANÍ			
EMPRESA:		FECHA:	
NOMBRE VERIFICADOR:			
FUNCIONAMIENTO CON CARGA			
Peso(Kg)	SISTEMA O CRITERIO A SER EVALUADO	ACEPTACIÓN	
		SI	NO
10	TRANSMISIÓN		
	DESVAINADOR		
	TAMIZADOR		
	ESTRUCTURA		
	ALIMENTACIÓN		
	SISTEMA ELÉCTRICO		
	VIBRACIONES		
15	TRANSMISIÓN		
	DESVAINADOR		
	TAMIZADOR		
	ESTRUCTURA		
	ALIMENTACIÓN		
	SISTEMA ELÉCTRICO		
	VIBRACIONES		
20	TRANSMISIÓN		
	DESVAINADOR		
	TAMIZADOR		
	ESTRUCTURA		
	ALIMENTACIÓN		
	SISTEMA ELÉCTRICO		
	VIBRACIONES		

Anexo D: Catálogo de Motorreductores SIEMENS Ecuador

MOTOX Geared Motors

Catalog D 87.1 · 2008



MOTOX

SIEMENS

Geared motors Helical geared motors

Geared motors up to 200 kW

Selection and ordering data (continued)

Power rating P_{motor} kW	Output speed		Output torque T_2 Nm	Service factor f_B	Gearbox ratio i_{tot}	Order No.	Order code (No. of poles)	Weight*) kg
	n_2 (50 Hz) rpm	n_2 (60 Hz) rpm						
1.5 (50 Hz)	Z.68-LA90L4							
1.8 (60 Hz)	41	49	348	2.3	34.49	2KJ1104 - ■EP13 - ■■U1		54
	46	55	309	2.6	30.60	★ 2KJ1104 - ■EP13 - ■■T1		54
	50	60	285	2.8	28.25	2KJ1104 - ■EP13 - ■■S1		54
	D.48-LA90L4							
	25	30	564	0.80	55.92	★ 2KJ1203 - ■EP13 - ■■E1		37
	28	34	504	0.89	50.00	2KJ1203 - ■EP13 - ■■D1		37
	Z.48-LA90L4							
	31	37	458	0.98	45.38	★ 2KJ1103 - ■EP13 - ■■X1		37
	34	41	416	1.1	41.26	2KJ1103 - ■EP13 - ■■W1		37
	38	46	374	1.2	37.06	★ 2KJ1103 - ■EP13 - ■■V1		37
	45	54	320	1.4	31.77	2KJ1103 - ■EP13 - ■■U1		37
	49	59	290	1.6	28.74	★ 2KJ1103 - ■EP13 - ■■T1		37
	54	65	268	1.7	26.53	2KJ1103 - ■EP13 - ■■S1		37
	62	74	233	1.9	23.07	★ 2KJ1103 - ■EP13 - ■■R1		37
	68	82	211	2.1	20.95	2KJ1103 - ■EP13 - ■■Q1		37
	74	89	193	2.3	19.13	★ 2KJ1103 - ■EP13 - ■■P1		37
	81	97	177	2.5	17.55	2KJ1103 - ■EP13 - ■■N1		37
	88	106	163	2.6	16.17	★ 2KJ1103 - ■EP13 - ■■M1		37
	97	116	148	2.8	14.68	2KJ1103 - ■EP13 - ■■L1		37
	106	127	135	3.0	13.38	★ 2KJ1103 - ■EP13 - ■■K1		37
	116	139	124	3.2	12.25	2KJ1103 - ■EP13 - ■■J1		37
	130	156	110	3.5	10.93	★ 2KJ1103 - ■EP13 - ■■H1		37
	145	174	98	3.9	9.76	2KJ1103 - ■EP13 - ■■G1		37
	209	251	68	3.9	6.79	★ 2KJ1103 - ■EP13 - ■■D1		37
	234	281	61	4.4	6.06	2KJ1103 - ■EP13 - ■■C1		37
	Z.38-LA90L4							
	58	70	247	0.89	24.50	2KJ1102 - ■EP13 - ■■T1		27
	66	79	219	1.0	21.67	★ 2KJ1102 - ■EP13 - ■■S1		27
	72	86	198	1.1	19.64	2KJ1102 - ■EP13 - ■■R1		27
	82	98	175	1.3	17.33	★ 2KJ1102 - ■EP13 - ■■Q1		27
	91	109	158	1.4	15.64	2KJ1102 - ■EP13 - ■■P1		27
	100	120	143	1.5	14.18	★ 2KJ1102 - ■EP13 - ■■N1		27
	110	132	130	1.7	12.92	2KJ1102 - ■EP13 - ■■M1		27
	120	144	119	1.8	11.82	★ 2KJ1102 - ■EP13 - ■■L1		27
	134	161	107	2.0	10.57	2KJ1102 - ■EP13 - ■■K1		27
	146	175	98	2.0	9.70	★ 2KJ1102 - ■EP13 - ■■J1		27
	162	194	88	2.2	8.75	2KJ1102 - ■EP13 - ■■H1		27
	189	227	76	2.4	7.50	★ 2KJ1102 - ■EP13 - ■■F1		27
	189	227	76	2.5	7.52	★ 2KJ1102 - ■EP13 - ■■G1		27
	212	254	68	2.7	6.71	2KJ1102 - ■EP13 - ■■D1		27
	231	277	62	2.7	6.16	★ 2KJ1102 - ■EP13 - ■■C1		27
	256	307	56	2.9	5.55	2KJ1102 - ■EP13 - ■■B1		27
	298	358	48	3.3	4.77	★ 2KJ1102 - ■EP13 - ■■A1		27

★ Preferred transmission ratio

Shaft designs, see page 2/117

Frequency and voltage, see page 8/18

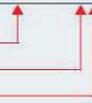
Gearbox housing mounting position, see page 2/116

*) For mounting type B3

1, 2 or 9

1 to 9

A, F, H or R



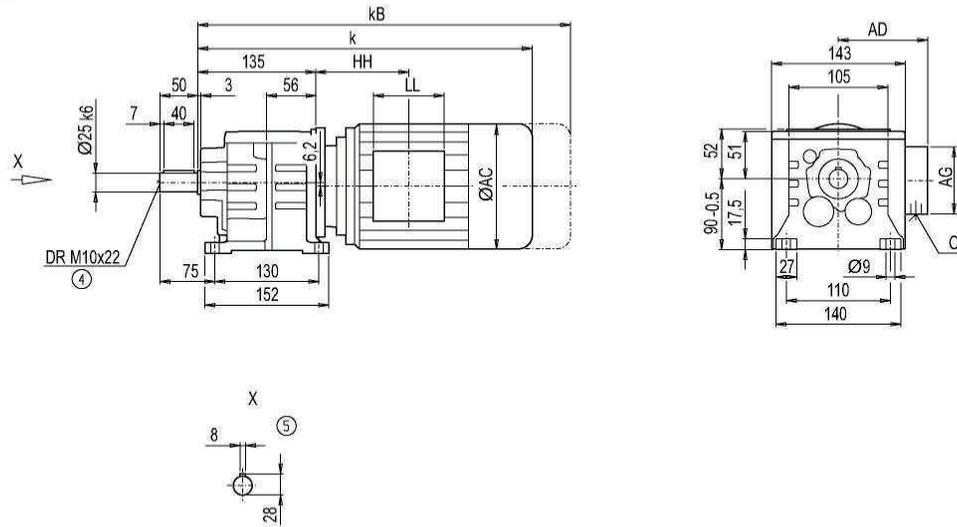
Geared motors Helical geared motors

Dimensions

Gearbox D/Z28 (two-/three-stage), foot-mounted design

DZ011

2



Motor	Z28		D28		AC	AD	AG	LL	HH	O	Weight	
	k	k _B	k	k _B							Z28	D28
LA71	337.5	392.5	337.5	392.5	139	146	90	90	58.5	M20x1.5/M25x2.5	9	9
LA71Z	356.5	411.5	356.5	411.5	139	146	90	90	58.5	M20x1.5/M25x2.5	9	9
LA90S	434.5	505.5	434.5	505.5	174	185	90	90	87.0	M20x1.5/M25x2.5	18	19
LA90L	434.5	505.5	434.5	505.5	174	185	90	90	87.0	M20x1.5/M25x2.5	18	19
LA90ZL	479.5	550.5	479.5	550.5	174	185	90	90	87.0	M20x1.5/M25x2.5	21	22
LA100L	516.5	597.5	-	-	195	168	120	120	163.5	2xM32x1.5	28	-

