

ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA DESFIBRADORA DE HOJAS Y PSEUDOTALLOS PARA OBTENER MATERIAL LIGNOCELULÓSICO A UTILIZAR COMO REFUERZO DE POLÍMEROS

**PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO**

LEONARDO DAVID ESPÍN CÁRDENAS

espinleonardo14@gmail.com

JONATHAN PATRICIO TELLO MANOSALVAS

jonatellom@gmail.com

DIRECTOR: DR. VÍCTOR MANUEL CÁRDENAS CÁRDENAS

victor.cardenas@epn.edu.ec

CO-DIRECTOR: VÍCTOR HUGO GUERRERO BARRAGÁN

victor.guerrero@epn.edu.ec

Quito, marzo de 2015

DECLARACIÓN

Nosotros, Leonardo David Espín Cárdenas y Jonathan Patricio Tello Manosalvas, declaramos bajo juramento que el trabajo aquí escrito 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 este 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.

Leonardo Espín

Jonathan Tello

CERTIFICACIÓN

Certificamos que el presente trabajo fue desarrollado por los señores Leonardo David Espín Cárdenas y Jonathan Patricio Tello Manosalvas., bajo nuestra supervisión.

Dr. Víctor Cárdenas

DIRECTOR DEL PROYECTO

Víctor Hugo Guerrero

CO-DIRECTOR DEL PROYECTO

AGRADECIMIENTOS

A Dios por haberme bendecido con una familia maravillosa, darme salud y haberme permitido lograr una más de la metas que me he propuesto.

A mis padres Carlos y Nancy por haber creído en mí, por ser mis mejores amigos, por darme esa palabra de aliento para no rendirme, por decirme que el sacrificio de hoy son las recompensas del mañana, los amo.

A mi hermana Nancy y mi cuñado Francisco por darme esa mano de apoyo en mi formación académica y desearme lo mejor para mi vida.

Al Dr. Víctor Guerrero y al Dr. Víctor Cárdenas por la paciencia y tiempo que nos dieron para la culminación de este proyecto.

Al Ingeniero Alecksey Mosquera por ofrecernos ideas novedosas que ayudaron a la realización del presente proyecto.

A Jonathan por ser mi compañero de tesis, y por ser parte de este legado que servirá a futuras generaciones de la prestigiosa Facultad de Mecánica de la Escuela Politécnica Nacional

Leonardo

A Dios por siempre darme la confianza para superarme a cada paso de mi educación y fortalecerme en los momentos más difíciles de mi carrera.

A mis padres Jorge y Elvia por nunca perder la confianza en mí y ser las bases para proponer cada meta en mi vida.

A mi hermano Jorge por incentivar me a seguir adelante y a dar todo de mí.

A mi novia Francisca por darme su total apoyo y estar junto a mí en los momentos más difíciles de este logro.

Al Dr. Víctor Guerrero y al Dr. Víctor Cárdenas por la guía para realizar este proyecto y la paciencia en los momentos complicados.

A Leonardo por enfrentar conmigo este proyecto y no claudicar ante todas las dificultades e inconvenientes presentados.

A todos mis amigos de facultad que vivieron día a día conmigo el esfuerzo y la dedicación que conlleva lograr las metas planteadas en nuestra formación.

A la Facultad de Ingeniería Mecánica de la EPN por formarme profesionalmente

Jonathan

DEDICATORIA

A mi madre Nancy, a mi padre Carlos, a mi hermana Nancyta y al angelito de mi corazón Samantha Abigail por ser los pilares de mi vida, mi fuerza para seguir adelante, por estar siempre listos para brindarme su apoyo y por ser los que me motivaron a escalar un peldaño más, a ustedes con todo mi amor y agradecimiento les dedico este logro que sin su compañía y amor incondicional no lo hubiera conseguido, se merecen esto y mucho más, no los defraudaré.

A mi hermana Karlita que desde el cielo guía mi camino te amo y te llevo siempre en mi mente y en mi corazón

Leonardo

A mi padre Jorge, a mi madre Elvia y a mi hermano Jorge Paul por ser quienes me han inculcado valores y nunca han perdido su confianza en mí. Por estar ahí cada día siempre brindándome su apoyo incondicional y dándome fuerzas para cumplir todas mis metas planteadas.

A mi novia Francisca por llegar a mi vida cuando más lo necesitaba. Por creer en mí y darme esa confianza para saber que no hay nada que no pueda lograr.

Para ustedes es esto, los amo, no los decepcionaré.

Jonathan

Contenido

CAPÍTULO I DESFIBRADO Y USOS DE FIBRA	1
1.1 FIBRAS NATURALES DE ORIGEN VEGETAL.....	1
1.2 HOJA Y PSEUDOTALLOS.....	3
1.2.1 Abacá	3
1.2.2 Piña	5
1.2.3 Cabuya	8
1.3 USOS DE LAS FIBRAS.....	9
1.4 REFUERZO DE POLÍMEROS.....	11
1.5 PROPIEDADES MECÁNICAS DE LAS FIBRAS.....	13
1.6 MÉTODOS DE DESFIBRADO	15
1.6.1 Desfibrado manual.....	15
1.6.2 Desfibrado a máquina.....	16
1.6.3 Desfibrado químico.....	18
1.7 EQUIPOS EXISTENTES PARA DESFIBRAR HOJAS Y PSEUDOTALLOS.....	19
1.7.1 Máquinas descortezadoras.....	19
1.7.2 Desfibradora manual de abacá Kolbi.....	25
1.7.3 Equipo desfibrador de abacá (Hagotán).....	26
1.7.4 Comparación de equipos desfibradores	29
1.8 OBJETIVOS Y ALCANCES.....	30
1.8.1 Objetivos.....	30
1.8.2 Alcances	31
CAPÍTULO II ESPECIFICACIONES TÉCNICAS Y ALTERNATIVAS DE DISEÑO.....	32
2.1 NECESIDAD.....	32

2.2	MATERIA PRIMA	33
2.2.1	Forma	33
2.2.2	Dimensiones.....	34
2.2.3	Estado	34
2.3	SELECCIÓN DEL MÉTODO DE DESFIBRADO	35
2.4	ENSAYOS DEL MÉTODO DE DESFIBRADO	38
2.5	ESPECIFICACIONES PARA EL DISEÑO.....	40
2.6	ANÁLISIS FUNCIONAL.....	41
2.7	ALTERNATIVAS DE DISEÑO	44
2.7.1	Módulo 1: Calibración de equipo	44
2.7.2	Módulo 2: Desfibrado.....	50
2.7.3	Módulo 3: Limpieza de la fibra.....	59
2.7.4	Módulo 4: Evacuación de residuos.....	66
2.7.5	Alternativas seleccionadas	70
CAPÍTULO III DISEÑO Y ANÁLISIS DE COSTOS		72
3.1	PROCESO DE DISEÑO	72
3.2	FUERZA NECESARIA PARA EL DESFIBRADO	75
3.3	DISEÑO DEL ROTOR.....	85
3.3.1	Cálculo de la velocidad en el rotor y potencia del motor.....	85
3.3.2	Selección del cilindro	91
3.3.3	Selección de las cuchillas.....	93
3.3.4	Diseño del buje.....	96
3.3.5	Selección de las placas	100
3.4	DISEÑO DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN	104
3.5	FUERZAS ACTUANTES EN EL EJE	109
3.5.1	Diagrama de cuerpo libre	109
3.5.2	Diagramas de fuerza cortante, momento flector y torque	111

3.6	SELECCIÓN DE RODAMIENTOS	113
3.7	DISEÑO DEL EJE	116
3.8	DISEÑO DE CHAVETAS.....	122
3.9	SELECCIÓN DE PERNOS.....	124
3.9	ESTRUCTURA.....	129
3.9.1	Análisis estructural.....	129
3.9.2	Definición de la estructura	132
3.9.3	Simulación de condiciones y resultados	134
3.10	MECANISMO RESORTE-CUCHILLAS.....	137
3.10.1	Cálculo de reacciones	138
3.10.2	Cálculo de desplazamientos.....	142
3.10.3	Cálculo de resorte	143
3.10.4	Esfuerzos en la palanca	149
3.11	ARRANCADOR DEL MOTOR.....	154
3.12	COSTOS	155
3.12.1	Costos de materia prima	155
3.12.2	Costos de elementos mecánicos adquiridos	155
3.12.3	Costos de construcción y montaje.....	156
3.12.4	Costos de diseño.....	157
3.12.5	Costos totales.....	158
CAPÍTULO IV CONSTRUCCIÓN, MONTAJE Y OPERACIÓN		159
4.1	CONSTRUCCIÓN DE LA MÁQUINA	159
4.2	MONTAJE	160
4.3	PROTOCOLO DE PRUEBAS.....	168
4.4	ANÁLISIS DEL TORQUE DEL MOTOR.....	173
4.5	ANÁLISIS DE VIBRACIONES	178
4.6	GUÍA DE MANTENIMIENTO.....	181

4.7	PROCEDIMIENTO PARA DESFIBRADO DE HOJAS Y PSEUDOTALLOS.....	183
4.7.1	Calibración de distancia pechera-rotor	186
4.7.2	Parámetros de seguridad	187
	CAPÍTULO V CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	189
5.1	Conclusiones.....	189
5.2	Recomendaciones.....	190
6	BIBLIOGRAFÍA	192
	Anexo A. Diagrama funcional del equipo	197
	Anexo B. Datos técnicos de motor ensayado.....	198
	Anexo C. Pruebas de desfibrado.....	209
	Anexo D. Revoluciones del motor	212
	Anexo E. Datos del motor escogido	216
	Anexo F. Parámetros de bandas.....	219
	Anexo G. Chaveta	221
	Anexo H. Pernos	223
	Anexo I. Pruebas en prensa hidráulica.....	225
	Anexo J. Material del resorte.....	229
	Anexo K. Curvas del motor sobredimensionado	231
	Anexo L. Planos de conjunto y de taller	236
	Anexo M. Hojas de procesos.....	237
	Anexo N. Fotografías del proceso de constructivo	238
	Anexo O. Fotografías de visita a productora de fibra de abacá.....	241

Índice de figuras

Figura 1.1. Planta de abacá.	4
Figura 1.2. Corte transversal del pseudotallo de abacá.	4
Figura 1.3. Clasificación de las vainas.	5
Figura 1.4. Planta de piña.	6
Figura 1.5. Distribución de las hojas en la planta de piña.	7
Figura 1.6. Agave americana.	8
Figura 1.7. Furcraesa andina.	9
Figura 1.8. Materiales compuestos de matriz poliéster reforzados con: (a) fibra de abacá orientada longitudinalmente. (b) fibra de abacá en forma de tejido.....	12
Figura 1.9. Autopartes de abacá en vehículos Mercedes Benz Clase 500 construidos por Daimler Chrysler.	13
Figura 1.10. Desfibrado de cabuya.	17
Figura 1.11. Tuxes.	18
Figura 1.12. Desfibrado de abacá.	18
Figura 1.13. Descortezadora marca Wei Jin.	20
Figura 1.14. Descortezadora con tolva vertical.	21
Figura 1.15. Descortezadora marca Cardoma.	22
Figura 1.16. Descortezadora de cabuya.	24
Figura 1.17. Descortezadora de hoja de piña.....	25
Figura 1.18. Descortezadora manual Kolbi para pseudotallos.	26
Figura 1.19. Volante de inercia en el equipo Hagotán.....	27
Figura 1.20. Hagotán FIDA.....	28
Figura 2.1. Corte transversal de una hoja de cabuya.....	34
Figura 2.2. Hoja de agave americana.	35
Figura 2.3. Pseudotallo de abacá cortado en chantas o deshojes.	35
Figura 2.4. Mecanismo de descortezadora.	37
Figura 2.5. Mecanismo de cuchillas para desfibrado de pseudotallos.	37
Figura 2.6. Ensayo de desfibrado de cabuya (agave americana y furcraesa andina).....	38
Figura 2.7. Muestras de calidad de fibra obtenida mediante el desfibrado en la descortezadora.....	39

Figura 2.8. Ensayos de limpieza de fibra usando un cuchillo corriente.	40
Figura 2.9. Diagrama funcional de la desfibradora.	43
Figura 2.10. Corredera triangular.	45
Figura 2.11. Corredera rectangular.	46
Figura 2.12. Sistema de medición rodillo – pechera.	47
Figura 2.13. Desfibradora de Maxwell.	51
Figura 2.14. Desfibradora de Searby.	51
Figura 2.15. Desfibradora de discos.	52
Figura 2.16. Sistema de poleas.	56
Figura 2.17. Sistema de cadena.	57
Figura 2.18. Arreglo cuchilla – soporte.	60
Figura 2.19. Sistema de apertura manual.	61
Figura 2.20. Sistema de apertura de palanca manual.	61
Figura 2.21. Sistema de apertura palanca y pedal.	62
Figura 2.22. Desalojo de residuos con salida frontal.	66
Figura 2.23. Desalojo de residuos con salida lateral.	67
Figura 3.1. Modelo final del equipo desfibrador.	72
Figura 3.2. Componentes a diseñar y seleccionar del sistema descortezador.	73
Figura 3.3. Componentes a diseñar y seleccionar del sistema mecanismo – cuchilla.	74
Figura 3.4. Proceso de diseño.	74
Figura 3.5. Obtención de los puntos para cada curva de desempeño.	78
Figura 3.6. Pruebas realizadas en el equipo desfibrador.	85
Figura 3.7. Diagrama del rotor.	86
Figura 3.8. Diagrama de cuerpo libre (DCL) de las cuchillas.	93
Figura 3.9. Fuerza cortante y momento flector generados debido al empotramiento bajo la acción de la fuerza de desfibrado.	94
Figura 3.10. Buje o cubo.	96
Figura 3.11. Eje estriado y cubo.	97
Figura 3.12. Medida del rotor y perfil tipo ángulo.	97
Figura 3.13. Longitud y espesor del cubo	98
Figura 3.14. Placas.	100
Figura 3.15. DCL de las bandas.	104
Figura 3.16. DCL del eje.	110

Figura 3.17. DCL del eje obtenido en Inventor.	112
Figura 3.18. Diagrama de fuerza cortante.	112
Figura 3.19. Diagrama de momento flector.	112
Figura 3.20. Diámetro mínimo generado en Inventor.	113
Figura 3.21. Rodamientos tipo Y con tornillo de fijación en el aro interior.	115
Figura 3.22. Especificaciones y medidas del rodamiento seleccionado.	115
Figura 3.23. Radio de acuerdo.	118
Figura 3.24. Dimensión del hombro.	118
Figura 3.25. Medidas del radio de acuerdo.	119
Figura 3.26. Tipos de chavetas.	123
Figura 3.27. DCL de los pernos.	125
Figura 3.28. DCL de hoja o pseudotallo desfibrado.	130
Figura 3.29. Esqueleto de estructura a analizar.	133
Figura 3.30. Estructura con elementos asignados.	133
Figura 3.31. Asignación de fuerzas en elementos.	135
Figura 3.32. Deformaciones magnificadas producidas en estructura.	135
Figura 3.33. Visualización de esfuerzos en elementos.	136
Figura 3.34. Mecanismo resorte-cuchillas.	137
Figura 3.35. DCL de palanca con cuchillas cerradas.	138
Figura 3.36. DCL de palanca con cuchillas abiertas.	138
Figura 3.37. Mecanismos de activación mediante elementos cruzados.	139
Figura 3.38. DCL de elementos cruzados.	141
Figura 3.39. Desplazamientos en mecanismo.	142
Figura 3.40. Curvas de pandeo en resortes helicoidales de compresión.	146
Figura 3.41. Junta entre palanca y resorte de compresión.	148
Figura 3.42. Junta entre palanca y resorte de compresión.	150
Figura 3.43. Palanca en posición horizontal.	153
Figura 3.44. Diagrama de esfuerzo cortante en la palanca.	153
Figura 3.45. Diagrama de momento flector en la palanca.	153
Figura 4.1. Bastidor del prototipo.	160
Figura 4.2. Engrasado de las rieles de la mesa.	161
Figura 4.3. Montaje de la mesa y pechera.	161
Figura 4.4. Volante y contratuerca.	162
Figura 4.5. Ajuste de la mesa.	162

Figura 4.6. Perfiles donde se requiere aumentar peso.....	163
Figura 4.7. Aumento de arandelas para el balanceo.....	163
Figura 4.8. Proceso de enceramiento rotor – pechera.....	164
Figura 4.9. Ajuste del tornillo de fijación para la polea conducida.....	164
Figura 4.10 Posicionamiento del motor y colocación de las bandas de transmisión.....	165
Figura 4.11. Alineación de las bandas.....	165
Figura 4.12. Tensión inicial de las bandas.....	166
Figura 4.13. Alineación y ajuste de cuchillas.....	166
Figura 4.14. Acoplamiento de la coraza del rotor y conexión del arrancador.....	167
Figura 4.15. Equipo ensamblado.....	167
Figura 4.16. Muestras tomadas de cabuya (hoja delgada).....	170
Figura 4.17. Muestras tomadas de agave (hoja gruesa).....	170
Figura 4.18. Muestras tomadas de abacá (pseudotallo).....	170
Figura 4.19. Fibras de cabuya después de lavado en agua.....	171
Figura 4.20. Muestras de abacá desfibrado mediante mecanismo cuchillas.....	172
Figura 4.21. Fibra obtenida por desfibrado con rotor (superior) y fibra obtenida por cuchillas (inferior).....	173
Figura 4.22. Severidad de la vibración en la norma ISO 2372.....	179
Figura 4.23. Sentido de toma de datos en las chumaceras.....	179
Figura 4.24. Mapeo de estructura con medidor PROVIBTECH PT908.....	180
Figura 4.25. Vibraciones presentadas en la estructura en mm/s.....	180
Figura 4.26. Vibraciones en chumaceras.....	181
Figura 4.27. Introducción de hoja de cabuya al rotor.....	184
Figura 4.28. Retirando hoja de cabuya.....	185
Figura 4.29. Posicionando del tuxe de abacá para ser desfibrado.....	185
Figura 4.30. Tensionando tuxe de abacá para el desfibrado.....	186
Figura 4.31. Desajuste de tornillos de mesa.....	187
Figura 4.32. Calibración de mesa mediante regleta.....	187

Índice de tablas

Tabla 1.1. Fibras vegetales vs. fibra de vidrio.	2
Tabla 1.2. Clasificación de las fibras naturales de origen vegetal.	2
Tabla 1.3. Usos de fibras vegetales (abacá, cabuya, piña).	10
Tabla 1.4. Propiedades mecánicas y químicas de algunas fibras vegetales vs. algunas fibras sintéticas	14
Tabla 1.5. Especificaciones técnicas de la descortezadora Wei Jin.	20
Tabla 1.6. Especificaciones técnicas descortezadora vertical.	21
Tabla 1.7. Especificaciones técnicas de la descortezadora Cardoma.	23
Tabla 1.8. Especificaciones técnicas de la descortezadora de cabuya	24
Tabla 1.9. Especificaciones técnicas de la descortezadora de hoja de piña ..	25
Tabla 1.10. Especificaciones técnicas del hagotán FIDA.	28
Tabla 1.11. Especificaciones técnicas de la desfibradora de abacá	29
Tabla 1.12. Sistemas o elementos en distintos tipos de desfibradoras.	29
Tabla 2.1. Ventajas de tipos de desfibradora.	36
Tabla 2.2. Limitaciones de tipos de desfibradora.	36
Tabla 2.3. Especificaciones técnicas del desfibrador.	40
Tabla 2.4. Ventajas y desventajas de una corredera triangular.	45
Tabla 2.5. Ventajas y desventajas de una corredera rectangular.	46
Tabla 2.6. Alternativas para el módulo 1.	47
Tabla 2.7. Evaluación de los parámetros de diseño del módulo 1.	48
Tabla 2.8. Evaluación de las alternativas respecto al costo.	49
Tabla 2.9. Evaluación de las alternativas respecto a la fiabilidad.	49
Tabla 2.10. Evaluación de las alternativas respecto a la facilidad constructiva.	49
Tabla 2.11. Evaluación de las alternativas respecto a la facilidad de montaje.	49
Tabla 2.12. Determinación de prioridad para el módulo 1.	49
Tabla 2.13. Ventajas y desventajas de una desfibradora Maxwell.	51
Tabla 2.14. Ventajas y desventajas de una desfibradora Searby.	52
Tabla 2.15. Ventajas y desventajas de una desfibradora de discos.	52
Tabla 2.16. Alternativas del módulo 2.	53
Tabla 2.17. Evaluación de los parámetros de diseño del módulo 2.	54
Tabla 2.18. Evaluación de las alternativas respecto al costo.	54

Tabla 2.19. Evaluación de las alternativas respecto a la fiabilidad.....	54
Tabla 2.20. Evaluación de las alternativas respecto a la facilidad constructiva.	55
Tabla 2.21. Evaluación de las alternativas respecto al fácil montaje.....	55
Tabla 2.22. Evaluación de las alternativas respecto al mantenimiento.	55
Tabla 2.23. Determinación de prioridad para el módulo 2.	55
Tabla 2.24. Ventajas y desventajas de un sistema de poleas.	56
Tabla 2.25. Ventajas y desventajas de un sistema de cadena.....	57
Tabla 2.26. Evaluación de los parámetros de diseño del sistema de transmisión.....	58
Tabla 2.27. Evaluación de los sistemas respecto al costo.	58
Tabla 2.28. Evaluación de los sistemas respecto al montaje.	58
Tabla 2.29. Evaluación de los sistemas respecto al mantenimiento.	58
Tabla 2.30. Evaluación de los sistemas respecto a la estabilidad.	59
Tabla 2.31. Determinación de prioridad para el sistema de transmisión.	59
Tabla 2.32. Ventajas y desventajas del sistema de apertura manual.....	61
Tabla 2.33. Ventajas y desventajas del sistema de apertura de palanca manual.	62
Tabla 2.34. Ventajas y desventajas del sistema de apertura de palanca y pedal.	62
Tabla 2.35. Alternativas de módulo 3.	63
Tabla 2.36. Evaluación de criterios de módulo 3.....	64
Tabla 2.37. Evaluación de alternativas respecto al tiempo de ejecución.	64
Tabla 2.38. Evaluación de alternativas respecto a la continuidad de proceso.	64
Tabla 2.39. Evaluación de alternativas respecto a la fuerza aplicada.	65
Tabla 2.40. Evaluación de alternativas respecto a la ergonomía.	65
Tabla 2.41. Evaluación de alternativas respecto a la facilidad constructiva.	65
Tabla 2.42. Determinación de prioridad de módulo 3.....	65
Tabla 2.43. Ventajas y desventajas del sistema de salida frontal.	67
Tabla 2.44. Ventajas y desventajas del sistema de salida lateral.....	67
Tabla 2.45. Alternativas de módulo 4.	68
Tabla 2.46. Evaluación de criterios de módulo 4.....	68
Tabla 2.47. Evaluación de alternativas respecto al atascamiento de residuos.	69

Tabla 2.48. Evaluación de alternativas respecto a la retención de residuos de limpieza de fibra.	69
Tabla 2.49. Evaluación de alternativas respecto a la accesibilidad del operario.	69
Tabla 2.50. Evaluación de alternativas respecto a la facilidad constructiva.	69
Tabla 2.51. Determinación de prioridad de módulo 4.	69
Tabla 2.52. Alternativas de diseño seleccionadas.	70
Tabla 3.1. Especificaciones del motor del laboratorio de textiles	76
Tabla 3.2. Ecuaciones correspondientes a las curvas de desempeño del motor ensayado.	80
Tabla 3.3. Resultados de las pruebas en el equipo de desfibrado.	84
Tabla 3.4. Velocidad de alimentación óptima de las hojas.	87
Tabla 3.5. Características de operación del rotor.	89
Tabla 3.6. Parámetros mínimos requeridos para la selección del motor	89
Tabla 3.7. Motores que cumplen los requerimientos mínimos.	89
Tabla 3.8. Motor a utilizar en el equipo desfibrador a diseñar	90
Tabla 3.9. Medidas del cilindro.	91
Tabla 3.10. Medidas del perfil tipo ángulo	94
Tabla 3.11. Datos para el cálculo de bandas.	104
Tabla 3.12. Fuerzas actuantes en el eje.	110
Tabla 3.13. Datos requeridos para el diseño del eje.	116
Tabla 3.14. Dimensiones del radio de acuerdo para evaluar el hombro de apoyo del rodamiento.	119
Tabla 3.15. Datos requeridos para el diseño de chavetas.	123
Tabla 3.16. Medidas de las chavetas.	124
Tabla 3.17. Datos requeridos para la selección de los pernos.	125
Tabla 3.18. Datos de mecanismo resorte-cuchillas.	139
Tabla 3.19. Datos de junta entre palanca y resorte de compresión.	150
Tabla 3.20. Costos por materia prima resultantes.	155
Tabla 3.21. Costos por elementos mecánicos adquiridos.	156
Tabla 3.22. Costos por construcción y montaje.	157
Tabla 3.23. Costos de diseño.	158
Tabla 3.24. Costos totales de la máquina.	158
Tabla 4.1. Equipos a utilizar durante la construcción.	159

Tabla 4.2. Elementos a maquinar.....	160
Tabla 4.3. Protocolo de pruebas – requerimientos.....	168
Tabla 4.4. Protocolo de pruebas – calidad de fibra obtenida mediante desfibrado con rotor y paletas.	169
Tabla 4.5. Distancia óptima pechera-rotor de desfibrado para cada especie.....	171
Tabla.4.6. Protocolo de pruebas – calidad de fibra obtenida mediante desfibrado con mecanismos de cuchillas.	172
Tabla 4.7. Torque en el motor para el agave americano.....	175
Tabla 4.8. Torque en el motor para la furcraesa andina.....	176
Tabla 4.9. Torque en el motor para el abacá.....	177
Tabla 4.10. Clasificación de equipos en norma ISO 2372.....	178
Tabla 4.11. Cuadro AMFE de la máquina desfibradora.	182
Tabla 4.12. Guía de mantenimiento de la máquina desfibradora.....	183

RESUMEN

El Ecuador posee una gran riqueza biogenética por lo que la extracción de fibras naturales y el estudio de sus diversas aplicaciones industriales representa un amplio campo de desarrollo en el país. El diseño y desarrollo de equipos desfibradores de uso múltiple no ha tenido un estudio detallado debido al insuficiente incentivo para la utilización de fibras naturales. Una alternativa factible en el uso de fibras naturales es la fabricación de materiales compuestos de matriz polimérica. Por esto, el presente proyecto nace con la necesidad de implementar un equipo desfibrador tanto de hojas como pseudotallos en el Laboratorio de Nuevos Materiales de la Escuela Politécnica Nacional. Para esto, se estudian los equipos desfibradores disponibles en el mercado y se determinan las necesidades, características y especificaciones del equipo a construir. Una vez definida la necesidad se realiza un análisis funcional en donde se divide al equipo en módulos de acuerdo a la funcionalidad y constitución de la máquina. Se plantea diferentes alternativas para cada módulo y se las evalúa utilizando el método de criterios ponderados, considerando entre los principales el costo y la facilidad constructiva. De este análisis se determina para la construcción un equipo desfibrador de tipo descortezadora con un mecanismo auxiliar de cuchillas adaptado para el desfibrado de pseudotallos. La fase de diseño se orienta de acuerdo a las especies de hojas y pseudotallos más comunes, que son la cabuya y el abacá. De acuerdo con esto se diseñan componentes y se seleccionan elementos de catálogo para el equipo. La máquina construida posee un sistema descortezador impulsado mediante un motor de 10 hp y 1760 rpm y un sistema de transmisión por 3 bandas en V, obteniéndose un torque de 23,5 Nm en el rotor a 1358 rpm. Además se cuenta con un mecanismo de cuchillas con una apertura de 6° y ajuste mediante resorte de compresión. La capacidad de desfibrado mediante la descortezadora es de aproximadamente 360 hojas o chantas/hora mientras que con el mecanismo de cuchillas se llega hasta 45 chantas/hora. En los dos casos se obtiene fibra limpia, de acuerdo a las pruebas realizadas con cabuya y abacá. El equipo puede usarse a escala de laboratorio y cumple con las garantías de seguridad requeridas y está en capacidad de desfibrar todo tipo de hojas y pseudotallos.

PRESENTACIÓN

Este proyecto nace con la necesidad de fabricar una desfibradora de hojas y pseudotallos para el Laboratorio de Nuevos Materiales de la EPN. En el primer capítulo se detalla la importancia y aplicaciones que se le da a las fibras de origen natural en la actualidad y se analiza las características constitutivas de las especies de hojas y pseudotallos comunes en el Ecuador. Además, se hace una revisión de los métodos de desfibrado más utilizados identificando el procedimiento y principio de funcionamiento. Finalmente se identifican los equipos disponibles en el mercado, sus características y especificaciones principales.

En el segundo capítulo se identifican las necesidades y el método de desfibrado óptimo que cumpla con las características requeridas por el usuario. Para ello se evalúan los alcances de los métodos analizados y se determina, de acuerdo al proceso de operación esperado, la mejor opción para el diseño. Una vez idealizado el producto que se espera tener, se especifican y seleccionan las alternativas de diseño de acuerdo a los criterios y objetivos planteados en el capítulo.

En el tercer capítulo se describe un método de optimización en la potencia del motor a partir de mediciones en un modelo de desfibradora que también aportará para medir la fuerza requerida de desfibrado de las hojas de cabuya y chantas de abacá. También se desarrolla el proceso de diseño y selección de los elementos prefabricados según catálogos. Asimismo, se evalúa el costo total para la construcción y montaje del prototipo.

El cuarto capítulo trata acerca de los procesos utilizados durante la construcción y montaje de los elementos mecánicos que conforman la desfibradora. También se presenta un procedimiento adecuado de mantenimiento para lograr un correcto funcionamiento de la máquina. Además se indican los resultados obtenidos al desfibrar las hojas de cabuya, tuxes y chantas de abacá. Se evidencia que el equipo diseñado es apto para desfibrar todo tipo de hojas y pseudotallos.

El quinto capítulo tiene las conclusiones y recomendaciones derivadas de la ejecución de este proyecto. Finalmente se detalla la bibliografía utilizada y los anexos respectivos.

CAPÍTULO I

DESFIBRADO Y USOS DE FIBRA

En este capítulo se detalla la importancia y aplicaciones que se le da a las fibras de origen natural en la actualidad y se analiza las características constitutivas de las especies de hojas y pseudotallos comunes en el Ecuador. Además se hace una revisión de los métodos de desfibrado más utilizados identificando el procedimiento y principio de funcionamiento. Finalmente se identifican los equipos disponibles en el mercado, sus características y especificaciones principales.

1.1 FIBRAS NATURALES DE ORIGEN VEGETAL

“El Ecuador tiene cerca de 25.000 especies de plantas vasculares lo que lo convierten en el país con el mayor número de especies de plantas (o diversidad vegetal) por unidad de área, entre los países de América Latina, se toma en cuenta la superficie que posee. Del total de especies presentes, 16087 se encuentran debidamente catalogadas; 4173 de estas son endémicas (o endemismos) del Ecuador, es decir, particulares para nuestro país” [1, p. 43].

Este potencial etnobotánico del Ecuador contempla y establece grupos con varias utilidades medicinales, madereras y alimenticias entre las más importantes. De estas, un grupo importante está constituido por plantas proveedoras de fibras naturales que se usan grandemente en la industria y otras que han permanecido únicamente con aplicaciones meramente artesanales. Cabe destacar que la mayoría de aplicaciones posibles para las fibras naturales aún no han sido del todo aprovechadas debido a falta de estudios en el campo y desconocimiento del potencial biogenético en el Ecuador [2,3].

El desarrollo de las fibras sintéticas como la de vidrio y de carbono desencadenó una disminución en la importancia que se les daba a las fibras naturales. En la actualidad las fibras naturales han recobrado interés debido a consideraciones tanto ecológico, económico y tecnológicas [4]. Las fibras duras

como el abacá, la piña, la cabuya, etc., y las fibras blandas como el lino, el ramio, etc. son fibras naturales que dadas sus características y versatilidad ofrecen grandes ventajas con respecto a las fibras sintéticas [5] (Tabla 1.1).

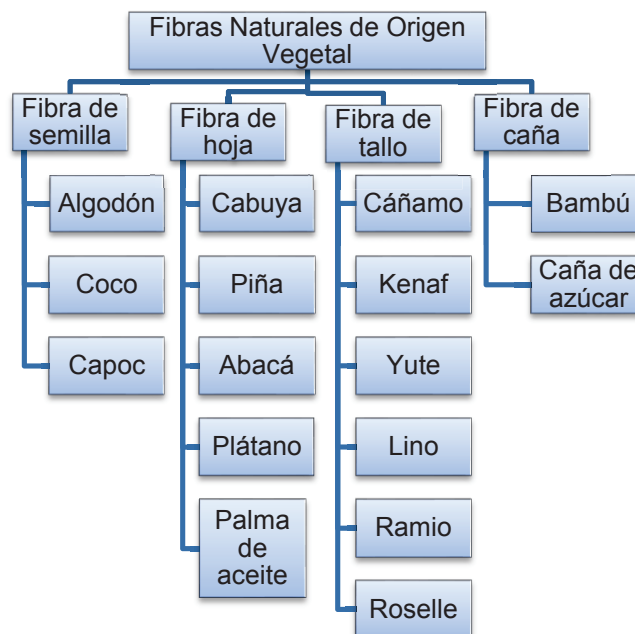
Tabla 1.1. Fibras vegetales vs. fibra de vidrio.

	Fibras vegetales	Fibra de vidrio
Densidad	Baja	Alta
Costo	Bajo	Alto
Renovable	Si	No
Reciclable	Si	No
Consumo de energía	Bajo	Alto
CO ₂ neutro	Si	No
Abrasión de máquinas	No	Si
Eliminación	Biodegradable	No biodegradable

Fuente: <http://eav.upb.edu.co/banco/sites/default/files/files/Tesisfibrasfique.pdf>.

En los últimos años el reforzamiento de polímeros con fibras vegetales ha causado gran expectativa debido a un potencial aumento considerable en las propiedades mecánicas del material compuesto. Esto ha causado aceptación no solo en la industria textil, como se consideraba en un inicio, sino también en áreas como en materiales de construcción y fuente para biopolímeros. Las fibras naturales de origen vegetal se las han clasificado mediante la Tabla 1.2.

Tabla 1.2. Clasificación de las fibras naturales de origen vegetal [5-7].



Su condición de refuerzo se debe a la resistencia, flexibilidad y la compatibilidad con la matriz polimérica, lo que supone una transmisión de esfuerzos adecuada además que la cantidad de fibra en el compuesto final viene condicionada por la orientación y ordenamiento de las fibras. Es por ello que compuestos con fuerte unión interfacial mostrarán elevada resistencia [6].

1.2 HOJA Y PSEUDOTALLOS

En el Ecuador existe una enorme variedad de especies proveedoras de fibra natural lo que provoca un análisis extenso para el desfibrado óptimo de acuerdo a las características de cada una de ellas. Es por ello que el presente capítulo está dirigido principalmente a las plantas más representativas de la flora ecuatoriana en cuanto a hojas y pseudotallos, en las que se ha sintetizado el abacá, la cabuya y la piña, que pertenecen al grupo de fibras duras. Plantas que además de tener gran importancia en el mercado ecuatoriano presentan fibras con las mejores características mecánicas por sus condiciones de alta resistencia a la tracción. Estas tres especies, por sus características de resistencia y versatilidad, son las de más frecuente utilización en lo que se refiere al refuerzo de materiales poliméricos con fibras naturales.

1.2.1 Abacá

Es una planta originaria de Filipinas, introducida principalmente en las Islas Borneo, Indonesia, América Central y Sudamérica. Su apariencia es similar a la planta de banano pero se diferencian principalmente en la forma de sus hojas, usos y propiedades.

Esta planta herbácea tiene alrededor de 6 metros de altura se desarrolla en climas tropicales húmedos a altitudes menores a 600 msnm y temperaturas promedio entre 22 y 28°C, además de lluvia frecuente y falta de vientos fuertes en la zona [7](Figura 1.1).



Figura 1.1. Planta de abacá.

Fuente: <http://jubanitex.blogspot.com/p/materials.html>

Esta planta puede cultivarse en cualquier estación del año (preferible en épocas invernales) siempre y cuando se tome en cuenta un suelo lo suficientemente húmedo. Es por ello que se adaptó a las condiciones climáticas del Ecuador.

1.2.1.1 Características de las vainas

Su tallo está compuesto por las vainas de las hojas que se van formando durante el proceso de desarrollo del mismo (Figura 1.2). Es por ello que también se les da el nombre de pseudotallos.

El 10% del pseudotallo está compuesto por material sólido dentro del cual se encuentra el tejido fibroso, mientras que el resto está conformado por savia o comúnmente llamado jugo de abacá el cual es considerado ácido por tener un pH de 6.



Figura 1.2. Corte transversal del pseudotallo de abacá.

Las vainas se clasifican en grupos según su color y textura de acuerdo a la posición en el tallo (Figura 1.3) [8].

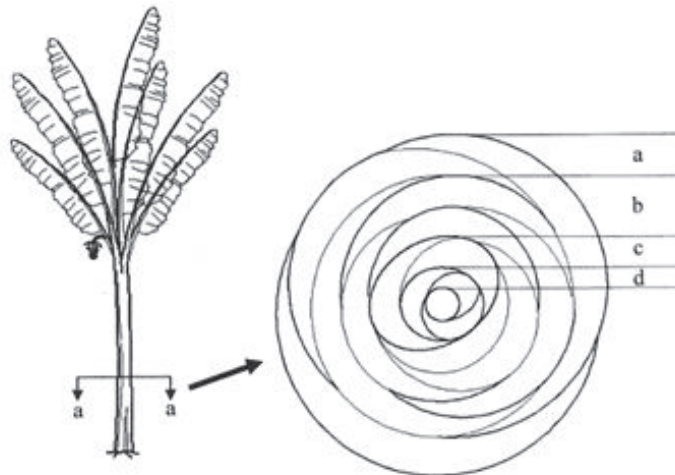


Figura 1.3. Clasificación de las vainas. [8]

Fuente: Agricultural machinery-Abaca Stripper-Especifications

- a) Vainas exteriores: color café oscuro y rayas verdes
- b) Vainas cerca del exterior: color violeta leve y rayas verdes
- c) Vainas intermedias: color verde agua y rayas amarillas
- d) Vainas del interior: color crema

1.2.1.2 Clasificación de la fibra

La fibra obtenida se clasifica por clases o grados según su color y finura, donde [7, p. 75]:

- 2º clase: muy fina y de color blanca
- 3º clase: ligeramente gruesa y de color blanca
- 4º clase: medianamente gruesa y de color blanco marfil
- 5º clase: gruesa y de color café

1.2.2 Piña

Es una planta que tiene sus orígenes en América del Sur pero que se propagó hacia el continente Europeo y zonas tropicales de Asia y África. Esta planta

herbácea puede cultivarse en cualquier estación del año, soportando sequías; se adapta principalmente a suelos arenosos. Por lo general cuando ha alcanzado madurez mide aproximadamente de 1 a 1,2 m de altura mientras que abarca un espacio de 1,3 a 1,5 m de diámetro (Figura 1.4). El interés de su cultivo se basa principalmente por su fruto, que es apetecible a nivel mundial, dejando como desecho sus hojas ricas en tejido fibroso [9].



Figura 1.4. Planta de piña.

Fuente: <http://latrola.net/blok/la-planta-de-la-pina-8-fotos>.

La fibra de la hoja de piña no es conocida a nivel mundial. Únicamente es utilizada en países como Tailandia, Filipinas, China, e Indonesia. El Ecuador no se encuentra dentro del grupo de los principales exportadores de piña a nivel mundial, sin embargo posee grandes plantaciones de piña a nivel nacional lo que lo convierte en un potencial exportador a futuro.

1.2.2.1 Características de las hojas

Las hojas de la planta de piña poseen una configuración en espiral siendo las hojas centrales las jóvenes y las exteriores las adultas. Además poseen espinas en la zona superior. Sus tamaños son variables según la posición donde se ubiquen (Figura 1.5). Es por ello que poseen la siguiente clasificación [10]:

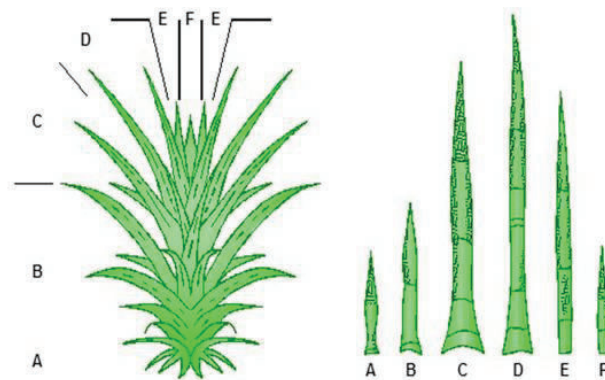


Figura 1.5. Distribución de las hojas en la planta de piña.

Fuente: <http://www.intechopen.com/books/soil-fertility/potassium-fertilization-on-fruits-orchards-a-study-case-from-brazil>

Primer grupo: Hojas viejas

- Hojas tipo A: son las hojas más desarrolladas y están ubicadas en la zona exterior de la planta al nivel del suelo.
- Hojas tipo B: son hojas en proceso de desarrollo.

Conjuntamente las hojas tipo A y B se caracterizan por tener un cuello angosto, para luego ensancharse abruptamente.

- Hojas tipo C: son las hojas más viejas, se caracterizan por tener un cuello ancho.

Segundo grupo: Hojas jóvenes

- Hojas tipo D: son hojas adultas jóvenes, su posición es aproximadamente 45° del eje del tallo. Son consideradas las hojas más largas y mejor desarrolladas del resto de hojas. Es por ello que son las que presentan mayor interés para el uso de sus fibras. Su tamaño es aproximadamente 91 cm de largo, y 5 a 7,5 cm de ancho.
- Hojas tipo E: Su largo es similar a las hojas tipo C.
- Hojas tipo F: son las hojas más jóvenes y se encuentran rodeando el fruto.

Conjuntamente las hojas tipo E y F se caracterizan por tener una anchura similar a la de su cuello.

1.2.3 Cabuya

A diferencia de las plantas de abacá y de piña, la cabuya se adapta a climas con temperaturas de aproximadamente 8°C a 40°C, mientras que se la cultiva en suelos secos y calcáreos que pueden tener características arenosas o fértiles [11]. Por lo tanto, se adapta fácilmente a cualquier clima y terreno. Se lo puede cultivar en cualquier región del Ecuador, por lo que es muy fácil industrializar su fibra [12]. Se caracteriza principalmente porque sus fibras fueron unas de las primeras en utilizarse por sus propiedades mecánicas. En Ecuador existen dos especies representativas de cabuya las cuales son apetecidas por sus fibras: agave americana y furcraesa andina.

1.2.3.1 Agave americana

El agave americana es color verde azulado, por lo general cuando ha alcanzado madurez mide aproximadamente 1,5 m inclusive llegando a medir 7 m de altura (Figura 1.6). Sus hojas están dispuestas en forma de roseta, y pueden alcanzar de 1,20 a 2 m de largo mientras que su base llega a medir de 15 a 30 cm, es una hoja muy corpulenta. Uno de los problemas de desfibrado de esta hoja es que posee demasiado zumo, lo que hace que tenga un espesor de gran medida en la base.



Figura 1.6. Agave americana.

Fuente: <http://2minutegardener.blogspot.com/2012/02/photo-century-plant-agave-americana.html>

1.2.3.2 Furcraesa andina

La furcraesa andina es de color amarillo verdoso (Figura 1.7). En general posee las mismas medidas que el agave americano. La diferencia radica en que este tipo de hoja contiene una mínima cantidad de zumo, lo que hace que su espesor alcance máximo hasta 3 mm, lo cual permite un fácil desfibrado.



Figura 1.7. Furcraesa andina.

Fuente: <http://biodiversidadelecuador.blogspot.com/2013/09/cabuya.html>

1.2.3.3 Clasificación de la fibra



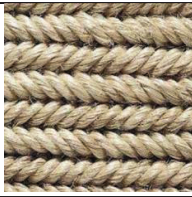
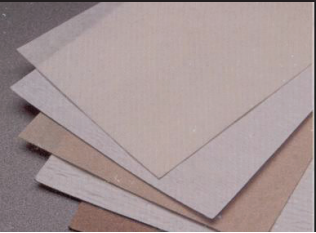


La fibra obtenida se clasifica por clases o grados según su color y finura, donde [13]:

- 1º clase: color blanca o crema, libre de residuos
- 2º clase: colores claro o ligeramente oscuros
- 3º clase: color oscuro, con residuos sueltos
- 4º clase: color muy oscuro, con muchos desperdicios sueltos

1.3 USOS DE LAS FIBRAS

Las fibras naturales se utilizan en una serie de aplicaciones industriales y artesanales de acuerdo a sus propiedades y características específicas de cada grupo. Las especies de abacá, piña y cabuya son fibras duras de alta resistencia mecánica; sus fibras poseen usos en común, como se muestra en la Tabla 1.3. Un campo grande y que se encuentra en crecimiento es el uso de fibras naturales como refuerzo de polímeros [3, 4, 7, 14].

Tabla 1.3. Usos de fibras vegetales (abacá, cabuya, piña).

Campo	Usos	Fotografías
Vestimenta	<ul style="list-style-type: none"> - Zapatos, alpargatas - Sombreros - Corbatas, cinturones - Vestidos, camisas de punto. etc 	
Confección	<ul style="list-style-type: none"> - Alfombras - Persianas - Manteles de mesa - Tapetes - Pañuelos - Bolsos de mano, etc 	
Cordeles	<ul style="list-style-type: none"> - Hilos, sogas - Costales 	
Papel	<ul style="list-style-type: none"> - Papel moneda - Papel corrugado o kraft - Papel para envolturas de cigarrillo - Papel filtro 	
Farmacéutica	<ul style="list-style-type: none"> - Gasas quirúrgicas - Cosméticos - Pañales desechables 	
Construcción y Automotriz	<p>Se los utiliza como materiales polímeros con refuerzo de fibras tales como:</p> <ul style="list-style-type: none"> - Vigas, columnas y tejas - Aislante de conductores eléctricos - Insonorizantes - Piezas y paneles de vehículos - Material para cisternas de agua 	

Cocina	<ul style="list-style-type: none"> - Fundas de té - Envolturas para embutidos 	
Ambiental	<ul style="list-style-type: none"> - Biomantos: protección de sembríos. - Geotextiles o agrotexil: Reduce daños por erosión en carreteras, oleoductos, gasoductos 	
Pesca	<ul style="list-style-type: none"> - Redes de pesca debido a su resistencia al agua salina 	

1.4 REFUERZO DE POLÍMEROS

El refuerzo de polímeros con material lignocelulósico es un campo amplio y en constante crecimiento debido a las necesidades de la industria de materiales resistentes y con características específicas para un trabajo dado. Las mayores necesidades de materiales compuestos con alta resistencia y baja densidad se ubican en especial en la industria aeroespacial, transporte y construcción. Además, se consideran otras importantes propiedades como resistencia a la abrasión, agentes ambientales y agentes químicos, de acuerdo al trabajo a realizar.

El refuerzo de polímeros es un ejemplo de aplicación de los materiales compuestos. Estos se definen como la combinación de dos o más materiales disolubles entre ellos, que tiene la finalidad de obtener un material con mejores propiedades que los materiales bases. Los materiales compuestos se conforman principalmente por dos constituyentes que son: la matriz y el refuerzo [4].

La matriz de un compuesto cumple la función principal de alojar el refuerzo y transmitir hacia él, la fuerza aplicada sobre el material. Los compuestos con matriz polimérica (CMP) consisten generalmente en un polímero, por ejemplo epóxico, poliéster o uretano, reforzado con fibras de diámetro muy pequeño, tales como fibras de grafito, boro o aramidas [6]. En el caso de matrices poliméricas reforzadas con material lignocelulósico se debe determinar las propiedades específicas de la fibra y su estado para que su interfaz con la matriz sea la mejor. Esto se debe a que las fibras vegetales por ser higroscópicas poseen problemas de adhesión con matrices poliméricas.

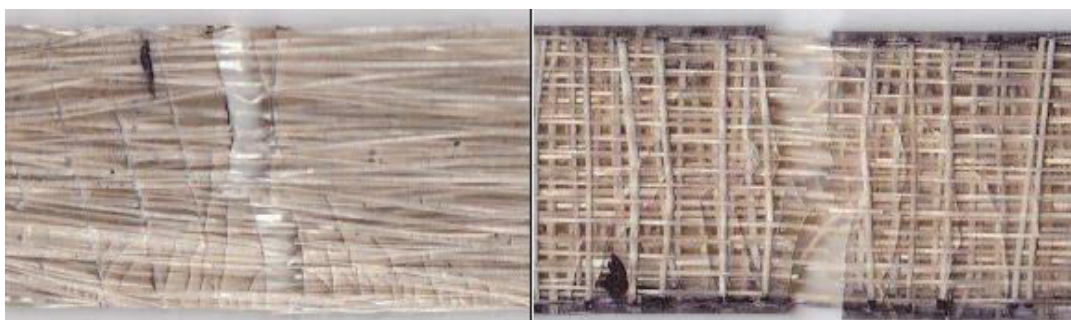


Figura 1.8. Materiales compuestos de matriz poliéster reforzados con: (a) fibra de abacá orientada longitudinalmente. (b) fibra de abacá en forma de tejido. [15]

Fuente: H. VILLACIS, "Obtención de materiales compuestos híbridos de matriz poliéster reforzados con fibra de vidrio y abacá mediante estratificación", Pág 71.

Como se puede ver en la Figura 1.8, el refuerzo de una matriz polimérica puede orientarse de forma longitudinal, aleatoria o en forma de tejido de acuerdo a la orientación de la probeta y a las dimensiones de la fibra de refuerzo. La orientación y el modo de ordenamiento del refuerzo influyen en las propiedades mecánicas del material de acuerdo a si se aplican cargas de tracción o flexión [15].

La utilización de materiales poliméricos reforzados con material lignocelulósico ha incrementado en los últimos años su campo de aplicación como por ejemplo en autopartes (Figura 1.9) [6]. Estos materiales representan una alternativa

amigable con el medio ambiente y pueden sustituir a materiales reforzados con fibras sintéticas [4].

En el Ecuador ha incrementado su aplicación a medida que se investiga más en el tema. Las principales aplicaciones hasta hace pocos años han sido meramente artesanales. Sin embargo, con nuevos proyectos y estudios se han encontrado nuevos campos de aplicación como por ejemplo la utilización de panales reforzados con abacá como parte estructural de viviendas populares.



Figura 1.9. Autopartes de abacá en vehículos Mercedes Benz Clase 500
construidos por Daimler Chrysler.

Fuente: ECOLOGY CENTER <http://www.ecocenter.org>

1.5 PROPIEDADES MECÁNICAS DE LAS FIBRAS

“Las propiedades mecánicas dependerán principalmente de dos sustancias químicas, la lignina y la celulosa. Básicamente la lignina es la responsable de proteger a la fibra del medio ambiente y la celulosa determina su resistencia mecánica, y es de estas dos propiedades de donde proviene la denominación de lignocelulósico que se les asigna a este tipo de fibras” [16, p. 3].

Las propiedades mecánicas de las fibras mostradas en la Tabla 1.4, estructurada a partir de información de varios autores, son variables debido a que dependerán no solamente del método de desfibrado que se utilice sino también del grado de humedad que esta posea, es por ello que las condiciones

de secado son indispensables para que la fibra no pierda características de refuerzo.

Tabla 1.4. Propiedades mecánicas y químicas de algunas fibras vegetales vs. algunas fibras sintéticas. [4, 14, 17, 18]

Tipo de fibra	Especie	Diámetro (μm)	Densidad ($\frac{g}{cm^3}$)	Elongación %	Resistencia a la tracción (MPa)	Módulo de Young (GPa)	Humedad %	Lignina %	Celulosa %
Abacá	Musa textilis	50-280	1,30	2,5-3,7	400-1289	39-45	5-10	12-13	56-63
Cabuya	Furcraea cabuya	50-200	1,45	3,5-5,1	511-635	17-22	10-22	11	70
Piña	Ananus comosus	20-80	1,35	3-4	413-1627	34,5-82,5	13.5		
Banana	Musa sapientum	50-250	1,03	1-3,5	384	20-51	10-12	5	63-64
Vidrio	-	21,3	2,54	3	2000-3500	56-72	-	-	-
Carbono	-		1,4	1,4-1,8	4000	230-240	-	-	-

En la actualidad no se han tenido los estudios suficientes para determinar la variación de propiedades mecánicas de fibras vegetales de acuerdo al tipo de desfibrado utilizado. Únicamente se ha obtenido información de análisis particulares de ciertas especies considerando el desfibrado utilizado y el proceso seguido. Uno de ellos analiza la variación de la calidad de fibra de lechuguilla procesada manual y mecánicamente. Los resultados brindados respecto a la resistencia a la tracción indican que para el tratamiento manual se obtiene una resistencia de 18,91 N, mientras que en el tratamiento mecánico se obtiene 21,04 N. De acuerdo a este y otros resultados el estudio concluye que no existe afectación en las propiedades físico-mecánicas con el procesado mecánico de la fibra. [19]

Otro estudio a tomar en cuenta evalúa las propiedades mecánicas de la fibra de formio considerando 3 tipos de desfibrado utilizado: manual, enriado y descortezado. Los resultados obtenidos referentes a la tenacidad de la fibras obtenidas determina para el método manual 20 cN/Tex, para el método de enriado entre 34,5 y 45,3 cN/Tex y para el método de descortezado 39

cN/Tex¹. De acuerdo a este y otros resultados el análisis concluye recomendando el desfibrado mecánico de la fibra. Es decir, mediante el método de descortezado debido a la calidad de fibra obtenida y factores sobresalientes del proceso aplicado. [20]

Los análisis aquí presentados evalúan las propiedades y características de la fibra de acuerdo al proceso de desfibrado efectuado. Sin embargo, no se puede dar conclusiones o determinar parámetros debido a que los análisis realizados se efectuaron para un solo tipo de especie y con consideraciones específicas. Por esto, los resultados mencionados no se pueden comparar con otras especies y solo se deben tomar como referencia en tanto al método de desfibrado utilizada y la calidad de la fibra obtenida.

1.6 MÉTODOS DE DESFIBRADO

Existe una gran variedad de métodos de desfibrado de acuerdo al tipo de hojas o pseudotallos y a las características propias de cada especie. Entre algunas especies existen grandes diferencias de espesores, cantidad de líquido, resistencia y flexibilidad por lo que un método puede ser más adecuado que otro al momento de la operación.

En este proyecto se considera el desfibrado en general para varios tipos de hojas o pseudotallos. Por esto se revisará rápidamente los tipos de desfibrado más conocidos en el medio y que den a conocer los métodos más simples y prácticos para el tratamiento a realizar a la materia prima con el fin de tomar en cuenta las ventajas y limitaciones de cada método.

1.6.1 Desfibrado manual

Mediante este tipo de desfibrado se desprende el material adherido a la fibra sin la utilización de maquinaria o equipo. Únicamente se realiza mediante la habilidad manual y la utilización de herramientas requeridas.

1.6.1.1 Enriado

El enriado es un proceso en el cual se maceran o remojan las hojas en agua corriente un tiempo determinado con el objeto de que el agua vaya penetrando

¹ cN/tex unidad de tensión en la industria textil y agrícola donde : cN fuerza de tracción que se aplica a la fibra según su eje, centi-Newton (cN) y tex fuerza aplicada por unidad de masa lineal de la fibra (tex)

los tejidos y produzca el debilitamiento de las paredes y material que recubre las fibras. Una vez realizado este proceso se golpea a las hojas en el agua con mazos de madera para retirar el material sobrante y obtener las fibras expuestas.

En este proceso se debe tomar muy en cuenta el tiempo de maceramiento, el cuidado de la recolección, la temperatura y el tipo de agua con la que se moja las hojas debido a que de estos pasos depende la calidad de la fibra obtenida. Este proceso se realiza más comúnmente para hojas delgadas y flexibles como la hoja de piña y el lino, también es frecuente su uso para la obtención de fibras de tallos como el ramio y cáñamo [21, 22].

1.6.1.2 Raspado

El proceso de raspado consiste en asentar la hoja a desfibrar sobre un bloque de madera y con utilizar un cuchillo para raspar o frotar la materia prima quitándole el material ligante a la fibra. Para esto se utiliza un cuchillo liso, es decir, con infinito número de dientes ya que esto asegura la limpieza de la fibra dándole una buena calidad. El proceso de raspado para la extracción de fibra conlleva un considerable tiempo de mano de obra por lo que este método es de uso meramente artesanal. Su utilización es frecuente para extracción de fibras de hojas delgadas como la cabuya y la hoja de piña [21].

1.6.2 Desfibrado a máquina

El desfibrado a máquina se utiliza cuando la producción de fibra es grande y continua. La maquinaria está constituida por un motor de combustión interna o eléctrico, de acuerdo a las necesidades de la planta y al tipo de máquina.

1.6.2.1 Descortezadora

El principio de desfibrado de la descortezadora es la utilización de un rodillo giratorio que está conformado con cuchillas, estrías o agujas; situado a una corta distancia por donde se introduce las hojas o tallos. La hoja o el tallo en cuestión a desfibrar al ser introducido es golpeado y raspado por el rodillo quitándole el material ligante a la fibra (Figura 1.10), dejando únicamente la fibra que es halada de vuelta por la misma abertura.



Figura 1.10. Desfibrado de cabuya.

