



ESPE
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y
MECÁNICA

CARRERA DE INGENIERÍA MECATRÓNICA

TESIS PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO
MECATRÓNICO

TEMA: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA
MOLDURADORA DE PUNTAS PARA LA EMPRESA BIGBAMBOO
S.A.”

AUTORES: NÚÑEZ HERNÁNDEZ EDUARDO JAVIER
ANDRÉS PAÚL RODRÍGUEZ NÚÑEZ

DIRECTOR: ING. FIGUEROA PABLO

CODIRECTOR: ING. GORDILLO RODOLFO

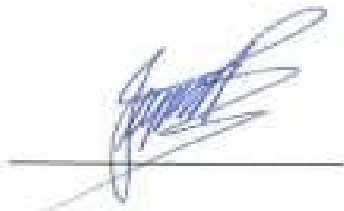
SANGOLQUÍ

2015

CARRERA DE INGENIERÍA MECATRÓNICA

CERTIFICACIÓN DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO

El proyecto "DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA MOLDURADORA DE PUNTAS PARA LA EMPRESA BIGBAMBOO S.A.", fue desarrollado en su totalidad por Eduardo Javier Núñez Hernández y Andrés Paúl Rodríguez Núñez, como requerimiento parcial para la obtención del título de Ingeniero en Mecatrónica.



Ing. Pablo Figueroa
DIRECTOR



Ing. Rodolfo Gordillo
CODIRECTOR

Sangolquí, 2015-05-27

CARRERA DE INGENIERÍA MECATRÓNICA

AUTORIZACIÓN

Nosotros, Eduardo Javier Núñez Hernández y Andrés Paúl Rodríguez Núñez.

Autorizamos a la Universidad de las Fuerzas Armadas "ESPE" la publicación, en la biblioteca virtual de la institución del proyecto de grado titulado: "DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA MOLDURADORA DE PUNTAS PARA LA EMPRESA BIGBAMBOO S.A.", cuyo contenido, ideas y criterios son de nuestra exclusiva responsabilidad y autoría.



Eduardo Javier Núñez H.



Andrés Paúl Rodríguez N.

Sangolquí, 2015-05-27

CARRERA DE INGENIERÍA MECATRÓNICA**DECLARACIÓN DE RESPONSABILIDAD**

Nosotros, Eduardo Javier Núñez Hernández y Andrés Paúl Rodríguez Núñez:

Declaramos que el proyecto titulado: "DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA MOLDURADORA DE PUNTAS PARA LA EMPRESA BIGBAMBOO S.A.", ha sido desarrollado en base a una investigación exhaustiva, respetando derechos intelectuales de terceros, conforme las citas que constan al pie de las páginas correspondientes, cuyas fuentes se incorporan en la bibliografía. Consecuentemente el trabajo es de nuestra autoría.

En virtud de esta aclaración nos responsabilizamos del contenido, veracidad y alcance científico de esta tesis de grado.



Eduardo Javier Núñez H.



Andrés Paúl Rodríguez N.

Sangolquí, 2015-05-27

DEDICATORIA 1

El presente proyecto se lo dedico a mis padres, los cuales estuvieron apoyándome y dándome ánimos para que lo pueda realizar.

También se lo dedico a mis hermanos Alonso y Pablo los cuales me ayudaron a mostrar empeño y dedicación en las largas jornadas de trabajo.

A toda mi familia que estuvieron siempre a mi lado y brindándome todo su apoyo para poder seguir adelante.

Y finalmente el proyecto se lo dedico a mi Mami Vita que supo enseñarme el camino que debo seguir y de cómo aprender a superar cualquier dificultad que se presente.

AGRADECIMIENTO 1

A mis padres y hermanos porque estuvieron presentes en todo momento y me permitieron no rendirme jamás.

A toda mi familia que siempre me estuvo apoyando e incentivándome a continuar con el desarrollo del proyecto.

A mis amigos que me ayudaron en cualquier inconveniente que se presentó con su apoyo incondicional.

A mi director y codirector que me brindaron todos los conocimientos necesarios para el desarrollo exitoso del proyecto de titulación.

Un agradecimiento muy especial a mi compañero Andrés Rodríguez con el cual realice la tesis y sé que muy pronto él también podrá titularse.

DEDICATORIA 2

El presente proyecto se lo dedico a mis padres, que supieron forjar en mí, responsabilidad y constancia en cada momento de mi carrera.

Agradezco también a mis hermanos David, Danny y Alexis ya que han sido parte de mi trabajo con sus buenos consejos y experiencias.

Y finalmente dedico este trabajo a mi mami Alicia, a mi amada esposa y a mi pequeño Joaquín por ser lo más hermoso de mi vida.

AGRADECIMIENTO 2

Deseo agradecer a Dios por su presencia en cada una de mis actividades, dándome salud, coraje y fe.

A toda mi familia por ser parte de cada una de mis metas a lo largo de mi vida.

A mis amigos por brindarme su amistad y apoyo a cada momento.

ÍNDICE DE CONTENIDOS

CERTIFICACIÓN DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO.....	i
AUTORIZACIÓN.....	ii
DECLARACIÓN DE RESPONSABILIDAD.....	iii
DEDICATORIA 1	iv
AGRADECIMIENTO 1	v
DEDICATORIA 2	vi
AGRADECIMIENTO 2	vii
CAPITULO I.....	1
GENERALIDADES	1
1.1. ANTECEDENTES.....	1
1.2. JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA.....	3
1.3. OBJETIVOS.....	5
1.3.1. Objetivo General.....	5
1.3.2. Objetivos Específicos.....	5
1.4. ALCANCE DEL PROYECTO	6
CAPITULO II.....	7
MARCO TEÓRICO	7
2.1. EL BAMBÚ COMO MATERIA PRIMA.....	7
2.2. PISOS DE BAMBÚ	8
2.3. MECANISMOS DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA	9
2.3.1. Cadenas.	9
2.3.2. Bandas.	9
2.4. EJES	10
2.5. REDUCTOR DE VELOCIDAD	11
2.6. CILINDRO NEUMÁTICO	12
2.6.1. Cilindro de simple efecto.....	13
2.6.2. Cilindro de doble efecto.	13
2.6.3. Cilindro con doble vástago.....	13
2.6.4. Cilindro de doble pistón o en tándem.....	13

2.7. ELECTROVÁLVULAS	14
2.8. SENSORES.....	15
2.8.1. Sensor Inductivo.....	15
2.8.2. Sensor Fotoeléctrico.....	16
2.9. MOTORES ELÉCTRICOS.....	17
2.9.1. Clasificación	18
2.9.1.1 Motores de corriente continua	18
2.9.1.1.1 Clases de motores de corriente continua.....	19
2.9.1.2 Motores de corriente alterna.....	19
2.9.1.2.1 Motores Asíncronos.....	19
2.10. CONTROLADOR LÓGICO PROGRAMABLE (PLC).....	21
CAPITULO III.....	22
DISEÑO MECÁNICO.....	22
3.1. DISEÑO DE LOS BRAZOS ESTRUCTURALES MÓVILES.....	22
3.1.1. Soporte A.....	24
3.1.2. Soporte B.....	24
3.1.3. Anclaje superior.....	24
3.1.4. Anclaje lateral.....	25
3.1.5. Base soporte.....	26
3.1.6. Soporte lateral.....	26
3.1.7. Tope.....	27
3.1.8. Soporte del aceite lubricante.....	28
3.1.9. Tubo de soporte.....	28
3.2. SELECCIÓN DE LOS CILINDROS NEUMÁTICOS (CARGA Y DESCARGA)	29
3.2.1. Cálculo del diámetro del tubo del cilindro.....	29
3.2.2. Selección de la longitud del vástago	32
3.2.2.1 Parámetros de selección.....	33
3.2.3. Cálculo del consumo de aire del cilindro y volumen de aire requerido	37
3.3. SELECCIÓN DE LAS GUÍAS LINEALES.....	40
3.3.1. Ventajas y características de las guías lineales	40
3.3.1.1. Alta Precisión de Posicionamiento	40
3.3.1.2. Larga vida útil con movimiento de alta precisión	41

3.3.1.3. Es posible alcanzar una alta velocidad con poca potencia	41
3.3.1.4. Misma capacidad de carga en todas las direcciones.....	41
3.3.1.5. Fácil montaje.....	41
3.3.1.6. Fácil lubricación	42
3.3.1.7. Intercambiabilidad	42
3.3.2. Selección de guías lineales	42
3.3.2.1. Selección de series	43
3.3.2.2. Determinación de la precarga	44
3.3.2.3. Carga dinámica equivalente	45
3.3.2.4. Factor de temperatura (F_T)	47
3.3.2.5. Factor de dureza (F_H)	48
3.3.2.6. Factor de carga (F_W)	49
3.3.2.7. Factor de duración de vida (F_L)	50
3.3.2.8. Capacidad de carga requerida	51
3.3.2.9. Cálculo de la carga de seguridad estática	52
3.4. DISEÑO DE LA ESTRUCTURA PARA LOS CARRILES GUÍA.....	53
3.4.1. Base superior.	53
3.4.2. Base inferior.	54
3.4.3. Tensorador externo e interno.....	54
3.5. DISEÑO DE LA ESTRUCTURA DE SOPORTE PARA EL PROCESO DE CORTE Y MOLDURADO.....	56
3.5.1. Soporte de motores.	56
3.5.2. Base soporte.	57
3.5.3. Placa guía de los motores.	58
3.5.4. Estructura de las fresas.	58
3.5.4.1. Acople de las fresas	59
3.5.4.2. Chumaceras de soporte	59
3.5.4.3. Carcaza de protección	60
3.6. DISEÑO DE LA ESTRUCTURA PARA EL CILINDRO NEUMÁTICO DE SALIDA DEL MATERIAL.....	62
3.6.1. Soporte del cilindro.....	62
3.6.2. Base del cilindro.	63
3.6.3. Nervio de anclaje.....	63
3.6.4. Anclaje principal.....	64

3.7. SELECCIÓN DEL CILINDRO NEUMÁTICO (SALIDA DEL MATERIAL).....	65
3.7.1. Cálculo del diámetro del tubo del cilindro.....	65
3.7.2. Selección de la longitud del vástago	68
3.8. DISEÑO DE LOS RODILLOS DE DESCARGA.	70
3.8.1. Anclaje lateral.	70
3.8.2. Base de rodillos.	71
3.8.3. Nervio de anclaje.	71
3.8.4. Soporte de rodillos.	72
3.8.5. Selección de rodillos de descarga.....	72
3.8.5.1. Determinación del tipo de rodillo	73
3.8.5.2. Parámetros del tubo	73
3.8.5.2.1. Selección del material del tubo.....	74
3.8.5.2.2. Selección del diámetro y espesor del tubo	74
3.8.5.2.3. Selección de la longitud del tubo	75
3.8.5.3. Parámetros del eje	76
3.8.5.3.1. Selección del material del eje	76
3.8.5.3.2. Selección del diámetro del eje.....	76
3.8.5.2.3. Selección de la longitud del eje	77
3.8.6. Selección de chumacera.....	79
3.8.7. Cálculo de la potencia requerida para mover los rodillos de descarga.....	80
3.9. SELECCIÓN DE LAS SIERRAS DE CORTE Y FRESAS DE MOLDURADO.....	84
3.9.1. Selección de sierras de corte.....	84
3.9.1.1. Ángulo de ataque	85
3.9.1.2. Tipo de punta	85
3.9.1.3. Velocidad de corte (m/s).....	86
3.9.1.4. Velocidad de avance (m/min)	87
3.9.2. Selección de las fresas de moldurado	88
3.9.3 Cálculo de la potencia requerida por la sierra	89
3.9.4 Cálculo de la potencia requerida para el movimiento de la bancada.....	91
3.10. SELECCIÓN DEL REDUCTOR DE VELOCIDAD.	94
3.10.1. Potencia de selección	95
3.10.2. Selección tamaño de la carcaza	96
3.10.3. Selección de la posición de montaje	97

3.10.4. Dimensionamiento final de la estructura	98
3.10.5. Especificación final del reductor de velocidad	99
3.11. DISEÑO DEL ENGRANE DE TRANSMISIÓN	100
3.11.1. Características de los dientes del engrane recto diseñado	100
3.11.2. Cálculo de fuerzas en el engrane.....	102
3.11.3. Cálculo de esfuerzos a flexión	102
3.11.4. Resistencia a la fatiga por flexión.....	103
3.12. SELECCIÓN DE LA CADENA DE TRANSMISIÓN.....	105
3.12.1. Determinación de la potencia corregida de cálculo	106
3.12.1.1 Coeficiente k_1	106
3.12.1.2 Coeficiente k_2	106
3.12.1.3 Coeficiente k_3	107
3.12.1.4 Coeficiente k_4	108
3.12.1.5 Coeficiente k_5	108
3.12.2. Selección del tipo de cadena	109
3.12.3. Cálculo del diámetro del engrane	111
3.12.4. Cálculo de la longitud de la cadena	111
3.12.5. Comprobación de la velocidad lineal.....	112
3.12.6. Comprobación del esfuerzo total soportado por la cadena.....	113
3.12.7. Comprobación de la presión máxima de contacto.....	115
3.13. DISEÑO DEL EJE DE TRANSMISIÓN.	117
3.13.1. Análisis de fuerzas en el plano “YZ”	118
3.13.2. Fuerzas sobre el eje en el plano torsor “YZ”	119
3.13.3. Análisis de fuerzas en el plano “XZ”	120
3.13.4. Fuerzas sobre el eje en el plano flector “XZ”	121
3.14. SELECCIÓN DE CUÑAS.....	134
3.15. SELECCIÓN DEL ACOPLAMIENTO	136
3.15.1. Determinación del factor de servicio.....	137
3.15.2. Selección del modelo específico	138
3.15.3. Selección de chumaceras.....	139
3.16. SELECCIÓN DE LAS POLEAS Y BANDAS DE TRANSMISIÓN.	141
3.16.1. Selección de polea y banda para las fresas de moldurado	141

3.16.1.1. Cálculo de la potencia de diseño.....	141
3.16.1.2. Selección de la banda.....	143
3.16.1.3. Cálculo de relación de velocidad nominal.....	144
3.16.1.4. Cálculo del tamaño de la polea motriz.....	144
3.16.1.5. Verificación de la banda seleccionada.....	145
3.16.1.6. Distancia entre centros requerida.....	146
3.16.1.7. Cálculo de la longitud de la banda necesaria.....	147
3.16.2. Selección de polea y banda para la transmisión del movimiento al reductor de velocidad.....	149
3.16.3. Selección de polea y banda para la transmisión del movimiento al rodillo de descarga.....	149
3.17. DISEÑO DE LA ESTRUCTURA DE LA BANCADA.....	150
CAPITULO IV.....	151
SISTEMA ELÉCTRICO DE POTENCIA.....	151
4.1. CRITERIOS PARA LA SELECCIÓN DE UN MOTOR ELÉCTRICO.....	151
4.1.1. Tipo de sistema con el que cuenta la empresa.....	151
4.1.2. Voltaje dentro de las instalaciones de la empresa.....	152
4.1.3. Frecuencia.....	152
4.1.4 Factor de servicio.....	152
4.1.5. Carga a mover por el motor.....	153
4.2. SELECCIÓN DE LOS MOTORES ELÉCTRICOS.....	153
4.2.1 Selección de los motores para corte y machihembrado.....	153
4.2.2 Selección del motor para el avance de la bancada.....	154
4.2.3 Selección del motor para la descarga de material terminado.....	155
4.3 Conexión de los bornes en la caja de los motores.....	156
4.4 CÁLCULO DE LAS PROTECCIONES DE LA MÁQUINA.....	157
4.4.1 Cálculo de protecciones para los motores.....	157
4.5 MECANISMOS DE PROTECCIÓN Y CONTROL DE SEGURIDAD.....	158
4.5.1 Seccionador.....	159
4.5.2 Contactores.....	159
4.5.2.1 Dimensionamiento.....	160
4.5.3 Guardamotor.....	161

4.5.3.1 Regulación y selección de guardamotores de protección para motores trifásicos.....	162
4.6 SELECCIÓN DE LOS CONDUCTORES	163
4.7 ARRANQUE	164
4.8 CONEXIÓN ELÉCTRICA DE LOS MOTORES DE CORTE Y MOLDURADO.....	165
4.9 CAMBIO DE GIRO DEL MOTOR PARA EL AVANCE LINEAL	166
4.10 VARIADOR DE VELOCIDAD.....	168
CAPITULO V	169
SISTEMA DE CONTROL Y MANIOBRA	169
5.1 Requerimientos del sistema.....	169
5.2 Arquitectura del proceso	170
5.3 ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE LOS CONTROLADORES.....	171
5.3.1 Sensor inductivo	171
5.3.2 Sensor fotoeléctrico	172
5.3.3 Electroválvula de accionamiento directo	174
5.3.4 RELÉ DE PODER MINIATURA	175
5.3.5 TRANSFORMADOR.....	176
5.3.6 CONTROLADOR LÓGICO PROGRAMABLE (PLC).....	177
5.3.6.1 Descripción de las entradas y salidas del PLC	178
5.3.6.2 Diagrama de conexiones de las salidas y entradas al PLC	179
5.3.6.3 Programación ladder del PLC	179
5.4 TABLERO DE CONTROL.....	179
5.5 PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO DE LA MÁQUINA.....	181
5.6 DIAGRAMA NEUMÁTICO DE LA MÁQUINA.....	182
5.7 DISEÑO DEL ARMARIO ELÉCTRICO	182
CAPITULO VI	184
PRUEBAS DEL SISTEMA	184
6.1. PRUEBAS DIMENSIONALES.	184
6.2. PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO.....	190
CAPITULO VII	192
ANÁLISIS DE COSTOS.....	192
7.1. COSTOS DIRECTOS.	192

7.1.1 COSTOS DE MATERIA PRIMA.....	192
7.1.2. COSTOS DE ACCESORIOS Y DISPOSITIVOS.....	194
7.1.3. COSTOS DE SERVICIOS Y TRATAMIENTOS ESPECIALES	196
7.1.4. COSTOS DE MANO DE OBRA.....	197
7.2. COSTOS INDIRECTOS.....	199
7.3. COSTO TOTAL DE LA MÁQUINA.....	201
7.4. CALCULO DEL VAN (Valor actual neto).....	201
7.5. CALCULO DEL TIR (Tasa de interés de retorno)	203
CAPÍTULO VIII	204
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	204
8.1. CONCLUSIONES	204
8.2. RECOMENDACIONES.....	205

INDICE DE FIGURAS

Figura 1. <i>Materia prima y láminas de bambú de alta densidad</i>	1
Figura 2. <i>Máquina actual para el proceso de moldurado</i>	4
Figura 3. <i>Bambú Gigante en el Ecuador</i>	8
Figura 4. <i>Cadena de rodillos doble</i>	9
Figura 5. <i>Tipos de bandas de transmisión de potencia</i>	10
Figura 6. <i>Ejes de transmisión</i>	11
Figura 7. <i>Estructura interna de un Reductor de Velocidad</i>	12
Figura 8. <i>Componentes de un Cilindro de doble efecto</i>	14
Figura 9. <i>Electroválvula Neumática 5/2</i>	15
Figura 10. <i>Sensor Inductivo</i>	16
Figura 11. <i>Sensor Fotoeléctrico</i>	17
Figura 12. <i>Tipos de motores de corriente continua</i>	19
Figura 13. <i>Motores de tipo Jaula de Ardilla</i>	20
Figura 14. <i>PLC Xinje XC3-24</i>	21
Figura 15. <i>Diseño básico del brazo de soporte</i>	23
Figura 16. <i>Diseño anclaje superior</i>	25
Figura 17. <i>Diseño anclaje lateral</i>	25
Figura 18. <i>Diseño base soporte</i>	26
Figura 19. <i>Diseño soporte lateral</i>	27
Figura 20. <i>Diseño para el tope</i>	27
Figura 21. <i>Diseño soporte aceite lubricante</i>	28
Figura 22. <i>Diseño tubo de soporte</i>	28
Figura 23. <i>Peso del anclaje lateral y superior</i>	30
Figura 24. <i>Cálculo diámetro del tubo del cilindro</i>	31
Figura 25. <i>Tipos de cilindros neumáticos</i>	32
Figura 26. <i>Longitud del vástago en los cilindros neumáticos</i>	36
Figura 27. <i>Diseño final de los brazos estructurales</i>	36
Figura 28. <i>Peso de los brazos estructurales</i>	46
Figura 29. <i>Disposición de la carga que soportan las guías</i>	46

Figura 30. <i>Gráfico del factor de dureza</i>	48
Figura 31. <i>Gráfico del factor de duración de vida</i>	51
Figura 32. <i>Diseño de la base superior</i>	53
Figura 33. <i>Diseño de la base inferior</i>	54
Figura 34. <i>Diseño del tensor externo e interno respectivamente</i>	55
Figura 35. <i>Diseño del soporte de los motores</i>	57
Figura 36. <i>Diseño de la base soporte</i>	57
Figura 37. <i>Diseño de la placa guía de los motores</i>	58
Figura 38. <i>Diseño del acople para las fresas de moldurado</i>	59
Figura 39. <i>Modelo seleccionado de la chumacera</i>	60
Figura 40. <i>Diseño de la carcasa de protección</i>	61
Figura 41. <i>Diseño del soporte del cilindro</i>	62
Figura 42. <i>Diseño de la base del cilindro</i>	63
Figura 43. <i>Diseño del nervio de anclaje</i>	64
Figura 44. <i>Diseño del anclaje principal</i>	64
Figura 45. <i>Peso del anclaje principal</i>	66
Figura 46. <i>Cálculo diámetro del tubo del cilindro</i>	67
Figura 47. <i>Tipos de cilindros neumáticos</i>	68
Figura 48. <i>Longitud del vástago en el cilindro neumático</i>	69
Figura 49. <i>Diseño de la estructura de soporte del cilindro neumático</i>	69
Figura 50. <i>Diseño del anclaje lateral</i>	70
Figura 51. <i>Diseño de la base de rodillos</i>	71
Figura 52. <i>Diseño del nervio de anclaje</i>	71
Figura 53. <i>Diseño del soporte de rodillos</i>	72
Figura 54. <i>Rodillo simple vs rodillo traccionado</i>	73
Figura 55. <i>Diámetro y espesor del tubo según el material</i>	75
Figura 56. <i>Diámetro y acabado del eje según el material</i>	77
Figura 57. <i>Modelo del tubo y eje del rodillo</i>	78
Figura 58. <i>Chumacera de tipo cuadrada</i>	79
Figura 59. <i>Diseño final del soporte de los rodillos de descarga</i>	80
Figura 60. <i>Modelo del motor de los rodillos seleccionado</i>	83

Figura 61. Disposición transversal de las sierras de corte para a) moldurado tipo macho y b) moldurado tipo hembra	84
Figura 62. Ángulo de ataque para la duela de bambú.....	85
Figura 63. Punta de dientes rectos para el corte de bambú.....	86
Figura 64. Características técnicas de la sierra de corte.....	88
Figura 65. Fresa Hesian de moldurado tipo macho.....	89
Figura 66. Modelo del motor de las sierras seleccionado.....	91
Figura 67. Peso de la estructura a desplazar.....	92
Figura 68. Modelo del motor del desplazamiento de la bancada seleccionado.....	93
Figura 69. Diseño del accionamiento del reductor de velocidad	93
Figura 70. Factor de servicio según la clasificación de carga.....	95
Figura 71. Selección de tamaño de la carcasa	96
Figura 72. Posición de montaje de la carcasa.....	97
Figura 73. Dimensiones de la carcasa.....	98
Figura 74. Características del diente del engrane recto	100
Figura 75. Coeficiente k_2	106
Figura 76. Coeficiente k_3	107
Figura 77. Coeficiente k_4	108
Figura 78. Coeficiente k_5	109
Figura 79. Gráfico para la selección de cadenas	110
Figura 80. Velocidades máximas de cadenas.....	113
Figura 81. Especificaciones de la cadena seleccionada	114
Figura 82. Presión máxima admisible sobre las articulaciones de la cadena	116
Figura 83. Fuerzas presentes en el eje motriz	117
Figura 84. Análisis de fuerzas en el plano "YZ".....	118
Figura 85. Distribución de fuerzas en el eje para el plano "YZ".....	119
Figura 86. Diagrama de fuerza cortante para el plano "YZ"	119
Figura 87. Diagrama de momento para el plano "YZ"	120
Figura 88. Análisis de fuerzas en el plano "XZ".....	120
Figura 89. Distribución de fuerzas en el eje para el plano "XZ".....	121
Figura 90. Diagrama de fuerza cortante para el plano "XZ"	121
Figura 91. Diagrama de momento para el plano "XZ".....	122

Figura 92. <i>Propiedades mecánicas del acero AISI 4340</i>	123
Figura 93. <i>Parámetros en el factor de la condición superficial de Marín</i>	124
Figura 94. <i>Factores de carga</i>	125
Figura 95. <i>Factor de confiabilidad</i>	126
Figura 96. <i>Dimensión de la chaveta en función del diámetro del eje</i>	127
Figura 97. <i>Factor de diseño K_t</i>	128
Figura 98. <i>Sensibilidad a la muesca (q)</i>	129
Figura 99. <i>Factor de cálculo k_{ts}</i>	131
Figura 100. <i>Sensibilidad a la muesca de materiales sometidos a torsión</i>	132
Figura 101. <i>Dimensiones de la cuña según el diámetro del eje</i>	134
Figura 102. <i>Sección transversal del eje de transmisión de movimiento</i>	135
Figura 103. <i>Factor de servicio para la selección del acoplamiento</i>	137
Figura 104. <i>Modelo específico del reductor con la potencia nominal hallada</i>	138
Figura 105. <i>Modelo seleccionado del acoplamiento</i>	139
Figura 106. <i>Modelo seleccionado de la chumacera</i>	140
Figura 107. <i>Disposición de las chumaceras con respecto al eje</i>	140
Figura 108. <i>Factores de servicio para bandas</i>	142
Figura 109. <i>Tipo de banda a seleccionar</i>	143
Figura 110. <i>Potencia nominal para la banda del tipo 3V</i>	145
Figura 111. <i>Longitudes de poleas estándar según el catálogo</i>	147
Figura 112. <i>Especificación técnica de la polea</i>	148
Figura 113. <i>Diseño de la bancada</i>	150
Figura 114. <i>Selección de motores trifásicos</i>	155
Figura 115. <i>Simbología normalizada de un seccionador</i>	159
Figura 116. <i>Contactador trifásico</i>	159
Figura 117. <i>Dimensionamiento de contactores</i>	160
Figura 118. <i>Guardamotor Trifásico</i>	161
Figura 119. <i>Simbología normalizada del guardamotor</i>	161
Figura 120. <i>Calibre de cables tipo AWG</i>	163
Figura 121. <i>Conexión del motor de descarga del material</i>	165
Figura 122. <i>Circuito de potencia para el proceso de corte y moldurado</i>	166
Figura 123. <i>Relé de cambio de fase</i>	167

Figura 124. <i>Variador de velocidad</i>	168
Figura 125. <i>Pirámide de Automatización</i>	169
Figura 126. <i>Diagrama de bloques del proceso</i>	171
Figura 127. <i>Dimensiones del sensor inductivo</i>	172
Figura 128. <i>Dimensiones del sensor fotoeléctrico</i>	173
Figura 129. <i>Características de la electroválvula 5/2</i>	174
Figura 130. <i>Dimensiones del relé de poder miniatura</i>	175
Figura 131. <i>Transformador TENGEN BK-150 VA</i>	176
Figura 132. <i>PLC XINJE XC3-24</i>	178
Figura 133. <i>Tablero de control diseñado</i>	179
Figura 134. <i>Armario eléctrico diseñado</i>	183

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.	8
Tabla 2.	29
Tabla 3.	32
Tabla 4.	33
Tabla 5.	34
Tabla 6.	34
Tabla 7.	35
Tabla 8.	35
Tabla 9.	36
Tabla 10.	44
Tabla 11.	47
Tabla 12.	49
Tabla 13.	52
Tabla 14.	65
Tabla 15.	74
Tabla 16.	76
Tabla 17.	87
Tabla 18.	154
Tabla 19.	156
Tabla 20.	167
Tabla 21.	168
Tabla 22.	172
Tabla 23.	173
Tabla 24.	174
Tabla 25.	175
Tabla 26.	177
Tabla 27.	178
Tabla 28.	184
Tabla 29.	190
Tabla 30.	192

Tabla 31.	194
Tabla 32.	196
Tabla 33.	198
Tabla 34.	199
Tabla 35.	200
Tabla 36.	201
Tabla 37.	202
Tabla 38.	203

RESUMEN

El presente proyecto consiste en el diseño y construcción de una máquina molduradora de puntas que se encarga de realizar el proceso de corte y moldurado de duelas de bambú en su parte transversal. La capacidad máxima de ingreso de duelas es de cuatro cuyas medidas son 1.90 m de largo, 17 cm de ancho y 14 cm de espesor cada una. La máquina está conformada por un PLC y se controla todas las variables por medio de un panel de control externo. Cada subsistema está controlado mediante sensores que permiten la correcta funcionalidad del mismo, además la máquina posee dos modos de operación: manual y automático para facilitar la maniobrabilidad del usuario. Debido a que posee sierras y fresas que podrían causar graves accidentes se cuenta con protecciones de metal para evitar cualquier inconveniente. En el panel de control externo se pueden monitorear las variables del sistema y controlar las mismas, dicho panel está diseñado de tal forma que cualquier persona puede utilizarlo, igualmente se dispone de dos paros de emergencia que detienen automáticamente el proceso que se esté realizando. El tiempo de realización de todo el proceso no supera el minuto para que la eficiencia y confiabilidad exigidas por parte de la empresa sean las máximas posibles. Todo el diseño está basado en diferentes ramas que conforman la Ingeniería Mecatrónica, enfocándose principalmente en la Ingeniería Mecánica, Eléctrica y Control.

PALABRAS CLAVE:

- **MOLDURADORA**
- **MOLDURADO**
- **DUELA**
- **PLC**
- **SUBSISTEMA**
- **PANEL DE CONTROL**

ABSTRACT

This project involves the design and construction of a moulder machine tips that is responsible for performing the cutting and molding of bamboo staves in cross part. The maximum input capacity is four staves whose measurements are 1.90m long, 17 cm wide and 14 cm thick each. The machine consists of a PLC and all variables are controlled by an external control panel. Each subsystem is controlled by sensors that allow the proper operation of the same, plus the machine has two operating modes: manual and automatic for easy maneuverability user. Since it has cutting and beveling that could cause serious accidents there are protections of metal to avoid any inconvenience. In the external control panel can monitor system variables and control them, said panel is designed so that anyone can use, also there are two emergency stops automatically stop the process being performed. The completion time of the whole process fails minute for efficiency and reliability required by the Company to be the maximum possible. The whole design is based on different branches that make up Mechatronics Engineering, focusing primarily on the Mechanical, Electrical and Control.