© 2011

© 2011

© 2011

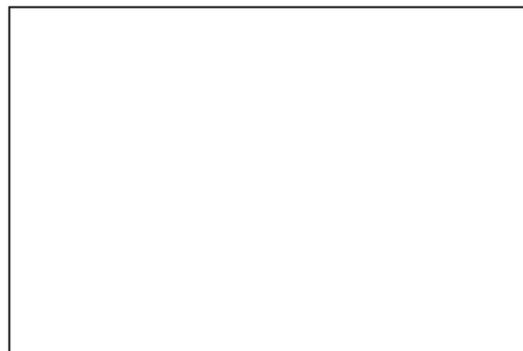
Anexo E: Catálogo de Bandas y Poleas GOODYEAR Ecuador



ENGINEERING DATA FOR V-BELTS AND WEDGE BELTS

CONTENTS

Introduction	2
Construction of Goodyear Belts	3
V-Belt Standard Stock Sizes	4-6
V and Wedge Belt Specification	6
Wedge Belt Standard Stock Sizes	7
Explanation of Standard Drive Tables and Datum System	8
Pulley Information and Centre Distance Allowances	9-11
Standard Drive Design/Service Factors	12-14
Standard Drive Design Example Wedge Belt Drives	15-17
Standard Drive Tables	
SPZ	18-43
SPA	44-75
SPB	76-107
SPC	108-123
Non-Standard Drive Design	124-129
Guide Range V/Wedge Pulley Details	130-133
Useful Formulae and Conversion Factors	134
Non-Standard Drive Design Example Wedge and 'V' Belt Drives	135-137
Belt Power Ratings for	
SPZ	138-143
SPA	144-149
SPB	150-155
SPC	156-159
Z	160-163
13A	164-169
17B	170-175
22C	176-179
32D	180-181
Fundamentals of Drive Design	182-187
Instructions for Tensioning a Drive	188-189
Idlers	190
Properties of Goodyear 'V' & Wedge Belts	191
Belt Tensioning and Alignment Tools	192-193
Troubleshooting	194
Drive Design Sheet	195-196



PULLEY INFORMATION AND CENTRE DISTANCE ALLOWANCES

TABLE 3. DIMENSIONS OF STANDARD V-GROOVED PULLEYS

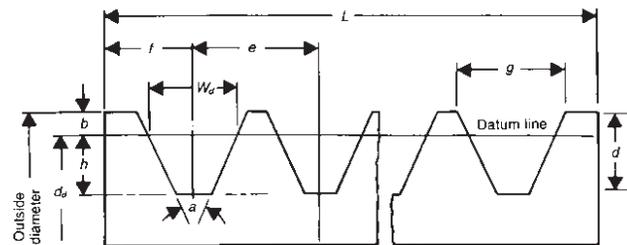
Groove cross section symbol	Datum diameter of the pulley (d_d)	Groove angle (a)	Minimum top width of groove (g)	Minimum groove depth below datum diameter (h)	Centre to centre of grooves (see Note 2) (e)	Edge of pulley to first groove centre (see Note 3) (f)	Minimum distance from outside diameter to datum diameter (b)	Groove datum width (W_d)
	mm	degrees	mm	mm	mm	mm	mm	mm
Z } SPZ }	UP TO 80mm	34 ± 0.5	9.7	9.0	12.0 ± 0.3	8.0 ± 1.0	2.0	8.5
	OVER 80mm	38 ± 0.5	9.9					
13A } SPA }	UP TO 118mm	34 ± 0.5	12.7	11.0	15.0 ± 0.3	$10.0^{+2.0}_{-1.0}$	2.75	11.0
	OVER 118mm	38 ± 0.5	12.9					
17B } SPB }	UP TO 190mm	34 ± 0.5	16.1	14.0	19.0 ± 0.4	$12.5^{+2.0}_{-1.0}$	3.5	14.0
	OVER 190mm	38 ± 0.5	16.4					
22C } SPC }	UP TO 315mm	34 ± 0.5	21.9	19.0	25.5 ± 0.5	$17.0^{+2.0}_{-1.0}$	4.8	19.0
	OVER 315mm	38 ± 0.5	22.3					
32D	UP TO 475mm	36 ± 0.5	32.3	19.9	37.0 ± 0.6	$24.0^{+3.0}_{-1.0}$	8.1	27.0
	OVER 475mm	38 ± 0.5	32.6					

NOTE 1. See Fig. 4 for symbols.

NOTE 2. The tolerances on dimension e apply to the distance between the centres of any two grooves whether consecutive or not.

NOTE 3. It is recommended that the tolerance f should be taken into account in the alignment of pulleys.

NOTE 4. Z, A, B and C pulleys are also suitable for Wedge Belt sections SPZ, SPA, SPB and SPC respectively.



The maximum distance L between the outside edges of the pulley i.e. the face width is equal to $(x-1)e + 2f$ where x is the number of grooves.

FIG. 4
Multi-groove pulley cross section

TABLE 4. RECOMMENDED MINIMUM STANDARD PULLEY DIAMETERS FOR ELECTRIC MOTORS

MOTOR SPEED (revs/min)	MOTOR POWER (kW)															
	Up to 2.0	2.5	3.0	4.0	5.5	7.5	11.0	15.0	18.5	22.0	30.0	37.0	45.0	55.0	75.0	93.0
2880	50	56	67	67	67	71	90	100	112	125	140	160	180	—	—	—
1440	50	56	67	71	80	90	106	125	140	160	180	200	224	280	300	380
960	50	56	67	71	90	100	125	150	160	200	224	250	280	300	400	—
720	50	56	67	90	100	118	140	160	180	200	250	280	350	400	—	—

All dimensions are in millimetres.

Above information is a guide only – if in any doubt consult the motor manufacturer.

PULLEY INFORMATION AND CENTRE DISTANCE ALLOWANCES

TABLE 7. RECOMMENDED GUIDE PULLEY DATUM (d_d & D_d) AND OUTSIDE DIAMETERS (d & D)

Datum Diameter mm	Minimum Outside Diameter								
	SPZ mm	SPA mm	SPB mm	SPC mm	Z mm	A mm	B mm	C mm	D mm
50					54				
56	60				60				
60	64				64				
63	67				67	68.5			
67	71				71	72.5			
71	75	76.5			75	76.5			
75	79	80.5			79	80.5			
80	84	85.5			84	85.5			
85	89	90.5			89	90.5			
90	94	95.5			94	95.5	(97)		
95	99	100.5			99	100.5	(102)		
100	104	105.5			104	105.5	107		
106	110	111.5			110	111.5	(113)		
112	116	117.5	119		116	117.5	119		
118	122	123.5	125		122	123.5	125		
125	129	130.5	132		129	130.5	132		
132	136	137.5	139		136	137.5	139		
140	144	145.5	147		144	145.5	147		
150	154	155.5	157		154	155.5	157		
160	164	165.5	167		164	165.5	167	(169.6)	
170	174	175.5	177		174	175.5	177	(179.6)	
180	184	185.5	187		184	185.5	187	(189.6)	
190	194	195.5	197		194	195.5	197	(199.6)	
200	204	205.5	207	209.6	204	205.5	207	209.6	
212		217.5	219	221.6		217.5	219	221.6	
224	228	229.5	231	233.6	228	229.5	231	233.6	
236		241.5	243	245.6		241.5	243	245.6	
250	254	255.5	257	259.6	254	255.5	257	259.6	
265		270.5	272	274.6		270.5	272	274.6	
280	284	285.5	287	289.6	284	285.5	287	289.6	
300		305.5	307	309.6		305.5	307	309.6	
315	319	320.5	322	324.6	319	320.5	322	324.6	
335			342	344.6			342	344.6	
355	359	360.5	362	364.6	359	360.5	362	364.6	(371.2)
375			382	384.6			382	384.6	(391.2)
400	404	405.5	407	409.6	404	405.5	407	409.6	(416.2)
425			432	434.6			432	434.6	(441.2)
450	454	455.5	457	459.6	454	455.5	457	459.6	(466.2)
475			482	484.6			482	484.6	(491.2)
500	504	505.5	507	509.6	504	505.5	507	509.6	(516.2)
530			537	539.6			537	539.6	(546.2)
560		565.5	567	569.6		565.5	567	569.6	(576.2)
630	634	635.5	637	639.6	634	635.5	637	639.6	(646.2)
710			717	719.6			717	719.6	(726.2)
800		805.5	807	809.6		805.5	807	809.6	(816.2)
900		905.5	907	909.6		905.5	907	909.6	(916.2)
1000			1007	1009.6			1007	1009.6	(1016.2)
1250			1257	1259.6			1257	1259.6	(1266.2)
1600									(1616.2)
2000									(2016.2)

These pulley sizes can only be used with Goodyear Moulded Cog belts.