Fuente: <http://www.lefiore.com/content/9-cuidados-de-las-fibras>

Este proceso de desfibrado se caracteriza por una gran velocidad de producción debido a que el procedimiento a realizar consiste únicamente en introducir y retirar la hoja o tallo a desfibrar. Por esto, dependiendo del operario, estos pasos se los puede hacer muy rápidamente en cada hoja. La calidad obtenida en este proceso es variable de acuerdo a la distancia dejada en la abertura entre el rodillo y la bandeja de entrada que es un parámetro que influye grandemente en la limpieza de la fibra. Este método de desfibrado es el más versátil debido a que es utilizable para la mayor parte de hojas y tallos. Sin embargo, su uso es más común para las hojas de cabuya y sisal [21, 23].

El uso de la máquina descortezadora tiene un grado de peligrosidad debido a que el operario al introducir demasiado su mano en la máquina corre el riesgo de ser mutilado o tener una grave herida en su mano y brazo. Esto influye en el diseño de este tipo de equipos

1.6.2.2 Método de Hagotán

El desfibrado utilizando la máquina denominada “Hagotán” es usado únicamente para la extracción de fibras de pseudotallos como el abacá y el plátano, que tienen una considerable flexibilidad de acuerdo al tipo de corte que se realiza a las chantas extraídas del pseudotallo. Este método se basa en cortar las chantas de los pseudotallos en tiras pequeñas de no más de 5 cm de ancho (Figura 1.11). Estas chantas se enrollan en un rodillo conectado a una rueda de inercia mediante un embrague. El operario, llamado tuxero, enrolla la mitad del largo de las tiras en el rodillo y la otra mitad se aprisiona en medio de dos cuchillas cerradas mediante un resorte. Al efectuar un ligero tirón a la parte enrollada, el rodillo ejerce una fuerza de tracción a las fibras desprendiendo

mediante la cuchilla todo el material ligante de las fibras y logrando un desfibrado limpio y rápido (Figura 1.12). La otra mitad de las tiras se desfibra enrollando la mitad de las tiras desfibradas y realizando el mismo procedimiento [8].



Figura 1.11. Tuxes.



Figura 1.12. Desfibrado de abacá.

En este método de desfibrado se destaca la limpieza y calidad final debido a que el proceso de desfibrado se realiza traccionando las fibras en un movimiento rápido y limpio. Por ello, una vez realizado, las fibras no requieren de un lavado o limpieza sino que se disponen enseguida al secado.

1.6.3 Desfibrado químico

El desfibrado químico consiste en sumergir a las hojas o tallos en soluciones de compuestos como hidróxido de sodio, sulfito de sodio, peróxido de hidrogeno, etc. Dependiendo de las propiedades de penetración de los compuestos, estas soluciones permiten suavizar los tejidos adheridos a las fibras y lograr un

parcial desfibrado que se complementa con un machacado o raspado final de las fibras para su obtención. De acuerdo al compuesto usado se logran variar la calidad final de la fibra así como su consistencia [21, 22].

1.7 EQUIPOS EXISTENTES PARA DESFIBRAR HOJAS Y PSEUDOTALLOS

Países con clima tropical como Filipinas, China, Brasil y Colombia son los mayores productores de fibras en el mundo. Los equipos utilizados para el desfibrado de hojas y pseudotallos en los tres países son similares tanto en las especificaciones técnicas y características físicas. A continuación se describen algunos equipos existentes en el mercado nacional o internacional además de algunos proyectos de titulación realizados en Escuela Politécnica Nacional.

Los equipos aquí presentados utilizan los principios de desfibrado estudiados y mostrados anteriormente en la Figura 1.10 y la Figura 1.12. Sin embargo, existen diferencias en el diseño y selección de componentes de los mismos. Esto da la posibilidad de evaluar las especificaciones técnicas y características propias de acuerdo a las capacidades de desfibrado que posea cada uno.

1.7.1 Máquinas descortezadoras

Este equipo se lo utiliza principalmente para desfibrar hojas como las de cabuya, sisal, fique, etc. Por lo general este tipo de equipos se distinguen uno de otro por poseer o no una mesa donde se apoya la hoja. Esto dependerá exclusivamente de si la corteza que posee la hoja o pseudotallo es blanda como el banano, el abacá, la piña; o dura como por ejemplo la cabuya, el sisal, el fique.

1.7.1.1 Máquina descortezadora Wei Jin

Esta máquina es ampliamente utilizada para el desfibrado de sisal, abacá, banano, entre otros. El principio para la extracción de fibra de hojas frescas o tallos se basa en una descortezadora. Entre las características de diseño que se pueden visualizar están un motor de combustión interna y una transmisión por medio de bandas al rotor del equipo. La estructura es cuadrada con un

soporte lateral donde se sitúa el motor. El sistema de introducción de la materia prima consta únicamente de una abertura limitada con una bandeja pequeña de apoyo. Las especificaciones técnicas de este equipo se pueden ver en la Tabla 1.5

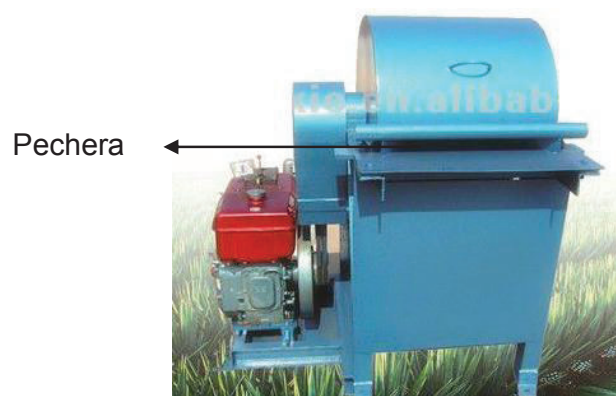


Figura 1.13. Descortezadora marca Wei Jin.

Fuente: <http://spanish.alibaba.com/product-gs/sisal-abaca-banana-stem-decorticator-machine-888300345.html>.

Tabla 1.5. Especificaciones técnicas de la descortezadora Wei Jin.

Variable	Magnitud / Dimensión
Velocidad del motor	1650 rpm
Dimensiones	2000 x 900 x 850 mm
Diámetro de rotor	400 mm
Peso	300 kg
Potencia	7,5 kW
Capacidad	10-15 ton/cambio

Fuente: <http://spanish.alibaba.com/product-gs/sisal-abaca-banana-stem-decorticator-machine-888300345.html>.

Como se puede ver en la Figura 1.13, el sistema de introducción de la materia prima no se compone de ningún mecanismo de regulación por lo que se limita las capacidades de desfibrado de plantas de acuerdo a su ancho y espesor. Para identificar las características propias de este equipo desfibrador se debe determinar los sistemas o partes que lo integran, los cuales son: desfibrador, salida de residuos, bastidor, elemento motriz y transmisión.

1.7.1.2 Equipo descortezador con tolva vertical

Es un prototipo de desfibrador de sisal propuesto por el Departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Nairobi. En principio este equipo fue diseñado para desfibrar únicamente sisal.

Una vez activado el motor, se introduce las hojas de forma lenta a través de la tolva, a medida que las cuchillas van raspando las hojas. Una vez terminado el proceso, las fibras son lanzadas a un depósito ubicado en la zona inferior del desfibrador (Figura 1.14) [24].

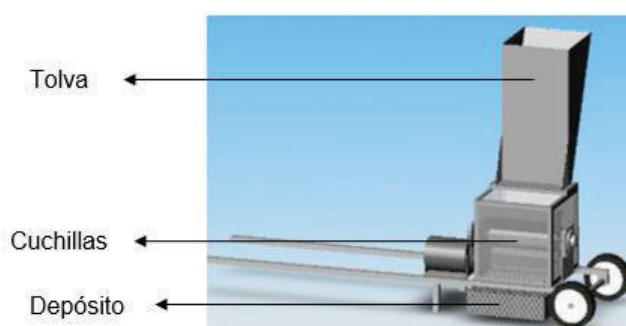


Figura 1.14. Descortezadora con tolva vertical.

Fuente: B. SNYDER, A Portable Sisal Decorticator for Kenyan Farmers.

La característica principal de este equipo es que para el desfibrado de sisal se debe ubicar las hojas en la tolva de ingreso por lo que el operario no debe sujetar continuamente la materia prima como en el resto de los equipos. Además, se debe destacar que este equipo se ha ideado para que sea portátil, por lo que cuenta con ruedas inferiores que facilitan su traslado. Las especificaciones técnicas se pueden observar en la Tabla 1.6.

Tabla 1.6. Especificaciones técnicas descortezadora vertical. [24]

Variable	Magnitud / Dimensión
Numero de cuchillas	6
Longitud de las cuchillas	30,5 cm
Velocidad del motor	1700 rpm
Velocidad del eje	360 rpm
Potencia	$\frac{1}{3} - \frac{1}{4}$ hp
Rendimiento	140 kg de sisal por día

Fuente: B. SNYDER, A Portable Sisal Decorticator for Kenyan Farmers.

Los sistemas o partes que integran este equipo son: sistema de ingreso, desfibrador, depósito, armazón, elemento motriz y transmisión.

1.7.1.3 Máquina descortezadora Cardoma

Esta máquina es utilizada para el desfibrado de lechuguilla. La lechuguilla es una especie de agave, es decir, de la familia de las cabuyas, presentada en la Figura 1.7. La diferencia radica únicamente en sus medidas, que son más angostas que la furcraesa andina.

El principio para la extracción de fibra se basa en una descortezadora constituida por clavos periféricos, como se observa en la Figura 1.15. Entre las características de diseño que se pueden visualizar están un motor eléctrico ubicado en el zona inferior - central del bastidor y una transmisión por medio de bandas al rotor del equipo. El sistema de introducción de la materia prima consta únicamente de una abertura limitada. Las especificaciones técnicas de este equipo se pueden ver en la Tabla 1.7.



Figura 1.15. Descortezadora marca Cardoma.

Fuente: E. MAYORGA, "Evaluación funcional y modificaciones a una máquina desfibradora de lechuguilla ", Pag 37.

Tabla 1.7. Especificaciones técnicas de la descortezadora Cardoma.

Variable	Magnitud / Dimensión
Velocidad del motor	1720 rpm
Dimensiones	1210 x 550 x 500 mm
Diámetro de rotor	220 mm
Peso	64,4 kg
Potencia	4 hp
Voltaje	127 – 220 V

Fuente: E. MAYORGA, "Evaluación funcional y modificaciones a una máquina desfibradora de lechuguilla ", Pag 37.

Como se puede ver en la Figura 1.15, el sistema de introducción de la materia prima no se compone de ningún mecanismo de regulación por lo que se limita las capacidades de desfibrado de plantas de acuerdo a su ancho y espesor. Para identificar las características propias de este equipo desfibrador se debe determinar los sistemas o partes que lo integran, los cuales son: desfibrador, salida de residuos, bastidor, elemento motriz y transmisión.

1.7.1.4 Máquina descortezadora de cabuya

Es un equipo diseñado y construido como proyecto de titulación en la Facultad de Ingeniería Mecánica de la Escuela Politécnica Nacional y se diseñó con el fin de desfibrar únicamente hojas de cabuya (Figura 1.16) [25]. Este equipo sirvió de referencia para la realización de algunas pruebas de desfibrado de la cabuya tipo agave andina y furcraesa andina en el presente trabajo.

Entre las características principales de este equipo desfibrador está el poseer una mesa regulable en la cual se asienta la materia prima para su desfibrado. La calibración mediante un tornillo sinfín da la posibilidad de ajustar la distancia entre el rodillo desfibrador y la mesa. Como se puede observar en la Figura 1.16, la regulación de la mesa también se da en el alto de esta por lo que se puede variar el ángulo de incidencia de las hojas al ingresar. Las especificaciones técnicas de este equipo se pueden ver en la Tabla 1.8.



Figura 1.16. Descortezadora de cabuya.

Tabla 1.8. Especificaciones técnicas de la descortezadora de cabuya. [25]

Variable	Magnitud / Dimensión
Tambor	34,5 cm de diámetro
Numero de cuchillas	16
Longitud de las cuchillas	28 cm
Velocidad del motor	3600 rpm
Dimensiones	950 x 500 x 1000 mm
Peso	135 kg
Potencia	7,5 hp
Rendimiento	80-120 kg de cabuya por día

Fuente: Fuente: CORTEZ, "Diseño y Construcción de una Desfibradora de Cabuya Portátil"

Los sistemas o partes que integran este equipo son: mesa de apoyo para ingreso, mecanismo de calibración de mesa, desfibrador, sistema de salida, bastidor, elemento motriz y transmisión.

1.7.1.5 Máquina descortezadora de piña

Es un equipo construido como proyecto de titulación en la Facultad de Ingeniería Mecánica de la Escuela Politécnica Nacional y se diseñó con el fin de desfibrar únicamente hojas de piña. Como se puede observar en la Figura 1.17, este equipo desfibrador consta también de una mesa de apoyo donde se asientan las hojas al introducirlas. Sin embargo, este equipo no cuenta con un mecanismo de regulación por lo que la distancia entre el rodillo desfibrador y la

mesa de apoyo no se puede variar, limitando el uso de la máquina. Las especificaciones técnicas de este equipo se pueden ver en la Tabla 1.9.



Figura 1.17. Descortezadora de hoja de piña.

Fuente: ESTRELLA, "Diseño y Construcción de un Desfibrador para Hojas de Piña".

Tabla 1.9. Especificaciones técnicas de la descortezadora de hoja de piña. [10]

Variable	Magnitud / Dimensión
Velocidad del motor	900 rpm
Voltaje	110 / 220 V
Peso	210 kg
Potencia(motor a gasolina)	0,5 hp
Capacidad	180 hojas por hora

Fuente: ESTRELLA, "Diseño y Construcción de un Desfibrador para Hojas de Piña".

Los sistemas o partes que integran este equipo son: mesa de apoyo para ingreso, desfibrador, sistema de salida, bastidor, elemento motriz y transmisión.

1.7.2 Desfibradora manual de abacá Kolbi

Este equipo es utilizado para desfibrar pseudotallos como los de plátano y abacá. Es adecuado para aquellos lugares en donde se complica el acceso de un equipo desfibrador de motor eléctrico o de combustión interna (Figura 1.18). Además proporciona al productor facilidad de traslado debido a su bajo peso.

Consiste en un mecanismo de dos cuchillas las cuales son ajustadas por un tornillo de acuerdo al espesor de la chanta. La fuerza de raspado está dada de acuerdo a la fuerza que aplica el operador al tirar de la chanta.



Figura 1.18. Descortezadora manual Kolbi para pseudotallos.

Fuente: <http://www.kolbi.org/?it=viewproduct&cat=4&descrip=14>

Este equipo desfibrador a pesar de ser manual se ha considerado debido a que ilustra el principio utilizado para el desfibrado de pseudotallos como el abacá y el plátano. Los sistemas o partes que lo integran son: cuchillas de raspado, mecanismo de ajuste de abertura, mecanismo de palanca y tornillo para cierre y estructura.

1.7.3 Equipo desfibrador de abacá (Hagotán)

A diferencia del equipo presentado en la Figura 1.18, este tipo de equipos por lo general posee un motor de combustión interna debido a que son equipos ubicados en lugares donde es complicada la disponibilidad de energía eléctrica. Está destinado a desfibrar tiras que miden aproximadamente 5 metros de largo. El principio que utiliza es el de pasar los tuxes (Figura 1.11) a través de cuchillas para retener todo el material adherido a la fibra. Para lograr esto se requiere un rodillo que traccione las tiras de forma uniforme por lo que se utiliza un volante de inercia que genere el torque necesario (Figura 1.19).



Figura 1.19. Volante de inercia en el equipo Hagotán.

Fuente: <http://www.the-common-thread.com/----The-Story-of-Abaca.html>

Los sistemas o partes que integran este equipo son: cuchillas de raspado, mecanismo de ajuste de abertura, mecanismo de palanca y tornillo para cierre, bastidor, volante de inercia, mecanismo de pedales, elemento motriz, transmisión.

1.7.3.1 Equipo desfibrador de abacá FIDA

Fue diseñada y construida por la FIBER INDUSTRY DEVELOPMENT INDUSTRY AUTHORITY (FIDA). Como se puede observar en la Figura 1.20, este equipo requiere de una estructura muy grande que soporte todos los sistemas que lo constituyen. Este equipo capaz de desfibrador pseudotallos como el abacá y el plátano utiliza el principio o método de Hagotán (Figura 1.12). Por esto posee un volante de inercia que es movilizado mediante un motor de combustión interna debido al alto torque requerido. Las especificaciones técnicas de este equipo se pueden observar en la Tabla 1.10.



Figura 1.20. Hagotán FIDA.

Fuente:http://fida.da.gov.ph/publications_images_2011/mobile_abaca_spindle_stripping_machine.html

Tabla 1.10. Especificaciones técnicas del hagotán FIDA.

Variable	Magnitud / Dimensión
Dimensiones	2550 x 1500 x 1250 mm
Peso	415 kg
Potencia (motor a gasolina)	5 hp
Capacidad	80 - 100 kg/día
Número de operarios	2 personas

Fuente:http://fida.da.gov.ph/publications_images_2011/mobile_abaca_spindle_stripping_machine.html

Este equipo desfibrador posee entre sus características dos pedales que se utilizan para lograr la apertura de las cuchillas y para, mediante un mecanismo de embrague, detener el giro del rodillo de tensión. Debido al gran número de componentes de este equipo se tiene que el costo es más elevado que en las desfibradoras tipo descortezadora. Los sistemas o partes que lo integran son: cuchillas de raspado, mecanismo de ajuste de abertura, mecanismo de palanca y tornillo para cierre, estructura, volante de inercia, mecanismo de pedales, elemento motriz, transmisión y ruedas para transporte.

1.7.3.2 Equipo desfibrador de abacá

Este equipo construido en la Facultad de Ingeniería Mecánica de la Escuela Politécnica Nacional, fue diseñado en base al equipo Hagotán convencional y

con cambios especialmente en el sistema de transmisión de potencia e inercia. Las especificaciones se presentan en la Tabla 1.11.

Tabla 1.11. Especificaciones técnicas de la desfibradora de abacá. [26]

Variable	Magnitud / Dimensión
Velocidad del motor	1800 rpm
Velocidad del sistema tensor	400 rpm
Velocidad de rodillos de presión	60 rpm
Dimensiones	1380 x 1900 x 1250 mm
Peso	310 kg
Potencia (motor a gasolina)	10 hp
Capacidad	85 chantas por hora

Los sistemas o partes que integran este equipo son: cuchillas de raspado, mecanismo de ajuste de abertura, mecanismo de palanca y tornillo para cierre, estructura, volante de inercia, mecanismo de pedales, elemento motriz y transmisión.

1.7.4 Comparación de equipos desfibradores

Como se pudo observar en los literales anteriores, las variaciones realizadas en el diseño de desfibradoras implican únicamente adecuaciones para incrementar la capacidad de uso o calidad resultante de fibra, sin alterar esencialmente el principio de desfibrado utilizado. Los sistemas más utilizados en cuanto a desfibradoras tipo descortezadora y método de hagotán se pueden ver en la Tabla 1.12.

Tabla 1.12. Sistemas o elementos en distintos tipos de desfibradoras.

Descortezadora	Método de hagotán
1. Mesa de apoyo	1. Cuchillas de raspado
2. Mecanismo de calibración de mesa	2. Mecanismo de ajuste de abertura
3. Desfibrador	3. Mecanismo de palanca y tornillo
4. Sistema de salida	4. Estructura
5. Bastidor	5. Volante de inercia
6. Elemento motriz	6. Mecanismo de pedales
7. Transmisión	7. Elemento motriz
	8. Transmisión

Como se puede ver en la Tabla 1.12, los dos tipos de descortezadora por lo general poseen mecanismos de calibración o ajuste que permite tener una mayor capacidad de desfibrado, de acuerdo a las características y dimensiones de la materia prima a desfibrar. Este tipo de mecanismos constituyen una ventaja en un equipo desfibrador con relación a otros equipos con elementos fijos.

En lo que respecta a los elementos motrices y de transmisión se puede determinar que los equipos descortezadores tienen una ventaja respecto al método de hagotán. Esto se debe a que entre sus elementos no está un volante de inercia por lo que las torques requeridas no son tan altos, dando la facilidad para la utilización de motores eléctricos.

En los equipos analizados la transmisión de potencia del elemento motriz al desfibrador se realiza mediante bandas. Esto se debe a que en este tipo de maquinaria el nivel de vibraciones debe ser controlado, por lo que el uso de bandas es la mejor opción para reducir las vibraciones.

Los bastidores y estructuras se diseñan de acuerdo a la ubicación del elemento motriz, es decir, el motor en el caso de las descortezadoras. En los equipos que tienen el motor en la parte central se puede observar una ligera inclinación en los perfiles estructurales de las patas (Figura 1.16). Esto ayuda a tener una mejor estabilidad en la máquina y mejor respuesta a las vibraciones presentadas.

El costo es un parámetro muy importante a ser analizado al comparar este tipo de equipos. Como se pudo analizar, el método de hagotán conlleva una gran cantidad de elementos y una estructura de gran tamaño por lo que el costo de este tipo de equipos puede alcanzar valores mayores de US \$ 5000. Mientras tanto se tiene que las desfibradoras tipo descortezador pueden alcanzar costos de US \$ 3000 de acuerdo a la calidad de los componentes utilizados.

1.8 OBJETIVOS Y ALCANCES

1.8.1 Objetivos

El objetivo general es:

Diseñar y construir una desfibradora de hojas y pseudotallos para obtener material lignocelulósico a utilizarse como refuerzo de polímeros.

Los objetivos específicos son:

- Determinar los tipos y/o variedades de hojas y pseudotallos de los residuos de cosecha que presentan las características adecuadas para ser procesados.
- Definir un método de desfibrado que permita obtener fibra lignocelulósica con propiedades mecánicas adecuadas como refuerzo de polímeros y con la menor cantidad de desperdicios.
- Obtener un diseño versátil que permita el desfibrado de la mayor cantidad de hojas y pseudotallos provenientes de los residuos seleccionados de cosechas.
- Construir una máquina haciendo uso de materiales adecuados que tengan un correcto desempeño ante la presencia de agentes corrosivos provenientes de la fibra lignocelulósica.

1.8.2 Alcances

- Se recopilará información bibliográfica sobre los tipos más comunes de hojas y pseudotallos generados por el agro ecuatoriano. Además, se revisarán los mecanismos más comunes que se utilizan para el desfibrado de pseudotallos como el banano o el abacá.
- Se realizará pruebas y ensayos de laboratorio para determinar la mejor alternativa de diseño para la desfibradora.
- Se diseñará el prototipo tomando como referencia variedades específicas de hojas y pseudotallos que constituyan las especies más representativas en lo referente a su desfibrado.
- Se construirá el prototipo adecuado a las especies seleccionadas
- Se formulará un protocolo de pruebas para determinar la configuración óptima del desfibrado de cada tipo de hoja y pseudotallo a analizar.
- Se elaborará el manual de uso y mantenimiento de la desfibradora de hojas y pseudotallos.

CAPÍTULO II

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS Y ALTERNATIVAS DE DISEÑO

En este capítulo se identifica las necesidades y se define el método de desfibrado óptimo que satisfaga las características requeridas por el usuario. Para esto se realiza un rápido análisis de las características de hojas y pseudotallos que influyen en el desfibrado. Seguidamente se evalúa los alcances de los métodos de desfibrado analizados y se determina, de acuerdo al proceso de operación, la mejor opción para el diseño. Además se describen ensayos de desfibrado realizados y de los cuales se obtiene valiosas conclusiones. Una de las principales consideraciones es la variación de calidad de la fibra de acuerdo al método empleado y a los parámetros seleccionados. Una vez definidas las necesidades se establece las especificaciones técnicas que se tendrán en la máquina a construir. Entre estas están las dimensiones generales de la máquina, el tipo de energía utilizada y los elementos de seguridad dispuestos. A continuación se realiza un análisis funcional del equipo dividiéndolo en módulos y se plantea alternativas para ser evaluadas utilizando el método de los criterios ponderados.

2.1 NECESIDAD

La necesidad a satisfacer con este proyecto de titulación es la construcción de una desfibradora capaz de procesar la mayor parte de hojas y pseudotallos de plantas ecuatorianas típicas, con el objeto de obtener fibra de buena calidad para ser utilizada como refuerzo de polímeros. Para lograr este fin se ha visto como mejor alternativa orientar el diseño a las especies más utilizadas y que son los grupos más representativos referente al desfibrado. Se han seleccionado como referencia las hojas de cabuya y piña, y el pseudotallo del abacá.

Entre las características principales del desfibrado que se quiere obtener con la construcción de esta máquina están:

- Desfibrado de hojas y pseudotallos de plantas comunes en Ecuador.

- Fácil operación (no se requiere de gran experiencia del operario).
- Obtención de fibra limpia.
- Obtención de fibra con buenas propiedades mecánicas.
- Desfibrado eficiente (proceso rápido).
- Alta seguridad para el operario.
- Uso en instalaciones cerradas (laboratorio).
- Portátil y fácil instalación. (aplicaciones en campo)

Para cumplir con las características planteadas para el proceso de desfibrado se recurrirá a la selección del método de desfibrado así como de las alternativas de diseño óptimas para la máquina. La selección se orientará a la facilidad de uso de la maquinaria debido a que esta se espera será operada por personas sin experiencia en el manejo de desfibradoras. También resulta importante recalcar que el diseño se alinearé siempre a mantener un costo total de fabricación bajo.

2.2 MATERIA PRIMA

La materia prima procesada por la desfibradora; es decir, las hojas y pseudotallos contemplados se deben caracterizar con el objeto de determinar parámetros y restricciones en el diseño de la desfibradora. El concepto fundamental de la desfibradora refiere que es de uso general para la mayor parte de hojas y pseudotallos por lo que no se definirá medidas determinadas o características puntuales de una sola especie vegetal sino más bien parámetros limitantes que establezcan el uso para la mayor parte de especies. Esto se realizará para las especies de cabuya y abacá.

2.2.1 Forma

La forma de la materia prima en el caso de la cabuya se tiene que es mucho más gruesa en la parte intermedia que en los extremos, como se observa en la Figura 2.1. Por esto, en esta zona media se concentra la mayor cantidad de fibra. Además posee una curvatura pronunciada en la región central, lo que dificulta su desfibrado.



Figura 2.1. Corte transversal de una hoja de cabuya.

En el caso del abacá, la forma de la vaina es más regular en su contorno. Sin embargo, la mayor cantidad de fibra sigue ubicándose en el medio de la chanta. Se puede observar en la Figura 2.3 también una curva natural que posee la chanta. Sin embargo, esto no causa problemas al momento del desfibrado debido a que el operario aplana manualmente la chanta al momento introducirla al equipo.

2.2.2 Dimensiones

Las dimensiones que determinan las restricciones en tanto al diseño de la máquina son las de la cabuya debido a que los pencos tienen un ancho máximo que varía aproximadamente entre 15 y 20 cm en la base mientras que su espesor llega a ser de 6 cm en esta zona. Sin embargo, hay que acotar que los pencos no son desfibrados en su totalidad por lo que el espesor máximo considerado de desfibrado será menor. En cuanto al largo, este puede llegar a superar los dos metros, dependiendo de la madurez de la planta.

En el caso del abacá se tiene que el ancho de las chantas varía entre 10 y 15 cm mientras que su espesor máximo varía entre 1,5 y 2 cm, lo cual no representa dificultad de desfibrado. La longitud de las chantas de abacá sin embargo es mucho mayor que la de los pencos de cabuya. Esto debido a que depende de que tan largo sea el tallo de la planta.

2.2.3 Estado

En el caso de la cabuya y hojas similares, el desfibrado debe realizarse el mismo día del corte de las hojas debido a que si se deja pasar más tiempo la hoja empieza a perder agua y secarse dando fibras con propiedades mecánicas menores. Como se puede observar en la Figura 2.2, las dos especies de hojas de cabuya poseen espinas que antes del desfibrado deben ser retiradas con un cuchillo para evitar afectar el rodillo de la máquina.



Figura 2.2. Hoja de agave americana.

En el caso del abacá, el desfibrado debe realizarse máximo de 4 a 8 horas después del corte del pseudotallo. Es preferible que se lo realice inmediatamente después del corte debido a que se obtendría fibras oscuras y de baja de calidad.

El corte a realizar en el pseudotallo debe ser en forma de chantas o deshojes como se observa en la Figura 2.3. Estos son los que se introducen por el canal de alimentación de la desfibradora hasta cubrir la longitud total de la chanta.



Figura 2.3. Pseudotallo de abacá cortado en chantas o deshojes.

2.3 SELECCIÓN DEL MÉTODO DE DESFIBRADO

Para la selección del método de desfibrado que se empleará en el diseño y construcción de la máquina se ha considerado los equipos existentes en el mercado y la información obtenida de las visitas técnicas así como de la experimentación realizada en máquinas desfibradoras y métodos manuales. Esta información ha puesto a consideración dos tipos específicos de desfibradoras que utilizan principios de funcionamiento muy diferentes. Estos son: tipo descortezadora y método de Hagotán, los cuales se pueden visualizar

en la Figura 1.10 y la Figura 1.12, respectivamente. A continuación se analizarán las ventajas y limitaciones de cada alternativa como lo muestran las Tabla 2.1 y Tabla 2.2.

Tabla 2.1. Ventajas de tipos de desfibradora.

Descortezadora	Método de Hagotán
<ul style="list-style-type: none"> - Desfibra hojas, tallos y pseudotallos - Equipo de menor tamaño - Puede funcionar con energía eléctrica - Requiere menor experticia el operario - Es posible operar en espacios cerrados - La materia prima casi no requiere preparación 	<ul style="list-style-type: none"> - Produce fibra más limpia - Mayor producción - Fibras más largas - Desfibra la totalidad del tuxe

Tabla 2.2. Limitaciones de tipos de desfibradora.

Descortezadora	Método de Hagotán
<ul style="list-style-type: none"> - Deja residuos en la fibra - Largo de fibras limitado - Produce mayor desgaste en componentes - El desfibrado de la hoja o pseudotallo completo se vuelve dificultoso 	<ul style="list-style-type: none"> - Únicamente desfibra pseudotallos - Requiere motor de combustión - No se puede operar en espacios cerrados - Ocupa gran espacio - El operario requiere habilidad y experiencia - Requiere mayor preparación de materia prima

Tomando en cuenta lo analizado se ha llegado a la conclusión de que para la fabricación de una desfibradora de hojas y pseudotallos el empleo de una desfibradora de tipo descortezadora es lo óptimo debido a que el principio utilizado por esta máquina permite el desfibrado de la mayoría de hojas, tallos y pseudotallos. Esto no es igual para el método Hagotán en el cual el desfibrado solo se puede hacer para pseudotallos preparados específicamente.

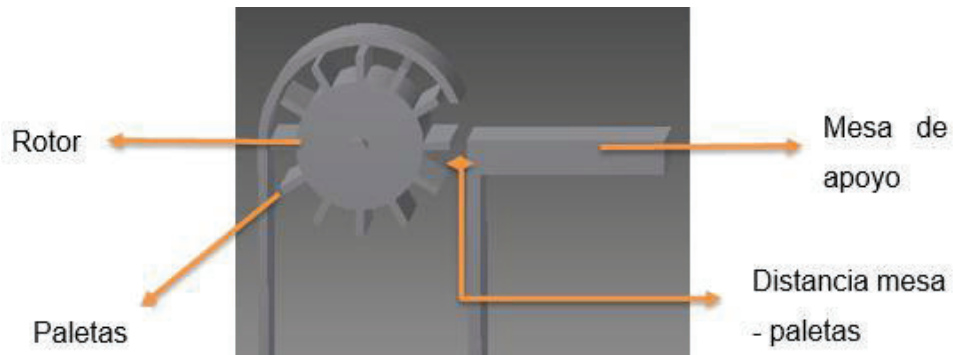


Figura 2.4. Mecanismo de descortezadora.

Como se observa en la Figura 2.4 y la Figura 1.16 el mecanismo de descortezadora seleccionado consta de una mesa de apoyo por donde ingresa la materia prima que es raspada por un rotor con paletas ubicado a una distancia determinada. La correcta remoción del material ligante de la fibra dependerá de la velocidad de introducción de la materia prima, la velocidad del rotor para producir el desprendimiento y la distancia entre las paletas y la mesa de apoyo.

Mediante este método seleccionado se considera el desfibrado de todo tipo de hojas y pseudotallos. Sin embargo, para ampliar las posibilidades de funcionalidad de la máquina a realizar se ha optado por añadir una función secundaria que consiste en un mecanismo de cuchillas con el objeto de desfibrar pseudotallos como el abacá mediante la tensión de "tuxes" o tiras obtenidas de chantas o deshojes del pseudotallo. Estas se tensionan a través de cuchillas como se puede ver en la Figura 1.18 y Figura 2.5. Mediante este método secundario para desfibrar el abacá se puede obtener fibras con una mejor limpieza pero con producciones bajas de fibra.

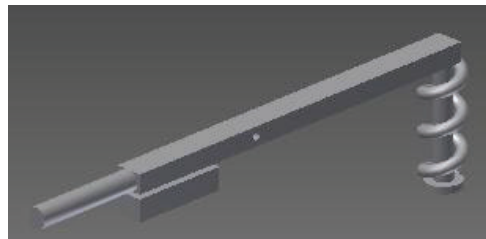


Figura 2.5. Mecanismo de cuchillas para desfibrado de pseudotallos.

Con esta adecuación al proceso de desfibrado que se realiza a la materia prima se caracterizan dos diferentes funcionalidades de la máquina a construir: la primera etapa de desfibrado mediante un rotor con paletas con el cual se puede desfibrar hojas y pseudotallos en forma de chantas y una segunda auxiliar en la cual se puede desfibrar abacá en forma de “tuxes”. El mecanismo de cuchillas también permite una limpieza a la fibra obtenida del método del rotor con paletas mediante la introducción de la fibra entre las cuchillas ajustadas bajo cierta presión para no arrancar la fibra (Figura 2.5).

2.4 ENSAYOS DEL MÉTODO DE DESFIBRADO

Una vez determinado el método de desfibrado a utilizar en la máquina a construir se realizaron pruebas y ensayos en los dos tipos de cabuya existentes en el medio: agave americana y furcraesa andina. De estos ensayos realizados en una máquina descortezadora perteneciente al Laboratorio de Fibras Naturales de la Facultad de Ingeniería Química de la EPN (Figura 2.6) se obtuvieron muchas conclusiones y se pudo analizar algunos factores importantes que deben ser considerados en el diseño. Entre algunos de estos están:



Figura 2.6. Ensayo de desfibrado de cabuya (agave americana y furcraesa andina).

- El sistema de calibración debe ser cubierto y aislado de los residuos de fibra producidos debido a que estos producen el truncamiento de los tornillos de desplazamiento y dificultan el deslizamiento de las correderas de la mesa de apoyo de la materia prima.

- El movimiento del rodillo desfibrador produce salpicaduras de líquido y residuos de fibra hacia el operario por lo que se debe procurar una protección adecuada.
- El rodillo desfibrador provoca un fuerte flujo de aire en el canal de introducción por lo que el desfibrado debe realizarse en una sola pasada.
- Es necesario contar con una regleta de medición entre el rodillo y la mesa de apoyo de la materia prima para lograr una calibración del equipo más adecuada y sencilla.
- Durante el ensayo se pudo observar que la furcraesa andina, al no poseer una corteza gruesa como el agave americana, es la especie óptima para el desfibrado manual (Figura 2.8) por la facilidad de desfibrado presentada y la gran cantidad de fibra obtenida del penco. Sin embargo, la utilización de una descortezadora da la posibilidad de desfibrar las dos especies sin ningún problema (Figura 2.7).

El ensayo incluyó la realización del desfibrado de los pencos a distancias diferentes entre el rodillo y la mesa de apoyo. Se concluyó que la distancia óptima para el desfibrado es entre 0,4 y 0,5 mm para este equipo.



Figura 2.7. Muestras de calidad de fibra obtenida mediante el desfibrado en la descortezadora.

Una vez desfibrada la materia prima se realizó la limpieza manual notándose una mejora en la calidad final de fibra y retirando casi en su totalidad los residuos de material ligante. En el proceso de limpieza de la fibra se evidenció una mejora en la calidad de la limpieza cuando se realizaba un lavado previo a las fibras. Por esto se recomienda este paso antes de la limpieza.

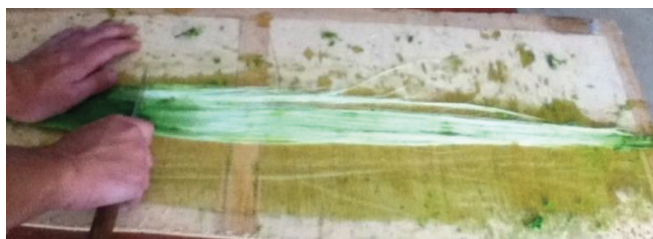


Figura 2.8. Ensayos de limpieza de fibra usando un cuchillo corriente.

2.5 ESPECIFICACIONES PARA EL DISEÑO

“Las especificaciones técnicas son la manifestación explícita del conjunto de determinaciones, características o prestaciones que guía el diseño y su desarrollo” [27]. Se propone un método de posibles soluciones entre los requerimientos del usuario y lo planteado por el diseñador, para de esta forma conseguir una base la cual será un referente para las alternativas de diseño. Las especificaciones técnicas de la Tabla 2.3 se las realiza tomando en cuenta el proceso que menciona Charles Riba en su libro “Diseño Concurrente”.

Tabla 2.3. Especificaciones técnicas del desfibrador.

Usuario: Laboratorio de Nuevos Materiales- EPN		Producto: Desfibradora de hojas y pseudotallos		Fecha inicial: 2/12/2013 Última revisión: 12/04/2014 Página
Especificaciones				
Conceptos	Fecha	Propone	R/D	Descripción
Función	11-12-13	U	R	Desfibrar todo tipo de hojas y pseudotallos con un método de fácil utilización
Dimensiones	11-12-13	D	R	Ancho de entrada de materia prima: 30 cm
	11-12-13	D	R	Dimensiones generales del equipo: 500 x 800 x 1200 mm
	11-12-13	D	D	Capacidad: 80 hojas o chantas por hora
Movimiento	11-12-13	U	R	Rotación, velocidad del motor: 1700 rpm
	11-12-13	U	R	Rotación, velocidad del rodillo: 1000 rpm
Energía	11-12-13	U	R	Alimentación: Energía eléctrica 220 V, 60 Hz, motor trifásico
Materiales	11-12-13	U+D	R	Materiales resistentes a la corrosión
Señales y control	02-02-14	U+D	D	Interruptores de apagado y encendido Accionamiento de motor por contactor y botonera
Seguridad	11-09-13	D	R	Abertura de introducción: 5 cm
	11-09-13	D	D	Rejilla anti-salpicadura de desechos 100 x 300 x 100 mm
Propone: U= Usuario; D= Diseño R/D: R= Requerimiento; D= Deseo				

2.6 ANÁLISIS FUNCIONAL

El análisis funcional es un método de calidad que se enfoca en identificar e independizar las funciones o tareas que efectúa un producto, mecanismo o componente. Este método permite también encontrar nuevas alternativas de solución a dicha acción, función o problema y de este modo ofrecer al mercado un producto de calidad y fiabilidad a bajos costos.

Las ventajas que conlleva la realización de este proceso es que a más de mejorar las funciones ya existentes se pueden crear nuevas funciones para así generar creatividad e innovación en el producto y de esta manera cubrir las necesidades del cliente. Este método también clasifica las funciones en orden lógico y conciso de tal forma que se logra el proceso de funcionamiento que se requiere y se desea de un equipo. Este proceso toma el nombre de diagrama funcional [27].

El diagrama funcional se lo construye dependiendo del tipo de función, ya sea básica o primaria y secundaria. Las funciones primarias son aquellas por las que el cliente compra el producto, mientras que las funciones secundarias son las que permiten que la función primaria se cumpla satisfactoriamente [27].

Cada uno de los bloques o funciones contienen hasta 3 tipos de entrada y salida: material, energía y control. Estos son además las conexiones con cada una de las funciones propuestas en el diagrama funcional y toman el nombre de flujos.

El diagrama funcional presenta varios niveles, según considere necesario el diseñador. Observando en el Figura 2.9 o en el Anexo A, inicialmente se da a conocer el nivel cero o función global, donde se indica la acción general que debe cumplir el equipo conjuntamente con sus correspondientes entradas y salidas de flujos. En este caso esta función es la desfibrar hojas o pseudotallos.

A continuación se genera el nivel 1, que indica los procesos principales que se llevan a cabo para obtener un óptimo desfibrado que en un comienzo se logra con energía manual por parte del operario. Para esto se desplaza la superficie donde se coloca la materia prima, y posteriormente se realiza una limpieza de la materia prima después de su desfibrado.

En el nivel 2, y para este caso el último nivel, se generan funciones las cuales dan a una explicación más detallada del funcionamiento del equipo y que de cierta forma ayudan a que el análisis para alternativas de diseño sea más innovador. Se establece la calibración de la distancia entre la superficie de apoyo de la materia prima y las cuchillas. Esta calibración es importante debido a que afecta la calidad de fibra que se obtenga sea en el caso de hoja o pseudotallo y además la cantidad de residuos que quedan en la fibra.

En este nivel se detalla también tanto el ingreso de la materia prima como su salida y se especifica la limpieza de los residuos que probablemente queden en las fibras. A partir de la introducción de la materia prima se genera la función para dar seguridad al operario. Como se puede observar en el diagrama funcional (Figura 2.9), una vez descortezada la materia prima, el flujo de material se divide en dos partes: la fibra obtenida y los residuos. A partir de este punto se procesa separadamente cada uno de los dos materiales. En el caso de la fibra obtenida, se la extrae y se limpia obteniéndose el producto final que es fibra limpia. Los residuos generados en el desfibrado se evacuan de la máquina de esta manera sale todo el material ingresado al equipo.

Para facilitar y disminuir las alternativas de diseño que conlleva cada función, estas pueden ser agrupadas con la finalidad de obtener módulos (conjunto de funciones secundarias). Este puede dar lugar a un diseño modular, el que permitirá una mejora en cuanto a versatilidad en su fabricación, ensamblaje, mantenimiento, costos, etc. Para este caso se definen 4 módulos en el diseño de la desfibradora. Finalmente se establecen las interfaces o entradas y salidas de las funciones por medio de flujo energético, material, control y la interrelación entre funciones por medio de los indicadores de flujo.

Función Global

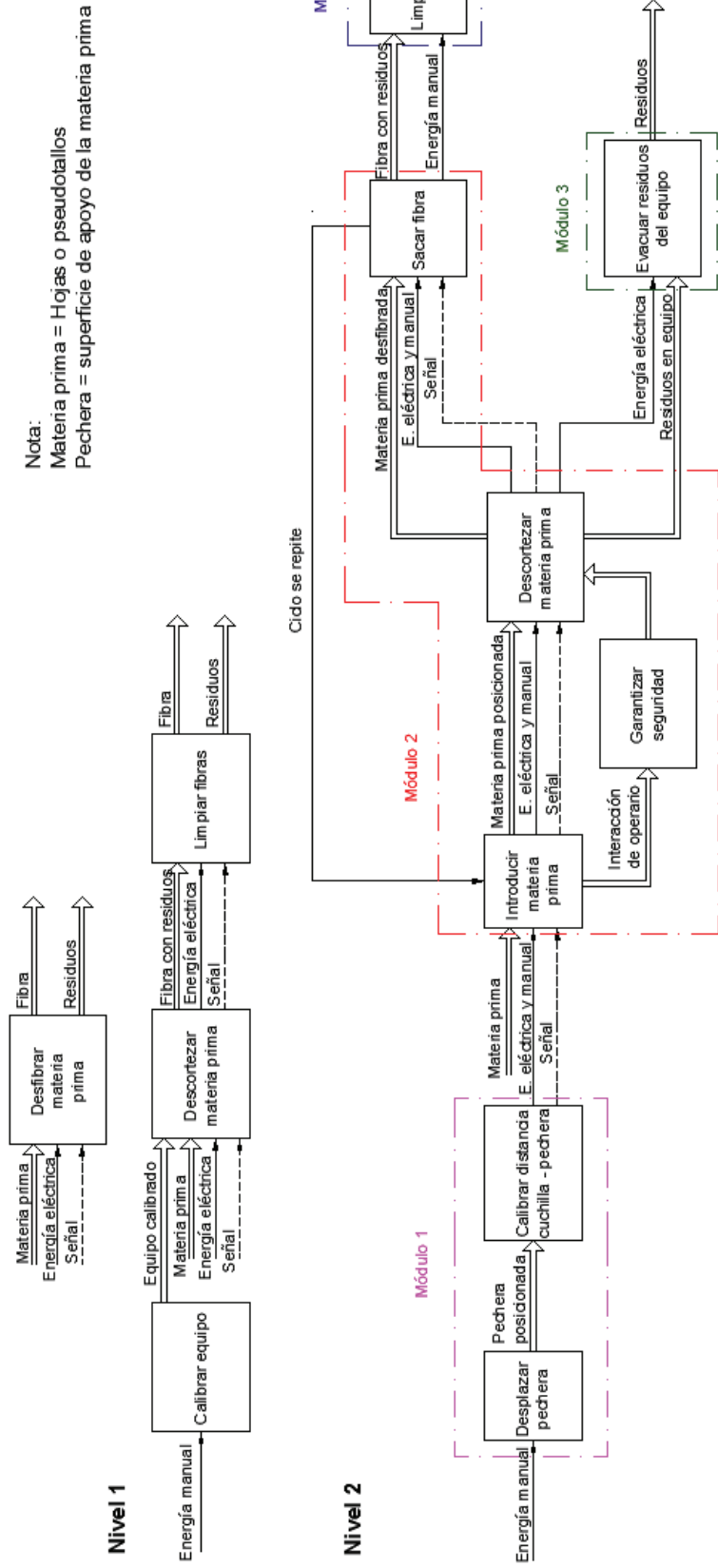


Figura 2.9. Diagrama funcional de la desfibradora.

2.7 ALTERNATIVAS DE DISEÑO

Las alternativas de diseño planteadas a continuación se definen de acuerdo al método de desfibrado ya seleccionado y al proceso de limpieza incluido en el diseño de la máquina. Para esto, como se ha determinado en el análisis funcional del equipo, se tienen cuatro módulos que contemplan la estructura y la funcionalidad total del equipo por lo que las alternativas seleccionadas aseguran un diseño integral y de acuerdo a las expectativas.

En la selección se formula tanto ventajas y desventajas de la opción analizada. Luego se usa el método de criterios ponderados para comparar las opciones de cada módulo y escoger la que mejor se acomode a los parámetros expuestos.

2.7.1 Módulo 1: Calibración de equipo

Este módulo tiene como finalidad regular la distancia entre el rodillo desfibrador y la mesa de apoyo de la materia prima del canal de alimentación. Para esto se han definido las siguientes funciones que cumple el módulo.

- Desplazar la mesa de apoyo
- Calibrar distancia sistema rodillo- mesa de apoyo

A continuación se establecen algunas soluciones para que los parámetros de funcionamiento cumplan los requerimientos de este módulo.

2.7.1.1 Desplazar la mesa de apoyo

Las hojas y las chantas poseen medidas variables, las cuales dependen de varios factores tales como madurez de la planta, el tipo de corte que se realice durante la cosecha, etc. Para resolver el problema de la longitud de la hoja es necesario que el equipo desfibrador posea una superficie donde se pueda apoyar la materia prima de tal forma que su introducción hacia el sistema de descortezado sea una ayuda para el operario. En este caso denominará pechera a la mesa de apoyo.

Para que la corteza de las hojas o pseudotallos sea desprendida de tal forma que la fibra quede al descubierto es necesario tomar en cuenta que el espesor de la hoja varía en toda su longitud. Por ello se requiere que la pechera pueda tener facilidad desplazamiento para acercarla al sistema de descortezamiento. Es por ello que para un correcto deslizamiento de la pechera se formularán alternativas de correderas, las cuales son las que van a permitir un acercamiento limpio hacia el sistema de descortezamiento. Se han considerado correderas triangulares (Figura 2.10) y correderas rectangulares (Figura 2.11).

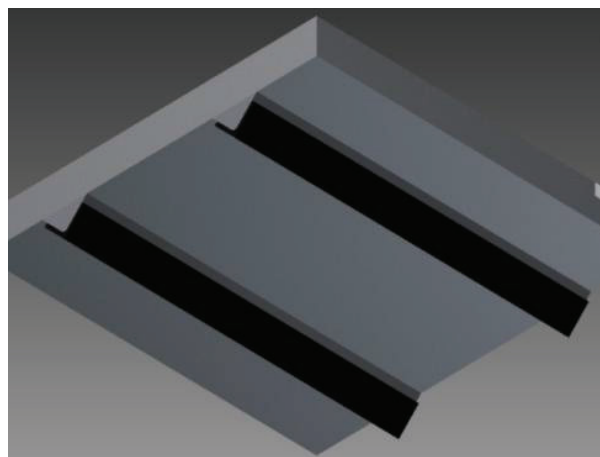


Figura 2.10. Corredera triangular.

El sistema corredera triangular de desplazamiento se basa en canales de forma triangular prismática sobre las cuales se asienta la mesa. Las ventajas y desventajas se muestran en la Tabla 2.4.

Tabla 2.4. Ventajas y desventajas de una corredera triangular.

Ventajas	Desventajas
<ul style="list-style-type: none"> - Auto centrado de la pechera - Menor riesgo de atascamiento de residuos de fibras en los surcos de la corredera. - Fácil mecanizado 	<ul style="list-style-type: none"> - Difícil montaje - Liviana

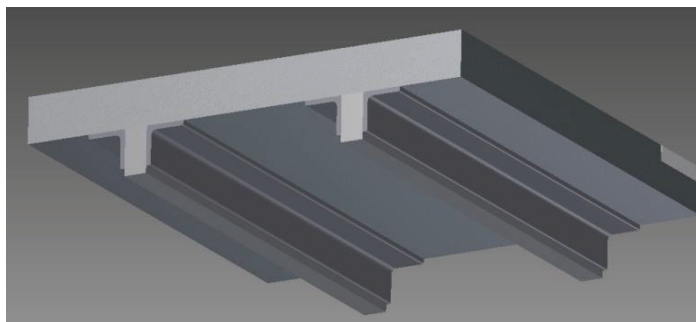


Figura 2.11. Corredera rectangular.

Este sistema de corredera rectangular de desplazamiento se basa en canales de forma cuadrangular prismática sobre las cuales se asienta la mesa. Las ventajas y desventajas de una corredera rectangular se muestran en la Tabla 2.5.

Tabla 2.5. Ventajas y desventajas de una corredera rectangular.

Ventajas	Desventajas
<ul style="list-style-type: none"> - Fácil mecanizado - Fácil Montaje 	<ul style="list-style-type: none"> - Posible desalineamiento - Mayor riesgo de atascamiento de residuos de fibras en los surcos de la corredera. - Pesada

2.7.1.2 Calibrar distancia rodillo – pechera

Esta función es importante debido a que de ella dependerá la distancia necesaria que se debe desplazar la pechera para un correcto desfibrado y por ende la obtención de fibras de calidad con la menor cantidad de residuos.

Para desfibrar hojas y pseudotallos de diferente espesor se requiere precisar esa distancia con una gran exactitud. Por esto se ha adoptado una regleta de medición lateral la cual permite observar claramente la separación entre el rodillo desfibrador y la pechera.

Esta única alternativa permite al operario visualizar la distancia que se desplaza la pechera a medida que gira el volante, el mismo que se acopla a un tornillo que se halla unido a la zona inferior de la pechera. El tornillo permite un desplazamiento lento y preciso de la pechera, que conjuntamente con las

reglas laterales ofrecen al operario precisar un rango de medida de la distancia rodillo – pechera la que será útil para posteriores procesos de desfibrado. Además, se dispone de una pastilla intercambiable tomando en cuenta el desgaste que se producirá debido al zumo corrosivo que poseen las hojas. Esta pastilla servirá como punto final de apoyo a la materia prima sobre la mesa desplazable.

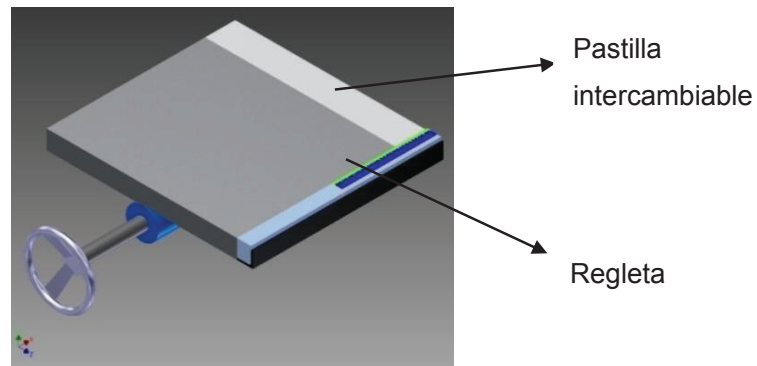


Figura 2.12. Sistema de medición rodillo – pechera.

Para visualizar las diferentes alternativas obtenidas en este módulo, se combina las soluciones dadas para cada función como se indica en la Tabla 2.6.

Tabla 2.6. Alternativas para el módulo 1.

Función	Componente
Desplazar la pechera	<div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div style="border: 1px solid black; border-radius: 10px; padding: 5px; text-align: center;">Corredera triangular</div> <div style="border: 1px solid black; border-radius: 10px; padding: 5px; text-align: center;">Corredera rectangular</div> </div>
Calibrar distancia cuchilla - pechera	<div style="text-align: center;"> </div>
	<div style="display: flex; justify-content: space-around;"> Alternativa 1 Alternativa 2 </div>

Los parámetros para analizar las ventajas y desventajas de este apartado son:

- Costo: Relación costo-beneficio.
- Fiabilidad: Corresponde al alineamiento de las correderas para que no exista trabamiento el momento de mover la pechera.
- Facilidad constructiva: Se refiere a los procesos de fabricación existentes en el mercado nacional.
- Facilidad de montaje: Se refiere al ensamble entre la pechera con las correderas.

En la Tabla 2.7 se evalúan los parámetros de diseño considerados para el módulo 1. Como se observa, los parámetros con mayor ponderación son la fiabilidad y el costo. Esto se da debido a que la función principal del módulo es desplazar la pechera de manera uniforme. Por lo cual el mecanismo de desplazamiento debe garantizar en lo más posible evitar el desalineamiento entre la mesa y la corredera.

Tabla 2.7. Evaluación de los parámetros de diseño del módulo 1.

	Costo	Fiabilidad	Facilidad constructiva	Fácil de montaje	$\Sigma+1$	Ponderación
Costo	-	0	0,5	1	2,50	0,25
Fiabilidad	1	-	1	1	4,00	0,40
Facilidad constructiva	0,5	0	-	0,5	2,00	0,20
Facilidad de montaje	0	0	0,5	-	1,50	0,15
				Suma	10	1
Fiabilidad > Costo > Facilidad constructiva > Facilidad de montaje						

En las Tablas 2.8 – 2.11 se evalúan las alternativas formuladas de acuerdo a los parámetros definidos para el módulo. Los valores dados a cada alternativa se asignaron de acuerdo a la complejidad constructiva que implica cada alternativa así como también a la garantía de correcto funcionamiento que brinda cada opción. Como se puede observar en la Tabla 2.9, la fiabilidad de la alternativa 1 es superior a la de la alternativa 2. Esto se da debido a la utilización de correderas triangulares. El costo que implica la fabricación de las dos alternativas es aproximadamente el mismo como se puede observar en la Tabla 2.8

Tabla 2.8. Evaluación de las alternativas respecto al costo.

Costo	Alternativa 1	Alternativa 2	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa 1	-	0,5	1,50	0,50
Alternativa 2	0,5	-	1,50	0,50
		Suma	3,00	1,00
Alternativa 1 = Alternativa 2				

Tabla 2.9. Evaluación de las alternativas respecto a la fiabilidad.

Fiabilidad	Alternativa 1	Alternativa 2	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa 1	-	1	2,00	0,67
Alternativa 2	0	-	1,00	0,33
		Suma	3,00	1,00
Alternativa 1 > Alternativa 2				

Tabla 2.10. Evaluación de las alternativas respecto a la facilidad constructiva.

Facilidad constructiva	Alternativa 1	Alternativa 2	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa 1	-	0,5	1,50	0,50
Alternativa 2	0,5	-	1,50	0,50
		Suma	3,00	1,00
Alternativa 1 = Alternativa 2				

Tabla 2.11. Evaluación de las alternativas respecto a la facilidad de montaje.

Facilidad de montaje	Alternativa 1	Alternativa 2	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa 1	-	0	1,00	0,33
Alternativa 2	1	-	2,00	0,67
		Suma	3,00	1,00
Alternativa 1 > Alternativa 2				

Tabla 2.12. Determinación de prioridad para el módulo 1.

Conclusiones	Costo	Fiabilidad	Facilidad constructiva	Facilidad de montaje	Σ	Prioridad
Alternativa 1	0,25 x 0,50	0,40 x 0,67	0,20 x 0,50	0,15 x 0,33	0,54	1
Alternativa 2	0,25 x 0,50	0,40 x 0,33	0,20 x 0,50	0,15 x 0,67	0,46	2

Del análisis realizado se determina que la mejor alternativa para el diseño según la Tabla 2.12, es la número 1: corredera triangular y pechera.