KEYWORDS:

- **MOLDER**
- **MOLDING**
- **PAIN**
- **PLC**
- **SUBSYSTEM**
- **CONTROL PANEL**

CAPITULO I

GENERALIDADES

1.1. ANTECEDENTES

Bigbamboo S.A. es una compañía ecuatoriana que en el año 2002 inició un proyecto de desarrollo de cultivo de bambú en la variedad Asper Dendrocalamus al noroeste del país. Junto a INBAR (International Network of Bamboo and Rattan) y junto a un grupo invitado de académicos chinos, se inició un proceso de transferencia de conocimiento y tecnología.

La empresa está enfocada en la siembra, desarrollo y exportación de maderas y pisos de bambú. Bigbamboo tiene un proceso industrial para la transformación del bambú en madera sólida de alta densidad. Al utilizar la tecnología Strand Woven, los bloques de madera de bambú alcanzan una densidad mayor a 1100 kg/m^3 . La línea de producción industrial incluye maquinaria europea y americana para las etapas de corte, moldurado y acabado. Este equipo transforma los bloques de bambú de alta densidad en paneles, laminados y pisos de alta dureza y calidad. El 30% de la producción está destinada al mercado local y el resto se orienta a mercados de Europa.



Figura 1. *Materia prima y láminas de bambú de alta densidad.*

Fuente: (BIGBAMBOO S.A., 2013)

Debido a que la empresa es recientemente nueva en el mercado ecuatoriano no posee marco institucional, pero cabe resaltar que la empresa dentro de su organización y planificación tiene todo el procedimiento controlado. Actualmente la empresa cuenta con 55 empleados los cuales están certificados y reciben charlas continuas para el mejoramiento del producto y mejor desempeño laboral.

La materia prima que es el bambú de tipo Asper es cultivada exclusivamente en el cantón Pedro Vicente a 100 km al noroeste de Quito la capital del Ecuador. Pedro Vicente se encuentra a 400 metros (1300 ft.) sobre el nivel del mar y su clima tropical tiene una temperatura promedio de 25 grados centígrados (77F). Además recibe lluvias regularmente durante el año por alrededor de 4500 mm cúbicos.

Por políticas de **confidencialidad internas** no se puede dar información tanto de planta y procesos puesto que el tratamiento del bambú no existe en el país. El bambú es uno de los materiales vegetales más duros en la naturaleza utilizado para hacer pisos y paneles, lo cual lo hace una alternativa excelente al uso de madera. El bambú tiene un índice de dureza de sus fibras mayor al de las maderas duras, lo que garantiza la resistencia de los productos hechos con este material.

El piso natural de bambú complementa cualquier diseño interior desde contemporáneo a más tradicional dada su belleza y texturas únicas. Una variedad de colores pueden ser producidos para ofrecer posibilidades sin límites para los diseñadores.

Existen diversos productos que la empresa fabrica entre los cuales tenemos:

Productos no terminados entre los cuales podemos mencionar los bloques de bambú extra duro de alta densidad, laminados y duelas de bambú extra duro de alta densidad

Productos terminados que pueden ser pisos sólidos de bambú de alta densidad, pisos de ingeniería de bambú de alta intensidad y pisos de exteriores (decks)

1.2. JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA

El proceso terminal del piso de bambú consiste en el moldurado del producto final, el moldurado consiste en formar pestañas y hendiduras que encajen perfectamente en otra duela de bambú. Al proceso de moldurado también se le conoce como machihembrado o machimbre, para aplicar este principio, se labra en los cantos de la tabla de bambú dos tipos de perfilado: macho, en forma de pestaña sobresaliente, y hembra, en forma de canal; sus medidas están pensadas para lograr una unión perfecta. Para ensamblar las tablas de bambú, se encaja el canto cortado en macho de una pieza dentro del canto cortado en hembra de otra pieza, quedando unidas para soportar las cargas propias del uso.

La empresa BIGBAMBOO S.A. posee dos máquinas cada una de ellas con una sierra de mesa circular la cual es la encargada de realizar este proceso en el cual interviene un operario por cada máquina.

El moldurado de una tabla de bambú se debe realizar en los 4 lados de la misma, razón por la cual una máquina se encarga del moldurado de las caras horizontales y la otra máquina del moldurado de las caras verticales, esta célula de trabajo resulta poco eficiente ya que cada subproceso depende del otro, lo

cual puede acarrear pérdidas en la producción debido al retraso o adelanto de un subproceso con relación al otro.

Al poder analizar con más detenimiento el proceso se pudo observar que el ingreso del material no es de forma continua, el operario debe manipular máximo una sola tabla de bambú en cada ciclo de trabajo lo que genera retrasos en la producción.

Por las razones mencionadas anteriormente el propósito al realizar este proyecto es mejorar la producción y el tiempo de ciclo del proceso construyendo una sola máquina que pueda realizar ambos subprocesos y que además pueda mejorar la calidad del producto y garantice el flujo continuo en cada célula de manufactura. Además la máquina a construir deberá cumplir con todas las normas ambientales existentes teniendo muy en cuenta los desperdicios que se derivan de la sobreproducción, inventario, movimiento de materiales, productos defectuosos, proceso, espera e información.

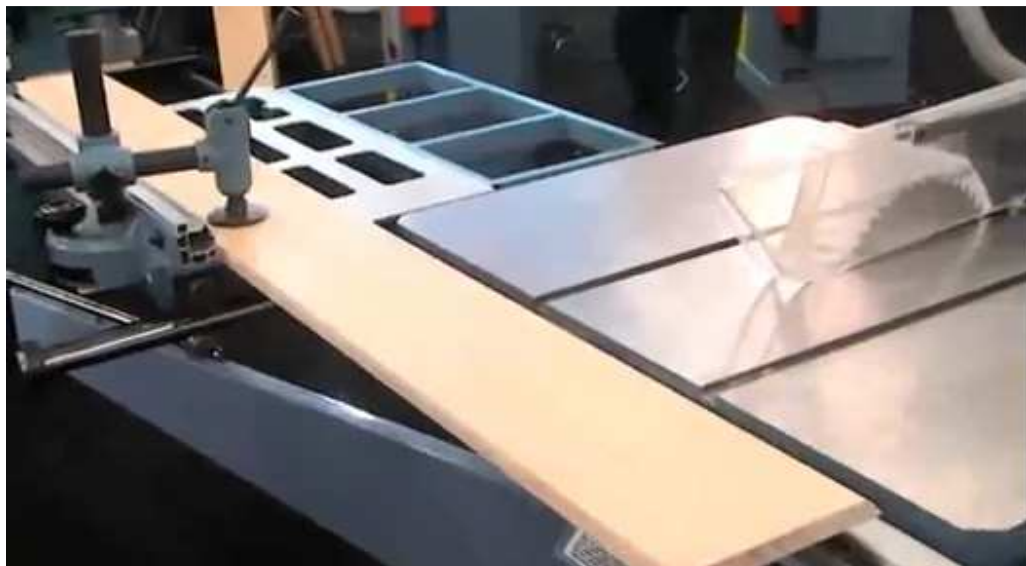


Figura 2. *Máquina actual para el proceso de moldurado.*

1.3. OBJETIVOS

1.3.1. Objetivo General.

Diseñar y construir una máquina molduradora de puntas para pisos de bambú en la empresa BIGBAMBOO S.A. de acuerdo a las condiciones y requerimientos proporcionados por la empresa.

1.3.2. Objetivos Específicos.

- Obtener las dimensiones de las sierras y fresas de corte para que el proceso de moldurado cumpla con los requisitos dados por la empresa y así el producto final pueda acoplarse fácilmente entre sí y soportar las cargas propias del uso y que además cumpla con las necesidades del usuario.
- Diseñar y construir un sistema que cumpla con todos los requerimientos de accionamientos neumáticos que la planta requiera de una manera eficiente y con el número apropiado de elementos necesarios para su funcionamiento.
- Implementar un sistema de seguridad en la máquina para que el operario se encuentre en condiciones óptimas para realizar su trabajo y así poder evitar accidentes graves.
- Analizar las variables que intervienen en el proceso mediante el uso de un autómata programable (PLC) el cual, será encargado del funcionamiento secuencial del sistema.

1.4. ALCANCE DEL PROYECTO

El proyecto tiene como alcance total, el diseño y construcción de una máquina molduradora de puntas para duelas de bambú, en dicho proceso intervendrán bloques de entrada, salida, PLC, controladores.

El control del proceso se lo realizará mediante un panel de control comandado por un PLC, las variables de entrada serán establecidas por la empresa BIGBAMBOO S.A, las cuales involucran cada subproceso por el cual la duela de bambú seguirá hasta el producto final.

El sistema de control se enfoca en realizar la secuencia autónoma de los procesos indicados para que la duela de bambú quede establecida por los parámetros de la empresa. Dicho sistema incluirá principalmente el inicio y apagado de los motores y la secuencia de activación de los cilindros neumáticos mediante los sensores que comandan su funcionamiento.

CAPITULO II

MARCO TEÓRICO

2.1. EL BAMBÚ COMO MATERIA PRIMA

La especie vegetal conocida por bambú perteneciente a la familia de las gramíneas, agrupadas en unos 45 géneros y más de 1.000 especies, están dispersas por el mundo, localizándose en su mayoría en Asia y América. El bambú es una planta no arbórea de amplias características que la transforman en una solución para problemas sociales, económicos y ambientales. Es la planta de crecimiento más rápido del mundo. Crece un tercio más rápido que los árboles que ocupan la segunda posición en velocidad de crecimiento. Con su crecimiento rápido, tiene la capacidad de reforestar rápidamente áreas devastadas por la tala o catástrofes en bosques, con la importancia de generar el cuádruple de oxígeno que cualquier exponente del reino vegetal. Actúa como purificador atmosférico y protector de suelos. Es alternativo de la madera y es uno de los materiales más resistentes para la construcción. En países tropicales se construyen casas y escuelas de bambú. Se describe al bambú como una especie cicatrizante, con un sistema radicular rizomatoso, que protege el suelo de la erosión y otras inclemencias, facilita la silvicultura, posee fibras largas de alta calidad y su pulpa celulósica posee propiedades físico - mecánicas similares o superiores a las del pino. La potencialidad del bambú como materia prima industrial se debe principalmente a sus características agronómicas y tecnológicas. Desde el punto de vista agrícola, su cultivo es económicamente interesante por ser una gramínea perenne y por reproducirse sin fecundación año tras año, sin la necesidad de replantarla, y por su rendimiento por hectárea trabajada. (Obtenido de: PLANTAMER, s.f.).



Figura 3. *Bambú Gigante en el Ecuador.*

Fuente: (BIGBAMBOO S.A., 2013)

2.2. PISOS DE BAMBÚ

Los pisos de bambú, son generalmente una combinación de armazones de madera, postes de bambú y capas de bambú partido. El piso de bambú tiene que estar bien protegido contra los insectos. Si el piso ha de durar mucho tiempo, la construcción debe separarse del suelo para evitar que suba la humedad, el salpicado de las lluvias, los insectos o ratas.

Tabla 1.

Características de los pisos de bambú

Propiedades especiales	Método local y de bajo costo
Aspectos económicos	Bajo costo
Estabilidad	Media a buena
Especialización requerida	Trabajadores especializados
Resistencia a terremotos	Buena
Resistencia a lluvias	Media
Resistencia a los insectos	Baja
Adaptabilidad climática	Países con plantaciones de bambú
Etapa de experiencia	Tradicional

Fuente: (Shimada Bamboo & Wood Flooring, 2010)

2.3. MECANISMOS DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA

2.3.1. Cadenas.

Una cadena es un elemento de transmisión de potencia formado por una serie de eslabones unidos con pernos. Este diseño permite flexibilidad y permite además que la cadena transmita grandes fuerzas de tensión. El tipo de cadena más común es la cadena de rodillos, en la que el rodillo sobre cada perno permite tener una fricción excepcionalmente baja entre la cadena y las catarinas (Obtenido de: Mott, 2006).

En nuestra máquina se utilizó una cadena de rodillos dobles ya que esto permite aumentar la capacidad de transmitir potencia y además debido a que en nuestro diseño la distancia entre los engranes es alta este tipo de cadena permitió que la misma no quede colgada lo que sucedería si se la implementa con una cadena de rodillo simple.

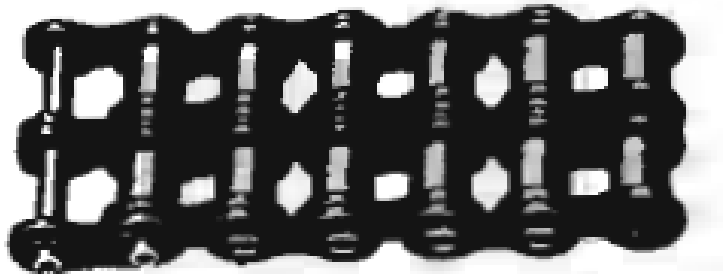


Figura 4. Cadena de rodillos doble.

Fuente: (Mott, 2006)

2.3.2. Bandas.

Una banda es un elemento flexible de transmisión de potencia que asienta firmemente en un conjunto de poleas o poleas acanaladas. Cuando se usa una banda para reducir la velocidad, que es el caso típico, la polea menor se monta en el eje de alta velocidad, que puede ser el eje de un motor eléctrico. La polea

mayor se monta en la máquina impulsada. La banda se diseña para montarse en dos poleas, sin resbalamiento (Obtenido de: Mott, 2006).

En el caso de nuestro diseño se utilizó bandas planas y bandas en V que se ajustan al requerimiento de nuestro proceso.

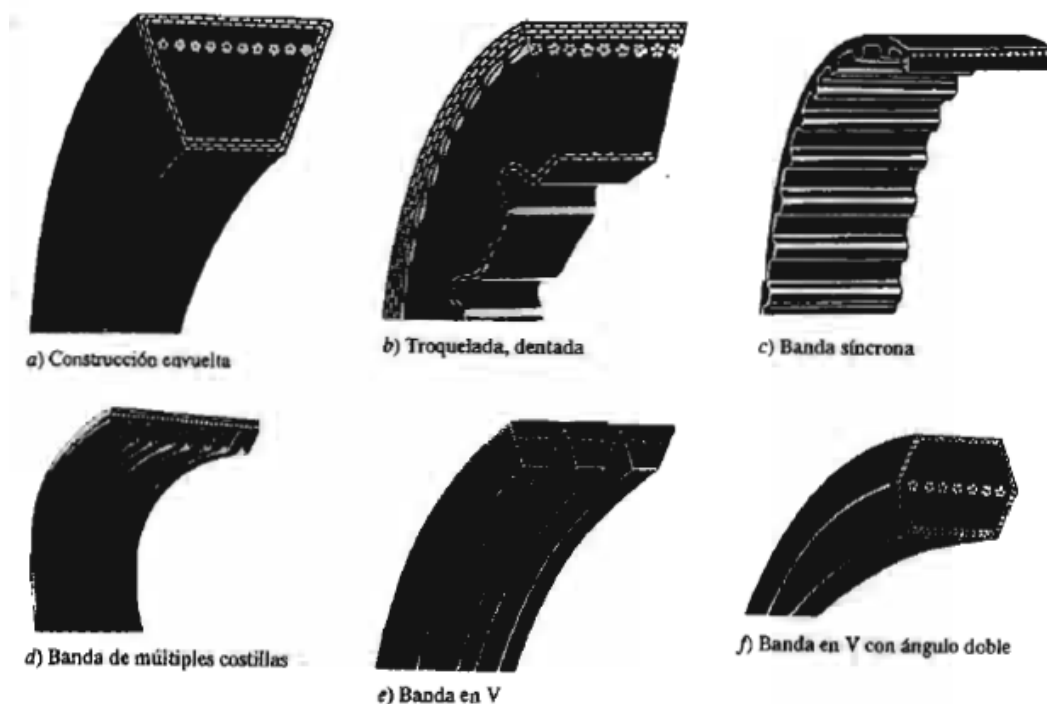


Figura 5. Tipos de bandas de transmisión de potencia.

Fuente: (Mott, 2006)

2.4. EJES

Un eje (o árbol) es un componente de dispositivos mecánicos que transmite movimiento rotatorio y potencia. Es parte de cualquier sistema mecánico donde la potencia se transmite desde un primotor, que puede ser un motor eléctrico o uno de combustión, a otras partes giratorias del sistema (Obtenido de: Mott, 2006).

En nuestro diseño el eje de transmisión de movimiento va estar localizado entre dos chumaceras y recibirá el movimiento correspondiente a través del reductor de velocidad.



Figura 6. Ejes de transmisión.

Fuente: (DIPAC, 2014)

2.5. REDUCTOR DE VELOCIDAD

Los reductores de velocidad son sistemas de engranajes que permiten que los motores eléctricos, de explosión u otro, funcionen a diferentes velocidades para los que fueron diseñados. Casi podría decirse que los motores son como el 'corazón de la industria'. Pero ese 'corazón' tiene diferentes ritmos y funciona a distintas velocidades, dependiendo del uso que se le quiera dar. Por eso los reductores de velocidad son indispensables en todas las industrias del país, desde los que producen cemento hasta los laboratorios de medicamentos requieren en sus máquinas estos mecanismos. Los reductores son diseñados a base de engranajes, mecanismos circulares y dentados con geometrías especiales de acuerdo con su tamaño y la función en cada motor.

El desarrollo de esta máquina y del sistema inteligente de medición le permite a las empresas ser mucho más competitivas y aumentar sus conocimientos. Un reductor de velocidad es un sistema de transmisión caracterizado porque su velocidad de salida es menor que la de entrada (Obtenido de: Scribd, s.f.).



Figura 7. Estructura interna de un Reductor de Velocidad.

Fuente: (Apkxda, s.f.)

2.6. CILINDRO NEUMÁTICO

Los cilindros neumáticos son unidades que transforman la energía potencial del aire comprimido en energía cinética o en fuerzas prensoras. Básicamente consisten en un recipiente cilíndrico provisto de un émbolo o pistón.

Al introducir un determinado caudal de aire comprimido, éste se expande dentro de la cámara y provoca un desplazamiento lineal. Si se acopla al émbolo un vástago rígido, este mecanismo es capaz de empujar algún elemento, o simplemente sujetarlo. La fuerza de empuje es proporcional a la presión del aire y a la superficie del pistón.

2.6.1. Cilindro de simple efecto.

Uno de sus movimientos está gobernado por el aire comprimido, mientras que el otro se da por una acción antagonista, generalmente un resorte colocado en el interior del cilindro. Este resorte podrá situarse opcionalmente entre el pistón y tapa delantera (con resorte delantero) o entre el pistón y su tapa trasera (con resorte trasero).

Realiza trabajo aprovechable sólo en uno de los dos sentidos, y la fuerza obtenible es algo menor a la que da la expresión $F = P \times A$, pues hay que descontar la fuerza de oposición que ejerce el resorte.

2.6.2. Cilindro de doble efecto.

El pistón es accionado por el aire comprimido en ambas carreras. Realiza trabajo aprovechable en los dos sentidos de marcha.

2.6.3. Cilindro con doble vástago.

Poseen salida de vástago en ambos extremos, lo que ofrece un mejor guiado del conjunto, facilitan el colocado de levas o fines de carrera cuando hay problemas de espacio en la zona de trabajo, y además presentan iguales áreas de pistón a ambos lados.

2.6.4. Cilindro de doble pistón o en tándem.

Consisten en dos cilindros de doble efecto acoplados en serie con un vástago en común, formando una unidad compacta. Aplicando simultáneamente presión sobre los dos émbolos se obtiene una fuerza de casi el doble de la de un cilindro convencional del mismo diámetro.

De los diversos tipos de cilindros neumáticos que se describen anteriormente para nuestra máquina se seleccionó un cilindro de doble efecto ya que se requiere un movimiento coordinado entre los cuatro cilindros que componen la sujeción de la duela de bambú (Obtenido de: Portaleso, s.f.).

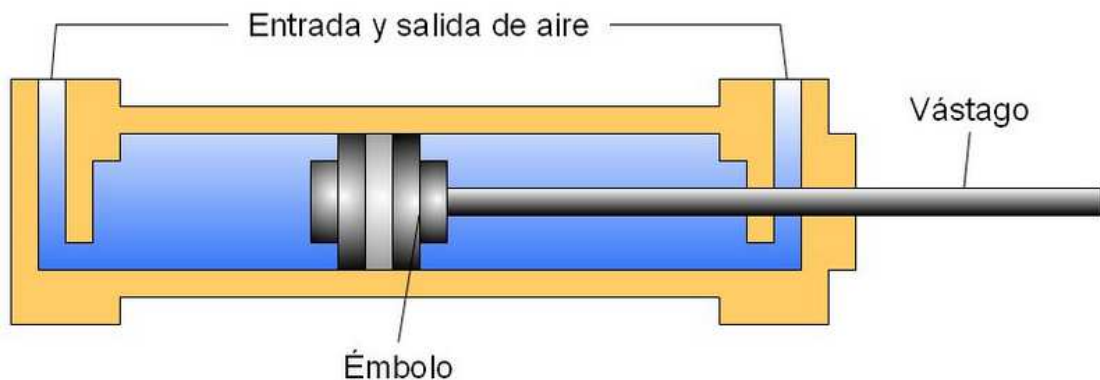


Figura 8. Componentes de un Cilindro de doble efecto.

Fuente: (Portaleso, s.f.)

2.7. ELECTROVÁLVULAS

Las electroválvulas son dispositivos que responden a pulsos eléctricos. Gracias a la corriente que circula a través del solenoide es posible abrir o cerrar la válvula controlando, de esta forma, el flujo de fluidos. Al circular corriente por solenoide genera un campo magnético que atrae el núcleo móvil y al finalizar el efecto del campo magnético, el núcleo vuelve a su posición, en la mayoría de los casos, por efecto de un resorte.

Estos dispositivos son más fáciles de controlar mediante programas de software. Es ideal para la automatización industrial además se utilizan en gran número de sistemas y rubros industriales que manejan fluidos como el agua, el aire, el vapor, aceites livianos, gases neutros y otros. En particular, las electroválvulas suelen implementarse en lugares de difícil acceso ya que pueden ser accionadas por medio de acciones eléctricas. También son utilizadas en vacío o hasta en altas presiones y altas temperaturas.

También se aplican a surtidores automáticos de combustibles, irrigación de parques, fuentes de agua danzantes, dosificadores de líquidos o gases, regulación de niveles de líquidos, en máquinas envasadoras, lavaderos automáticos de autos, máquinas de limpieza, procesos de niquelado o galvanizado, en máquinas de café y en muchos lugares más (Obtenido de: Distritec, s.f.).



Figura 9. *Electrovalvula Neumática 5/2.*

Fuente: (Directindustry, s.f.)

2.8. SENSORES

2.8.1. Sensor Inductivo.

Cuando se habla de sensores inductivos o de proximidad se incluye a todos los sensores que hacen la detección sin contacto, en comparación con los sensores, tales como límites de carrera e interruptores, que detectan los objetos por contacto físico.

Los sensores de proximidad convierten la información sobre el movimiento o la presencia de un objeto en una señal eléctrica, estos sensores detectan metales ferrosos o no ferrosos, y utilizan inducción electromagnética para

generar y detectar las corrientes de pérdidas o de Foucault que se generan (Obtenido de: Skillten, s.f.).



Figura 10. *Sensor Inductivo.*

Fuente: (Skillten, s.f.)

2.8.2. Sensor Fotoeléctrico.

Los sensores fotoeléctricos, también llamados fotocélulas, tienen un uso muy extendido en la industria. Son económicos, fiables y fáciles de instalar y mantener. Un sensor fotoeléctrico tiene la capacidad de captar luz y activar o desactivar una señal en función de los valores de esa luz. Los sensores más simples son los llamados interruptores crepusculares, que encienden una lámpara cuando la luz ambiental es inferior a un valor determinado. Este tipo de sensores responde ante cualquier fuente de luz visible, tanto artificial como natural. Por tanto, su fiabilidad es escasa, puesto que pueden alterar su funcionamiento si son afectados por una fuente de luz distinta a la prevista.

Como en la industria la fiabilidad es esencial, se utilizan sensores de lazo cerrado, es decir que utilizan un emisor y un receptor sincronizados. Esto tiene muchas ventajas, como que la luz es emitida a una frecuencia exacta (normalmente se usa luz infrarroja), y en ocasiones con una secuencia concreta, para que el receptor identifique en todo momento si la luz recibida pertenece a su emisor, evitando así que se active debido a influencias

ambientales o interferencias con otros equipos. Otra ventaja es que se puede alcanzar una precisión sorprendente, colocando por ejemplo un emisor y un receptor enfrentados, con un sistema de lentes que obligue a que ambos elementos estén perfectamente alineados, de modo que el haz de luz pueda ser interrumpido por un objeto muy pequeño, o también en el caso de que un objeto tenga un tamaño algo mayor del deseado. Aún se puede aumentar más la precisión utilizando barreras de fibra óptica o fotocélulas láser (Obtenido de: Fidestec, s.f.).



Figura 11. *Sensor Fotoeléctrico.*

Fuente: (Bueni, s.f.)

2.9. MOTORES ELÉCTRICOS

Se llama motor eléctrico al dispositivo capaz de transformar la energía eléctrica en energía mecánica, es decir, puede producir movimiento al convertir en trabajo la energía eléctrica proveniente de la red o almacenada en un banco de baterías.

Básicamente, un motor está constituido por dos partes, una fija denominada Estator, y otra móvil respecto a esta última denominada Rotor. Ambas están

fabricadas en material ferromagnético (chapas magnéticas apiladas), y disponen de una serie de ranuras en las que se alojan los hilos conductores de cobre que forman el devanado eléctrico.

En todo motor eléctrico existen dos tipos de devanados: el inductor, que origina el campo magnético para inducir las tensiones correspondientes en el segundo devanado, que se denomina inducido, puesto que en él aparecen las corrientes eléctricas que producen el par de funcionamiento deseado (torque).

El espacio entre el rotor y el estator es constante y se denomina entrehierro. Por efecto de las intensidades que atraviesan el rotor y el estator; se crean campos magnéticos en el entrehierro. La interacción de estos campos magnéticos con las intensidades que atraviesan los conductores del rotor produce unas fuerzas tangenciales que hacen girar el rotor produciéndose de este modo la energía mecánica.

2.9.1. Clasificación

Los motores eléctricos, desde el punto de vista de su utilización industrial, suelen clasificarse en:

2.9.1.1 Motores de corriente continua

Son de gran facilidad para la regulación de velocidad, cambios o inversiones rápidas de la marcha, y sin necesidad de equipos costosos es posible efectuar control automático de torques y velocidades.

Por las ventajas descritas anteriormente se utilizan primordialmente en industrias papeleras, textileras, químicas, siderúrgicas y metalúrgicas. En estos motores, el estator está formado por polos principales y auxiliares excitados por corriente continua, así mismo el rotor se alimenta con corriente continua mediante el colector de delgas y las escobillas.

2.9.1.1.1 Clases de motores de corriente continua

Dependiendo de la forma en que se alimentan los devanados del estator se clasifican:

- **En derivación:** El estator se alimenta con la misma tensión que el inducido.
- **Independiente:** El estator y el inducido se alimentan con fuentes separadas independientes.
- **En serie:** El estator y el inducido se conectan de modo tal que por ellos circule la misma corriente.
- **Compound:** Es una combinación de las conexiones en serie y en derivación. Una representación gráfica de la anterior clasificación se ilustra a continuación (Obtenido de: Lobosco, 2012).

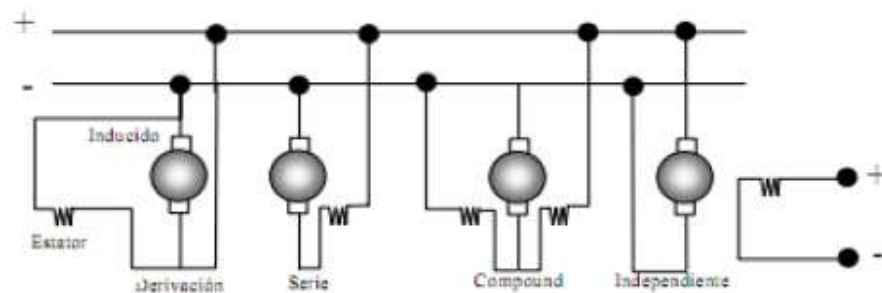


Figura 12. Tipos de motores de corriente continua

Fuente: (Lobosco, 2012)

2.9.1.2 Motores de corriente alterna

2.9.1.2.1 Motores Asíncronos

Los motores asíncronos basan su funcionamiento en la creación de un campo magnético giratorio en el entre hierro, debido a la circulación de corriente alterna trifásica en el estator.

Se clasifican de acuerdo a la forma constructiva del rotor. Dicha clasificación es la siguiente:

- **Jaula de ardilla** El rotor está compuesto por un conjunto de barras conductoras de cobre unidas en sus extremos por anillos.
- **Rotor bobinado:** El rotor está compuesto por un arrollamiento (devanado) introducido en ranuras similares a las del estator. Los extremos de cada fase se conectan a unos anillos colectores montados sobre el eje, aislados eléctricamente de él.

Dentro del universo de motores eléctricos, el motor jaula de ardilla es el más común y de uso más generalizado por diversas razones:

- Bajo costo
- Bajo mantenimiento
- Fácil de adquirir
- Alto grado de protección
- Pocos componentes

Por carecer de chispas internas, puede instalarse en ambientes de riesgo. Con el avance de la electrónica de potencia, hoy en día es el motor más práctico para realizar aplicaciones en donde se requiere variación de velocidad, llegando incluso a desplazar el motor de corriente continua (Obtenido de: Lobosco, 2012).



Figura 13. Motores de tipo Jaula de Ardilla

Fuente: (Lobosco, 2012).

2.10. CONTROLADOR LÓGICO PROGRAMABLE (PLC)

Un controlador lógico programable (PLC) es un dispositivo operado digitalmente, que usa una memoria para el almacenamiento interno de instrucciones con el fin de implementar funciones específicas, tales como lógica, secuenciación, registro y control de tiempos, conteo y operaciones aritméticas, para controlar a través de entradas/salidas digitales o analógicas, varios tipos de máquinas o procesos.

El funcionamiento del PLC es un continuo ciclo cerrado, primero el sistema operativo inicia la vigilancia de tiempo de ciclo, después la CPU escribe los valores de imagen de proceso de las salidas en los módulos de salida, a continuación la CPU lee el estado de las entradas en los módulos y actualiza la imagen del proceso de las entradas, el CPU procesa el programa del usuario en segmentos de tiempo y ejecuta las operaciones indicadas en el programa, al final de un ciclo el sistema realiza las tareas pendientes por ejemplo carga y borrado de bloques (Obtenido de: Slideshare, s.f).

Para el diseño de la máquina se necesitaron 18 entradas y 14 salidas que se detallarán en el capítulo del sistema de control y maniobra, en base a estos requerimientos se utilizó un PLC de marca Xinje XC3-24.



Figura 14. PLC Xinje XC3-24

Fuente: (Epower-group, s.f)

CAPITULO III

DISEÑO MECÁNICO

Para la construcción de las piezas mecánicas que intervienen en nuestra máquina, se tomó como referencia los parámetros de entrada requeridos por la empresa, los cuales son el ingreso de 4 duelas de bambú cuyas medidas son 1.90 metros de largo por 17 centímetros de ancho y 14 milímetros de espesor cada una.