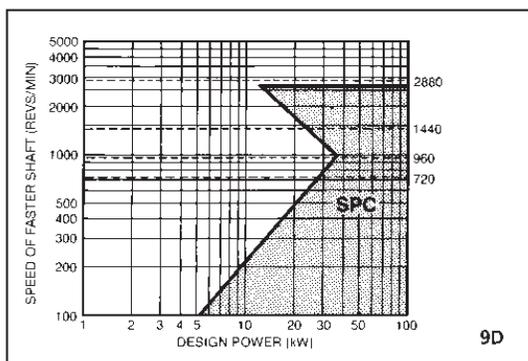
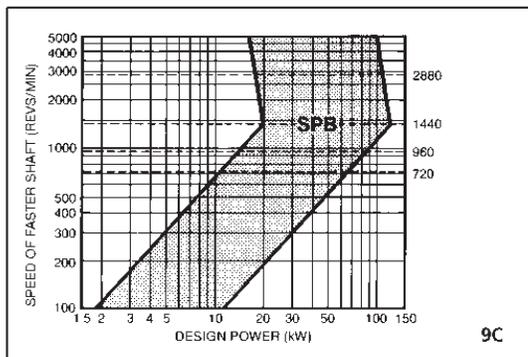
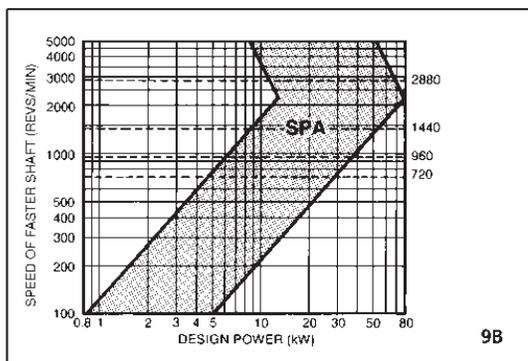
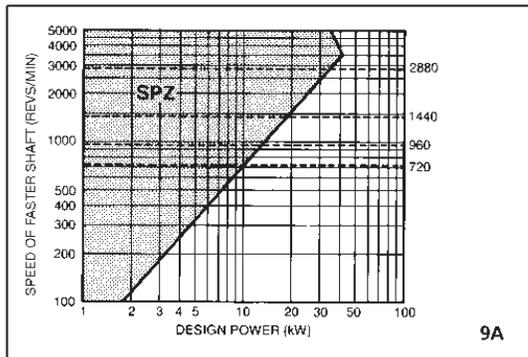
Minimum Outside Diameters in brackets () are preferred diameters for 'V' belt use but not normally part of the standard "Duo-Pulley Taper Lock" range.

DriveN Unit Service Factor	'SOFT'/NORMAL TORQUE STARTS			'HEAVY'/HIGH TORQUE STARTS		
	Intermittent Service	Normal Service	Continuous Service	Intermittent Service	Normal Service	Continuous Service
Dispensing and Display Equipment	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0
Elevators	1.0	1.2	1.4	1.2	1.4	1.6
Exciters	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
Fans & Blowers: Centrifugal, Induced Draft Exhausters < 7.5 kW	1.0	1.2	1.4	1.2	1.4	1.6
Fans & Blowers: Mine Fans, Propeller, Positive Displacement Blowers	1.2	1.4	1.6	1.4	1.6	1.8
Generators	1.0	1.2	1.4	1.2	1.4	1.6
Hammer Mills	1.1	1.3	1.5	1.3	1.5	1.7
Hoists	1.2	1.4	1.6	1.4	1.6	1.8
Instrumentation	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0
Laundry Machinery: Extractors, Washers	1.0	1.2	1.4	1.2	1.4	1.6
Laundry Machinery: General	1.1	1.2	1.3	1.3	1.4	1.5
Line Shafts	1.1	1.2	1.3	1.3	1.4	1.5
Machine Tools: Boring Mill, Grinder, Milling Machine, Shaper, Shears	1.1	1.2	1.4	1.3	1.4	1.6
Machine Tools: Drill Press, Lathes, Screw Machine	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
Measuring Devices	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0
Medical Equipment	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0
Mills: Ball, Rod, Pebble etc.	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.7
Mixer: Liquid	1.0	1.0	1.2	1.0	1.2	1.4
Mixer: Semi Liquid	1.0	1.1	1.3	1.1	1.3	1.5
Office Equipment	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.2
Paper Machinery: Agitators, Calenders, Driers	1.0	1.1	1.2	1.1	1.3	1.4
Paper Machinery: Beaters, Jordans, Mash Pumps	1.0	1.1	1.3	1.1	1.3	1.5
Paper Machinery: Pulpers	1.1	1.3	1.5	1.3	1.5	1.7
Printing Machinery: Linotype Machines, Cutters, Folders	1.0	1.0	1.2	1.0	1.2	1.4
Printing Machinery: All Presses	1.0	1.2	1.4	1.2	1.4	1.6
Projection Equipment	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0
Pumps: Centrifugal, Gear	1.0	1.1	1.3	1.1	1.3	1.5
Pumps: Rotary, Positive Displacement, Slush	1.0	1.2	1.4	1.2	1.4	1.6
Pumps: Piston (Reciprocating)	1.4	1.6	1.8	1.6	1.8	2.0
Rock Crushers	1.4	1.6	1.8	1.6	1.8	2.0
Rubber Plant Machinery: Calenders, Extruders, Mills	1.2	1.4	1.6	1.4	1.6	1.8
Saw Mill Machinery	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
Screens: Drum, Conical	1.0	1.1	1.2	1.1	1.3	1.4
Screens: Vibrating (cam), Shaker	1.0	1.2	1.4	1.2	1.4	1.6
Sewing Machines	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.2
Sweepers	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.2
Textile Machinery: Reel, Warper	1.0	1.1	1.3	1.1	1.3	1.5
Textile Machinery: Loom, Spinning Frame, Twister	1.0	1.2	1.4	1.2	1.4	1.6
Woodworking Machinery: Band Saw, Drill Press, Lathe	1.0	1.1	1.2	1.1	1.3	1.4
Woodworking Machinery: Circular Saw, Jointer, Planer	1.0	1.2	1.4	1.2	1.4	1.6

be acceptable to modify these values up or down, accordantly.

STANDARD DRIVE DESIGN

TABLE 9. SECTION SELECTION GRAPHS



STEP 2 – CHOOSE THE BELT CROSS SECTION(S)

- Look at each of the graphs A-D in Table 9, to the left, and on the bottom line locate the Design Power (kW) and then read up to the speed of the FASTER shaft. If the lines intersect within a coloured area that section can be considered for your drive. Make sure you check all four tables before proceeding. The result of this could be one or more different sections that can be considered in the next step.
- From table 4 page 9 determine the minimum recommended small pulley diameter for electric motors.

STEP 3 – SELECT THE DRIVE

Repeat Steps a. to h. below for each section obtained in Step 2.