2.7.2 Módulo 2: Desfibrado

El módulo de desfibrado propone y evalúa las alternativas más factibles para la forma del rodillo desfibrador. También se analizan las alternativas del sistema de transmisión desde el motor hasta el rodillo, que se tendrá en la máquina desfibradora. Este módulo cumple con las siguientes funciones:

- Introducir materia prima
- Desfibrar materia prima
- Sacar fibra

2.7.2.1 Introducir la materia prima

Esta función la realiza el operario de forma manual por lo que se tiene que garantizar la seguridad al instante de introducir la materia prima y que no exista riesgo de mutilación. Para esto se ha determinado la colocación de un bloqueo en el canal de alimentación que permita la introducción de la mano del operario solo hasta un punto seguro. Además de esto se ha añadido protecciones para que los residuos no salpiquen hacia el operario.

2.7.2.2 Garantizar seguridad

La función referente a garantizar la seguridad del operario al momento de introducir la materia prima y el desfibrado consiste en limitar el acceso de su mano al introducir la hoja o chanta. Para esto se utiliza un protector que restringe la altura máxima del conjunto a ingresar por la mesa desplazable. Esta altura se estima en 6 cm de manera que el operario teniendo la hoja en forma de puño no pueda acercarse peligrosamente al rotor. Para esto se tiene que el protector debe tener por lo menos 10 cm de largo.

2.7.2.3 Desfibrar la materia prima

Corresponde al sistema de descortezamiento y es el proceso que ayudará a desprender la corteza de la hoja y de esta forma obtener la fibra. De este módulo dependerá exclusivamente la calidad de la fibra obtenida y además la cantidad de residuos que queden adheridos al material lignocelulósico. Para el desfibrado se han considerado mecanismos: de Maxwell, Searby y de discos. A continuación se dan sus ventajas y desventajas.

La descortezadora tipo Maxwell se caracteriza principalmente por poseer agujas a lo largo y alrededor de un rodillo, como se indica en la Figura 2.13 [28]. Las ventajas y desventajas de este mecanismo se muestran en la Tabla 2.13

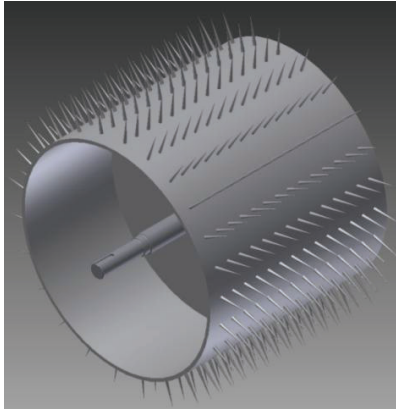


Figura 2.13. Desfibradora de Maxwell.

Tabla 2.13. Ventajas y desventajas de una desfibradora Maxwell.

Ventajas	Desventajas
<ul style="list-style-type: none"> - No se atrapan residuos en la puntas - Liviano 	<ul style="list-style-type: none"> - Dificultad en el mantenimiento - Desfibrado discontinuo de la materia prima - Dificultad en la construcción

La descortezadora tipo Searby se caracteriza principalmente por poseer cuchillas o paletas alrededor de un rodillo, como se indica en la Figura 2.14. Las ventajas y desventajas de este mecanismo se muestran en la Tabla 2.14

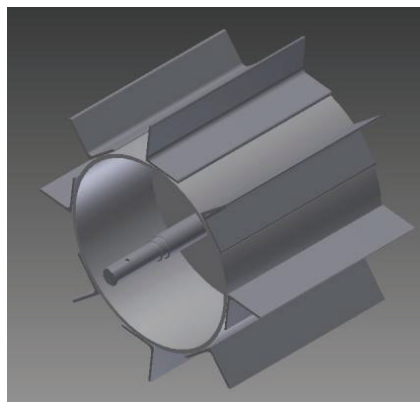


Figura 2.14. Desfibradora de Searby.

Tabla 2.14. Ventajas y desventajas de una desfibradora Searby.

Ventajas	Desventajas
<ul style="list-style-type: none"> - Desfibrado uniforme - Facilidad en el mantenimiento - Facilidad en la construcción 	<ul style="list-style-type: none"> - Se atrapa restos de fibra en la raíz de la cuchilla, lo que ocasiona oxidación en la zona indicada

La descortezadora de discos se caracteriza principalmente por poseer 2 rodillos estriados los cuales se asemejan a los sistemas de los trapiches, como se indica en la Figura 2.15. Las ventajas y desventajas de este mecanismo se muestran en la Tabla 2.15.

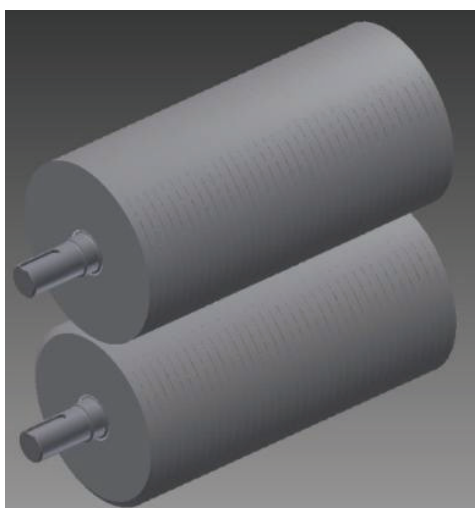


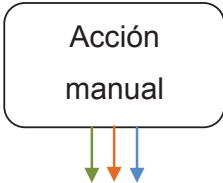
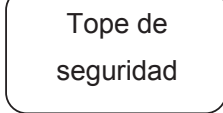
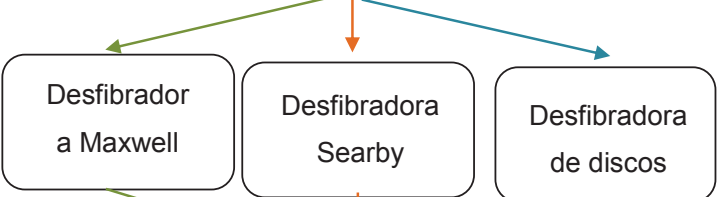
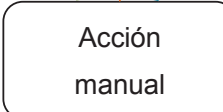
Figura 2.15. Desfibradora de discos.

Tabla 2.15. Ventajas y desventajas de una desfibradora de discos.

Ventajas	Desventajas
<ul style="list-style-type: none"> - Desfibrado uniforme - El proceso es continuo 	<ul style="list-style-type: none"> - Costoso - Se debe tener precisión en el mecanizado de las ranuras para un engranado perfecto de los rodillos - Peso elevado - Velocidad de desfibrado lenta

Para visualizar las diferentes alternativas obtenidas en este módulo se combina las soluciones dadas para cada función, como se indica en la Tabla 2.16.

Tabla 2.16. Alternativas del módulo 2.

Función	Componente		
Introducir materia prima			
Garantizar seguridad			
Desfibrar materia prima			
Sacar fibra			
	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3

Para a la selección del método más adecuado se comparan y analizan los principales parámetros que influyen en la descripción del desfibrador.

Los parámetros a analizar son:

- **Fiabilidad:** Se refiere a la cantidad de residuos que se queda adherida a la fibra
- **Costos:** Relación costo-beneficio
- **Facilidad constructiva:** Se refiere a los procesos de fabricación existentes en el mercado nacional
- **Fácil montaje:** Se refiere al ensamble entre la pechera con las correderas
- **Mantenimiento:** Corresponde a la facilidad de repuestos en el mercado, así como también la facilidad de limpieza

En la Tabla 2.17 se evalúan los parámetros de diseño considerados para el módulo 2. Como se observa, los parámetros con mayor ponderación son la fiabilidad y el costo, como en el módulo anterior. Sin embargo, un parámetro que tiene una alta ponderación es la facilidad de construcción. Esto se tiene a causa de que existe una significativa diferencia entre la complejidad de construcción para el tipo de rodillo a utilizar en el desfibrado.

Tabla 2.17. Evaluación de los parámetros de diseño del módulo 2.

	Costos	Fiabilidad	Facilidad constructiva	Fácil Montaje	Mantenimiento	$\Sigma+1$	Ponderación
Costos	-	0	0,5	1	1	3,50	0,23
Fiabilidad	1	-	1	1	1	5,00	0,33
Fácil Construcción	0,5	0	-	0,5	1	3,00	0,20
Fácil Montaje	0	0	0,5	-	0,5	2,00	0,13
Mantenimiento	0	0	0	0,5	-	1,50	0,10
					Suma	15,00	1,00
Fiabilidad > Costos > Fácil construcción > Fácil Montaje > Mantenimiento							

En las Tablas 2.18 – 2.22 se evalúan las alternativas formuladas de acuerdo a los parámetros definidos para el módulo. Analizando las ponderaciones de las alternativas se puede evidenciar que la alternativa 2 presenta una mayor ponderación respecto al costo, facilidad constructiva y mantenimiento. Esto se debe a que la desfibradora Searby utiliza como elemento para el desfibrado, paletas, las cuales se fabrican y montan en el rodillo más fácilmente.

Tabla 2.18. Evaluación de las alternativas respecto al costo.

Costo	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa 1	-	0	0,5	1,50	0,25
Alternativa 2	1	-	1	3,00	0,50
Alternativa 3	0	0,5	-	1,50	0,25
			Suma	6,00	1,00
Alternativa 2 > Alternativa 1 = Alternativa 3					

Tabla 2.19. Evaluación de las alternativas respecto a la fiabilidad.

Fiabilidad	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa 1	-	0	0	1,00	0,17
Alternativa 2	1	-	0,5	2,50	0,42
Alternativa 3	1	0,5	-	2,50	0,42
			Suma	6,00	1,00
Alternativa 2 = Alternativa 3 > Alternativa 1					

Tabla 2.20. Evaluación de las alternativas respecto a la facilidad constructiva.

Facilidad constructiva	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\sum+1$	Ponderación
Alternativa 1	-	0	0	1,00	0,17
Alternativa 2	1	-	1	3,00	0,50
Alternativa 3	0	1	-	2,00	0,33
			Suma	6,00	1,00
Alternativa 2 > Alternativa 3 > Alternativa 1					

Tabla 2.21. Evaluación de las alternativas respecto al fácil montaje.

Fácil Montaje	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\sum+1$	Ponderación
Alternativa 1	-	1	1	3,00	0,50
Alternativa 2	0	-	1	2,00	0,33
Alternativa 3	0	0	-	1,00	0,17
			Suma	6,00	1,00
Alternativa 1 > Alternativa 2 > Alternativa 3					

Tabla 2.22. Evaluación de las alternativas respecto al mantenimiento.

Mantenimiento	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\sum+1$	Ponderación
Alternativa 1	-	0	0,5	1,50	0,25
Alternativa 2	1	-	1	3,00	0,50
Alternativa 3	0	0,5	-	1,50	0,25
			Suma	6,00	1,00
Alternativa 2 > Alternativa 1 = Alternativa 3					

Tabla 2.23. Determinación de prioridad para el módulo 2.

Conclusiones	Fiabilidad	Costos	Facilidad constructiva	Fácil Montaje	Mantenimiento	Σ	Prioridad
Desfibradora 1	0,17 x 0,33	0,25 x 0,23	0,17 x 0,20	0,50 x 0,13	0,25 x 0,10	0,24	3
Desfibradora 2	0,42 x 0,33	0,50 x 0,23	0,50 x 0,20	0,33 x 0,13	0,50 x 0,10	0,45	1
Desfibradora 3	0,42 x 0,33	0,25 x 0,23	0,33 x 0,20	0,17 x 0,13	0,25 x 0,10	0,31	2

De acuerdo al análisis realizado y a la determinación de prioridad de la

Tabla 2.23 se elige alternativa 2: desfibradora Searby.

2.7.2.4 Selección del tipo de transmisión

Una vez puesto en marcha el motor, se requiere transmitir la potencia hacia el sistema descortezador de la hoja. En la mayoría de equipos descortezadores estas transmisiones se realizan a través de elementos rotantes ya sea por

engranes, bandas (Figura 2.16), cadenas (Figura 2.17), etc. Por esto se analiza los sistemas de transmisión más usuales para este tipo de equipos.



Figura 2.16. Sistema de poleas.

El sistema de poleas y bandas es el más utilizado en la fabricación de desfibradora. Las ventajas y desventajas de este se muestran en la Tabla 2.24.

Tabla 2.24. Ventajas y desventajas de un sistema de poleas.

Ventajas	Desventajas
<ul style="list-style-type: none"> - Absorbe vibraciones - Funcionamiento silencioso - No requiere lubricación - Bajo costo inicial - Su eficiencia está dentro de un rango de 94% a 98% siempre y cuando se encuentren alineadas las poleas - Diseño sencillo 	<ul style="list-style-type: none"> - Su relación de transmisión no es constante - Vida útil relativamente corta - Se produce un estiramiento debido a una mala tensión inicial

El sistema de cadena involucra mayor elaboración en los componentes. Las ventajas y desventajas de este se muestran en la Tabla 2.25.

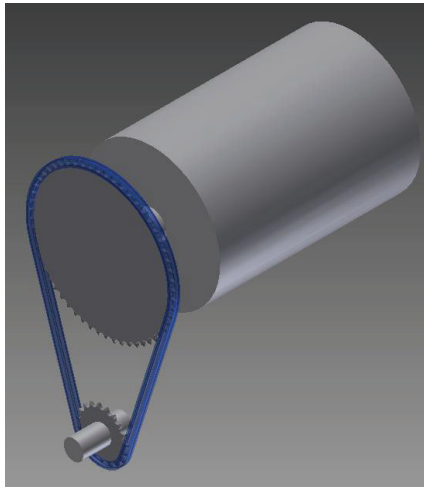


Figura 2.17. Sistema de cadena.

Tabla 2.25. Ventajas y desventajas de un sistema de cadena.

Ventajas	Desventajas
<ul style="list-style-type: none"> - Relación de transmisión constante - Larga vida útil 	<ul style="list-style-type: none"> - Requieren lubricación - Alto costo - Producen ruido - Transmiten vibración - Su eficiencia es baja cuando no trabaja en baño de aceite

Los parámetros para analizar las ventajas y desventajas de este apartado son:

- Costo: Relación costo-beneficio
- Fácil montaje: Corresponde a la acción de ensamblaje con los ejes.
- Mantenimiento: Se refiere a la facilidad de repuestos en el mercado, así como también el grado de desgaste y lubricación de los elementos
- Estabilidad: Se refiere a que el sistema descortezador no debe vibrar o moverse a causa del sistema de transmisión

En una máquina de dimensiones reducidas y bastidor de bajo peso es indispensable tener un buen manejo de las vibraciones presentadas. Por esto se debe procurar seleccionar un sistema de transmisión que reduzca en lo posible las vibraciones registradas. A causa de esto se puede observar en la

Tabla 2.26 que la estabilidad es el parámetro con mayor ponderación resultante.

Tabla 2.26. Evaluación de los parámetros de diseño del sistema de transmisión.

	Costo	Montaje	Mantenimiento	Estabilidad	$\Sigma+1$	Ponderación
Costo	-	1	1	0	3,00	0,30
Montaje	0	-	0,5	0	1,50	0,15
Mantenimiento	0	0,5	-	0	1,50	0,15
Estabilidad	1	1	1	-	4	0,40
				Suman	10,00	1,00
Estabilidad > Costo > Montaje > Mantenimiento						

En las Tablas 2.27 – 2.30 se evalúan las alternativas formuladas de acuerdo a los parámetros definidos para el sistema. El sistema de poleas alcanza las ponderaciones más altas debido a que presenta un costo de inversión menor, su mantenimiento es más fácil y su estabilidad es superior debido a que las bandas como son elementos flexibles que absorben las vibraciones.

Tabla 2.27. Evaluación de los sistemas respecto al costo.

Costo	Sistema 1	Sistema 2	$\Sigma+1$	Ponderación
Sistema 1	-	1	2,00	0,67
Sistema 2	0	-	1,00	0,33
		Suma	3,00	1,00
Sistema 1 > Sistema 2				

Tabla 2.28. Evaluación de los sistemas respecto al montaje.

Montaje	Sistema 1	Sistema 2	$\Sigma+1$	Ponderación
Sistema 1	-	0,5	1,50	0,50
Sistema 2	0,5	-	1,50	0,50
		Suma	3,00	1,00
Sistema 1 = Sistema 2				

Tabla 2.29. Evaluación de los sistemas respecto al mantenimiento.

Mantenimiento	Sistema 1	Sistema 2	$\Sigma+1$	Ponderación
Sistema 1	-	1	2,00	0,67
Sistema 2	0	-	1,00	0,33
		Suma	3,00	1,00
Sistema 1 > Sistema 2				

Tabla 2.30. Evaluación de los sistemas respecto a la estabilidad.

Estabilidad	Sistema 1	Sistema 2	$\sum+1$	Ponderación
Sistema 1	-	1	2	0,67
Sistema 2	0	-	1	0,33
		Suma	3,00	1,00
Sistema 1 > Sistema 2				

Tabla 2.31. Determinación de prioridad para el sistema de transmisión.

Conclusiones	Costo	Montaje	Mantenimiento	Estabilidad	\sum	Prioridad
Sistema 1	0,50 x 0,67	0,33 x 0,50	0,17 x 0,67	0,40 x 0,67	0,88	1
Sistema 2	0,50 x 0,33	0,33 x 0,50	0,17 x 0,33	0,40 x 0,33	0,52	2

Del análisis realizado se determina que la mejor alternativa para el diseño según la Tabla 2.31, es el sistema 1: transmisión mediante bandas y poleas.

2.7.3 Módulo 3: Limpieza de la fibra

El módulo 3 cumple una importante función que es el desfibrado de pseudotallos en forma de tuxes y la limpieza optativa de fibras obtenidas mediante el desfibrado con el rodillo con paletas. Para realizar esta función se emplea un proceso simple y manual que es pasar la fibra obtenida entre dos cuchillas que no permitan el paso del material sobrante.

2.7.3.1 Arreglo de cuchillas

Para la limpieza de la fibra existen algunas configuraciones en lo que se refiere a las cuchillas que atrapan el material sobrante. Estas pueden ser dos cuchillas con filo y alineadas, o a su vez dos cuchillas circulares. Sin embargo, el resultado es similar para las configuraciones por lo que el arreglo empleado será una cuchilla superior móvil apoyada en un soporte plano fijo como se puede ver en la Figura 2.18.



Figura 2.18. Arreglo cuchilla – soporte.

Este arreglo utilizado es el que presenta mayor versatilidad debido a que conlleva la movilidad únicamente de la cuchilla superior. Sin embargo, para retener el material sobrante de la fibra, la fuerza empleada en la cuchilla superior debe ser la suficiente por lo que a continuación se formulará y evaluará algunas alternativas para el sistema de apertura.

2.7.3.2 Sistema de apertura

En el proceso de limpieza de la fibra se tiene que luego del desfibrado se deben abrir las cuchillas a voluntad del operario para introducir el material entre las cuchillas. Después de esto, por la acción del operario, las cuchillas se cerrarán para poder manualmente alar el atado y conseguir la limpieza adecuada.

El sistema de apertura debe ser diseñado para que en estado natural las cuchillas estén cerradas ejerciendo la fuerza necesaria mientras que con una acción momentánea se abran las cuchillas para introducir el material. Esta característica del mecanismo lleva a la conclusión de que se debe hacer uso de un resorte que ejerza la fuerza necesaria de cierre de las cuchillas. A continuación se formula las siguientes alternativas para el sistema de apertura.

El sistema manual se basa en que la apertura de las cuchillas se realice halando el sujetador con las manos del operario, como se ve en la Figura 2.19. Las ventajas y desventajas de este sistema se muestran en la Tabla 2.32.

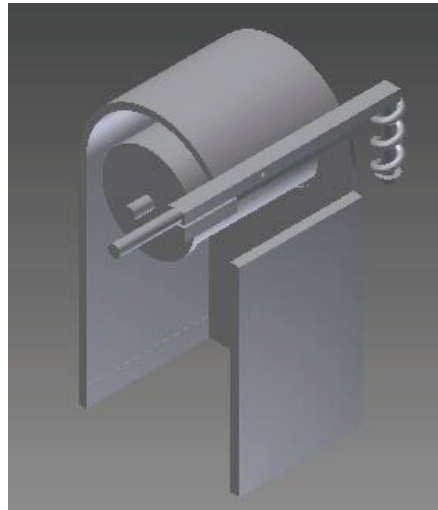


Figura 2.19. Sistema de apertura manual.

Tabla 2.32. Ventajas y desventajas del sistema de apertura manual.

Ventajas	Desventajas
<ul style="list-style-type: none"> - Facilidad constructiva - No ocupa mucho espacio 	<ul style="list-style-type: none"> - La fuerza manual requerida puede ser excesiva - Requiere que el operario salga de su posición en la máquina - El proceso demora mayor tiempo - El proceso es discontinuado debido a la apertura manual

El sistema palanca manual se basa en el mismo principio anterior pero con la aplicación de una palanca como se ve en la Figura 2.20. Las ventajas y desventajas de este sistema se muestran en la Tabla 2.33.

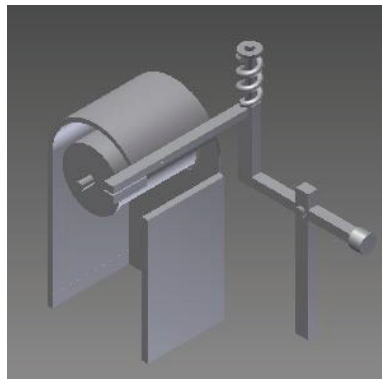


Figura 2.20. Sistema de apertura de palanca manual.

Tabla 2.33. Ventajas y desventajas del sistema de apertura de palanca manual.

Ventajas	Desventajas
<ul style="list-style-type: none"> - El operario ocupa su posición inicial - La fuerza empleada es menor 	<ul style="list-style-type: none"> - Ocupa mucho espacio - Dificultad constructiva - Dificultad en ubicar la fibra mientras se acciona la palanca - El proceso demora mayor tiempo - El proceso es descontinuado debido a la apertura manual

El sistema de palanca y pedal se basa en el accionamiento de un pedal inferior que da movimiento a un mecanismo para accionar la palanca como se ve en la Figura 2.21. Las ventajas y desventajas de este sistema se muestran en la Tabla 2.34.

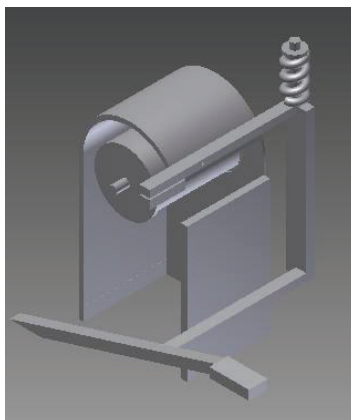


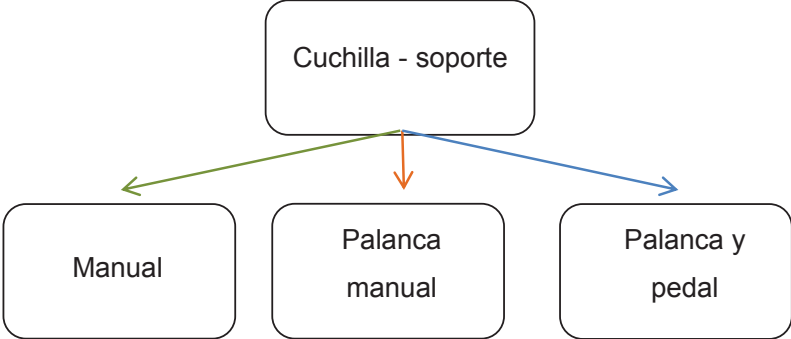
Figura 2.21. Sistema de apertura palanca y pedal.

Tabla 2.34. Ventajas y desventajas del sistema de apertura de palanca y pedal.

Ventajas	Desventajas
<ul style="list-style-type: none"> - El accionamiento es con el pie por lo que el proceso es continuo, es decir, mientras se acciona la palanca se ubica el atado - El proceso es más rápido - La fuerza empleada es menor - El operario no sale de su posición original 	<ul style="list-style-type: none"> - Ocupa mayor espacio - Dificultad constructiva - El operario necesita cierta experticia para manejar el equipo adecuadamente

Para visualizar las diferentes alternativas obtenidas en este módulo se combina las soluciones dadas para cada función, como se indica en la Tabla 2.35.

Tabla 2.35. Alternativas de módulo 3.

Función	Componente		
Arreglo de cuchillas			
Sistema de apertura	Manual	Palanca manual	Palanca y pedal
	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3

Para la selección de una alternativa óptima del módulo se determina los siguientes parámetros con los cuales se va a evaluar.

- Tiempo de ejecución.- se determina por la mayor o menor producción de fibra de acuerdo a la rapidez de accionamiento del sistema.
- Continuidad del proceso.- depende del cambio de posición del operario al pasar del desfibrado a la limpieza de la fibra.
- Fuerza aplicada.- requerimiento de esfuerzo físico del operario.
- Ergonomía.- Posición adecuada o cómoda del operario para su manejo.
- Facilidad constructiva.- se determina por el número de componentes del mecanismo y la disponibilidad de procesos de fabricación.

Una vez establecidos los parámetros a tomar en cuenta en el análisis se los evalúa comparándolos como se observa en la Tabla 2.36. Como podemos ver los parámetros más importantes son la continuidad del proceso y el tiempo de ejecución. Esto es debido a que los mecanismos analizados presentan las mismas facilidades constructivas. Además se tiene que en el desfibrado la producción depende grandemente de que el proceso sea rápido y fácil de ejecutar.

Tabla 2.36. Evaluación de criterios de módulo 3.

	Tiempo de ejecución	Continuidad de proceso	Fuerza aplicada	Ergonomía	Facilidad constructiva	$\Sigma+1$	Ponderación
Tiempo de ejecución	-	0,5	1	0	1	3,5	0,23
Continuidad de proceso	0,5	-	1	0	1	3,5	0,23
Fuerza aplicada	0	0	-	0	0,5	1,5	0,1
Ergonomía	1	1	1	-	1	5	0,33
Facilidad constructiva	0	0	0,5	0	-	1,5	0,1
					Suma	15	1
Posición de operario adecuada > Tiempo de ejecución = Continuidad de proceso > Fuerza aplicada = Facilidad constructiva							

En las Tablas 2.37 – 2.40 se evalúan las alternativas formuladas de acuerdo a los parámetros definidos para este módulo. En la Tabla 2.37 se evidencia que la alternativa 3 tiene mayor ponderación respecto al tiempo de ejecución. Esto se debe a que el accionamiento con pedal se ejecuta rápidamente quedándose el operario en la misma posición inicial.

Tabla 2.37. Evaluación de alternativas respecto al tiempo de ejecución.

Tiempo de ejecución	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa 1	-	1	0	2	0,33
Alternativa 2	0	-	0	1	0,17
Alternativa 3	1	1	-	3	0,5
			Suma	6	1
Alternativa 3 > Alternativa 1 > Alternativa 2					

Tabla 2.38. Evaluación de alternativas respecto a la continuidad de proceso.

Continuidad de proceso	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa 1	-	0,5	0	1,5	0,25
Alternativa 2	0,5	-	0	1,5	0,25
Alternativa 3	1	1	-	3	0,5
			Suma	6	1
Alternativa 3 > Alternativa 2 = Alternativa 1					

Tabla 2.39. Evaluación de alternativas respecto a la fuerza aplicada.

Fuerza aplicada	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa 1	-	0	0	1	0,16
Alternativa 2	1	-	0,5	2,5	0,42
Alternativa 3	1	0,5	-	2,5	0,42
			Suma	6	1
Alternativa 2 = Alternativa 3 > Alternativa 1					

La posición del operario al accionar el mecanismo en el caso de las alternativas 2 y 3 es igual como se puede ver en la Tabla 2.40. Esto se debe a que en los dos mecanismos comparados se tiene el uso de una palanca al alcance del operario por lo que no se requiere el cambio de posición.

Tabla 2.40. Evaluación de alternativas respecto a la ergonomía.

Ergonomía	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa 1	-	0	0	1	0,16
Alternativa 2	1	-	0,5	2,5	0,42
Alternativa 3	1	0,5	-	2,5	0,42
			Suma	6	1
Alternativa 2 = Alternativa 3 > Alternativa 1					

Tabla 2.41. Evaluación de alternativas respecto a la facilidad constructiva.

Facilidad constructiva	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa 1	-	1	1	3	0,5
Alternativa 2	0	-	0,5	1,5	0,25
Alternativa 3	0	0,5	-	1,5	0,25
			Suma	6	1
Alternativa 1 > Alternativa 2 = Alternativa 3					

Tabla 2.42. Determinación de prioridad de módulo 3.

Conclusión	Tiempo de ejecución	Continuidad de proceso	Fuerza aplicada	Ergonomía	Facilidad constructiva	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa 1	0,33 x 0,23	0,25 x 0,23	0,16 x 0,1	0,16 x 0,33	0,5 x 0,1	0,25	2
Alternativa 2	0,17 x 0,23	0,25 x 0,23	0,42 x 0,1	0,42 x 0,33	0,25 x 0,1	0,30	3
Alternativa 3	0,5 x 0,23	0,5 x 0,23	0,42 x 0,1	0,42 x 0,33	0,25 x 0,1	0,44	1

Del análisis presentado en la Tabla 2.42, se determina que la mejor alternativa para el diseño es la número 3: sistema de apertura mediante palanca y pedal.

2.7.4 Módulo 4: Evacuación de residuos

El módulo 4 cumple con la única función de evacuar los residuos del equipo por lo que esta tarea implica principalmente la forma que tendrá la cubierta del equipo y las vías generadas para que los residuos producidos por el desfibrado sean desalojados.

La forma adecuada de la cubierta para evitar la acumulación de residuos debe ser circular en lo que respecta a la cubierta del cilindro desfibrador mientras que en la parte inferior se debe procurar dejar el mayor espacio posible para evitar que los residuos se atasquen en su salida. Esto también facilita la limpieza del equipo. El desalojo de los residuos puede tomar dos salidas, frontal o lateral, por lo que estas alternativas se analizan más a fondo.

2.7.4.1 Salida frontal

En la Figura 2.22 se presenta la cubierta de la máquina en corte, visualizándose la evacuación de los residuos por la parte frontal. Es decir, perpendicular al eje del rodillo. En la Tabla 2.43 se identifican las ventajas y desventajas de esta alternativa.

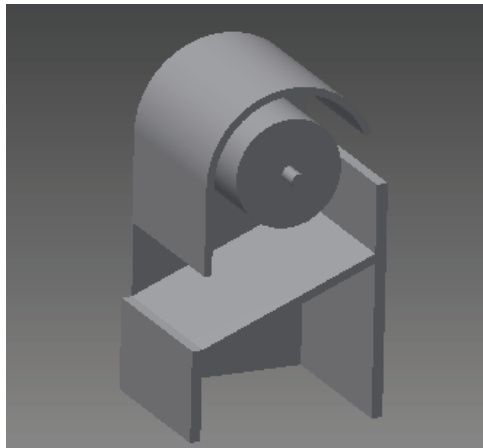


Figura 2.22. Desalojo de residuos con salida frontal.

Tabla 2.43. Ventajas y desventajas del sistema de salida frontal.

Ventajas	Desventajas
<ul style="list-style-type: none"> - Los residuos salen directamente - Menor probabilidad de atascamiento - Mayor facilidad de construcción 	<ul style="list-style-type: none"> - Los residuos producidos por la limpieza de la libra no son acaparados debido a su posición - Mayor probabilidad de salpicaduras - Menor accesibilidad al operario

2.7.4.2 Salida lateral

En la Figura 2.23 se presenta la cubierta de la máquina en corte, visualizándose la evacuación de los residuos por la parte lateral. Es decir, paralelamente al eje del rodillo. En la Tabla 2.44 se identifican las ventajas y desventajas de esta alternativa.

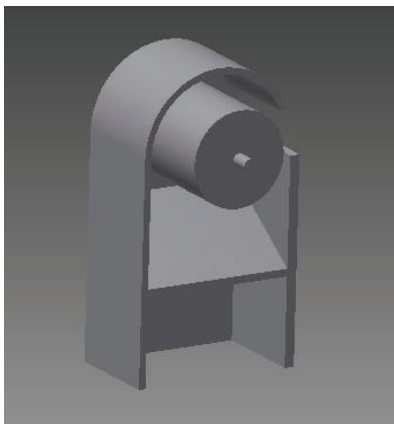



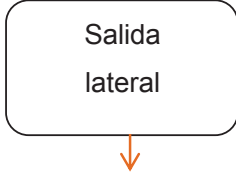
Figura 2.23. Desalajo de residuos con salida lateral.

Tabla 2.44. Ventajas y desventajas del sistema de salida lateral.

Ventajas	Desventajas
<ul style="list-style-type: none"> - Los residuos producidos por la limpieza de la libra son acaparados debido a su posición al costado del cilindro - Menor probabilidad de salpicaduras - Mayor accesibilidad al operario - Mejor control visual de desfibrado 	<ul style="list-style-type: none"> - Construcción más dificultosa - Mayor probabilidad de atascamiento

En la Tabla 2.45 se resumen las alternativas formuladas para este módulo. Como únicamente se tiene una función se tendrá que las alternativas formuladas son: evacuación de los residuos por salida frontal y salida lateral.

Tabla 2.45. Alternativas de módulo 4.

Función	Componente	
Evacuar residuos del equipo		
	Alternativa 1	Alternativa 2

Para la selección de una alternativa óptima del módulo se determina los siguientes parámetros con los cuales se va a evaluar. En la Tabla 2.46 se comparan los criterios definidos.

- Atascamiento de residuos.- se refiere a que alternativa es más propensa al atascamiento de los residuos en la bandeja.
- Retención de residuos.- implica la recolección de los residuos producto de la limpieza de la fibra, es decir, debajo del sistema de cuchillas
- Accesibilidad.- se determina en que tan accesible esta la salida de residuos al operario para su recolección y vigilancia del proceso.
- Facilidad constructiva.- se determina por el número de componentes del mecanismo y la disponibilidad de procesos de fabricación.

Tabla 2.46. Evaluación de criterios de módulo 4.

	Atascamiento de residuos	Retención de residuos	Accesibilidad	Facilidad constructiva	$\Sigma+1$	Ponderación
Atascamiento de residuos	-	0	0,5	0,5	2	0,2
Retención de residuos	1	-	0,5	1	3,5	0,35
Accesibilidad	0,5	0,5	-	1	3	0,3
Facilidad constructiva	0,5	0	0	-	1,5	0,15
				Suma	10	1
Acaparamiento de residuos de limpieza de fibra > Accesibilidad del operario > Atascamiento de residuos > Facilidad constructiva						

En las Tablas 2.47 – 2.50 se evalúan las alternativas de acuerdo a los criterios definidos para el módulo. Como se puede observar la alternativa 2 tiene mayores ponderaciones debido a que presenta mejor retención de residuos y accesibilidad al operario.

Tabla 2.47. Evaluación de alternativas respecto al atascamiento de residuos.

Atascamiento de residuos	Alternativa 1	Alternativa 2	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa 1	-	1	2	0,67
Alternativa 2	0	-	1	0,33
		Suma	3	1
Alternativa 1 > Alternativa 2				

Tabla 2.48. Evaluación de alternativas respecto a la retención de residuos de limpieza de fibra.

Acaparamiento de residuos	Alternativa 1	Alternativa 2	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa 1	-	0	1	0,33
Alternativa 2	1	-	2	0,67
		Suma	3	1
Alternativa 2 > Alternativa 1				

Tabla 2.49. Evaluación de alternativas respecto a la accesibilidad del operario.

Accesibilidad	Alternativa 1	Alternativa 2	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa 1	-	0	1	0,33
Alternativa 2	1	-	2	0,67
		Suma	3	1
Alternativa 2 > Alternativa 1				

Tabla 2.50. Evaluación de alternativas respecto a la facilidad constructiva.

Facilidad constructiva	Alternativa 1	Alternativa 2	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa 1	-	1	2	0,67
Alternativa 2	0	-	1	0,33
		Suma	3	1
Alternativa 1 > Alternativa 2				

Tabla 2.51. Determinación de prioridad de módulo 4.

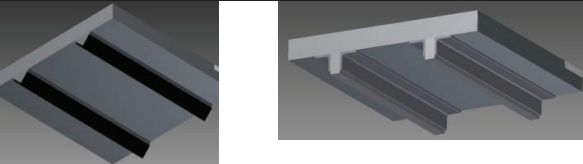
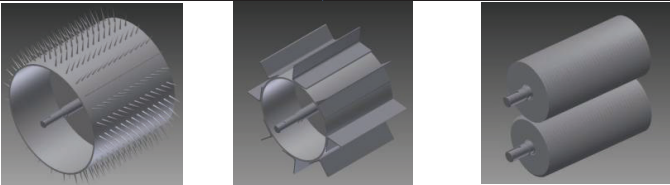
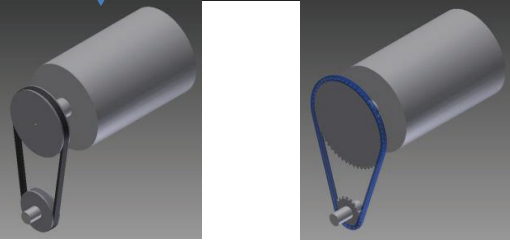
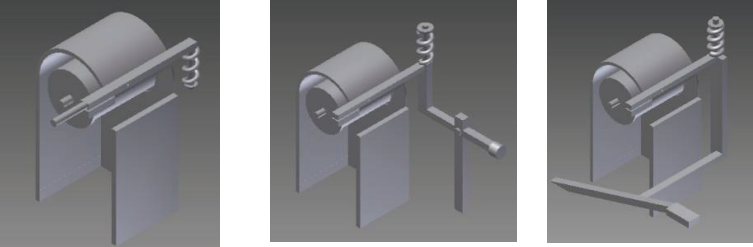
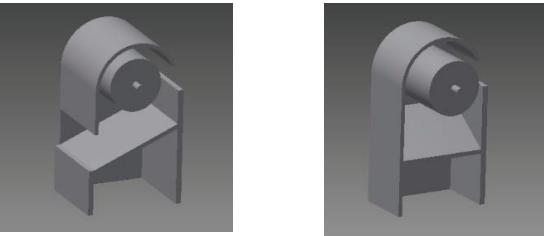
Conclusión	Atascamiento de residuos	Retención de residuos	Accesibilidad	Facilidad constructiva	Σ	Prioridad
Alternativa 1	0,67 x 0,2	0,33 x 0,35	0,33 x 0,3	0,67 x 0,15	0,45	2
Alternativa 2	0,33 x 0,2	0,67 x 0,35	0,67 x 0,3	0,33 x 0,15	0,55	1

Del análisis presentado en la Tabla 2.51, se determina que la mejor alternativa para el diseño es la número 2: salida lateral para la evacuación de residuos.

2.7.5 Alternativas seleccionadas

Según lo analizado en este capítulo en la Tabla 2.52 se puede observar un resumen de las alternativas seleccionadas para el diseño del equipo.

Tabla 2.52. Alternativas de diseño seleccionadas.

Función	Alternativa
Desplazar la pechera	
Desfibrar materia prima	
Transmisión	
Sistema de apertura de cuchillas	
Evacuar residuos del equipo	

El análisis y la selección de alternativas se han realizado teniendo en cuenta los parámetros y criterios planteados al inicio de este capítulo. Además de esto cada selección de una alternativa planteada fue analizada de manera que concuerde con los otros módulos y alternativas seleccionadas. De esta forma se realiza un diseño integral del equipo.

Las dos funciones iniciales que se pueden ver en la Tabla 2.52 se refieren al desplazamiento de la pechera y al desfibrado de la materia prima. Por esto llevan relación una con la otra debido a que la garantía de un desplazamiento alineado de la pechera va a ser de gran importancia para la efectividad de una desfibradora tipo Searby como la seleccionada, que posee paletas planas paralelas al eje del rodillo.

Las alternativas formuladas al sistema de transmisión seleccionado dan la posibilidad de ubicar al motor en una posición central. Esto da una mejor estabilidad a la máquina y la vuelve más pequeña. Como se puede observar en la Tabla 2.52, se ha seleccionado la transmisión por medio de bandas. Esto mejora la respuesta del equipo frente a vibraciones resultantes.

Otras dos funciones que tienen relación, como se puede observar en la Tabla 2.52, es el sistema de apertura de cuchillas y de evacuación de residuos. Esto se da debido a que el sistema de salida de residuos seleccionado es el lateral. Esto, favorece en la recolección de residuos expulsados del mecanismo de cuchillas debido a que se encuentra justo por debajo de él.

CAPÍTULO III

DISEÑO Y ANÁLISIS DE COSTOS

En este capítulo se describe un método de optimización en la potencia del motor a partir de mediciones en un modelo de desfibradora que también aportará para medir la fuerza requerida de desfibrado de las hojas de cabuya y chantas de abacá. Obteniéndose de esta forma valores estimados de la fuerza de desfibrado de 24,13 lbf, el torque en el eje de 21,5 Nm y el torque de trabajo en el motor de 13 Nm para el agave americana. Seguidamente se calcula la potencia eléctrica consumida del motor durante el desfibrado para recalcar la optimización en la potencia. A continuación se desarrolla el proceso de diseño y selección de los elementos prefabricados según catálogos. Así mismo se evalúa el costo total para la construcción y montaje del prototipo.

3.1 PROCESO DE DISEÑO

En la Figura 3.1 se muestra el modelo final del equipo desfibrador obtenido de la selección de alternativas que se realizó en el capítulo 2. Se distinguen los componentes del equipo que se van a diseñar y los elementos prefabricados que se seleccionará por medio de catálogos.



Figura 3.1. Modelo final del equipo desfibrador.

Como se explicó en el capítulo 2, el equipo mostrado en la Figura 3.1 se divide en dos sistemas, el descortezador y el mecanismo cuchilla - resorte:

El sistema descortezador que se presenta en la Figura 3.2 consta de:

- Un cilindro o tambor de soporte a las cuchillas.
- Las paletas de desfibrado (perfil tipo ángulo).
- Buje o cubo para apoyo de las placas.
- Placas de apoyo del cilindro.
- Sistema de transmisión (poleas).
- Chumaceras o rodamientos.
- Eje.

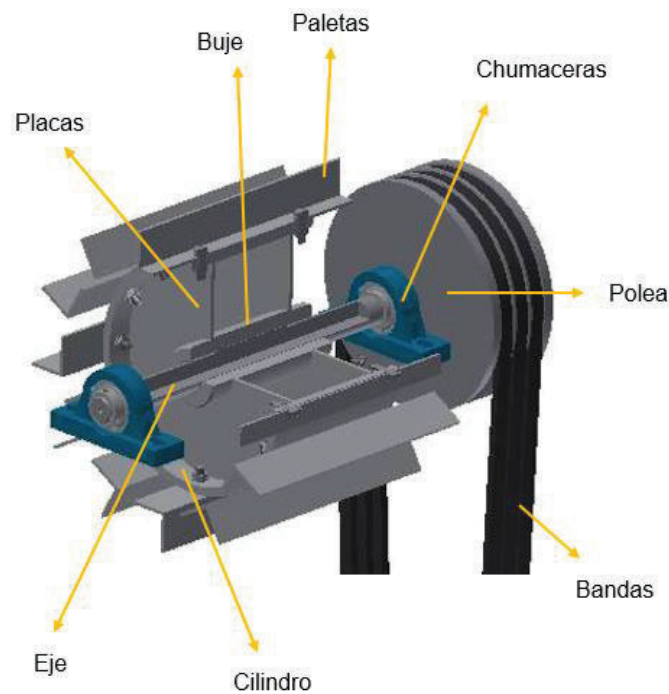


Figura 3.2. Componentes a diseñar y seleccionar del sistema descortezador.

El sistema mecanismo – cuchilla (Figura 3.3) consta de:

- Bastidor.
- Las cuchillas de desfibrado.
- Resorte de compresión.
- Sistema de pedal.

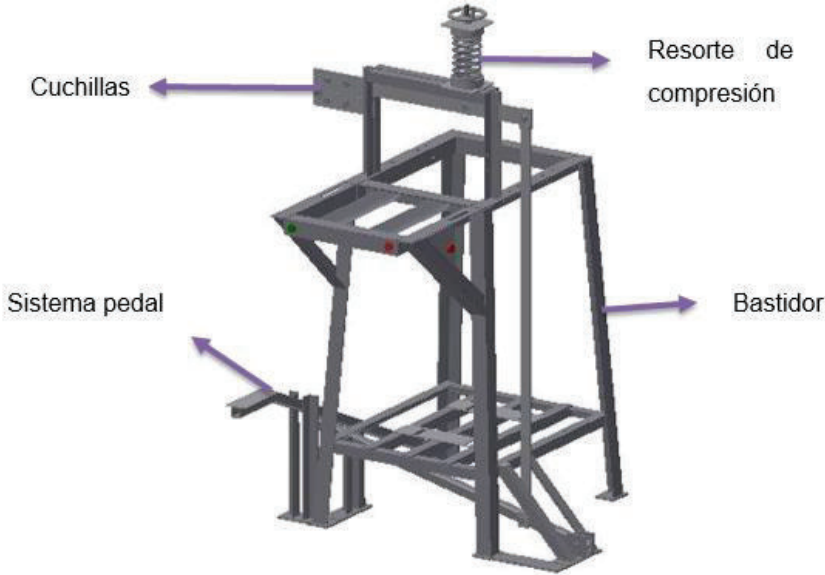


Figura 3.3. Componentes a diseñar y seleccionar del sistema mecanismo – cuchilla.

El proceso de diseño a seguir consiste en dado una carga, dimensiones y forma del componente, obtener los esfuerzos máximos a fatiga. En caso de que los esfuerzos máximos sean menores al esfuerzo permisible, el diseño es aceptable; caso contrario se modifica las medidas del componente.

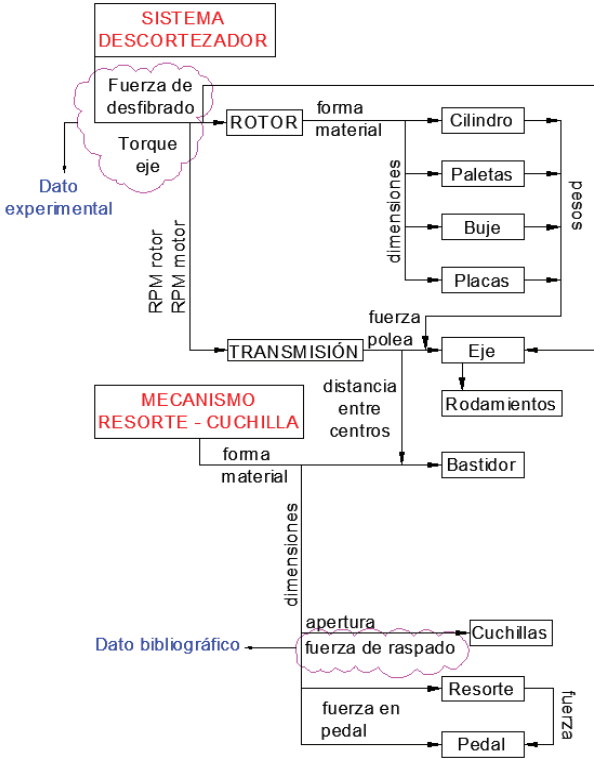


Figura 3.4. Proceso de diseño

En la Figura 3.4 se observa el proceso de diseño para los componentes de los sistemas antes mencionados. Por medio de la obtención de la fuerza de desfibrado y torque del eje por métodos experimentales se diseñan los componentes del rotor. Se obtienen los valores de sus pesos para obtener el peso total del rotor que es una de las fuerzas actuantes en el eje. Se continúa con el proceso de la selección del tamaño y material de las poleas conductora y conducida para posteriormente determinar el tipo y número de bandas adecuado para transmitir la potencia. Estos elementos se seleccionarán de catálogos existentes en el medio local.

Una vez obtenida la distancia entre centros del sistema de transmisión se inicia el diseño del bastidor que está conformado de una estructura con cuatro patas con un ángulo de inclinación para generar una mayor estabilidad del conjunto. A continuación se dimensionan los componentes, para que el mecanismo de pedal pueda ser activado por la fuerza ejercida de una persona por medio de un pedal. Además de esto se evalúa que la compresión del resorte sea la adecuada para lograr el aplastamiento en las fibras. Una vez definidas las fuerzas actuantes en el mecanismo se comprueba rápidamente que los elementos cumplan con los esfuerzos requeridos y su dimensionamiento sea el adecuado.

3.2 FUERZA NECESARIA PARA EL DESFIBRADO

Como se mencionó en los capítulos anteriores, el desfibrado de las hojas corresponde a un proceso consecutivo de golpes que sufre la hoja para de esta forma ablandar su corteza, y retirar el material adherido. Como consecuencia de este proceso se deja al descubierto la fibra.

Es por ello que se ha optado por un método adaptativo que consiste en realizar mediciones de amperaje al motor de un equipo desfibrador existente en el Laboratorio de Textiles de la Facultad de Ingeniería Química de la Escuela Politécnica Nacional a medida que se desfibra las hojas. Mediante estas pruebas experimentales se busca optimizar los requerimientos de potencia del motor del Laboratorio de Textiles (Tabla 3.1, Figura B.1), y de esta forma analizar si es conveniente utilizar en el equipo a diseñar un motor de menor potencia.

Además, esta metodología de cálculo permitirá obtener la fuerza estimada de desfibrado dado que el diseño del proceso de golpeteo que sufre la hoja involucra varios parámetros tales como: resistencia al corte transversal, resistencia al corte longitudinal y resistencia al impacto de la hoja los cuales se torna compleja su obtención.

Tabla 3.1. Especificaciones del motor del laboratorio de textiles. [29]

Potencia	7,5 hp o 5,5 kW
Velocidad del motor	3600 rpm
Torque	15 Nm

A continuación se definen los parámetros más importantes que se requiere conocer para optimizar la potencia del motor del equipo desfibrador del Laboratorio de Textiles. Estos conceptos son dados por las especificaciones técnicas de los motores WEG.

- “La potencia mecánica ($\%P$) de un motor mide la “velocidad” con que la energía es aplicada o consumida. Un motor eléctrico absorbe energía eléctrica de la red y la transforma en energía mecánica disponible en la punta del eje” [30].
- “El rendimiento (E_f) define la eficiencia con que es hecha la conversión de la energía eléctrica absorbida de la red por el motor, en energía mecánica disponible en el eje” [30].
- “La velocidad sincrónica (n_s) del motor es definida por la velocidad de rotación del campo giratorio, la cual depende del número de polos del motor y de la frecuencia de la red, en Hertz” [30].
- “El par o momento de un motor eléctrico es la medida del esfuerzo necesario para girar un eje” [30].
- “El deslizamiento (s) ocurre cuando el motor gira a una velocidad diferente de la velocidad síncrona o sincrónica. Cuanto mayor sea la carga, mayor tendrá que ser el par o momento necesario para accionarla. Para obtener un mayor momento, tendrá que ser mayor la diferencia de velocidad. Por lo tanto, a medida que la carga aumenta, la rotación del motor disminuye” [30].

- “La velocidad nominal de rotación (n) es la velocidad (rpm) del motor funcionando a potencia nominal, sobre tensión y frecuencia nominales” [30].

Se sabe que a medida que se aumenta la carga en un motor eléctrico trifásico, su amperaje aumenta, lo que implica que su rendimiento, deslizamiento, velocidad rotacional y potencia varíe según la carga sometida [30]. Es por ello que con la ayuda de las curvas de desempeño del motor ensayado, mostradas en el Figura B.2, se obtiene la ecuación correspondiente a cada curva:

- Potencia nominal vs. Intensidad de corriente ($\%P$ vs. A).
- Rendimiento vs. Intensidad de corriente (E_f vs. A).
- Deslizamiento vs. Intensidad de corriente (C vs. A).

El deslizamiento es el factor que permitirá posteriormente obtener la velocidad rotacional del motor durante el desfibrado. Para esto, mediante la Ec. 3.1, se obtiene el torque que proporciona el motor durante el desfibrado.

$$T = \frac{P * \%P * E_f}{n} \quad \text{Ec. 3.1}$$

Donde:

T = Torque en el motor [Nm].

P = Potencia nominal [kW].

$\%P$ = Potencia provista en porcentaje de la potencia nominal [%].

E_f = Rendimiento.

n = Velocidad rotacional del motor [rpm].

- Factor de potencia vs. Intensidad de corriente ($\cos \phi$ vs. A).

El factor de potencia sirve únicamente para calcular la potencia eléctrica consumida y se rige bajo la Ec. 3.2 para un motor trifásico.

$$P = \sqrt{3} * I_{linea} * V_{linea} * \cos \phi \quad \text{Ec. 3.2}$$

Donde:

P = potencia eléctrica [kW].

I_{linea} = intensidad de corriente de una fase [i].

V_{linea} = voltaje de una fase [V].

$\cos \phi$ = factor de potencia.

Para obtener los puntos de cada curva de desempeño plasmados en la Tabla B.1 se sigue el proceso mostrado en la Figura 3.5, que será explicado a continuación en la obtención de la ecuación de cada curva. Se debe tomar en cuenta que la ecuación que se va a obtener está dada en el rango de trabajo normal del motor es decir de 0-100% de potencia, y además que el amperaje en los motores eléctricos es una magnitud positiva debido a que cuando se somete a carga al motor siempre va en aumento. Se debe aclarar que las ecuaciones a obtener siempre estarán en función del amperaje dado que es el único factor medible en una de las fases del motor y estará denotado por la letra i . El rango de amperaje en el cual el motor trabaja es [7,78 A – 18,33A] según el rango de potencia de 0-100%. No se considera valores menores a 7,78 debido a que es la corriente mínima que se obtiene de la fuente de energía eléctrica cuando el motor trabaja en vacío. Para valores mayores a 18,33 el rendimiento decae por lo que el motor no trabaja adecuadamente.

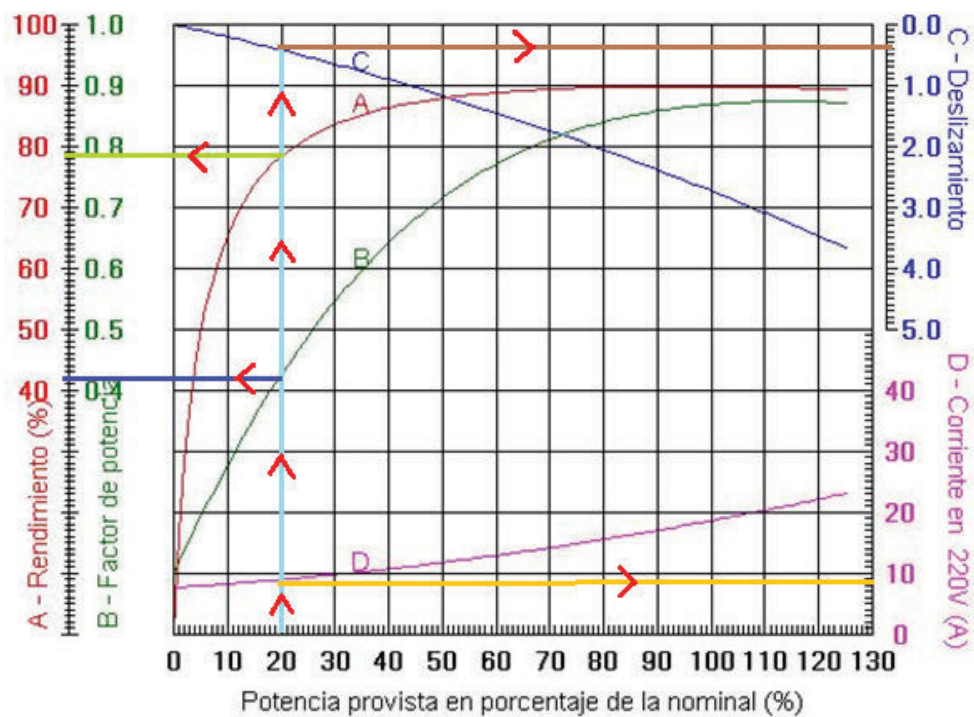


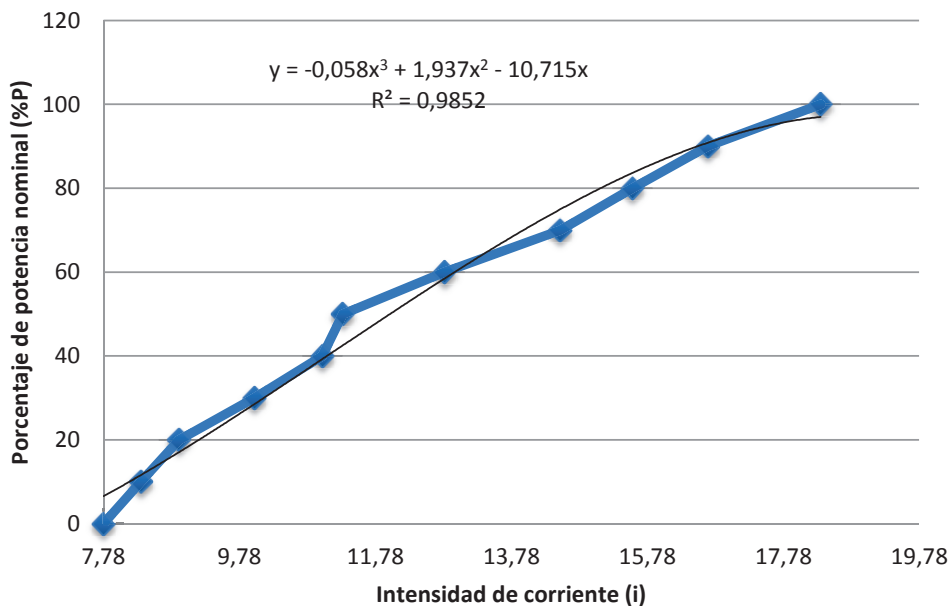
Figura 3.5. Obtención de los puntos para cada curva de desempeño.