Para el diseño de cada uno de los componentes se utilizó el software CAD (diseño asistido por computadora) Solidworks 2014 el cual permite modelar piezas en tres dimensiones y analizar las cargas que intervienen en cada una de ellas.

En base a los datos proporcionados por la empresa se procedió al diseño de cada uno de los componentes estructurales de la máquina.

3.1. DISEÑO DE LOS BRAZOS ESTRUCTURALES MÓVILES.

El brazo estructural va a ser el soporte donde se asientan las duelas de bambú para su procesamiento, cada brazo contendrá dos cilindros neumáticos anexados a piezas metálicas de anclaje para mantener a la duela de bambú firmemente sostenida y así evitar errores de corte en los subprocesos siguientes.

El material que se utilizó es el Acero ASTM A36 debido a que es el más común en la construcción de estructuras y maquinarias, además posee una fuerza para ceder de 36.000 psi, y una capacidad de tensión de doblaje de 22.000 psi con lo cual le permite que se deforme rápidamente mientras se

incrementa la tensión más allá de su fuerza para ceder a sus propiedades mecánicas.

El distribuidor de donde se adquirió el acero fue DIPAC, el material pedido como se mencionó anteriormente fue el acero ASTM A36 con espesor de 1/2 pulgada, el distribuidor posee planchas de acero de hasta 2 pulgadas pero debido a que se quiere obtener el menor peso posible del elemento constructivo y una fácil maquinabilidad se procedió a la elección de dicho espesor, cabe añadir que para el diseño de esta pieza hueca se procedió a soldar las planchas mediante el electrodo E7018.

El diseño básico propuesto se muestra a continuación, las medidas de la pieza se detallan en el plano BIGBAMBOO-MC-MP-002.

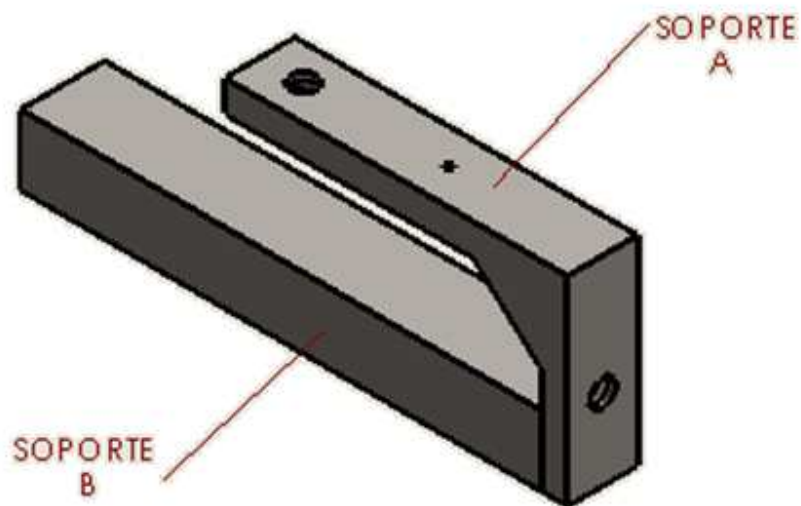


Figura 15. *Diseño básico del brazo de soporte*

3.1.1. Soporte A.

Estructura hueca en la cual, en su parte superior, va a estar asentado el primer cilindro neumático que desplazará una pieza de anclaje verticalmente y en su parte inferior contará con otro cilindro neumático que desplazará otra pieza de anclaje horizontalmente. Este soporte está constituido por siete planchas soldadas y una plancha doblada. La forma y dimensiones de la pieza se detallan en el plano BIGBAMBOO-MC-MP-003.

3.1.2. Soporte B.

Estructura hueca en la cual, van a estar asentadas las duelas de bambú en forma transversal, razón por la cual la longitud de este soporte será mayor a cuatro veces el ancho de la duela, por los parámetros establecidos por la empresa, es decir el largo del soporte tendrá que superar los 68 centímetros. Está constituido por seis planchas soldadas. La forma y dimensiones de la pieza se detallan en plano BIGBAMBOO-MC-MP-004.

3.1.3. Anclaje superior.

Componente que va a sujetar la duela de bambú por su parte superior para impedir el movimiento transversal del mismo, el anclaje estará sujeto al vástago del cilindro neumático. Está constituido por dos planchas soldadas. La forma y dimensiones de la pieza se detallan en el plano BIGBAMBOO-MC-MP-005.

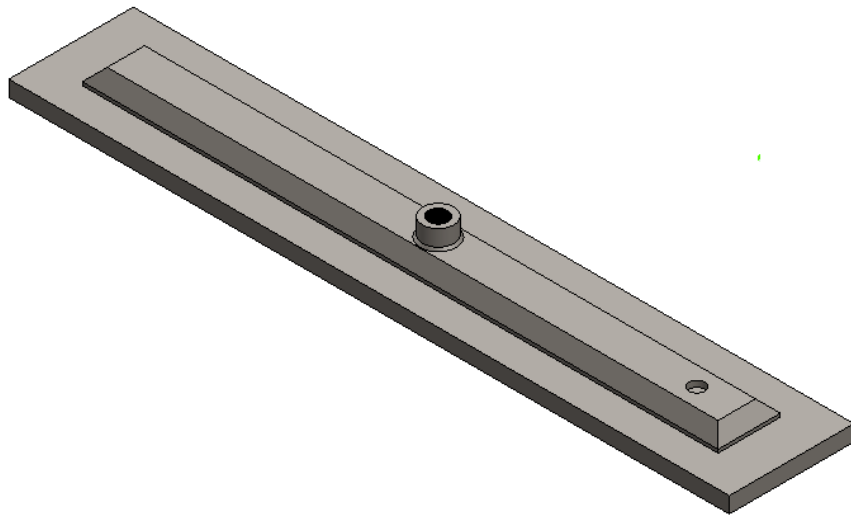


Figura 16. *Diseño anclaje superior*

3.1.4. Anclaje lateral.

Componente que va a sujetar la duela de bambú por su parte lateral para impedir el movimiento longitudinal del mismo, el anclaje estará sujeto al vástago del cilindro neumático. Está constituido por dos placas soldadas. La forma y dimensiones de la pieza se detallan en el plano BIGBAMBOO-MC-MP-006.

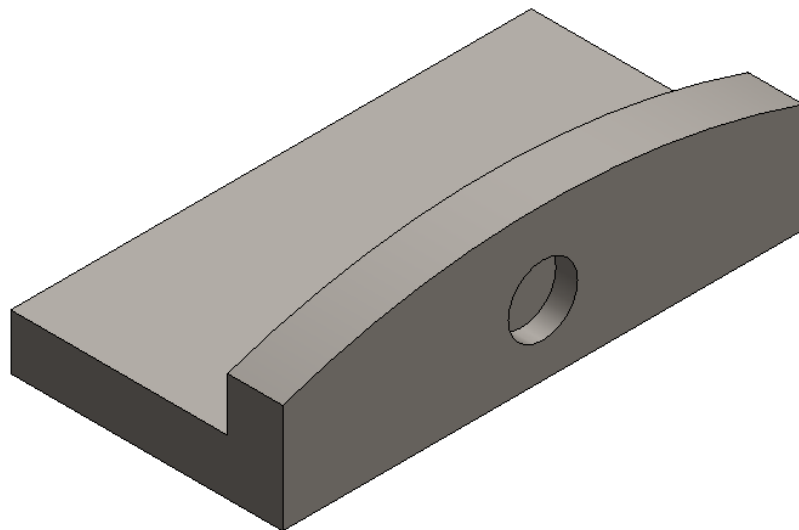


Figura 17. *Diseño anclaje lateral*

3.1.5. Base soporte.

Componente que va a estar empernado en la parte inferior del soporte B, su objetivo es proveer la sujeción a la cadena de transmisión de la máquina. Debido al peso y la forma del soporte B fue necesaria la construcción de esta pieza para una mejor maniobrabilidad de sujeción con la cadena. Está constituido por una placa. La forma y dimensiones de la pieza se detallan en el plano BIGBAMBOO-MC-MP-007.

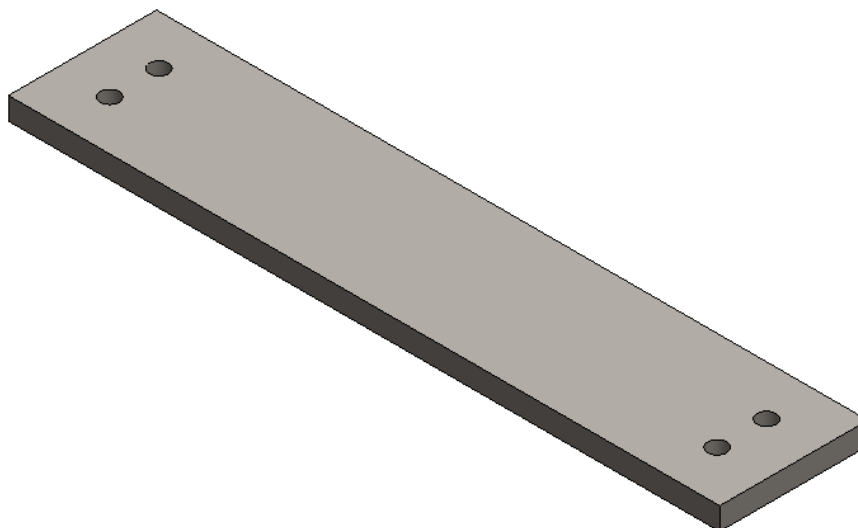


Figura 18. *Diseño base soporte*

3.1.6. Soporte lateral.

Este componente fue necesario después de realizar las pruebas de funcionamiento de la máquina ya que el movimiento de los brazos estructurales no estaba sincronizado debido a que dichos componentes no estaban unidos entre sí, por lo cual fue necesario insertar dos tubos que sujeten a los brazos estructurales y así asegurar que la duela de bambú sea cortada al mismo tiempo en sus extremos. Está constituido por un tubo estructural de diámetro 1 1/4 " y 3.56 mm de espesor soldado a una placa. La forma y dimensiones de la pieza se detallan en el plano BIGBAMBOO-MC-MP-008.

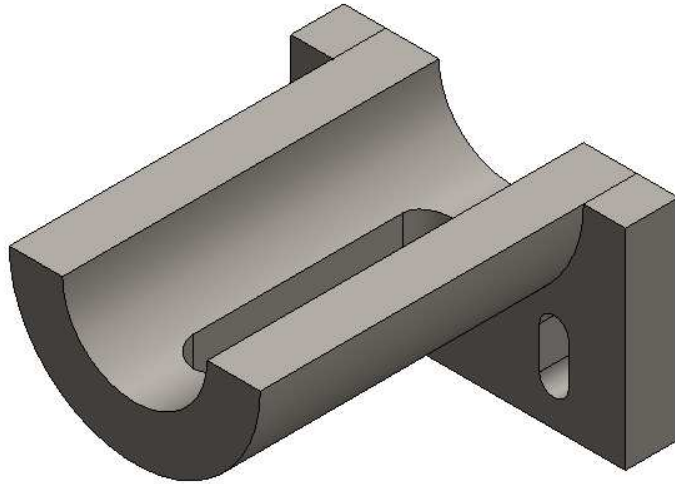


Figura 19. *Diseño soporte lateral*

3.1.7. Tope.

Este componente está ubicado en el extremo izquierdo del soporte B y como su nombre lo indica sirve para alinear correctamente la duela de bambú, además forma un ángulo exacto de 90° con el soporte B. Está constituido por una placa. La forma y dimensiones de la pieza se detallan en el plano BIGBAMBOO-MC-MP-008.

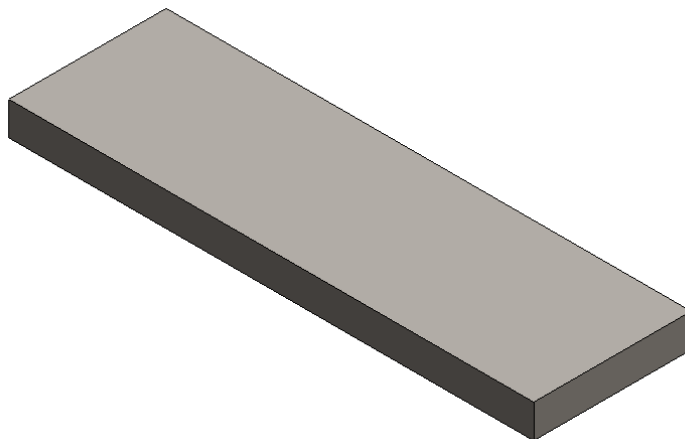


Figura 20. *Diseño para el tope*

3.1.8. Soporte del aceite lubricante.

Componente que servirá de apoyo para el aceite que lubricará a los rodamientos lineales ubicados debajo de la base soporte, está localizado en la parte superior del soporte A, soldado en su extremo. Está constituido por una placa. La forma y dimensiones de la pieza se detallan en el plano BIGBAMBOO-MC-MP-006.

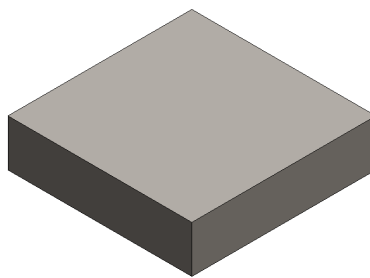


Figura 21. *Diseño soporte aceite lubricante*

3.1.9. Tubo de soporte

Componente que servirá de guía para el movimiento del anclaje superior debido principalmente al tamaño de este, está localizado en la parte media del soporte A, encaja en el agujero destinado para el efecto. Está constituido por un tubo estructural de 1/2". La forma y dimensiones de la pieza se detallan en el plano BIGBAMBOO-MC-MP-007.

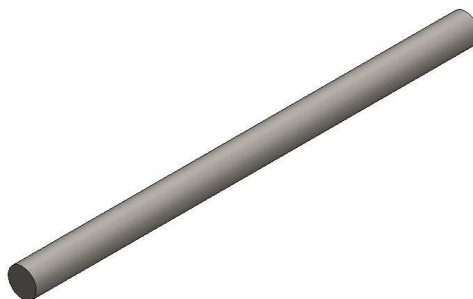


Figura 22. *Diseño tubo de soporte*

3.2. SELECCIÓN DE LOS CILINDROS NEUMÁTICOS (CARGA Y DESCARGA)

Para este procedimiento se siguió la metodología especificada por el catálogo de los cilindros neumáticos marca AIRTAC, el cual se detalla a continuación:

3.2.1. Cálculo del diámetro del tubo del cilindro

Para realizar este cálculo lo primero que se necesita es saber la carga en función de la aplicación requerida, para ello se basó en la siguiente tabla:

Tabla 2.

Determinación del factor de carga

Funcionamiento requerido		Factor de carga η
Funcionamiento estático (amarre, engarce de tornillo a baja velocidad, etc.)		0.7 o menos (70% o menos)
Funcionamiento dinámico	Movimiento horizontal de la carga en la guía	1 o menos (100% o menos)
	Movimiento vertical de la carga en la guía	0.5 o menos (50% o menos)

Fuente: (AIRTAC, 2014)

Para nuestro caso se tendrá dos cilindros neumáticos uno que empujará una carga en forma vertical (anclaje superior) y otro en forma horizontal (anclaje lateral), el factor de carga será 0,5 y 1 respectivamente.

Mediante el software Solidworks se calculó los pesos de las piezas que van a ser empujadas por los cilindros, para ello se selecciona la pieza a pesar y se da clic en Herramientas y luego en propiedades físicas.

Para el anclaje lateral el peso hallado fue de 0.98 kg y para el anclaje superior el peso fue de 7.88 kg.

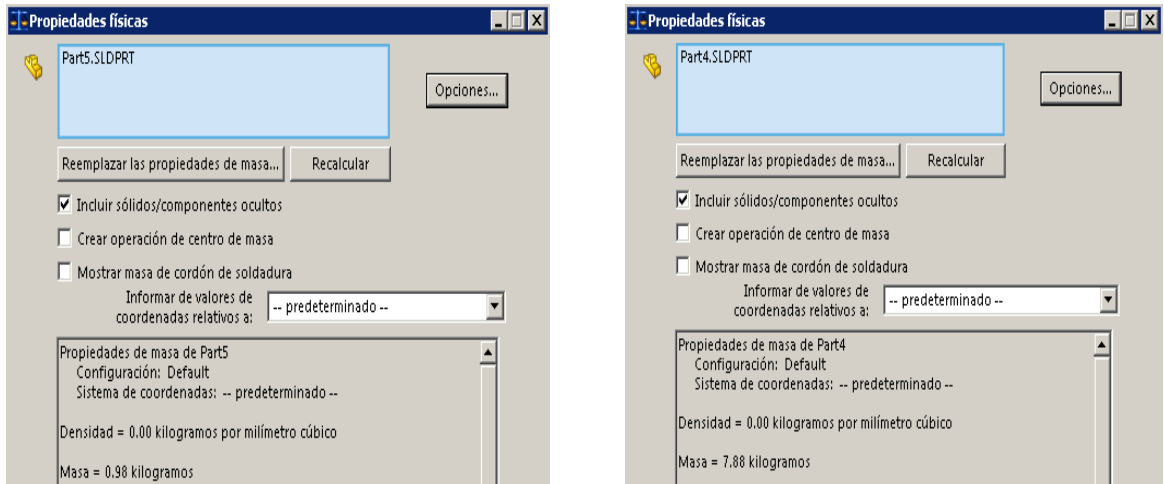


Figura 23. *Peso del anclaje lateral y superior*

A continuación y sabiendo el peso que los cilindros neumáticos van a empujar se calculó el diámetro del tubo del cilindro con la tabla dada a continuación conociendo además que la presión de trabajo va a ser de 0.5 MPa (parámetro de la empresa).

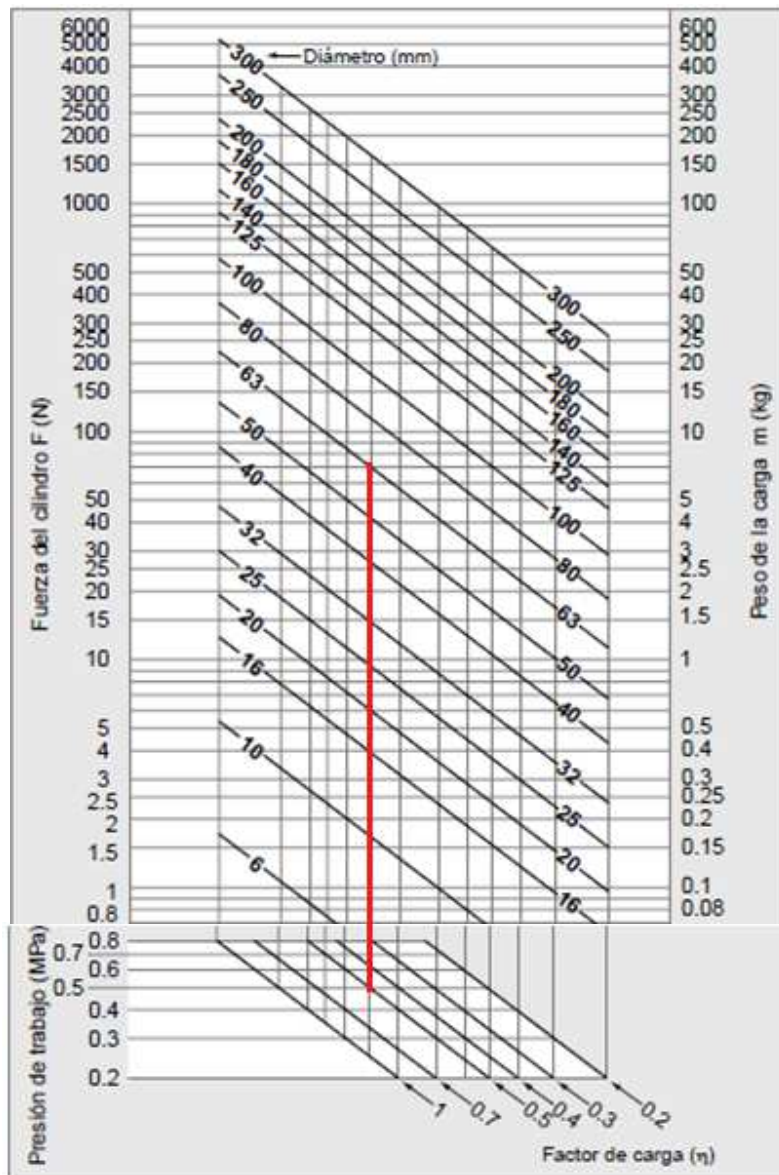


Figura 24. Cálculo diámetro del tubo del cilindro

Fuente: (AIRTAC, 2014)

Se necesita ejecutar el cálculo de los dos cilindros a utilizar, para el efecto se realizó el procedimiento con el cilindro que empuja una carga vertical que de manera análoga será el mismo para el cilindro que empuja una carga horizontal.

Con la tabla descrita anteriormente lo primero que se fijó son en los valores de la parte inferior de la misma, el factor de carga y la presión de trabajo, como

mencionamos antes el valor para una carga vertical es 0.5 y la presión de trabajo es de 0.5 MPa, con la intersección de estos valores trazamos una vertical hacia arriba, y hallamos el diámetro establecido intersecándolo con el peso de la carga, es decir 7.88 kg, el valor del diámetro nos da de 63 mm.

Tabla 3.

Resultados de los diámetros para los cilindros neumáticos

	Anclaje superior (carga vertical)	Anclaje lateral (carga horizontal)
Factor de carga	0.5	1
Presión de trabajo (MPa)	0.5	0.5
Peso (kg)	7.88	0.98
Diámetro del tubo (mm)	63	16

3.2.2. Selección de la longitud del vástago

Primeramente se selección un cilindro neumático de doble efecto ya que en éste la longitud del vástago supera los 100 mm lo cual en el cilindro de simple efecto no ocurre, a continuación se realizará un análisis de ventajas y desventajas de los diversos tipos de cilindros de doble efecto.

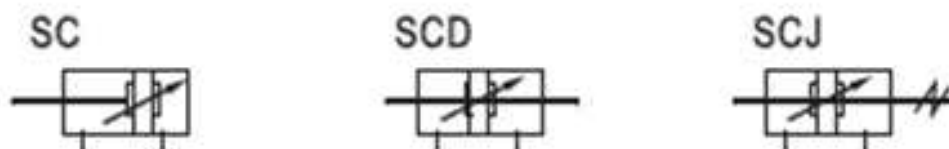


Figura 25. Tipos de cilindros neumáticos

Fuente: (AIRTAC, 2014)

A continuación se detalla su simbología:

- **SC:** Cilindro de doble efecto estándar.
- **SCD:** Cilindro de doble efecto con doble vástago
- **SCJ:** Cilindro de doble efecto con doble vástago y posición ajustable

3.2.2.1 Parámetros de selección

Los principales factores que se deben seleccionar para la alternativa de cilindro de doble efecto son:

- Montaje
- Costo
- Vida útil
- Accesorios

A continuación se realizará la selección por el método ordinal corregido de criterios ponderados, para ello se proponen 3 tipos de alternativas de cilindro de doble efecto que anteriormente se mencionó.

Tabla 4.

Evaluación del peso específico de cada criterio de evaluación

Montaje > Costo > Vida Útil > Accesorios						
Criterio	Montaje	Costo	Vida Útil	Accesorios	$\Sigma+1$	Peso E.
Montaje	-	1	1	1	4	0.40
Costo	0	-	1	1	3	0.30
Vida Útil	0	0	-	1	2	0.20
Accesorios	0	0	0	-	1	0.10
				SUMA	10	1

Tabla 5.

Evaluación del peso específico del criterio “montaje”

Alternativa SC > Alternativa SCD = Alternativa SCJ					
MONTAJE	Cilindro de doble efecto estándar (SC)	Cilindro de doble efecto doble vástago (SCD)	Cilindro de doble efecto doble vástago posición ajustable (SCJ)	$\Sigma+1$	Ponderación
SC	-	1	1	3	0.5
SCD	0	-	0.5	1.5	0.25
SCJ	0	0.5	-	1.5	0.25
			SUMA	6	1

Tabla 6.

Evaluación del peso específico del criterio “costo”

Alternativa SC > Alternativa SCD > Alternativa SCJ					
COSTO	Cilindro de doble efecto estándar (SC)	Cilindro de doble efecto doble vástago (SCD)	Cilindro de doble efecto doble vástago posición ajustable (SCJ)	$\Sigma+1$	Ponderación
SC	-	1	1	3	0.5
SCD	0	-	1	2	0.33
SCJ	0	0	-	1	0.16
			SUMA	6	1

Tabla 7.

Evaluación del peso específico del criterio “vida útil”

Alternativa SC = Alternativa SCD = Alternativa SCJ					
VIDA ÚTIL	Cilindro de doble efecto estándar (SC)	Cilindro de doble efecto doble vástago (SCD)	Cilindro de doble efecto doble vástago posición ajustable (SCJ)	$\Sigma+1$	Ponderación
SC	-	0.5	0.5	2	0.33
SCD	0.5	-	0.5	2	0.33
SCJ	0.5	0.5	-	2	0.33
			SUMA	6	1

Tabla 8.

Evaluación del peso específico del criterio “accesorios”

Alternativa SC = Alternativa SCD = Alternativa SCJ					
ACCESORIOS	Cilindro de doble efecto estándar (SC)	Cilindro de doble efecto doble vástago (SCD)	Cilindro de doble efecto doble vástago posición ajustable (SCJ)	$\Sigma+1$	Ponderación
SC	-	0.5	0.5	2	0.33
SCD	0.5	-	0.5	2	0.33
SCJ	0.5	0.5	-	2	0.33
			SUMA	6	1

Tabla 9.

Tabla de conclusiones

Selección del cilindro neumático de doble efecto										
Soluciones	Montaje		Costo		Vida Útil		Accesorios		Σ	Prioridad
	Pond	Peso	Pond	Peso	Pond	Peso	Pond	Peso		
SC	0.50	0.40	0.50	0.30	0.33	0.20	0.33	0.10	0.45	1
SCD	0.25	0.40	0.33	0.30	0.33	0.20	0.33	0.10	0.30	2
SCJ	0.25	0.40	0.16	0.30	0.33	0.20	0.33	0.10	0.25	3

En base a los resultados de la anterior tabla se escogió el cilindro de doble efecto estándar (SC); además en base a este modelo se podrá escoger la longitud del vástago que para nuestro caso será de 100 mm, debido a los parámetros de los brazos estructurales.

Bore size (mm)	Standard stroke (mm)																Max. std stroke	Max. stroke					
32	25	50	75	80	100	125	150	160	175	200	250	300	350	400	450	500	1000	2000					
40	25	50	75	80	100	125	150	160	175	200	250	300	350	400	450	500	600	700	800	1200	2000		
50	25	50	75	80	100	125	150	160	175	200	250	300	350	400	450	500	600	700	800	900	1000	1200	2000
63	25	50	75	80	100	125	150	160	175	200	250	300	350	400	450	500	600	700	800	900	1000	1500	2000
80	25	50	75	80	100	125	150	160	175	200	250	300	350	400	450	500	600	700	800	900	1000	1500	2000
100	25	50	75	80	100	125	150	160	175	200	250	300	350	400	450	500	600	700	800	900	1000	1500	2000

Figura 26. Longitud del vástago en los cilindros neumáticos

Fuente: (AIRTAC, 2014)

Con los resultados anteriores y tomando en cuenta que se quiere obtener la misma velocidad del émbolo para que el empuje sea uniforme, se seleccionó 4 cilindros AIRTAC modelo SC63X100 es decir 63 mm de diámetro del tubo del cilindro y 100 mm de longitud del vástago.

3.2.3. Cálculo del consumo de aire del cilindro y volumen de aire requerido

En equipos que utilizan cilindros, el consumo de aire es el volumen de aire consumido en el cilindro, o en el conexionado entre el cilindro y la electroválvula, cada vez que funciona la electroválvula. Esto es necesario para seleccionar un compresor y para calcular los costes. El volumen de aire requerido es el volumen de aire necesario para hacer funcionar una carga a una velocidad determinada y es necesario para seleccionar el equipo F.R.L. (filtro, regulador, lubricador) o el tamaño del conexionado de alimentación.

En el caso de un cilindro de doble efecto se desarrolla fuerza en los dos movimientos del vástago, lo que ocurre es que la superficie útil es diferente, en la carrera de avance será la que ofrece el embolo, que es mayor que la superficie útil durante la carrera de retroceso, puesto que a la superficie del émbolo se le tiene que restar la superficie del vástago, por ello la fuerza será mayor en la carrera de avance que en la de retroceso:

$$F_{real} = F_{ideal} * \eta \quad (3.1)$$

$$F_{real} = \rho * S_{embolo} * \eta$$

Donde:

S : superficie émbolo (m^2)

ρ : presión trabajo (Pa)

η : rendimiento (85%)

- Fuerza de avance. La presión actúa sobre la superficie total del embolo, por lo que la fuerza será:

$$F_{real} = \rho * S_{embolo} * \eta = 0.5 \times 10^6 * \frac{\pi * 0.063^2}{4} * 0.85 = \mathbf{1324.83 \text{ N}}$$

• Fuerza de retroceso. En esta carrera se tiene que restar la superficie del vástago de la del émbolo:

$$F_{real} = \rho * S_{embolo} * \eta = 0.5 \times 10^6 * \frac{\pi * (0.063^2 - 0.02^2)}{4} * 0.85 = \mathbf{1191.31 N}$$

Se comprueba que es mayor la fuerza en la carrera de avance que en la de retroceso.

• Consumo de aire. Para determinar el consumo de aire se deben tener en cuenta las dos cámaras del cilindro, tanto la de avance como la de retroceso.