- Turn to the Drive Selection Table for one of the sections selected in Step 2. SPZ pages 18-43, SPA pages 44-75, SPB pages 76-107, SPC pages 108-123.
- Find the speed of your DriveR. Speeds shown are standard FULL LOAD motor ratings (revs/min).
- Read down the DriveN Speed Column until you come to the speed nearest your desired speed.
- Read across to the left for the required DriveR and DriveN pulleys. Check your DriveR diameter against 2b. above. Do not go below the recommended minimum size unless agreed with the motor manufacturer.
- Read across to the right for the shaft centres nearest to that required and the arc-length correction factor. The belt size is shown at the top of the Centre Distance Column.
- Check the type of belt resulting, i.e. Moulded Cog or Envelope Construction. Then trace back left to your original DriveR Column and read off the power per belt corresponding to the belt type selected.
- To determine corrected or actual power per belt multiply the power per belt found under Step 3f. by the arc-length correction factor found in 3e. above.
- To determine the number of belts required divide the Design Power found under Step 1b. by the corrected power found under Step 3g. to determine the number of belts required.

STEP 4

Check take-up and slack-off allowance for the drive see table 5 page 10.

STEP 5 – FINAL DRIVE SELECTION

Assuming that you have had a multiple choice resulting from Steps 2 and 3 then your final selection will be the smallest number of belts/pulley combination. Final selection will be commercial as much as technical for the whole drive.

NOTES

- It is as undesirable to overbelt a drive as under-belt it, because of the wasted energy turning the drive.
- Pulley size selection must be carefully considered as the size both affects the cost of the drive and the power transmitted by the belts.
- In some sections there are in-between standard belt lengths than those shown at the top of the Standard Drive Tables. See the full wedge belt length range lists on page 7 and interpolate linearly to obtain near required centre distance.

SPZ SECTION – DRIVE SELECTIONS

DRIVE SPEEDS AND KILOWATTS PER BELT

SPEED RATIO	PULLEY DATUM DIAMETERS (mm)		2880 revs/min DriveR			1440 revs/min DriveR			960 revs/min DriveR			720 revs/min DriveR			630	670	710	750	800
	DriveR	DriveN	DriveN (revs/min)	MC (kW)	E (kW)	DriveN (revs/min)	MC (kW)	E (kW)	DriveN (revs/min)	MC (kW)	E (kW)	DriveN (revs/min)	MC (kW)	E (kW)					
1.18	90	106	2450	4.54	3.87	1225	2.50	2.20	817	1.74	1.56	613	1.35	1.21	160.9 0.879	181.0 0.888	201.0 0.896	221.0 0.903	246.0 0.911
1.18	95	112	2447	4.91	4.25	1224	2.71	2.41	816	1.89	1.70	612	1.46	1.32	152.3 0.878	172.3 0.887	192.3 0.895	212.3 0.902	237.4 0.910
1.18	100	118	2445	5.28	4.62	1223	2.91	2.62	815	2.03	1.85	611	1.56	1.44	143.6 0.876	163.6 0.885	183.6 0.893	203.7 0.901	228.7 0.909
1.18	106	125	2446	5.72	5.05	1223	3.16	2.87	815	2.20	2.02	612	1.69	1.57	133.3 0.873	153.4 0.883	173.4 0.892	193.4 0.899	218.5 0.908
1.18	112	132	2448	6.16	5.48	1224	3.40	3.12	816	2.37	2.19	612	1.82	1.70	—	143.1 0.881	163.2 0.890	183.2 0.898	208.2 0.907
1.18	118	140	2431	6.59	5.91	1216	3.64	3.36	810	2.54	2.36	608	1.95	1.83	—	—	152.1 0.887	172.1 0.895	197.2 0.905
1.18	170	200	2451	10.02	9.18	1225	5.67	5.40	817	3.95	3.80	613	3.04	2.94	—	—	—	—	—
1.18	190	224	2445	11.20	10.26	1223	6.43	6.15	815	4.49	4.34	611	3.45	3.36	—	—	—	—	—
1.19	56	67	2415	1.87	1.20	1208	1.06	0.74	805	0.76	0.55	604	0.59	0.44	218.4 0.886	238.4 0.894	258.4 0.901	278.4 0.907	303.4 0.915
1.19	63	75	2426	2.44	1.77	1213	1.37	1.05	809	0.96	0.76	607	0.75	0.60	206.6 0.885	226.6 0.893	246.6 0.900	266.6 0.907	291.6 0.915
1.19	67	80	2419	2.76	2.09	1209	1.54	1.23	806	1.08	0.88	605	0.84	0.69	199.5 0.884	219.5 0.892	239.5 0.899	259.5 0.906	284.5 0.914
1.19	71	85	2412	3.08	2.41	1206	1.71	1.40	804	1.20	1.00	603	0.93	0.79	192.4 0.883	212.4 0.891	232.4 0.898	252.4 0.905	277.5 0.913
1.19	160	190	2428	9.41	8.61	1214	5.29	5.02	809	3.69	3.53	607	2.83	2.74	—	—	—	—	—
1.20	75	90	2406	3.39	2.73	1203	1.88	1.57	802	1.32	1.12	602	1.02	0.88	185.3 0.882	205.3 0.890	225.4 0.898	245.4 0.904	270.4 0.913
1.20	125	150	2404	7.10	6.40	1202	3.93	3.65	801	2.73	2.57	601	2.10	1.99	—	—	—	158.6 0.891	183.7 0.901
1.20	150	180	2403	8.78	8.02	1202	4.91	4.64	801	3.42	3.26	601	2.63	2.53	—	—	—	—	—
1.21	132	160	2380	7.59	6.88	1190	4.21	3.94	793	2.93	2.77	595	2.25	2.14	—	—	—	—	170.2 0.897
1.21	140	170	2375	8.13	7.40	1188	4.53	4.26	792	3.15	2.99	594	2.42	2.32	—	—	—	—	—
1.24	85	106	2316	4.19	3.53	1158	2.31	2.01	772	1.61	1.43	579	1.25	1.11	164.7 0.876	184.8 0.884	204.8 0.893	224.8 0.900	249.8 0.909
1.24	90	112	2320	4.57	3.91	1160	2.52	2.23	773	1.76	1.57	580	1.36	1.22	156.0 0.874	176.1 0.883	196.1 0.891	216.2 0.899	241.2 0.908
1.24	95	118	2324	4.95	4.29	1162	2.73	2.44	775	1.90	1.72	581	1.47	1.34	147.3 0.872	167.4 0.881	187.4 0.890	207.5 0.898	232.5 0.907
1.24	106	132	2318	5.77	5.10	1159	3.18	2.89	773	2.21	2.04	579	1.70	1.58	127.5 0.865	147.6 0.876	167.7 0.885	187.7 0.894	212.8 0.903
1.24	180	224	2317	10.68	9.80	1159	6.08	5.81	772	4.24	4.09	579	3.26	3.17	—	—	—	—	—
1.25	60	75	2313	2.22	1.55	1157	1.25	0.93	771	0.88	0.68	578	0.69	0.54	208.9 0.883	228.9 0.891	248.9 0.898	268.9 0.905	293.9 0.913
1.25	80	100	2311	3.81	3.15	1155	2.10	1.80	770	1.47	1.28	578	1.14	1.00	173.4 0.877	193.4 0.886	213.5 0.894	233.5 0.901	258.5 0.910
1.25	100	125	2309	5.33	4.66	1155	2.93	2.65	770	2.04	1.86	577	1.58	1.45	137.8 0.868	157.9 0.878	177.9 0.887	198.0 0.895	223.0 0.905
1.25	112	140	2309	6.21	5.53	1154	3.42	3.14	770	2.38	2.21	577	1.83	1.71	—	—	156.6 0.882	176.6 0.891	201.7 0.901
1.25	160	200	2307	9.46	8.67	1154	5.32	5.05	769	3.70	3.55	577	2.85	2.75	—	—	—	—	—
1.25	200	250	2307	11.82	10.83	1153	6.83	6.55	769	4.77	4.63	577	3.66	3.59	—	—	—	—	—
1.25	224	280	2306	13.06	11.89	1153	7.70	7.41	769	5.40	5.26	577	4.14	4.08	—	—	—	—	—
1.26	56	71	2282	1.90	1.22	1141	1.08	0.75	761	0.76	0.55	570	0.60	0.44	215.2 0.884	235.2 0.891	255.2 0.899	275.2 0.905	300.2 0.913
1.26	63	80	2277	2.47	1.80	1139	1.38	1.07	759	0.97	0.77	569	0.76	0.61	202.6 0.882	222.6 0.890	242.6 0.897	262.6 0.904	287.6 0.912
1.26	67	85	2279	2.79	2.12	1139	1.55	1.24	760	1.09	0.89	570	0.85	0.70	195.5 0.880	215.5 0.889	235.5 0.896	255.5 0.903	280.5 0.911
1.26	71	90	2280	3.11	2.44	1140	1.72	1.42	760	1.21	1.01	570	0.94	0.79	188.4 0.879	208.4 0.888	228.4 0.895	248.4 0.902	273.4 0.911
1.26	75	95	2281	3.42	2.76	1141	1.89	1.59	760	1.33	1.13	570	1.03	0.89	181.3 0.878	201.3 0.886	221.3 0.894	241.3 0.901	266.4 0.910
1.26	150	190	2277	8.83	8.08	1139	4.94	4.67	759	3.44	3.28	569	2.64	2.54	—	—	—	—	—
1.26	250	315	2288	14.25	12.83	1144	8.62	8.32	763	6.07	5.93	572	4.66	4.61	—	—	—	—	—
1.27	118	150	2270	6.65	5.97	1135	3.67	3.39	757	2.55	2.38	568	1.97	1.85	—	—	—	163.8 0.885	188.9 0.896
1.27	280	355	2274	—	—	1137	9.65	9.31	758	6.83	6.68	568	5.24	5.20	—	—	—	—	—
1.27	315	400	2270	—	—	1135	10.79	10.40	757	7.69	7.54	567	5.90	5.89	—	—	—	—	—