- Potencia nominal vs. Intensidad de corriente (% P vs. A)

Para obtener la ecuación de potencia nominal en función de la intensidad de corriente se debe obtener los puntos pertenecientes a la curva D de color fucsia mostrado en la Figura 3.5. Los puntos obtenidos a partir de la curva se pueden observar en la Tabla B.1. Una vez obtenidos los puntos se elabora la línea de tendencia de la curva. Se utiliza una línea de tendencia polinómica debido a que se tiene errores de medición durante la obtención de los puntos de la curva D de la Figura 3.5 lo que produce pequeñas fluctuaciones en la curva de la Gráfica 3.1.

Una consideración importante que se debe tomar en cuenta es que las ecuaciones a obtener son del tipo polinómica o lineales según sea el caso y que únicamente funcionan cuando el motor está funcionando en vacío o con carga. Las ecuaciones de las curvas características no funcionan cuando el motor está apagado, es decir, la intensidad de corriente i es 0 y por tanto, la potencia es 0.

Gráfica 3.1. Potencia nominal vs. Intensidad de corriente.



$$\%P = -0,058i^3 + 1,937i^2 - 10,715i$$

Ec. 3.3

Donde:

$\%P$ = potencia provista en porcentaje de la potencia nominal.

i = corriente.

La Ec. 3.3 obtenida en la Gráfica 3.1, corresponde a una curva polinómica de segundo orden, con un ajuste $R^2 = 0,9852$ que es un valor próximo a 1; se ajusta perfectamente a la curva D dada en la Gráfica 3.1. El R^2 indica el ajuste entre la curva de color negro y la curva de color azul mostradas en la Gráfica 3.1. Mientras este valor sea más próximo a 1 las dos curvas serán semejantes.

Este proceso se debe realizar en la obtención de las ecuaciones de cada una de las curvas de la Figura 3.5 tomando en cuenta los mismos criterios para la obtención de la curva D de la Figura 3.5 obtenida en la Gráfica 3.1. El proceso de obtención de las curvas B, A y C de la Figura 3.5 se expone en el Anexo B. En la Tabla 3.2 se resumen las ecuaciones obtenidas en las Gráficas 3.1, B.1-B.6 del Anexo B.

Tabla 3.2. Ecuaciones correspondientes a las curvas de desempeño del motor ensayado.

Potencia nominal		$\%P = -0,058i^3 + 1,937i^2 - 10,715i$	Ec. 3.3
Rendimiento	Tr. 1	$Ef = 1,0904 i - 8,4497$	Ec. 3.4
	Tr. 2	$Ef = -4,6x10^{-3} i^2 + 0,1269 i$	Ec. 3.5
	Tr. 3	$Ef = 3x10^{-4} i^2 - 9,5x10^{-3} i + 0,9449$	Ec. 3.6
Deslizamiento 1		$s = 1x10^{-5}i^3 - 4x10^{-4}i^2 - 2,2x10^{-3}i + 1$	Ec. 3.7
Factor poten	Tr. 1	$\cos \phi = -6,5 x10^{-3}i^3 + 0,1348i^2 - 0,641i$	Ec. 3.8
	Tr. 2	$\cos \phi = -2,3 x10^{-3}i^2 + 8,93 x10^{-2}i$	Ec. 3.9

Por medio de la ayuda de las ecuaciones 3.3 – 3.7 expuestas en la Tabla 3.2 se obtienen el torque estimado (Ec. 3.1) al cual el motor ensayado está trabajando. Además, estas ecuaciones ayudan a medir la fuerza estimada de desfibrado de las hojas de cabuya y chantas de abacá. , por medio de las Ec. 3.10 y Ec. 3.11.

$$F = \frac{T_e}{d_r} * 22,45 \quad \text{Ec. 3.10}$$

Donde:

F = Fuerza de desfibrado [lbf].

T_e = Torque en el eje del rotor [Nm].

d_r = Diámetro del rotor [cm].

En la Tabla C. 1 se detalla las medidas de los elementos que componen el sistema de transmisión del equipo desfibrador del laboratorio de textiles los cuales ayudarán a determinar la fuerza de desfibrador como se indica en la Ec. 3.10 en donde el torque del eje se rige bajo la Ec. 3.11. Se asume que la eficiencia en la transmisión de las bandas del equipo de textiles es de 80%

$$T_{eje} = \frac{T_{motor} * D_c}{d_c * n_{bandas}} \quad \text{Ec. 3.11}$$

En la Tabla C. 2 y Tabla C. 3 se especifican los resultados que se obtuvieron de torque en el motor y eje, además de la fuerza de desfibrado dadas las ecuaciones de las curvas de desempeño del motor del equipo desfibrador de textiles. Para comprender el proceso antes expuesto se realizará un ejemplo de cálculo del torque dado el amperaje resaltado de color celeste en la Tabla C. 2, que es el mayor valor de intensidad de corriente para el agave americano (Figura 1.6), donde:

$$i = 16,99 \text{ A}$$

- La obtención de las revoluciones del motor se basa en la Ec.B.1 que a su vez se obtiene por el producto de la Ec.B.4 y Ec. 3.7 es decir:

$$n = n_s(1x10^{-5}i^3 - 4x10^{-4}i^2 - 2,2x10^{-3} + 1) \quad \text{Ec. 3.12}$$

Dado que el motor ensayado es de 2 polos y 60 Hz de frecuencia (Figura B.1), su velocidad síncrona es de 3600 como se observa en la Tabla B.2. Por tanto, reemplazando los valores en la Ec. 3.12 se tiene:

$$n = 3600(1x10^{-5} * 16,99^3 - 4x10^{-4} * 16,99^2 - 2,2x10^{-3} * 16,99 + 1) = 3495,5 \text{ rpm}$$

- Para obtener la eficiencia del motor se propuso, por facilidad, dividir en tres tramos la curva. Dado que el amperaje dado es de 16,99 A, se encuentra en el rango de (14,5 A – 18,33A], es decir en el tramo 3 de la curva A de la Figura 3.5. Se calcula la eficiencia con la Ec. 3.6:

$$Ef = (3 \times 10^{-4} * 16,99^2) - (9,6 \times 10^{-3} * 16,99) + 0,9449 = 0,868 = 86,8\%$$

- Para el cálculo de porcentaje de potencia nominal se utiliza la Ec. 3.3.

$$\begin{aligned} \%P &= (-0,058 * 16,99^3) + (1,937 * 16,99^2) - (10,715 * 16,99) = 92,6\% \\ &= 0,926 \end{aligned}$$

Obtenidos los valores de porcentaje de potencia nominal, rendimiento y velocidad rotacional para 16,99 A se calcula el torque dado por la Ec. 3.1. Se debe tomar en cuenta que la potencia nominal del motor es de 5,5 kW o 7,5 hp (Figura B.1). Por tanto:

$$T = \frac{5,5 * 0,926 * 0,868}{3495,45} = 0,00121 \frac{\text{min} * \text{kW}}{\text{rev}} = 12,1 \text{ Nm}$$

Por medio de la Ec. 3.11 y los diámetros de las poleas de la Tabla C. 1 se obtiene el torque transmitido al eje.

$$T_{eje} = \frac{12,1 * 20}{14 * 0,8} = 21,58 \text{ Nm}$$

Obtenido el valor de torque en el eje se procede a calcular la fuerza de desfibrado dada por la Ec. 3.10 y dado el diámetro del rotor mostrado en la Tabla C. 1.

$$F = \frac{21,58}{20} * 22,45 = 24,23 \text{ lbf} = 107,9 \text{ N}$$

Para conocer la potencia eléctrica del motor durante el desfibrado se utiliza el mismo valor de intensidad de corriente de 16,99 A, que es el valor de intensidad de corriente de línea. El voltaje medido en una de las fases es decir el voltaje de línea del motor (Figura 3.6) fue de 210 V por lo que se considera

un valor constante. Por tanto mediante reemplazando la ecuación Ec. 3.9 del tramo 2 de la curva B de la Figura 3.5 en la Ec. 3.2 se obtiene el valor de potencia eléctrica.

$$P = \sqrt{3} * I_{linea} * V_{linea} * (-2,3 \times 10^{-3} i^2 + 8,93 \times 10^{-2} i)$$

$$P = \sqrt{3} * 16,99 * 210 * ((-2,3 \times 10^{-3} * 16,99^2) + (8,93 \times 10^{-2} * 16,99))$$

$$P = 5273,1 \text{ W} = 5,3 \text{ kW} = 7,1 \text{ hp}$$

Dentro de los resultados obtenidos en las Tabla C. 2 y Tabla C. 3 se tiene casillas en blanco debido a que se superó el rango de trabajo establecido en el motor. El motor posee un torque nominal de 15 Nm (Tabla B.1) lo que indica que es un torque insuficiente para desfibrar hojas de agave americana (Figura 1.6). Por esa razón se forzó al motor durante el desfibrado saliendo fuera del rango de trabajo 0% a 100% considerado, para el cual se obtuvieron las ecuaciones de las curvas de desempeño. Fuera de ese rango el rendimiento del motor disminuye. Incluso se obtuvo un paro del motor en el valor de amperaje marcado con color rojo.

En cuanto a los resultados obtenidos para la furcraesa andina (Figura 1.7) se obtuvo un rango amplio de valores, lo que indica que 15 Nm es un torque mínimo requerido para su desfibrado. Se resaltó con color amarillo los valores en donde se obtuvo fibra con la menor cantidad de residuo por lo que se considera en el diseño y que han sido mostrados en la Tabla 3.3.

En el Anexo C se detalla el proceso de cálculo para obtener la potencia eléctrica mostrada en las Tabla C. 2 y Tabla C. 3. A continuación se resume los valores máximos de potencia eléctrica dados los valores máximos resumidos en la Tabla 3.3.

Según los resultados obtenidos proporcionados en las tablas del Anexo C se concluye que los resultados estimados de fuerza de desfibrado, torque en el eje, torque en el motor de las hojas y potencia eléctrica consumida durante el desfibrado son los mencionados en la Tabla 3.3.

Tabla 3.3. Resultados de las pruebas en el equipo de desfibrado.

Agave americana (Figura 1.6)	Fuerza estimada de desfibrado	24,2	<i>lbf</i>
	Torque necesario en el motor	12,1	<i>Nm</i>
	Torque necesario en el eje	21,6	<i>Nm</i>
	Potencia eléctrica	4,6	<i>kW</i>
Furcraea andina (Figura 1.7)	Fuerza estimada de desfibrado	20,5	<i>lbf</i>
	Torque necesario en el motor	10,2	<i>Nm</i>
	Torque necesario en el eje	18,2	<i>Nm</i>
	Potencia eléctrica	4,5	<i>kW</i>

Estos resultados de fuerza estimada de desfibrado mostrados en la Tabla 3.3 se los puede contrastar en los proyectos de titulación de “*Diseño y construcción de una desfibradora de cabuya portátil*” y “*Diseño y construcción de un desfibrador para hojas de piñal*”. Para diseñar elementos mecánicos se tomará en cuenta los resultados dados en el agave americana (Figura 1.6) debido a que requiere una mayor fuerza de desfibrado.

Para verificar si efectivamente se ha optimizado la potencia del motor del laboratorio de textiles es necesario obtener las revoluciones a las que gira el motor es por ello que se finalizará el análisis de este apartado en el cálculo de la velocidad rotacional del motor. Para obtener los valores de amperaje mostrados en la Tabla B.1 se los realiza por medio de un amperímetro de pinza en una de las fases del motor tanto en vacío como en funcionamiento mientras se desfibra como se observa en la Figura 3.6.



Figura 3.6. Pruebas realizadas en el equipo desfibrador.

3.3 DISEÑO DEL ROTOR

3.3.1 Cálculo de la velocidad en el rotor y potencia del motor

Básicamente el rotor es el conjunto de componentes que actúan directamente sobre la hoja para rasparla y dar como resultado final fibras sin residuos, alta producción, etc. El modelo expuesto en la Figura 3.7 servirá para conocer la velocidad rotacional a la que debe girar el rotor y el número de cuchillas que se requerirá para un óptimo desfibrado y se lo concibe mediante el siguiente procedimiento.

La hoja ingresa a una velocidad V_H y es desfibrada mediante un rotor compuesto por cierto número de cuchillas N_p que se encuentran separadas por un ángulo θ y que giran a una velocidad rotacional antihoraria w_r o n_r . La distancia de la hoja entre cada golpe generada por las cuchillas la denominaremos S_H .

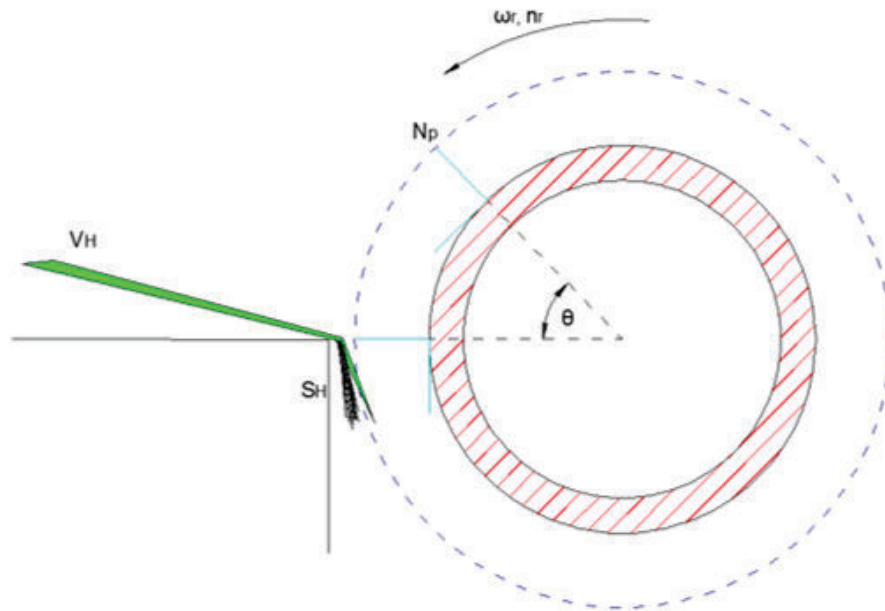


Figura 3.7. Diagrama del rotor.

Para conocer la velocidad rotacional adecuada del rotor, se tiene que tomar en cuenta parámetros influyentes en la misma (Figura 3.7), tales como:

V_h = velocidad de introducción o alimentación de la hoja $\left[\frac{m}{s}\right]$.

S_h = corte en la hoja entre golpe de cuchilla [mm].

N_p = número de cuchillas.

ω_r = velocidad angular del rotor $\left[\frac{rad}{s}\right]$.

n_r = velocidad rotacional del rotor [rpm].

Debido a que el intervalo de golpe entre dos cuchillas se realiza en un lapso muy corto de tiempo, se estima que el corte de la hoja es decir S_h en ese intervalo debe ser menor a 2 mm

Hay que acotar que durante el proceso de recolección de datos de amperaje se analizó la velocidad óptima de alimentación de la hoja la cual consiste en medir la longitud de la hoja de cabuya y tomar el tiempo que se tarda en desfilarse dicha hoja. Para ello se examinó tres diferentes velocidades: lenta, media y rápida; las cuales estuvieron a criterio del desfibrador. El proceso realizado y los resultados obtenidos de velocidad de alimentación óptima se detallan en

Tabla D.1 y Tabla D.2. En la Tabla 3.4 se concluye los resultados de velocidad óptima para cada especie de cabuya. En este caso los únicos parámetro que se conoce es V_H y S_H . Mientras que N_p , θ , w_r son las variables a obtener.

Tabla 3.4. Velocidad de alimentación óptima de las hojas.

Agave americana (Figura 1.6)	125,84	$\frac{mm}{s}$
Furcrasea andina (Figura 1.7)	126,90	$\frac{mm}{s}$

Dado que el movimiento del rotor es un movimiento circular uniforme se rige bajo la Ec. 3.13.

$$t_r = \frac{\theta}{w_r} = \frac{2\pi}{w_r * N_p} \quad \text{Ec. 3.13}$$

Donde:

t_r = Tiempo entre dos golpes consecutivos de cuchillas en la hoja [s].

En lo concerniente a la velocidad de alimentación de la hoja se supone que el operador introduce la hoja a velocidad uniformemente por lo que se trataría de un movimiento rectilíneo uniforme y se rige bajo la Ec. 3.14.

$$t_h = \frac{S_h}{V_h} \quad \text{Ec. 3.14}$$

Donde:

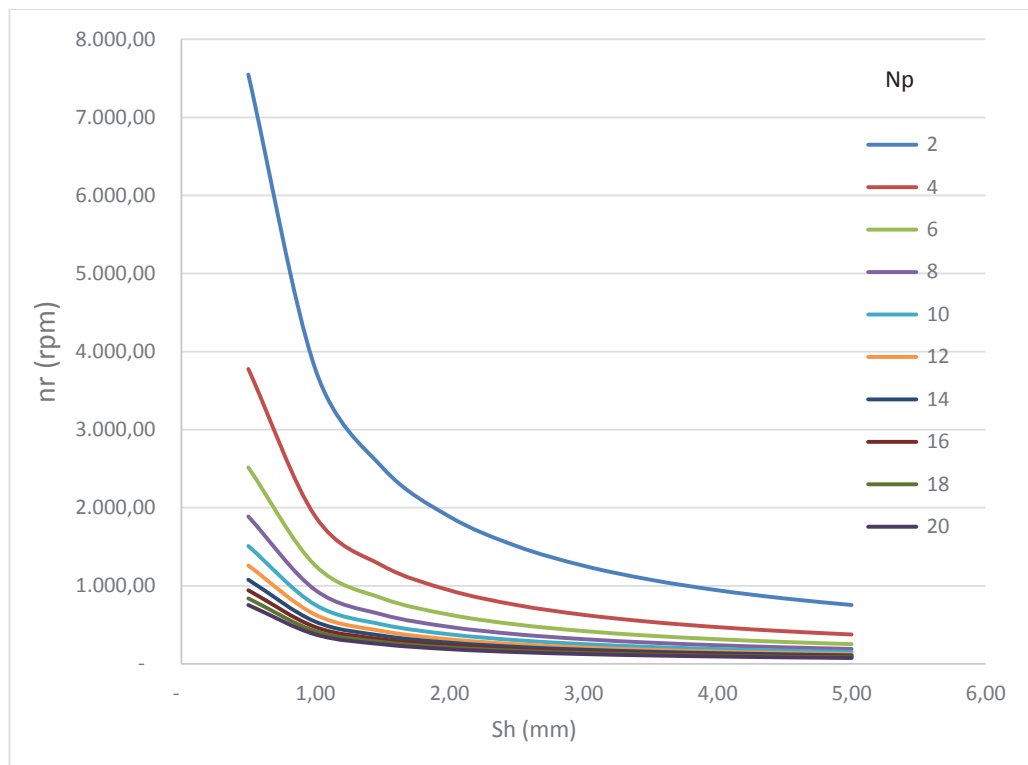
t_h = Tiempo de corte en la hoja entre dos golpes consecutivos de cuchillas en la hoja [s].

Dado que t_r es igual ha t_h , se igualan la Ec. 3.13 y Ec. 3.14 y se obtiene n_r .

$$n_r = \frac{60 * V_h}{S_h * N_p} \quad \text{Ec. 3.15}$$

La velocidad de alimentación se asume que es constante, tal como se designó en la Tabla 3.4. En el Tabla D.3 se detallan los resultados obtenidos de velocidad rotacional que sirven para la obtención de la Gráfica 3.2.

Gráfica 3.2. Velocidad rotacional vs. Rango de corte entre cada golpe, en función del número de cuchillas.



Se observa en la Gráfica 3.2 obtenida de la tabla presentada en el Tabla D.3, que:

- Menor número de cuchillas, aumento de revoluciones en el rotor; esto provocaría la obtención de pocas fibras y con residuos de corteza.
- Mayor número de cuchillas, disminución de las revoluciones; esto provocaría un aumento de peso considerable en el rotor de forma innecesaria.

Por tanto se escoge un rango intermedio de cuchillas que no afecte el peso del rotor y en donde las revoluciones conjuntamente con las cuchillas sean capaces de desprender la corteza de la hoja sin dejar residuos como se concluye en Tabla 3.5.

Tabla 3.5. Características de operación del rotor.

Parámetro	Valor	Unidades
S_h	0.5	mm
N_p	12	
n_r	1258,4	rpm
V_h	125,84	$\frac{mm}{s}$

Conocidas las revoluciones a las que debe girar el rotor (Tabla 3.5), se resume en la Tabla 3.6 las especificaciones técnicas principales para la selección del motor obtenida de la Tabla 3.3 y Tabla 3.5.

Tabla 3.6 Parámetros mínimos requeridos para la selección del motor

Parámetro	Valor	Unidades
Torque del motor (T)	12,04	Nm
rpm del rotor (n_r)	1258,4	rpm

En cuanto a las revoluciones requeridas en el motor, dado que se tienen 1258,4 rpm en el rotor se opta por escoger un motor de 4 polos de 60 Hz que presentan revoluciones hasta 1800 rpm como se pudo observar en la Tabla B.2. Una vez conocidos el número de polos y por tanto el número de revoluciones requeridas en el motor se analiza el torque expuesto en la Tabla 3.6. Para ello se compara tres tipo de motores marca WEG [29] que se expone en la Tabla 3.7 y se encuentran dentro del rango de torque requerido en el motor para lograr desfibrar las hojas.

Tabla 3.7. Motores que cumplen los requerimientos mínimos.

Potencia	Torque	Rotación nominal
hp	Nm	rpm
5	20,7	1710
6	24,6	1750
7,5	30,2	1740
10	40,6	1760

Fuente: <http://www.weg.net/ec>.

Dado que el equipo de cabuya del laboratorio de textiles (Figura 1.16) fue diseñado únicamente para desfibrar la furcraesa andina (Figura 1.7) y no el agave americana (Figura 1.6) el motor requerido tiene que ser necesariamente de potencia eléctrica de 7,5 hp (Tabla 3.3) para poder desfibrar el agave americana debido al gran espesor de la hoja comparado con la furcraesa andina. Tomando como referencia este criterio se analiza la mejor opción:

- a. El torque que ofrece el motor de 5 hp resulta adecuado para desfibrado la furcraesa andina y el abacá (Tabla 3.6), pero debido a que se incluye en este estudio el desfibrado del agave americana se estaría forzando al motor dando como resultado un posible paro del mismo como se obtuvo en la Tabla C. 2 para el agave americana.
- b. El torque que ofrece el motor de 6 hp resulta dar un torque mínimo re para el desfibrado, pero no se escoge este motor debido a que no existe en el mercado ecuatoriano.
- c. El torque que ofrece el motor de 7,5 hp se encuentra dentro de un rango aceptable, ya que el operador tiene la posibilidad de aumentar la velocidad de alimentación de la hoja sin tener problemas de forzar el motor; y además es asequible en el mercado ecuatoriano.
- d. Debido a las condiciones de financiamiento que se dispone en el presente proyecto, se utilizará un motor de 10 hp (Figura E.1). Sus condiciones de operación son aceptables debido a que se dispone de un alto torque (Tabla 3.8).

Tabla 3.8. Motor a utilizar en el equipo desfibrador a diseñar

Potencia	Torque	Rotación nominal
<i>hp</i>	<i>Nm</i>	<i>rpm</i>
10	40,7	1760

Fuente: <http://www.weg.net/ec>.

A pesar de que se va a utilizar un motor sobredimensionado. Dado el análisis por medio del método de medición de amperaje se obtuvo que se ha optimizado el motor perteneciente al equipo desfibrador del laboratorio de textiles dando como resultado que es factible la utilización de un motor con

menor potencia y menor número de revoluciones como es el caso del motor de 5 hp de 4 polos y 1710 rpm considerando si únicamente se desfibrara furcraesa andina y abacá. Para consolidar el criterio de optimización, se realizará el mismo análisis dado en el apartado 3.1 para el motor de 10 hp.

3.3.2 Selección del cilindro

Su función es la de sostener y transmitir el movimiento a las cuchillas. Para ello la mejor opción es usar un tubo sin costura. Se ha optado por seleccionar el único tubo sin costura que se consigue por retazos en el mercado como se observa en la Tabla 3.9.

Tabla 3.9. Medidas del cilindro.

Tubería comercial de acero (tubo sin costura) cédula 40				
Medida nominal en pulgadas	8		in	
diámetro exterior (D_e)	220	mm	8,66	in
diámetro interior (D_i)	207	mm	8,15	in
espesor (e)	6,5	mm	0,26	in
Longitud (L)	150	mm	5,9	in

3.3.2.1 Rigidez torsional en cilindro

“Un aspecto importante a considerar en el diseño de flechas es la rigidez torsional. Un diseño apropiado requiere que la flecha sea capaz de transmitir uniformemente la potencia con movimiento estable. Las flechas que permiten un desplazamiento angular excesivo pueden contribuir a la vibración que afectan a la acción de las poleas y causan desgaste o falla prematura en las chumaceras” [31, p. 379]. El autor denomina flecha ya sea a un cilindro sólido o hueco.

El proceso de diseño para la deflexión o deformación angular θ en grados del cilindro del rotor se basa en el libro Diseño de Máquinas, Teoría y Práctica. En donde θ , para un cilindro hueco de longitud L bajo condiciones de torsión se expresa en la Ec. 3.16.

$$\theta = \frac{584 * T_e * L}{D_e^4 * \left(1 - \frac{D_i^4}{D_e^4}\right) * G} = \frac{584 * 190 * 5,9}{8,66^4 * \left(1 - \frac{8,15^4}{8,66^4}\right) * 1,16 * 10^7} \quad \text{Ec. 3.16}$$

$$\theta = 4,7 * 10^{-5} \text{ } ^\circ$$

“Aunque no hay estándar para la deflexión torsional, se ha definido por diferentes aplicaciones en flechas, que en una práctica estándar es limitar la deflexión torsional en flechas de máquinas a un valor de 0,08°/pie de longitud” [31, p. 379].

$$\frac{\theta}{L} < 0,08 \frac{^\circ}{\text{pie}} ; 4,7 * 10^{-5} \text{ } ^\circ$$

$$\frac{\theta}{L} = \frac{4,7 * 10^{-5} \text{ } ^\circ}{5,9} = 8 * 10^{-6} \frac{^\circ}{\text{in}} = 9,6 * 10^{-5} \frac{^\circ}{\text{pie}} \ll 0,08 \frac{^\circ}{\text{pie}}$$

El cilindro seleccionado es suficientemente rígido para soportar el torque generado por la fuerza de desfibrado.

Donde:

θ = deflexión o deformación angular [°].

T_e = torque en el rotor [lbf*in] (Tabla 3.3).

L = longitud del tubo [in].

D_e = diámetro exterior del cilindro [in].

D_i = diámetro interior del cilindro [in].

G = módulo de elasticidad de corte: $8 * 10^9 \left[\frac{\text{N}}{\text{m}^2}\right] = 1,16 * 10^7 \left[\frac{\text{lbf}}{\text{in}^2}\right]$ [33].

Para el cálculo del peso del cilindro o tambor se calcula su volumen con los datos dados en la Tabla 3.9.

$$V_t = \frac{\pi * \left(\left(\frac{D_e}{2}\right)^2 - \left(\frac{D_i}{2}\right)^2\right) * L}{(1000)^3} = \frac{\pi * \left(\left(\frac{220}{2}\right)^2 - \left(\frac{207}{2}\right)^2\right) * 150}{(1000)^3}$$

$$V_t = 6,54 \times 10^{-4} m^3$$

$$P_t = p_a * V_t * 2,205 = 7850 * 6,54 \times 10^{-4} * 2,205 = 11,32 \text{ lbf} \quad \text{Ec. 3.17}$$

Donde:

P_t = peso del tubo [lbf].

V_t = volumen del tubo [m^3].

p_a = peso específico del acero = $7850 \left[\frac{kgf}{m^3} \right]$.

3.3.3 Selección de las cuchillas

Las cuchillas retiran la corteza de la hoja para dejar al descubierto las fibras. Se ha escogido como mejor opción perfiles tipo ángulo ya que son fáciles de conseguir y no se requiere ningún tipo de mecanizado para que cumplan su función adecuadamente.

En la Figura 3.8 se indica la forma que actúa la fuerza de desfibrado F (Tabla 3.3) en el lado horizontal de la cuchilla, provocando que este se flexione a medida que se produce la acción de desfibrado. Se considera que la cuchilla está empotrada en el cilindro, lo que se asemeja a que el lado inferior del perfil se encuentre empotrado. Por tanto, el diagrama indicado en la Figura 3.9 se lo realiza para una viga de sección rectangular en cantiléver sometida a flexión.

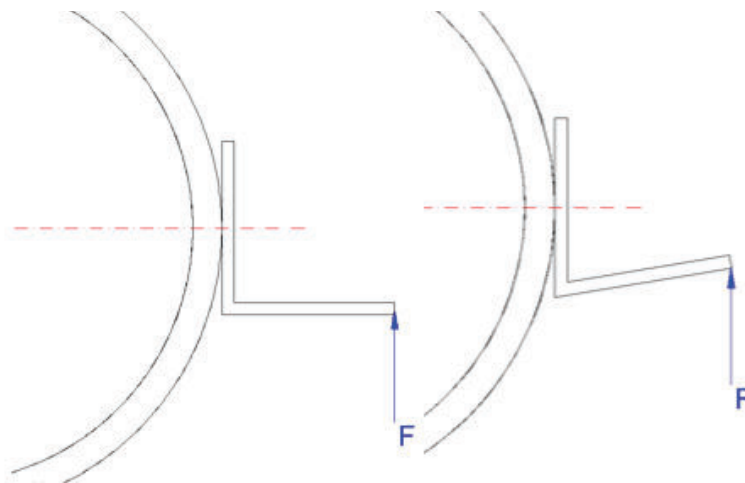


Figura 3.8. Diagrama de cuerpo libre (DCL) de las cuchillas.

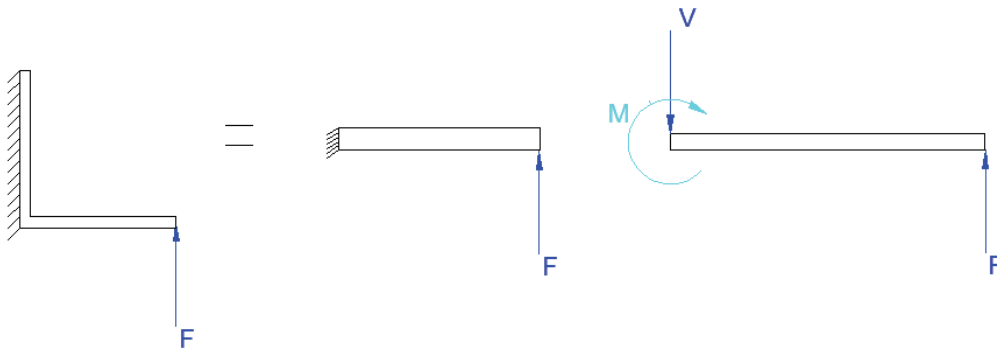


Figura 3.9. Fuerza cortante y momento flector generados debido al empotramiento bajo la acción de la fuerza de desfibrado.

Se escoge inicialmente un perfil angular con medidas indicadas en la Tabla 3.10 con características técnicas del catálogo de DIPAC. Se verifica si el factor de seguridad es aceptable para soportar la fuerza de desfibrado. El proceso de cálculo se lo realiza de acuerdo al manual de la AISC [33, pp. 2-52]

Tabla 3.10. Medidas del perfil tipo ángulo. [34]

Perfil: tipo ángulo		
l_a	1,5	in
e	$\frac{3}{16}$	in
p_a	10,62	kg
l_c	25	cm

En donde:

$$M = F * l_a = 24,23 * 1,5 = 36,3 \text{ lbf} * \text{in}$$

$$I = \frac{1}{12} e^3 * l_c = \frac{1}{12} * 0,19^3 * 25 = 5,41 \times 10^{-3} \text{ in}^4$$

$$c = \frac{e}{2} = 0,094 \text{ in}$$

$$\sigma_{max} = \frac{M * c}{I} = \frac{36,2 * 0,09}{5,41 * 10^{-3}} = 631,2 \text{ psi}$$

Sabiendo que:

$$\sigma_{max} \leq \frac{\sigma_{pf}}{n}$$

$$\sigma_{pf} = 0,66 * S_y = 0,66 * 36 = 23,76 \text{ ksi}$$

$$n = \frac{23760}{631,2} = 37,6 \quad \text{Ec. 3.18}$$

Donde:

la = lado del ángulo [in].

P_a = peso del ángulo por tramos de 6 metros.

lc = longitud de cada cuchilla [cm].

M = momento flector [lbf*in].

F = fuerza de desfibrado [lbf].

I = momento de inercia de una sección rectangular con respecto al eje x [in⁴].

e = espesor del perfil [in].

c = distancia a la fibra neutra (se considera la mitad del espesor) [in].

σ_{max} = esfuerzo máximo generado por la flexión [psi].

σ_{pf} = esfuerzo admisible de flexión [psi].

S_y = esfuerzo de fluencia (acero A-36) = 36 [kpsi]

n = factor de seguridad.

Dado que los perfiles estructurales son de un tipo de acero de bajo carbono, únicamente pueden ser endurecidos superficialmente por tratamientos termoquímicos (cementación), pero con baja penetración. Como consecuencia, se debe efectuar continuas rectificaciones y tratamientos termoquímicos con el uso, lo que genera gastos y tiempo. Para ello se diseñará el rotor con cuchillas intercambiables, es decir, cuando una cuchilla presente desgaste el operador tendrá la facilidad de intercambiar por un perfil nuevo que posea las dimensiones exactas a las expuestas en la Tabla 3.10

A pesar de haber obtenido un factor de seguridad alto (Ec. 3.18) con respecto a la fuerza que actúa sobre la cuchilla, hay que tener presente el desgaste que ocurre por la acción de desfibrado. Por lo tanto, se opta por el perfil calculado. Para calcular el peso de las cuchillas se obtiene el volumen con los datos dados en la Tabla 3.10.

$$L_t = N_p * l_c = \frac{12 * 25}{100} = 3m$$

$$P_c = 2,205 * \frac{L_t * p_a}{l_n} = 2,205 * \frac{3 * 10.62}{6} = 11,71 \text{ lbf} \quad \text{Ec. 3.19}$$

Donde:

N_p = número de cuchillas.

L_t = longitud de perfil a utilizar en las cuchillas [m].

l_n = longitud nominal del perfil 6 metros.

P_c = peso de las cuchillas [lbf].

3.3.4 Diseño del buje

Son elementos mecánicos que ayudan a transmitir la potencia a los elementos de apoyo del cilindro, es decir a las placas, como se observa en la Figura 3.10.

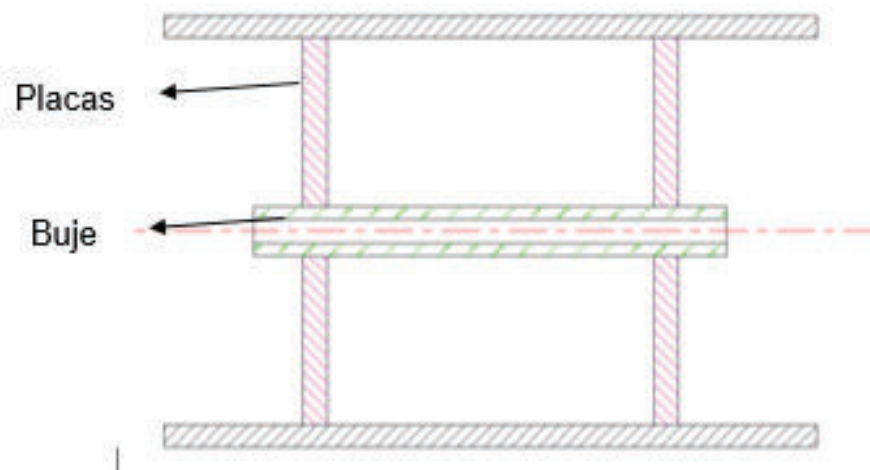


Figura 3.10. Buje o cubo.

Para el diseño del buje (o cubo) del rotor se utiliza un diseño adaptativo del cubo de un eje estriado, como se observa en la Figura 3.11. Para ello se considera únicamente una estría que para el caso presente es la chaveta.

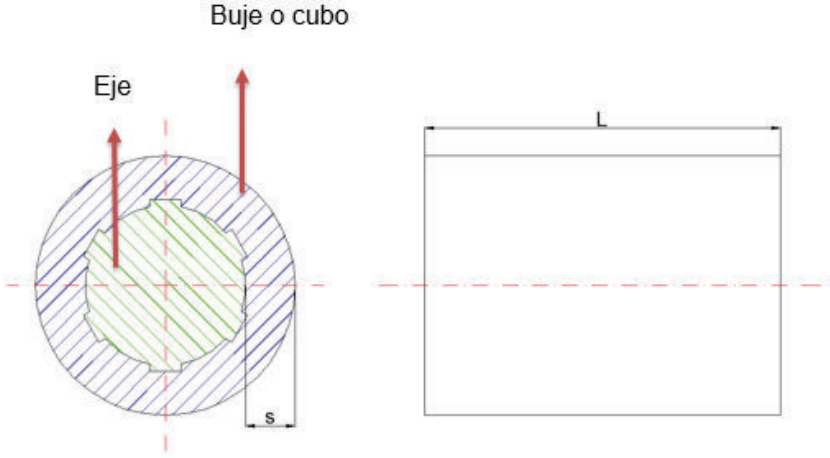


Figura 3.11. Eje estriado y cubo.

Para su selección se realiza el siguiente procedimiento [35]:

- 1) Se determina el torque del eje del rotor (Ec. 3.20). Para ello se utiliza el diámetro del rotor y la longitud del lado del ángulo escogido en la Tabla 3.9 y en la Tabla 3.10, respectivamente.

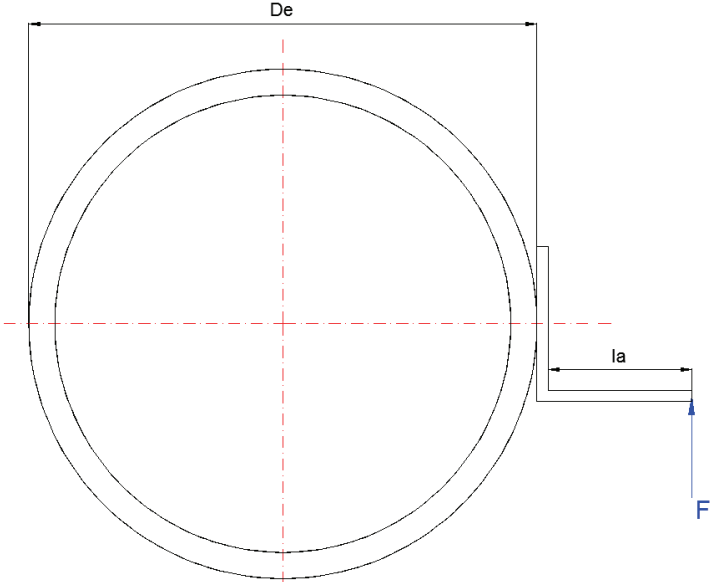


Figura 3.12. Medida del rotor y perfil tipo ángulo.

$$T_e = F * \left(\frac{D_e}{2} + l_a \right) = 24,23 * \left(\frac{8,66}{2} + 1,5 \right) = 140,7 \text{ lbf} * \text{in} \quad \text{Ec. 3.20}$$

$$T_e = 15,92 \text{ Nm}$$

- 2) Se utiliza el diagrama de configuración de uniones ranuradas expuesto en la Figura 3.13, la cual determinará el espesor s y longitud L (Figura 3.11) adecuados para el cubo del rotor.

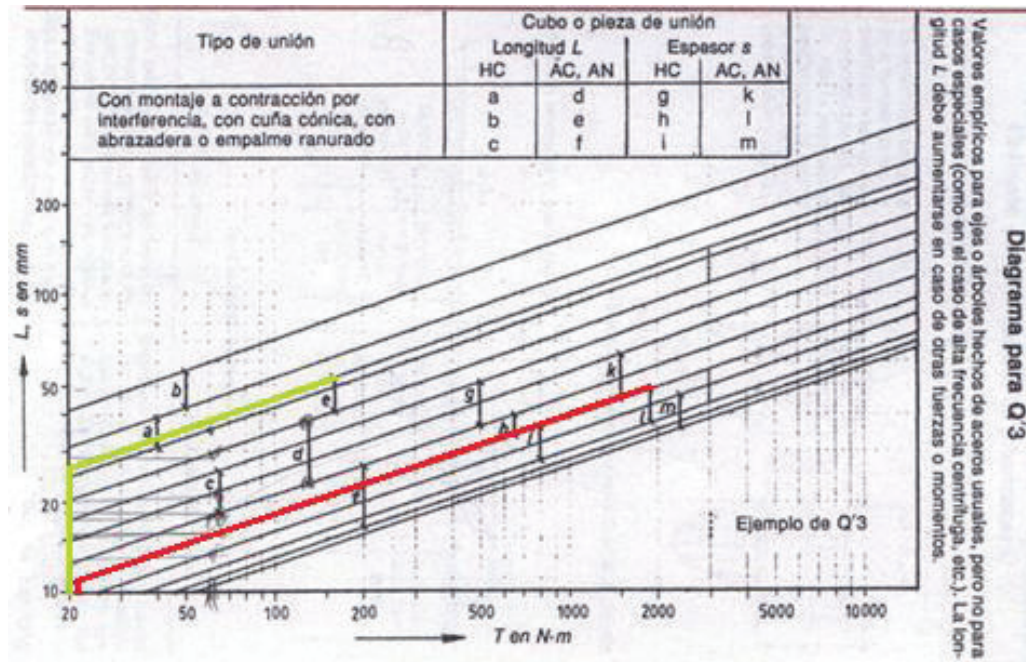


Figura 3.13. Longitud y espesor del cubo [35].

Fuente: Manual de fórmulas técnicas.

En la Figura 3.13 se facilitan tres tipos de materiales HC: hierro colado, AC: acero colado y AN: acero común. Se escoge AN (acero común) debido a que el material que se seleccionará será AISI 4340. Primero se realizará el análisis para encontrar la longitud L del cubo; se escoge el grupo e (por interferencia) y se sigue la línea superior de e hasta cortar la vertical en el punto base de 20 Nm dado que no se tiene para 16 Nm (Ec. 3.20) (se sigue la línea verde). Se obteniéndose como longitud mínima:

$$L = 30 \text{ mm}$$

Debido a que se utilizarán dos placas de apoyo (Figura 3.10) para mejor estabilidad en el rotor, como se analizará en el siguiente apartado, se tiene que aumentar la longitud del cubo. Se escoge una medida de 150 mm para que exista una distancia considerable entre placas, además de facilitar el ensamble con el cilindro ya que posee de igual forma una medida de 150 mm.

- 3) Para el espesor s se escoge el grupo l (por interferencia) y se sigue la línea superior de l hasta cortar la vertical en el punto base de 20 Nm (línea roja). Se obteniéndose un espesor mínimo de:

$$s = 10 \text{ mm}$$

Después de que se calcula el diámetro del eje, necesariamente se tiene que retomar un análisis sobre la medida del espesor del cubo. Es por ello que, suponiendo que ya ha sido calculado el eje (apartado 3.4.2), el diámetro que corresponde a la sección del cubo (en el eje) es de 28 mm, como se observa en el plano del eje expuesto en el Anexo L. Esto significa que el cubo posee un diámetro de:

$$D_{eb} = 28 + 2s = 28 + 20 = 48 \text{ mm}$$

Dado que en la casa comercial BOHLER, dedicada a la venta de materiales de acero como ejes, placas, platinas, etc, se dispone de ejes de 65 mm de diámetro se opta por este eje. En este caso, incluyendo el mecanizado que se le realiza, el diámetro final del buje es de 60 mm lo que implica que el nuevo espesor del cubo es:

$$D_{eb} = 60 \text{ mm}$$

$$s = 16 \text{ mm}$$

Para calcular el peso del buje se obtiene su volumen con los datos dados anteriormente.

$$V_b = \frac{\pi * \left(\left(\frac{D_{eb}}{2} \right)^2 - \left(\frac{D_{ib}}{2} \right)^2 \right) * L}{(1000)^3} = \frac{\pi * \left(\left(\frac{60}{2} \right)^2 - \left(\frac{28}{2} \right)^2 \right) * 150}{(1000)^3}$$

$$V_b = 3,3x 10^{-4} \text{ m}^3$$

$$P_b = p_a * V_b * 2,205 = 7850 * 3,3x 10^{-4} * 2,205 = 5,74 \text{ lbf} \quad \text{Ec. 3.21}$$

Donde:

T_e = torque en el eje.

F = fuerza de desfibrado [lbf] (Tabla 3.3).

D_e = diámetro exterior del cilindro [in] (Tabla 3.9).

l_a = lado de la cuchilla [in] (Tabla 3.10).

s = espesor del buje o cubo [mm].

L = longitud del buje [mm].

P_b = peso de los bujes [lbf].

V_b = volumen del buje [m³].

D_{eb} = diámetro exterior del buje [mm].

D_{ib} = diámetro interior del buje [mm].

p_a = peso específico del acero = 7850 $\left[\frac{Kgf}{m^3}\right]$.

3.3.5 Selección de las placas

Su función es la de apoyo y transmitir el movimiento al cilindro. Se escogieron dos placas circulares para que el peso y el balanceo del cilindro sean uniformes (Figura 3.14).

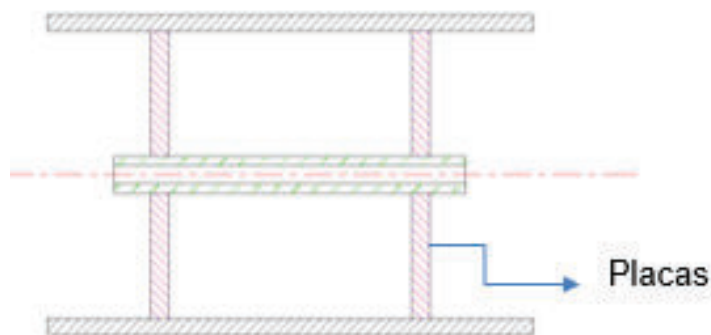


Figura 3.14. Placas.

“Muchos elementos rotatorios, como volantes, rotores de ventilador, pueden simplificarse a un anillo rotatorio, con el fin de determinar los esfuerzos

ejercidos en ellos. Cuando se realiza esto se tienen que existen los mismos esfuerzos tangenciales y radiales que en la teoría de los cilindros de pared delgada, salvo que son inducidos por fuerzas inerciales que actúan en todas las partículas del anillo. Los esfuerzos tangenciales y radiales así definidos están sometidos a las siguientes restricciones” [36]

- El radio exterior del anillo o disco es grande comparado con el espesor $r \geq 10t$.
- El espesor del anillo o disco es constante.
- Los esfuerzos son constantes en todo el grosor del anillo.

Previo al análisis de esfuerzos, se escoge un espesor mínimo de 6 mm del disco debido a que el calor provocado por el corte de oxiacetileno en planchas con espesores menores a 6 mm provocaría que el material cortado se doble.

El radio exterior del anillo será aproximadamente el mismo que el radio interior de cilindro del rotor r_i . El radio interior será aproximadamente de la medida del radio exterior del buje r_{eb} . Son medidas aproximadas dado que en los planos del Anexo L se asignará las tolerancias correspondientes. Se analiza la primera restricción:

$$r_i \geq 10(6); 110 \geq 10(6); 110 \text{ mm} \geq 60 \text{ mm}$$

Por tanto se cumplen todas las restricciones.

En donde el esfuerzo tangencial se rige bajo la Ec. 3.22:

$$\sigma_t = \frac{\gamma}{g} \omega^2 \left(\frac{3 + \nu}{8} \right) \left(r_{eb}^2 + r_i^2 + \frac{r_{eb}^2 * r_i^2}{r^2} - \frac{1 + 3\nu}{3 + \nu} r^2 \right) \quad \text{Ec. 3.22}$$

“Si el anillo rotatorio pasa la mayoría de su vida de operación en velocidad básicamente constante, entonces se puede considerar estáticamente cargado y usar la resistencia a la fluencia como criterio de falla (Ec. 3.23). Por lo que se puede determinar un factor de seguridad contra velocidad excesiva como el cociente de la velocidad de operación entre la velocidad que causará la fluencia (Ec. 3.24)” [37, pp. 452,455].

$$\sigma_t = S_y \quad \text{Ec. 3.23}$$

$$n_p = \frac{\omega_{fluencia}}{\omega_r} \quad \text{Ec. 3.24}$$

“Además se considera que el mayor esfuerzo es el tangencial y existe en la frontera interior” [38, pp. 5-60], es decir en el radio interior del anillo, por tanto:

$$r = r_{eb}$$

Donde $\omega = \omega_{fluencia}$ en la Ec. 3.22. Resolviendo la Ec. 3.22 con las consideraciones de criterio de falla expuestas se tiene que:

$$V_p = \pi * ((r_i)^2 - (r_{eb})^2) * e_p = \pi * ((4,34)^2 - (1,18)^2) * 0,24$$

$$V_p = 12,82 \text{ in}^3 = 2,1 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

$$P_p = 2 * p_a * V_p * 2,205 = 2 * 7850 * 2,1 \times 10^{-4} * 2,205 = 7,3 \text{ lbf} \quad \text{Ec. 3.25}$$

$$\gamma = \frac{P_p}{\# * V_p} = \frac{7,3}{2 * 12,82} = 0,29 \frac{\text{lbf}}{\text{in}^3}$$

$$62000 = \frac{0,29}{385,8} \omega_{fl}^2 \left(\frac{3 + 0,27}{8} \right) \left(1,18^2 + 4,34^2 + \frac{1,18^2 * 4,34^2}{1,18^2} - \frac{1 + (3 * 0,27)}{3 + 0,27} 1,18^2 \right)$$

$$\omega_{fluencia} = 2294,43 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$$n_p = \frac{2294,43}{131,73} = 17,42$$

Donde:

r_i = radio interior del cilindro [in](Tabla 3.9).

σ_t = esfuerzo tangencial [psi].

γ = densidad de masa [lbf/in³].

= número de placas.

g = gravedad [in/s²].

ν = coeficiente de poisson. [38]

S_y = esfuerzo de fluencia [psi].

$\omega_{fluencia}$ = velocidad rotacional de fluencia [rad/s].

ω_r = velocidad rotacional del rotor [rad/s] (Tabla 3.6).

n_p = factor de seguridad a la velocidad rotacional de fluencia.

r = radio en donde se requiere analizar los esfuerzo tangenciales [in].

P_p = peso de las placas [lbf].

V_p = volumen de la placa [m³].

r_{eb} = radio exterior del buje [mm].

p_a = peso específico del acero 7850 $\left[\frac{kgf}{m^3}\right]$.

e_p = Espesor de la placa [in].

3.3.5.1 Peso del rotor

Por medio de los resultados obtenidos en las ecuaciones 3.17, 3.19, 3.21 y 3.25 se calcula el peso del rotor debido a que es una fuerza que influye en el eje por lo que es considerada en el diseño del mismo.

$$P_t = 11,32 \text{ lbf}$$

$$P_c = 11,71 \text{ lbf}$$

$$P_b = 5,74 \text{ lbf}$$

$$P_p = 7,3 \text{ lbf}$$

$$P_r = P_t + P_c + P_b + P_p = 11,32 + 11,71 + 5,74 + 7,3 = 36,1 \text{ lbf} \quad \text{Ec. 3.26}$$

3.4 DISEÑO DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN

Como se analizó en el capítulo 2, se escogió como mejor opción un sistema de transmisión por banda tipo V. En la Figura 3.15 se visualiza las fuerzas actuantes F_1 y F_2 en las poleas, dada la tensión que existe en las bandas debido a la transmisión.

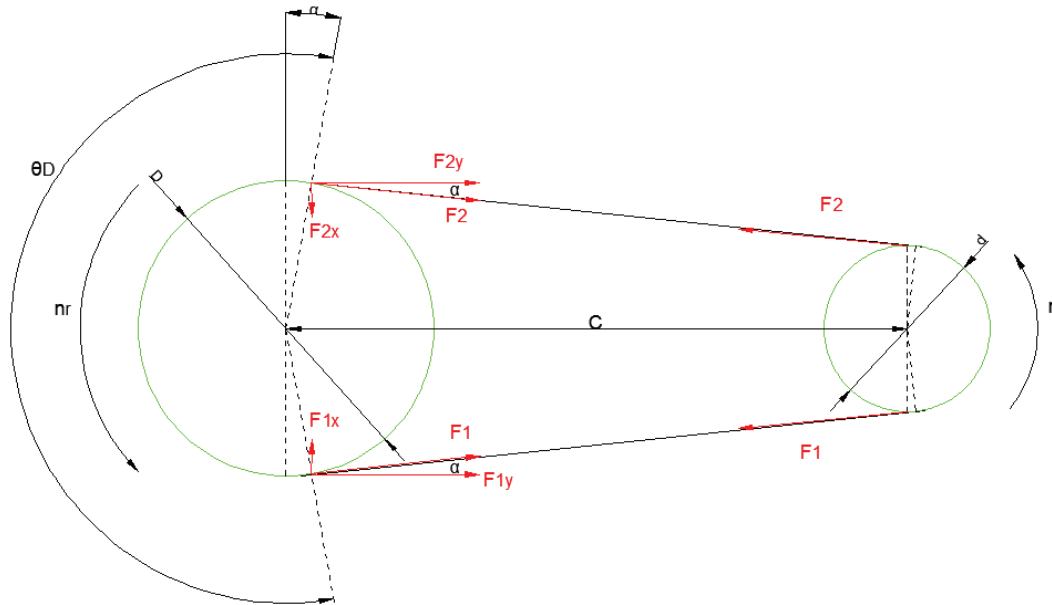


Figura 3.15. DCL de las bandas.

Se escoge una banda tipo B ya que cumple el rango de operación dado por la potencia y revoluciones del motor escogido (Tabla 3.8), además de que asegura un alto rendimiento [40] (Figura F.1).

El diseño del sistema de transmisión se lo realiza tomando como referencia el libro de “Diseño de Ingeniería Mecánica” de J. Shigley, octava edición, capítulo 17 [36]. Inicialmente se escoge una polea conductora de 6 in. Los parámetros iniciales para el cálculo del sistema de transmisión se muestran en la Tabla 3.11.

Tabla 3.11. Datos para el cálculo de bandas.

Velocidad rotacional rodete	n_r	1258,4	rpm
Potencia nominal	H_{nom}	10	hp
Velocidad rotacional motor	n	1760	rpm
Diámetro polea conductora	d	6	in

Para el cálculo de la polea conducida se utiliza la siguiente ecuación:

$$n_m * d = n_r * D$$

$$D = \frac{n * d}{n_r} = \frac{1760 * 6}{1258,4} = 8,3 \text{ in} \approx 8 \text{ in}$$

Donde:

D = diámetro de la polea conducida [in].

Se escoge de 8 in debido a su fácil adquisición en el mercado de poleas. Por tanto, para los diseños de componentes mecánicos se utilizará la nueva velocidad rotacional del eje del rotor dado el nuevo diámetro de la polea conducida de 8 in, donde:

$$n_r = 1320 \frac{\text{rev}}{\text{min}}$$

Para calcular la distancia entre centros se utiliza:

$$D \leq C \leq 3(D + d)$$

$$8 \leq C \leq 3(8 + 6)$$

$$8 \text{ in} \leq C \leq 42 \text{ in}$$

Donde:

C = distancia entre centros [in].

Se escoge un valor al azar que se encuentre dentro del rango calculado. En este caso se escoge inicialmente.

$$C = 50 \text{ cm} = 19,69 \text{ in}$$

Continuando.

$$L_p = 2C + \frac{\pi(D + d)}{2} + \frac{(D - d)^2}{4C} = 2 * 19,69 + \frac{\pi(8 + 6)}{2} + \frac{(8 - 6)^2}{4 * 19,69}$$

$$L_p = 61,41 \text{ in}$$

$$L = L_p - L_c = 61,41 - 1,8 = 59,1 \text{ in}$$

Ec. 3.27

Donde:

L_p = longitud de paso de la polea [in].

L_c = conversión de longitud = 1,8 (Tabla 17-11 de Shigley).

L = circunferencias interiores de bandas en V [in].

En donde para las circunferencias interiores de banda sección B de la Tabla 17-10 de Shigley, se escoge el inmediato superior al valor calculado, por tanto el nuevo valor es:

$$L = 60 \text{ in}$$

En donde se recalcula la Ec. 3.27.

$$L_p = L + L_c = 60 + 1,8 = 61,8 \text{ in}$$

$$C = 0,25 \left\{ \left[L_p - \frac{\pi}{2}(D + d) \right] + \sqrt{\left[L_p - \frac{\pi}{2}(D + d) \right]^2 - 2(D - d)^2} \right\}$$

$$C = 0,25 \left\{ \left[61,8 - \frac{\pi}{2}(8 + 6) \right] + \sqrt{\left[61,8 - \frac{\pi}{2}(8 + 6) \right]^2 - 2(8 - 6)^2} \right\} = 19,89 \text{ in}$$

$$C = 50,53 \text{ cm}$$

Obtenida la distancia entre centros real, se calcula el número de bandas necesario.

$$R = \frac{n}{n_r} = \frac{1760}{1320} = 1,33$$

$$H_{tab} = \text{Prest. base} + \text{Prest. adicional por rel. de transmisión [hp]}$$

Según la tabla mostrada en el Figura F.2 [42] para un motor de rpm = 1750 se tiene:

Prestación base = 5,01 hp

Prestación adicional por relación de transmisión = 0,60 hp

$$H_{tab} = 5,01 + 0,6 = 5,61 \text{ hp}$$

$$H_a = K_1 * K_2 * H_{tab} = 0,99 * 0,95 * 5,61 = 5,28 \text{ hp}$$

$$H_d = H_{nom} * K_s * n_d = 10 * 1,3 * 1 = 13 \text{ hp}$$

$$N_b \geq \frac{H_d}{H_a} \quad N_b = 1,2,3 \dots$$

$$N_b = \frac{13}{5,28} = 2,46 \approx 3 \text{ bandas}$$

Donde:

R = relación de transmisión

H_a = potencia permitida por banda [hp]

K_1 = factor de corrección del ángulo de contacto = 0,99 (Tabla 17-13 de Shigley).