El volumen en cada ciclo será:

$$V = V_{av} + V_{ret} = \frac{\pi * (2 * \phi_e^2 - \phi_v^2)}{4} * e \quad (3.2)$$

Donde:

ϕ_e : diámetro del émbolo(m)

ϕ_v : diámetro del vástago(m)

e : carrera del vástago (m)

$$V = \frac{\pi * (2 * 0.063^2 - 0.02^2)}{4} * 0,1 = \mathbf{5.92 \times 10^{-4} \frac{m^3}{ciclo}}$$

Consumo de aire en cada maniobra:

Sabiendo que nuestro cilindro realiza una maniobra de 8 ciclos por minuto tendremos:

$$Q_{man} = n * V = 8 \frac{ciclos}{min} * 5.92 \times 10^{-4} \frac{m^3}{ciclo} = \mathbf{4.74 \times 10^{-3} \frac{m^3}{min}} \quad (3.3)$$

Finalmente el diseño de los brazos estructurales incluidos los cilindros neumáticos quedaría de la siguiente manera:

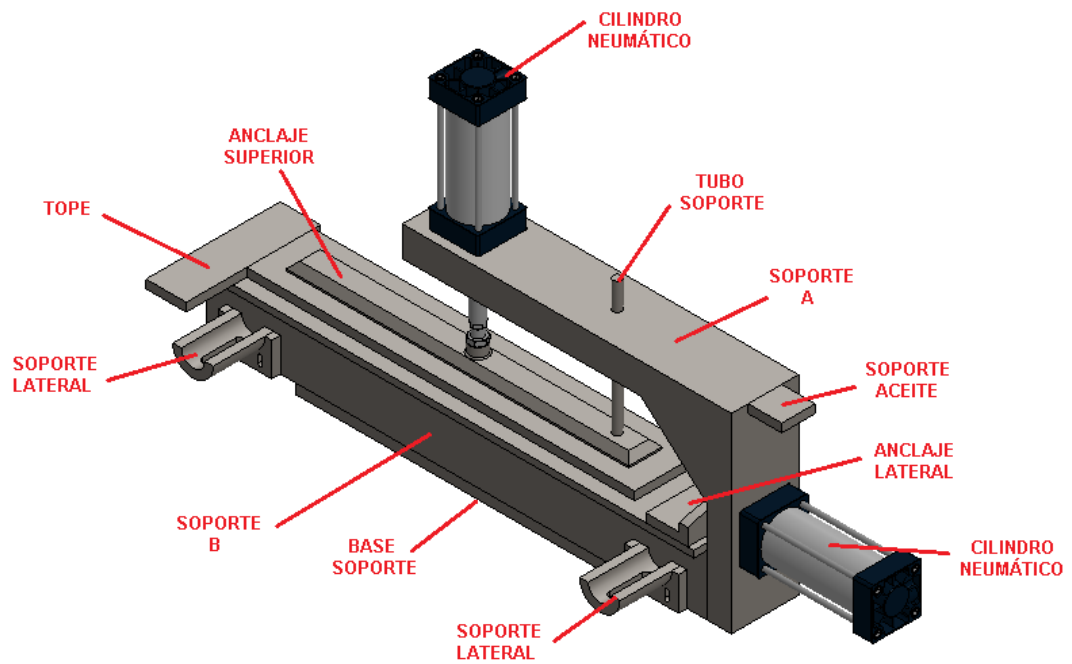


Figura 27. *Diseño final de los brazos estructurales*

3.3. SELECCIÓN DE LAS GUÍAS LINEALES.

Los rodamientos lineales son elementos de rodadura para movimientos de traslación. Igual que en el caso de los rodamientos rotativos, se distingue si las fuerzas que se producen son transmitidas por elementos rotativos o por elementos de fricción.

Estos elementos, que ocupan un espacio constructivo mínimo, soportan elevadas cargas, son bajos de fricción y muy rígidos, están disponibles con guía lineal con jaula o como sistema de guiado con recirculación. Gracias a su construcción compacta, sustituyen a menudo rodaduras que necesitan un espacio constructivo notablemente mayor.

Las guías se componen de una unidad carril-carro y un sistema de ejes-rodamiento lineal, dispuestas entre los carriles. Las unidades lineales accionados son sistemas completos de uno o de varios ejes, con sistema de guiado mecánico, motor eléctrico y un control ajustado al sistema.

3.3.1. Ventajas y características de las guías lineales

3.3.1.1. Alta Precisión de Posicionamiento

Cuando una carga es conducida por una guía lineal, la fricción que existe entre la carga y la bancada, es la fricción que producen las bolas o los rodillos. El coeficiente de fricción es sólo el 1/50 del coeficiente de fricción de los sistemas de guiado tradicionales, y la diferencia entre los coeficientes de rozamiento de las cargas dinámica y estática es muy pequeña. Por lo tanto, no habría deslizamiento de la carga mientras ésta está en movimiento.

3.3.1.2. Larga vida útil con movimiento de alta precisión

Con un carro lineal tradicional, los errores en precisión están causados por el flujo a contracorriente que genera la película de lubricante. Por otra parte, la lubricación insuficiente genera desgaste en dichas superficies. Todo esto, los vuelve cada vez más imprecisos. En contraste, los elementos de rodadura como las bolas y los rodillos, tienen poco desgaste y garantizan una alta precisión de desplazamiento con una larga vida útil y un movimiento suave.

3.3.1.3. Es posible alcanzar una alta velocidad con poca potencia

Esto es posible porque las guías lineales tienen un bajo coeficiente de fricción, y por ello necesitan poca potencia para mover una carga. Esto da como resultado un gran ahorro energético, especialmente en las partes móviles de la aplicación.

3.3.1.4. Misma capacidad de carga en todas las direcciones

Con este diseño especial, las guías lineales pueden soportar cargas en sentido vertical u horizontal. Los carros lineales convencionales, sólo soportan pequeñas cargas y en la dirección paralela a la superficie de contacto. Los sistemas tradicionales son inapropiados para soportar cargas en diferentes direcciones.

3.3.1.5. Fácil montaje

El montaje de las guías lineales es realmente fácil. Rectificando la bancada, siguiendo el procedimiento recomendado para su instalación y ajustando los tornillos con el par de apriete indicado, se puede alcanzar un movimiento lineal de alta precisión.

3.3.1.6. Fácil lubricación

En los sistemas de guiado tradicional, la lubricación insuficiente causa desgaste en las superficies de contacto. Resulta difícil, en éstos sistemas, abastecer de suficiente lubricación a las superficies de contacto porque no es fácil encontrar un punto de lubricación apropiado. Con las guías lineales de recirculación de bolas o de rodillos, la grasa es muy fácilmente suministrada a través del engrasador que lleva incorporado el patín. Es posible también, utilizar un sistema de lubricación centralizado, conectando un adaptador especial al sistema de lubricación.

3.3.1.7. Intercambiabilidad

Comparadas con los tradicionales sistemas de carros cuadrados o en forma de V, las guías lineales pueden ser cambiadas con mucha facilidad. En caso de necesitar una clase de precisión muy elevada, se recomienda pedir un sistema conjunto de patín y raíl montados y no intercambiables. Para el funcionamiento de nuestra máquina estas guías lineales resultan muy óptimas, ya que el producto deberá ser desplazado en línea recta para cumplir el proceso.

3.3.2. Selección de guías lineales

Para la selección de la guía lineal se debe tomar en consideración los siguientes parámetros:

- Tipo de aplicación
- Espacio disponible
- Determinación de la precarga
- Magnitud y dirección de las cargas
- Recorrido

- Identificación de rigidez
- Cálculo de la vida de servicio
- Selección de lubricación

3.3.2.1. Selección de series

Serie HG: Fresadoras, tornos, centros de mecanizado, rectificadoras.

Serie EG: Automatismos, dispositivos automáticos de dotación, maquinaria para trabajar madera, equipos de medición, dispositivos de fabricación de semiconductores

Serie QE/QH: Automatismos, dispositivos automáticos de dotación, equipos de medición, cortadora láser, dispositivos de fabricación de semiconductores. Esta serie puede ser utilizada en industria de alta tecnología que requiera alta velocidad y bajo nivel de ruido

Serie WE: Dispositivos automáticos de dotación, equipos de medición, aparatos de medicina, dispositivos de fabricación de semiconductores

Serie MGN/ MGW: Dispositivos miniatura, dispositivos de fabricación de semiconductores, equipo médico y de laboratorio

Serie RG: Centros CNC, maquinaria para corte por láser, prensa de estampación, maquinaria de fundición por inyección

3.3.2.2. Determinación de la precarga

La precarga es una carga que actúa en el interior del patín sobre los elementos de rodadura, para eliminar el juego y aumentar la rigidez del patín, pero manteniendo la precisión. Para ello se utilizan bolas sobredimensionadas. Se recomiendan precargas no superiores a ZA para patines cuyo tamaño sea inferior a 20 para evitar que demasiada precarga afecte a la vida útil de la guía lineal.

Tabla 10.

Grados de precarga

Grado	Código	Precarga Fpr	Condición	Ejemplos de aplicación
Precarga ligera	ZO	0~0.02C	Requerimientos de precisión baja.	Transportadores, máquinas de embalaje, aplicaciones para industria en general, pinzas de soldadura.
Precarga media	ZA	0.03C~0.05C	Requerimientos de Precisión alta.	Centros de mecanizado, mesas X-Y, CNC, tornos, fresadoras, equipos de medición, aplicaciones en la industria en general.
Precarga alta	ZB	0.06C~0.08C	Alta rigidez, aplicaciones con impactos y vibraciones	Centros de mecanizado, CNC, prensas, máquinas de Corte.

Fuente: (TECNOPOWER, 2014)

Para nuestro caso elegimos una precarga media, ya que es necesario obtener una precisión alta en el proceso.

$$F_{pr} = 0.05 * 410 \text{ N} = 20 \text{ N} \quad (3.4)$$

El valor de $C = 410 \text{ N}$ se calcula a continuación.

3.3.2.3. Carga dinámica equivalente

Para determinar el peso de cada elemento que soportan las guías lineales, se utilizó el software Solidworks, con el cual se encontró que el peso de los brazos estructurales incluidos los cilindros neumáticos es de 52.04 kg o 510 N y el soporte que se encuentra sobre las guías lineales es de 5.59 kg o 55 N, como se muestra en la figura 28.

Ya que la carga está repartida sobre los dos rodamientos lineales la carga dinámica equivalente para cada rodamiento es: (Obtenido de: SKF, 2014).

$$P1 = \frac{W}{2} + \frac{F}{2} - \frac{F*b}{2*d} \quad (3.5)$$

Donde,

$$W = 5.59 \text{ kg}$$

$$F = 52.04 \text{ kg}$$

$b =$ distancia de la guía al centro de masa del cuerpo

$d =$ distancia entre las guías lineales

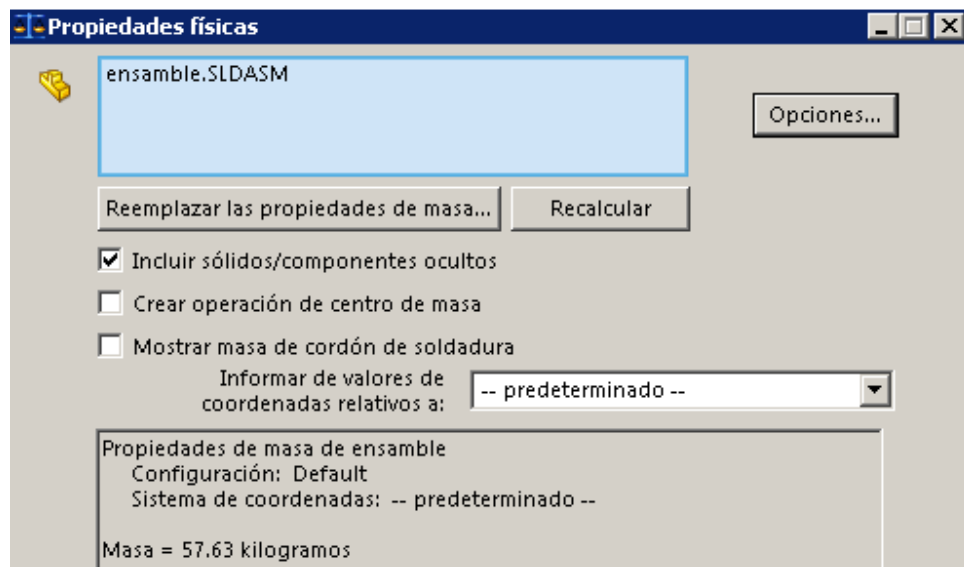


Figura 28. Peso de los brazos estructurales

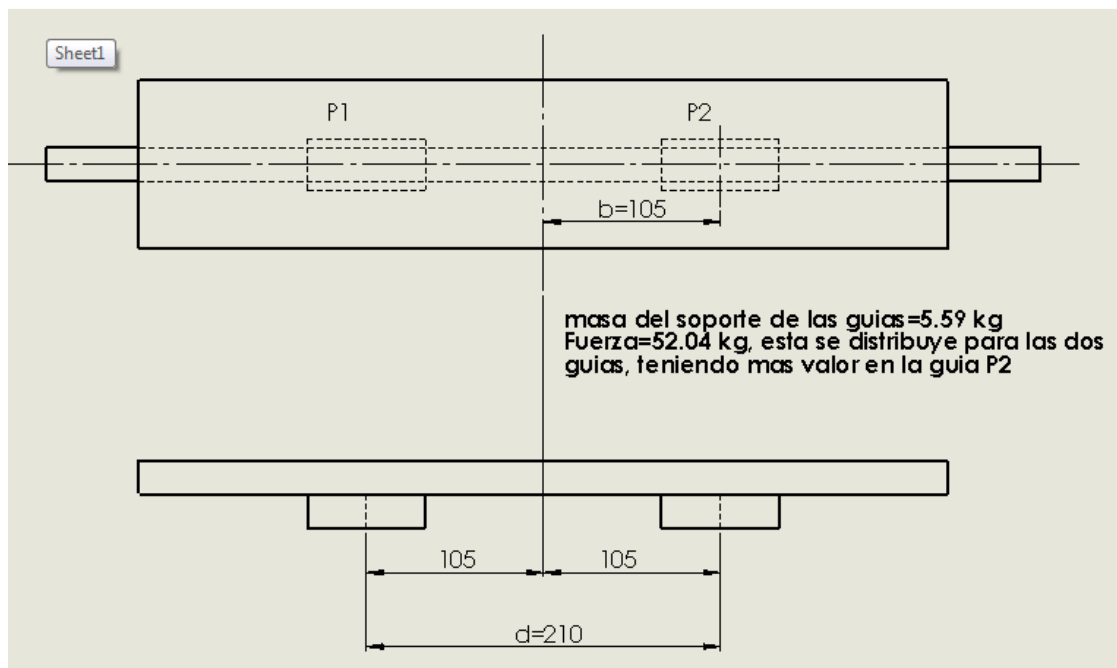


Figura 29. Disposición de la carga que soportan las guías

$$P1 = \frac{5.59}{2} + \frac{52.04}{2} - \frac{52.04 * 105}{2 * 210}$$

$P1 = 15.81 \text{ kg}$, Carga dinamica en la guía P1

$$P2 = \frac{W}{2} + \frac{F}{2} + \frac{F * b}{2 * d}$$

$$P2 = \frac{5.59}{2} + \frac{52.04}{2} + \frac{52.04 * 105}{2 * 210}$$

$$P2 = 41.83 \text{ kg}, \quad \text{Carga dinamica en la guia P2}$$

El análisis posterior se le hará teniendo en cuenta el valor de la carga dinámica sobre P2, ya que esta es la que soporta mayor carga.

$$Fm = 410 \text{ N} \quad \text{carga dinamica equivalente para cada rodamiento}$$

3.3.2.4. Factor de temperatura (F_T)

Cuando un sistema de movimiento lineal está sometido a temperaturas por encima de los 100°C, se debe introducir el factor de temperatura para tener en cuenta los efectos adversos de las altas temperaturas.

Tabla 11.

Factor de temperatura

Temperatura del rodamiento	100	125	150	175	200
Factor de temperatura f_t	1	0.92	0.85	0.77	0.70

Fuente: (TECNOPOWER, 2014)

Dado que las condiciones ambientales de la empresa en la cual estará instalada la maquina no sobrepasa los 40°C, el factor de temperatura $F_T=1$.

3.3.2.5. Factor de dureza (F_H)

Para que un sistema de movimiento lineal desarrolle su capacidad de transporte de carga óptima, la dureza de los anillos de rodadura debe ser de HRC 58 a 64. Si la dureza es menor a esto, tanto el valor básico de carga dinámica como el valor básico de carga estática disminuyen. Cada valor se debe multiplicar por el factor de dureza (F_H).

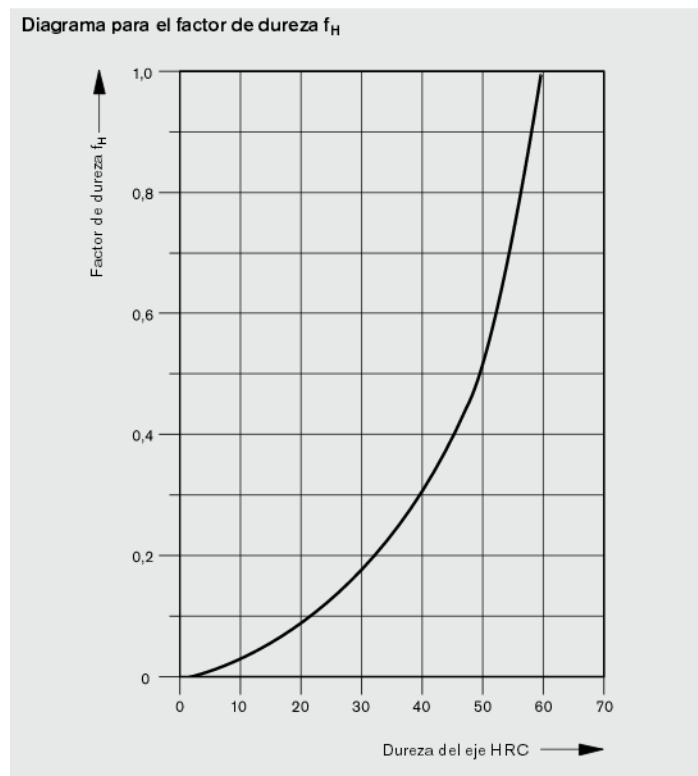


Figura 30. Gráfico del factor de dureza

Fuente: (TECNOPOWER, 2014)

Suponiendo un grado de dureza de los anillos de rodadura de HRC 60, el factor de dureza $F_H=1$.

3.3.2.6. Factor de carga (F_w)

Las máquinas de movimiento alternativo tienden a producir vibraciones e impactos. Generalmente, las vibraciones en operaciones a alta velocidad, impactan en las cargas debido a que los arranques y paradas reiteradas de otras cargas variables no se pueden calcular con precisión. Cuando las cargas reales ejercidas sobre el sistema de movimiento lineal sean difíciles de calcular o cuando la velocidad y las vibraciones afecten las condiciones de carga significativamente, se deben dividir los valores de carga básica (C) y (C_0) por los factores de carga obtenidos experimentalmente que se muestran en la siguiente tabla.

Tabla 12.

Factor de carga

Impactos y vibraciones	Velocidad (V)	Vibraciones medidas (G)	F_w
Sin impactos o vibraciones externas	A baja velocidad $V \leq 15 \text{m/min}$	Aceleración correspondiente $\leq 0.5G$	1~1.5
Sin impacto o vibración importante	A velocidad media $15 < V \leq 60 \text{m/min}$	$0.5 < G \leq 1.0$	1.5~2.0
Con impactos y vibraciones externas	A velocidad alta $V > 60 \text{m/min}$	$1 < G \leq 2.0$	2.0~3.5

Fuente: (TECNOPOWER, 2014)

Tomando en cuenta el proceso que realiza la máquina y considerando que no existen impactos o vibraciones de gran escala, se escoge $F_w=1.5$

3.3.2.7. Factor de duración de vida (F_L)

Para determinar este factor es necesario encontrar la duración de vida L de todo el recorrido, expresada en metros, para lo cual tenemos los siguientes parámetros:

$$L = 2 * s * ns * 60 * F_L \quad (3.6)$$

Donde

$s =$ longitud de la carrera

$ns =$ frecuencia de la carrera

$F_L =$ duracion de vida nominal en horas

Teniendo en cuenta que la distancia que se desplazan las guías es de 2 m, con una frecuencia de 50 carreras y que su vida mínima que deberá ser de 8000 h, tenemos:

$$L = 960 * 10^5 m$$

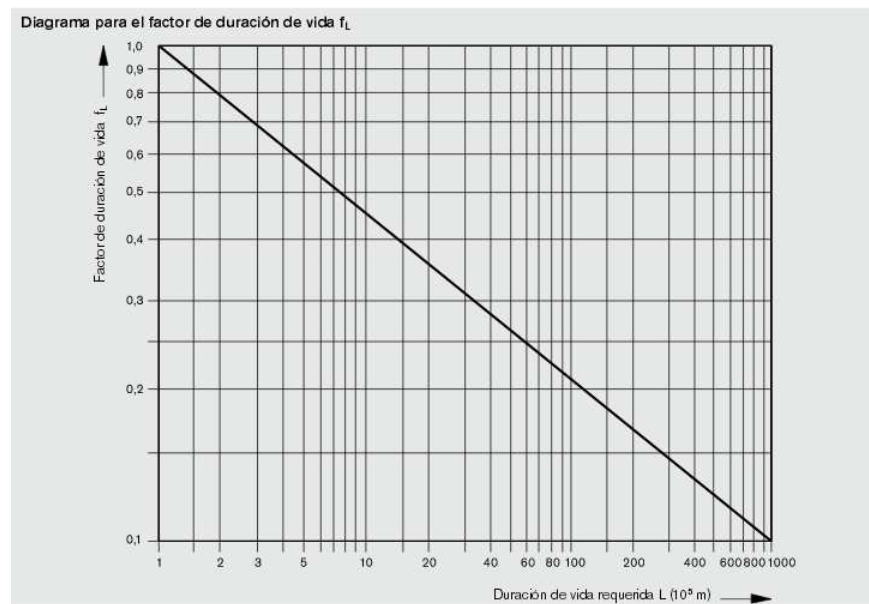


Figura 31. Gráfico del factor de duración de vida

Fuente: (TECNOPOWER, 2014)

Fijándonos en el diagrama de duración de vida, encontramos un $F_L=0.15$

3.3.2.8. Capacidad de carga requerida

$$C_{req} = \frac{F_m}{f_t * f_H * f_w * f_L} \quad (3.7)$$

$$C_{req} = \frac{410}{1 * 1 * 1.5 * 0.15} = 1822 \text{ N}$$

El rodamiento lineal con la capacidad de carga superior sería: LLTHC15SU.

La capacidad de carga dinámica $C = 2020 \text{ N}$.

La capacidad de carga estática $C_o = 1050 \text{ N}$.

Tamaño=15

3.3.2.9. Cálculo de la carga de seguridad estática

La carga de seguridad estática S_o sirve para evitar deformaciones permanentes en las pistas de rodadura y en los cuerpos rodantes. Es la relación entre capacidad de carga estática C_o y la carga máxima presente F_o máx.

$$S_o = \frac{C_o}{F_o \text{ máx}} \quad (3.8)$$

$$S_o = \frac{1050}{410}$$

$$S_o = 2.56$$

Las condiciones de aplicación definidas requieren de una carga de seguridad $S_0 = 2 \dots 4$, la cual se cumple con los valores ya calculados.

Tabla 13.

Factor de seguridad

Condiciones de aplicación	S_o
Condiciones de aplicación normales	1...2
Con pocos golpes o vibraciones	2...4
Con moderados golpes o vibraciones	3...5
Con fuertes golpes o vibraciones	4...6
Con parámetros de carga desconocidos	6...15

Fuente: (TECNOPOWER, 2014)

3.4. DISEÑO DE LA ESTRUCTURA PARA LOS CARRILES GUÍA.

Este componente servirá de soporte para el carril guía por donde los brazos estructurales realizarán el movimiento de traslación para el desarrollo del proceso. Constará de dos partes principales, la base superior y la base inferior.

El material que se va a utilizar es el Acero ASTM A36 y su espesor será de 1/4 de pulgada, además para el diseño de esta pieza hueca se procedió a soldar las planchas mediante el electrodo E7018.

3.4.1. Base superior.

Componente que servirá de apoyo para el carril guía y los brazos estructurales está localizado y sujeto por debajo del carril guía, en su parte interior está conformado por varias divisiones, a una distancia determinada, que sirven de soporte para la cadena de transmisión. Está constituido por siete placas soldadas entre sí y cuatro placas internas que constituyen las divisiones. La forma y dimensiones de la pieza se detallan en el plano BIGBAMBOO-MC-MP-011.

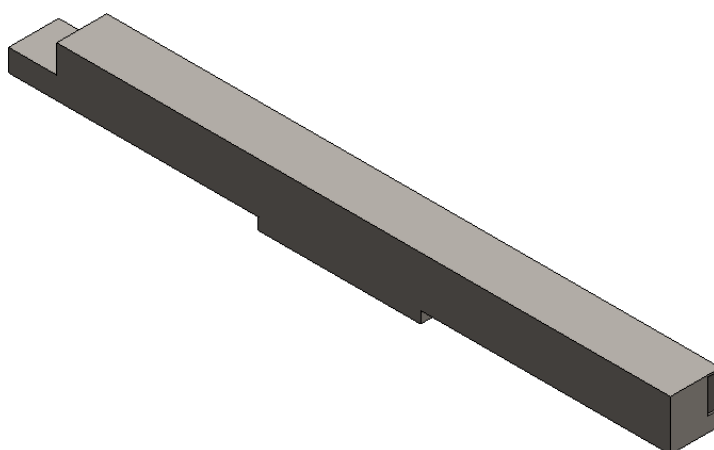


Figura 32. *Diseño de la base superior*

3.4.2. Base inferior.

Componente de apoyo para la base superior que estará unido a la bancada de la máquina, está soldado a la parte media de la base superior. Está constituido por diez placas soldadas entre sí. La forma y dimensiones de la pieza se detallan en el plano BIGBAMBOO-MC-MP-012.

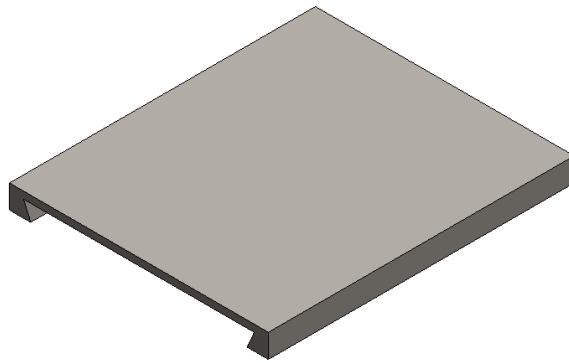


Figura 33. *Diseño de la base inferior*

3.4.3. Tensador externo e interno.

Componente de apoyo para el engrane, que contiene la cadena doble de transmisión, que estará empernado en la base superior, posee un mecanismo con un tornillo que atraviesa la pieza que permite mediante ajuste tensar la cadena de transmisión. El tensador externo consta de una placa mientras que el tensador interno consta de dos placas soldadas entre sí. La forma y dimensiones de las piezas se detallan en el plano BIGBAMBOO-MC-MP-013.

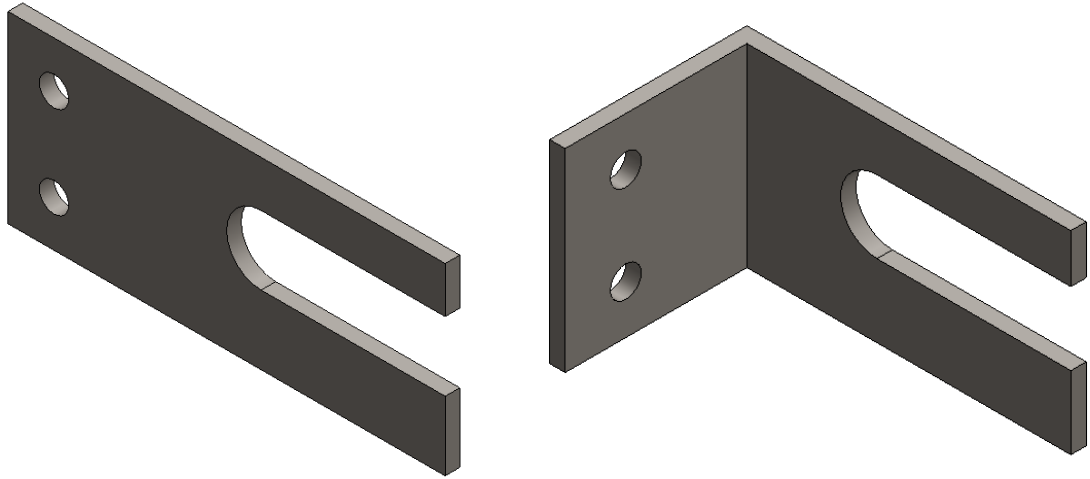


Figura 34. *Diseño del tensador externo e interno respectivamente*

3.5. DISEÑO DE LA ESTRUCTURA DE SOPORTE PARA EL PROCESO DE CORTE Y MOLDURADO.

Este componente servirá de soporte para los tres motores por lado que posee nuestra máquina y de los demás componentes que intervienen en el proceso tales como sierras y fresas. Constará de cuatro partes principales, el soporte de motores, base soporte, placa guía de los motores y la estructura para las fresas.

El material que se va a utilizar para el soporte de motores será hierro fundido ya que se necesita una estructura sumamente sólida para resistir el peso de los motores, la empresa que colaborará a la realización de esta pieza será FUNDIMET que cumple con todas las normas de calidad y normas INEN 2499 para la fundición nodular por medio de hierro; para los otros elementos se utilizará el acero ASTM A36 y su espesor será de 1 de pulgada, además para el diseño de esta pieza se procedió a soldar las planchas mediante el electrodo E7018.

3.5.1. Soporte de motores.

Componente de apoyo para los tres motores que realizan el proceso de corte y moldurado, el elemento está soldado a la base soporte en su parte superior. Esta pieza debe poseer una estructura maciza para que resista el peso de los tres motores y el trabajo realizado por los mismos, razón por la cual será fabricado de hierro fundido. La forma y dimensiones de la pieza se detallan en el plano BIGBAMBOO-MC-MP-017.

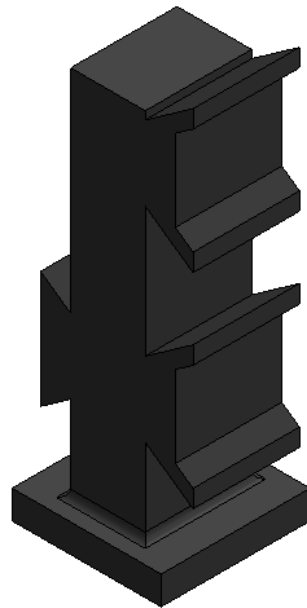


Figura 35. *Diseño del soporte de los motores*

3.5.2. Base soporte.

Componente que servirá de apoyo para el soporte de los motores, estará unido a la bancada en su parte superior. Está constituido por diez placas soldadas entre sí. La forma y dimensiones de la pieza se detallan en el plano BIGBAMBOO-MC-MP-012.

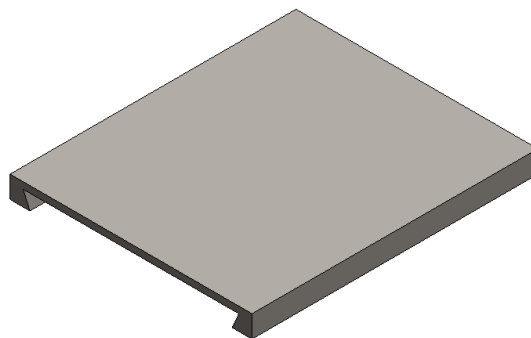


Figura 36. *Diseño de la base soporte*

3.5.3. Placa guía de los motores.

Debido a especificaciones dadas por la empresa la longitud de corte deberá ser modificable, por esta razón la distancia entre los motores debe variar. Para que esto resulte posible nuestra placa tendrá agujeros largos redondeados en los cuales ingresarán las cuatro patas de soporte del motor. La forma y dimensiones de la pieza se detallan en el plano BIGBAMBOO-MC-MP-018.