Moulded Cog Construction Envelope Construction Results in rim speeds exceeding 33 m/s.

Pulley datum diameters of 56, 60 and 63 mm are smaller than normally recommended for Envelope Construction belts but can be used with Goodyear Moulded Cog Construction belts to 3000 mm.

NON-STANDARD DRIVE DESIGN

TABLE 14. ARC OF CONTACT CORRECTION FACTOR

$\frac{D_d - d_d}{C_A}$	Arc of Contact on Small Pulley	A_c
	Degrees	
.00	180	1.00
.05	177	0.99
.10	174	0.99
.15	171	0.98
.20	169	0.97
.25	166	0.97
.30	163	0.96
.35	160	0.95
.40	157	0.94
.45	154	0.93
.50	151	0.93
.55	148	0.92
.60	145	0.91
.65	142	0.90
.70	139	0.89
.75	136	0.88
.80	133	0.87
.85	130	0.86
.90	127	0.85
.95	123	0.83
1.00	120	0.82
1.10	113	0.80
1.20	106	0.77
1.30	99	0.73
1.40	91	0.70

TABLE 15. CENTRE DISTANCE ALLOWANCES – TAKE-UP AND SLACK-OFF

Belt Type	Datum* Length mm	Minimum Slack-off Allowance					Minimum Take-up Allowance All Sections mm
		SPZ mm	SPA mm	SPB mm	SPC mm	SPD mm	
W E D G E	UP TO 1200	13	15				25
	1200-1800	21	23	25	38		30
	1800-2700	21	23	25	38		40
	2700-3175	21	23	25	38		45
	3175-4320	21	23	25	38		55
	4320-5080		23	25	46		65
	5080-6000			31	46		75
	6000-6730			31	46		80
	6730-7620			31	46		90
	7620-9020			31	51		100
B E L T S	9020-9525				51		115
	9525-12700				51		140
	mm	Z mm	13A mm	17B mm	22C mm	32 mm	All Sections mm
	UP TO 965	17	19	25			25
	965-1524	17	19	25	38		38
	1524-2286	17	19	32	38		50
	2286-3048	17	25	32	38	50	65
	3048-4013		25	32	38	50	75
	4013-4953		25	32	50	50	90
	4953-6096			38	50	50	100
V B E L T S	6096-6858			38	50	65	115
	6858-8382			38	50	65	130
	8392-10668			38	50	65	150
	10668 AND OVER				50	65	1.5% of Belt Length

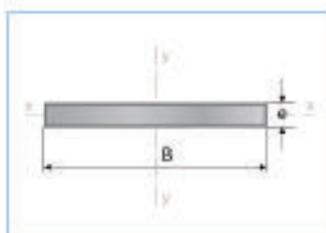
*In each group the range is TO but NOT INCLUDING the second length.

TABLE 16. BELT LENGTH CORRECTION FACTORS

BELT CROSS SECTION SYMBOL								BELT CROSS SECTION SYMBOL									
SPZ		SPA		SPB		SPC		Z		13A		17B		22C		32D	
Datum Length	L _c Factor	Datum Length	L _c Factor	Datum Length	L _c Factor	Datum Length	L _c Factor	Datum Length	L _c Factor	Datum Length	L _c Factor	Datum Length	L _c Factor	Datum Length	L _c Factor	Datum Length	L _c Factor
630	0.83	800	0.82	1250	0.85	2000	0.86	530	0.92	630	0.80	930	0.81	1560	0.82	2740	0.82
710	0.85	900	0.84	1400	0.87	2240	0.88	625	0.95	700	0.82	1000	0.83	1760	0.84	3130	0.86
800	0.87	1000	0.86	1600	0.89	2500	0.90	700	0.98	790	0.84	1100	0.85	1950	0.87	3330	0.87
900	0.89	1120	0.88	1800	0.91	2800	0.91	780	1.00	890	0.86	1210	0.87	2190	0.90	3730	0.90
1000	0.92	1250	0.90	2090	0.93	3150	0.93	920	1.04	990	0.88	1370	0.90	2340	0.91	4080	0.92
								1080	1.07	1100	0.90	1560	0.92	2490	0.92	4620	0.94
1120	0.94	1400	0.92	2240	0.95	3550	0.95			1250	0.93	1760	0.95	2720	0.94	5400	0.97
1250	0.96	1600	0.94	2500	0.96	4000	0.97			1430	0.96	1950	0.97	2800	0.95	6100	1.00
1400	0.98	1800	0.96	2800	0.98	4500	0.98			1550	0.98	2180	0.99	3080	0.96	6840	1.03
1600	1.00	2000	0.98	3150	1.00	5000	1.00			1640	0.99	2300	1.00	3310	0.98	7620	1.05
1800	1.02	2240	1.00	3550	1.02	5600	1.02			1750	1.00	2500	1.02	3520	0.99	8410	1.07
										1940	1.02	2700	1.04	4060	1.02	9140	1.09
2000	1.04	2500	1.02	4090	1.04	6300	1.04			2050	1.04	2850	1.05	4600	1.05	10700	1.12
2240	1.07	2800	1.04	4500	1.06	7100	1.05			2200	1.05	3200	1.08	5380	1.08	12200	1.16
2500	1.09	3150	1.06	5000	1.08	8000	1.07			2300	1.06	3600	1.10	6100	1.11	13700	1.18
2800	1.11	3550	1.08	5600	1.09	9000	1.09			2480	1.08	4060	1.13	6860	1.14	15200	1.20
3150	1.13	4000	1.10	6300	1.11	10000	1.11			2570	1.09	4430	1.15	7600	1.16		
										2700	1.10	4820	1.16	9100	1.21		
3550	1.15	4500	1.12	7100	1.13	11200	1.12			2910	1.12	5000	1.18	10700	1.24		
				7800	1.15	12500	1.14			3080	1.13	5370	1.19				
										3290	1.14	8070	1.20				
										3540	1.16						

Anexo F: Plancha ASTM A36

Productos Laminados Pletina



Largo normal:
6 metros
Recubrimiento:
Negro
Espesores:
Desde 3,00 a 12,00 mm
Cantidad de acero:
DIN 17100 / ST 37-2 / ASTM A-36
Norma de fabricación:
INEN 2222 / ISO 1035
Observaciones:
Otras dimensiones y largos previa
consulta.

Aplicaciones

- Somier camas.
- Cerrajería en general (puertas, ventanas, rejas).
- Estructuras en general.
- Muebles metálicos.
- Paquete de resortes (Sistemas de suspensión).