K_2 = factor de corrección de la longitud de la banda = 0,95 (Tabla 17-14 de Shigley).

H_{tab} = potencia tabulada [hp]

H_d = potencia de diseño [hp]

H_{nom} = potencia nominal [hp]

K_s = factor de servicio = 1,3 (Tabla 17-15 de Shigley).

$n_d = \text{factor de diseño} = 1$

Continuando con el proceso, se calcula las fuerzas generadas en las bandas, las cuales ayudarán en la elaboración del diagrama de fuerzas en el diseño del eje, como se expuso en la Figura 3.15.

$$v = \frac{\pi * d * n}{12} = \frac{\pi * 6 * 1760}{12} = 2764,6 \frac{ft}{min} = 14,1 \frac{m}{s}$$

$$F_c = K_c \left(\frac{v}{1000} \right) = 0,561 * \left(\frac{2764,6}{1000} \right)^2 = 4,29 \text{ lbf}^2$$

$$\Delta F = \frac{\frac{63025 * H_d}{N_b}}{n * \left(\frac{d}{2} \right)} = \frac{\frac{63025 * 13}{3}}{1760 * \left(\frac{6}{2} \right)} = 51,73 \text{ lbf}$$

$$\alpha = \sin^{-1} \frac{(D - d)}{2C} = \sin^{-1} \frac{(8 - 6)}{2 * 19,89} = 2,88^\circ$$

$$\phi = \pi - 2 \sin^{-1} \frac{(D - d)}{2C} = \pi - 2 \sin^{-1} \frac{(8 - 6)}{2 * 19,89} = 3,04 \text{ rad}$$

$$F_1 = F_c + \frac{\Delta F * \exp(f\phi)}{\exp(f\phi) - 1} = 4,29 + \frac{51,73 * \exp(0,513 * 3,04)}{\exp(0,513 * 3,04) - 1}$$

$$F_1 = 69,77 \text{ lbf}$$

$$F_{1y} = F_1 \cos \alpha = 69,77 \cos(2,88) = 69,68 \text{ lbf}$$

$$F_{1z} = F_1 \sin \alpha = 69,77 \sin(2,88) = 3,51 \text{ lbf}$$

$$F_2 = F_1 - \Delta F = 69,77 - 51,73 = 18,04 \text{ lbf}$$

$$F_{2y} = F_2 \cos \alpha = 18,04 \cos(2,88) = 18,03 \text{ lbf}$$

$$F_{2z} = F_2 \sin \alpha = 19,85 \sin(2,88) = 0,91 \text{ lbf}$$

Según el catálogo de la INTERMEC para poleas en V [42], las poleas de aluminio resisten velocidades periféricas de $33 \frac{m}{s}$ por lo que se escoge este tipo de poleas para el diseño.

Donde:

v = velocidad periférica $\left[\frac{ft}{min} \right]$.

F_c = tensión centrífuga [lbf].

K_c = parámetro de banda = 0,561 (Tabla 17-16 de Shigley).

ΔF = potencia transmitida por banda [lbf].

α = ángulo de contacto entre la banda y la polea [°].

\emptyset = ángulo entre puntos de contacto entre la banda y la polea motriz [rad].

f = coeficiente de fricción efectivo = 0,513 [36, p. 880]

F_1 = tensión mayor.

F_{1y}, F_{1z} = componentes de F_1 .

F_2 = tensión menor.

F_{2y}, F_{2z} = componentes de F_2 .

Por facilidad de cálculo, se considera F_{1z} y F_{2z} despreciables para el análisis de diagrama de fuerzas en el diseño del eje.

3.5 FUERZAS ACTUANTES EN EL EJE

Antes del diseño del eje se requiere analizar el diagrama de fuerza cortante, momento flector y torque. Para esto se debe considerar todas las fuerzas actuantes en el eje como se observa en la Figura 3.16. Estas corresponden a las fuerzas efectuadas por el peso del rotor, la fuerza de desfibrado, el peso de la polea, las fuerzas de tensionado de la banda y finalmente las reacciones generadas en los rodamientos. Además de esto se considera el torque ejercido en el eje.

3.5.1 Diagrama de cuerpo libre

En la Tabla 3.12 se presenta un resumen de las fuerzas actuantes en el eje.

Tabla 3.12. Fuerzas actuantes en el eje.

Fuerza de desfibrado	F	24,23	lbf	107,9	N
Peso del rotor	P_{r1}	18,05	lbf	80,40	N
	P_{r2}	18,05	lbf	80,40	N
Componentes de F_1	F_{1y}	69,68	lbf	310,4	N
Componentes de F_2	F_{2y}	18,03	lbf	80,32	N
Peso de la polea conducida	P_p	14,60	lbf	65,00	N

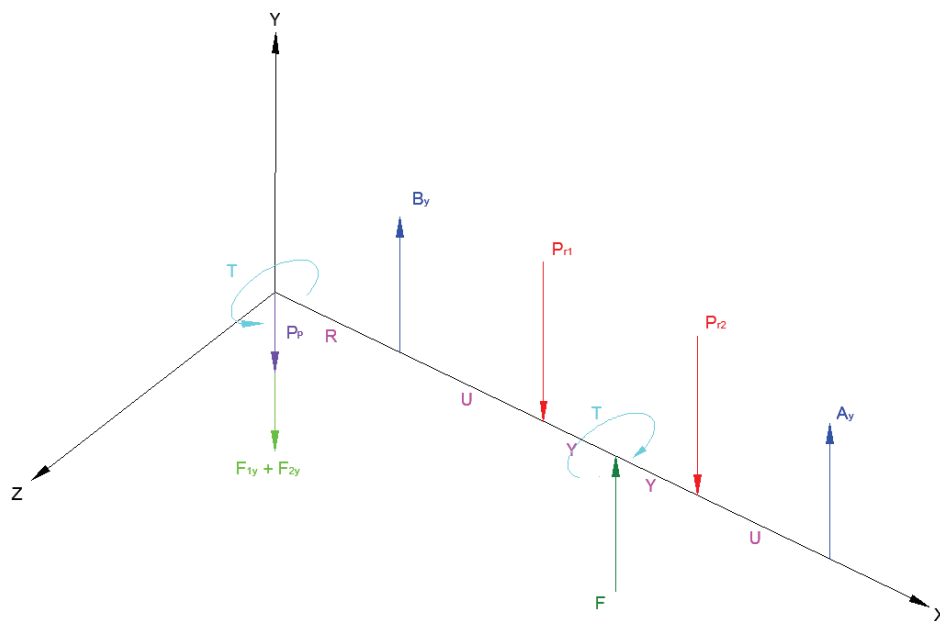


Figura 3.16. DCL del eje.

Donde:

$$R = 65,70 \text{ mm}$$

$$U = 116,5 \text{ mm}$$

$$Y = 50 \text{ mm}$$

B_y = Reacción apoyo B [lbf].

A_y = Reacción apoyo A [lbf].

Como consideración importante, para las longitudes se toma en cuenta tanto los tamaños de los rodamientos, de las poleas y distancias finales del rotor, lo que implica un proceso de recálculo de los numerales a continuación

$$\sum M_B = 0$$

$$(F_{1y} + F_{2y} + P_p) * R - P_{r1} * (U) + F * (U + Y) - P_{r2} * (U + 2Y) + A_y * (2U + 2Y) = 0$$

$$A_y = \frac{-(F_{1y} + F_{2y} + P_p) * R + P_{r1} * (U) - F * (U + Y) + P_{r2} * (U + 2Y)}{(2U + 2Y)}$$

$$\sum f_y = 0$$

$$-F_{1y} - F_{2y} - P_p + B_y - P_{r1} + F - P_{r2} + A_y = 0$$

$$B_y = F_{1y} + F_{2y} + P_p + P_{r1} - F + P_{r2} - A_y$$

Reemplazando los valores de R, U e Y dados se obtiene que las reacciones en los apoyos son:

$$A_y = 68,82 \text{ N} = 15,45 \text{ lbf}$$

$$B_y = 566,72 \text{ N} = 127,22 \text{ lbf}$$

3.5.2 Diagramas de fuerza cortante, momento flector y torque

Una vez obtenidas las fuerzas en los soportes, se realizan los diagramas de fuerza cortante, momento flector y torque; con el fin de conocer el punto crítico del eje, que servirá para posteriormente determinar el diámetro óptimo de diseño para el prototipo. En la Figura 3.17 se aprecian las fuerzas que actúan en el eje y por medio de la ayuda del software Inventor se obtienen los diagramas de fuerza de corte, momento flector y diámetro mínimo del eje:

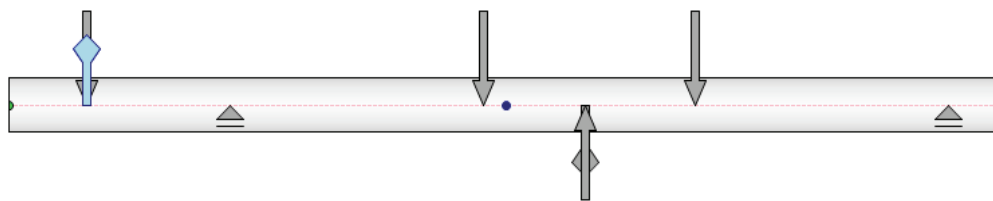


Figura 3.17. DCL del eje obtenido en Inventor.

- Diagrama de fuerza cortante.

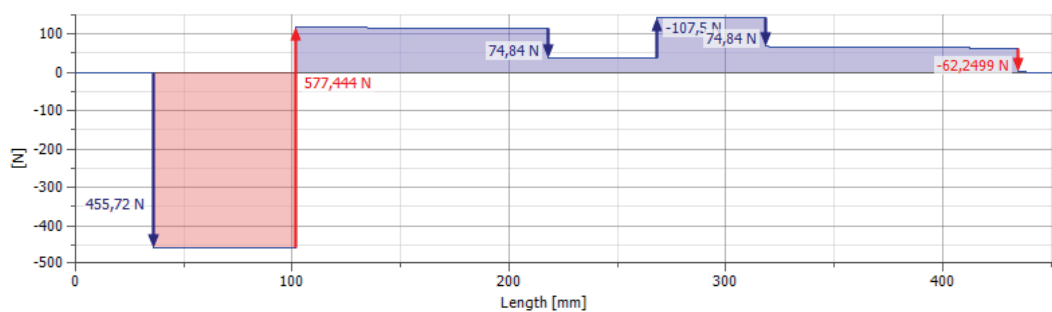


Figura 3.18. Diagrama de fuerza cortante.

Con la Figura 3.18 podemos observar que Inventor arroja valores mucho más exactos. Esto puede deberse al rango de decimales con los que se calcula.

- Diagrama de momento flector

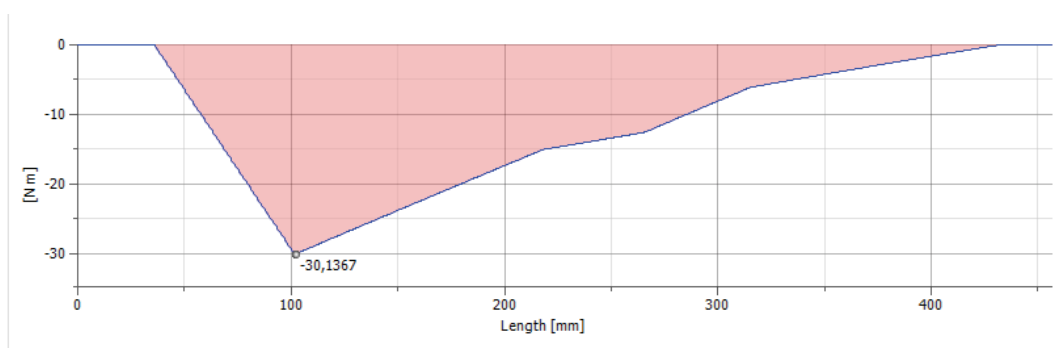


Figura 3.19. Diagrama de momento flector.

Como se observa en la Figura 3.19, el punto crítico en el eje corresponde al apoyo B; es esa sección que debemos tomar en cuenta para el diseño del eje.

$$M_{max} = 30 \text{ Nm} = 265 \text{ lbf in}$$

- Torque máximo

$$T_{max} = 21,5 Nm = 190 lbf in. \text{ (Tabla 3.3)}$$

- Diámetro mínimo

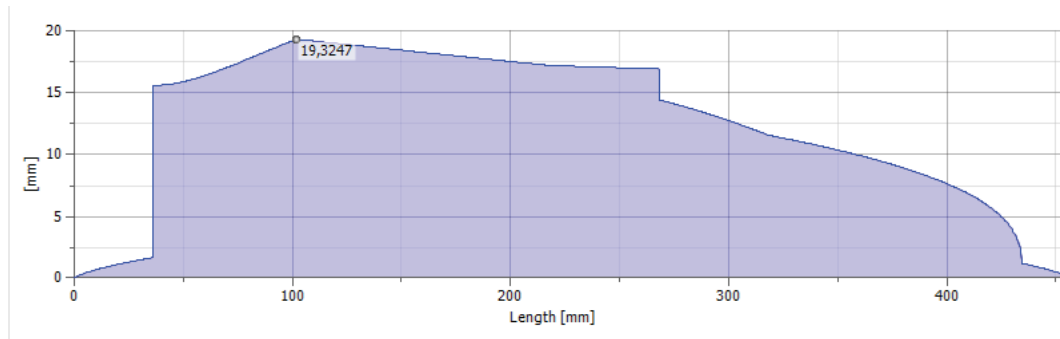


Figura 3.20. Diámetro mínimo generado en Inventor.

$$d_{min_e} = 19,33 mm$$

El valor obtenido como diámetro mínimo en la Figura 3.20 en Inventor servirá como referencia para la selección de los rodamientos, ya que en la sección de diseño del eje se comprobará si el diámetro escogido es el adecuado mediante el cálculo del factor de seguridad. Por tanto, para el diámetro del eje se escoge un valor más alto por seguridad.

$$d_e = 25 mm = 0,98 in$$

3.6 SELECCIÓN DE RODAMIENTOS

Se toma como referencia el proceso de cálculo para rodamientos rígidos de bola ya que son los que se ajustan a los requerimientos del prototipo. Con la ayuda del catálogo de SKF se realiza la selección adecuada de estos rodamientos [43]. Inicialmente se escogen rodamientos rígidos de bolas de una hilera. Para saber la duración de los rodamientos se utilizan las siguientes ecuaciones.

$$L_{10} = \frac{L_{10h} * 60n_r}{1000000} = \frac{15000 * 60 * 1320}{1000000} = 1188 h$$

Donde:

L_{10} = duración nominal, en millones de revoluciones [h].

L_{10h} = duración nominal, en horas de servicio [h] = 15000 h.

n_r = velocidad rotacional del eje del rotor $\left[\frac{rev}{min}\right]$.

Dado que se obtuvo como punto crítico en el eje, el apoyo B, será el punto donde se realizará el cálculo de las cargas equivalentes a las que estará sometido el rodamiento.

$$P = F_r \text{ cuando } \frac{F_r}{F_a} \leq e = 566,72 \text{ N}$$

$$C = P * (L_{10})^{\frac{1}{p}} = 566,72 * (1188)^{\frac{1}{3}} = 6002 \text{ N}$$

$$P_o = 0,6F_r = 0,6 * 566,72 = 340 \text{ N}$$

$$C_o = S_o * P_o = 1,5 * 340 = 510 \text{ N}$$

Donde:

P = carga dinámica equivalente [N].

$F_r = B_y$ = carga radial en el apoyo B [lbf].

F_a = cargas axiales = 0 [lbf].

p = exponente de la fórmula de vida para bolas = 3.

C = capacidad de carga dinámica [N].

P_o = carga estática equivalente [N].

S_o = requerimiento de funcionamiento silencioso = 1,5.

C_o = capacidad de carga estática [N].

Por tanto, los rodamientos seleccionados son soportes con rodamiento tipo Y con tornillos de fijación en el aro interior, como se observa en la Figura 3.21. En la Figura 3.22 se especifica las medidas del rodamiento seleccionado, que servirán para dimensionar la sección correspondiente a los rodamientos en el eje.



Figura 3.21. Rodamientos tipo Y con tornillo de fijación en el aro interior.
Fuente: <http://www.directindustry.es/fabricante-industrial/cojinete-rodamiento-bolas-86729.html>

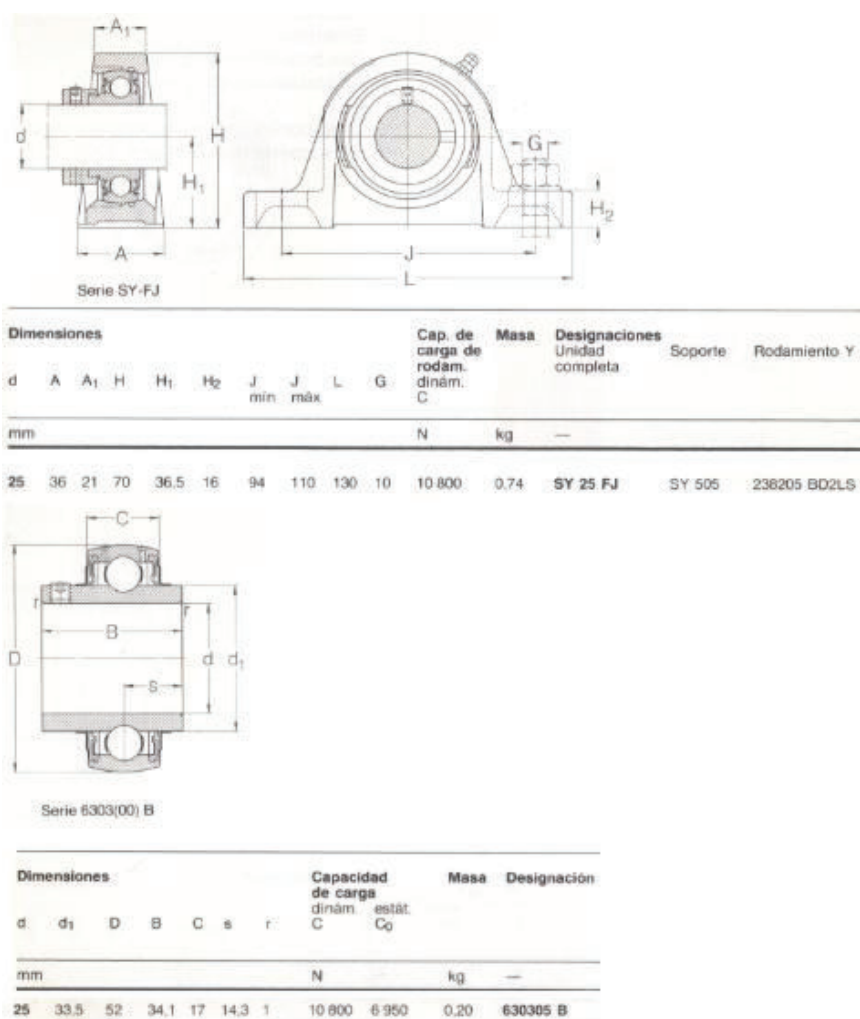


Figura 3.22. Especificaciones y medidas del rodamiento seleccionado.

Fuente: Catálogo general SKF

Este tipo de rodamientos se caracteriza por:

- Trabajo excelente bajo cargas radiales.
- Absorben desalineaciones iniciales del eje.
- No requiere mantenimiento en condiciones normales de trabajo.
- Bajo costo.
- Fácil y rápido montaje.
- El rodamiento es cambiabile.
- Fácil de encontrar.

3.7 DISEÑO DEL EJE

El eje es el componente mecánico encargado de transmitir potencia y movimiento al rotor. Como se analizó en el literal anterior, el eje está sometido a cargas únicamente radiales, y torque generado por las poleas y la fuerza de desfibrado. El tipo de material utilizado será un eje 4340, dado por el catálogo de la BOHLER. El proceso de diseño del eje referente a factores y concentradores de esfuerzos se lo realiza tomando como referencia el libro de “Diseño de Ingeniería Mecánica” de J. Shigley, quinta edición, capítulo 7 en las tablas A del apéndice A [44]. El cálculo se basará en un diseño dinámico del eje.

Tabla 3.13. Datos requeridos para el diseño del eje.

Material del eje		AISI 4340	
Esfuerzo de fluencia		99,4	<i>kpsi</i>
Esfuerzo ultimo a la tracción	S_{ut}	90	$\frac{kgf}{mm^2}$
		127,7	<i>kpsi</i>
Momento máximo	M_a	265	<i>lbf * in</i>
Torque en la polea conducida	T_m	190	<i>lbf * in</i>

Debido a que:

$$S_{ut} < 200 \text{ ksi}$$

$$S_e = 0,5 * S_{ut} = 0,5 * 127,7 = 63,9 \text{ ksi}$$

- *Factor de superficie*

$$a = 2,7$$

$$b = -0,265$$

$$k_a = a * S_{ut}^b = 2,7 * 127,7^{-0,265} = 0,75$$

- *Factor de tamaño*

$$2,79 \leq d \leq 51 \text{ mm}$$

$$k_b = \left(\frac{d}{7,62}\right)^{-0,1133} = \left(\frac{25}{7,62}\right)^{-0,1133} = 0,87$$

- *Factor de carga*

$$k_c = 0,58$$

- *Factor de temperatura*

$$k_d = 1$$

“El proceso de análisis del esfuerzo de la fatiga depende en gran medida de las concentraciones del esfuerzo. Los hombros para el apoyo de los rodamientos deben obedecer la recomendación de catálogo para el rodamiento específico” [36, p. 360]. Para el cálculo de los factores a continuación se debe tomar en cuenta los radios de acuerdo propuestos por el catálogo de rodamientos SKF [43, p. 130].

Para impedir el movimiento axial del rodamiento se debe realizar un cambio de sección en el eje denominada hombro (Figura 3.23). Esto genera un concentrador de esfuerzos que se trata de disminuir realizando un radio de acuerdo en el cambio de sección.

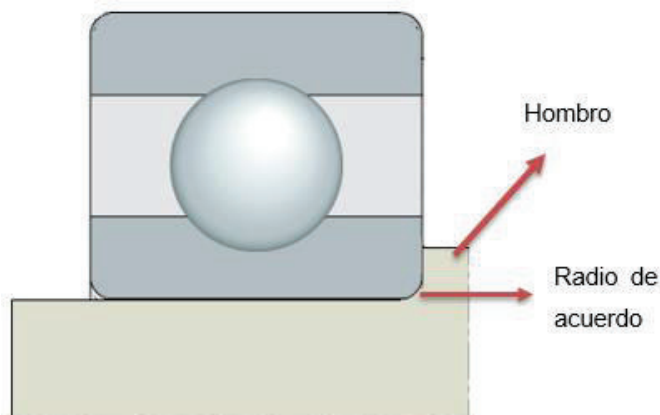
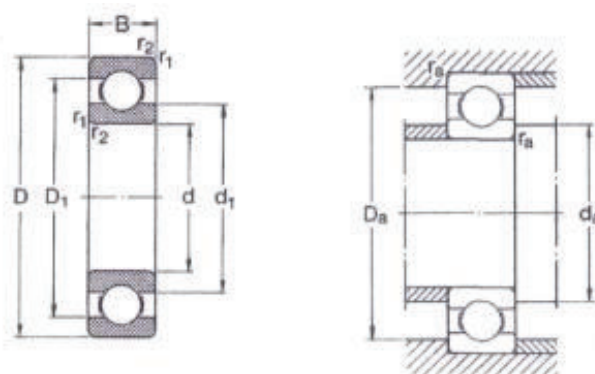


Figura 3.23. Radio de acuerdo.

Dado que el rodamiento tipo Y seleccionado (Figura 3.22) es similar en medidas a un rodamiento de bolas, se considera este último para referenciar la medida del hombro. En la Figura 3.24 se expone las medidas de rodamiento de bolas, donde el diámetro del hombro está representada por d_a que es un valor mínimo y mide 27 mm. Para este caso se escoge una medida de 28 mm dado que se adquirirá un eje AISI 4340 en la BOHLER de diámetro de 32 mm.



Sin ranuras en el aro exterior

Dimensiones principales

d	D	B	d_1	D_1	D_2	$r_{1,2}$ min	d_a min	D_a máx	r_a máx
25	37	7	28,5	33,3	-	0,3	27	35	0,3

Figura 3.24. Dimensión del hombro.

Fuente: Catálogo general SKF

Para el cálculo de los concentradores de esfuerzo en el eje se dispone de la Figura 3.25 donde se muestra las dimensiones del radio de acuerdo donde está ubicado el rodamiento. Dado que:

$$\frac{d_{\text{hombro}}}{d_{\text{diseño}}} = \frac{28 \text{ mm}}{25 \text{ mm}} = 1,12$$

Se escoge un radio del chaflán $r_s = 1,1 \text{ mm}$. Para esto se han resumido las dimensiones del radio de acuerdo que se requiere en la Tabla 3.14

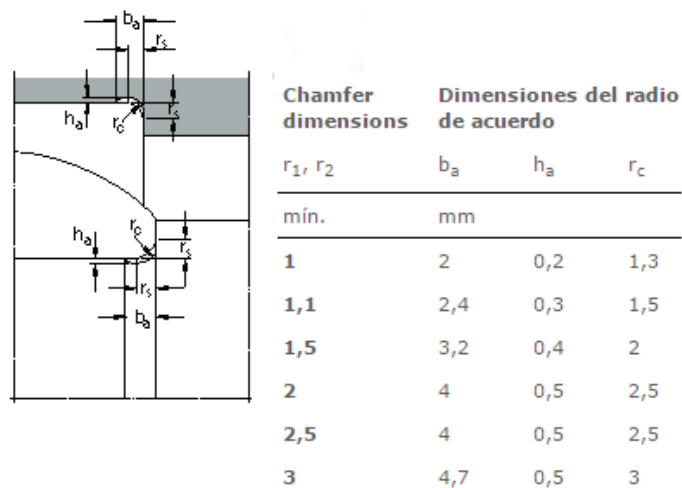


Figura 3.25. Medidas del radio de acuerdo.

Fuente: Catalogo SKF

Tabla 3.14. Dimensiones del radio de acuerdo para evaluar el hombro de apoyo del rodamiento.

Parámetro	Dimensión del acuerdo
r_s	1,1 mm
b_a	2,4 mm
h_a	0,3 mm
r_c	1,5 mm

Fuente: Catalogo SKF

El parámetro que servirá para la obtención de los factores de concentración de esfuerzos es r_c los demás parámetros servirán únicamente para el dibujo perteneciente a la sección del hombro en el eje.

- *Factor de concentración de esfuerzos por flexión*

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) = 1 + 0,78(1,5 - 1) = 1,39$$

$$q = 0,78$$

$$K_t = 1,5$$

$$k_{es} = \frac{1}{K_f} = \frac{1}{1,39} = 0,72$$

- *Factor de concentración de esfuerzos por torsión*

$$K_{fs} = 1 + q_{ts}(K_{ts} - 1) = 1 + 0,84(1,2 - 1) = 1,17$$

$$q_{ts} = 0,84$$

$$K_{ts} = 1,2$$

$$k_{et} = \frac{1}{K_{fs}} = \frac{1}{1,17} = 0,86$$

- *Factor de concentración de esfuerzos*

$$k_e = k_{es} + k_{et} = 0,72 + 0,86 = 1,58$$

- Límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánica

$$S_e = S_e' * k_a * k_b * k_c * k_d * k_e$$

$$S_e = 63,87 * 0,75 * 0,87 * 0,58 * 1 * 1,58 = 15 \text{ ksi}$$

“En cualquier eje rotatorio cargado por momentos estacionarios de flexión y torsión actuarán esfuerzos por flexión completamente invertida, debido a la rotación del árbol, pero el esfuerzo torsional permanecerá constante” [36].

Dentro de lo que corresponde al análisis de diseño del eje, el enfoque que ofrece Soderberg utiliza datos de prueba de tensión simple y es completamente conservador. Este planteamiento considera la posibilidad de falla por fluencia en el primer medio ciclo” [44, p. 799], por lo que está considerando posibles falla estática.

Mediante un análisis de teoría de esfuerzo cortante propuesto en el libro de “Diseño de Ingeniería Mecánica” de J. Shigley, quinta edición, capítulo 18 obtenemos la siguiente ecuación.

$$\frac{1}{n} = \frac{32}{\pi * d_e^3} \left(\left(\frac{K_f * M_a}{S_e} \right)^2 + \left(\frac{K_{fs} * T_m}{S_y} \right)^2 \right)^{\frac{1}{2}} \quad \text{Ec. 3.28}$$

La Ec. 3.28 incluye un proceso de resolución de ecuaciones tanto del círculo de Mohr y esfuerzos de Von Mises lo que implica que el cálculo de la Ec. 3.28 se encuentra en una zona segura de diseño.

$$\frac{1}{n} = \frac{32}{\pi * 0,98^3} \left(\left(\frac{1,39 * 265}{15000} \right)^2 + \left(\frac{1,17 * 190}{99355} \right)^2 \right)^{\frac{1}{2}} = 0,25$$

$$n = 3,95$$

El factor mínimo aceptable que se puede considerar para el diseño de ejes es 1,5. En este caso el factor de seguridad obtenido es de 3,95 para un diámetro de 25 mm. Se considera que es un valor alto pero dadas las circunstancias de disponibilidad inmediata por parte de la BOHLER se adquirirá un eje de 30 mm de diámetro porque se requiere de poco maquinado para alcanzar el diámetro requerido de 28 mm para el hombro del eje y 25 mm de diámetro para la

sección de los rodamiento. Por ello se acepta en este caso el factor de seguridad calculado.

Donde:

S_e = límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánica [ksi].

$S_{e'}$ = límite de resistencia a la fatiga de la muestra de viga rotatoria [ksi].

S_{ut} = esfuerzo ultimo a la tracción [ksi].

S_y = esfuerzo de fluencia [ksi].

k_a = factor de superficie.

k_b = factor de tamaño.

k_c = factor de carga.

k_d = factor de temperatura.

K_t = concentrador de esfuerzos para flexión.

q = sensibilidad de la muesca para flexión.

K_f = factor de concentración de esfuerzos por flexión.

k_{es} = factor de concentración de esfuerzos por flexión.

K_{ts} = factor de concentración de esfuerzos por torsión.

q_{ts} = sensibilidad de la muesca para torsión.

K_{fs} = factor de concentración de esfuerzos por torsión.

k_{et} = factor de concentración de esfuerzos por torsión.

k_e = factor de concentración de esfuerzos.

M_a = momento máximo.

T_m = torque máximo.

d_e = diámetro del eje.

n = factor de seguridad.

3.8 DISEÑO DE CHAVETAS

La chaveta es el componente mecánico que se utiliza para transmitir momento desde el eje hasta el rotor y para caso presente desde la polea al eje. Los datos iniciales son los mostrados en la Tabla 3.15

Tabla 3.15. Datos requeridos para el diseño de chavetas.

Material de la chaveta		A-36	
Resistencia a la fluencia	S_y	2350	$\frac{Kgf}{cm^2}$
Momento torsor	T	190	$lbf * in$
		21,5	$N * m$
Diámetro eje	d_e	25	mm

El ancho y la altura de la chaveta se obtienen en función de la medida del diámetro del eje (Figura G.1), se escoge la chaveta tipo B como se observa en la Figura 3.26 [37, 45].

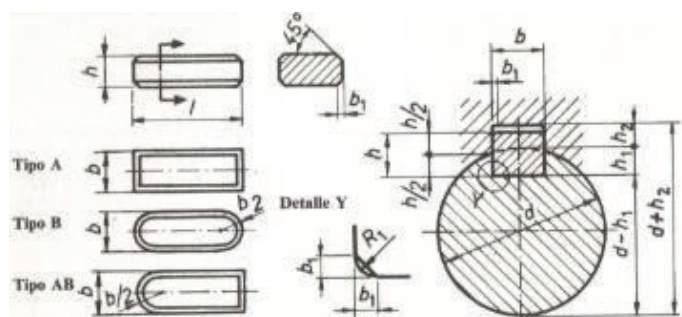


Figura 3.26. Tipos de chavetas.

$$F_c = \frac{2 * T}{d_e} = \frac{2 * 21,5}{0,025} = 1720 \text{ N} = 175,5 \text{ Kgf}$$

$$n_c = \frac{S_y * b * l_c}{2 * F_c} \quad \text{Ec. 3.29}$$

Donde:

F_c = fuerza de corte [N].

b = ancho de la chaveta [mm] = 8 [mm], se escoge este ancho dado que en las casas comerciales de venta de materiales de acero se encuentra chavetas con esta medida

h = altura de la chaveta [mm].

l_c = longitud de la chaveta.

Por medio de la Ec. 3.29 se calcula el factor de seguridad para la chaveta del rotor y de la polea conducida.

- Para la chaveta del rotor se considera que:

$$l_c = 9 \text{ cm}$$

$$n_c = \frac{2350 * 0,8 * 9}{2 * 175,5} = 48$$

- Para la chaveta del rotor se considera que:

$$l_c = 5 \text{ cm}$$

$$n_c = \frac{2350 * 0,8 * 5}{2 * 175,5} = 27$$

Por tanto las medidas finales para las chavetas se muestran en la Tabla 3.16.

Tabla 3.16. Medidas de las chavetas.

Ancho de la chaveta	b	8	mm
Altura de la chaveta	h	8	mm
Profundidad del chavetero del eje	h_1	4+0,2	mm
Profundidad del chavetero del cubo	h_2	4+0,2	mm

3.9 SELECCIÓN DE PERNOS

Su función es la de mantener adheridas las cuchillas al cilindro. El DCL indicado en la Figura 3.27 describe que debe existir el número de pernos suficientes para soportar la fuerza centrífuga F_{cn} generada por la rotación del rotor, y la fuerza de desfibrado F . A causa de la fuerza de desfibrado los pernos absorben toda la carga del momento flector y del cortante directo V como se analizó en la Figura 3.9. Además, se produce una fuerza de tensión N provocada por el ajuste del perno. Por tanto, se requiere un análisis a tracción simple, corte puro y flexión del perno.

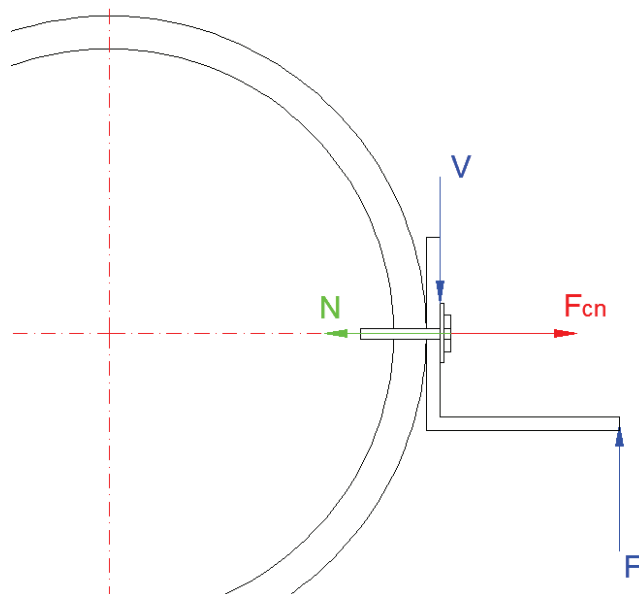


Figura 3.27. DCL de los pernos.

Para el diseño se ha considerado las condiciones expuestas en la Tabla 3.17 del libro de “Diseño de Ingeniería Mecánica” de J. Shigley, quinta edición, capítulo 8 [44].

Tabla 3.17. Datos requeridos para la selección de los pernos.

Grado del perno		8	
Diámetro del perno	d_p	8	mm
Tipo de rosca	UNF	fina	
Diámetro nominal del perno	d_n	0,31	in
Área de esfuerzo de tensión	A_t	0,058	in ²
Diámetro exterior de la arandela	d_a	17	mm
Espesor de la arandela	e	1,6	mm
Límite de fluencia mínima	S_y	130000	psi
Módulo de elasticidad del perno	E_p	3×10^7	psi
Altura de la tuerca	l_t	5	mm
Espesor S arandela de presión	S	2,1	mm
Espesor K arandela de presión	k	0,3	mm
Numero de pernos	#	2	
Módulo de elasticidad del material base		3×10^7	psi
Fuerza de desfibrado	F	24,23	lbf
Peso de cada paleta	P_p	0,44	kgf
Velocidad rotacional del eje	w_r	138,23	rad/s
Radio de ubicación de las cuchillas	R_p	0,15	m
Longitud de la cuchilla	l_a	1,5	in
Espesor del tubo	e_1	6,50	mm
Espesor de la paleta	e_2	4,76	mm
Módulo de elasticidad del perno	E_m	3×10^7	psi

Se escoge 2 pernos debido a que mínimo en cada cuchilla se puede poner ese número de pernos. Donde se utilizan las siguientes ecuaciones.

- Procedimiento de la teoría de falla en tensión simple

$$F_{cn} = -P_p * w_r^2 * R_p = 0,44 * 138,23^2 * 0,15 = 1261 \text{ N} = 281,74 \text{ lbf}$$

$$V = \frac{F}{\#} = \frac{24,23}{2} = 12,12 \text{ lbf}$$

$$\sum M_o = 0 \text{ sentido antihorario positivo}$$

$$F(l_a) + N\left(\frac{l_a}{2}\right) + F_{cn}\left(\frac{l_a}{2}\right) = 12,12(1,5) + N(0,75) - 281,74(0,75) = 0$$

$$N = 257,6 \text{ lbf}$$

$$F_{i_{min}} = 0,90 * 0,85 A_t S_y = 0,90 * 0,85 * 0,058 * 130000$$

$$F_{i_{min}} = 5768,1 \text{ lbf}$$

$$h = 2s + 2k = 2 * 2,1 + 2 * 0,3 = 4,8 \text{ mm}$$

$$L_j = e_1 + e_2 = 6,5 + 4,76 = 11,26 \text{ mm}$$

$$L_{perno} = e + l_t + h + L_j = 1,6 + 5 + 4,8 + 11,26 = 22,7 \text{ mm}$$

Tomando longitudes nominales de pernos del Anexo H se tiene que:

$$L_{perno} = 25 \text{ mm}$$

$$A_d = \frac{\pi * d_p^2}{4} = \frac{\pi * 8^2}{4} = 50,27 \text{ mm}^2 = 5 * 10^{-5} \text{ m}^2$$

$$k_m = \frac{0,577\pi * E * d_n}{2 \ln \left(5 \frac{0,577e_1 + 0,5d_p}{0,577e_1 + 2,5d_p} \right)} = \frac{0,577\pi * 3 \times 10^7 * 0,31}{2 \ln \left(5 \frac{0,577 * 6,5 + 0,5 * 8}{0,577 * 6,5 + 2,5 * 8} \right)}$$

$$k_m = 17216489,6 \frac{\text{lb}f}{\text{in}} = 3012509110 \frac{N}{m}$$

$$k_b = \frac{A_t * E}{L_T} = \frac{0,058 * 3 \times 10^7}{25} = 69600 \frac{\text{lb}f}{\text{mm}} = 309333333,3 \frac{N}{m}$$

$$C_r = \frac{k_b}{k_b + k_m} = \frac{309333333,3}{309333333,3 + 3012509110} = 0,09$$

$$F_b = F_{i_{min}} + C_r * N = 5768 + (0,09 * 257,6)$$

$$F_b = 5791,2 \text{ lb}f = 25797,1 N$$

$$T_{apriete} = 0,2 * F_b * d_p = 0,2 * 25797,1 * 0,008 = 41,3 \text{ Nm}$$

$$n_{pernos} = \frac{0,85 * S_y * A_t - F_b}{C_r * N} = \frac{(0,85 * 130000 * 0,058) - 5791,2}{0,09 * 257,6}$$

$$n_{ts} = 26,6$$

Ec. 3.30

- Procedimiento de las teorías individuales para esfuerzos puros

Corte Puro

$$\tau_{xy} = \frac{4V}{\pi d_n^2} = \frac{4 * 12,11}{\pi * (0,31)^2} = 160,4 \text{ psi}$$

$$n_{cp} = \frac{0,577 * S_y}{\tau_{xy}} = \frac{0,577 * 130000}{160,4} = 467$$

Ec. 3.31

Flexión

$$M_p = \frac{M}{\#} = \frac{36,2}{2} = 18,01 \text{ lbf} \cdot \text{in}$$

$$\sigma_x = \frac{32M_p}{\pi d_n^3} = \frac{32 * 18,01}{\pi * (0,31)^3} = 6158 \text{ psi}$$

$$n_f = \frac{S_y}{\sigma_x} = \frac{130000}{6158} = 21 \quad \text{Ec. 3.32}$$

Por medio de los factores de seguridad obtenidos se concluye que el perno se encuentra expuesto en mayor porcentaje a esfuerzos de tensión es por ello que la cantidad y tipo de pernos seleccionados soportan adecuadamente las cargas expuestas en la Figura 3.27 a pesar de que los factores seguridad para corte puro y flexión obtenidos en las Ec. 3.31 y Ec. 3.32 son altos. Se diseña con un perno totalmente roscado.

De donde:

F_{cn} = fuerza centrífuga [lbf].

F = fuerza de desfibrado [lbf].

V = fuerza de corte [lbf].

N = fuerza de tensión [lbf].

h = espesor de la arandela de presión [mm].

L_j = espesor de la junta [mm].

L_T = longitud del perno [mm].

$F_{i_{min}}$ = fuerza de precarga mínima de cada perno [N].

A_d = área mayor [m²].

k_m = coeficiente de rigidez del material base [N/m].

k_b = coeficiente de rigidez del total del perno [N/m].

C_r = coeficiente de rigidez.

F_b = carga total del perno [lbf].

$T_{apriete}$ = torque de apriete [Nm].

n_{ts} = factor de seguridad de tensión simple.

τ_{xy} = esfuerzo de corte [psi].

S_y = esfuerzo de fluencia [psi].

n_{cp} = factor de seguridad de corte puro.

M_p = momento de flexión en cada perno [lbf * in].

M = momento de flexión [lbf * in].

σ_x = esfuerzo de flexión [psi].

n_f = factor de seguridad de flexión.

3.9 ESTRUCTURA

La estructura a diseñar es el bastidor el cual alberga y soporta el peso del motor y el conjunto del rotor. Para realizar el análisis estructural se utilizará simulación por elementos finitos, usando SAP 2000. Primeramente se definirá la estructura, se le asignarán elementos predefinidos. Para esto se asignará fuerzas y condiciones generales para la simulación y se concluirá corriendo el programa para definir qué tan exigidos están los elementos en la estructura.

3.9.1 Análisis estructural

El análisis realizado a la estructura de la máquina tiene el fin de asegurar que los elementos seleccionados para su construcción y la geometría diseñada cumplen con los requerimientos producidos por el peso propio y las fuerzas originadas con el trabajo de la máquina. Para realizar el análisis primeramente se deben determinar las fuerzas originadas en la estructura por el trabajado de desfibrado. Como se puede observar en la Figura 3.28, en el DCL de la hoja o pseudotallo actúan la fuerza del golpeteo de las cuchillas, una fuerza de tensión del operario, la normal producida por la pechera y la fuerza de rozamiento dinámico del material.

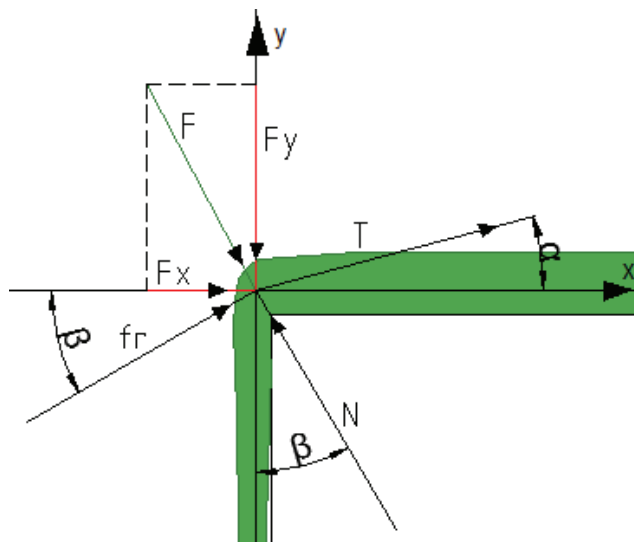


Figura 3.28. DCL de hoja o pseudotallo desfibrado.

En la Figura 3.28 la fuerza F generada en el desfibrado se subdivide en dos componentes que tienen orígenes definidos. La componente F_y se genera al momento de retirar o raspar el material adherido a la fibra o pulpa propia de la hoja o pseudotallo. La componente F_x se genera al momento del aplastamiento del material debido a la pequeña brecha entre la pechera y la cuchilla del rotor, distancia a través de la cual deberán pasar las fibras.

La fuerza F_y considerada se toma del análisis dado en la Tabla 3.3 mientras que la fuerza F_x se ha determinado mediante un análisis experimental realizado aplastando hojas de cabuya en una prensa hidráulica del Laboratorio de Análisis de Esfuerzos de la EPN resultando un valor aproximado de 10 lbf = 45,5 N obtenido al comprimir entre 0,5 y 1,5 mm la materia prima. En el Anexo I se muestran imágenes referentes al análisis mencionado.

La tensión realizada por el operario al momento del desfibrado genera un ángulo de introducción α que tiene un valor aproximado de 15° según pruebas experimentales realizadas. A su vez la normal generada por la pechera de la estructura también se genera con un ángulo β igual a 30° desde la vertical. Esto debido al ángulo de incidencia de la cuchilla en la hoja y a la forma de la pechera. Para determinar estas fuerzas se realiza una sumatoria de fuerzas en los ejes definidos.

$$\sum F_x = 0$$

$$F_x + T_x + f_{rx} = N_x$$

$$F_x + (T * \cos \alpha) + (\mu * N * \cos \beta) = N * \sin \beta$$

$$F_x + (T * \cos \alpha) = N(\sin \beta - \mu * \cos \beta)$$

Ec. 3.33

$$\sum F_y = 0$$

$$f_{ry} + N_y + T_y = F_y$$

$$(\mu * N * \sin \beta) + (N * \cos \beta) + (T * \sin \alpha) = F_y$$

$$N(\mu * \sin \beta + \cos \beta) + (T * \sin \alpha) = F_y$$

Ec. 3.34

Dónde:

$F_x = 45,5 [N]$, componente en x de fuerza generada en desfibrado.

$F_y = 107,9 [N]$, componente en y de fuerza generada en desfibrado.

T = tensión generada por operario [N]

N = normal de reacción en pechera [N]

$\alpha = 15^\circ$, ángulo de introducción de materia prima

$\beta = 30^\circ$, ángulo de reacción de normal

$\mu = 0,1$, coeficiente de fricción aproximado entre materia prima y acero [25].

Resolviendo las Ec. 3.33 y Ec. 3.34 se tendría:

$$N(\mu * \sin 30 + \cos 30) + (T * \sin 15) = 107,9$$

$$(0,92 * N) + (0,26 * T) = 107,5$$

$$T = 413,5 - (3,54 * N)$$

Ec. 3.35

Remplazando Ec. 3.35 en Ec. 3.33 se obtiene:

$$45,5 + (T * \cos 15) = N(\sin 30 - \mu * \cos 30)$$

$$45,5 + 399,40 - (3,42 * N) = 0,41 * N$$

$$N = 116,2 N$$

De cual se puede determinar:

$$N_x = 116,2 * \sin 30 = 58 N$$

$$N_y = 116,2 * \cos 30 = 100,63 N$$

Remplazando N en Ec. 3.35 se obtiene:

$$T = 413,5 - (3,54 * 116,2)$$

$$T = 2,15 N$$

Con este cálculo se puede definir las fuerzas en las dos componentes de la normal a ser consideradas en el cálculo de la estructura y además se puede determinar la fuerza de tensión T que debe hacer el operario al momento de desfibrar. Esta fuerza resulta ser únicamente de $2,15 N$ por lo que se puede concluir que esta fuerza es casi nula por lo que el operario solo guía a la materia prima hacia el desfibrado.

3.9.2 Definición de la estructura

La estructura para la desfibradora se ha diseñado de acuerdo al modelo general para este tipo de máquinas con motor eléctrico. Como se observa en la Figura 3.29, el esqueleto de la estructura se compone de una base de cuatro patas con un apoyo inferior para la ubicación del motor y además de una mesa con soportes para la introducción de la materia prima.

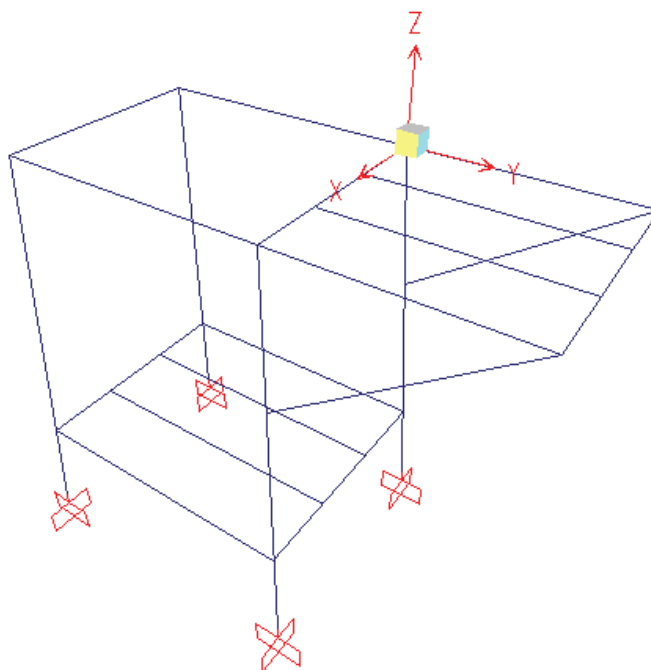


Figura 3.29. Esqueleto de estructura a analizar.

Una vez definido el esqueleto de la estructura se asigna los elementos reales que constituirán a esta. Los elementos seleccionados para esta función son ángulos de lados iguales de $1\frac{1}{2} \times 1/8$ ", estos conformarán todos los elementos de la estructura como se observa en la Figura 3.30. En el proceso de asignación de elementos también se considera la imposición de restricciones y condiciones generales de la simulación.

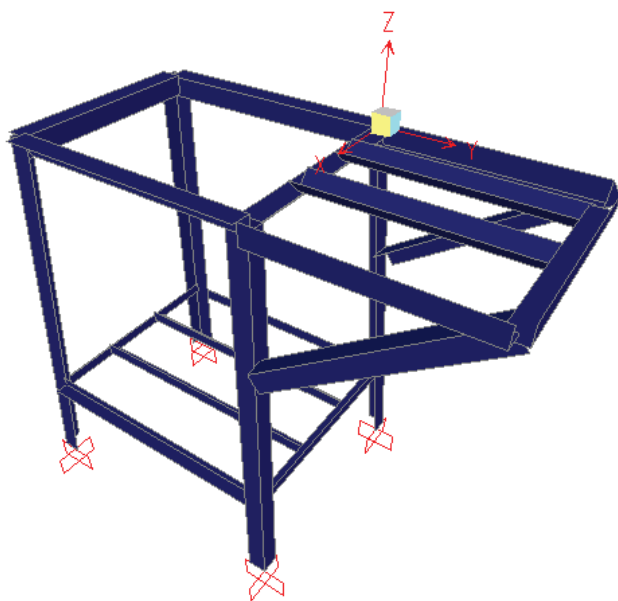


Figura 3.30. Estructura con elementos asignados.

3.9.3 Simulación de condiciones y resultados

Una vez realizada la asignación de elementos y condiciones de simulación, se asigna fuerzas reales que va a soportar la estructura, como se observa en la Figura 3.31. Estas fuerzas serán consideradas de acuerdo al peso propio de los elementos en la estructura y a las fuerzas originadas en el desfibrado como se listan a continuación.

- Peso del motor.- para su representación se ubican 4 fuerzas paralelas en el soporte inferior de la estructura que tienen un valor de 150 N. Estas son equivalentes a un peso de aproximadamente 15 kgf, la cuarta parte del peso del motor empleado, es decir, 60 kg. (Figura E.1).
- Peso del rotor.- en este caso se ubican 2 fuerzas paralelas en los elementos superiores y perpendiculares al eje del motor. Tienen un valor de 100 N que representan un peso aproximado de 10 kgf considerando que toda la materia prima del eje, tubo del rotor, placas y perfiles tienen un peso total de 20 kg.
- Peso de mesa móvil.- esta fuerza se la dispone como distribuida en la mesa de soporte, tiene un valor de 0,13 Nm a lo largo de los perfiles y considera el peso de la perfilería de la mesa móvil así como elementos de desplazamiento.
- Fuerzas de desfibrado.- estas fuerzas son las resultantes del cálculos realizados anteriormente, tiene el valor de 58 N y 107 N y se ubican en la pechera de la estructura.

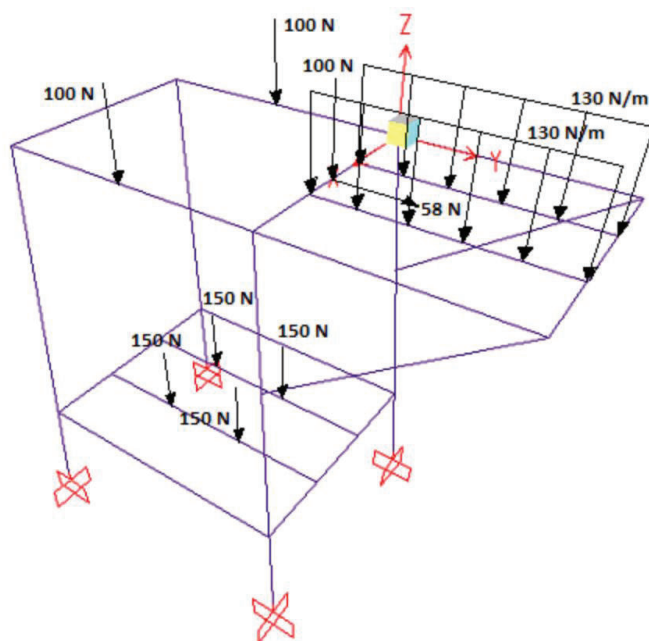


Figura 3.31. Asignación de fuerzas en elementos.

Una vez asignadas las fuerzas generadas en la estructura se realiza un análisis de carga en los elementos. Este análisis considera la fuerza muerta tanto puntual como distribuida producida por el peso propio de los elementos de la estructura y también considera la fuerza viva producto del desfibrado y el golpeo de las paletas para producirlo. En la Figura 3.32 se puede observar una vista magnificada de las deformaciones producidas por la acción conjunta de las fuerzas, siendo la mayor de 0,16 mm en el soporte inferior de motor.

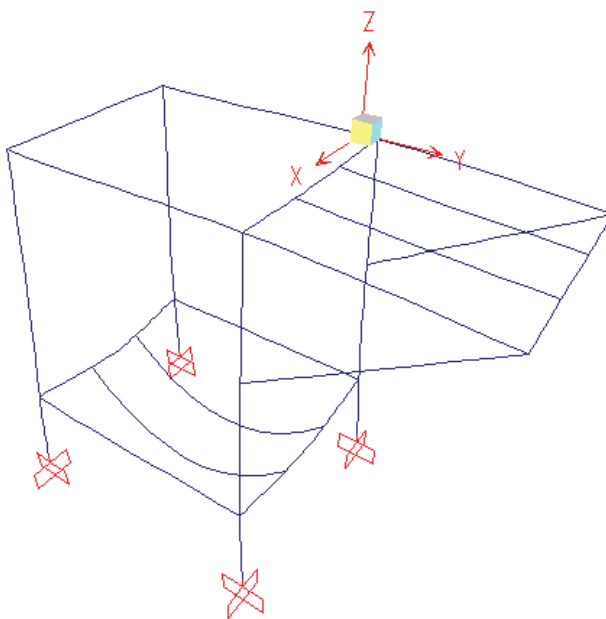


Figura 3.32. Deformaciones magnificadas producidas en estructura.

Parte del análisis realizado por el software de elementos finitos es verificar cuan exigidos están los elementos en la estructura. Como se puede ver en la Figura 3.33, en la parte inferior se tiene una escala de estado de los elementos. El color celeste significa que el elemento no está sometido a exigencias mientras que a medida que la escala cambia hasta el color rojo significa que el elemento está fallando por lo que debe ser cambiado o debe realizarse un nuevo análisis. Como se puede ver en la Figura 3.33 el color predominante en toda la estructura después del análisis es el color celeste por lo que se puede decir que ningún elemento de la estructura está siendo sometido a grandes exigencias.