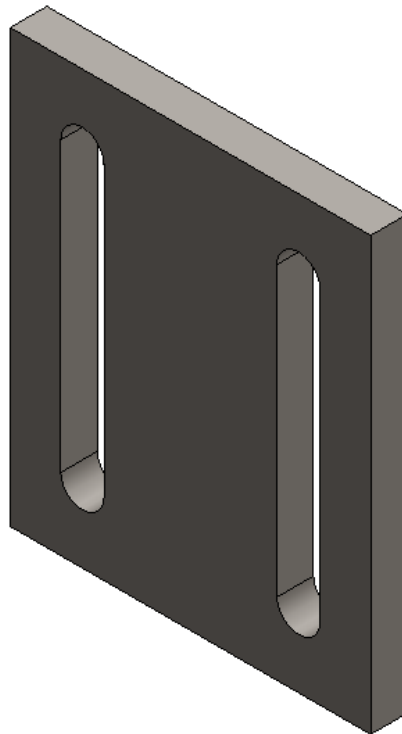


Figura 37. *Diseño de la placa guía de los motores*

3.5.4. Estructura de las fresas.

Este ensamblaje estará conformado por tres piezas principales, el acople de las fresas, chumaceras de soporte y la carcasa de protección.

3.5.4.1. Acople de las fresas

Debido a que la fresa debe estar en una posición horizontal para que realice el proceso de moldurado, vamos a implementar un acople por el cual se transmitirá el movimiento desde el motor hacia la fresa mediante una banda.

El material a utilizar será un eje de transmisión AISI 4340 con radio de 30 mm para que pueda encajar perfectamente en el agujero que posee la fresa. La siguiente figura muestra el diseño del eje a construir, las dimensiones y características de la pieza se detallan en el plano BIGBAMBOO-MC-MP-019.



Figura 38. *Diseño del acople para las fresas de moldurado*

3.5.4.2. Chumaceras de soporte

La chumacera es una combinación de un rodamiento radial de bolas, sello, y un alojamiento de hierro colado de alto grado o de acero prensado, suministrado de varias formas. La superficie exterior del rodamiento y la superficie interior del alojamiento son esféricas, para que la unidad sea autoalineable.

Para la selección de nuestra chumacera se utilizó el catálogo NTN para chumaceras, además se debe tomar en cuenta el radio del acople de las fresas que es de 30 mm, para que este elemento se pueda sostener en forma vertical este estará sujeto a las chumaceras soldadas a los soportes de los motores mediante prisioneros propios del modelo de la chumacera y debido a las condiciones de montaje se seleccionó el modelo **UCHP204D1**, las dimensiones y medidas de la misma se detallan en el anexo F.

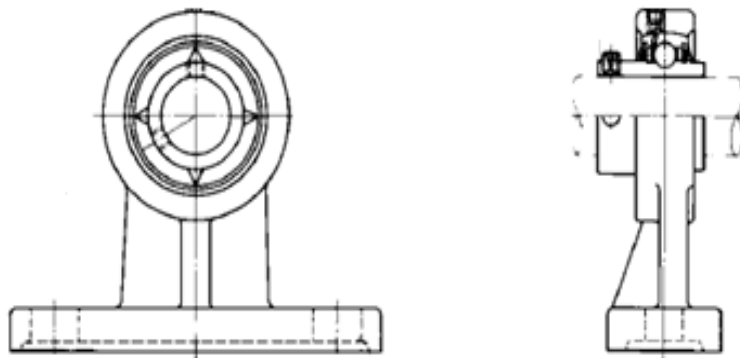


Figura 39. *Modelo seleccionado de la chumacera*

Fuente: (NTN, 2014)

3.5.4.3. Carcaza de protección

Debido al polvo y a las trozos de bambú que se desprenden a la hora del corte y moldurado, el eje de las fresas debe estar protegido para que su funcionamiento sea el adecuado, razón por la cual fue necesario el diseño de este componente. Está constituido por una placa doblada. La forma y dimensiones de la pieza se detallan en el plano BIGBAMBOO-MC-MP-019.

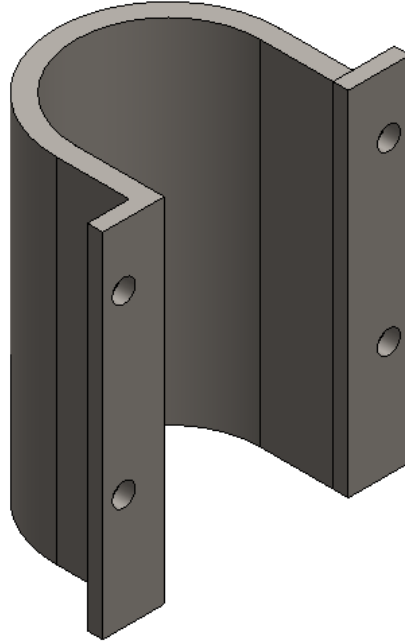


Figura 40. *Diseño de la carcasa de protección*

3.6. DISEÑO DE LA ESTRUCTURA PARA EL CILINDRO NEUMÁTICO DE SALIDA DEL MATERIAL.

El proceso final consiste en expulsar la duela de bambú terminada de la máquina para lo cual se cuenta con otro cilindro de descarga que empujará la duela de bambú, este cilindro debe tener un soporte metálico para poder realizar esta función, a continuación se detallarán los componentes para este diseño el cual será fabricado en acero ASTM A 36 y con planchas de espesor de 1/2 pulgada.

3.6.1. Soporte del cilindro.

Componente de apoyo para el cilindro neumático que estará empernado a la base del cilindro en su parte superior, en su parte superior posee cuatro agujeros, tres de los cuales son del cilindro y sus apoyos y el restante corresponde al agujero del sensor inductivo. Está constituido por tres placas soldadas entre sí. La forma y dimensiones de la pieza se detallan en el plano BIGBAMBOO-MC-MP-024.

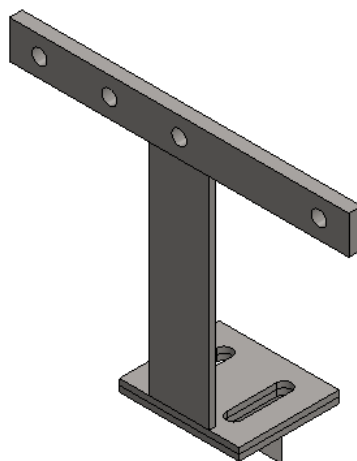


Figura 41. *Diseño del soporte del cilindro*

3.6.2. Base del cilindro.

Componente de apoyo para el soporte del cilindro neumático que estará soldado la base superior de la estructura para los carriles guía, en su parte inferior está soldado a un nervio de anclaje para un mejor apoyo. La forma y dimensiones de la pieza se detallan en el plano BIGBAMBOO-MC-MP-028.

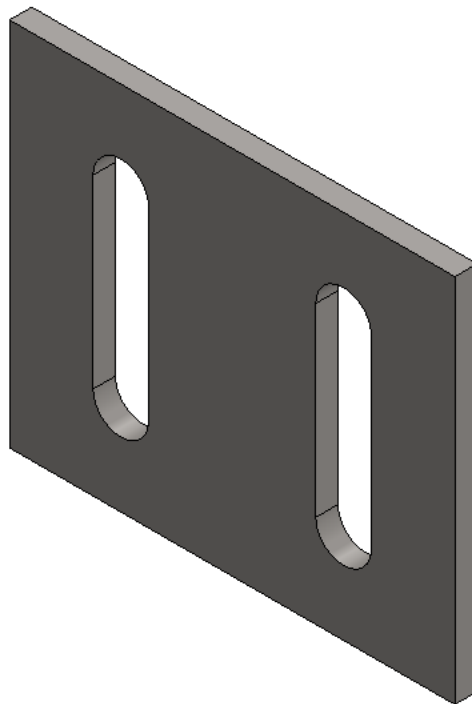


Figura 42. *Diseño de la base del cilindro*

3.6.3. Nervio de anclaje.

Componente de apoyo para el base del cilindro, estará soldado al mismo y a la base superior de la estructura de los carriles guía, su función principal es proporcionar soporte a toda la estructura metálica para el cilindro neumático. La forma y dimensiones de la pieza se detallan en el plano BIGBAMBOO-MC-MP-027.

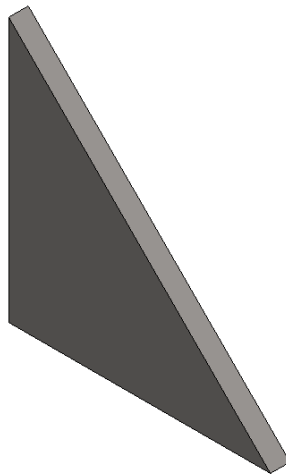


Figura 43. *Diseño del nervio de anclaje*

3.6.4. Anclaje principal.

Componente que será accionado por el cilindro neumático y será el encargado de empujar la duela de bambú para salir de la máquina, estará sujeto por los apoyos del cilindro neumático para que el movimiento lineal que realiza sea más estable. La forma y dimensiones de la pieza se detallan en el plano BIGBAMBOO-MC-MP-026.

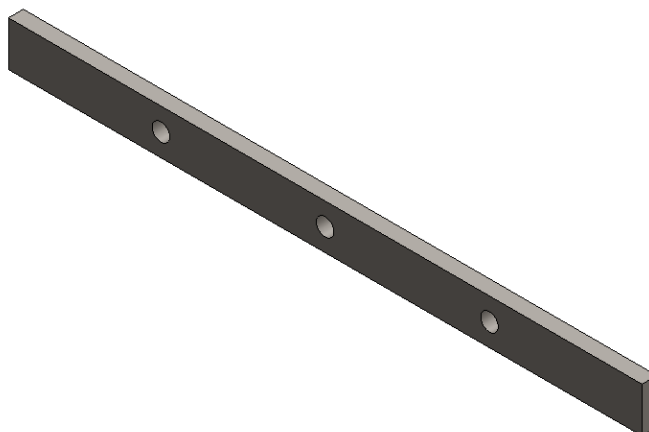


Figura 44. *Diseño del anclaje principal*

3.7. SELECCIÓN DEL CILINDRO NEUMÁTICO (SALIDA DEL MATERIAL).

Para este procedimiento se siguió la metodología especificada por el catálogo de los cilindros neumáticos marca AIRTAC, el cual se detalla a continuación:

3.7.1. Cálculo del diámetro del tubo del cilindro

Para realizar este cálculo lo primero que se necesita es saber la carga en función de la aplicación requerida, para ello se basó en la siguiente tabla:

Tabla 14.
Determinación del factor de carga

Funcionamiento requerido		Factor de carga η
Funcionamiento estático (amarre, engarce de tornillo a baja velocidad, etc.)		0.7 o menos (70% o menos)
Funcionamiento Dinámico	Movimiento horizontal de la carga en la guía	1 o menos (100% o menos)
	Movimiento vertical de la carga en la guía	0.5 o menos (50% o menos)

Fuente: (AIRTAC, 2014)

Para nuestro caso se va a tener un cilindro neumático que empujará una carga en forma horizontal (anclaje principal) por lo tanto el factor de carga tendrá el valor de 1.

Mediante el software Solidworks se pudo calcular el peso de las pieza que va a ser empujada por el cilindro, para ello se seleccionó la pieza a pesar y se da clic en Herramientas y luego en propiedades físicas.

Para el anclaje principal el peso hallado fue de 2.01 kg.

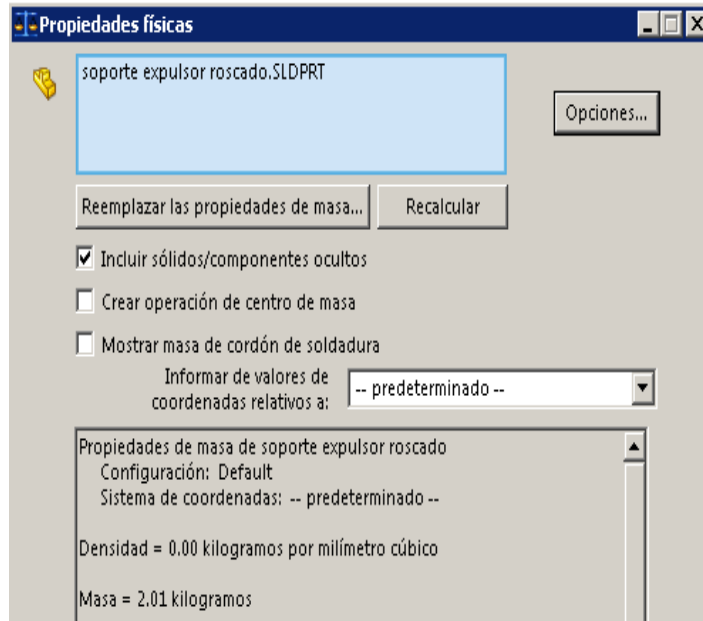


Figura 45. *Peso del anclaje principal*

A continuación y sabiendo el peso que el cilindro neumático va a empujar se calculó el diámetro del tubo del cilindro con la tabla dada a continuación conociendo además que la presión de trabajo va a ser de 0.5 MPa (parámetro de la empresa).

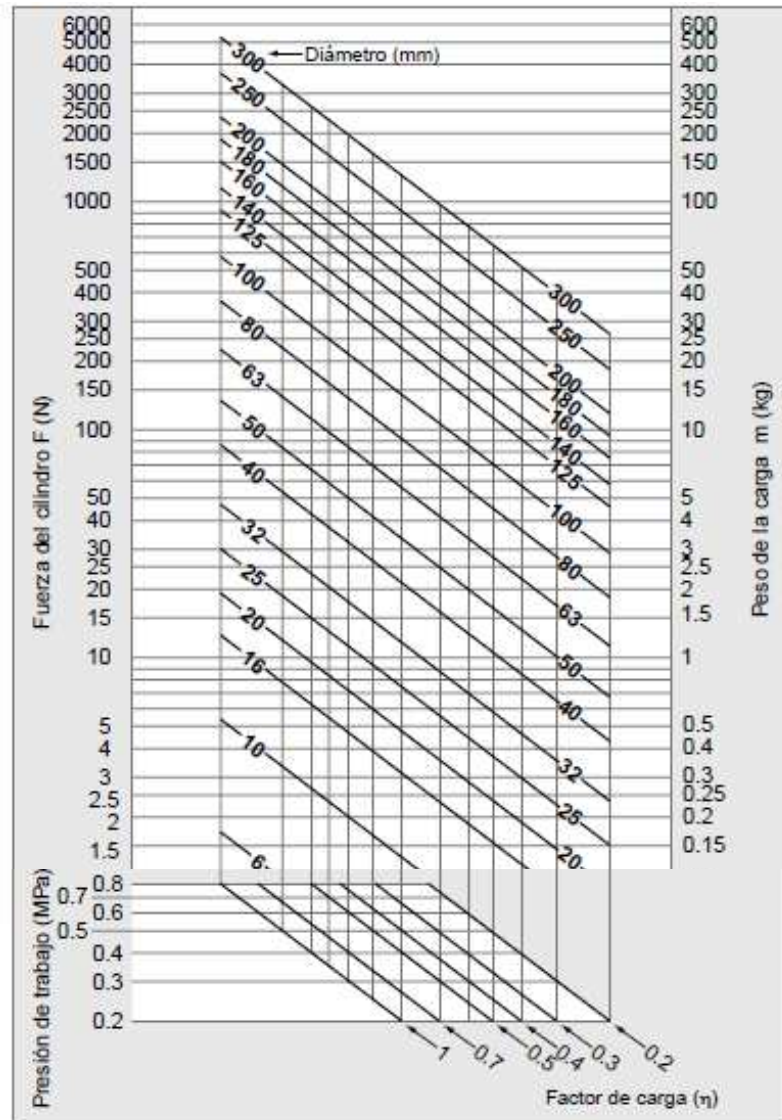


Figura 46. Cálculo diámetro del tubo del cilindro

Fuente: (AIRTAC, 2014)

Se necesita ejecutar el cálculo del cilindro a utilizar, con la tabla descrita anteriormente lo primero que se fija son en los valores de la parte inferior de la misma, el factor de carga y la presión de trabajo, como se mencionó antes el

valor para una carga horizontal es 1 y la presión de trabajo es de 0.5 MPa, con la intersección de estos valores se trazó una vertical hacia arriba, y se halló el diámetro establecido intersecándolo con el peso de la carga, es decir 2.01 Kg, el valor del diámetro nos da de 40 mm.

3.7.2. Selección de la longitud del vástago

Este parámetro depende exclusivamente de las condiciones que se requiere en la pieza, en el catálogo existen diversos tipos de cilindros con varias longitudes del vástago por lo cual se seleccionó la que más se ajuste a nuestra aplicación.

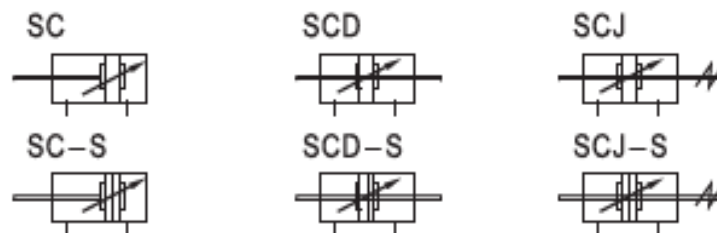


Figura 47. Tipos de cilindros neumáticos

Fuente: (AIRTAC, 2014)

En la figura se puede observar los diversos tipos de cilindro con los que cuenta AIRTAC, a continuación se detallará su simbología:

- **SC:** Cilindro de doble efecto.
- **SCD:** Cilindro de doble efecto con doble vástago
- **SCJ:** Cilindro de doble efecto con doble vástago y posición ajustable
- **SC-S:** Cilindro de doble efecto con imán.
- **SCD-S:** Cilindro de doble efecto con doble vástago con imán.
- **SCJ-S:** Cilindro de doble efecto, doble vástago, posición ajustable con imán.

Para nuestra aplicación se escogió el cilindro de doble efecto estándar (SC); en base a este modelo se podrá escoger la longitud del vástago que para nuestro caso será de 125 mm, debido a los parámetros de los brazos estructurales.

Bore size (mm)	Standard stroke (mm)	Max. std stroke	Max. stroke
32	25 50 75 80 100 125 150 160 175 200 250 300 350 400 450 500	1000	2000
40	25 50 75 80 100 125 150 160 175 200 250 300 350 400 450 500 600 700 800	1200	2000
50	25 50 75 80 100 125 150 160 175 200 250 300 350 400 450 500 600 700 800 900 1000	1200	2000
63	25 50 75 80 100 125 150 160 175 200 250 300 350 400 450 500 600 700 800 900 1000	1500	2000
80	25 50 75 80 100 125 150 160 175 200 250 300 350 400 450 500 600 700 800 900 1000	1500	2000
100	25 50 75 80 100 125 150 160 175 200 250 300 350 400 450 500 600 700 800 900 1000	1500	2000

Figura 48. Longitud del vástago en el cilindro neumático

Fuente: (AIRTAC, 2014)

Por lo tanto la nomenclatura para nuestro cilindro neumático será AIRTAC modelo SC40X125 es decir 40 mm de diámetro del tubo del cilindro y 125 mm de longitud del vástago.

Finalmente el diseño de la estructura de soporte para el cilindro de salida del material incluido el cilindro neumático quedaría de la siguiente manera:

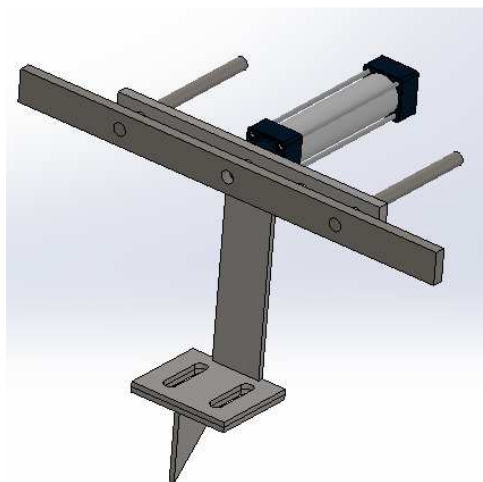


Figura 49. Diseño de la estructura de soporte del cilindro neumático

3.8. DISEÑO DE LOS RODILLOS DE DESCARGA.

Componente encargado del movimiento de salida a otra máquina de la duela de bambú, es decir es el componente final de todo el proceso. Los rodillos de descarga deben tener un soporte estructural de acuerdo a nuestro diseño además de poseer chumaceras para que puedan realizar el movimiento rotacional. El material a utilizar será el acero ASTM A36 de espesor 1/2 pulgada.

3.8.1. Anclaje lateral.

Componente que servirá de apoyo con la base interior y mediante ajuste con pernos se sujetará a la base superior. Está constituido por una placa. La forma y dimensiones de la pieza se detallan en el plano BIGBAMBOO-MC-MP-023.

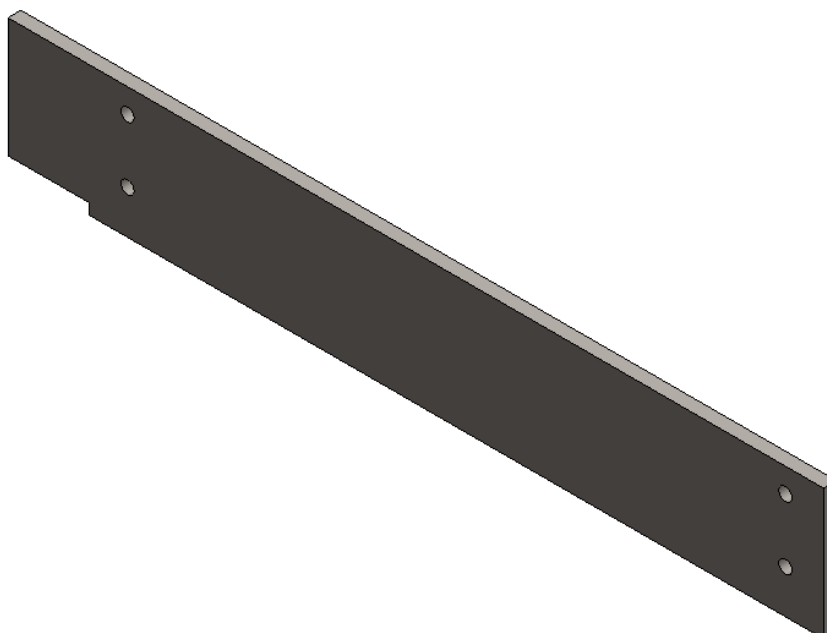


Figura 50. *Diseño del anclaje lateral*

3.8.2. Base de rodillos.

Componente que servirá de apoyo para los dos rodillos de descarga estará soldado al anclaje lateral. Está constituido por una placa. La forma y dimensiones de la pieza se detallan en el plano BIGBAMBOO-MC-MP-022.

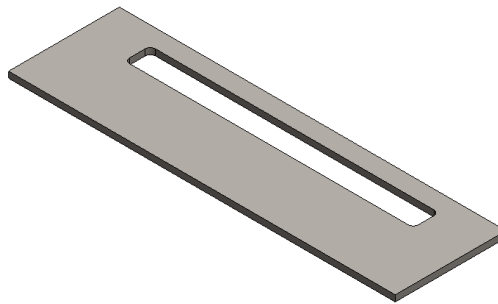


Figura 51. *Diseño de la base de rodillos*

3.8.3. Nervio de anclaje.

Componente de apoyo para la base de rodillos que esta soldado a la misma y al anclaje lateral. Está constituido por una placa. La forma y dimensiones de la pieza se detallan en el plano BIGBAMBOO-MC-MP-022.

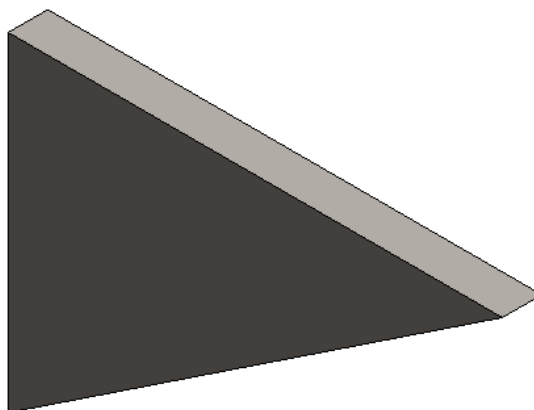


Figura 52. *Diseño del nervio de anclaje*

3.8.4. Soporte de rodillos.

Componente donde se van a asentar los rodillos de descarga, está soldado a la base de los rodillos. Está constituido por 10 placas soldadas entre sí. La forma y dimensiones de la pieza se detallan en el plano BIGBAMBOO-MC-MP-023.

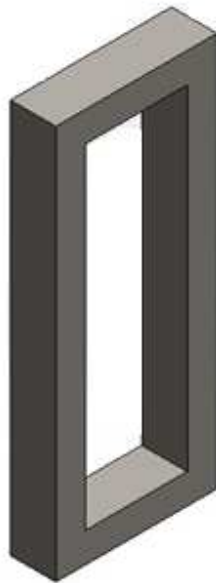


Figura 53. *Diseño del soporte de rodillos*

3.8.5. Selección de rodillos de descarga.

Los rodillos de descarga son cilindros con un diámetro grande el cual gira. Para nuestro diseño se tendrán dos rodillos separados a una distancia determinada, por dicha distancia pasará la tabla de bambú para su salida de la máquina.

Para la selección adecuada de los rodillos se siguió el procedimiento del fabricante Jocar el cual provee soluciones eficientes e integrales para los diseños planteados.

3.8.5.1. Determinación del tipo de rodillo

Para escoger el tipo de rodillo se dispuso de dos alternativas, rodillo libre o rodillo traccionado, el primero de ellos como su nombre mismo lo indica está exento de otros mecanismos o dispositivos de sujeción adicionales mientras que el rodillo traccionado consta de un piñón simple metálico embutido de acero. Para facilidad de montaje se escogió el rodillo simple.

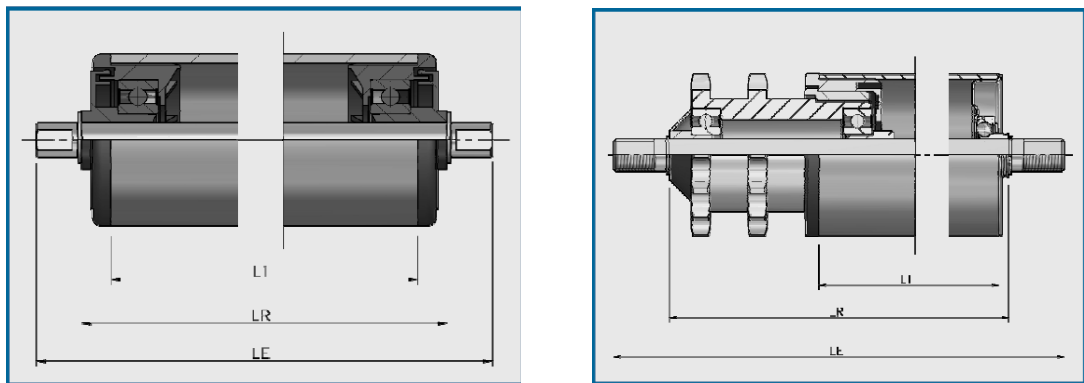


Figura 54. Rodillo simple vs rodillo traccionado

Fuente: (Jocar, 2014)

3.8.5.2. Parámetros del tubo

Los parámetros de selección del tubo serán los siguientes:

- Material
- Diámetro y espesor
- Longitud

3.8.5.2.1. Selección del material del tubo

Para la selección el material deberá ser aquel que no genere rayón alguno a la duela de bambú, es decir un material suave, ya que el rodillo sólo tiene como función el traslado del material terminado. Para ello se observó la tabla que posee el fabricante y se seleccionó el material tipo polímero termoplástico PVC.

Tabla 15.
Materiales del tubo en los rodillos

MATERIAL Y ACABADO	CÓDIGO
Tubo de Acero ST-37	ST
Tubo de Acero Cincado ST-37 ZN	STI
Tubo de Acero Pintado ST-37	STP
Tubo de Acero Inoxidable AISI-304	N
Tubo de Aluminio	ALU
Tubo de Polímero Termoplástico PVC	KG

Fuente: (Jocar, 2014)

3.8.5.2.2. Selección del diámetro y espesor del tubo

Para la selección se guio por el material escogido, ya que existen diversos diámetros y espesores según el tipo de material, de acuerdo con la siguiente tabla mostrada, se escogió un diámetro de 80 mm con espesor de 2 mm, además cabe señalar que la especificación de RAL7001 es un color plomo.

Ø x ESPESOR (mm)	MATERIAL					
	ST	STI	STP	N	ALU	CG
50.8x1.5				X		
60 x 1.5	X	X	X		X	
60x 2	X	X	X		X	
60x 3	X	X	X			
60.3 x 2				X		
63x 3						8AL7001
63.5x2.9	X	X	X	X		
70x 2	X	X	X			
70x 3	X	X	X			
76x 2	X	X	X			
76x 3	X	X	X	X		
80x 2	X	X	X		X	8AL7001
80x 3	X	X	X			
89x 3	X	X	X	X		
90x 2	X	X	X			
90x 7						8AL10B

Figura 55. Diámetro y espesor del tubo según el material

Fuente: (Jocar, 2014)

3.8.5.2.3. Selección de la longitud del tubo

Para la longitud del tubo se debe tomar en cuenta que esta debe ser mayor a 680 mm que corresponde al ancho de cuatro duelas de bambú, en nuestro caso el valor de la longitud corresponderá a 750 mm, ya que el fabricante puede realizar el corte del tubo a diversas medidas indicadas.

3.8.5.3. Parámetros del eje

Los parámetros de selección del eje serán los siguientes:

- Material
- Diámetro
- Longitud

3.8.5.3.1. Selección del material del eje

Para la selección el material no está sujeto a cargas demasiado grandes ya que solo sirve como elemento de transporte del material. Para ello se observó la tabla que posee el fabricante y se seleccionó el material tipo acero al carbono F-212.

Tabla 16.
Materiales del eje en los rodillos

MATERIAL Y ACABADO	CÓDIGO
Eje Calibrado de Acero al Carbono F-212	AC
Eje Calibrado de Acero al Carbono Cincado F-212 ZN	ZN
Eje Calibrado de Acero Inoxidable AISI-303	IN

Fuente: (Jocar, 2014)

3.8.5.3.2. Selección del diámetro del eje

Para la selección se guio por el material escogido, ya que existen diversos diámetros y acabados según el tipo de material, de acuerdo con la siguiente tabla mostrada, se escogió un diámetro de 25 mm con acabado liso para que se facilite el montaje del mismo.