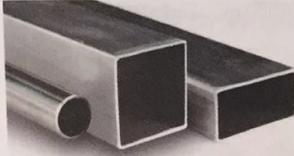
Dimensiones	Espesor	Peso
B	e	P
mm	mm	kg/lin
12	3,00	1,70
12	4,00	2,26
12	6,00	3,39
20	3,00	2,83
20	4,00	5,00
20	6,00	5,37
25	3,00	3,53
25	4,00	4,71
25	6,00	7,07
25	8,00	9,42
25	9,50	10,59
25	12,00	14,13
30	3,00	4,24
30	4,00	7,07
30	6,00	8,47
30	8,00	11,30
30	9,50	12,71
30	12,00	16,96
40	3,00	5,37
40	4,00	7,16
40	6,00	10,74
40	8,00	16,11
40	9,50	17,90
40	12,00	21,48
50	3,00	7,07
50	4,00	9,50
50	6,00	14,13
50	8,00	18,84
50	9,50	21,20
50	12,00	28,26
65	6,00	18,37
65	9,50	30,62
65	12,00	36,74
75	6,00	21,20
75	9,50	35,33
75	12,00	42,39
100	6,00	28,26
100	8,00	37,68
100	9,50	47,10
100	12,00	56,52

Anexo G: Tubo cuadrado ASTM A500

Tubos mueble

Tubería FUJI con el espesor correcto.

KUBIEC-CONDUIT
... más que un buen acero



Ideal para carpintería metálica y estructura, disponible en formas de tubo redondo, cuadrado, rectangular y triangular.

Cumple con las normas ASTM A500 Gr A.

Características Técnicas

TUBO CUADRADO			
DIÁMETRO		ESPESOR	PESO
NOMINAL	REAL (mm)	NOMINAL (mm)	Kg/ m
3/4	20 x 20	0,90	0,54
		1,10	0,66
		1,20	0,72
		1,50	0,88
1	25 x 25	2,00	1,15
		0,90	0,69
		1,10	0,83
		1,20	0,91
1 1/4"	30 X 30	1,50	1,35
		1,80	1,61
		2,00	1,78
		2,20	1,95
1 1/2	40 x 40	1,10	1,00
		1,20	1,09
		1,50	1,35
		1,80	1,61
2	50 x 50	2,00	2,74
		2,30	3,03
		2,60	3,90
		2,80	4,19
2 1/2"	60 X 60	3,00	4,48
		3,70	6,45
		2,00	4,91
		3,00	7,29
3"	80X80	4,00	9,63
		2,00	6,10
		2,20	6,70
		3,00	9,08
4"	100 x 100	4,00	12,00
		3,00	9,08

L / C = Laminado en Caliente L / F = Laminado en Frío



TUBO TRIANGULAR			
DIÁMETRO		ESPESOR	PESO
NOMINAL	REAL (mm)	NOMINAL (mm)	Kg/ m
21,50	21,50	1,20	0,59
TUBO OVALADO			
30x16	30x16	2,30	1,31
TUBO RECTANGULAR			
1 1/2 x 3/4	40 x 20	1,20	1,09
		1,50	1,35
		2,00	1,78
2 x 1	50 x 25	3,00	2,60
		1,20	1,39
		1,50	1,73
2 1/2 x 1 1/2	60 x 40	2,00	2,28
		3,00	3,34
		2,60	3,03
4 x 2	100 x 50	2,00	4,48
		3,00	4,52
		4,00	5,83
2 x 2	100 x 50	3,00	6,70
		4,00	8,84
		2,00	4,52
TUBO REDONDO			
5/8	15,90	1,00	0,37
		1,50	0,53
		2,00	0,69
3/4	19,10	0,80	0,36
		0,90	0,40
		1,00	0,45
7/8	22,20	1,10	0,49
		1,20	0,53
		1,50	0,65
1	25,40	2,00	0,84
		0,80	0,42
		0,90	0,47
1 1/4"	31,80	1,00	0,52
		1,10	0,57
		1,20	0,62
1 1/2	38,10	1,50	0,77
		2,00	1,00
		2,50	1,41
2	50,80	0,90	0,54
		1,00	0,60
		1,10	0,66
2 1/2"	63,50	1,20	0,72
		1,50	0,88
		2,00	1,15
3	76,20	2,30	1,31
		2,50	1,41
		3,00	1,82
3 1/2"	88,90	1,10	0,83
		1,20	0,91
		1,50	1,12
4	101,60	2,00	1,47
		0,90	0,83
		1,10	1,00
4 1/2"	114,30	1,20	1,09
		1,50	1,35
		2,00	1,78
5	127,00	2,30	2,03
		1,50	1,51
		2,00	1,98
5 1/2"	139,70	2,30	2,26
		1,50	1,59
		2,00	2,09
6	152,40	1,50	1,73
		2,00	2,28
		2,30	2,60
6 1/2"	165,10	1,50	1,82
		2,00	2,41
		2,30	2,75
7	177,80	2,60	3,09
		2,80	3,31
		3,00	3,53
7 1/2"	190,50	1,50	2,18
		2,00	2,86
		2,30	3,29
8	203,20	1,50	2,29
		2,00	3,03
		2,50	3,56
8 1/2"	215,90	1,50	2,55
		2,00	4,91
		3,00	7,29
9	228,60	3,00	9,63
		2,00	4,91
		3,00	9,63

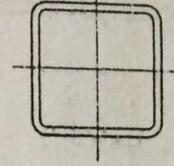
TUBERÍA

www.kubiec.com

79

Anexo H: Tabla 3-37 ASTM para perfiles cuadrados

COLUMNS
Square structural tubing
 Allowable concentric loads in kips



Nominal Size		16 x 16		14 x 14		12 x 12		10 x 10												
Thickness		1/2		1/2		3/8		5/8		1/2		3/8		5/16						
Wt./ft.		103.30		89.68		68.31		76.07		58.10		76.33		62.46		47.90		40.35		
F_y		46 ksi																		
Effective length in feet KL with respect to radius of gyration	0	839	729	555	618	472	618	508	389	328										
	6	815	704	536	593	453	588	481	370	311										
	7	810	699	533	588	449	581	476	366	308										
	8	805	694	529	583	445	574	471	361	305										
	9	800	689	525	577	441	567	465	357	301										
	10	795	684	521	571	437	559	459	352	297										
	11	790	678	517	566	433	551	452	348	293										
	12	785	672	513	559	428	543	446	343	289										
	13	779	666	508	553	423	534	439	338	285										
	14	773	660	504	546	418	525	432	332	280										
	15	767	654	499	540	413	516	424	327	276										
	16	761	647	494	533	408	507	417	321	271										
	17	755	641	489	526	403	497	409	315	266										
	18	748	634	484	518	397	487	401	309	261										
	19	741	627	478	511	391	476	392	303	256										
	20	735	619	473	503	386	466	384	296	251										
	21	728	612	467	495	380	455	375	290	245										
	22	721	604	462	487	373	444	366	283	240										
	23	713	597	456	478	367	432	357	276	234										
	24	706	589	450	470	361	420	348	269	228										
	25	698	581	444	461	354	408	338	262	222										
	26	691	573	438	452	348	396	328	255	216										
	27	683	564	432	443	341	383	318	247	210										
	28	675	556	425	434	334	370	308	239	203										
	29	667	547	419	424	327	357	297	232	197										
	30	658	538	412	415	320	344	287	224	190										
	32	641	520	398	395	305	316	264	207	176										
	34	624	501	384	374	289	287	241	190	162										
	36	606	482	370	353	274	257	217	172	147										
	38	587	462	355	331	257	230	195	154	132										
	40	568	441	339	308	240	208	176	139	119										

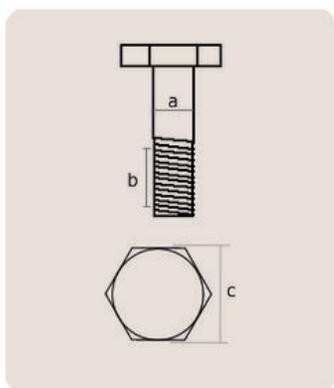
Properties

A (in. ²)	30.40	26.40	20.10	22.40	17.10	22.40	18.40	14.10	11.90
I (in. ⁴)	1200	791	615	485	380	321	271	214	183
r (in.)	6.29	5.48	5.54	4.66	4.72	3.78	3.84	3.90	3.93
B } Bending factor	0.202	0.233	0.228	0.276	0.269	0.350	0.339	0.328	0.323
* a	179	118	91.7	72.3	56.7	47.8	40.4	32.0	27.3

* Tabulated values of a must be multiplied by 10^6 .
 Note: Heavy line indicates Kl/r of 200.