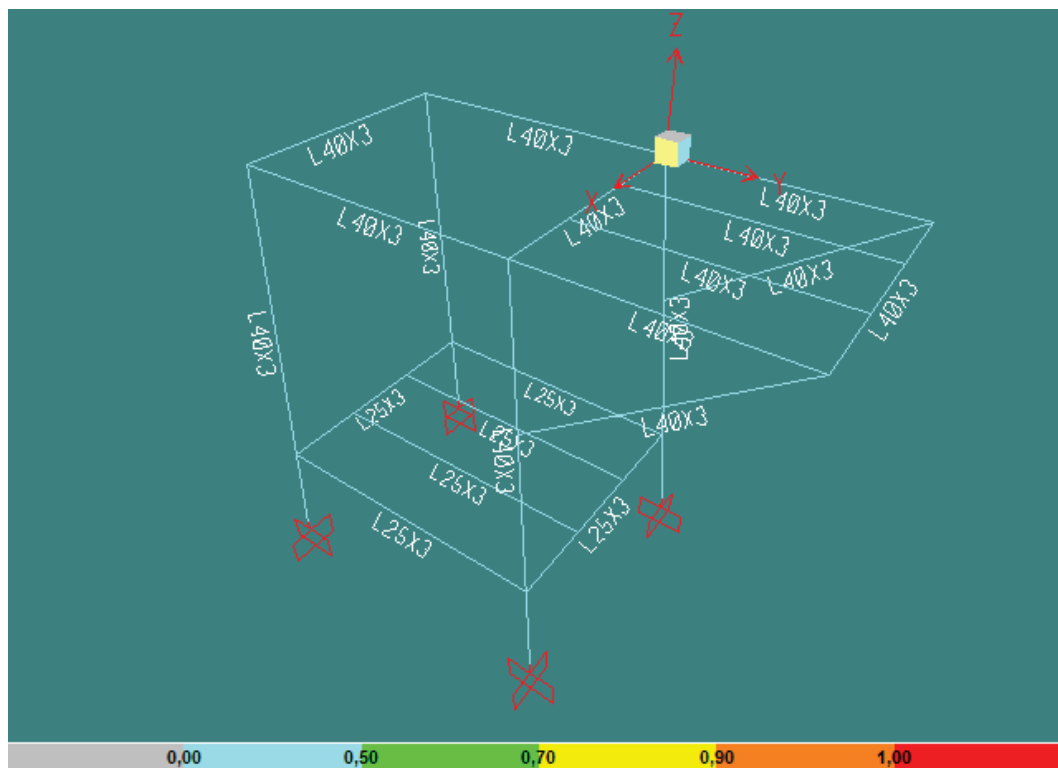


Figura 3.33. Visualización de esfuerzos en elementos.

Una vez realizado el análisis se puede concluir que los elementos seleccionados para realizar la estructura están sobredimensionados. Sin embargo, para este tipo de estructuras de maquinaria se tiene que es común esta situación debido a que los elementos también se seleccionan debido a facilidad de montaje de elementos y de construcción.

3.10 MECANISMO RESORTE-CUCHILLAS

Como se vio en las alternativas de diseño, se ha adaptado a la estructura de la desfibradora un mecanismo para lograr una limpieza mejor de la fibra obtenida. Este mecanismo se basa en la compresión de la fibra por medio de dos cuchillas ubicada una encima de otra mediante la utilización de un resorte de compresión y un accionamiento de pedal.

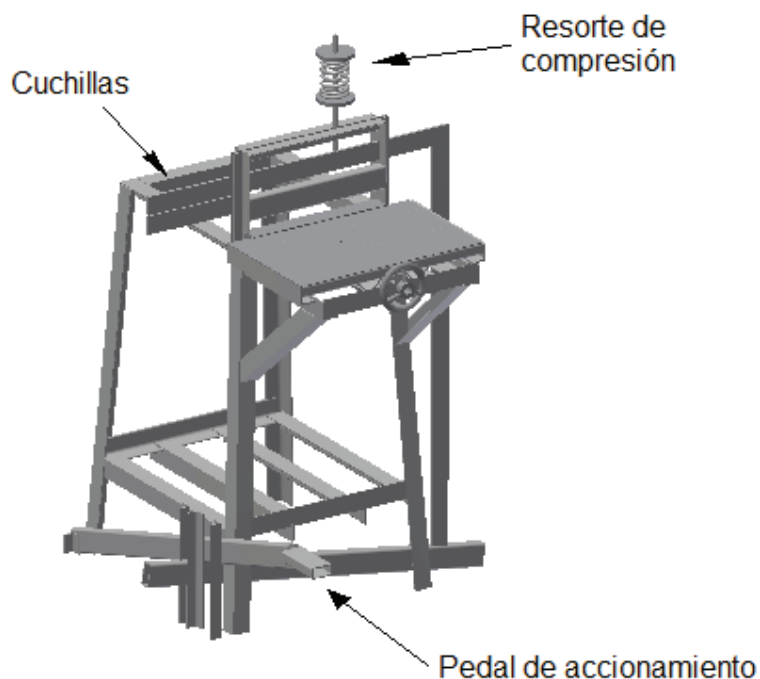


Figura 3.34. Mecanismo resorte-cuchillas.

El funcionamiento de este mecanismo se ejecuta mediante el accionamiento del pedal por parte del operario. Como se observa en la Figura 3.34, dos tubos cuadrados cruzados perpendicularmente con una inclinación determinada se asientan llegando casi a una posición horizontal. Estos logran mediante su desplazamiento vertical y la conexión con la palanca superior abrir las cuchillas ubicadas al costado izquierdo dando al operario la posibilidad de introducir el grupo de fibras entre las cuchillas.

Una vez retirado el pie del pedal se tiene que el resorte de compresión mediante la palanca generada logra el aplastamiento de la fibra. Para culminar el proceso, el operario hala con fuerza las fibras logrando su limpieza.

3.10.1 Cálculo de reacciones

En el proceso existen dos posiciones en las que se encuentra la palanca, una es cuando las cuchillas se encuentran cerradas y se produce el aplastamiento de la fibra, mientras que la otra es cuando se encuentran abiertas para la colocación de la fibra. En la Figura 3.35 se puede observar la posición de cuchillas cerrada.

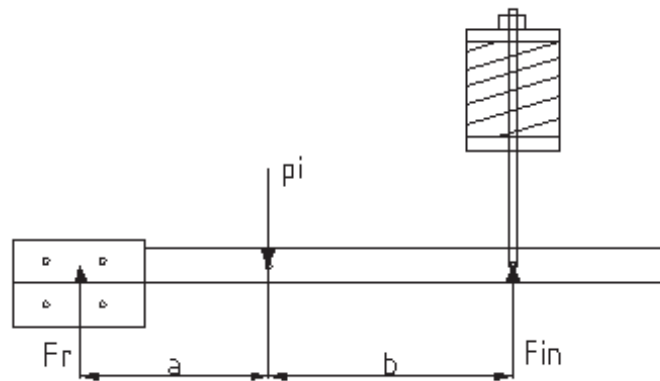


Figura 3.35. DCL de palanca con cuchillas cerradas.

En la segunda posición con las cuchillas abierta se produce un ángulo de apertura que será aproximadamente de 5° para permitir la colocación. Las variaciones de las fuerzas aplicadas debido a la variación del ángulo se han considerado despreciables y corregibles mediante el factor de seguridad. En la Figura 3.36 se observa la palanca en la segunda posición con las cuchillas abiertas.

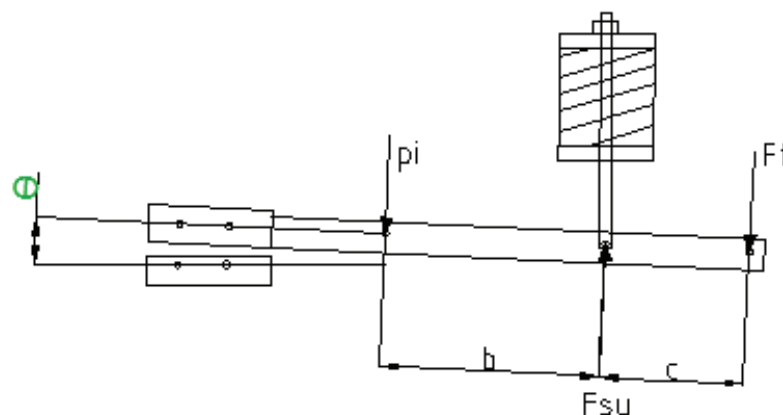


Figura 3.36. DCL de palanca con cuchillas abiertas.

Para lograr la apertura de las cuchillas se tiene en el nivel inferior un mecanismo de pedal con elementos cruzados. En la Figura 3.37 se observa una vista superior.

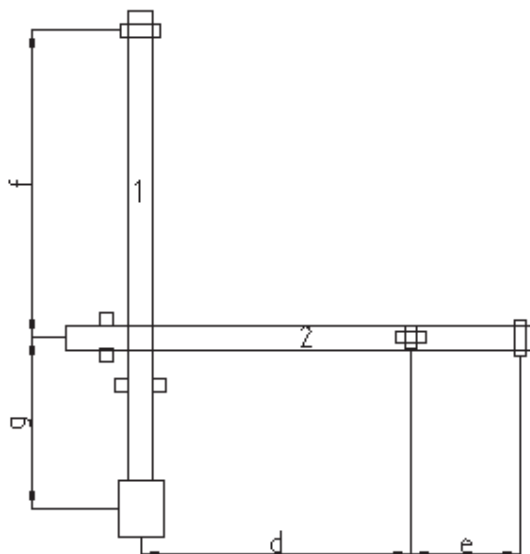


Figura 3.37. Mecanismos de activación mediante elementos cruzados.

De acuerdo a la geometría de la máquina final se obtiene el siguiente cuadro de datos y dimensiones definidas de la máquina (Tabla 3.18).

Tabla 3.18. Datos de mecanismo resorte-cuchillas.

Parámetro	Símbolo	Magnitud	Unidad
Distancia a	a	75	mm
Distancia b	b	261	mm
Distancia c	c	154	mm
Distancia d	d	526	mm
Distancia e	e	145	mm
Distancia f	f	400	mm
Distancia g	g	330	mm
Angulo de apertura	θ	5	°
Fuerza de raspado	Fr	100	N

La fuerza de raspado se toma como 100 N según lo establecido en el proyecto de titulación “Diseño de una desfibradora de abacá para la obtención de fibra suave” [26, pp. 38,123]. Este es un valor apropiado para el aplastamiento de la

fibra. Además, este mecanismo es ajustable debido a que la longitud del resorte de compresión es regulable por lo que se puede variar la fuerza de aplastamiento.

Realizando una sumatoria de momentos en el pivote de la palanca se puede obtener las fuerzas requeridas de acuerdo a la posición con cuchillas cerradas.

$$\sum M_{pi} = 0$$

$$F_{in} = \frac{a}{b} * Fr = \frac{75}{261} * 100 = 28,74 \text{ N}$$

Donde:

Fr = fuerza de raspado [N].

F_{in} = fuerza fluctuante inferior [N].

a = distancia entre cuchillas y pivote [mm].

b = distancia entre pivote y resorte [mm].

Para la posición con las cuchillas abiertas se tendría que la fuerza del elemento de transmisión no se podría determinar todavía porque no se tiene la fuerza ejercida por el resorte en esta posición, por lo que solo se va a expresar las ecuaciones respectivas.

$$\sum M_{pi} = 0$$

$$F_t = \frac{b}{(b + c)} * F_{su}$$

Donde:

F_t = fuerza de transmisión [N].

F_{su} = fuerza fluctuante superior [N].

c = distancia entre resorte y elemento de transmisión [mm].

Como los esfuerzos más grandes se dan con la posición de cuchillas abiertas se realiza el diagrama de cuerpo libre de los elementos 1 y 2 en la posición casi horizontal, como se ve en la Figura 3.38.

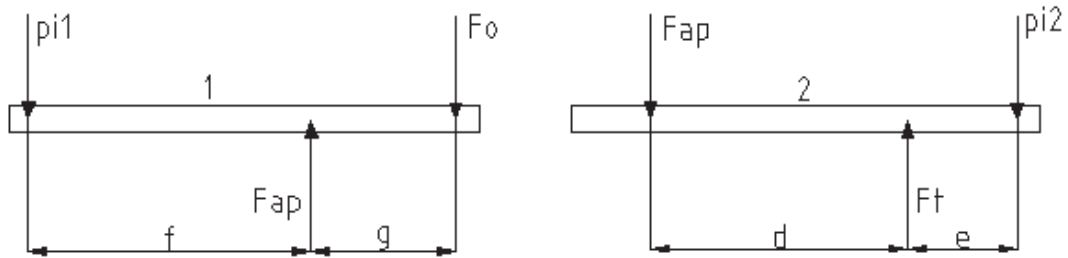


Figura 3.38. DCL de elementos cruzados.

Para determinar la fuerza necesaria por el operario se realiza sumatoria de momentos en los elementos cruzados.

$$\sum M_{pi2} = 0$$

$$F_{ap} = \frac{e}{(e + d)} * F_t$$

$$\sum M_{pi1} = 0$$

$$F_o = \frac{f}{(f + g)} * F_{ap}$$

Donde:

F_{ap} = fuerza de apoyo [N].

F_o = fuerza de operario [N].

d = distancia entre elemento 1 y de transmisión [mm].

e = distancia entre elemento de transmisión y pivote [mm].

f = distancia entre pivote y elemento 2 [mm].

g = distancia entre elemento 2 y pedal [mm].

3.10.2 Cálculo de desplazamientos

Los desplazamientos producidos en el mecanismo de acuerdo a las dos posiciones establecidas variarán de acuerdo a las longitudes de los elementos involucrados como se observa en la Figura 3.39. En el caso de los desplazamientos ΔX y ΔY producidos en la palanca se los ha considerado no como un arco sino como la secante respectiva por lo que se los determina mediante la ley de cosenos.

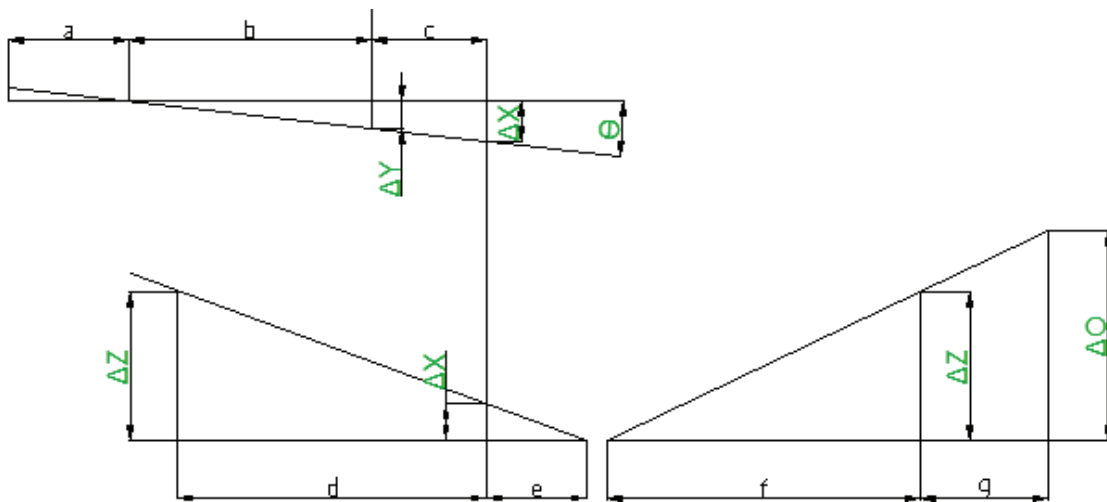


Figura 3.39. Desplazamientos en mecanismo

$$\Delta X = \sqrt{2(b+c)^2(1-\cos\theta)} = \sqrt{2(261+154)^2(1-\cos 5^\circ)}$$

$$\Delta X = 36,2 \text{ mm}$$

$$\Delta Y = \sqrt{2b^2(1-\cos\theta)} = \sqrt{2 * 261^2(1-\cos 5^\circ)} = 22,8 \text{ mm}$$

Donde:

θ = ángulo de apertura [°].

ΔX = variación de apertura eslabón 2 [mm].

ΔY = variación de elongación fluctuante [mm].

Para el cálculo de ΔZ y ΔO se utiliza relación de triángulos semejantes.

$$\Delta Z = \frac{(e + d)}{e} * \Delta X = \frac{(145 + 526)}{145} * 36,2 = 167,5 \text{ mm}$$

$$\Delta O = \frac{(f + g)}{f} * \Delta Z = \frac{(400 + 330)}{400} * 167,5 = 305,8 \text{ mm}$$

Dónde:

ΔZ = variación de apertura eslabón 1 [mm].

ΔO = variación de apertura operario [mm].

3.10.3 Cálculo de resorte

Para producir el aplastamiento de la fibra en la posición con las cuchillas cerradas se tiene que el resorte estará comprimido una distancia determinada. Sin embargo, el requerimiento mayor del resorte se producirá cuando se accione el pedal para producir la apertura de las cuchillas. Los datos iniciales del resorte son los siguientes.

$D = 60$ [mm], diámetro medio del resorte.

$d = 8$ [mm], diámetro del alambre.

$Nt = 8$, número de espiras totales.

$Nd = 1$, número de espiras inactivas (ambos extremos cerrados).

Para calcular el resorte a compresión se ha utilizado el procedimiento descrito en el libro de Diseño en Ingeniería Mecánica, Shigley, Cuarta edición [46]. Por lo tanto, primeramente se debe seleccionar el material del alambre empleado (Anexo J), seleccionando el alambre estirado duro, por lo cual:

$A = 1750$ [MPa], constante de resistencia.

$m = 0,192$, pendiente.

La determinación de la fuerza máxima a corte en el resorte se realiza de la siguiente forma:

$$S_{ut} = \frac{A}{d^m} = \frac{1750}{8^{0,192}} = 1173,9 \text{ MPa}$$

$$S_y = 0,75 * S_{ut} = 0,75 * 1173,9 = 880,5 \text{ MPa}$$

$$S_{sy} = 0,577 * S_y = 0,577 * 880,5 = 508,02 \text{ MPa}$$

$$C = \frac{D}{d} = \frac{60}{8} = 7,5$$

$$K_s = 1 + \frac{0,5}{C} = 1 + \frac{0,5}{7,5} = 1,07$$

$$F_{max} = \frac{\pi * d^3 * S_{sy}}{8 * K_s * D} = \frac{\pi * 8^3 * 508,02}{8 * 1,07 * 60} = 1596 \text{ MPa}$$

Donde:

S_{ut} = esfuerzo último a la tensión [MPa].

S_y = esfuerzo de fluencia a la tensión [MPa].

S_{sy} = esfuerzo de fluencia al corte [MPa].

C = índice del resorte.

K_s = factor de multiplicación de cortante.

F_{max} = fmax a corte en resorte [MPa].

La determinación de la longitud libre del resorte depende primeramente de las espiras activas para poder determinar la constante del resorte. Estos parámetros determinarán si el resorte está en zona de pandeo o no.

$$N = N_t - N_d = 7 = 8 - 1 = 7$$

$$K = \frac{G * 10^6 * d^4}{8 * D^3 * N} = \frac{79,3 * 10^6 * 8^4}{8 * 60^3 * 7} = 26852,9 \text{ N/m}$$

$$Y_{max} = \frac{F_{max} * 10^3}{K} = \frac{1596 * 10^3}{26852,9} = 59,43 \text{ mm}$$

Donde:

N = número de espiras activas.

K = constante del resorte [N/m].

$G = 79,3$ [GPa], módulo de rigidez.

Y_{max} = elongación máxima [mm].

Se tiene que la longitud cerrada es igual al número total de espiras por el diámetro de alambre.

$$h = Nt * d = 8 * 8 = 64 \text{ mm}$$

Para determinar la longitud libre o máxima del resorte se debe sumar la longitud cerrada de este más la longitud de elongación máxima, es decir, el resorte no puede ser mayor para asegurar que no haya fluencia en el material.

$$l_{max} = Y_{max} + h = 59,43 + 64 = 123,4 \text{ mm}$$

Donde:

h = longitud cerrada [mm].

l_{max} = longitud libre o máxima [mm].

Para determinar si el resorte esta en zona de pandeo se utiliza el Figura 3.40 correspondiente a la figura 10-4 de Shigley [46], para esto se determina los siguientes factores. Como se puede observar en la Figura 3.40, el resorte obtenido no se encuentra en zona de pandeo.

$$\frac{Y_{max}}{l_{max}} = 0,48$$

$$\frac{l_{max}}{D} = 2,05$$

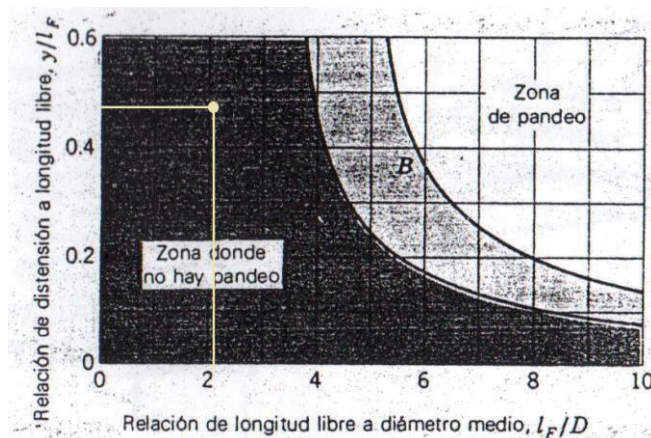


Figura 3.40. Curvas de pandeo en resortes helicoidales de compresión. [46]

Una vez obtenida la constante del resorte se puede determinar las elongaciones del resorte así como su longitud en las diferentes posiciones.

$$Y_i = \frac{F_{in} * 10^3}{K} = \frac{28,74 * 10^3}{26852,9} = 1,07 \text{ mm}$$

$$l_i = l_{max} - Y_i = 123,4 - 1,07 = 122,4 \text{ mm}$$

$$Y_f = Y_i + \Delta Y = 1,07 + 22,8 = 23,8 \text{ mm}$$

$$l_f = l_{max} - Y_f = 123,4 - 23,8 = 99,6 \text{ mm}$$

Donde:

Y_i = elongación fluctuante inicial [mm].

l_i = longitud inicial [mm].

Y_f = elongación fluctuante final [mm].

l_f = longitud final [mm].

La fuerza ejercida por el resorte en el momento en que se abren las cuchillas será:

$$F_{su} = \frac{K}{10^3} * Y_f = \frac{26852,9}{10^3} * 23,8 = 640,16 \text{ N}$$

Donde:

F_{su} = fuerza fluctuante superior [N].

Una vez que se obtiene la fuerza ejercida por el resorte en la posición con las cuchillas abiertas se puede determinar las fuerzas de la palanca en ese momento

$$F_t = \frac{261}{(261 + 154)} * 640,16 = 402,6 \text{ N}$$

$$F_{ap} = \frac{145}{(145 + 526)} * 402,6 = 87 \text{ N}$$

$$F_o = \frac{400}{(400 + 330)} * 87 = 47,67 \text{ N}$$

Se determina que la fuerza que debe ejercer el operario en el pedal es de 47,67 N lo que es un valor fácil de lograr por cualquier persona. Este valor teórico fue comparado con el valor experimental de 63,7 N obtenido mediante la aplicación de pesos en el pedal del mecanismo como se ve en la Figura 3.41. Para esto se aplicó pesos de masa conocida y se obtuvo el total de 6,5 kg al cual multiplicando por la gravedad nos da la fuerza ejercida en el pedal. El error obtenido entre estos valores determina a continuación.

$$Error = \left| \frac{VT - VE}{VT} \right| * 100\% = \left| \frac{47,67 - 63,7}{47,67} \right| * 100\% = 33,6 \%$$

Donde:

VT = valor teórico.

VE = valor experimental.



Figura 3.41. Junta entre palanca y resorte de compresión.

El error obtenido de 33,6 % se debe a los rozamientos producidos entre los elementos del mecanismo como rieles y pasadores. Algunos de estos producidos en fallas de construcción, mala lubricación o propios del funcionamiento del mecanismo.

La determinación del factor de seguridad estático está dado por:

$$\tau_r = K_s * \frac{8 * F_{su} * D}{\pi * d^3} = 1,07 * \frac{8 * 640,16 * 60}{\pi * 8^3} = 203,8 \text{ MPa}$$

$$n_{sr} = \frac{S_{sy}}{\tau_r} = \frac{508,02}{203,8} = 2,49$$

Donde:

τ_r = esfuerzo cortante del resorte.

n_{sr} = factor de seguridad estático del cuerpo del resorte.

La determinación del factor de seguridad dinámico está dada por:

$$F_a = \frac{F_{su} - F_{in}}{2} = \frac{640,16 - 28,74}{2} = 305,71 \text{ N}$$

$$\tau_a = K_s * \frac{8 * F_a * D}{\pi * d^3} = K_s \frac{8 F_a D}{\pi d^3} = 97,31 \text{ MPa}$$

$$K_w = \frac{4C - 1}{4C - 4} + \frac{0,615}{C} = \frac{4C - 1}{4C - 4} + \frac{0,615}{C} = 1,2$$

$$K_{cu} = \frac{K_w}{K_s} = 1,12$$

$$k_e = \frac{1}{K_{cu}} = 0,89$$

$$S_{se} = S_{se}' \cdot k_c \cdot k_e = 247,9 \text{ MPa}$$

$$n_{dr} = \frac{S_{se}}{\tau_a} = 2,55$$

Donde:

F_a = amplitud de fuerza fluctuante [N].

τ_a = amplitud de esfuerzo cortante del resorte [MPa].

K_w = factor de corrección de Wahl.

K_{cu} = factor de concentración por curvatura.

k_e = factor de modificación por concentración.

$k_c = 0,87$, factor de confiabilidad (Confiabilidad 90% Tabla 7-7).

$S_{se}' = 310,26 \text{ [MPa]}$, limite a corte para fatiga de probeta.

S_{se} = limite a corte para fatiga del resorte [MPa].

n_{dr} = factor de seguridad dinámico del resorte.

3.10.4 Esfuerzos en la palanca

Los máximos esfuerzos que soporta el mecanismo se dan en la parte superior de este, es decir, en la palanca generada para cerrar las cuchillas, como se ilustra en la Figura 3.42. El mayor requerimiento que se da en la palanca se produce en el punto aplicación de la fuerza superior fluctuante F_{su} . Como se puede observar en la Figura 3.42 la junta a considerar consta de una barra, pasador, agarradera, la unión mediante soldadura y el perfil utilizado como

palanca. De acuerdo a la geometría del mecanismo, se tiene en la Tabla 3.19 las dimensiones consideradas para los elementos mencionados.

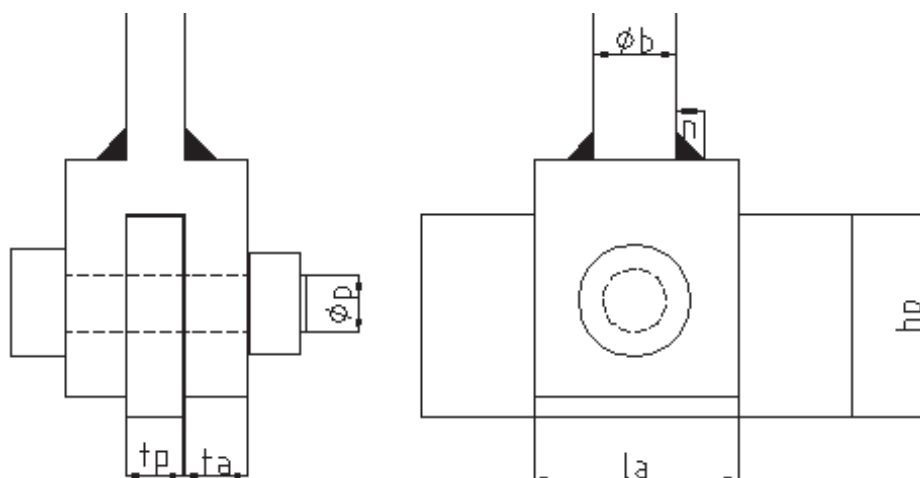


Figura 3.42. Junta entre palanca y resorte de compresión.

Tabla 3.19. Datos de junta entre palanca y resorte de compresión.

Parámetro	Símbolo	Magnitud	Unidad
Diámetro de barra	ϕb	10	mm
Diámetro de pasador	ϕp	6	mm
Largo de agarradera	la	20	mm
Espesor agarradera	ta	3,2	mm
Ancho de bisel	n	3	mm
Alto de perfil	hp	40	mm
Espesor de perfil	bp	5	mm

Primeramente en la junta se tiene la barra, que tiene una rosca en el extremo superior que permite el ajuste de la longitud del resorte, además transmite a través de la agarradera la fuerza hacia el perfil. La determinación de su factor de seguridad se realiza de la siguiente forma.

$$n_{ba} = \frac{S_y * \pi * \phi b^2}{4 * F_{su}} = \frac{248 * \pi * 10^2}{4 * 640,16} = 30,43$$

Donde:

ϕb = diámetro de barra [mm].

$S_y = 248 \text{ [MPa]}$, esfuerzo de fluencia a la tensión A36.

n_{ba} = factor de seguridad de barra.

El cálculo del factor de seguridad en el pasador se da de la siguiente forma.

$$S_{sy} = 0,577 * S_y = 0,577 * 248 = 143,1 \text{ MPa}$$

$$n_{pa} = \frac{2\pi * \phi p^2 * S_{sy}}{4 * F_{su}} = \frac{2\pi * 6^2 * 143,1}{4 * 640,16} = 12,64$$

Donde:

S_{sy} = esfuerzo de fluencia al corte A36 [MPa].

ϕp = diámetro de pasador [mm].

n_{pa} = factor de seguridad pasador.

El factor de seguridad debido al esfuerzo a tensión producido en la agarradera será igual a:

$$\phi_{ag} = \phi p + 3,2 = 6 + 3,2 = 9,2 \text{ mm}$$

$$n_{ta} = \frac{2(la - \phi_{ag}) * ta * S_y}{F_{su}} = \frac{2(20 - 9,2) * 3,2 * 248}{640,16} = 26,78$$

Donde:

ϕ_{ag} = diámetro de agujero [mm].

la = largo de agarradera [mm].

ta = espesor agarradera [mm].

n_{ta} = factor de seguridad de tensión en agarradera.

El factor de seguridad debido al esfuerzo de empuje en la agarradera será igual a:

$$n_{ea} = \frac{2ta * \phi_{ag} * S_{sy}}{F_{su}} = \frac{2 * 3,2 * 9,2 * 143,1}{640,16} = 13,16$$

Dónde:

n_{ea} = factor de seguridad de empuje en agarradera.

El factor de seguridad de la soldadura entre la barra y la agarradera es igual a:

$$S_{ye} = 0,75 * S_{ute} = 0,75 * 365,4 = 274,05 \text{ MPa}$$

$$S_{sye} = 0,577 * S_{ye} = 0,577 * 274,05 = 158,13 \text{ MPa}$$

$$g = n * \text{Cos } 45 = 3 * \text{Cos } 45 = 2,12 \text{ mm}$$

$$Al = \pi \left(\phi b + \frac{n}{2} \right) g = \pi \left(10 + \frac{3}{2} \right) 2,12 = 76,64 \text{ mm}^2$$

$$n_{so} = \frac{Al * S_{sye}}{F_{su}} = \frac{76,64 * 158,13}{640,16} = 18,93$$

Donde:

$S_{ute} = 365,4 \text{ MPa}$, esfuerzo último electrodo E6011.

S_{ye} = esfuerzo de fluencia electrodo E6011 [MPa].

S_{sye} = esfuerzo de fluencia a corte electrodo E6011 [MPa].

n = ancho de bisel [mm].

g = garganta de cordón [mm].

Al = área Lateral soldadura [mm].

n_{so} = factor de seguridad soldadura.

La determinación del factor de seguridad del perfil utilizado como palanca se da de acuerdo a la Ec. 3.36. La Figura 3.44 y la Figura 3.45 indican los diagramas de esfuerzo cortante y momento flector generados en la palanca en la posición con las cuchillas abiertas. Como se ve en la Figura 3.43, se aproxima a la posición horizontal para la palanca.

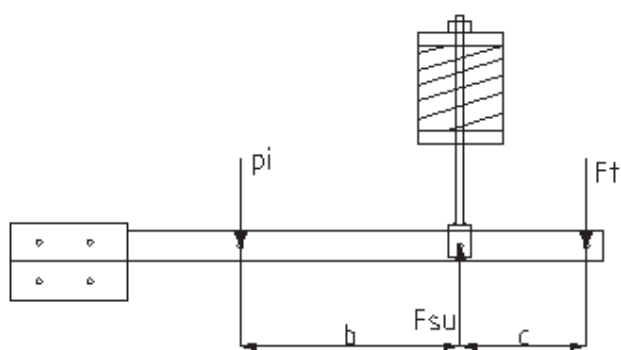


Figura 3.43. Palanca en posición horizontal.

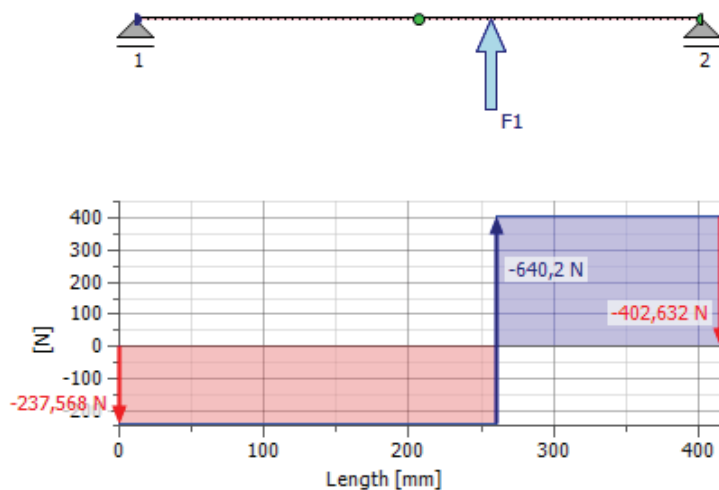


Figura 3.44. Diagrama de esfuerzo cortante en la palanca.

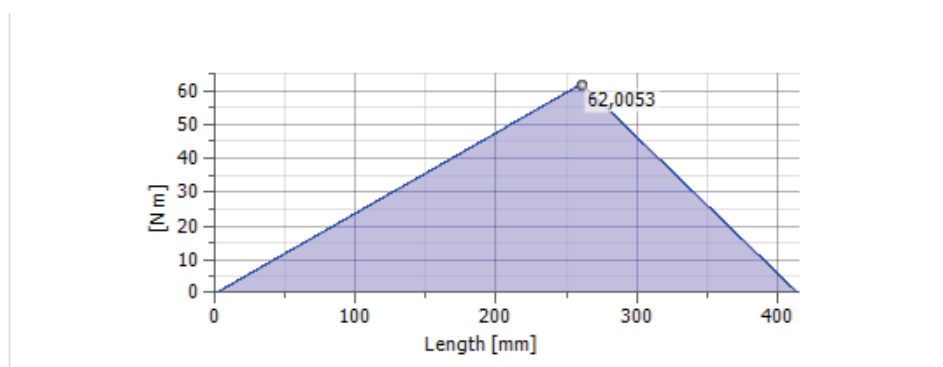


Figura 3.45. Diagrama de momento flector en la palanca.

$$n_{pe} = \frac{S_y * t_p * h_p^2}{6 * c * Ft} = \frac{248 * 5 * 40^2}{6 * 154 * 402,61} = 5,33 \quad \text{Ec. 3.36}$$

Donde:

t_p = espesor de perfil [mm].

h_p = alto de perfil [mm].

n_{pe} = factor de seguridad a flexión de perfil.

De acuerdo a todos los cálculos anteriores se puede notar que los esfuerzos en la palanca generan factores de seguridad muy altos, esto se da debido a que los esfuerzos producidos son producto de la activación del mecanismo por el operador y de la flexión generada por el resorte de compresión por lo que se tendrán fuerzas bajas capaces de realizar una persona promedio.

3.11 ARRANCADOR DEL MOTOR

En la actualidad es de gran importancia, en lo referente a máquinas industriales, ofrecer protección al motor; no solamente por aspectos económicos sino también por la protección a los operarios. El arrancador de un motor es un conjunto de componentes electrónicos (contactor, elemento térmico o relé, pulsadores de marcha y paro, leds de marcha y paro, caja) que sirven exclusivamente para la protección del motor ya sea por cortocircuitos, fallas en el suministro eléctrico o malos manejos por parte del operador. [47]

Para poder seleccionar un arrancador se debe tomar en cuenta los siguientes aspectos:

- a) Voltaje nominal del motor: 220 V
- b) Corriente nominal del motor: 27,2 A
- c) Potencia del motor: 10 hp.
- d) Tipo de motor: trifásico
- e) Conexión del motor: estrella-delta

3.12 COSTOS

Los costos totales de la máquina pueden clasificarse en: costos de materia prima, costos de elementos mecánicos adquiridos, costos de construcción y montaje y finalmente costos de diseño. La sumatoria de estos valores da el costo final de la máquina.

3.12.1 Costos de materia prima

Los costos de materia prima se refieren a todos aquellos costos de material en bruto que se ha adquirido con el fin de realizar un trabajo de maquinado y de esta forma adecuarlos para los elementos mecánicos solicitados en el diseño. En la Tabla 3.20 se detallan los costos por materia prima resultantes.

Tabla 3.20. Costos por materia prima resultantes.

Descripción	Cant.	Valor unitario [USD]	Valor total [USD]	Valor incluido 12 % IVA [USD]
Angulo de lados iguales 1 1/2x1/8" (6 m)	2	10,57	21,14	23,68
Angulo de lados iguales 1x1/8" (6 m)	2	6,84	13,68	15,32
Tol galvanizado de 0,7 mm (1,2 x 2,4 m)	1	20,30	20,30	22,74
Eje de acero AISI 4140 Ø= 65 mm x 200 mm	1	17,37	17,37	19,45
Eje de acero AISI 4340 Ø= 32 mm x 700 mm	1	15,15	15,15	16,97
Tubo cuadrado 1x1x1/8" (2 m)	1	2,74	2,74	3,07
Tubo cuadrado 2x1/8" (1 m)	1	2,50	2,50	2,80
Platina 2x1/8" (1 m)	1	2,00	2,00	2,24
Platina 1 1/2x1/8" (2 m)	1	4,64	4,64	5,20
Platina 1 1/2x1/4" (1,3 m)	1	3,50	3,50	3,92
Platina 1x1/4" (1,5 m)	1	3,10	3,10	3,47
Plancha A36 100 x 60 x 200 mm	1	8,50	8,50	9,52
Eje roscado Ø= 12mm x 300 mm	1	2,30	2,30	2,58
Eje roscado Ø= 21mm x 300 mm	1	3,00	3,00	3,36
			Total	106,27

3.12.2 Costos de elementos mecánicos adquiridos

Estos costos se refieren a los montos de elementos mecánicos normalizados o simplemente requeridos en el diseño, los cuales no se les realiza un trabajo de maquinado sino solo la instalación y montaje. En la Tabla 3.21 se detallan los costos por elementos mecánicos adquiridos resultantes.

Tabla 3.21. Costos por elementos mecánicos adquiridos.

Descripción	Cant.	Valor unitario [USD]	Valor total [USD]	Valor incluido 12 % IVA [USD]
Motor trifásico 10 hp y 1760 rpm	1	620,00	620,00	694,40
Chumacera plana y rodamiento para eje de 25mm	2	10,90	21,80	24,42
Polea doble de aluminio tipo V de tipo B de 8"	1	50,00	50,00	56,00
Polea doble de aluminio tipo V de tipo B de 6"	1	30,00	30,00	33,60
Banda en V número BX60 de 5/8	1	19,54	19,54	21,88
Resorte de compresión, D= 60 mm, d= 8 mm, N= 8	1	15,00	15,00	16,80
Volante de aluminio de 10"	2	10,00	20,00	22,40
Chavetas M8 x 8x 150	2	3,25	6,50	7,28
Anillos elásticos para exteriores Ø= 25 mm	2	0,95	1,90	2,13
Bisagras para soldar	2	0,35	0,70	0,78
Perno M6 x 14 mm, arandelas y tuerca	16	0,21	3,36	3,76
Perno M8 x 25 mm, arandelas y tuerca	40	0,37	14,80	16,58
Perno M12 x 40 mm, arandelas y tuerca	4	0,70	2,80	3,14
Espárragos M8 x 40 mm, arandelas y tuercas	3	0,61	1,83	2,05
Espárragos M10 x 60 mm, arandelas y tuercas	3	1,15	3,45	3,86
Pintura anticorrosiva gris 1 lt	2	4,69	9,38	10,51
Thinner laca 1 lt	1	1,47	1,47	1,65
Contactador con botonera	1	89,00	89,00	99,68
Botones Master ON y Master OFF	1	4,00	4,00	4,48
Focos de encendido y apagado	1	2,50	2,50	2,80
Cableado interno y externo	1	12,00	12,00	13,44
Accesorios de acoplamiento	1	17,50	17,50	19,60
			Total	921,23

3.12.3 Costos de construcción y montaje

Estos costos se generan de acuerdo a la mano de obra empleada en maquinar y montar los elementos mecánicos requeridos por el diseño. También considera elementos consumibles en los procesos de maquinado y adecuación. En la Tabla 3.22 se detallan los costos por construcción y montaje resultantes. Estos valores fueron dados por la Metalmecánica de San Bartolo de la Escuela Politécnica Nacional, que fue donde se realizó la construcción y ensamble de la máquina. El tiempo lo estimaron los técnicos en cada una de las actividades que se expone en la Tabla 3.22.

Para comprender de mejor manera la obtención del valor por hora de cada una de las descripciones de la Tabla 3.22 se explicará un ejemplo de cálculo a continuación. En el caso del eje el costo dado por la Metalmecánica de San Bartolo es de 65 USD. Mientras que el tiempo estimado de maquinado en el torno fue de 11 horas como se analiza en las hojas de procesos de eje en el Anexo M, por tanto:

$$\frac{\text{valor}}{\text{hora}} = \frac{85 \text{ USD}}{11 \text{ h}} = 7,7 \approx 8 \frac{\text{USD}}{\text{h}}$$

Tabla 3.22. Costos por construcción y montaje.

Descripción (consumibles)	Horas [h]	Valor por hora [USD/h]	Valor total [USD]	Valor incluido 12 % IVA [USD]
Fabricación de estructura, corte de perfilería y trabajos de soldadura (electrodo E6011, discos de corte, discos de desbaste)	23	12,00	276,00	309,12
Torneado, Maquinado de eje del rotor, tornillo de desplazamiento de mesa, tornillo de ajuste, buje para rotor, torneado de placas para rotor y bocín de tornillo de mesa (cuchillas de corte)	25	8,00	200,00	224,00
Fabricación de rotor, corte de perfilería, corte de placas de soporte, y trabajos de soldadura (electrodo E6011, discos de corte, discos de desbaste)	4	12,00	48,00	53,76
Fabricación de cubierta de tol para rotor y canal de desalajo, dobladora, corte y taladrado (sierra de corte, brocas y limas)	4	4,50	18,00	20,16
Montaje y ajuste de maquinaria (montaje de mecanismos, motor, bandas, chumaceras y rotor)	5	4,00	20,00	22,40
Pintura de máquina (pintura anticorrosiva)	1	11,60	11,60	12,99
			Total	642,43

3.12.4 Costos de diseño

El costo de diseño se refiere al monto aproximado que se da al trabajo de ingeniería aplicado al diseño de la maquinaria. Para ello se dan algunos factores que influyen en este rubro como los indicados en la Tabla 3.23. Se ha estimado el tiempo que se desarrolla cada actividad y se considera 5 horas de

trabajo diario. Como referencia para obtener el valor USD/hora de un ingeniero, se considera el sueldo de un ingeniero recién graduado de la Escuela Politécnica Nacional que ingresa a trabajar ganando 1000 dólares. Su trabajo es de 8 horas en el mes, considerando que el mes es de 26 días laborables de lunes a viernes. Por tanto:

$$1000 \frac{USD}{mes} \approx 4,8 \frac{USD}{hora}$$

Dado que el presente proyecto es realizado por dos estudiantes de ingeniería se duplica el valor USD/hora. Finalmente el valor USD/hora para un ingeniero que se considera, es:

$$9,6 \frac{USD}{hora}$$

Tabla 3.23. Costos de diseño.

Actividad	Tiempo estimado [h]	Costo [USD]
Definición del problema	2	19,2
Investigación de tema a tratar	10	96
Selección de alternativas de diseño	10	96
Diseño y selección de componentes	45	432
Elaboración de planos	25	240
Memoria técnica	25	240
Varios: transporte de materiales, movilización, impresión de documentos, ploteo de planos		150
Costo de diseño		1273,2

3.12.5 Costos totales

Una vez considerados todos los costos directos e indirectos, se los suma para determinar el costo total de la máquina como se observa en la Tabla 3.24.

Tabla 3.24. Costos totales de la máquina.

Descripción	COSTO [USD]
Costos por materia prima	106,27
Costos por elementos mecánicos adquiridos	921,23
Costos por construcción y montaje	642,43
Costos de diseño	1273,2
	2943,13

CAPÍTULO IV

CONSTRUCCIÓN, MONTAJE Y OPERACIÓN

El presente capítulo trata acerca de los procesos utilizados durante la construcción y montaje de los elementos mecánicos que conforman la desfibradora, así como también un procedimiento adecuado de mantenimiento de los mismos para de esta forma lograr un correcto funcionamiento de la máquina. Hay que tomar en cuenta que los elementos no normalizados se deben construir en base a los planos adjuntados en el Anexo L, considerando material, dimensiones y tolerancias indicadas. Además se indica los resultados de las fibras obtenidas al desfibrar las hojas de cabuya, tuxes y chantas de abacá. Señalando que el equipo diseñado es apto para desfibrar todo tipo de hojas y pseudotallos.

4.1 CONSTRUCCIÓN DE LA MÁQUINA

Para la construcción de la máquina se debe poder acceder con un taller mecánico industrial que cuente con los equipos y herramientas necesarios para un apropiado proceso constructivo como se muestra en la Tabla 4.1.

Tabla 4.1. Equipos a utilizar durante la construcción.

Maquinas - Herramientas	Torno	Elementos indicados en la Tabla 4.2
	Fresadora	
	Limadora	
Equipos	Roladora	Coraza del rotor y poleas
	Compresor	Pintar el equipo
	Amoladora	Corte de perfilaría
	Soldadora	Ensamble de estructura
	Cizalla	Corte tol galvanizado
	Esmeril	Afilar cuchillas
Instrumentos de medición	Calibrador pie de rey, flexómetro	
Herramientas	Mesa de trabajo, cuchillas de acero rápido, juego de brocas, limas, nivel, etc.	

Donde los elementos principales a construirse (Anexo M) que requieren operaciones de maquinado son:

Tabla 4.2. Elementos a maquinar.

Elemento	Cantidad	Operación
Eje	1	Torneado, fresado
Buje	1	Torneado, mortajado
Bloque de apoyo	2	Limado
Bloque de ajuste	2	Limado

4.2 MONTAJE

Una vez que se han finalizado las operaciones necesarias, para un correcto acople de los elementos se procede al montaje el cual hay que hacerlo de forma secuencial para lograr un óptimo ensamble de los diferentes elementos y poder garantizar de esta forma el correcto funcionamiento.

El montaje se lo realiza siguiendo el procedimiento descrito a continuación:

1) Reconocimiento del bastidor

Previamente al proceso de ensamblaje se debe tener conocimiento del lugar correcto en donde se sitúa cada uno de los componentes (Figura 4.1), así como también se debe disponer de las herramientas y materiales adecuados tales como juego de rachas, llaves corona, grasa, aceite, alicate de presión, calibrador, nivel, etc.



Figura 4.1. Bastidor del prototipo

2) Engrasado de las rieles de la mesa y puntos de fricción del bastidor

Es fundamental el engrasado de los componentes que se encuentran en fricción constante para disminuir su desgaste.

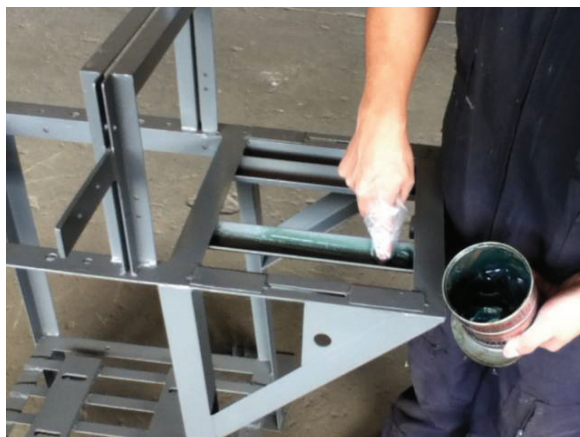


Figura 4.2. Engrasado de las rieles de la mesa.

3) Montaje de la mesa, pechera y acoplamiento del volante

Se requiere un ajuste adecuado de los tornillos de la pechera para que no existan complicaciones durante el desfibrado (Figura 4.3). Además de un ajuste esencial en el prisionero de la contratuerca del volante para que este cumpla su función adecuadamente (Figura 4.4).

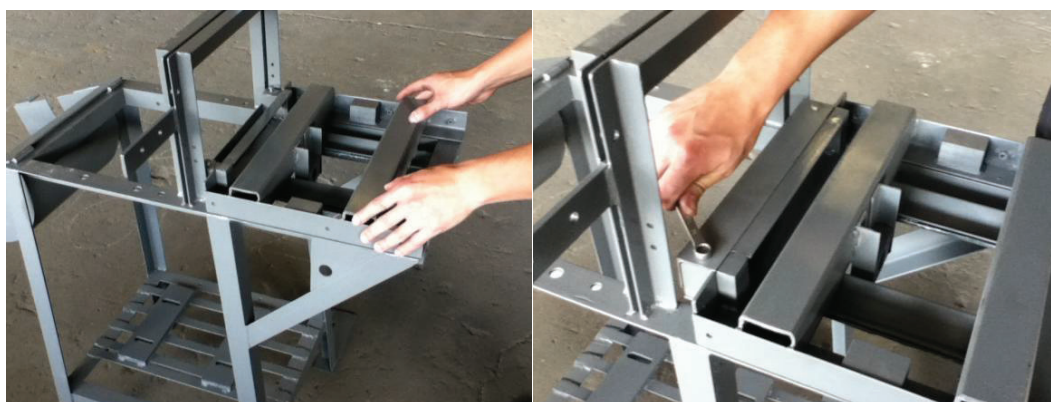


Figura 4.3. Montaje de la mesa y pechera.



Figura 4.4. Volante y contratuercas.

4) Ajuste de los tornillos correspondientes a los bloques de ajuste de la mesa

Su finalidad es fijar la mesa, es muy importante ajustarlos cuando la mesa esté ubicada totalmente hacia adelante ya que es fundamental para el enceramiento del rotor y ajuste de las chumaceras el cual se detallará en el paso 8.



Figura 4.5. Ajuste de la mesa.

5) Posicionamiento y balanceo del rotor

Durante el proceso de balanceo se ubican los sitios donde se requiere aumentar peso. En este caso corresponde a los perfiles marcados en la Figura 4.6, se aumentan pesos según se requiera para que el rotor se balancee.



Figura 4.6. Perfiles donde se requiere aumentar peso.

Se propuso aumentar arandelas para no afectar la funcionalidad de las cuchillas y la parte estética de la máquina, como se observa en la Figura 4.7. Por esto, se debe tener en cuenta la distancia de ubicación de los nuevos pesos y proporcionar de esta forma un peso equivalente a los pesos de prueba.



Figura 4.7. Aumento de arandelas para el balanceo.

6) Encerar rotor-pechera y ajuste de pernos en las chumaceras

Para el proceso de enceramiento del rotor, numeral fundamental para el correcto desfibrado, se debe dar como referencia el espesor de una hoja de papel (Figura 4.8) para posteriormente una cuchilla hacerla golpear levemente con la pechera, para finalmente ajustar los pernos de las chumaceras.



Figura 4.8. Proceso de enceramiento rotor – pechera.

7) Acoplamiento de la polea conducida

Se debe verificar que el tornillo que ajusta la tuerca perteneciente a la polea (Figura 4.9) se encuentre ajustada para que no existan problemas durante el funcionamiento del equipo.



Figura 4.9. Ajuste del tornillo de fijación para la polea conducida.

8) Montaje del motor y las bandas de transmisión.

Previo al proceso de montaje de las bandas, se debe precisar una correcta ubicación de las placas bases del motor (Figura 4.10) ya que la alineación de

las poleas y por consiguiente de las bandas dependerá exclusivamente de su posicionamiento durante el proceso de soldadura.

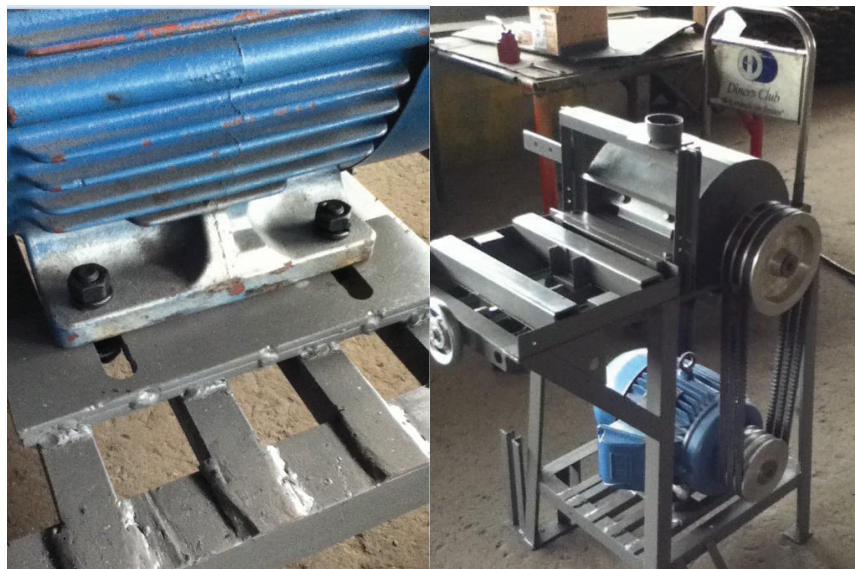


Figura 4.10. Posicionamiento del motor y colocación de las bandas de transmisión.

Se verifica la alineación mediante un nivel de burbuja, como se observa en la Figura 4.11. Las bandas deben contar con la tensión suficiente para poder transmitir la potencia del motor al rotor, como se observa en la Figura 4.12.



Figura 4.11. Alineación de las bandas.



Figura 4.12. Tensión inicial de las bandas.

9) Acoplamiento del mecanismo de cuchillas tipo Hagotán

Es necesario desacoplar la mesa de apoyo para montaje del mecanismo. Se debe verificar que las cuchillas estén completamente alineadas y unidas lo cual dependerá del ajuste del resorte como se observa en Figura 4.13.



Figura 4.13. Alineación y ajuste de cuchillas.

10) Montaje de la coraza de desalojo de desperdicios, cubre bandas y conexión del arrancador

Finalmente se ensambla la coraza de la descortezadora que ayudará a la protección del operario, rotor y desalojo de desperdicios. Además se acopla y conecta los componentes electrónicos (Figura 4.14) los cuales ayudarán al operario a utilizar de forma sencilla el equipo.



Figura 4.14. Acoplamiento de la coraza del rotor y conexión del arrancador.

La Figura 4.15 muestra la máquina ensamblada totalmente, es decir acoplada la coraza tanto para bandas, rotor y desfogue de desechos. Además cuenta con el cable trifásico y la tapa del arrancador.



Figura 4.15. Equipo ensamblado.

4.3 PROTOCOLO DE PRUEBAS

El protocolo de pruebas se realiza con el fin de constatar las especificaciones requeridas en el equipo en un inicio. Para esto se realiza pruebas al equipo en diferentes condiciones y se toma registros de lo ensayado. Las pruebas realizadas se evaluarán en dos clasificaciones, la primera referente a especificaciones requeridas en el equipo y la segunda referente a calidad del producto obtenido.

Las especificaciones requeridas se evalúan de acuerdo al funcionamiento en sí del equipo y sus características. En la Tabla 4.3 se puede observar la constatación de los requerimientos especificados.

Tabla 4.3. Protocolo de pruebas – requerimientos.

Prueba	Verificación
Calibración uniforme de la mesa de desplazamiento, distancia entre pechera y rotor entre 0-30 [mm]	✓
Visualización correcta de calibración mediante regleta de dimensionada	✓
Evacuación correcta de residuos de desfibrado a través de conducto de desalojo	✓
Aplastamiento de cuchillas adecuado para generar limpieza de fibra	✓
Fácil activación de mecanismo resorte-cuchillas, ergonomía adecuada y fuerza necesaria aceptable	✓
Motor aislado de residuos de desfibrado	✓
Seguridad al introducir materia prima mediante bloqueo de altura	✓
Bloqueo anti salpicaduras para operario	✓

Para evaluar la calidad de las fibras obtenidas se ha dispuesto un determinado número de pruebas con distintas variedades de especies representativas y en condiciones diferentes para el desfibrado de hojas y pseudotallos mediante el rotor con paletas como se puede observar en la Tabla 4.4.

La calidad de las fibras obtenidas se las ha evaluado visualmente considerando el grado de limpieza y claridad que logran luego del desfibrado. Los niveles de calidad definidos son cinco: Excelente, Bueno, Satisfactorio, Regular y Malo.

Tabla 4.4. Protocolo de pruebas – calidad de fibra obtenida mediante desfibrado con rotor y paletas.