Ø EJE (mm)	ACABADO					
	LIS	RES	PL	SW	RIM	REM
4	10	10	—	—	—	—
5	10	10	—	—	—	—
6	10	10	—	—	—	M6 x 15
8	10	10	—	—	M5 x 10	M8 x 15
10	10	10	8 x 10	—	M6 x 12	M10 x 15
SW11	—	—	—	10	—	—
12	10	10	10 x 10	—	M8 x 15	M12 x 15
14	10	10	12 x 10	—	M8 x 15 M10 x 20	M14 x 20
15	10	10	12 x 10	—	M8 x 15 M10 x 20	—
17	10	10	14 x 10	—	M10 x 20 M12 x 25	M16 x 20
20	10	10	14 x 10	—	M10 x 20 M12 x 25	M20 x 25
25	—	—	18 x 13	—	M16 x 30	M20 x 25
30	—	—	20 x 13	—	M16 x 30	—
35	—	—	27 x 15	—	M18 x 35	—
40	—	—	32 x 16	—	M20 x 40	—

Figura 56. Diámetro y acabado del eje según el material

Fuente: (Jocar, 2014)

3.8.5.2.3. Selección de la longitud del eje

Para la longitud del eje se debió tomar en cuenta que la longitud del tubo que es de 750 mm razón por la cual la longitud de nuestro eje debe ser mayor para que exista espacio para el acople de la banda de transmisión de movimiento, en nuestro caso el valor de la longitud corresponderá a 800 mm, ya que el fabricante puede realizar el corte del eje a diversas medidas indicadas.

Finalmente con todos los parámetros anteriormente seleccionados se pudo indicar el modelo específico de los rodillos que se detalla en el anexo G.


SERIE		TUBO				Ø EJE (mm)				
		Ø (mm)	ST	STI	H	KG	17	20	25	
EM-260-K2		63x3	✓	✓				✓		
		80x2	✓	✓		✓	✓	✓	✓	
		80x3	✓	✓				✓	✓	
		89x3	✓	✓				✓	✓	✓
		108x3	✓	✓			✓	✓	✓	✓

Figura 57. Modelo del tubo y eje del rodillo

Fuente: (Jocar, 2014)

La nomenclatura específica se detalla a continuación:

EM - 260 - K2 / 80x2 — 750 — KG / A25 — 800 — AC — LIS

Donde:

EM: sufijo específico del fabricante

260-K2: serie del modelo

80x2: diámetro del tubo y el espesor (mm)

750: longitud del tubo (mm)

KG: material del tubo (polímero termoplástico PVC)

A25: diámetro del eje (mm)

800: longitud del eje (mm)

AC: material del eje (acero al carbono F-212)

LIS: acabado del eje (liso)

3.8.6. Selección de chumacera.

La chumacera es una combinación de un rodamiento radial de bolas, sello, y un alojamiento de hierro colado de alto grado o de acero prensado, suministrado de varias formas. La superficie exterior del rodamiento y la superficie interior del alojamiento son esféricas, para que la unidad sea autoalineable.

Para la selección de la chumacera se utilizó el catálogo NTN para chumaceras, además se debe tomar en cuenta el diámetro del eje de los rodillos que es de 50 mm y debido a las condiciones de montaje se seleccionó el modelo **UCF210D1** que es una chumacera tipo cuadrada ideal para el acoplamiento con toda la soportería metálica de los rodillos de descarga, las dimensiones y medidas de la misma se detallan en el anexo H.



Figura 58. Chumacera de tipo cuadrada

Fuente: (NTN, 2014)

Una vez que se seleccionaron todos los elementos se muestra a continuación el diseño final de los rodillos de descarga con el soporte metálico fabricado.

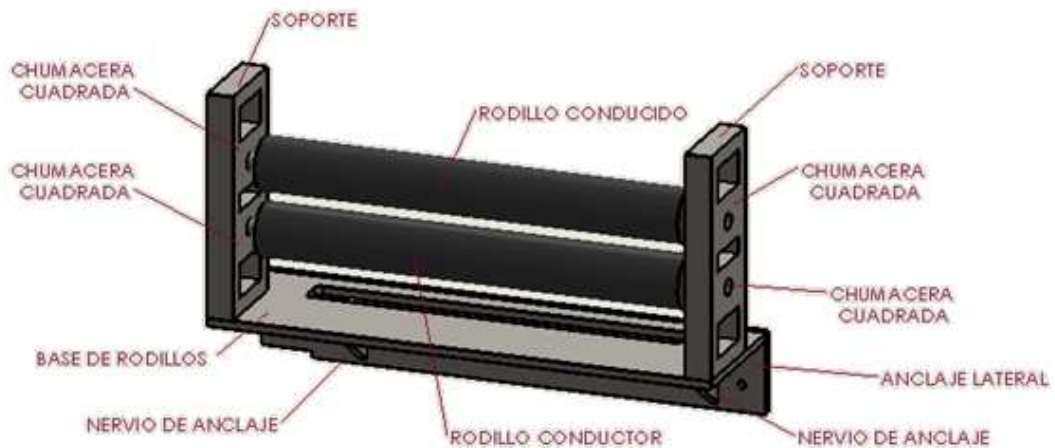


Figura 59. *Diseño final del soporte de los rodillos de descarga*

3.8.7. Cálculo de la potencia requerida para mover los rodillos de descarga.

Para el cálculo de la potencia el primer paso es encontrar la fuerza que ejerce la duela de bambú terminada sobre los rodillos, para lo cual las medidas finales de la duela de bambú perfilada son 1.87 m de largo, 17 cm de ancho y 14 mm de espesor, para calcular el peso utilizaremos la siguiente fórmula:

$$\delta = \frac{m}{V} \quad (3.9)$$

Donde: δ es la densidad del bambú, m es la masa y v el volumen

$$m = \delta * V$$

$$m = 800 \frac{kg}{m^3} * 1.87 m * 0.17 m * 0.014 m = 3.56 kg$$

A continuación se va a calcular la fuerza ejercida mediante la siguiente ecuación:

$$F = m * g \quad (3.10)$$

Donde: F es la fuerza ejercida, m es la masa de la duela de bambú y g es la gravedad

$$F = 3.56 kg * 9.8 \frac{m}{s^2} = \mathbf{34.89 N}$$

El siguiente paso es calcular el torque el cual viene dado por la siguiente ecuación:

$$T = F * r \quad (3.11)$$

Donde: T es el torque, F la fuerza ejercida en el cilindro y r es el radio del rodillo.

$$T = 34.89 N * 0.04 m = \mathbf{1.40 Nm}$$

Finalmente para calcular la potencia requerida para mover el rodillo se utiliza la siguiente ecuación:

$$P = \frac{T * n * 2\pi}{60} \quad (3.12)$$

Donde: P es la potencia de selección, T es el torque y n la velocidad en r.p.m.

La velocidad en r.p.m. del rodillo es un dato que fue proporcionado por la empresa BIGBAMBOO S.A la cual es de 1000 r.p.m, ésta velocidad es la idónea para trabajar con cilindros de descarga ya que a una mayor velocidad la salida del material podría resultar peligrosa para el operario.

$$P = \frac{1.40 \text{ Nm} * 1000 \text{ r.p.m.} * 2\pi}{60} = 146.6 \text{ W} = \mathbf{0.15 \text{ kW}}$$

Para la selección del motor adecuado para nuestra aplicación se cuenta con el catálogo de motores trifásicos de la marca Tonggao Electro-mechanical, ya que no se encuentra con una potencia similar a la establecida en dicho catálogo se escogió el valor de 0.75 kW.

Technical Data

Synchronous Speed 3000r/min (2 pole), 50Hz, 380V

TYPE	Power		Current	Speed	Efficienc	Power factor	Locked rotor torque	Locked rotor current	Pull out torque	Pull out torque	Weight	
	KW	HP	(A)	(rpm)	(%)	cosφ	Rated current	Rated current	Rated torque	Rated torque	(kg)	
Y801-2	0.75	1	1.8	2830	75	0.84	2.2	6.5	1.5	2.3	18	
Y802-2	1.1	1.5	2.5		77	0.86					19	
Y90S-2	1.5	2	3.4	2840	78	0.85			1.4		22	26
Y90L-2	2.2	3	4.7		80.5	0.86						
Y100L-2	3	4	6.4	2870	82	0.87	7	1.2	2.3	36		
Y112M-2	4	5	8.2	2890	85.5					45		
Y132S1-2	5.5	7.5	11	2900	86.2	0.88				1.1	77	122
Y132S2-2	7.5	10	15		87.2							
Y160M1-2	11	15	22	2930	88.2	0.89	2	0.9	2.2	132		
Y160M2-2	15	20	29		89							
Y160L-2	18.5	25	36	2940	90	0.89	1.8	6.8	0.8	150		
Y180M2	22	30	43		90.5							
Y200L1-2	30	40	57	2950	91.5	0.89	1.8	6.8	0.8	182		
Y200L2-2	37	50	70		92							
Y225M-2	45	60	84	2970	92.5	0.89	1.8	6.8	0.8	240		
Y250M-2	55	75	103		93							
Y280S-2	75	100	140	2980	93.5	0.89	1.8	6.8	0.8	255		
Y280M-2	90	125	167		93.5							
Y315S-2	110	150	200	2980	93.5	0.89	1.8	6.8	0.8	309		
Y315M-2	132	180	237		93.5							
Y315L1-2	160	220	286	2980	93.5	0.89	1.8	6.8	0.8	403		
Y315L2-2	200	270	356		93.5							

Figura 60. Modelo del motor de los rodillos seleccionado

3.9. SELECCIÓN DE LAS SIERRAS DE CORTE Y FRESAS DE MOLDURADO.

De acuerdo a los parámetros de BIGBAMBOO S.A. para determinar qué tipo de sierra se debe utilizar en el corte del bambú, se siguió la metodología del fabricante de sierras Teknik mientras que para las fresas de moldurado el fabricante local Hesian nos facilitará el desarrollo de las mismas.

3.9.1. Selección de sierras de corte

Nuestra máquina contará con cinco sierras en total debido a los parámetros exigidos por la empresa, en un lado existirán tres sierras para la realización del moldurado tipo macho y en el otro lado existirán dos sierras para el moldurado tipo hembra. La disposición de las sierras se detalla en el gráfico a continuación:

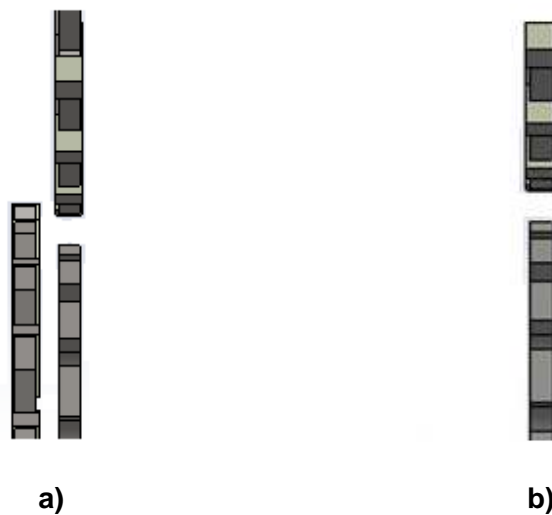


Figura 61. Disposición transversal de las sierras de corte para a) moldurado tipo macho y b) moldurado tipo hembra

Para el moldurado tipo macho existirán diferentes dimensiones del diámetro de la sierra, los parámetros de selección se detallan a continuación:

3.9.1.1. Ángulo de ataque

El ángulo de ataque depende del material a cortar, el tipo de corte, y en algunos casos del tipo de máquina.

Para los pisos de bambú es recomendable utilizar ángulos de ataque entre 5° y 10° negativos ya que con estos valores se logra un corte óptimo de la duela, nosotros utilizaremos un ángulo de 10° negativo.

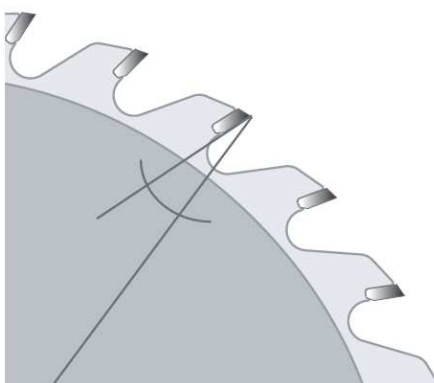


Figura 62. *Ángulo de ataque para la duela de bambú*

Fuente: (Teknik, 2014)

3.9.1.2. Tipo de punta

El tipo de punta a utilizarse será AA (dientes rectos) que es ideal para aserrado de bambú incluyendo reaserrado múltiple. Puede utilizarse con alimentaciones de alta velocidad donde se requiere una superficie terminación normal. Especialmente apropiados para reaserrado múltiple y recorte.

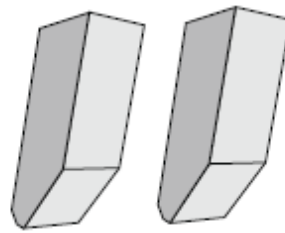


Figura 63. Punta de dientes rectos para el corte de bambú

Fuente: (Teknik, 2014)

3.9.1.3. Velocidad de corte (m/s)

$$V_c = \frac{D * \pi * n}{60 * 1000} \quad (3.13)$$

Donde:

V_c : velocidad de corte (m/s)

D: diámetro sierra (mm)

n: velocidad (r.p.m.)

El diámetro establecido de la sierra exterior fue de 300 mm, mientras que el de la sierra interior de 280 mm estos valores se dieron por especificaciones de la empresa, además en base a la norma NTE INEN-ISO 22157 (Determinación de las propiedades físicas y mecánicas del bambú) la velocidad recomendada debe ser menor a 4000 r.p.m. ya que a mayores velocidades la sierra de corte tiende a desestabilizarse, razón por la cual para el cálculo se seleccionó una velocidad de 2500 rpm.

$$V_{c1} = \frac{300 * \pi * 2500}{60 * 1000} = 39.27 \frac{m}{s}$$

$$V_{c2} = \frac{280 * \pi * 2500}{60 * 1000} = 36.65 \frac{m}{s}$$

3.9.1.4. Velocidad de avance (m/min)

$$S = \frac{S_z * z * n}{1000} \quad (3.14)$$

Donde:

S: velocidad de avance (m/min)

S_z : avance por diente (mm)

z: número de dientes

n: velocidad (r.p.m.)

El avance por diente viene dado de la siguiente tabla:

Tabla 17.
Avance por diente de corte para diversos materiales

Material	mm
Madera sólida, bambú, aserraderos	0.10 - 0.35
Plásticos	0.04 – 0.08
Aluminio puro	0.05 – 0.12
Aleación de aluminio	0.03 – 0.08
Aleación de magnesio	0.03 – 0.08
Aleación de cobre	0.03 – 0.08
Tableros de viruta	0.08 – 0.25
Madera contrachapada	0.08 – 0.25
Tableros MDF	0.08 – 0.12
Tableros enchapados	0.08 – 0.12
Tableros laminados	0.08 – 0.12

Fuente: (Teknik, 2014)

Observando la tabla anterior se seleccionó un valor de 0.35 mm, además según los catálogos proporcionados por el fabricante el número de dientes para una sierra circular de 300 mm de diámetro es de 36 y para una sierra de 280 mm es 32.

$$S_1 = \frac{0.35 * 36 * 2500}{1000} = 31.5 \text{ m/min}$$

$$S_2 = \frac{0.35 * 32 * 2500}{1000} = 28 \text{ m/min}$$

D	B	b	d	z
160	2,5	1,6	20	16
180	2,5	1,6	20	20
200	2,5	1,6	20	24
280	3,2	2,2	30	32
300	3,2	2,2	30	36
350	3,6	2,2	30	40
400	3,6	2,2	30	48
450	4,0	2,8	30	56
500	4,0	2,8	30	64

Leyenda: **D**-diámetro del disco [mm], **B**-anchura del diente [mm], **b**-grosor del cuerpo [mm], **d**-diámetro del orificio de fijación [mm], **z**-número de los dientes

Figura 64. *Características técnicas de la sierra de corte*

Fuente: (Teknik, 2014)

3.9.2. Selección de las fresas de moldurado

Las fresas de moldurado fueron fabricadas mediante el proveedor local Hesian según los parámetros de diseño mencionados por la empresa, las dimensiones y características del elemento se detallan en los anexos.

Para el acabado final tipo macho es necesario la colocación de tres fresas en determinada posición mientras que para el acabado tipo hembra también se necesita de otra posición de tres fresas distintas a las anteriores.



Figura 65. Fresa Hesian de moldurado tipo macho

3.9.3 Cálculo de la potencia requerida por la sierra

La potencia requerida para realizar el corte en una duela de bambú viene detallada en la siguiente fórmula: (Obtenido de: norma NTE INEN-ISO 22157).

$$P_c = k * B * h * u \quad (3.15)$$

Donde:

P_c: potencia de corte [W]

K: resistencia específica de corte [Pa]

B: espesor del diente [m]

h: altura de corte [m]

u: velocidad de avance [m/s]

El valor de la resistencia específica de corte se lo extrajo de la norma NTE INEN-ISO 22157 (Determinación de las propiedades físicas y mecánicas del bambú) que se detalla en el anexo J y tiene el siguiente valor:

$$k = 200 * 10^6 [Pa]$$

El espesor del diente se lo determinó en el capítulo anterior el cual tiene un valor de 3.2 mm; la altura de corte está relacionado con dos factores el primero es el espesor de la duela de bambú (14mm) y el segundo es la profundidad necesaria para el moldurado que será de 5mm a cada extremo de la duela de bambú.

La velocidad de avance así mismo se calculó en el capítulo anterior y el resultado fue 31.5 m/min = 0.525 m/s, con todos los valores obtenidos anteriormente vamos a remplazarlos en la fórmula 3.15.

$$P_c = k * B * h * u$$

$$P_c = 200 \times 10^6 Pa * 0.0032 m * 0.005 m * 0.525 m/s$$

$$P_c = 1680W = \mathbf{1.68 kW}$$

Para la selección del motor adecuado para nuestra aplicación se cuenta con el catálogo de motores trifásicos de la marca Tonggao Electro-mechanical, la potencia similar a la calculada en dicho catálogo es de un valor de 2.2 kW.

Technical Data

Synchronous Speed 3000r/min (2 pole), 50Hz, 380V

TYPE	Power		Current (A)	Speed (rpm)	Efficienc (%)	Power factor cosφ	Locked rotor torque	Locked rotor current	Pull out torque	Pull out torque	Weight (kg)	
	KW	HP					Rated current	Rated current	Rated torque	Rated torque		
Y801-2	0.75	1	1.8	2830	75	0.84	2.2	6.5	1.5	2.3	18	
Y802-2	1.1	1.5	2.5		77						19	
Y90S-2	1.5	2	3.4		78						22	
Y90L-2	2.2	3	4.7	2840	80.5	0.86	2.2	6.5	1.5	2.3	26	
Y100L-2	3	4	6.4	2870	82						36	
Y112M-2	4	5	8.2	2890	85.5						45	
Y132S1-2	5.5	7.5	11	2900	86.2	0.88	2.2	6.5	1.2	2.2	70	
Y132S2-2	7.5	10	15		87.2						77	
Y160M1-2	11	15	22		88.2						122	
Y160M2-2	15	20	29	2930	89	0.89	2.2	6.5	1.1	2.2	132	
Y160L-2	18.5	25	36	2940	90						150	
Y180M2	22	30	43	2950	90.5						182	
Y200L1-2	30	40	57	2950	91.5	0.89	2.2	6.5	1.1	2.2	240	
Y200L2-2	37	50	70		92						255	
Y225M-2	45	60	84		92.5						309	
Y250M-2	55	75	103	2970	93	0.89	2.2	6.5	0.9	2.2	403	
Y280S-2	75	100	140		93.5						544	
Y280M-2	90	125	167		93.5						620	
Y315S-2	110	150	200	2980	93.5	0.89	2.2	6.5	0.9	2.2	980	
Y315M-2	132	180	237		1.8						6.8	1080
Y315L1-2	160	220	286		0.8						1160	
Y315L2-2	200	270	356								1220	

Figura 66. Modelo del motor de las sierras seleccionado

3.9.4 Cálculo de la potencia requerida para el movimiento de la bancada

Un motor determinará el movimiento de la bancada para lo cual se tiene que calcular la potencia necesaria para que dicho motor pueda mover a los brazos estructurales, los parámetros proporcionados por la empresa fueron que todo el proceso se lo debe realizar en menos de 5 segundos por lo cual la velocidad de avance de la bancada estará sujeta a este parámetro, para calcular la velocidad de avance se deberá tomar como referencia el largo de la estructura la cual es de 2382 mm.

$$v_a = \frac{2.382 \text{ m}}{5 \text{ s}} = 0.48 \text{ m/s} \quad (3.16)$$

La potencia quedará determinada por la siguiente ecuación:

$$P = F * v_a \quad (3.17)$$

Donde: P es la potencia requerida, F es la fuerza ejercida y v_a es la velocidad de avance

La fuerza ejercida estará determinada por el peso de la estructura a desplazar, mediante el software Solidworks podremos hallar dicho valor que se muestra a continuación:

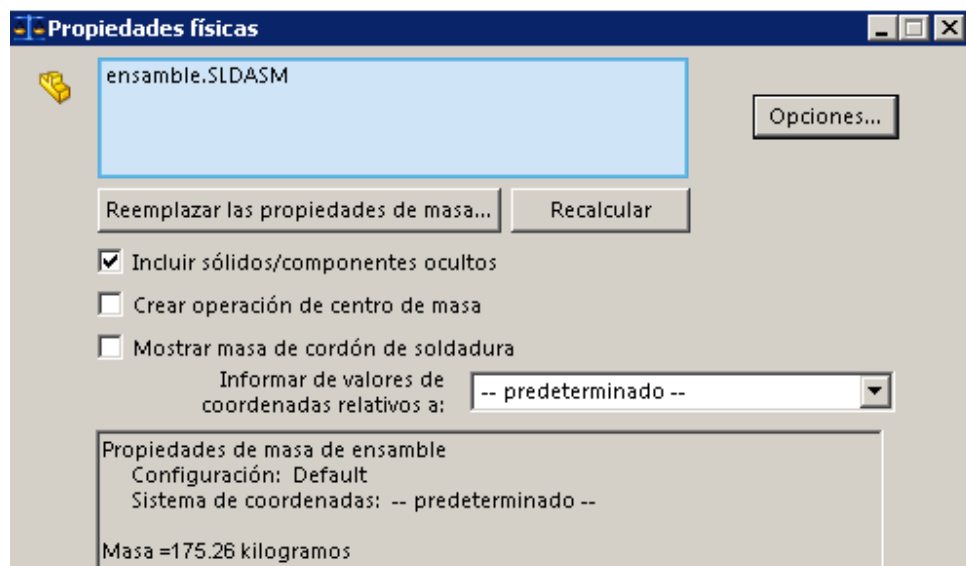


Figura 67. *Peso de la estructura a desplazar*

El peso hallado es $175.26 \text{ kgf} = 1717.55 \text{ N}$

$$P = 1717.55 \text{ N} * 0.48 \frac{\text{m}}{\text{s}} = \mathbf{824.42 \text{ W}}$$

Para la selección del motor adecuado para nuestra aplicación se cuenta con el catálogo de motores trifásicos de la marca Tonggao Electro-mechanical, la potencia similar a la calculada en dicho catálogo es de un valor de 1.1 kW.

Technical Data

Synchronous Speed 3000r/min (2 pole), 50Hz, 380V

TYPE	Power		Current (A)	Speed (rpm)	Efficienc (%)	Power factor cosφ	Locked rotor torque	Locked rotor current	Pull out torque	Pull out torque	Weight (kg)
	KW	HP					Rated current	Rated current	Rated torque	Rated torque	
Y801-2	0.75	1	1.8	2830	75	0.84	2.2	6.5	1.5	2.3	18
Y802-2	1.1	1.5	2.5		77	0.86					19
Y905-2	1.5	2	3.4	2840	78	0.85	2.2	6.5	1.5	2.3	22
Y90L-2	2.2	3	4.7		80.5	0.86					26
Y100L-2	3	4	6.4	2870	82	0.87	2.2	6.5	1.5	2.3	36
Y112M-2	4	5	8.2	2890	85.5						45
Y132S1-2	5.5	7.5	11	2900	86.2	0.88	2.2	6.5	1.5	2.3	70
Y132S2-2	7.5	10	15		87.2						77
Y160M1-2	11	15	22	2930	87.2	0.88	2.2	6.5	1.5	2.3	122
Y160M2-2	15	20	29		88.2						132
Y160L-2	18.5	25	36	2940	89	0.89	2.2	6.5	1.5	2.3	150
Y180M2	22	30	43		90						182
Y200L1-2	30	40	57	2950	90.5	0.89	2.2	6.5	1.5	2.3	240
Y200L2-2	37	50	70		91.5						255
Y225M-2	45	60	84	2970	92	0.89	2.2	6.5	1.5	2.3	309
Y250M-2	55	75	103		92.5						403
Y280S-2	75	100	140	2980	93	0.89	2.2	6.5	1.5	2.3	544
Y280M-2	90	125	167		93.5						620
Y315S-2	110	150	200	2980	93.5	1.8	6.8	6.8	0.9	0.8	980
Y315M-2	132	180	237		93.5						1080
Y315L1-2	160	220	286	2980	93.5	1.8	6.8	6.8	0.9	0.8	1160
Y315L2-2	200	270	356		93.5						1220

Figura 68. Modelo del motor del desplazamiento de la bancada seleccionado

Como se puede observar del gráfico anterior la velocidad para el motor de 1.1 kW es de 2830 r.p.m. esta velocidad es demasiado alta razón por lo cual para garantizar la seguridad del personal encargado de operar la máquina y para poder detectar fallas en el proceso es fundamental obtener una velocidad no superior a los 100 r.p.m.

3.10. SELECCIÓN DEL REDUCTOR DE VELOCIDAD.

Los reductores de velocidad, como su nombre lo indica, sirven para reducir la velocidad. Las industrias requieren de este tipo de equipos para variar las revoluciones por minuto (r.p.m.), ya que en la mayoría de los procesos, las velocidades de los motores son muy altas. Con la implementación de los reductores de velocidad se obtiene un menor número de r.p.m. de salida, pero sin disminuir de manera significativa la potencia, aumentando el torque de forma segura y eficiente. El fabricante del cual se va a analizar el catálogo es Cyclo 6000 que proporciona soluciones eficientes para diversos tipos de montaje.

Para nuestro caso fue necesaria la utilización de este elemento ya que la potencia del motor calculada es de 1.1 kW y 2830 r.p.m. a continuación se muestra un esquema básico de accionamiento del reductor de velocidad propuesto.

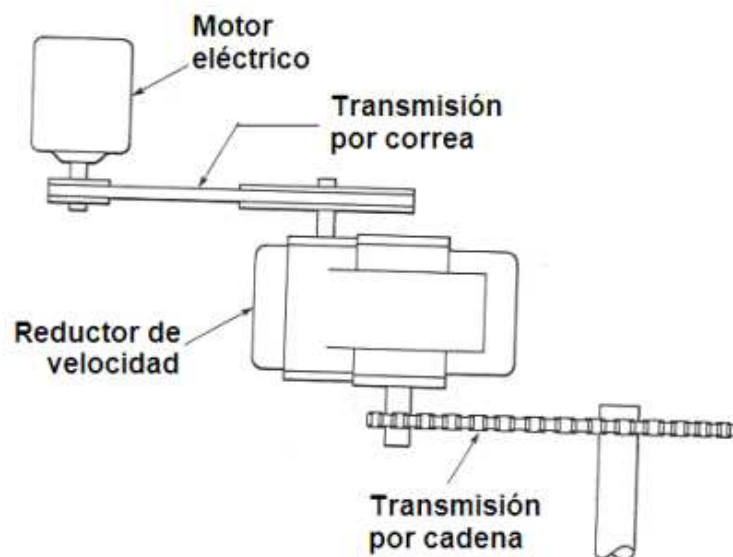


Figura 69. Diseño del accionamiento del reductor de velocidad

3.10.1. Potencia de selección

Es la potencia auxiliar que se necesita para el cálculo del reductor cuyo valor es igual al producto de la potencia nominal por el factor de servicio.

$$\text{Potencia de selección (HP)} = \text{Potencia del motor (HP)} \times \text{factor de servicio}$$

Para el coeficiente de factor de servicio es necesario recurrir a la tabla propuesta en el catálogo de Cyclo 6000, la cual se detalla a continuación:

Factores de Servicio		Clasificaciones de Carga		
		Uniforme AGMA	Impacto moderado AGMA	Impacto fuerte AGMA
Motor primario Motor eléctrico	Duración del servicio			
	1/2 hora al día (ocasional)	0.50	0.80	1.25
	3 horas al día (intermitente)	0.80	1.00	1.50
	Hasta 10 horas al día	1.00	1.25	1.75
Motor de combustión interna multicilindro	24 horas al día	1.25	1.50	2.00
	1/2 hora al día (ocasional)	0.80	1.00	1.50
	3 horas al día (intermitente)	1.00	1.25	1.75
	Hasta 10 horas al día	1.25	1.50	2.00
Motor de combustión interna monocilindro	24 horas al día	1.50	1.75	2.25
	1/2 hr. per day (Ocasional)	1.00	1.25	1.75
	3 horas al día (intermitente)	1.25	1.50	2.00
	Hasta 10 horas al día	1.50	1.75	2.25
	24 horas al día	1.75	2.00	2.50

Figura 70. Factor de servicio según la clasificación de carga

Fuente: (Cyclo 6000, 2014)

Nuestra máquina funcionará con un motor eléctrico hasta 10 horas al día y con una carga de impacto moderado por lo cual el factor de servicio será de 1.25

$$\text{Potencia de selección (HP)} = 1.1 \text{ kW} \left| \frac{1 \text{ HP}}{0.746 \text{ kW}} \right| \times 1.25 \quad (3.18)$$

$$\text{Potencia de selección (HP)} = \mathbf{1.84}$$

3.10.2. Selección tamaño de la carcasa

Para la elección se debe ingresar en la tabla proporcionada por el catálogo de Cyclo 6000 la potencia de selección y el valor de r.p.m. de salida requerido, que para nuestra aplicación y por recomendación de la empresa que posee máquinas con transmisión de cadena, será de 100 r.p.m. por lo tanto la relación de velocidad será de aproximadamente 30:1

Tablas de selección de tamaño de carcasa

Simple reducción

Estilos de carcasa H, F y V



Dimensiones: Montaje con pie (H) 4.2-4.16
Brida F (F) 4.34-4.42
Brida V (V) 4.52-4.68

Velocidad de salida (rpm)	583	350	292	219	159	135	117	103	83.3	TAMAÑO DE CARCAZA
Relación	6	8	11	13	15	17	21	29	35	
Potencia de entrada (HP)	-	-	0.27	0.27	0.27	0.27	0.27	0.27	0.27	
Torque de salida (lib•pulg)	-	-	55.0	73.3	101	120	138	155	193	6060
Esfuerzo radial (lb)	-	-	163	193	263	265	265	265	265	
Potencia de entrada (HP)	-	-	0.38	0.38	0.38	0.38	0.38	0.38	0.31	
Torque de salida (lib•pulg)	-	-	78.8	105	144	171	197	223	225	6065
Esfuerzo radial (lb)	-	-	168	192	258	265	265	265	265	
Potencia de entrada (HP)	-	-	0.47	0.47	0.47	0.47	0.47	0.47	0.43	
Torque de salida (lib•pulg)	-	-	95.5	128	175	207	239	270	309	6070
Esfuerzo radial (lb)	-	-	293	322	359	379	379	397	397	
Potencia de entrada (HP)	-	-	0.55	0.55	0.55	0.55	0.55	0.55	0.55	
Torque de salida (lib•pulg)	-	-	112	149	205	242	279	318	392	6075
Esfuerzo radial (lb)	-	-	289	320	357	375	377	397	397	
Potencia de entrada (HP)	-	-	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.80	0.64	
Torque de salida (lib•pulg)	-	-	163	218	299	353	408	462	461	6080
Esfuerzo radial (lb)	-	-	403	437	481	516	534	558	549	
Potencia de entrada (HP)	-	-	1.04	1.04	1.04	1.04	1.04	1.04	0.74	
Torque de salida (lib•pulg)	-	-	214	286	393	464	536	606	530	6085
Esfuerzo radial (lb)	-	-	401	434	476	511	529	551	547	
Potencia de entrada (HP)	-	-	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.02	
Torque de salida (lib•pulg)	-	-	316	420	579	684	788	894	730	6090
Esfuerzo radial (lb)	-	-	595	664	750	750	750	750	750	
Potencia de entrada (HP)	-	-	2.04	2.04	2.04	2.04	2.04	2.04	2.04	6095
Torque de salida (lib•pulg)	-	-	417	556	765	903	1040	1190	1460	
Esfuerzo radial (lb)	-	-	591	655	741	741	736	739	732	
Potencia de entrada (HP)	3.15	3.15	3.15	3.15	3.15	3.15	3.15	2.67	2.59	
Torque de salida (lib•pulg)	324	540	646	862	1190	1400	1620	1550	1860	6100
Esfuerzo radial (lb)	687	813	864	963	1090	1140	1200	1210	1210	

Figura 71. Selección de tamaño de la carcasa

Fuente: (Cyclo 6000, 2014)

Utilizando esta tabla se podrá observar que el tamaño de la carcasa para nuestra aplicación será 6095.