Anexo I: Catálogo de pernos SAE Grado 8

Equivalencias Pernos Milimétricos Norma DIN / ISO



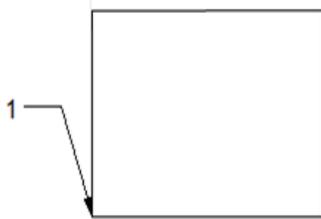
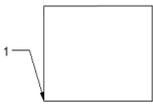
MEDIDA	DIÁMETRO MM (A)	DIÁMETRO PLG (A)	PASO ROSCA GRUESA (B)	PASO ROSCA FINA (B)	LLAVE HEX MM (C)
M 4	4.00	0.157	0.70		7
M 5	5.00	0.197	0.80		8
M 6	6.00	0.236	1.00		10
M 8	8.00	0.315	1.25	1.00	13
M 10	10.00	0.394	1.50	1.00 / 1.25	17
M 12	12.00	0.472	1.75	1.25 / 1.50	19
M 14	14.00	0.551	2.00	1.50	22
M 16	16.00	0.630	2.00	1.50	24
M 18	18.00	0.709	2.50	1.50	27
M 20	20.00	0.787	2.50	1.50	30
M 22	22.00	0.866	2.50	1.50	32
M 24	24.00	0.945	3.00	2.00	36

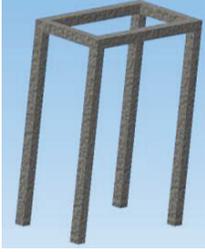
[Regresar al Comienzo](#)

Anexo J: Hojas de Procesos

HOJA DE PROCESOS				Numero de plano:						
Nombre de la unidad: MAQUINA DESVAINADORA DE MANI				Tiempo total de duraci3n: 180 min						
Pos. 1	Cant. 4	Denominaci3n Bocin	Material Bronce SAE 40	Dimensiones en bruto	$\varnothing 40$	Obs.				
F a s e	SUB FASE	N°	OPERACIONES	CROQUIS	RPM	ÚTILES		TIEMPO ESTIMADO (min)		
						Trab.	Cont.			
F R E S A D O	10	11	Puesta a punto				Cal			
		12	Mandrinar 1 hasta \varnothing interno=35 mm		300	M	Es	45		
CODIGO DE UTILES					ESCUELA POLITECNICA NACIONAL					
Bc- broca de centros										
Cal- Calibrador					FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA					
M- Mandrinadora										
cr- cuchilla de acero r1pido para refrentar					Realizado por:					
cc- cuchilla de acero r1pido para cilindrar										
cra- cuchilla de acero r1pido para ranurar							Andres Herrera			
FF- Fresa de forma									Angel Silva	
Es- Escuadra										

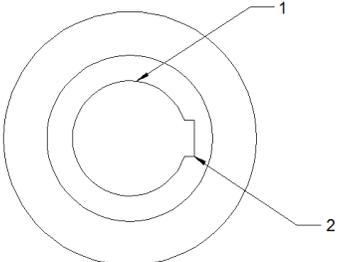
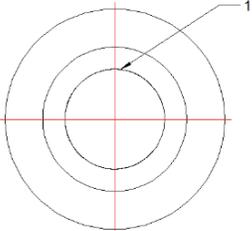
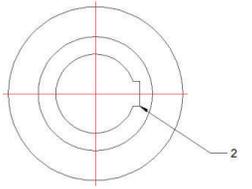
HOJA DE PROCESOS			Numero de plano:					
Nombre de la unidad: MAQUINA DESVAINADORA DE MANI				Tiempo total de duración: 3 h 30 min				
Pos. 1	Cant.	Denominación	Material	Dimensiones en bruto	Obs.			
	1	Lengüeta polea	Acero St-60	R8x7x16				
								
F a s e	SUB FASE	N°	OPERACIONES	CROQUIS	RPM	ÚTILES		TIEMPO ESTIMADO (min)
						Trab.	Cont.	
C O R T E	10	11	Control de medidas		N/A		Flexometro	25
		12	Rayado para cortes			Rayador		
		13	Cortar			Cierra		
L I M A D O	20	21	Colocar y centrar		N/A			110
		22	Realizar lenguetero		60	Cuchilla HSS		
		23	Limado		N/A	Lima		
CODIGO DE UTILES					FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA			
Bc- broca de centros								
Cal- Calibrador					Realizado por:			
M- Mandrinadora								
cr- cuchilla de acero rápido para refrentar					Andres Herrera			
cc- cuchilla de acero rápido para cilindrar								
cra- cuchilla de acero rápido para ranurar					Angel Silva			
FF- Fresa de forma								
Es- Escuadra								

HOJA DE PROCESOS			Numero de plano:					
Nombre de la unidad: MAQUINA DESVAINADORA DE MANI					Tiempo total de duración: 1 h 30 min			
Pos. 1	Cant.	Denominación	Material	Dimensiones en bruto	Obs.			
	1	Placa Base	ASTM A36	Plancha 590x400x6				
								
F a s e	SUB FASE	N°	OPERACIONES	CROQUIS	RPM	ÚTILES		TIEMPO ESTIMADO (min)
						Trab.	Cont.	
C O R E T	10	11 12 13 14	Control de medidas Rayado para cortes Cortar exterior Cortar interiormente		N/A	Raya dor Cizalla Amoladora	Flexometro	45
CODIGO DE UTILES					ESCUELA POLITECNICA NACIONAL			
Bc- broca de centros Cal- Calibrador M- Mandrinadora cr- cuchilla de acero rápido para refrentar cc- cuchilla de acero rápido para cilindrar cra- cuchilla de acero rápido para ranurar FF- Fresa de forma Es- Escuadra					FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA			
					Realizado por:			Andres Herrera Angel Silva

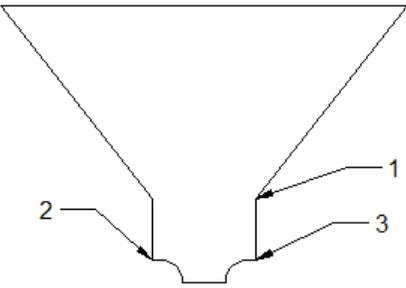
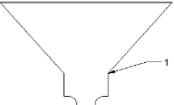
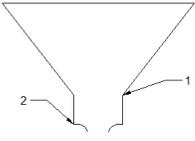
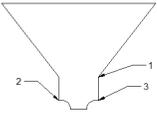
HOJA DE PROCESOS				Numero de plano:				
Nombre de la unidad: MAQUINA DESVAINADORA DE MANI				Tiempo total de duración: 5 h 30 min				
Pos. 1	Cant. 1	Denominación Estructura soporte	Material ASTM A36	Dimensiones en bruto cuadrado 30x30x1,5	Perfil	Obs.		
								