Especie	Ident.	Distancia pechera-rotor (mm)	Calidad obtenida					Producción aproximada, hojas o chantas/hora
			Mala	Regular	Satisfactoria	Buena	Excelente	
Cabuya	C1	0,1				X		370
	C2					X		
	C3					X		
	C4	0,2			X			
	C5				X			
	C6				X			
	C7	0,3		X				
	C8			X				
	C9			X				
Agave	A1	0,1			X			300
	A2				X			
	A3				X			
	A4	0,2				X		
	A5					X		
	A6					X		
	A7	0,3				X		
	A8					X		
	A9					X		
Abacá	B1	0,1			X			423
	B2				X			
	B3			X				
	B4	0,2				X		
	B5				X			
	B6				X			
	B7	0,3		X				
	B8			X				
	B9			X				

Como se puede ver en la las Figuras 4.15 - 4.17 el grado de limpieza de las fibras varía de acuerdo a la distancia pechera-rotor, en el caso del abacá la falta de limpieza de las fibras se evidencia aún más después del secado de las fibras ya que el material adherido a ellas con el paso del tiempo provoca el ennegrecimiento de estas.



Figura 4.16. Muestras tomadas de cabuya (hoja delgada).



Figura 4.17. Muestras tomadas de agave (hoja gruesa).



Figura 4.18. Muestras tomadas de abacá (pseudotallo).

Con los resultados obtenidos del protocolo de pruebas de la Tabla 4.4 se puede concluir distancia óptima pechera-rotor de desfibrado para cada especie como se puede observar en la Tabla 4.5.

Tabla 4.5. Distancia óptima pechera-rotor de desfibrado para cada especie.

Especie	Distancia pechera-rotor [mm]
Cabuya	0,1
Agave	0,2
Abacá	0,2

Una vez realizado el desfibrado se realizó un lavado mediante agua de las mejores muestras para determinar si este paso puede mejorar la calidad de la fibra obtenida dando como resultado que las fibras lavadas mejoran sustancialmente la limpieza del material adherido y la claridad de la fibra como se puede observar en la Figura 4.19.



Figura 4.19. Fibras de cabuya después de lavado en agua.

Para el desfibrado de abacá en forma de tuxes mediante el mecanismo de cuchillas se ha realizado pruebas con un ajuste moderado del resorte de compresión que permita la tensión de los tuxes. Los resultados se pueden ver en la Tabla 4.6.

Tabla 4.6. Protocolo de pruebas – calidad de fibra obtenida mediante desfibrado con mecanismos de cuchillas.

Especie	Ident.	Calidad obtenida					Producción aproximada, chantas/hora
		Mala	Regular	Satisfactoria	Buena	Excelente	
Cabuya	C1					X	45
	C2					X	
	C3				X		
	C4					X	
	C5					X	
	C6				X		

La producción de chantas desfibradas por hora mediante el mecanismo de cuchillas es baja debido a que se realiza una operación de desfibrado a cada tuxe y se ha considerado que en promedio de cada chanta se pueden obtener 8 tuxes a desfibrar. Además de esto la producción descende más debido al tiempo que demora la obtención de los tuxes a partir de las chantas.



Figura 4.20. Muestras de abacá desfibrado mediante mecanismo cuchillas.

Analizando las muestras de fibra obtenidas se puede observar que la calidad de la fibra de abacá obtenida mediante las cuchillas es superior a la fibra obtenida introduciendo el pseudotallo al rotor. Como se puede ver en la Figura 4.21 la fibra obtenida mediante las cuchillas tiene una limpieza mayor y su color es más claro.



Figura 4.21. Fibra obtenida por desfibrado con rotor (superior) y fibra obtenida por cuchillas (inferior).

El desfibrado de abacá mediante el mecanismo de cuchillas logra bajas producciones de fibra como se puede ver en la Figura 4.21 sin embargo la calidad de esta mejora por mucho al desfibrado utilizando el rotor y paletas.

4.4 ANÁLISIS DEL TORQUE DEL MOTOR

Se utiliza las curvas de desempeño del motor escogido mostrado en el Figura E.2 y mediante el proceso detallado en el apartado 3.1 se encuentra la ecuación más aproximada (Ec.K.1- K.7) para cada curva en el Anexo K, que están en función del único factor medible del motor que es el amperaje. Mediante estas curvas se obtiene resultados como: revoluciones, eficiencia, torque del motor y potencia eléctrica para cada instante de desfibrado de la materia prima, mostradas en la Tablas 4.7 - 4.9.

A diferencia de las pruebas realizadas en el motor del laboratorio de textiles mostradas en el Tabla C. 2 y Tabla C. 3, se obtuvo valores de torque más amplios gracias al sobredimensionamiento del motor lo que ayuda a tener un mejor criterio de optimización en cuanto a la potencia del motor.

En la Tabla 4.7 se observa que el máximo torque alcanzado para el agave americano (Figura 1.6) es de 24,43 Nm. Mientras que en la Tabla 4.8 para la furcraesa andina (Figura 1.7) el torque máximo alcanzado es de 14,11 Nm. Finalmente, en la Tabla 4.9 para el abacá (Figura 1.1) el torque máximo alcanzado es de 14,11 Nm (todos los valores máximos de torque han sido resaltados de color amarillo). Los valores de color celeste son los resultados obtenidos para cuando se obtuvo fibra limpia. En el caso del abacá (Tabla 4.9) los valores máximos correspondieron a los obtenidos para fibra limpia.

Por medio de este análisis se puede reafirmar los resultados que se dieron al finalizar el apartado 3.2.1. El equipo diseñado requiere un motor mínimo de 6 hp dado el torque que se requiere para desfibrar el agave americana, pero si se opta por desfibrar únicamente furcraesa andina, chantas de abacá y hojas de piña un motor de 5 hp es el indicado como se expuso en la Tabla 3.7. Además se reitera nuevamente la optimización en la potencia del motor lograda en este análisis.

Tabla 4.7. Torque en el motor para el agave americano.

		1	2	3	4	5	6	7	8	9
Agave americana										
Longitud	L	820	750	690	700	700	720	740	740	740
Tiempo	t	8,59	4,16	7,5	3,97	13,29	8,1	4	7,88	12,4
Velocidad	V	95,46	180,29	92,00	176,32	52,67	88,89	185,00	93,91	59,68
Amperaje	A	13,4	20	18,7	19,5	17,8	18	20	19,8	18,4
Revoluciones motor	rpm	1747,23	1717,76	1724,10	1720,21	1728,38	1727,43	1717,76	1718,74	1725,53
Eficiencia	%	78,1%	88,0%	85,7%	88,0%	86,3%	86,3%	88,0%	88,0%	86,0%
Torque motor	Nm	5,09	24,43	20,34	23,08	17,97	18,52	24,43	23,89	19,58
Revoluciones eje	rpm	1299,22	1277,31	1282,02	1279,13	1285,20	1284,50	1277,31	1278,04	1283,09
Torque eje	Nm	8,56	41,07	34,18	38,80	30,20	31,13	41,07	40,17	32,92
Fuerza de desfibrado	N	28,53	136,89	113,95	129,32	100,68	103,78	136,89	133,89	109,73
	lbf	6,41	30,73	25,58	29,03	22,60	23,30	30,73	30,06	24,63
Potencia eléctrica	kW	1,42	5,46	4,92	5,25	4,55	4,63	5,46	5,37	4,80
	hp	1,90	7,31	6,59	7,03	6,10	6,21	7,31	7,20	6,43

Tabla 4.8. Torque en el motor para la furcraesa andina.

Furcraesa andina		1	2	3	4	5	6	7	8	9
Longitud	L	820	820	830	820	910	870	880	880	900
Tiempo	t	3,03	9,5	6,94	3,94	12,88	6,87	4,34	12,41	7,1
Velocidad	V	270,63	86,32	119,60	208,12	70,65	126,64	202,76	70,91	126,76
Amperaje	A	13,4	15,1	15,3	16,1	15,7	16,2	15,8	16,4	15,9
Revoluciones motor	rpm	1.747,23	1.740,44	1.739,60	1.736,13	1.737,88	1.735,69	1.737,45	1.734,80	1.737,01
Eficiencia	%	78,1%	82,6%	83,0%	84,7%	83,9%	84,9%	84,1%	85,2%	84,3%
Torque motor	Nm	5,09	9,84	10,43	12,87	11,64	13,18	11,95	13,80	12,25
Revoluciones eje	rpm	1.299,22	1.294,17	1.293,55	1.290,97	1.292,27	1.290,64	1.291,95	1.289,98	1.291,62
Torque eje	Nm	5,48	10,58	11,22	13,85	12,53	14,18	12,85	14,85	13,18
Fuerza de desfibrado	N	18,26	35,28	37,42	46,15	41,75	47,26	42,85	49,48	43,95
	lbf	4,10	7,92	8,40	10,36	9,37	10,61	9,62	11,11	9,87
	kW	1,42	2,53	2,69	3,37	3,02	3,46	3,10	3,65	3,19
Potencia electrica	hp	1,90	3,39	3,60	4,51	4,04	4,64	4,16	4,89	4,27

Tabla 4.9. Torque en el motor para el abacá.

Abacá		1	2	3	4	5	6	7	8	9
Longitud	L	690	770	730	680	650	660	810	630	720
Tiempo	t	6,19	8,2	2,15	1,84	4,88	4,91	1,91	3,19	6
Velocidad	V	111,47	93,90	339,53	369,57	133,20	134,42	424,08	197,49	120,00
Amperaje	A	13,4	15,3	14,2	16,5	15,1	16	16,3	15,6	16,2
Revoluciones motor	rpm	1.747,23	1.739,60	1.744,13	1.734,35	1.740,44	1.736,57	1.735,24	1.738,31	1.735,69
Eficiencia	%	78,1%	83,0%	80,3%	85,4%	82,6%	84,5%	85,0%	83,7%	84,9%
Torque motor	Nm	5,09	10,43	7,24	14,11	9,84	12,56	13,49	11,34	13,18
Revoluciones eje	rpm	1.299,22	1.293,55	1.296,92	1.289,65	1.294,17	1.291,30	1.290,31	1.292,59	1.290,64
Torque eje	Nm	5,48	11,22	7,79	15,18	10,58	13,51	14,51	12,20	14,18
Fuerza de desfibrado	N	18,26	37,42	25,98	50,60	35,28	45,05	48,37	40,66	47,26
	lbf	4,10	8,40	5,83	11,36	7,92	10,11	10,86	9,13	10,61
Potencia eléctrica	kW	1,42	2,69	1,90	3,74	2,53	3,28	3,55	2,93	3,46
	hp	1,90	3,60	2,54	5,02	3,39	4,39	4,76	3,93	4,64

4.5 ANÁLISIS DE VIBRACIONES

Debido a las características y condiciones de operación del prototipo se ha optado por regirse en la norma ISO 2372. La cual menciona: “Estándar general para máquinas rotatorias diseñado para evaluar principalmente la severidad vibratoria de máquinas en el taller o ensayos de aceptación de máquinas” [48], es decir evita la degradación por fatiga.

Es una norma que se rige bajo máquinas que operan especialmente en velocidades de operación entre 600 y 12000 rpm. Esta norma hace referencia a varios tipos de equipos como se indica en la Tabla 4.10 según la potencia que posea el motor.

Tabla 4.10. Clasificación de equipos en norma ISO 2372.

Clase	Descripción
Clase I	Equipos pequeños, potencia $\leq 15\text{kW}$.
Clase II	Equipos medianos, $15\text{ kW} < \text{potencia} \leq 75\text{ kW}$.
Clase III	Equipos grandes, potencia $\geq 75\text{ kW}$ con cimentación rígida.
Clase IV	Turbomaquinaria con rpm $>$ velocidad crítica.

Para cada clase de equipo la norma ha designado un grado de severidad según la vibración que se mida (Figura 4.22), en la que se ha definido cualitativamente en 4 zonas: buena, satisfactoria, insatisfactoria e inaceptable [50].

Zona A: También llamada zona buena, el equipo está operando en condiciones óptimas.

Zona B: También llamada zona satisfactoria, son equipos que están en condiciones de operación continua.

Zona C: También llamada zona insatisfactoria, son equipos que únicamente son aptos para operar en lapsos cortos de tiempo.

Zona D: También llamada zona inaceptable, los rangos de vibración altos pueden dañar al equipo.

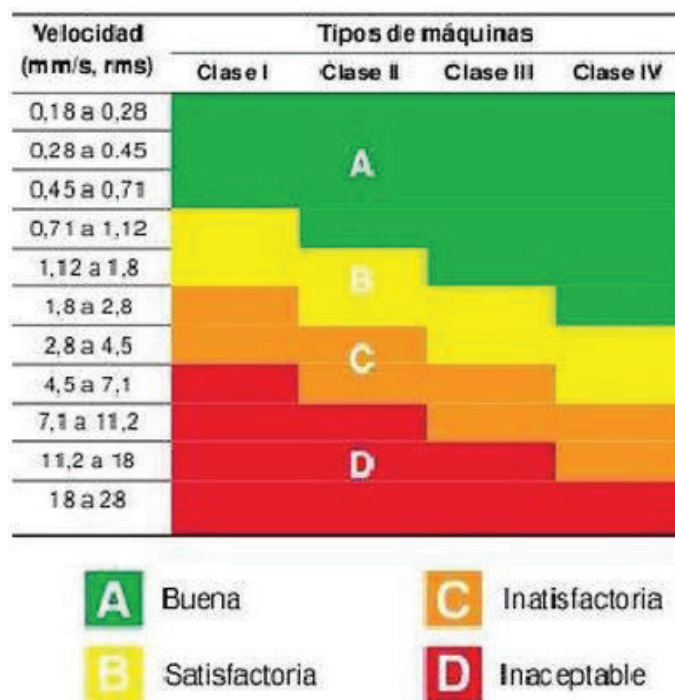


Figura 4.22. Severidad de la vibración en la norma ISO 2372.

Esta clasificación de la máquina se lo realizara bajo los siguientes criterios [50]:

- Tipo y tamaño de la máquina.
- El tipo de servicio que la misma va a proporcionar o proporciona.
- El sistema de soporte de la máquina.
- El efecto de la vibración en la máquina sobre el entorno de la misma (Instrumentación, equipos adyacentes, personas,...).

La medición de vibración en las chumaceras se debe realizar en las tres direcciones ortogonales, como se indica en la Figura 4.23 [51, 52].

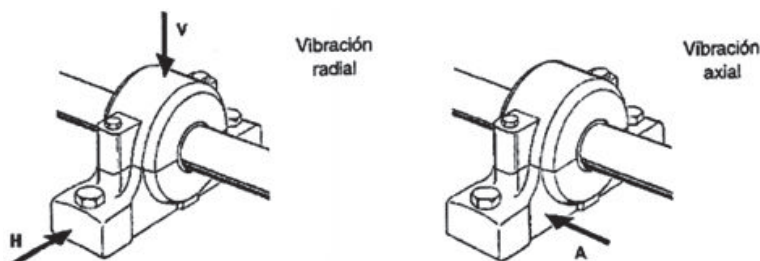


Figura 4.23. Sentido de toma de datos en las chumaceras [51].

La toma de datos en el equipo se realizó con un medidor de vibraciones PROVIBTECH PT908 como se puede observar en la Figura 4.24.



Figura 4.24. Mapeo de estructura con medidor PROVIBTECH PT908.

Evaluando a la desfibradora se tiene que esta trabaja en el rango de 600 a 60000 rpm por lo que se debe evaluar las vibraciones obtenidas en velocidades puntuales. Para esto se realizó la medición presentada en la maquina mediante un mapeo de la estructura y de forma separada las chumaceras.

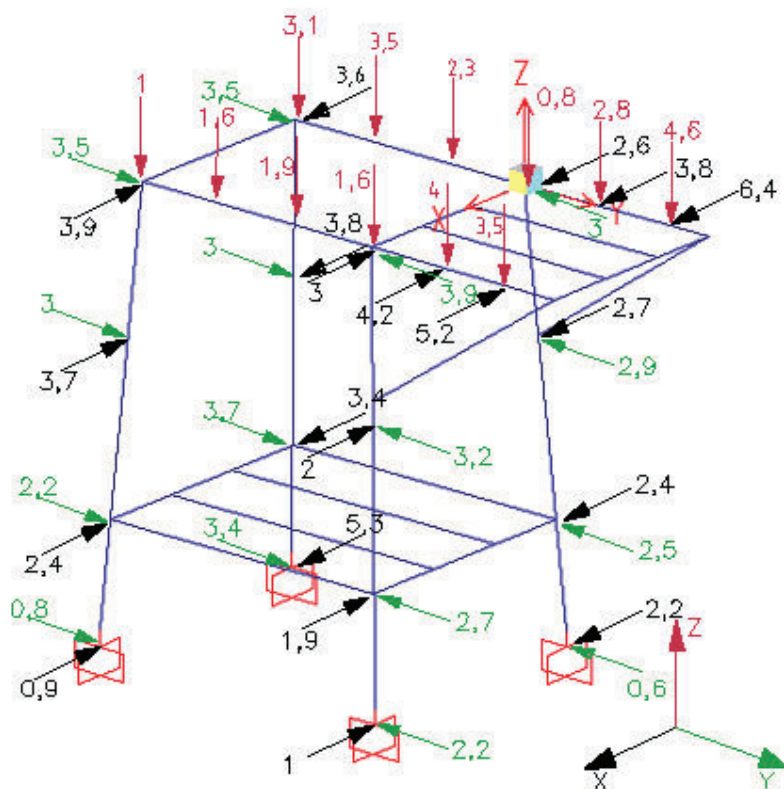


Figura 4.25. Vibraciones presentadas en la estructura en mm/s.

Las vibraciones presentadas en las chumaceras se pueden observar en la Figura 4.26. La medición de la chumacera al extremo derecho es limitada debido a la cercanía que presenta con las bandas.

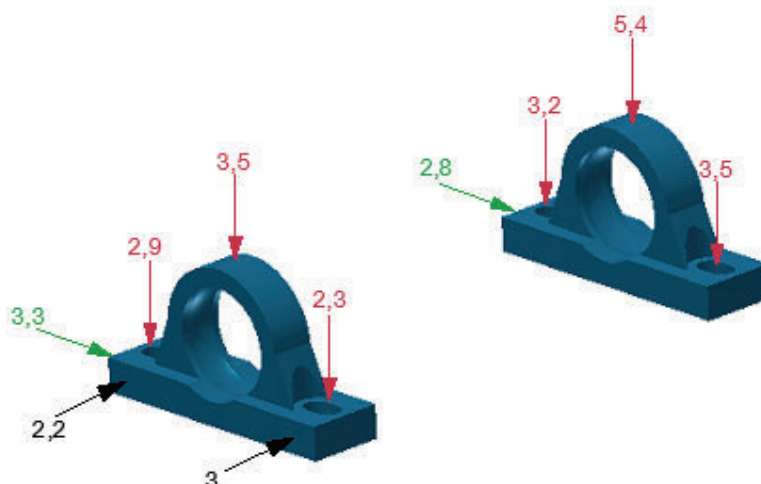


Figura 4.26. Vibraciones en chumaceras.

Como se puede ver en la Figura 4.25 y la Figura 4.26, las vibraciones presentadas tanto en la estructura como en las chumaceras casi no exceden valores superiores a 4 mm/s por lo que se encontraría de acuerdo a las tablas de la Figura 4.22 en un nivel insatisfactorio lo que es aceptable considerando la estructura liviana y el hecho de que se trata de un prototipo. Además que el equipo es destinado para trabajos en laboratorio por lo que no trabajará a tiempo continuo.

Las vibraciones generadas pueden deberse a un desbalanceo del rotor o a un mal alineamiento de las bandas. Para contrarrestar este efecto se ha probado con la ubicación de rigidizadores de la estructura sin embargo no se han tenido resultados favorables lo cual si se obtuvo con un rectificado de las bandas [51].

4.6 GUÍA DE MANTENIMIENTO

El mantenimiento preventivo que se realice a la máquina influirá enormemente en la vida útil de esta. Primeramente para determinar los posibles fallos que pudieran presentarse se realizará un Análisis Modal de Falla y Efecto AMFE el cual además de identificar los posibles fallo de la máquina se establecerá

causas, consecuencias y de acuerdo a la evaluación realizada se determinará un índice de prioridad de riesgo IPR.

La Tabla 4.11 detalla en análisis realizado en el AMFE, en este se ha considerado como factores que varían el IPR la gravedad (G), frecuencia (F) y detectabilidad (D).

Tabla 4.11. Cuadro AMFE de la máquina desfibradora.

Elemento	Modo de falla	Causas	Efectos	Consecuencias	G	F	D	IPF
Chumaceras	Fatiga	Mala lubricación Alta velocidades	Parada	Ocultas	10	3	8	240
Bandas	Fatiga	Montaje defectuoso Rozamiento con elementos	Parada	Ocultas	10	1	8	80
Mesa móvil	Atascamiento	Mala lubricación Introducción de residuos	Bajo rendimiento	Operativas	6	4	7	168
Bandeja de salida	Taponamiento	Falta de limpieza de conducto	Bajo rendimiento	Ocultas	2	5	6	60
Cuchillas	Perdida de filo	Trabajo con fibras duras	Baja calidad	Operativas	8	2	2	32
Paletas	Perdida de filo	Trabajo con fibras duras	Baja calidad	Operativas	8	2	2	32
Pechera	Perdida de filo	Trabajo con fibras duras	Baja calidad	Operativas	8	2	2	32
Paletas, pechera y recubrimiento	Corrosión	pH de materia prima Raspaduras en elementos	Baja calidad	Ocultas	3	1	3	9
Mecanismo resorte cuchillas	Atascamiento	Falta de limpieza Mala lubricación	Bajo rendimiento	Operativas	3	4	4	48

Una vez encontrados los posibles fallos de la máquina procede a definir como lo indica la Tabla 4.12 una guía de mantenimiento preventivo con el fin de alargar la vida útil de la máquina y evitar paros en la producción.

Tabla 4.12. Guía de mantenimiento de la máquina desfibradora.

Elemento	Descripción de operación	Periodicidad
Chumaceras	Lubricación con aceite	6 meses
Bandas	Revisar que no roce con elementos	En cada funcionamiento
Mesa móvil	Lubricación con grasa Limpieza de residuos en zonas aledañas	3 meses
Bandeja de salida	Limpieza de conductos de salida	Mensual
Cuchillas	Recambio elementos	En caso de requerimiento
Paletas	Recambio elementos	En caso de requerimiento
Pechera	Recambio elementos	En caso de requerimiento
Paletas, pechera y recubrimiento	Pintura anticorrosiva	En caso de requerimiento
Mecanismo resorte cuchillas	Lubricación con grasa Limpieza de residuos en zonas aledañas	3 meses

En caso de ocurrencia de fallos en la máquina se procederá a un mantenimiento correctivo del elemento, reemplazando este de acuerdo a las especificaciones establecidas.

4.7 PROCEDIMIENTO PARA DESFIBRADO DE HOJAS Y PSEUDOTALLOS

Para el desfibrado de hojas y pseudotallos se deberá seguir el siguiente procedimiento con el fin de lograr una buena calidad en el producto obtenido y trabajar con la correcta seguridad industrial, preservando la integridad del operario y de la máquina.

Las diferencias en el desfibrado de hojas y pseudotallos para el desfibrado mediante el rotor con paletas influyen únicamente en la fuerza que debe realizar el operario para introducir la materia prima, en el caso de especies flexibles y blandas como el abacá, banano y hojas delgadas se debe realizar la introducción de manera más delicada con menor fuerza mientras que para

especies más rígidas y duras como la cabuya y el agave se lo realizará de manera más firme.

El procedimiento para el desfibrado de hojas y pseudotallos mediante el rotor con paletas se determina a continuación:

1. Preparar la materia prima para el desfibrado, retirar espinas y toda parte con extrema dureza que pueda afectar la máquina.
2. Conectar el cable de energía al tomacorriente trifásico de 220 [V].
3. Presionar el botón de encendido del equipo.
4. Introducir apoyando en la mesa de soporte la hoja o pseudotallo a desfibrar a una velocidad en 100 y 150 [mm/s] para lograr una buena calidad de desfibrado.
5. Introducir la hoja o pseudotallo únicamente hasta el tope de seguridad (Figura 4.27).



Figura 4.27. Introducción de hoja de cabuya al rotor.

6. Sacar el conjunto de fibras adherido al tramo de hoja o pseudotallo que no se ha desfibrado a una velocidad aproximada a la de introducción (Figura 4.28).



Figura 4.28. Retirando hoja de cabuya.

7. Una vez desfibrado toda la materia predispuesta se procede a activar el botón de apagado del equipo.
8. Desconectar el cable de energía del tomacorriente.

El procedimiento para el desfibrado de pseudotallos en forma de tuxes mediante las cuchillas se determina a continuación:

1. Activar el pedal del mecanismo resorte-cuchillas para lograr la apertura de las cuchillas junto al rotor del equipo.
2. Introducir el conjunto de fibras justo desde la zona de sujeción (Figura 4.29).



Figura 4.29. Posicionando del tuxe de abacá para ser desfibrado.

3. Quitar el pie del pedal del mecanismo para lograr el aplastamiento de la fibra.

4. Halar fuertemente el grupo de fibras para lograr la limpieza deseada de la fibra (Figura 4.30). Al momento de sujetar las fibras se debe enrollarlas en la mano para lograr la sujeción adecuada al momento de tensionarlas.



Figura 4.30. Tensionando tuxe de abacá para el desfibrado.

5. Una vez desfibrado el atado posicionado se procede a realizar el mismo procedimiento a la parte restante que quedo sin desfibrar del grupo.

4.7.1 Calibración de distancia pechera-rotor

La calibración de la distancia pechera-rotor es un parámetro importante que se debe tomar en cuenta antes de realizar cualquier proceso de desfibrado debido a que de este depende en gran proporción la calidad del desfibrado. Distancias muy grandes pueden generar que pedazos de corteza queden adheridos a la fibra o la fibra no limpie totalmente, mientras que distancia muy pequeñas pueden generar que la fibra se rompa.

A continuación se detalla el procedimiento para calibración de esta distancia.

1. Desajustar los tornillos de movilidad de la pechera.

Hay que aclarar que no se debe forzar la movilidad de la mesa mediante el volante mientras los tornillos indicados en la Figura 4.31 sigan ajustados.



Figura 4.31. Desajuste de tornillos de mesa.

2. Girar el volante de ajuste de la mesa para determinar la distancia entre la pechera y el rotor. Esta distancia se va a representar en la regleta de calibración ubicada a un costado de la mesa (Figura 4.32).



Figura 4.32. Calibración de mesa mediante regleta.

3. Con la mano mover las paletas del rotor y fijarse en la separación existente entre paleta y pechera.
4. Ajustar nuevamente las tuercas de movilidad para fijar la mesa de apoyo.

4.7.2 Parámetros de seguridad

El manejo del equipo debe realizarse siempre considerando normas de seguridad para mantener la integridad física del operario así como tener mayor confort en la utilización.

- Preferentemente utilización protector facial debido a residuos de material expulsados.

- Si se utiliza el equipo por largos períodos utilizar orejeras para evitar daños en el oído del operario debido a que el proceso de desfibrado produce altos niveles de ruido.
- Utilizar siempre guantes para evitar cortes al manipular la materia prima y tener un mejor agarre de las fibras.
- Al momento de introducir las hojas o pseudotallos realizarlo únicamente sujetando la materia prima con las manos en forma de puño, es decir con la mano cerrada, nunca con los dedos extendidos y apoyándose sobre la mesa debido a que de esta forma se tiene mucho mayor riesgo de amputación
- Calibrar la distancia rotor-pechera únicamente cuando la maquina este apagada y ajustar los cuatro pernos para evitar el desplazamiento de la mesa.
- En el momento de encendido del equipo si se presenta algún ruido cíclico metálico de alta frecuencia apagar inmediatamente el motor y calibrar nuevamente la distancia pechera-cuchilla. Esto se realiza debido a que pudiera presentarse algún roce entre las paletas y la pechera por lo que se debe calibrar de forma adecuada esta distancia.

CAPÍTULO V

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1 Conclusiones

- El método de desfibrado óptimo para el abacá, pese a su baja producción, es mediante la tensión a través de las cuchillas debido a que la fibra obtenida presenta una calidad muy superior.
- El ajuste por medio de la regleta es indispensable para obtener un desfibrado correcto de hojas y pseudotallos con la menor cantidad de desperdicios.
- La calidad de las fibras tanto de hojas como pseudotallos mejora si inmediatamente después del desfibrado se realiza un lavado en agua por unos cuantos minutos. La calidad puede mejorar aún más si el lavado se lo realiza con sosa cáustica. Pero se debe aclarar que la sosa cáustica es poco amigable con el medio ambiente.
- La fuerza de raspado de 100 N tomada para el dimensionamiento del mecanismo resorte – cuchillas se concluye como un valor adecuado para el aplastamiento de la fibra. Esto debido a que en el protocolo de pruebas el desfibrado mediante este método presentó buenos resultados sin generar el arrancamiento de la fibra.
- La fuerza que tiene que aplicar el operario para accionar el pedal del mecanismo resorte – cuchillas es fácil de realizar únicamente aplicando el peso propio del operario de acuerdo a las pruebas realizadas al equipo. Esto, pese al error de 33,6% que se obtuvo en el cálculo teórico y experimental de la fuerza del operario.
- Por medio del protocolo de pruebas se comprobó que es factible el desfibrado de cabuya y abacá que son las hojas y pseudotallos más sobresalientes en cuanto a la alta resistencia de sus fibras.

- Se utilizó pintura anticorrosiva para aumentar la vida útil de los elementos que constituyen la máquina, dado el alto valor de pH que posee el zumo proveniente de la materia prima.
- El costo resultante de la máquina desfibradora es semejante al de equipos disponibles en el mercado por lo que se considera un buen resultado ya que se trata de un prototipo que abarca el desfibrado de hojas y además de pseudotallos.
- No se debe ajustar la distancia rotor-pechera cuando la maquina está encendida para evitar roces entre las paletas y la pechera y de esta forma preservar la integridad de sus componentes. Además, para evitar este inconveniente se debe ajustar esta distancia siempre a valores mayores a 1 mm.
- El método de medición de amperaje puede ser utilizado para optimizar la potencia de motores siempre que se disponga de las curvas características del motor.

5.2 Recomendaciones

- Se recomienda hacer un estudio de las afectaciones mecánicas que sufre la fibra de los pseudotallos referente a los diferentes métodos de desfibrado mediante el rotor con paletas y el mecanismo de cuchillas.
- Si se requiere una producción continua del equipo con periodos largos de funcionamiento es recomendable realizar un balanceo dinámico al rotor para reducir el nivel de vibraciones presentado.
- En el caso de utilizar el equipo desfibrador en un sitio definido y permanente se recomienda anclar el bastidor al suelo mediante pernos para disminuir las vibraciones presentadas y prolongar la vida útil de la máquina.

- Para mejorar la calidad de la limpieza de la fibra desfibrada con el rotor es recomendable remojar el conjunto en agua y lavarlo para desprender totalmente el material adherido restante.
- Para la activación del mecanismo de cuchillas con el pedal ergonómicamente se puede preferir accionarlo con el pie derecho ya que logra una mayor firmeza al momento de halar el conjunto de fibras.
- Se recomienda desfibrar chantas de longitud máxima de 1 metro dado que las fibras se pueden atascar en el rotor.
- Es recomendable hacer una limpieza paulatina de la salida de residuos con el equipo apagado debido a posibles acumulamientos de desechos.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] G. PABÓN, «"Etnobotánica de Fibras Naturales en el Ecuador",» de *Primer Encuentro Nacional de Productores y Artesanos de Fibras Naturales*, Ibarra, 2000.
- [2] A. SIMBAÑA, «Congreso:"Ecuador declara prioridad nacional al desarrollo de las fibras naturales",» Ibarra, 2000.
- [3] «<http://www.naturalfibres2009.org/es/aifn/antecedentes.html>,» FAOSTAT. [En línea].
- [4] F. CADENA, «"Materiales compuestos con fibras vegetales",» de *Primer Encuentro Nacional de Productores y Artesanos de Fibras Naturales*, Ibarra, 2000.
- [5] «"Aplicación de las fibras naturales en el desarrollo de materiales compuestos y como biomasa",» *Revista tecnológica ESPOL*, vol. vol 19, pp. 113-115, Octubre 2006.
- [6] A. SALAS, "Obtención de compuestos de Polietileno reforzado con fibras de Abacá mediante moldeo por compresión", Quito: Proyecto de Titulación, Escuela Politécnica Nacional, 2009.
- [7] L. MALDONADO, «"Situación actual de la producción y comercialización del abacá en el Ecuador",» de *Primer Encuentro Nacional de Productores y Artesanos de Fibras Naturales*, Ibarra, 2000.
- [8] P. STANDARD, "*Agricultural machinery-Abaca Stripper-Specifications*", 2011, pp. 6-16.
- [9] «jubanitex.blogspot.com/p/materials.html,» [En línea].
- [10] ESTRELLA, "Diseño y Construcción de un Desfibrador para Hojas de Piña", Quito: Escuela Politécnica Nacional, 1995.

- [11] FEDEFIQUE, "*Guía ambiental para el subsector del fique*", Colombia, pp. 30-34.
- [12] E. MEJÍA, "*Producción de papel a partir de la fibra de cabuya*", 2005.
- [13] «corpomail.corpoica.org.co/BACFILES/BACDIGITAL/9150/9150.pdf,»
Maquinas desfibradoras. [En línea].
- [14] A. MOHANTY, "Natural fibers biopolymers and biocomposites", 2005, pp. 181-184,233-235,246.
- [15] H. VILLACIS, "Obtencion de materiales compuestos hibridos de matriz poliester reforzados con fibra de vidrio y abacá mediante estratificación", Quito: Proyecto de Titulación, Escuela Politecnica Nacional, 2011.
- [16] J. PAEZ, "Obtención de compuestos de polipropileno reforzado con fibras de abacá mediante moldeo por compresión", Quito Proyecto de Titulación, Escuela Politecnica Nacional, 2007.
- [17] P. PREETHI, "*Physical and chemical properties of banana fibre extracted from commercial banana cultivars grown in Tamilnado State*", p. 2.
- [18] O. ACUÑA, «"Valoración de las características fisico-químicas de las especies lignocelulósicas y subproductos",» de *Primer Encuentro Nacional de Productores y Artesanos de Fibras Naturales*, Ibarra, 2000.
- [19] MAYORGA, "Análisis comparativo en la calidad de fibra de agave de lechuguilla torr., procesada manual y mecánicamente", San Luis Potosí.
- [20] V. GUEVARA, "estudio y extracción de fibra de formio (phormium tenax) con métodos tradicionales de desfibrado", Quito.
- [21] O. BONILLA, «"Extracción y Caracterización de la fibra de la hoja de la Lengua de Suegra",» *Revista Politécnica*, vol. 30, pp. 168,169, 2009.
- [22] S. SALAZAR, "*Caracterización de la fibra de ramio y estudio del efecto del tiempo de cosecha sobre sus propiedades mecánicas*", Proyecto de

Titulación, Escuela Politecnica Nacional, 2010, pp. 10-15.

- [23] T. NARCISA, "Las primeras máquinas desfibradoras de henequén", vol. tercer volumen, E. Yucatanenese, Ed., México, 1944.
- [24] B. SNYDER, «A Portable Sisal Decorticator for Kenyan Farmers,» [En línea]. Available: file:///C:/Users/user/Downloads/2087-3451-1-PB%20(3).pdf.
- [25] CORTEZ, "Diseño y Construcción de una Desfibradora de Cabuya Portátil", Quito: Proyecto de Titulación, Escuela Politécnica Nacional, 1977.
- [26] ORTIZ, "Diseño de una desfibradora de Abacá para la Obtención de Fibra Suave", Quito: Proyecto de Titulación, Escuela Politécnica Nacional, 2001.
- [27] C. RIBA, "Diseño Concurrente", Barcelona: Ediciones UPC, 2002.
- [28] D. KIPPING, «"Teoría funcional de una máquina desfibradora de Lechuguilla de tipo tambor",» San Luis de Potosí, 2003.
- [29] M. WEG, «<http://www.weg.net/ec>,» [En línea].
- [30] M. WEG, «<http://ecatalog.weg.net/files/wegnet/WEG-guia-de-especificacion-50039910-manual-espanol.pdf>,» [En línea].
- [31] A. DEUTSCHMAN, "Diseño de maquinas Teoría y Práctica", segunda ed., Continental, 1987.
- [32] «http://www.sc.ehu.es/sbweb/fisica/solido/din_rotacion/torsion/torsion.htm,» [En línea].
- [33] AISC, "Manual of Steel Construction", Octava ed., 1986.
- [34] DIPAC, *Catalogo de perfiles*.
- [35] K. GIECK, "Manual de fórmulas técnicas", 19 Edición ed., 1993, pp. Q'3,Q'4.

- [36] R. BUDYNAS, *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*, Octava Edición ed., McGraw Hill, pp. 357,860,861,878-886.
- [37] R. NORTON, "Diseño de máquinas", Cuarta edición ed., pp. 435-439.
- [38] E. AVALLONE, "Manual del Ingeniero Mecánico", Novena ed., vol. Uno, McGrawHill, 2007.
- [39] «http://es.wikipedia.org/wiki/Anexo:Constantes_el%C3%A1sticosticas_de_diferentes_materiales,» [En línea].
- [40] ROFLEX, "*Catalogo de correas trapezoidales*".
- [41] «<http://www.ingemecanica.com/tutorialsemanal/objetos/figutut121/prestacionbase.jpg>,» [En línea].
- [42] «http://www.intermec.com.co/pdf/Las_poleas_en_v.pdf,» [En línea].
- [43] SKF, "Catálogo general", 1989, pp. 33-35,46,49,53,130,183,184,682.
- [44] J. SHIGLEY, "Diseño en ingeniería mecánica", Quinta Edición ed., pp. 311-327,369-395,789-808,847-850.
- [45] L. PARETO, "Formulario de elementos de máquina", CEAC, 1981, pp. 60-75.
- [46] R. BUDYNAS, "Diseño en ingeniería mecánica de Shigley", Cuarta Edición ed.
- [47] «<https://es.scribd.com/doc/59729342/Curso-tecnico-de-arrancadores>,» Curso técnico de arrancadores. [En línea].
- [48] «<http://bibdigital.epn.edu.ec/bitstream/15000/68/1/CD-0039.pdf>,» [En línea].
- [49] «<http://www.sinais.es/Recursos/Curso-vibraciones/normativa/iso2372.html>,» [En línea].

- [50] «http://www.imem.unavarra.es/EMyV/pdfdoc/vib/vib_normativa.pdf,» Normativa sobre vibraciones. [En línea].
- [51] F. TORRES, «Análisis de vibraciones e interpretación de datos,» de *Primer Congreso Nacional de Ingeniería de Mantenimiento*, Zaragoza, 1999.
- [52] «http://www.efn.unc.edu.ar/departamentos/estruct/vibraciones/NotasDeClase/Cap13_2013.pdf,» Vibraciones mecánicas y dinámicas de máquinas. [En línea].
- [53] J. MERIAM, "Estática", Segunda Edición ed., Reverté, p. 443.
- [54] R. KOWSLOSKI, «"Fibras verdes y su aplicación diversificada en el mundo",» de *Primer Encuentro Nacional de Productores y Artesanos de Fibras Naturales*, Ibarra, 2000.

Anexo A. Diagrama funcional del equipo

Anexo B. Datos técnicos de motor ensayado

Datos técnicos nominales y curvas de desempeño del motor correspondiente al equipo del Laboratorio de Textiles de la Facultad de Ingeniería Química y Agroindustria de la EPN


		Nr.:	
		Fecha: 01-MAY-2014	
HOJA DE DATOS Motor trifásico de inducción - Rotor de jaula			
Cliente	:		
Línea del producto	:	W22 Carcasa de Hierro Gris - Premium Efficiency - IE3	
Carcasa	:	112M	
Potencia	:	5,5 kW	
Frecuencia	:	60 Hz	
Polos	:	2	
Rotación nominal	:	3500	
Deslizamiento	:	2,78 %	
Voltaje nominal	:	220/380 V	
Corriente nominal	:	18,5/10,7 A	
Corriente de arranque	:	152/87,8 A	
Ip/In	:	8,2	
Corriente en vacío	:	7,60/4,40 A	
Par nominal	:	15,0 Nm	
Par de arranque	:	300 %	
Par máxima	:	360 %	
Categoría	:	N	
Clase de aislación	:	F	
Elevación de temperatura	:	80 K	
Tiempo de rotor bloqueado	:	18 s (caliente)	
Factor de servicio	:	1,25	
Régimen de servicio	:	S1	
Temperatura ambiente	:	-20°C - +40°C	
Altitud	:	1000	
Protección	:	IPW55	
Masa aproximada	:	43 kg	
Momento de inercia	:	0,00945 kgm ²	
Nivel de ruido	:	69 dB(A)	
	Delantero	Trasero	
Rodamiento	6207 ZZ	6206 ZZ	
Intervalo de lubricación	---	---	
Cantidad de grasa	---	---	
	Carga	Factor de potencia	Rendimiento (%)
	100%	0,87	89,7
	75%	0,82	89,4
	50%	0,72	87,9

Figura B.1. Datos técnicos nominales del motor ensayado.

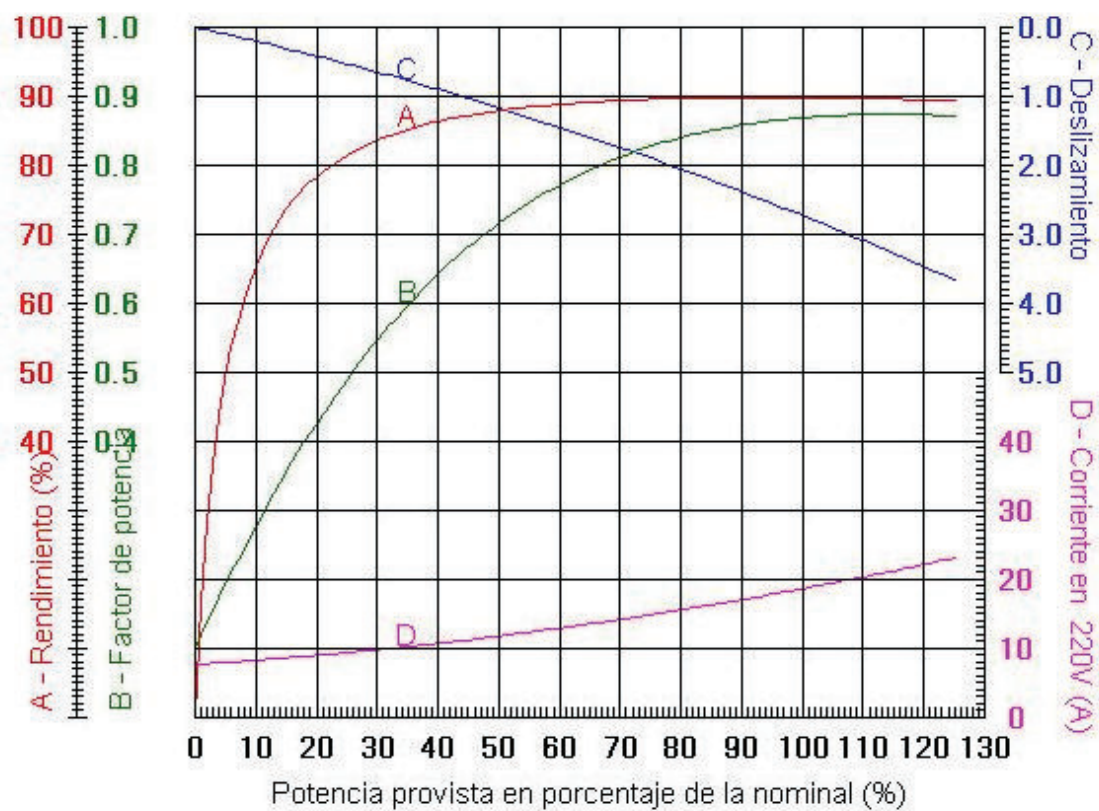


Figura B.2. Curvas de desempeño del motor ensayado.

Tabla B.1. Resultados de las curvas de desempeño: Potencia nominal vs. Intensidad de corriente, Rendimiento vs. Intensidad de corriente y Deslizamiento vs. Intensidad de corriente.

Corriente	Potencia nominal	Rendimiento		Deslizamiento	Deslizamiento 1	Factor de potencia	
i	%P	%Ef		C	s	$\cos \phi$	
7,78	0	Tramo 1	3,33	0	1	Tramo 1	0,1
8,33	10		63,30	0,33	0,9967		0,28
8,89	20	Tramo 2	76,10	0,44	0,9956	Tramo 2	0,43
10	30		81,10	0,67	0,9933		0,55
11	40		83,30	0,89	0,9911		0,64
11,3	50		85,60	1,17	0,9883		0,72
12,8	60	Tramo 3	86,70	1,44	0,9856	Tramo 3	0,77
14,5	70		87,20	1,67	0,9833		0,81
15,56	80		87,40	2,06	0,9794		0,84
16,67	90		87,50	2,33	0,9767		0,86
18,33	100		87,80	2,67	0,9733		0,87

La Tabla B.1 muestra los puntos obtenidos de las curvas de desempeño mostradas en la Figura B.2 del motor del laboratorio de textiles, porcentaje de potencia nominal, rendimiento, deslizamiento, el deslizamiento 1 y factor de potencia. El deslizamiento 1 ayudará a determinar las revoluciones del motor. El valor de deslizamiento 1 se calcula con la Ec.B.2

Continuando con el proceso de obtención de las curvas de la Figura 3.5 se tiene que:

- Deslizamiento vs. Intensidad de corriente (C vs. A).

Para obtener la ecuación de deslizamiento en función de la intensidad de corriente. Se debe obtener los puntos pertenecientes a la curva C de color azul mostrado en la Figura 3.5. Los puntos obtenidos a partir de la curva se los puede observar en la Tabla B.1.

Dado que el deslizamiento C está dentro de un factor que influye en el cálculo de la velocidad rotacional como se observa en la Ec.B.1; se realiza un

reemplazo como el que se observa en la Ec.B.2 donde s es el factor que se utilizará para la obtención de la Ec.B.1 y el cual se denominará deslizamiento 1.

$$n = n_s \left(1 - \frac{C}{100}\right) \quad \text{Ec.B.1}$$

$$s = 1 - \frac{C}{100} \quad \text{Ec.B.2}$$

Donde:

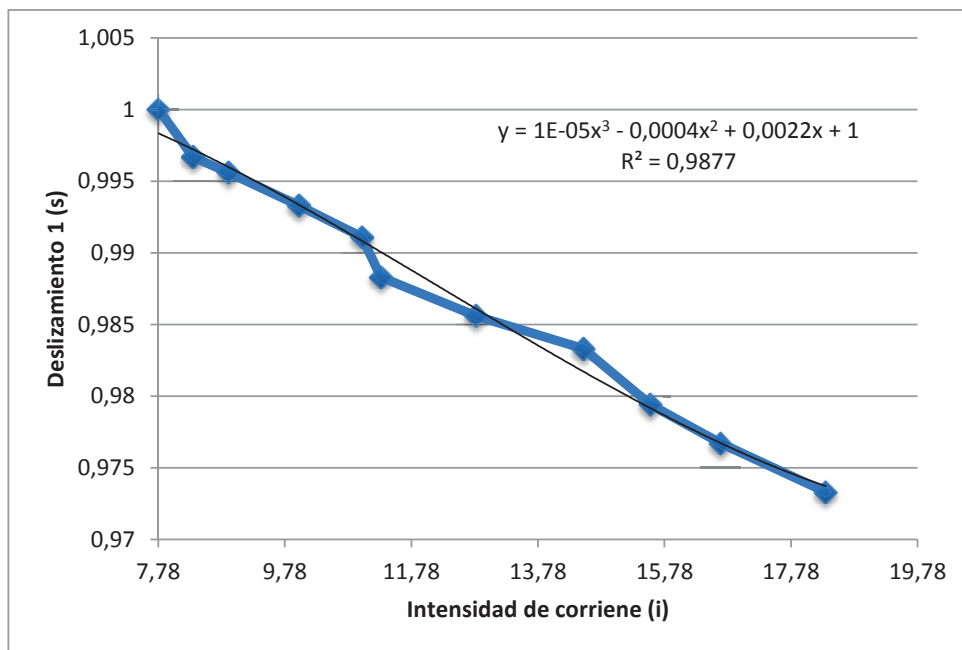
n = velocidad rotacional del motor [rpm].

n_s = velocidad sincrónica [rpm].

C = deslizamiento [%]

s = deslizamiento 1

Gráfica B.1. Deslizamiento 1 vs. Intensidad de corriente.



$$s = 1x10^{-5}i^3 - 4x10^{-4}i^2 - 2,2x10^{-3}i + 1 \quad \text{Ec.B.3}$$

Dado que la curva obtenida en la Gráfica B.1 se aproxima a una línea recta simple, se elabora la línea de tendencia tipo lineal la cual indica que la Ec.B.3 obtenida en Gráfica B.1 con un ajuste $R^2 = 0,9877$ se acomoda perfectamente a la curva C dada en la Figura 3.5.

La velocidad sincrónica de la Ec.B.1 se rige bajo las siguientes condiciones:

$$n_s = \frac{60 * f}{p} \quad \text{Ec.B.4}$$

Donde:

f = frecuencia del motor [Hertz]

p = número de polos del motor

O simplemente regirse bajo la Tabla B.2:

Tabla B.2. Velocidades sincrónicas. [28]

Nº de polos	Rotación sincrónica por minuto	
	60 Hertz	50 Hertz
2	3600	3000
4	1800	1500
6	1200	1000
8	900	750
10	720	600

- Rendimiento vs. Intensidad de corriente (E_f vs. A).

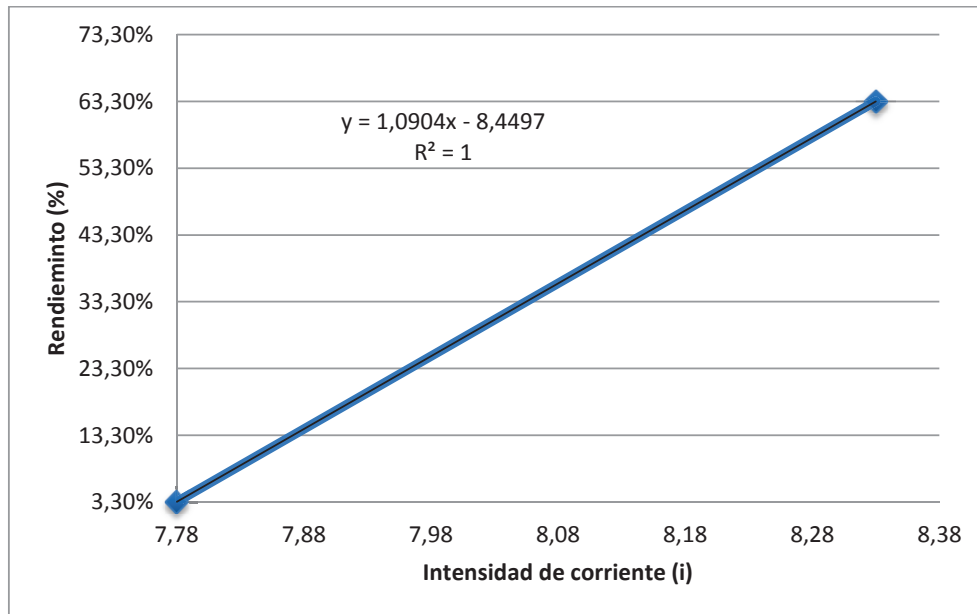
Para obtener la ecuación de rendimiento en función de la intensidad de corriente se debe obtener los puntos pertenecientes a la curva A de color rojo oscuro mostrado en la Figura 3.5. Los puntos obtenidos a partir de la curva se pueden observar en la Tabla B.1.

Dada la configuración compleja de la curva A se la divide en tres tramos para facilitar la obtención de la ecuación. Se recomienda realizar este proceso en tramos debido a que si se realiza un análisis de la ecuación de la curva

completa, el ajuste de la misma no proporciona la exactitud que se requiere es decir el $R^2 \ll 1$ (los puntos obtenidos se los puede observar en la Tabla B.1)

Tramo 1: La intensidad de corriente está dentro del rango [7,78 A – 8,33A].

Gráfica B.2. Rendimiento vs. Intensidad de corriente, tramo 1.



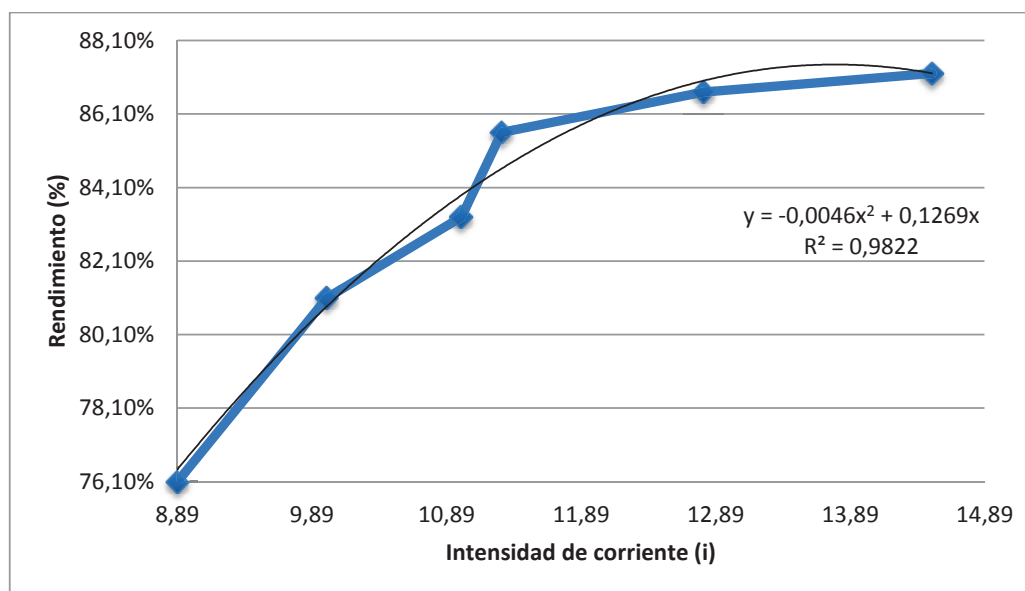
$$Ef = 1,0904 i - 8,4497$$

Ec.B.5

Dado que el tramo 1 es una línea recta simple, se elabora la línea de tendencia tipo lineal la cual indica que la Ec.B.5 obtenida en Gráfica B.2 con un ajuste $R^2 = 1$ se ajusta perfectamente al tramo 1 de la curva A de la Figura 3.5.

Tramo 2: La intensidad de corriente está dentro del rango (8,33A – 14,5A]:

Gráfica B.3. Rendimiento vs Intensidad de corriente, tramo 2.



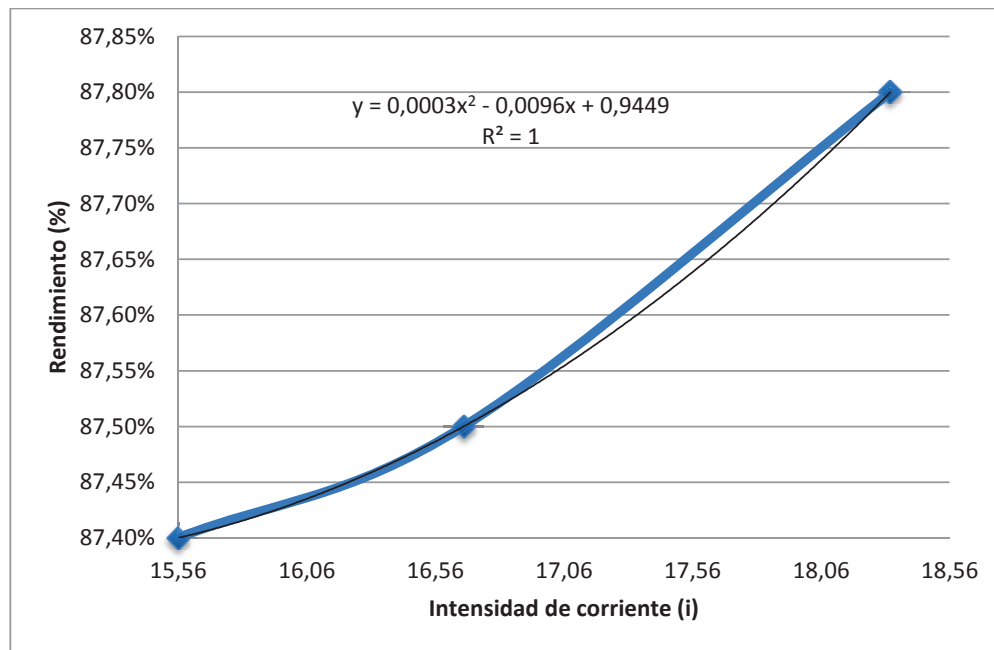
$$Ef = -4,6 \times 10^{-3} i^2 + 0,1269 i$$

Ec.B.6

Se utiliza una línea de tendencia polinómica debido a que se tiene errores de medición durante la obtención de los puntos de la curva A de la Figura 3.4 lo que produce pequeñas fluctuaciones en la curva de la Gráfica B.3. Lo que indica que la Ec.B.6 obtenida en Gráfica B.3, polinómica de segundo orden, con un ajuste $R^2 = 0,9822$ que es un valor próximo a 1 se ajusta perfectamente al tramo 2 de la curva A de Figura 3.4.

Tramo 3: La intensidad de corriente está dentro del rango (14,5A – 18,33A].

Gráfica B.4. Rendimiento vs. Intensidad de corriente, tramo 3.



$$Ef = 3x10^{-4} i^2 - 9,5x10^{-3} i + 0,9449$$

Ec.B.7

Se utiliza una línea de tendencia polinómica debido a que se tiene errores de medición durante la obtención de los puntos de la curva A de la Figura 3.4 lo que produce pequeñas fluctuaciones en la curva de la Gráfica B.4.