3.10.3. Selección de la posición de montaje

Una vez seleccionado el tipo de carcasa se debe elegir de qué forma estará montado el elemento, para ello se usó el catálogo del fabricante para seleccionar la posición de montaje.

Reductores de velocidad CYCLO® 6000

Estilos de carcasas y posiciones de montaje

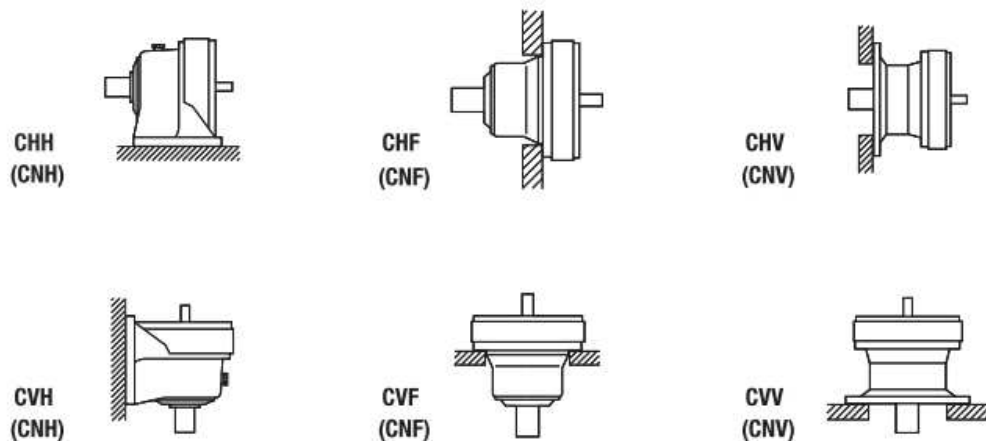


Figura 72. Posición de montaje de la carcasa

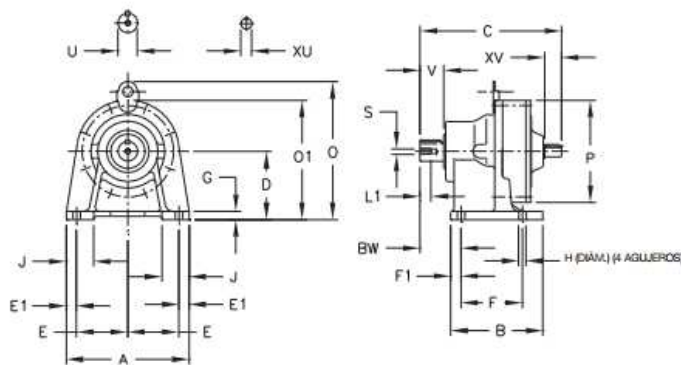
Fuente: (Cyclo 6000, 2014)

Para nuestro diseño se seleccionó el modelo tipo CHH (CNH) ya que nuestro reductor va a estar sobre un soporte y de forma horizontal para que pueda transmitir la velocidad directamente hacia la cadena doble de transmisión.

3.10.4. Dimensionamiento final de la estructura

Este paso es sumamente importante ya que nos permite comprobar las medidas del reductor de velocidad seleccionado y establecer si el espacio destinado para el mismo es el adecuado, una vez más utilizando el catálogo del fabricante se pudo observar las medidas reales para nuestro elemento.

Simple reducción CNH-6060/5Y ▶ 612HY



*Tolerancias del eje

Diámetro nominal del eje (pulg)	Tolerancias (pulg)
0.500 (1/2) a 0.625 (5/8)	+0.0000/-0.0004
0.750 (3/4) a 1.125 (1 1/8)	+0.0000/-0.0005
1.250 (1 1/4) a 1.875 (1 7/8)	+0.0000/-0.0006

Todas las dimensiones están en pulgadas

Modelo CNH	A	B	C	D	E	E1	F	F1	G	H	J	O1	O	P	BW
6060	5.67	3.31	5.71	3.150	2.36	0.47	2.36	0.47	0.39	0.35	1.38	5.31	-	4.33	1.61
6070	5.67	3.31	5.94	3.150	2.36	0.47	2.36	0.47	0.39	0.35	1.38	5.31	-	4.33	1.85
6080	5.67	3.90	7.05	3.543	2.36	0.47	2.95	0.47	0.51	0.35	1.46	6.18	-	5.28	2.05
6095	7.09	5.31	7.95	3.937	2.95	0.59	3.54	0.59	0.47	0.43	1.57	6.89	-	5.91	2.36
6100	7.09	5.31	8.19	3.937	2.95	0.59	3.54	0.59	0.47	0.43	1.57	-	8.15	5.91	2.36
610HY	7.09	5.31	8.19	4.724	2.95	0.59	3.54	0.59	0.47	0.43	1.77	-	8.94	5.91	2.36
6116	7.09	5.31	8.58	4.724	2.95	0.59	3.54	0.59	0.47	0.43	1.77	-	9.29	6.38	2.76
6120	9.06	6.10	10.20	4.724	3.74	0.79	4.53	0.79	0.59	0.55	2.17	-	10.12	8.03	3.23

Figura 73. Dimensiones de la carcasa

Fuente: (Cyclo 6000, 2014)

Como se observa en la tabla anterior se obtuvo las medidas específicas de la carcasa del reductor de velocidad para nuestro modelo 6095 escogido anteriormente.

3.10.5. Especificación final del reductor de velocidad

Una vez que se tiene seleccionados todos los parámetros se puede describir el modelo específico para nuestra aplicación, el cual tendrá la siguiente nomenclatura:

C H H – 6095 Y – SB – 29

Donde:

Primera letra (C) representa la especificación propia del fabricante

Segunda letra (H) representa la orientación del eje de salida, horizontal.

Tercera letra (H) representa el estilo de montaje, de pie.

El número (6095) representa el tamaño de la carcasa

Cuarta letra (Y) representa las unidades de especificación del eje, pulgadas.

Quinta letra (SB) representa el tipo de especificación del reductor, montaje bandeja.

El número (29) representa la relación del reductor, tomado de tablas.

3.11. DISEÑO DEL ENGRANE DE TRANSMISIÓN

El tipo de engranes que se utilizó fueron los engranes cilíndricos rectos, ya que los mismos se utilizan para velocidades de transmisión pequeñas y medias. El material seleccionado para su fabricación fue un acero de cementación SAE 1018 el cual es fácilmente maquinable y se acopla a nuestras necesidades.

El engrane cilíndrico recto tendrá un ángulo de presión (\emptyset) de 20° que es el ángulo más usado comercialmente, el módulo depende de la herramienta con la que se fabrica el engrane que para nuestro caso su valor es de 2.5 mm.

A continuación se especificará el número de dientes para nuestros 4 engranes que serán iguales, por el espacio físico disponible el número de dientes preseleccionado será de 25.

3.11.1. Características de los dientes del engrane recto diseñado

Las principales características se detallarán a continuación las mismas que son iguales para los 4 engranes de nuestra máquina.

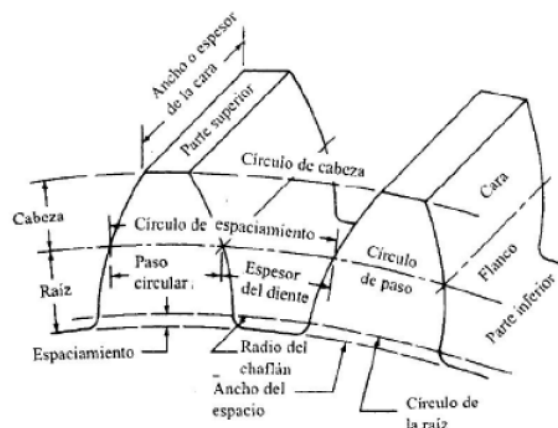


Figura 74. Características del diente del engrane recto

Fuente: (Mott, 2006)

$$d_{pp} = m * N_e = 2.5 * 25 = 62.5 \quad (\text{mm}) \quad \text{Diámetro de paso}$$

$$r_p = \frac{d_{pp}}{2} = \frac{62.5}{2} = 31.25 \quad (\text{mm}) \quad \text{Radio de paso}$$

$$a_p = 1 * m = 2.5 \quad (\text{mm}) \quad \text{Altura de la cabeza}$$

$$b_p = 1.25 * m = 1.25 * 2.5 = 3.13 \quad (\text{mm}) \quad \text{Altura de la raíz}$$

$$h_p = a_p + b_p = 2.5 + 3.13 = 5.63 \quad (\text{mm}) \quad \text{Profundidad del engrane}$$

$$p_{cp} = \frac{\pi * d_{pp}}{N_e} = \frac{\pi * 60}{25} = 7.54 \quad (\text{mm}) \quad \text{Paso circular}$$

$$p_{bp} = p_{cp} * \cos(\emptyset) = 7.54 * \cos(20) = 7.09 \quad (\text{mm}) \quad \text{Paso de base}$$

$$d_{ep} = d_{pp} + 2a_p = 60 + 2(2.5) = 65 \quad (\text{mm}) \quad \text{Diámetro exterior}$$

$$d_{rp} = d_{pp} - 2b_p = 60 - 2(3.13) = 53.74 \quad (\text{mm}) \quad \text{Diámetro raíz}$$

$$a_{cp} = 0.25 * m = 0.25 * 2.5 = 0.63 \quad (\text{mm}) \quad \text{Ancho de la cresta superior}$$

$$e_{cp} = 1.57 * m = 1.57 * 2.5 = 3.93 \quad (\text{mm}) \quad \text{Espesor circular del diente}$$

$$a_{np} = 10 * m = 10 * 2.5 = 25 \quad (\text{mm}) \quad \text{Ancho de cara}$$

$$p = \pi * m = 3.1416 * 2.5 = 7.85 \quad (\text{mm}) \quad \text{Paso del diente}$$

3.11.2. Cálculo de fuerzas en el engrane

Para este cálculo se debe conocer la potencia de entrada que en este caso es de 1.1 kW y la velocidad de salida que será de 100 r.p.m. A continuación se calculó la velocidad de rotación del engrane mediante la siguiente fórmula:

$$W = \frac{v_s * 2\pi}{180} \quad (3.19)$$

$$w = \frac{100 * 2\pi}{180} = 3.49 \text{ rad/s}$$

$$T_p = \frac{P}{w} = \frac{1100}{3.49} = 315 \quad (\text{Nm}) \quad \text{Torque engrane}$$

$$F_{t_p} = \frac{20 * T_p}{d_{pp}} = \frac{20 * 315}{62.5} = 105 \quad (\text{N}) \quad \text{Fuerza Tangencial}$$

$$F_{r_p} = F_{t_p} * \tan(\emptyset) = 105 * \tan(20) = 38.22 \quad (\text{N}) \quad \text{Fuerza Radial}$$

3.11.3. Cálculo de esfuerzos a flexión

$$J_p = 0.30 \quad \text{Factor geométrico a flexión}$$

$$Q_{vp} = 6 \quad \text{Calidad del piñón} \quad \text{Calidad de precisión Pulido}$$

$$B_1 = \frac{(12 - Q_{vp})^{2/3}}{4} = \frac{(12 - 6)^{2/3}}{4} = 0.83 \quad \text{para } 6 < Q_{vp} < 11$$

$$A_1 = 50 + 56(1 - B_1) = 50 + 56(1 - 0.83) = 59.52$$

$$V_{tp} = \frac{d_{pp} * w}{200} = \frac{60 * 3.49}{200} = 1.05 \quad (\text{m/s}) \quad \text{Velocidad tangencial del piñón}$$

$$K_{vp} = \left(\frac{A_1}{A_1 + \sqrt{200 * V_{tp}}} \right)^{B_1} = \left(\frac{59.52}{59.52 + \sqrt{200 * 1.05}} \right)^{0.83} = 0.83 \quad \text{Factor dinámico}$$

$$K_{mp} = 1.6 \quad \text{Factor de distribución de carga}$$

$$K_{ap} = 1.25 \quad \text{Choque moderado} \quad \text{Factor de aplicación}$$

$$K_{sp} = 1 \quad \text{Factor de tamaño}$$

$$K_{bp} = 1 \quad \text{Factor de espesor del aro}$$

$$\sigma_{bp} = \frac{F_{tp}}{a n p * J_p * m} * \frac{K_{ap} * K_{mp}}{K_{vp}} * K_{sp} * K_{bp} \quad (\text{MPa}) \quad \text{Esfuerzo a la fatiga por flexión}$$

$$\sigma_{bp} = \frac{105}{25 * 0.30 * 2.5} * \frac{1.25 * 1.6}{0.83} * 1 * 1 = 13.49 \text{ MPa}$$

3.11.4. Resistencia a la fatiga por flexión

Material para el engrane seleccionado: acero SAE 1018 cementado a 915°C.

$$S_{yp} = 386 \quad (\text{MPa}) \quad \text{Resistencia a la fluencia}$$

$$S_{up} = 612 \quad (\text{MPa}) \quad \text{Resistencia última}$$

$$HB_p = 300 \quad (\text{HB}) \quad \text{Dureza Brinell}$$

El acero elegido cumple con la curva de acero grado 2 de acuerdo a la AGMA.

$$Sf_{pi} = 623 + 17HB_p - 0.0126HB_p^2 = 4.59 \times 10^3 \text{ psi}$$

$$Sf_{pii} = Sf_{pi} * 6.89 \times 10^{-3} = 31.62 \text{ MPa}$$

Factor de vida

Jornada de trabajo: 8 horas/día, 20 días/mes

$$t_{pa} = 20 * 12 * 8 = 1.92 \times 10^3 \text{ Horas en el año}$$

añ = 10 años de vida

$$N_c = t_{pa} * añ * 600 * 60 = 6.91 \times 10^8 \text{ ciclos}$$

$$k_{lp} = 1.355 * N_c^{-0.0178} = 0.94 \quad \text{Factor de vida}$$

Factor de temperatura

$$k_{Tp} = 1 \quad \text{Temperatura de trabajo 250 grados F}$$

Factor de confiabilidad

Confiabilidad del 99.9%

$$k_{Rp} = 1.25 \quad \text{Temperatura de trabajo 250 grados F}$$

$$S_{fp} = \frac{k_{lp}}{k_{Tp} * k_{Rp}} * Sf_{pii} = \frac{0.94}{1 * 1.25} * 31.62 = 23.8 \text{ MPa} \quad \text{Resistencia a}$$

las fatiga por flexión corregida

Factor de seguridad a flexión

$$N_{fp} = \frac{S_{fp}}{\sigma_{bp}} = \frac{23.8}{13.49} = 1.8 \quad \text{El factor de seguridad para esfuerzos a}$$

flexión es mayor a 1 por lo que el diseño es el adecuado.

3.12. SELECCIÓN DE LA CADENA DE TRANSMISIÓN

Una cadena de rodillos está formada por la unión alternativa de unos conjuntos que se llaman eslabones interiores y otros llamados eslabones exteriores.

Los eslabones interiores se forman con dos placas o bridas interiores unidas por presión a dos casquillos, sobre los cuales giran libremente los rodillos de la cadena mientras que los eslabones exteriores se forman con placas o bridas exteriores unidas a dos ejes que se remachan lateralmente una vez incorporados a los eslabones interiores.

Según lo descrito se consigue un conjunto articulado denominado cadena de rodillos, formado por una secuencia de rodillos separados entre sí a una distancia constante llamada paso. La cadena de rodillos, puede acoplarse con suavidad a un piñón dentado ejerciendo una función de transmisión entre uno o más ejes que pueden estar distanciados, siendo ésta una de las principales aplicaciones de las cadenas de transmisión.

Para la selección de la cadena adecuada se seguirá los pasos proporcionados por el fabricante de cadenas Joresa, como paso preliminar se deberá considerarse los factores siguientes:

- Potencia a transmitir en kW
- Fuente de potencia
- Mecanismo a accionar
- Número de r.p.m. de los ejes
- Distancia entre centros

3.12.1. Determinación de la potencia corregida de cálculo

Para el cálculo y diseño de las cadenas de transmisión se usará la potencia corregida de cálculo (P_c), obtenida a partir de la potencia transmitida (P), que para nuestro caso es 1.1 kW, afectada por unos coeficientes que tendrá en cuenta diversos aspectos del montaje y uso de la cadena:

$$P_C = k_1 * k_2 * k_3 * k_4 * k_5 * P \quad (3.20)$$

3.12.1.1 Coeficiente k_1

Tiene en cuenta que el número de dientes del engrane sea distinto de 19. En efecto, si el número de dientes del engrane es igual a 19 el coeficiente (K_1) toma de valor la unidad ($K_1 = 1$). Para nuestro caso el número de dientes es 25.

$$k_1 = \frac{19}{25} = 0.76$$

3.12.1.2 Coeficiente k_2

Es el coeficiente de multiplicidad que tiene en cuenta el número de cadenas empleadas en la transmisión (si es simple, es decir, con una cadena, o bien si es una transmisión con doble cadena, o triple)

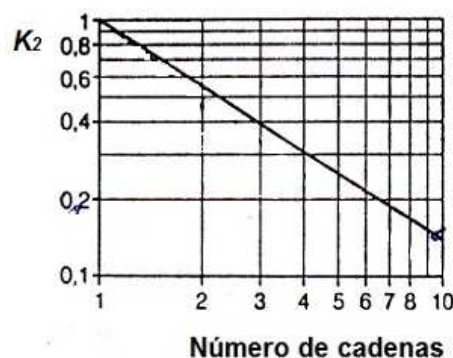


Figura 75. Coeficiente k_2

Fuente: (Mott, 2006)

Observando el gráfico anterior el valor del coeficiente k_2 será igual a 0.55

3.12.1.3 Coeficiente k_3

Tiene en cuenta el número de eslabones o enlaces que conforman la cadena.

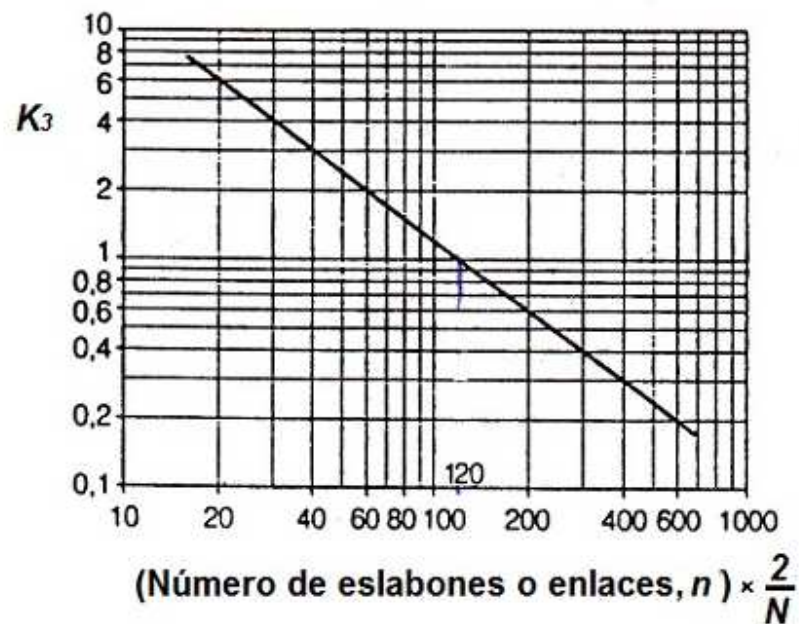


Figura 76. Coeficiente k_3

Fuente: (Mott, 2006)

Siendo n el número de eslabones o enlaces de la cadena y N es el número de ruedas de la transmisión.

En esta primera iteración del cálculo, al carecer de información sobre la longitud que saldrá de la cadena, se va a suponer una cadena de 120 eslabones, con lo que el coeficiente toma el valor unidad.

3.12.1.4 Coeficiente k_4

Es el factor de servicio que tiene en cuenta las condiciones en que trabaja la transmisión:

Trabajo característico de la máquina movida	Trabajo de la máquina motriz		
	<u>uniforme</u> : motores eléctricos, turbinas de gas, motores de combustión interna con acoplamiento hidráulico.	<u>choques leves</u> : motores eléctricos sometidos a frecuentes arranques, motores de combustión interna con seis o más cilindros.	<u>choques moderados</u> : motores de combustión interna con menos de seis cilindros con acoplamientos mecánicos.
<u>movimiento uniforme</u> : bombas y compresores centrífugos, impresoras, transportadores de banda uniformemente cargados, agitadores y mezcladores de líquidos, secadores rotatorios, ventiladores.	1.00	1.10	1.30
<u>choques moderados</u> : bombas y compresores con tres o más cilindros, mezcladoras de concreto, transportadores de banda no cargados uniformemente, agitadores y mezcladores de sólidos.	1.40	1.50	1.70
<u>choques fuertes</u> : excavadoras, molinos de bolas, máquinas para el procesado de gomas, prensas, cizallas, bombas y compresores con uno o dos cilindros.	1.80	1.90	2.10

Figura 77. Coeficiente k_4

Fuente: (Mott, 2006)

En este caso al tratarse de un motor eléctrico como máquina conductora o motriz, y de un transportador uniformemente cargado como máquina conducida, del gráfico anterior resulta un coeficiente de servicio de valor 1.

3.12.1.5 Coeficiente k_5

Es el coeficiente de duración en función de la vida útil prevista para la cadena.

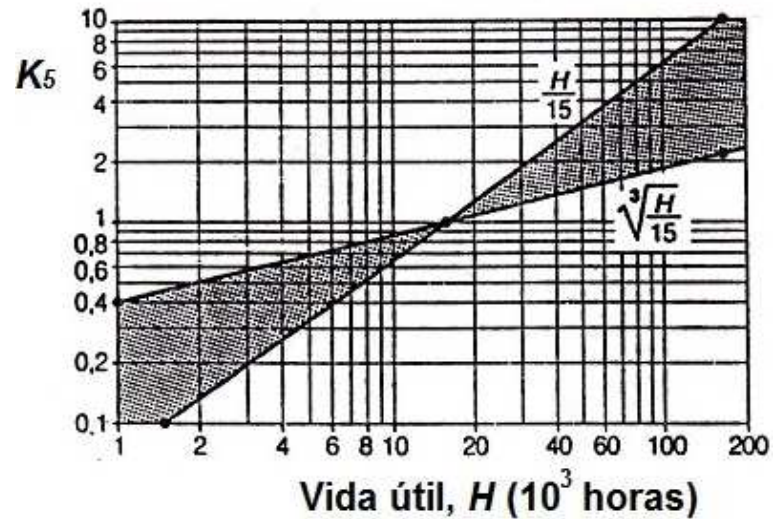


Figura 78. Coeficiente k_5

Fuente: (Mott, 2006)

En este caso, se supone una duración de 15000 horas, por lo que del gráfico anterior resulta un coeficiente de 1.

Una vez que se obtienen todos los coeficientes se calculará la potencia corregida mediante la siguiente ecuación:

$$P_C = k_1 * k_2 * k_3 * k_4 * k_5 * P$$

$$P_C = 0.76 * 0.55 * 1 * 1 * 1 * 1100 \text{ W} = 459.8 \text{ W}$$

3.12.2. Selección del tipo de cadena

La selección del tipo de cadena se realiza utilizando el siguiente gráfico y entrando en él con los siguientes valores:

- Potencia corregida de cálculo (P_c): 459.8 W
- Cadena doble
- Velocidad de giro del engrane: 100 r.p.m.

Gráfico para la selección de cadenas Norma ISO 606 (Serie europea)

Tabla N° V

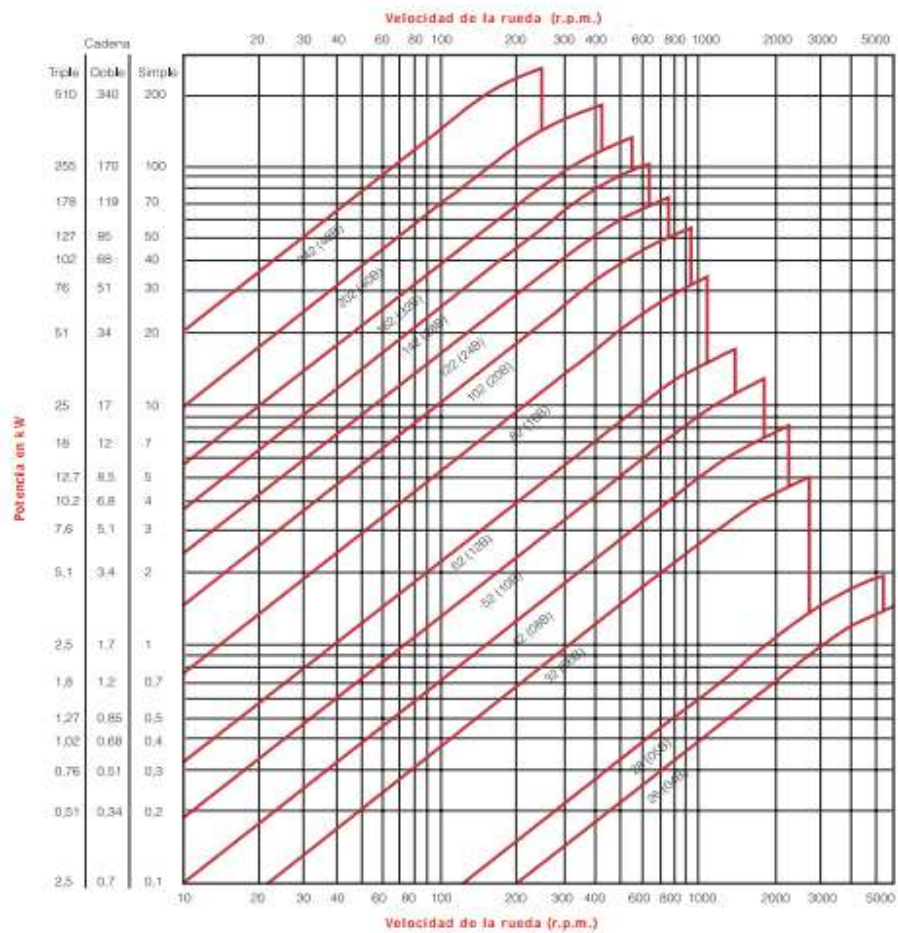


Figura 79. Gráfico para la selección de cadenas

Fuente: (Joresa, 2014)

Se seleccionó una cadena de rodillos dobles ya que éstas pueden girar a velocidades tan altas como una cadena simple del mismo paso, y su capacidad para transmitir potencia se ve incrementada en relación con el número de filas de la cadena, además debido a que la longitud entre los engranes es grande utilizando una cadena de rodillos simples se tendría que realizar una tensión

alta para que la cadena no quede colgada. Utilizando el gráfico anterior el modelo de cadena seleccionada sería **32 (06B)** y paso = **9,525 mm**.

3.12.3. Cálculo del diámetro del engrane

Se puede obtener el diámetro primitivo (D_p) del engrane mediante la expresión:

$$D_p = \frac{p}{\text{sen}(\pi/z)} \quad (3.21)$$

$$D_p = \frac{9.525}{\text{sen}(\pi/25)} = 76 \text{ mm}$$

3.12.4. Cálculo de la longitud de la cadena

Se procedió a calcular la longitud aproximada de la cadena, cabe recalcar que para nuestro caso la cadena no tendrá una vuelta completa ya que se encontrará anexada a unos pernos enroscados en los brazos estructurales.

$$L = 2C + \frac{z_1+z_2}{2}P + \frac{\left(\frac{z_2-z_1}{6.28}\right)^2}{C}P \quad (3.22)$$

Donde:

L: longitud de la cadena (mm)

C: distancia entre centros (mm)

z_1 : número de dientes del piñón

z_2 : número de dientes de la rueda mayor

P: paso de la cadena (mm)

Como el diámetro del piñón y de la rueda mayor para nuestro caso son iguales el tercer término de la ecuación se elimina, además como dato adicional la distancia entre centros de los engranes es 2090 mm.

$$L = 2 * 2090 + \frac{25 + 25}{2} 9.525 = 4418 \text{ mm}$$

Esta sería la longitud si la cadena diera la vuelta completa pero como no es así toca restarle la distancia entre los pernos de sujeción la cual es de 682 mm con lo cual la longitud de la cadena sería de **3736 mm**.

3.12.5. Comprobación de la velocidad lineal

Para este cálculo se utilizaron las siguientes fórmulas:

$$V = \frac{P * z_1 * n_1}{1000} \quad (3.23)$$

Donde:

V: velocidad lineal de la cadena (m/min)

P: paso de la cadena (mm)

z₁: número de dientes del piñón

n₁: número de vueltas del piñón (r.p.m.)

Para nuestra máquina el número de dientes del piñón va a ser el mismo que el número de dientes de la rueda que en cálculos anteriores se encontró un valor de 25.

$$V = \frac{9.525 * 25 * 100}{1000} = \mathbf{23.81 \text{ m/s}}$$

Este valor es inferior a los 30 m/s que marca como límite máximo la tabla mostrada a continuación que muestra las velocidades máximas en cadenas para un paso de 9.525 mm.