Fase	SUB FASE	N°	OPERACIONES	CROQUIS	RPM	ÚTILES		TIEMPO ESTIMADO (min)
						Trab.	Cont.	
CORTE	10	11	Control de medidas		N/A	Rayador Amoladora	Flexometro	110
		12	Rayado para cortes				Escuadra	
		13	Cortar					
SOLDADO	20	21	Control de perpendicular		N/A	Escuadra Suelta Smaw Suelta Smaw	Visual	220
		22	Puntos de sujecion				Visual	
		23	Soldar				Visual	
PINTADO	30	31	Pulido de rebabas		N/A	Amoladora Lija Grado medio Guaype Compresor		240
		32	Lijar					
			Limpiar Pintar					
CODIGO DE UTILES Bc- broca de centros Cal- Calibrador M- Mandrinadora cr- cuchilla de acero rápido para refrentar cc- cuchilla de acero rápido para cilindrar cra- cuchilla de acero rápido para ranurar FF- Fresa de forma Es- Escuadra					ESCUELA POLITECNICA NACIONAL			
					FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA			
					Realizado por:		Andres Herrera Angel Silva	

HOJA DE PROCESOS		Numero de plano:						
Nombre de la unidad: MAQUINA DESVAINADORA DE MANI				Tiempo total de duración: 4 h 30 min				
Pos.	Cant.	Denominación	Material	ACERO	Dimensiones en bruto	Obs.		
1	1	Rodillo conducido	ASTMA36		Ø45x242 mm			
F a s e	SUB FASE	N°	OPERACIONES	CROQUIS	RPM	ÚTILES		TIEMPO ESTIMADO (min)
						Trab.	Cont.	
T O R N E A D O	10	11	Puesta a punto		450	CAR	Cal	50
		12	Refrentar 1 [1mm]			BC		
	13	Cilindrar 2 [Ø40x10mm]		450	CAR	Cal	50	
14	Chaflanar 3 [2mmx45º]	BC						
20	21	Girar y puesta a punto		450	CAR	CAL	160	
22	Repetir procesos 1,2,3	BC			ES			
23								
24								
30	31	Puesta a punto		450	CAR	CAL	160	
32	Tornear en 4 hasta diámetro 45mm	BC			ES			
CODIGO DE UTILES					ESCUELA POLITECNICA NACIONAL FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA			
Bc- broca de centros								
Cal- Calibrador								
M- Mandrinadora					Realizado por:			
cr- cuchilla de acero rápido para refrentar								
cc- cuchilla de acero rápido para cilindrar					Andres Herrera Angel Silva			
cra- cuchilla de acero rápido para ranurar								
FF- Fresa de forma								
Es- Escuadra								

HOJA DE PROCESOS		Numero de plano:						
Nombre de la unidad: MAQUINA DESVAINADORA DE MANI			Tiempo total de duración: 4 h 30 min					
Pos.	Cant.	Denominación	Material	Acero	Dimensiones en bruto	Obs.		
1	1	Rodillo motriz	ASTMA36		Ø45X240 mm			
Fase	SUB FASE	N°	OPERACIONES	CROQUIS	RPM	ÚTILES		TIEMPO ESTIMADO (min)
						Trab.	Cont.	
T O R N E A D O	10	11	Puesta a punto		450	CAR	Cal	50
		12	Refrentar 1 [1mm]					
		13	Cilindrar 2 [Ø35x10mm]					
		14	Chaflanar 3 [2mmx45o]					
	20	21	Girar y puesta a punto		450	CAR BC	Cal	130
		22	refrentar 4 [1mm, hasta L=240mm]					
23		Cilindrar 5 [Ø35x10mm]						
24	Chaflanar 6 [2mmx45o]							
50	51	Puesta a punto		300	FF	Cal	180	
52	Fresar en 8 hasta 3mm de profundidad [Chavetero 4x8x7 mm]		Es					
CODIGO DE UTILES Bc- broca de centros Cal- Calibrador M- Mandrinadora cr- cuchilla de acero rápido para refrentar cc- cuchilla de acero rápido para cilindrar cra- cuchilla de acero rápido para ranurar FF- Fresa de forma Es- Escuadra					ESCUELA POLITECNICA NACIONAL FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA			Realizado por: Andres Herrera Angel Silva

HOJA DE PROCESOS			Numero de plano:					
Nombre de la unidad: MAQUINA DESVAINADORA DE MANI				Tiempo total de duración: 82 min				
Pos.	Cant.	Denominación	Material	Dimensiones en bruto	Obs.			
1	1	Polea Conducida	Acero ASTM A36	Ø150 mm				
								
Fase	SUB FASE	N°	OPERACIONES	CROQUIS	RPM	ÚTILES		TIEMPO ESTIMADO (min)
						Trab.	Cont.	
FRESEADO	10	11	Puesta a punto		300	M	Cal	60
		12	Mandrinar 1 hasta Ø=25 mm				Es	
	20	21	Puesta a punto		300	FF	Cal	40
22		Fresar en 2 hasta 3mm de profundidad [chavetero 4x8x7mm]	Es					
CODIGO DE UTILES Bc- broca de centros Cal- Calibrador M- Mandrinadora cr- cuchilla de acero rápido para refrentar cc- cuchilla de acero rápido para cilindrar cra- cuchilla de acero rápido para ranurar FF- Fresa de forma Es- Escuadra					ESCUELA POLITECNICA NACIONAL FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA			
					Realizado por:		Andres Herrera Angel Silva	

HOJA DE PROCESOS		Numero de plano:						
Nombre de la unidad: MAQUINA DESVAINADORA DE MANI				Tiempo total de duración: 82 min				
Pos.	Cant.	Denominación	Material	Dimensiones en bruto	Obs.			
1	1	Polea Conductora	Acero ASTM A36	Ø118 mm				
Fase	SUB FASE	N°	OPERACIONES	CROQUIS	RPM	ÚTILES		TIEMPO ESTIMADO (min)
						Trab.	Cont.	
FRESEADO	10	11	Puesta a punto		300	M	Cal	45
		12	Mandrinar 1 hasta Ø=25 mm					
	20	21	Puesta a punto		300	FF	Cal	30
		22	Fresar en 2 hasta 3mm de profundidad [chavetero 4x8x7mm]					
CODIGO DE UTILES					ESCUELA POLITECNICA NACIONAL			
Bc- broca de centros					FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA			
Cal- Calibrador								
M- Mandrinadora								
cr- cuchilla de acero rápido para refrentar								
cc- cuchilla de acero rápido para cilindrar								
cra- cuchilla de acero rápido para ranurar								
FF- Fresa de forma					Realizado por:		Andres Herrera Angel Silva	
Es- Escuadra								

HOJA DE PROCESOS			Numero de plano:					
Nombre de la unidad: MAQUINA DESVAINADORA DE MANI					Tiempo total de duración: 6 h 30 min			
Pos. 1	Cant.	Denominación	Material	Dimensiones en bruto	Obs.			
	1	Tolva	CHAPA DE ACERO	Plancha 1560x1280x5				
								
Fase	SUB FASE	N°	OPERACIONES	CROQUIS	RPM	ÚTILES		TIEMPO ESTIMADO (min)
						Trab.	Cont.	
CORTE	10	11	Control de medidas		N/A		Flexometro	40
		12	Rayado para cortes			Rayador		
		13	Cortar			Cizalla		
SOLDADO	20	21	Control de armado		N/A		Escuadra	280
		22	Puntos de sujecion			Suelda Tig	Visual	
		23	Soldar			Suelda Tig	Visual	
PERFORO	30	31	Graneteado		N/A		Granete	35
		32	Colocar y centar					
			Perforar			50	Broca	
CODIGO DE UTILES					ESCUELA POLITECNICA NACIONAL			
BC- broca de centros								
Cal- Calibrador					FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA			
M- Mandrinadora								
cr- cuchilla de acero rápido para refrentar					Realizado por:			
cc- cuchilla de acero rápido para cilindrar								
cra- cuchilla de acero rápido para ranurar								
FF- Fresa de forma					Andres Herrera			
Es- Escuadra								

Anexo K: Plan de Mantenimiento

MANTENIMIENTO PREVENTIVO DESVAINADORA DE MANI

AREA:
CODIGO PLAN DE MANTENIMIENTO:
AÑO:

MENSUAL	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre	Octubre	Noviembre	Diciembre
Chequeo nivel de aceite caja reductora												
Medicion temperatura del motor (° C)												
Estado de bandas												
limpieza de tamices												
Limpieza de tolva												
Chequeo de conexiones electricas y limpieza												
Fecha												
Responsable												

TRIMESTRAL	Enero-Marzo	Abril-Junio	Julio-Septiembre	Octubre-Diciembre
Chequeo engranes				
Limpieza de motor principal y revision de carbones				
Desmontaje y limpieza de rodillos				
Medicion corriente motor	Amp	Amp	Amp	Amp
Fecha				
Responsable				

SEMESTRAL	Enero-Junio	Julio-Diciembre
Revision y calibracion de tornillos		
Fecha		
Responsable		

52 ANUAL	Enero- Diciembre
Revision y/o cambio de rodamiento de motor	
Revision y/o cambio de aceite caja reductora	
Fecha	
Responsable	

OBSERVACIONES

Anexo L: Planos de Construcción y Montaje

Anexo M: Simulación de ensamble Autodesk Inventor 2015