La Ec.B.7 obtenida en Gráfica B.4, polinómica de segundo orden, con un ajuste $R^2 = 1$ se acomoda perfectamente al tramo 3 de la curva A de la Figura 3.4

Donde:

Ef = rendimiento

i = intensidad de corriente

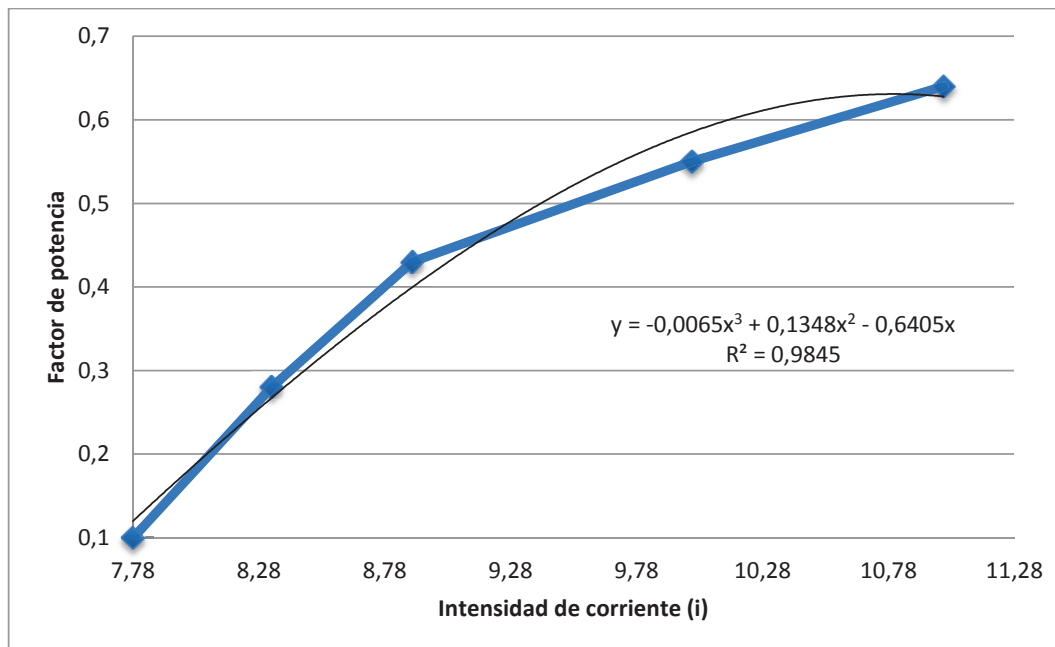
- Factor de potencia vs. Intensidad de corriente ($\cos \phi$ vs. A).

Para obtener la ecuación de factor de potencia en función de la intensidad de corriente. Se debe obtener los puntos pertenecientes a la curva B de color verde oscuro mostrado en la Figura 3.5. Los puntos obtenidos a partir de la

curva se pueden observar en la Tabla B.1. Una vez obtenidos los puntos se elabora la línea de tendencia de la curva. Dada la configuración compleja de la curva B se procede a dividirla en dos tramos para mayor facilidad en la obtención de la ecuación.

Tramo 1: La intensidad de corriente está dentro del rango [7,8 A – 11A].

Gráfica B.5. Factor de potencia vs. Intensidad de corriente, tramo 1.



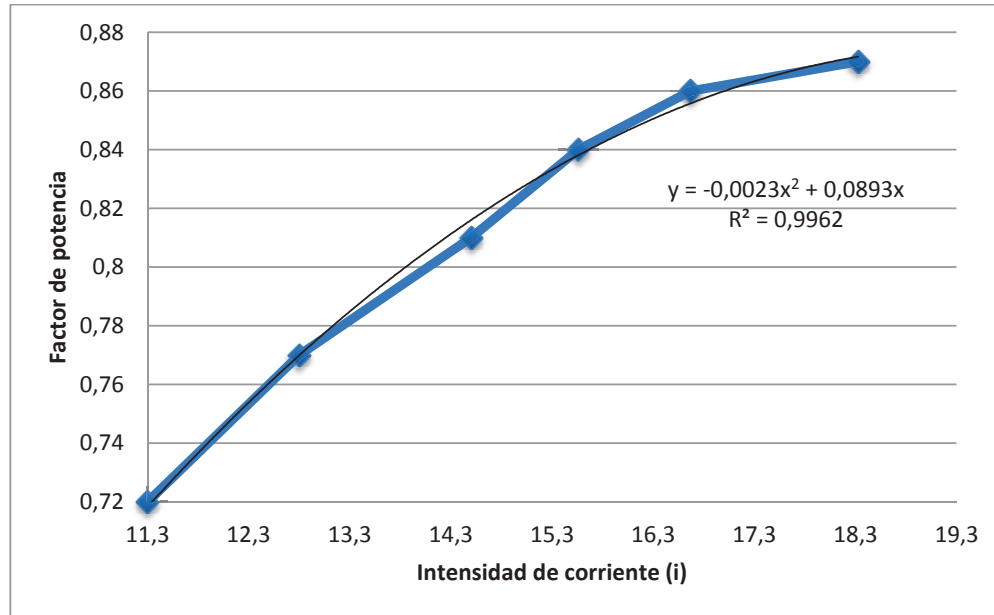
$$\cos \phi = 6,5 \times 10^{-3}i^3 + 0,135i^2 - 0,641i$$

Ec.B.8

Se utiliza una línea de tendencia polinómica debido a que se tiene errores de medición durante la obtención de los puntos de la curva B de la Figura 3.5 lo que produce pequeñas fluctuaciones en la curva de la Gráfica B.5. Lo que indica que la Ec.B.8 obtenida en Gráfica B.5, polinómica de segundo orden, con un ajuste $R^2 = 0,9845$ es un valor próximo a 1 por tanto se acomoda perfectamente al tipo de curva dada en la en el tramo 1 de la curva B de la Figura 3.5.

Tramo 2: La intensidad de corriente está dentro del rango (11 A – 18,33A].

Gráfica B.6. Factor de potencia vs. Intensidad de corriente, tramo 2.



$$\cos \phi = -2,3 \times 10^{-3} i^2 + 8,93 \times 10^{-2} i$$

Ec.B.9

Se utiliza una línea de tendencia polinómica debido a que se tiene errores de medición durante la obtención de los puntos de la curva B de la Figura 3.5 lo que produce pequeñas fluctuaciones en la curva de la Gráfica B.6. Lo que indica que la Ec.B.9 obtenida en Gráfica B.6, polinómica de segundo orden, con un ajuste $R^2 = 0,9962$ es un valor próximo a 1 por lo que se acomoda perfectamente al tramo 2 de la curva B de la Figura 3.5.

Donde:

$\cos \phi$ = factor de potencia.

i = corriente.

Anexo C. Pruebas de desfibrado

Pruebas de desfibrado realizadas al equipo del Laboratorio de Textiles de la Facultad de Ingeniería Química de la Escuela Politécnica Nacional

Tabla C. 1. Datos del sistema de transmisión del equipo de desfibrado del laboratorio de textiles.

Eficiencia banda	n	0,8
Diámetro polea conducida	Dc	20 cm
Diámetro polea conductora	dc	14 cm
Diámetro del rotor	dr	20 cm
numero de bandas	nb	2

Tabla C. 2. Resultados de torque y fuerza estimada de desfibrado por medio de la medición de amperaje en una de las fases del motor para el agave americana.

Agave andina		1	2	3	4	5	6	7	8	9
Amperaje	A	15,88	16,99	26,14	25,79	26,66	28,23	14,45	23,4	21,47
Revoluciones motor	rpm	3.506,80	3.495,45	3.466,09	3.464,01	3.469,81	3.485,91	3.522,39	3.458,11	3.462,54
Eficiencia	%	86,8	86,8	0,0	0,0	0,0	0,0	87,3	0,0	0,0
Torque motor	Nm	11,19	12,09	-	-	-	-	9,72	-	-
Revoluciones eje	rpm	2.454,76	2.446,81	2.426,26	2.424,80	2.428,87	2.440,13	2.465,67	2.420,67	2.423,78
Torque eje	Nm	19,98	21,58	-	-	-	-	17,35	-	-
Fuerza de desfibrado	N	99,89	107,92	-	-	-	-	86,75	-	-
	lbf	22,42	24,23	-	-	-	-	19,47	-	-
Potencia eléctrica	kW	4,84	5,27	-	-	-	-	4,26	-	6,69
	hp	6,49	7,07	-	-	-	-	5,71	-	8,97

Tabla C. 3. Resultados de torque y fuerza estimada de desfibrado por medio de la medición de amperaje en una de las fases del motor para la furcraesa andina.

Furcraesa andina	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Amperaje	A	14,1	13,2	23,64	9,22	9,85	12,89	14,03	11,05
Revoluciones motor	rpm	3.526,30	3.536,44	3.516,85	3.458,09	3.572,70	3.539,93	3.527,09	3.560,26
Eficiencia	%	87,5	87,4	86,8	0,0	80,4	87,1	87,5	84,1
Torque motor	Nm	9,31	8,13	10,24	-	2,33	7,69	9,22	4,94
Revoluciones eje	rpm	2.468,41	2.475,51	2.461,79	2.420,66	2.505,18	2.477,95	2.468,96	2.492,18
Torque eje	Nm	16,62	14,52	18,28	-	4,17	13,74	16,47	8,83
Fuerza de desfibrado	N	83,09	72,59	91,41	-	20,83	68,69	82,33	44,13
	lbf	18,65	16,30	20,52	-	4,68	15,42	18,48	9,91
Potencia eléctrica	kW	4,11	3,74	4,46	-	1,54	3,61	4,08	2,84
	hp	5,51	5,01	5,98	-	2,06	4,83	5,47	3,80

Se resaltó en la Tabla C. 2 y Tabla C. 3 con color amarillo los valores en donde se obtuvo fibra con la menor cantidad de residuo. Debido a que se obtuvo una fuerza de desfibrado mayor en el agave americana (Tabla C. 2), se considera para el diseño este valor. El color celeste indicado en la Tabla C. 2 indica el valor de amperaje para el cual se realizó el ejemplo en el apartado 3.2 para el cálculo de la fuerza de desfibrado. El valor señalado con color rojo de la Tabla C. 2 indica el paro del motor que se obtuvo debido al bajo torque que posee el motor ensayado en comparación con el torque que se requiere para lograr el desfibrado.

En las Tabla C. 2 y Tabla C. 3 se observa algunas casillas en blanco. Esto quiere decir que el trabajo que desempeño el motor durante el desfibrado es superior al rango del 100% de la potencia nominal del motor, por lo que el rendimiento del motor decae, entonces la potencia del motor ensayado no es la suficiente para lograr el desfibrado adecuado especialmente del agave.

Anexo D. Revoluciones del motor

El análisis que se realiza en las Tabla D.1 y la Tabla D.2 para obtener la velocidad de alimentación adecuada para las hojas se mide una longitud aproximada la cual será desfibrada dado un tiempo cronometrado. Las celdas resaltadas son los rangos favorables que se obtuvo de velocidad de alimentación de las hojas de los que se considera como dato para el diseño 125,84 mm/s y 126,90 mm/s respectivamente. En esos valores de velocidad se obtuvo mayor cantidad de fibras por cada hoja con la menor cantidad de residuos.

Tabla D.1. Pruebas realizadas al agave americana.

# de hoja	Longitud de la hoja (cm)	Ancho de la hoja (cm)			Espesor de la hoja (cm)	Tiempo de desfibrado (s)	Velocidad de introducción (mm/s)
1	100,00	15,00	17,00	18,00	3,00	8,51	117,51
2	94,00	20,50	20,50	19,00	5,00	7,47	125,84
3	100,00	18,50	19,00	17,00	7,00	7,55	132,45
4	100,00	18,00	17,00	15,50	5,00	2,95	338,98
5	100,00	18,00	19,00	18,00	3,50	2,97	336,70
6	100,00	17,00	17,00	17,00	4,80	3,08	324,68
7	100,00	13,00	12,50	11,50	4,80	6,02	166,11
8	100,00	14,50	14,50	14,00	6,00	3,05	327,87
9	95,00	18,00	18,00	17,50	4,00	9,67	98,24
10	90,00	17,00	18,00	17,00	5,50	7,95	113,21
11	100,00	14,50	14,00	13,50	5,00	7,03	142,25
12	100,00	16,00	16,50	15,00	4,50	8,45	118,34

Tabla D.2. Pruebas realizadas a la furcraesa andina.

# de hoja	Longitud de la hoja (cm)	Ancho de la hoja (cm)			Espesor de la hoja (mm)	Tiempo de desfibrado (s)	Velocidad de introducción (mm/s)
1	100,00	14,50	15,50	15,50	4,00	8,71	114,81
2	100,00	13,50	16,00	16,00	3,00	8,68	115,21
3	100,00	14,00	15,00	13,50	3,50	7,88	126,90
4	100,00	14,00	14,50	13,50	3,50	9,00	111,11
5	100,00	14,50	16,00	15,00	4,00	13,60	73,53
6	100,00	12,50	16,00	15,00	3,00	14,26	70,13
7	100,00	15,00	16,00	15,50	4,00	14,06	71,12
8	100,00	12,50	13,50	13,50	3,50	11,92	83,89
9	100,00	12,50	14,00	13,00	4,00	4,06	246,31

En la Tabla D.3 se detallan los resultados de velocidad rotacional en el eje tomando en cuenta las siguientes consideraciones:

- Suponemos una velocidad de alimentación de la hoja constante como se indicó en la Tabla 3.4.
- Se ofrece un rango de número de cuchillas N_p que está entre 2 cuchillas como mínimo debido a que con una cuchilla las revoluciones que se requeriría en el motor serían demasiado altas y 20 cuchillas como máximo debido a que se aumentaría el peso del rotor innecesariamente.
- Se ofrece un rango de desfibrado de la hoja entre golpe y golpe S_h que está entre 0,5 y 5 mm.

Por medio de la Ec. 3.15 se obtienen los valores de velocidad rotacional en el eje para cada S_h y N_p .

Se escoge la fila de $S_h = 0,5 \text{ mm}$ dado que valores mayores a 1mm, se analiza, podría dejar residuos en la hoja.

Finalmente el análisis realizado en la Gráfica 3.2 determina la velocidad rotacional adecuada que se ha marcado con color rojo en la Tabla D.3.

Tabla D.3. Análisis de las rpm para el rotor.

V_h (mm/s)	125,84																		
Np	2,00	4,00	6,00	8,00	10,00	12,00	14,00	16,00	18,00	20,00									
S_h	n_r	n_r	n_r	n_r	n_r	n_r	n_r	n_r	n_r	n_r	n_r	n_r	n_r	n_r	n_r	n_r	n_r	n_r	n_r
mm	rpm	rpm	rpm	rpm	rpm	rpm	rpm	rpm	rpm	rpm	rpm	rpm	rpm	rpm	rpm	rpm	rpm	rpm	rpm
0,50	7.550,40	3.775,20	2.516,80	1.887,60	1.510,08	1.258,40	1.078,63	943,80	838,93	755,04	1.258,40	1.078,63	943,80	838,93	755,04				
1,00	3.775,20	1.887,60	1.258,40	943,80	755,04	629,20	539,31	471,90	419,47	377,52	629,20	539,31	471,90	419,47	377,52				
1,50	2.516,80	1.258,40	838,93	629,20	503,36	419,47	359,54	314,60	279,64	251,68	419,47	359,54	314,60	279,64	251,68				
2,00	1.887,60	943,80	629,20	471,90	377,52	314,60	269,66	235,95	209,73	188,76	314,60	269,66	235,95	209,73	188,76				
2,50	1.510,08	755,04	503,36	377,52	302,02	251,68	215,73	188,76	167,79	151,01	251,68	215,73	188,76	167,79	151,01				
3,00	1.258,40	629,20	419,47	314,60	251,68	209,73	179,77	157,30	139,82	125,84	209,73	179,77	157,30	139,82	125,84				
3,50	1.078,63	539,31	359,54	269,66	215,73	179,77	154,09	134,83	119,85	107,86	179,77	154,09	134,83	119,85	107,86				
4,00	943,80	471,90	314,60	235,95	188,76	157,30	134,83	117,98	104,87	94,38	157,30	134,83	117,98	104,87	94,38				
4,50	838,93	419,47	279,64	209,73	167,79	139,82	119,85	104,87	93,21	83,89	139,82	119,85	104,87	93,21	83,89				
5,00	755,04	377,52	251,68	188,76	151,01	125,84	107,86	94,38	83,89	75,50	125,84	107,86	94,38	83,89	75,50				

Anexo E. Datos del motor escogido


		Nr.:			
		Fecha: 20-SEP-2014			
HOJA DE DATOS Motor trifásico de inducción - Rotor de jaula					
Cliente	:				
Línea del producto	:	W22 Carcasa de Hierro Gris - Standard Efficiency - IE1			
Carcasa	:	132S			
Potencia	:	10 HP			
Frecuencia	:	60 Hz			
Polos	:	4			
Rotación nominal	:	1760			
Deslizamiento	:	2,22 %			
Voltaje nominal	:	220/380/440 V			
Corriente nominal	:	27,2/15,7/13,6 A			
Corriente de arranque	:	196/113/97,9 A			
Ip/In	:	7,2			
Corriente en vacío	:	11,8/6,83/5,90 A			
Par nominal	:	40,7 Nm			
Par de arranque	:	200 %			
Par máxima	:	280 %			
Categoría	:	N			
Clase de aislación	:	F			
Elevación de temperatura	:	80 K			
Tiempo de rotor bloqueado	:	8 s (caliente)			
Factor de servicio	:	1,15			
Régimen de servicio	:	S1			
Temperatura ambiente	:	-20°C - +40°C			
Altitud	:	1000			
Protección	:	IPW55			
Masa aproximada	:	63 kg			
Momento de inercia	:	0,05284 kgm ²			
Nivel de ruido	:	61 dB(A)			
	Delantero	Trasero	Carga	Factor de potencia	Rendimiento (%)
Rodamiento	6308 ZZ	6207 ZZ	100%	0,83	87,5
Intervalo de lubricación	---	---	75%	0,78	88,0
Cantidad de grasa	---	---	50%	0,67	86,5

Figura E.1. Datos técnicos nominales del motor seleccionado.

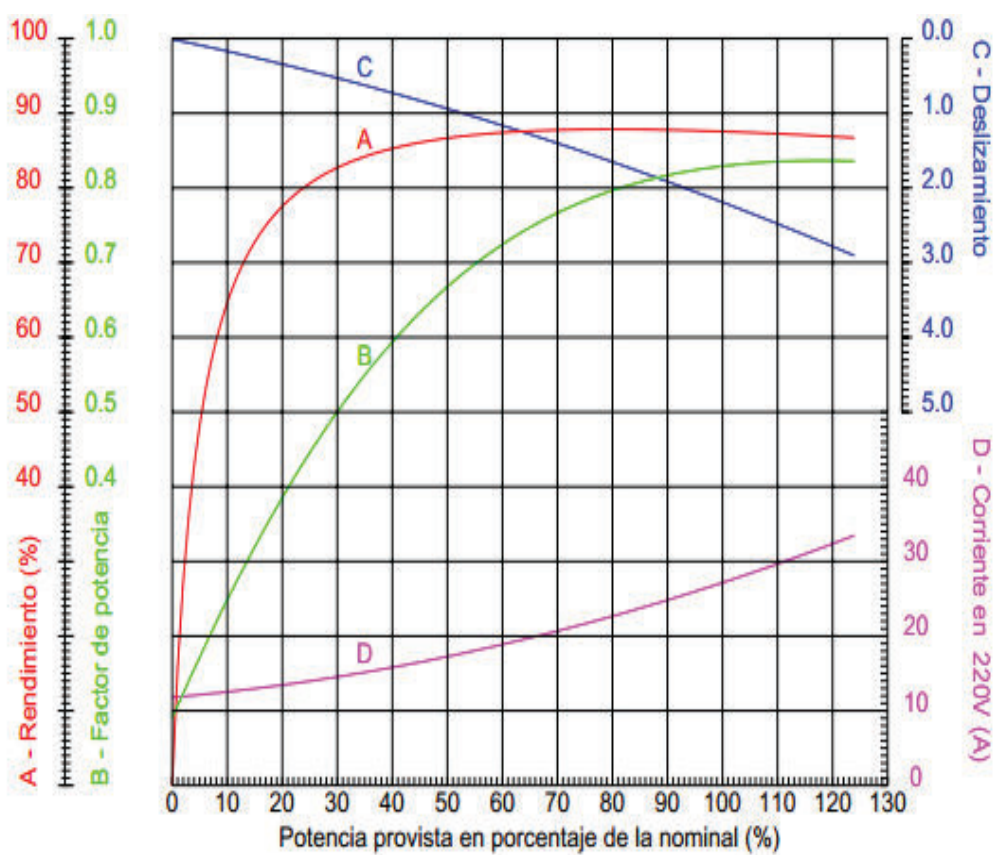


Figura E.2 Curvas de desempeño del motor seleccionado.

Anexo F. Parámetros de bandas

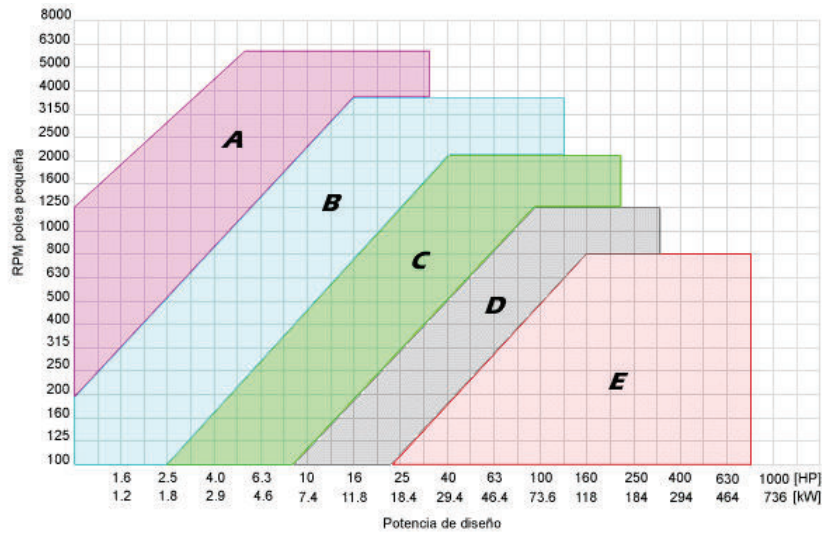


Figura F.1. Gráfico de selección del perfil de correa.

Sección B		Prestación Base (en HP)																	Prestación adicional por relación de transmisión (en HP)									
Nº R.P.M. De la polea menor	Diámetro primitivo de la polea menor (mm)																											
	117	122	127	132	137	142	147	152	157	162	166	173	178	183	188	193	198	203	1.00 al 1.01	1.02 al 1.04	1.05 al 1.08	1.09 al 1.12	1.13 al 1.18	1.19 al 1.24	1.25 al 1.34	1.35 al 1.51	1.52 al 1.99	2.00 y sobre
870	1.74	1.93	2.12	2.31	2.49	2.68	2.87	3.05	3.24	3.42	3.60	3.79	3.97	4.15	4.33	4.50	4.68	4.86	0.00	0.04	0.09	0.13	0.17	0.21	0.26	0.30	0.34	0.38
1160	2.12	2.36	2.61	2.85	3.09	3.32	3.56	3.80	4.03	4.26	4.49	4.72	4.94	5.17	5.39	5.61	5.83	6.05	0.00	0.06	0.11	0.17	0.23	0.28	0.34	0.40	0.45	0.51
1750	2.72	3.06	3.39	3.72	4.05	4.37	4.69	5.01	5.32	5.62	5.92	6.22	6.51	6.80	7.08	7.36	7.90	0.00	0.09	0.17	0.26	0.34	0.43	0.51	0.60	0.69	0.77	
200	0.57	0.62	0.67	0.72	0.77	0.82	0.87	0.92	0.97	1.02	1.07	1.12	1.17	1.22	1.27	1.32	1.36	1.41	0.00	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09
400	0.97	1.07	1.16	1.26	1.35	1.45	1.54	1.64	1.73	1.82	1.91	2.01	2.10	2.19	2.28	2.37	2.47	2.56	0.00	0.02	0.04	0.06	0.08	0.10	0.12	0.14	0.16	0.18
600	1.32	1.46	1.60	1.73	1.87	2.01	2.14	2.28	2.41	2.54	2.68	2.81	2.94	3.07	3.20	3.33	3.46	3.59	0.00	0.03	0.06	0.09	0.12	0.15	0.18	0.21	0.24	0.26
800	1.63	1.81	1.99	2.16	2.34	2.51	2.69	2.86	3.03	3.20	3.37	3.54	3.71	3.88	4.05	4.21	4.38	4.54	0.00	0.04	0.08	0.12	0.16	0.20	0.24	0.27	0.31	0.35
1000	1.91	2.13	2.34	2.56	2.77	2.98	3.19	3.40	3.61	3.81	4.02	4.22	4.42	4.62	4.82	5.02	5.22	5.41	0.00	0.05	0.10	0.15	0.20	0.25	0.29	0.34	0.39	0.44
1200	2.17	2.42	2.67	2.92	3.16	3.41	3.65	3.89	4.13	4.37	4.60	4.84	5.07	5.30	5.52	5.75	5.98	6.20	0.00	0.06	0.12	0.18	0.24	0.29	0.35	0.41	0.47	0.53
1400	2.39	2.68	2.96	3.24	3.52	3.79	4.07	4.34	4.61	4.87	5.13	5.39	5.65	5.91	6.16	6.41	6.66	6.90	0.00	0.07	0.14	0.21	0.27	0.34	0.41	0.48	0.55	0.62
1600	2.59	2.91	3.22	3.53	3.84	4.14	4.44	4.74	5.03	5.32	5.61	5.89	6.17	6.44	6.72	6.98	7.25	7.51	0.00	0.08	0.16	0.24	0.31	0.39	0.47	0.55	0.63	0.71
1800	2.76	3.11	3.45	3.78	4.12	4.45	4.77	5.09	5.40	5.71	6.02	6.32	6.61	6.90	7.19	7.47	7.74	8.01	0.00	0.09	0.18	0.26	0.35	0.44	0.53	0.62	0.71	0.79
2000	2.90	3.28	3.64	4.00	4.36	4.71	5.05	5.39	5.72	6.04	6.36	6.68	6.98	7.29	7.57	7.86	8.14	8.41	0.00	0.10	0.20	0.29	0.39	0.49	0.59	0.69	0.78	0.88
2200	3.02	3.41	3.80	4.18	4.56	4.92	5.28	5.63	5.98	6.31	6.64	6.96	7.27	7.57	7.87	8.15	8.42	8.69	0.00	0.11	0.22	0.32	0.43	0.54	0.65	0.75	0.86	0.97
2400	3.11	3.52	3.93	4.32	4.71	5.09	5.46	5.82	6.17	6.51	6.84	7.16	7.47	7.77	8.05	8.33	8.59	8.84	0.00	0.12	0.24	0.35	0.47	0.59	0.71	0.82	0.94	1.06
2600	3.16	3.59	4.01	4.42	4.82	5.21	5.58	5.95	6.30	6.64	6.96	7.28	7.58	7.86	8.13	8.39	8.63	8.86	0.00	0.13	0.26	0.38	0.51	0.64	0.76	0.89	1.02	1.15
2800	3.19	3.63	4.06	4.48	4.88	5.27	5.65	6.01	6.35	6.68	7.00	7.30	7.58	7.85	8.10	8.33	8.54	8.73	0.00	0.14	0.27	0.41	0.55	0.69	0.82	0.96	1.10	1.24
3000	3.18	3.63	4.06	4.48	4.89	5.28	5.65	6.00	6.33	6.65	6.95	7.23	7.48	7.72	7.94	8.13	8.31	8.46	0.00	0.15	0.29	0.44	0.59	0.74	0.88	1.03	1.18	1.32
3200	3.13	3.59	4.02	4.44	4.84	5.22	5.58	5.92	6.24	6.53	6.80	7.05	7.27	7.47	7.65	7.80	-	-	0.00	0.16	0.31	0.47	0.63	0.78	0.94	1.10	1.25	1.41
3400	3.05	3.51	3.94	4.35	4.74	5.11	5.45	5.76	6.05	6.32	6.55	6.77	6.95	7.10	-	-	-	-	0.00	0.17	0.33	0.50	0.67	0.83	1.00	1.17	1.33	1.50
3600	2.93	3.38	3.81	4.21	4.58	4.92	5.24	5.53	5.78	6.01	6.21	6.37	-	-	-	-	-	-	0.00	0.18	0.35	0.53	0.71	0.88	1.06	1.24	1.41	1.59
3800	2.77	3.21	3.62	4.00	4.35	4.67	4.96	5.21	5.42	5.60	-	-	-	-	-	-	-	-	0.00	0.19	0.37	0.56	0.75	0.93	1.12	1.30	1.49	1.68
4000	2.57	3.00	3.39	3.74	4.07	4.35	4.60	4.80	4.96	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0.00	0.20	0.39	0.59	0.78	0.98	1.18	1.37	1.57	1.76
4200	2.33	2.73	3.10	3.42	3.71	3.95	4.15	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0.00	0.21	0.41	0.62	0.82	1.03	1.24	1.44	1.75	1.85
4400	2.04	2.42	2.75	3.04	3.28	3.47	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0.00	0.22	0.43	0.65	0.86	1.08	1.29	1.51	1.73	1.94
4600	1.70	2.05	2.34	2.59	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0.00	0.23	0.45	0.68	0.90	1.13	1.35	1.58	1.80	2.03
4800	1.32	1.63	1.88	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0.00	0.24	0.47	0.71	0.94	1.18	1.41	1.65	1.88	2.12
5000	0.88	1.15	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0.00	0.25	0.49	0.73	0.98	1.23	1.47	1.72	1.96	2.21
5200	0.40	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0.00	0.26	0.51	0.76	1.02	1.27	1.53	1.78	2.04	2.29

Figura F.2. Potencia tabulada.

Anexo G. Chaveta

CHAVETAS PARALELAS. DATOS DE APLICACION (UNE 1710)														
Diámetros del eje d		Sección de la chaveta $b \times h$	Chavatero										Chafán F_1	
			Ancho δ					Profundidad						
			Nominal	Tolerancia				Eje A_2	Cubo A_2					
				Clase de ajuste del enchavetado										
Libre		Normal		Ajustado	Nomi- nal	Tole- rancia	Nomi- nal		Tole- rancia					
más de	hasta		Eje H 9	Cubo D 10	Eje N 9	Cubo J _s 9	Eje y cubo P 9	Nomi- nal	Tole- rancia	Nomi- nal	Tole- rancia	Mínimo	Máximo	
6	8	2 × 2	2	+ 0,025	+ 0,060	- 0,004	± 0,0125	- 0,006	1,2		1		0,08	0,16
8	10	3 × 3	3	0	- 0,020	- 0,029		- 0,031	1,8	+ 0,1 0	1,4	+ 0,1 0	0,08	0,16
10	12	4 × 4	4						2,5		1,8		0,08	0,16
12	17	5 × 5	5	+ 0,030	+ 0,078	0	± 0,015	- 0,012	3		2,3		0,16	0,25
17	22	6 × 6	6	0	+ 0,030	- 0,030		- 0,042	3,5		2,8		0,16	0,25
22	30	8 × 7	8	+ 0,036	+ 0,098	0	± 0,018	- 0,015	4		3,3		0,16	0,25
30	38	10 × 8	10	0	- 0,040	- 0,036		- 0,051	5		3,3		0,25	0,40
38	44	12 × 8	12						5		3,3		0,25	0,40
44	50	14 × 9	14	+ 0,043	+ 0,120	0	± 0,0215	- 0,018	5,5		3,8		0,25	0,40
50	58	16 × 10	16	0	+ 0,050	- 0,043		- 0,061	6		4,3		0,25	0,40
58	65	18 × 11	18						7	+ 0,2 0	4,4	+ 0,2 0	0,25	0,40
65	75	20 × 12	20						7,5		4,9		0,40	0,60
75	85	22 × 14	22	+ 0,052	+ 0,149	0	± 0,026	- 0,022	9		5,4		0,40	0,60
85	95	25 × 14	25	0	+ 0,065	- 0,032		- 0,074	9		5,4		0,40	0,60
95	110	28 × 16	28						10		6,4		0,40	0,60
110	130	32 × 18	32						11		7,4		0,40	0,60
130	150	36 × 20	36						12		8,4		0,70	1,00
150	170	40 × 22	40	+ 0,062	+ 0,180	0	± 0,031	- 0,026	13		9,4		0,70	1,00
170	200	45 × 25	45	0	+ 0,080	- 0,062		- 0,088	15		10,4		0,70	1,00
200	230	50 × 28	50						17		11,4		0,70	1,00
230	260	56 × 32	56						20	+ 0,3 0	12,3	+ 0,3 0	0,70	1,00
260	290	63 × 32	63	+ 0,074	+ 0,220	0	± 0,037	- 0,032	20		12,4		1,20	1,60
290	330	70 × 36	70	0	- 0,100	- 0,074		- 0,106	22		14,4		1,20	1,60
330	380	80 × 40	80						25		15,4		2,00	2,50
380	440	90 × 45	90	+ 0,087	+ 0,260	0	± 0,0435	- 0,037	28		17,4		2,00	2,50
400	500	100 × 50	100	0	+ 0,120	- 0,087		- 0,124	31		19,5		2,00	2,50

Figura G.1. Listado de chavetas según el diámetro del eje.

Anexo H. Pernos

Diámetro de rosca <i>d</i>	Entrecaras del hexágono <i>b</i>		Altura del hexágono <i>f</i>
	Normal	Reducida	
1,6	3,2		1
2	4		1,2
2,5	5		1,6
3	5,5		1,6
4	7		2
5	8		2,5
6	10		3
7	11		3,5
8	13		5

ARANDELAS PLANAS NEGRAS MEDIDAS. (UNE 17065)

Diámetro del tornillo		<i>d</i> ₁	<i>d</i> ₂	<i>h</i>
Métrico	Polgadas			
4	5/32	4,5	9	0,8
5	3/16	5,5	10	1
6	—	6,6	12,5	1,6
7	1/4	7 *	14 *	1,6
7	—	7,6	14	1,6
8	5/16	9	17	1,6

ARANDELAS GROWER

$h = (2s + 2k) \pm 15\%$
 $h = 2s \pm 15\%$

Designación de arandelas grower para un tornillo M 10
Arandela grower M-10

La línea de trazos representa la arandela lisa.

Medida nominal	<i>d</i> ₁	<i>d</i> ₂	<i>b</i>	<i>s</i>	<i>r</i>	<i>k</i>	Peso (7,85 kg/dm ³) kg/100 piezas	Para tornillos Métrico Whitworth
* 2	2,1 ± 0,3	3,9	0,9 ± 0,1	0,5 ± 0,1	0,2		0,0332	2
2,3	2,4 ± 0,3	4,4	1 ± 0,1	0,6 ± 0,1	0,2		0,0502	2,3
* 2,6	2,7 ± 0,3	4,7	1 ± 0,1	0,6 ± 0,1	0,2		0,0546	2,6
* 3	3,1 ± 0,3	5,7	1,3 ± 0,1	0,8 ± 0,1	0,2		0,112	3
3,5	3,6 ± 0,3	6,2	1,3 ± 0,1	0,8 ± 0,1	0,4	0,15	0,120	3,5
* 4	4,1 ± 0,3	7,1	1,5 ± 0,1	0,9 ± 0,1	0,4	0,15	0,180	4
* 5	5,1 ± 0,3	8,7	1,8 ± 0,1	1,2 ± 0,1	0,4	0,15	0,360	5
* 6	6,1 ± 0,4	11,1	2,5 ± 0,15	1,6 ± 0,1	0,5	0,2	0,831	6
(7)	7,1 ± 0,4	12,1	2,5 ± 0,15	1,6 ± 0,1	0,5	0,2	0,928	7
* 8	8,2 ± 0,4	14,2	3 ± 0,15	2 ± 0,1	0,8	0,3	1,60	8

TORNILLOS DE CABEZA HEXAGONAL. LISTA SELECTIVA DE LAS MEDIDAS. MEDIDAS EN MILIMETROS (UNE 25164)

Diámetros de M 4 a M 24 y longitudes de 12 a 150 mm

Longitud	Diámetro									
	M 4	M 5	M 6	M 8	M 10	M 12	M 14	M 16	M 20	M 24
12	•	•	•	•						
15 ó 16	•	•	•	•	•					
20	•	•	•	•	•	•				
25		•	•	•	•	•	•			
30		•	•	•	•	•	•	•		

Figura G.2. Tuercas, Arandelas planas, Arandelas de presión y longitud del perno.

Anexo I. Pruebas en prensa hidráulica



Figura I.1. Ubicación de hoja para compresión con tubo cuadrado.

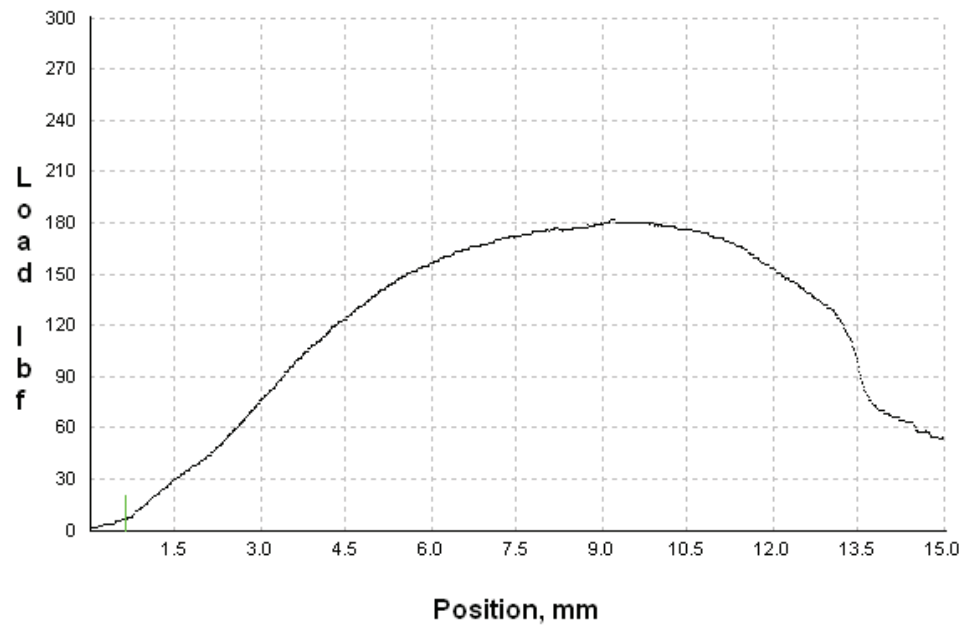


Figura I.2. Aspecto de hoja después de compresión.

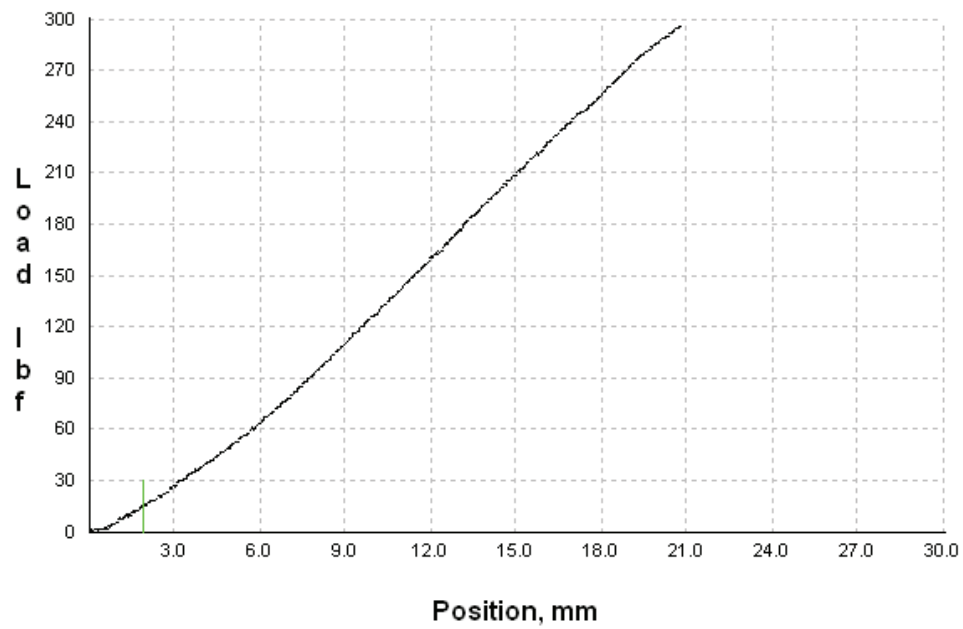


Figura I.3. Compresión de hoja con barra sólida en borde.

Gráfica I.1. Resultando de compresión con tubo cuadrado.



Gráfica I.2. Resultante de compresión con barra sólida.



Anexo J. Material del resorte

Tabla 10-2. CONSTANTES A EMPLEAR EN LA ECUACIÓN (10-11) PARA ESTIMAR LA RESISTENCIA A LA TENSIÓN DE ALGUNOS ACEROS PARA RESORTES

Material	Intervalo de calibres, pulg	Intervalo de calibres, mm	Exponente, <i>m</i>	Constante, <i>A</i>	
				kpsi	MPa
Alambre para cuerda musical ^a	0.004—0.250	0.10—6.5	0.146	196	2170
Alambre revenido en aceite ^b	0.020—0.500	0.50—12	0.186	149	1880
Alambre estirado duro ^c	0.020—0.500	0.70—12	0.192	136	1750
Al cromo vanadio ^d	0.032—0.437	0.80—12	0.167	169	2000
Al cromo silicio ^e	0.063—0.375	1.6—10	0.112	202	2000

^a La superficie es lisa, no tiene defectos y con brillante acabado lustroso.

^b Tiene una ligera capa, proveniente del tratamiento térmico, que debe quitarse antes de aplicar recubrimiento.

^c La superficie es lisa y brillante, sin marcas visibles.

^d Alambre revenido de calidad para aviones; también puede obtenerse recocido.

^e Revenido a Rockwell C49, pero también puede obtenerse sin revenir.

Figura J.1. Constante del resorte

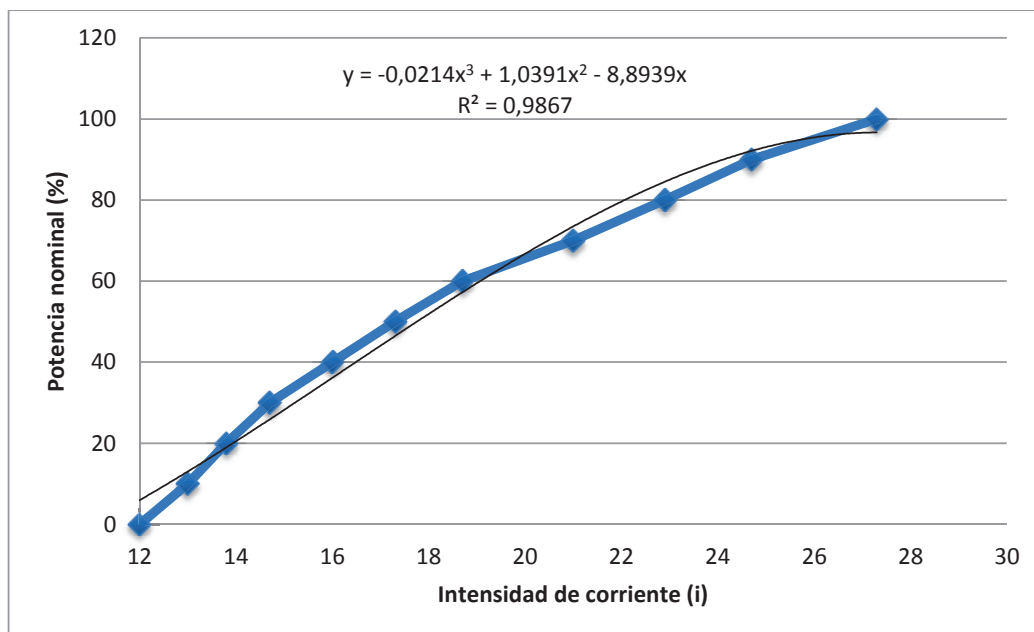
Anexo K. Curvas del motor sobredimensionado

Tabla K.1. Valores obtenidos de los puntos de las curvas de desempeño del motor del equipo.

Corriente	Potencia nominal	Rendimiento	Deslizamiento	Deslizamiento 1	Factor de potencia		
i	%P	%Ef	C	s	$\cos \phi$		
12	0	Tramo 1	3,00	0	1	Tramo 1	0,09
13	10		64,67	0,2	0,998		0,25
13,8	20	Tramo 2	77,53	0,33	0,9967	Tramo 1	0,39
14,7	30		83,00	0,51	0,9949		0,5
16	40		85,47	0,7	0,993		0,6
17,3	50		87,13	0,89	0,9911		0,67
18,7	60		87,50	1,15	0,9885	Tramo 2	0,73
21	70	Tramo 3	88,00	1,4	0,986		0,77
22,9	80		88,10	1,63	0,9837		0,8
24,7	90		88,20	1,9	0,981		0,82
27,3	100		88,20	2,2	0,978	0,83	

1) Potencia nominal vs. Intensidad de corriente

Gráfica K.1. Potencia nominal vs. Intensidad de corriente.



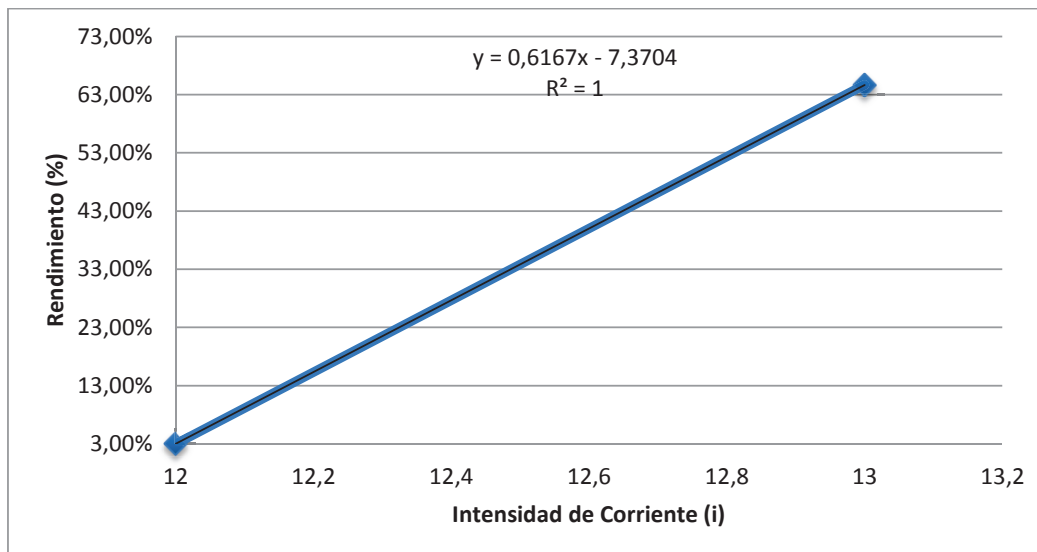
$$\%P = -0,021 i^3 + 1,039 i^2 - 8,894i$$

Ec.K.1

2) Rendimiento vs Intensidad de corriente

Tramo 1: La corriente está dentro del rango [12 A – 13A]

Gráfica K.2. Rendimiento vs. Intensidad de corriente, tramo 1.

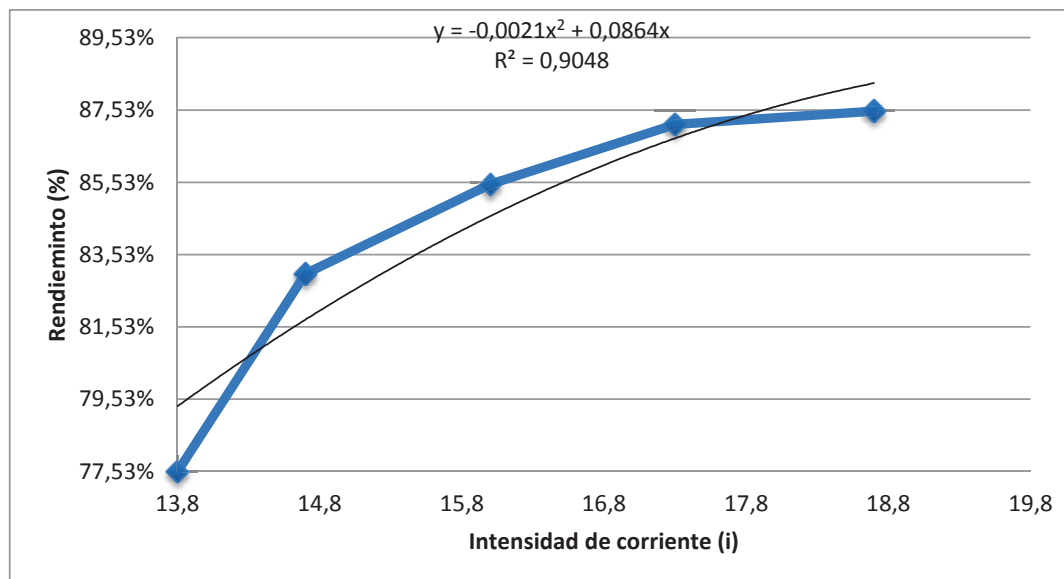


$$Ef = 0,6167i - 7,3704$$

Ec.K.2

Tramo 2: La corriente está dentro del rango (13A – 18,7A]

Gráfica K.3. Rendimiento vs. Intensidad de corriente, tramo 2.

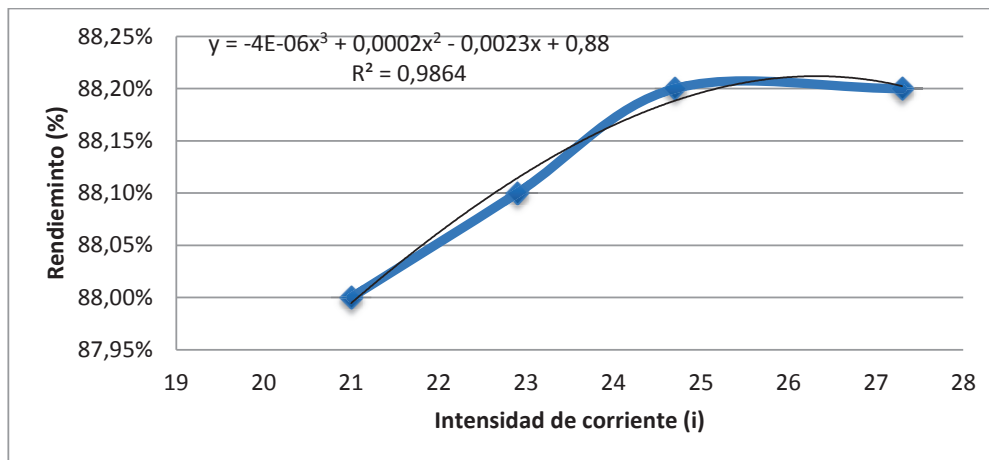


$$Ef = -2,1 \times 10^{-3}i^2 + 0,086 i$$

Ec.K. 3

Tramo 3: La corriente está dentro del rango (18,7A – 27,3A]

Gráfica K.4. Rendimiento vs. Intensidad de corriente, tramo 3.



$$E_f = -4 \times 10^{-3} i^3 + 2 \times 10^{-4} i^2 - 2,3 \times 10^{-3} i + 0,88$$

Ec.K.4

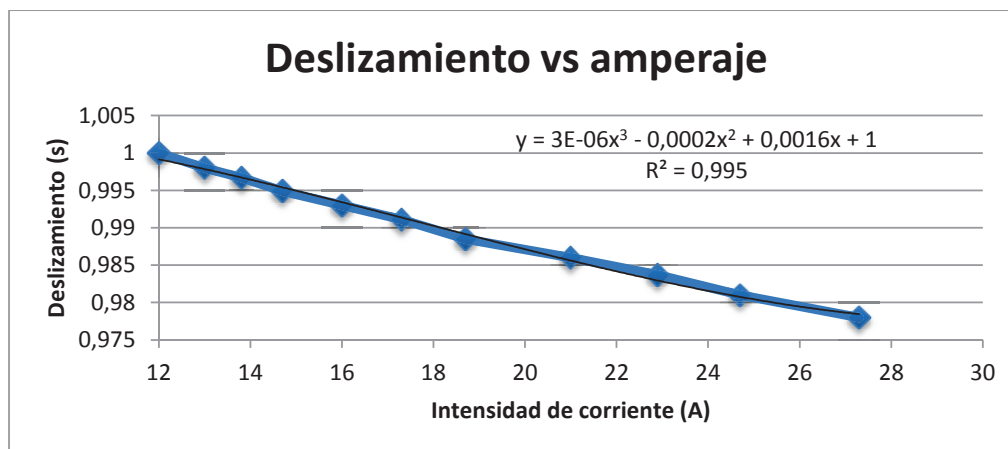
Donde:

E_f = rendimiento

i = corriente

3) Deslizamiento vs. Intensidad de corriente.

Gráfica K.5. Deslizamiento vs. Intensidad de corriente.



$$s = -3 \times 10^{-6} i^3 - 2 \times 10^{-4} i^2 - 1,6 \times 10^{-3} i + 1$$

Ec.K. 5

Donde:

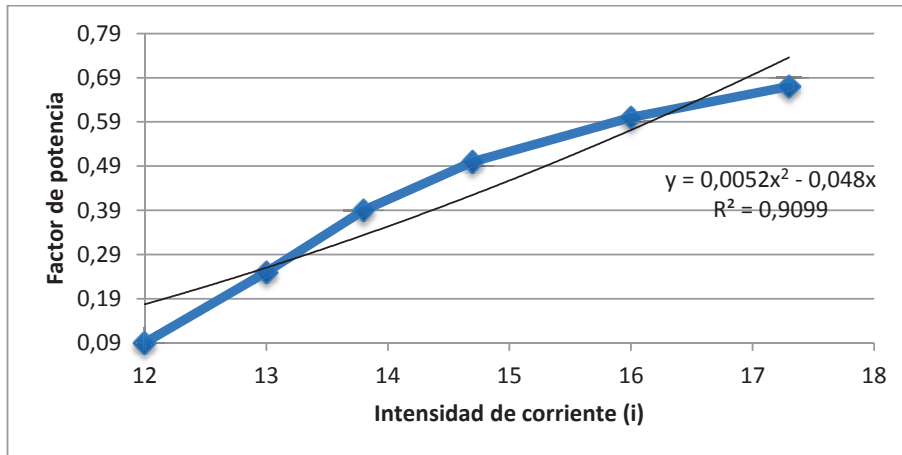
s = deslizamiento

i = corriente

4) Factor de potencia vs. Intensidad de corriente.

Tramo 1: La corriente está dentro del rango [12 A – 17,3A]

Gráfica K.6. Factor de potencia vs. Intensidad de corriente, tramo 1.

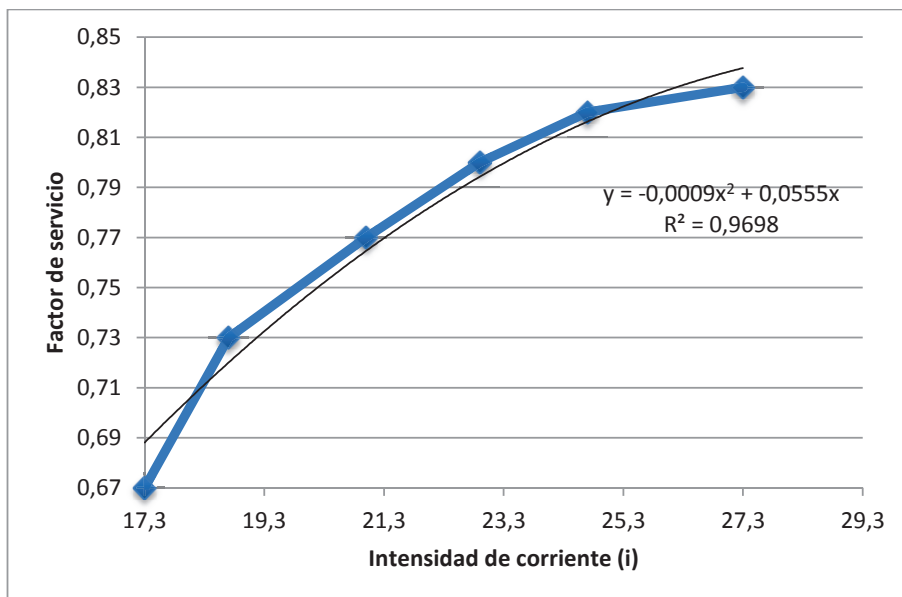


$$\cos \phi = 5,2x 10^{-3}i^2 - 0,048i$$

Ec.K. 6

Tramo 2: La corriente está dentro del rango (17,3A – 27,3A]

Gráfica K.7. Factor de potencia vs. Intensidad de corriente, tramo 2.



$$\cos \phi = -9 x 10^{-2}i^2 + 0,055i$$

Ec.K. 7

Anexo L. Planos de conjunto y de taller

Anexo M. Hojas de procesos

Anexo N. Fotografías del proceso de constructivo



Figura N.1. Proceso de perforación para los agujeros del rotor.



Figura N.2. Maquinado del eje.



Figura N.3. Proceso de soldadura para la mesa.



Figura N.4. Proceso de conexión del arrancador.

Anexo O. Fotografías de visita a productora de fibra de abacá



Figura O.1. Tuxeado de chantas de abacá.



Figura O.2. Desfibrado de abacá (Método de Hagotán).