Velocidades máximas de la cadena		
Paso mm	Velocidad de rotación r.p.m	Velocidad lineal m/s
9,525	10 000	30
12,7	7 000	28
15,875	5 000	24
19,05	4 000	24
25,4	2 500	18
31,75	1 600	16
38,1	1 300	16
44,45	1 000	14
50,8	700	11
63,5	500	10
76,2	400	9,5

Figura 80. Velocidades máximas de cadenas

Fuente: (Joresa, 2014)

3.12.6. Comprobación del esfuerzo total soportado por la cadena

Se puede obtener el valor del esfuerzo útil (F_u) que desarrolla la cadena a partir de la siguiente expresión:

$$F_u = \frac{P}{V} \quad (3.24)$$

Donde:

F_u : esfuerzo útil que desarrolla la cadena

P: potencia a transmitir (W)

V: velocidad lineal de la cadena (m/s)

$$F_u = \frac{1100}{23.81} = 46,20 \text{ N}$$

El otro componente del esfuerzo, el debido a la fuerza centrífuga de la cadena (F_c), viene determinado por la siguiente expresión:

$$F_c = M * v^2 \quad (3.25)$$

Siendo M la masa unitaria (kg/m) de la cadena.

De la tabla de características técnicas para cadena doble de rodillos que se incluye en el gráfico a continuación se puede obtener que para una cadena Tipo 32(06B) y paso 9,525 mm resultan las siguientes características:

- Peso unitario (M): 0.78 kg/m
- Carga de Rotura (R): 1925 kp

CÓDIGO CODE		PASO PITCH		ANCHO INTERIOR INNER WIDTH	DIÁMETRO RODILLO ROLLER DIAMETER	DIÁMETRO DEL EJE PIN DIAMETER	LONGITUD DEL EJE PIN LENGTH	LONG. EJE UNION CONN. LINK PIN LENGTH	SEPARACION ENTRE FILAS TRANSVERSE PITCH	SUPERFICIE ARTICULACION PROTECTED BEARING AREA	CARGA DE ROTURA AVG. TENSILE STRENGTH	PESO POR METRO WEIGHT PER METER
JORESA	ISO	P Pulg.-Inch	P mm.	A min. mm.	Ø D max. mm.	Ø d max. mm.	H max. mm.	C max. mm.	E cm ²	S' mm.	A.T.S. daN-Kg	q Kg/m.
2028	05B-2	--	8,00	3,00	5,00	2,31	14,30	17,40	5,64	0,20	955	0,35
2032#	06B-2	3/8	9,525	5,72	6,35	3,28	23,80	27,10	10,24	0,57	1.925	0,78
2042	08B-2	1/2	12,70	7,75	8,51	4,45	31,00	34,90	13,92	1,00	3.810	1,40
2052	10B-2	5/8	15,875	9,65	10,16	5,08	36,20	40,30	16,59	1,36	5.130	1,82
2062	12B-2	3/4	19,05	11,68	12,07	5,72	42,20	46,80	19,46	1,80	6.370	2,44
2082	16B-2	1	25,40	17,02	15,88	8,28	68,00	73,40	31,88	4,24	12.955	5,30
2102	20B-2	1 1/4	31,75	19,56	19,05	10,19	79,70	85,80	36,45	5,88	19.850	7,33
2122	24B-2	1 1/2	38,10	25,40	25,40	14,63	101,80	108,40	48,36	11,08	36.100	14,60
2142	28B-2	1 3/4	44,45	30,99	27,94	15,90	124,70	132,10	59,56	14,80	41.200	17,15
2162	32B-2	2	50,80	30,99	29,21	17,81	126,00	133,90	58,55	16,00	49.400	18,90
2202	40B-2	2 1/2	63,50	38,10	39,37	22,89	154,90	165,10	72,29	25,50	70.800	31,60
2242	48B-2	3	76,20	45,72	48,26	29,24	190,40	200,90	91,21	41,16	110.000	49,50

Figura 81. Especificaciones de la cadena seleccionada

Fuente: (Joresa, 2014)

Sustituyendo valores para el caso que nos ocupa resulta un esfuerzo debido a la fuerza centrífuga de la cadena de:

$$F_c = M * v^2 = 0.78 * (23.81)^2 = 442.19 \text{ N}$$

Por lo tanto el esfuerzo total que soporta la cadena vale:

$$F_o = F_u + F_c = 46.20 + 442.19 = 488.39 \text{ N (49.81 kp)}$$

Por lo que resulta un coeficiente de seguridad de:

$$C_s = \frac{R}{F_o} = \frac{1925}{49.81} = 38.65$$

Se considera de buena práctica disponer de un coeficiente de seguridad de al menos $C_s > 12$, por lo que se cumple con la cadena seleccionada.

3.12.7. Comprobación de la presión máxima de contacto

La presión de contacto (P_s) que ejerce la cadena sobre el flanco del diente de la rueda se puede calcular a partir de la siguiente expresión:

$$P_s = \frac{F_o}{d * l} \quad (3.26)$$

Donde:

F_o : esfuerzo total que transmite la cadena

d : diámetro del perno (bulón o eje) de la cadena

l : longitud del casquillo de la cadena

Basándose en la figura anterior se puede obtener para una cadena Tipo 06B y paso 9.525 mm los parámetros anteriores:

- Diámetro del perno o eje (d): 3.28 mm
- Longitud del casquillo o anchura del eslabón interior (l): 5.72 mm

Sustituyendo, resulta una presión o tensión de contacto de:

$$P_s = \frac{F_o}{d * l} = \frac{488.39}{3.28 * 5.72} = 26.03 \text{ MPa}$$

Valor que es inferior a la $P_{s\text{Máx}} = 39 \text{ MPa}$, según se puede extraer de la tabla con las presiones máximas admisibles en las articulaciones del siguiente gráfico.

Presión convencional máxima en las articulaciones (MPa)				
p (mm)	9,525-12,7	15,875 19,05-25,4	31,75-38,1 44,45-50,8	63,5-76,2
N (r.p.m.)				
10	64	51	45	38
25	67	45	39	33
50	48	39	34	29
75	44	35	30	26
100	39	31	27	23
150	35	28	24	21
200	33	26	23	19
250	31	25	22	18
300	30	24	21	17
400	28	22	19	16
500	27	21	18	
750	24	19	17	
1 000	22	18	15	
1 500	20	16		
2 000	17	14		
2 500	15	12		
3 000	14	11		
4 000	10			
5 000	7			

Figura 82. Presión máxima admisible sobre las articulaciones de la cadena

Fuente: (Joresa, 2014)

Por lo tanto, la cadena seleccionada **CUMPLE**.

3.13. DISEÑO DEL EJE DE TRANSMISIÓN.

El objetivo del diseño del eje es encontrar el diámetro adecuado para que éste no falle por flexión o torsión.

Para el diseño del eje se realiza un diagrama de cuerpo libre, en donde se colocarán todas las fuerzas que se presentan en el eje, reacciones en las chumaceras y fuerzas en las catalinas.

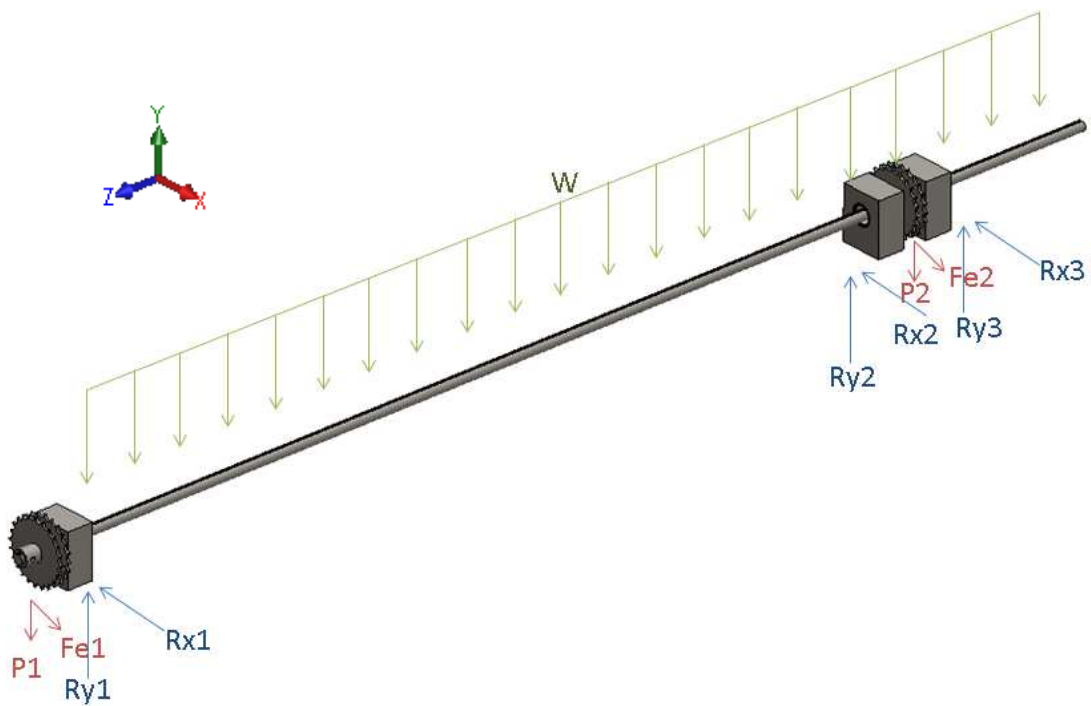


Figura 83. Fuerzas presentes en el eje motriz

3.13.1. Análisis de fuerzas en el plano “YZ”

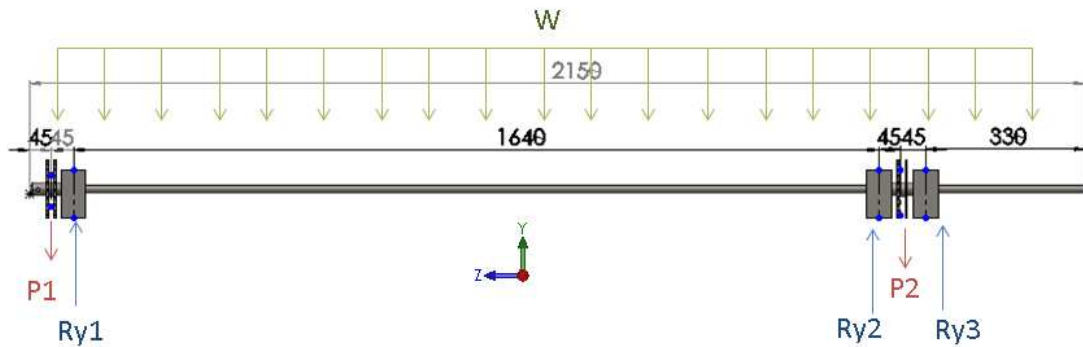


Figura 84. Análisis de fuerzas en el plano “YZ”

Para calcular el peso distribuido a lo largo del eje se utilizó el software SolidWorks basándose en las medidas estimadas del mismo. Se concluye que la masa eje de transmisión es aproximadamente 4.69 kg, sin embargo se recomienda que se incremente este valor para el diseño asumiendo una masa crítica y el valor de diseño es de 5 kg (49 N), entonces se encuentra el peso por unidad de longitud:

$$W_{eje} = \frac{P_{eje}}{l} = \frac{49}{2.15} = 22.79 \text{ N/m}$$

Los valores de P1 y P2 representan los pesos de los engranes, que para la máquina son los mismos, y cuyo valor se lo analiza en el software Solidworks y es de 2.72 kg (26.66 N).

Aplicando sumatorias de fuerzas en el eje y:

$$\sum F_y = 0$$

$$-P_1 + Ry_1 + Ry_2 - P_2 + Ry_3 - W_{eje} * 2.15 = 0$$

$$Ry_1 = Ry_2 = Ry_3 \quad y \quad P_1 = P_2$$

$$3Ry_1 - 2P_1 = 22.79 * 2.15$$

$$Ry_1 = \frac{49 + 53.32}{3} = 34.11 \text{ N}$$

$$Ry_1 = Ry_2 = Ry_3 = 34.11 \text{ N}$$

3.13.2. Fuerzas sobre el eje en el plano torsor “YZ”

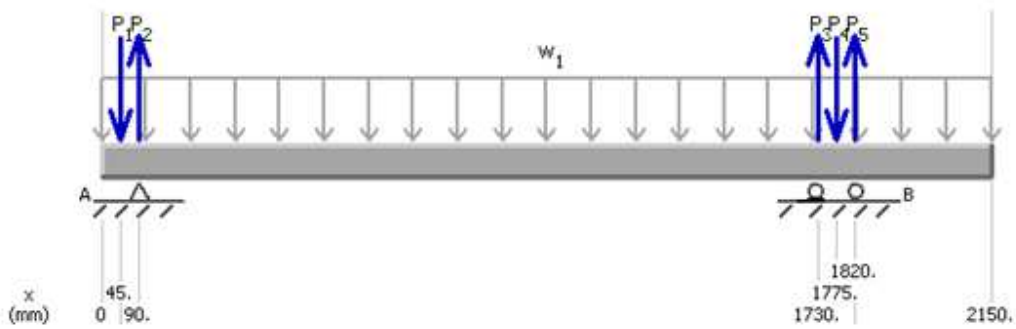


Figura 85. Distribución de fuerzas en el eje para el plano “YZ”

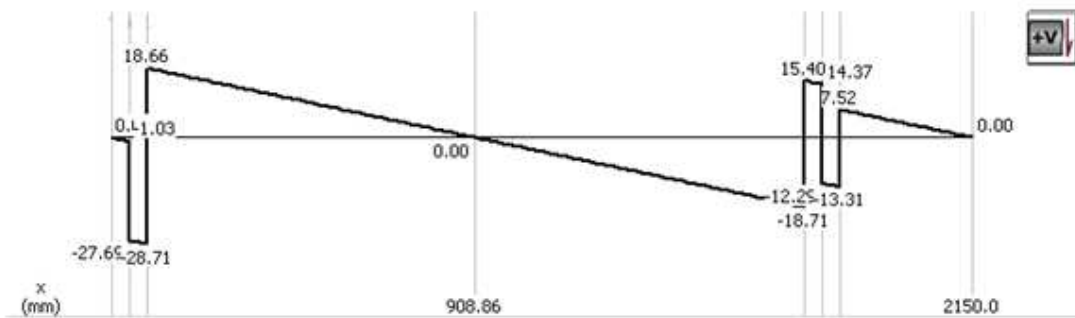


Figura 86. Diagrama de fuerza cortante para el plano “YZ”

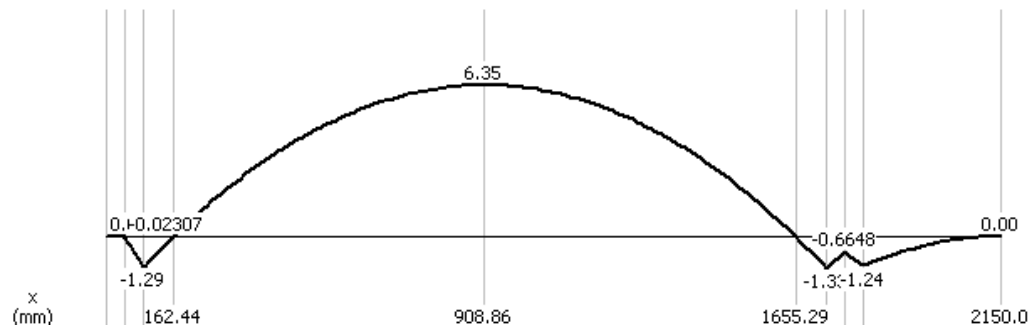


Figura 87. Diagrama de momento para el plano "YZ"

3.13.3. Análisis de fuerzas en el plano "XZ"

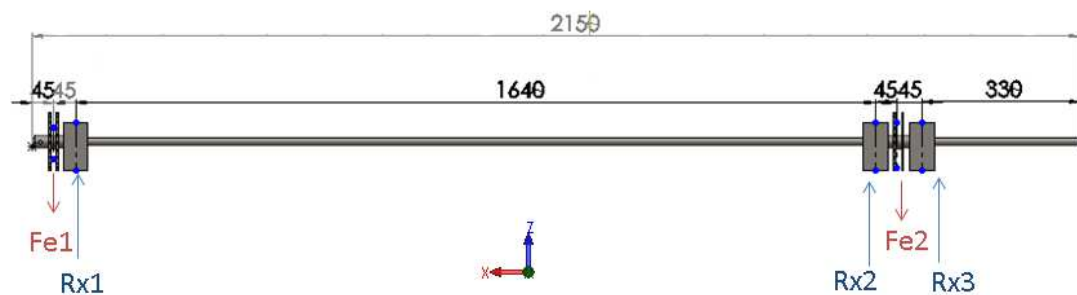


Figura 88. Análisis de fuerzas en el plano "XZ"

Los valores de Fe_1 y Fe_2 corresponden al valor de la tensión de la cadena que se calculó anteriormente como F_0 (fuerza total) y cuyo valor es 488.39 N.

Aplicando sumatorias de fuerzas en el eje z:

$$\sum F_z = 0$$

$$-Fe_1 + Rx_1 + Rx_2 - Fe_2 + Rx_3 = 0$$

$$R_{x_1} = R_{x_2} = R_{x_3} \quad y \quad F_{e_1} = F_{e_2}$$

$$3R_{x_1} = 2F_{e_1}$$

$$R_{x_1} = \frac{976.78}{3} = 325.59 \text{ N}$$

$$R_{x_1} = R_{x_2} = R_{x_3} = 325.59 \text{ N}$$

3.13.4. Fuerzas sobre el eje en el plano flector "XZ"



Figura 89. Distribución de fuerzas en el eje para el plano "XZ"

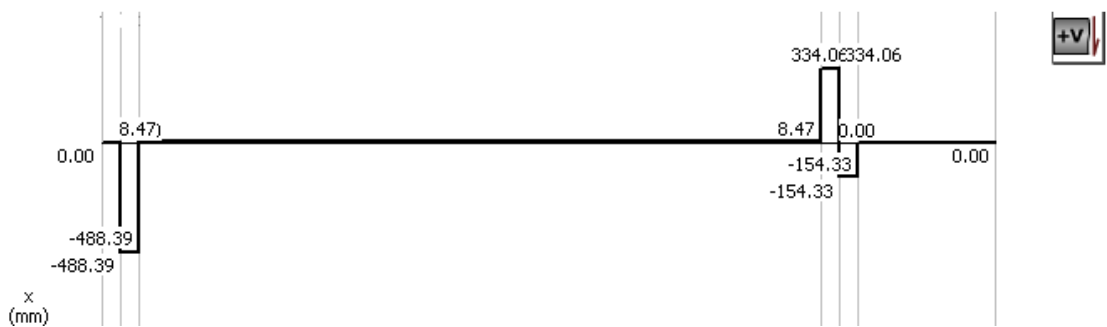


Figura 90. Diagrama de fuerza cortante para el plano "XZ"

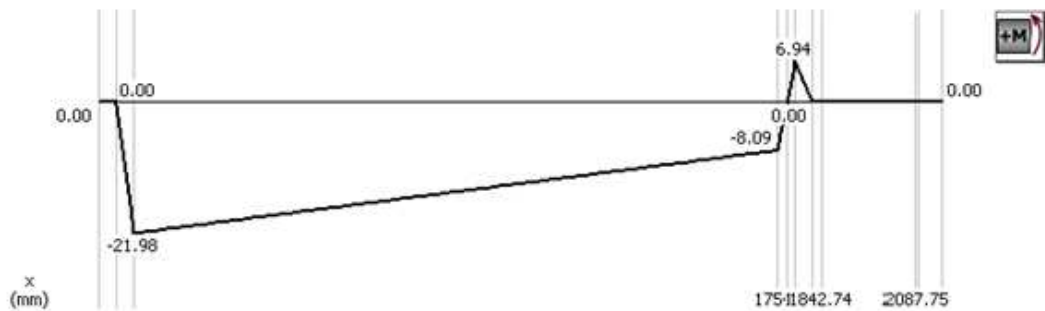


Figura 91. Diagrama de momento para el plano "XZ"

Con los diagramas de momentos obtenidos anteriormente se calcula el momento máximo de mayor magnitud.

$$M_{yz} = 6.35 \text{ Nm}$$

$$M_{xz} = 21.98 \text{ Nm}$$

$$M_{max} = \sqrt{M_{yz}^2 + M_{xz}^2} = \sqrt{6.35^2 + 21.98^2} = 22.88 \text{ Nm}$$

Torque máximo:

$$T_{max} = \frac{P}{\omega}$$

$$T_{max} = \frac{P}{\omega} = \frac{1100 \text{ W}}{100 \text{ r.p.m}} = 11 \text{ Nm}$$

Esfuerzos.-

Flexión:

$$\sigma b_{max} = \frac{32 * M_{max}}{\pi * d^3}$$

$$\sigma b_{max} = \frac{32 * 22.88}{\pi * d^3} = \frac{233.05}{d^3}$$

Torsión:

$$\tau t_{max} = \frac{16 * T_{max}}{\pi * d^3}$$

$$\tau t_{max} = \frac{16 * 11}{\pi * d^3} = \frac{56.02}{d^3}$$

El material seleccionado para la fabricación del eje será un acero AISI 4340 templado y revenido a 1200 °F que presenta las siguientes características:

Número SAE/AISI	Estado	Límite elástico a la tensión (convencional al 2%)		Resistencia máxima a la tensión		Elongación en 2 in %	Dureza Brinell o Rockwell
		kpsi	MPa	kpsi	MPa		
1340	recocido	63	434	102	703	25	204HB
	templado y revenido	109	752	125	862	21	250HB
4340	templado y revenido @ 1 200°F	124	855	140	965	19	280HB
	templado y revenido @ 1 000°F	156	1 076	170	1 172	13	360HB
	templado y revenido @ 800°F	198	1 365	213	1 469	10	430HB
	templado y revenido @ 600°F	230	1 586	250	1 724	10	486HB

Figura 92. *Propiedades mecánicas del acero AISI 4340*

Fuente: (Norton, 2010)

$$S_y = 855 \text{ MPa}$$

$$S_u = 965 \text{ MPa}$$

$$\%E = 19\%$$

El límite de resistencia a la fatiga se calcula con la siguiente ecuación:

$$S'_e = 0.5 * S_u$$

$$S'_e = 0.5 * 965 = 482.5 \text{ MPa}$$

La resistencia a la fatiga del eje será:

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

El factor de superficie (k_a) se evalúa según la premisa:

$$k_a = (a * S_u^b)$$

Donde:

a= 4.51 MPa

b= -0.265

Estos valores se obtienen de la siguiente gráfica:

Acabado superficial	Factor a		Exponente
	S_{ut} , kpsi	S_{ut} , MPa	B
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

Figura 93. *Parámetros en el factor de la condición superficial de Marín*

Fuente: (Norton, 2010)

$$k_a = (4.51 * 965^{-0.265}) = 0.75$$

El factor de tamaño (k_b) se evalúa según la premisa:

D= 45 mm (suponiendo el valor del diámetro del eje)

$$k_b = 1.24 * d^{-0.107} \quad \text{Si } 2.79 < d < 51 \text{ mm}$$

$$k_b = 1.24 * 45^{-0.107} = 0.83$$

El factor de carga (k_c) se determina según el tipo de carga que se aplica al elemento, para lo cual se basará en el siguiente gráfico:

Tipo de carga	k_c
Flexión	1
Axial	0.85
Torsión	0.59

Figura 94. Factores de carga

Fuente: (Norton, 2010)

Con lo cual el factor de carga será igual a 1 ya que el eje está sometido a flexión.

El factor de temperatura (k_d) si la máquina está trabajando en condiciones normales, es decir a una temperatura de trabajo menor a 75°C, será de 1.

$$k_d = 1$$

El factor de confiabilidad (k_e) se determina según el siguiente gráfico:

Confiabilidad, %	Variación de transformación z_a	Factor de confiabilidad k_e
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

Figura 95. *Factor de confiabilidad*

Fuente: (Norton, 2010)

Como tenemos una confiabilidad del 95% seleccionamos nuestro factor acorde a nuestra confiabilidad.

$$k_e = 0.868$$

El factor de efectos diversos (k_f), en este caso por concentradores de esfuerzos se calcula de la siguiente manera:

Vamos a tomar los siguientes valores normalizados encontrados en el siguiente gráfico para una chaveta rectangular y asumiendo nuestro diámetro de 45 mm.

Shaft Diameter		Key Size		
Over	To (Incl.)	w	h	Keyway Depth
$\frac{5}{16}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{64}$
$\frac{7}{16}$	$\frac{9}{16}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{64}$
		$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{16}$
$\frac{9}{16}$	$\frac{7}{8}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{16}$
		$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{32}$
$\frac{7}{8}$	$1\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{32}$
		$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$
$1\frac{1}{4}$	$1\frac{3}{8}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$
		$\frac{5}{16}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{5}{32}$
$1\frac{3}{8}$	$1\frac{3}{4}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$
		$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{16}$
$1\frac{3}{4}$	$2\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{16}$
		$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{4}$
$2\frac{1}{4}$	$2\frac{3}{4}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{7}{32}$
		$\frac{5}{8}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{5}{16}$
$2\frac{3}{4}$	$3\frac{1}{4}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{4}$
		$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{8}$

Figura 96. Dimensión de la chaveta en función del diámetro del eje

Fuente: (Norton, 2010)

En base al gráfico anterior las medidas para nuestra chaveta serían ancho $w=1/2$ pulg (12.7 mm), alto $h=3/8$ pulg (9.53 mm) y profundidad $3/16$ pulg (4.76 mm).

Por lo tanto vamos a asumir el valor de $D = 45$ mm y el $d = 45$ mm – profundidad de la chaveta, $d = 45 - 4.76 = 40.24$, valor que se usará para el cálculo del valor de concentración de esfuerzos.

El radio de la muesca (r) de la chaveta será igual a la profundidad de la misma, es decir 4.76 mm.

En base a la figura que se muestra a continuación y con las siguientes relaciones se calcula el factor (k_t).

$$\frac{r}{d} = \frac{4.76}{40.24} = 0.12$$

$$\frac{D}{d} = \frac{45}{40.24} = 1.12$$

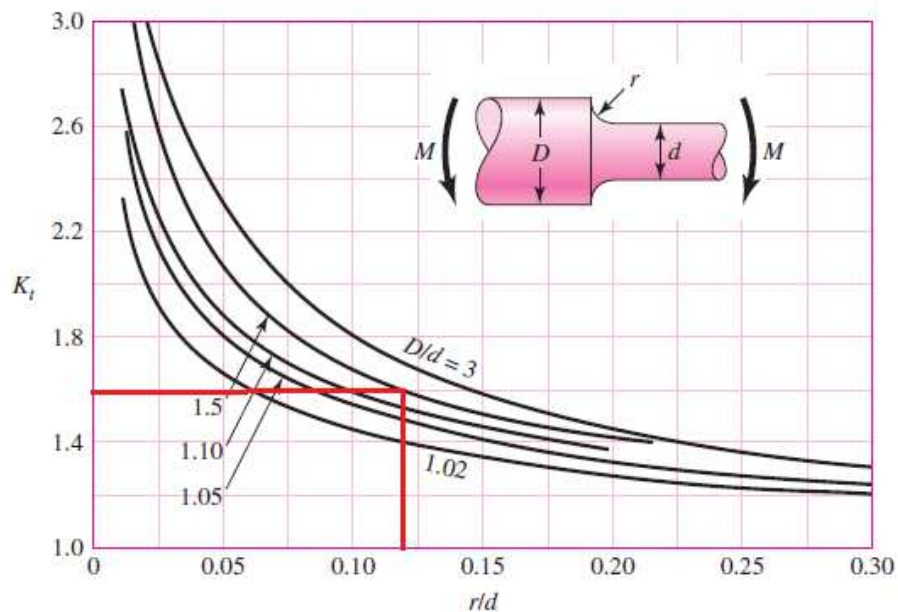


Figura 97. Factor de diseño K_t

Fuente: (Norton, 2010)

Por tanto el factor de diseño es igual a:

$$k_t = 1.6$$

De acuerdo al siguiente gráfico y con el radio de muesca de la chaveta ($r = 4.76 \text{ mm}$) y el tipo de material de construcción del eje ($S_U = 965 \text{ MPa}$) se obtendrá lo siguiente: $q = 0.95$

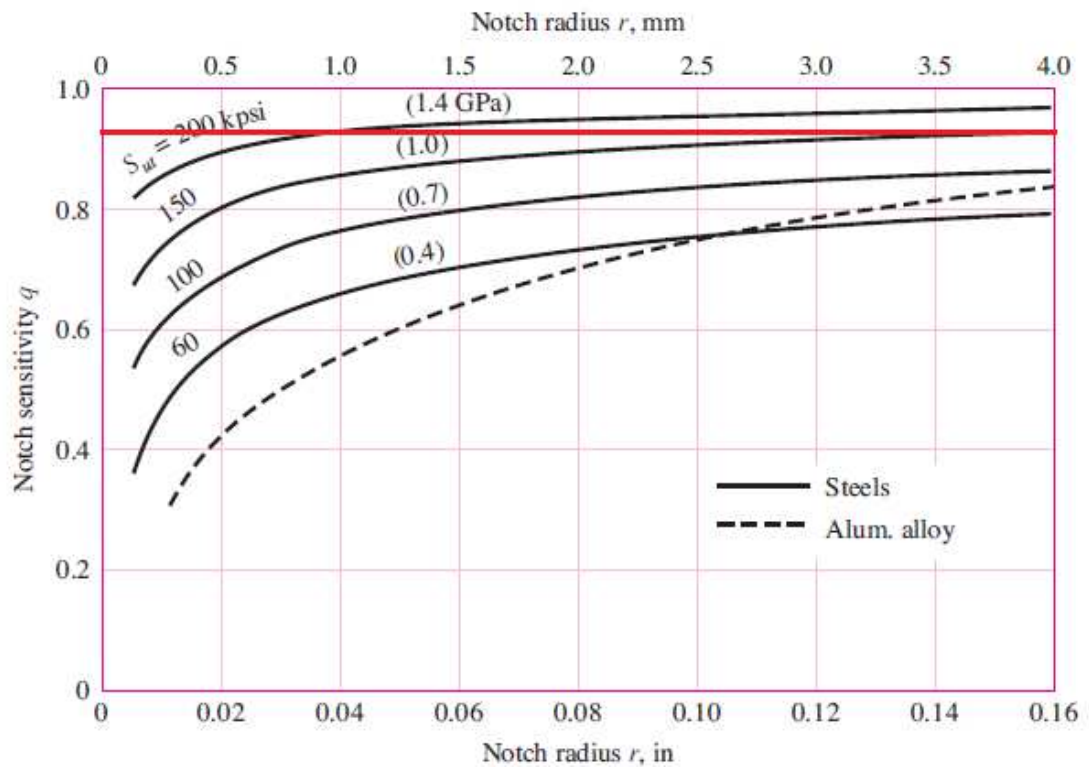


Figura 98. Sensibilidad a la muesca (q).

Fuente: (Norton, 2010)

Ahora el valor del factor (k_f) se calcula con la siguiente ecuación:

$$k_f = 1 + q * (k_t - 1)$$

$$k_f = 1 + 0.95 * (1.6 - 1) = 1.57$$

Por lo tanto:

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

$$S_e = 0.75 * 0.83 * 1 * 1 * 0.868 * 1.57 * 482.5$$

$$S_e = 409.31 \text{ MPa}$$

De acuerdo a la siguiente figura y con las siguientes relaciones calculamos el factor (k_{ts}).

$$\frac{r}{d} = \frac{4.76}{40.24} = 0.12$$

$$\frac{D}{d} = \frac{45}{40.24} = 1.12$$

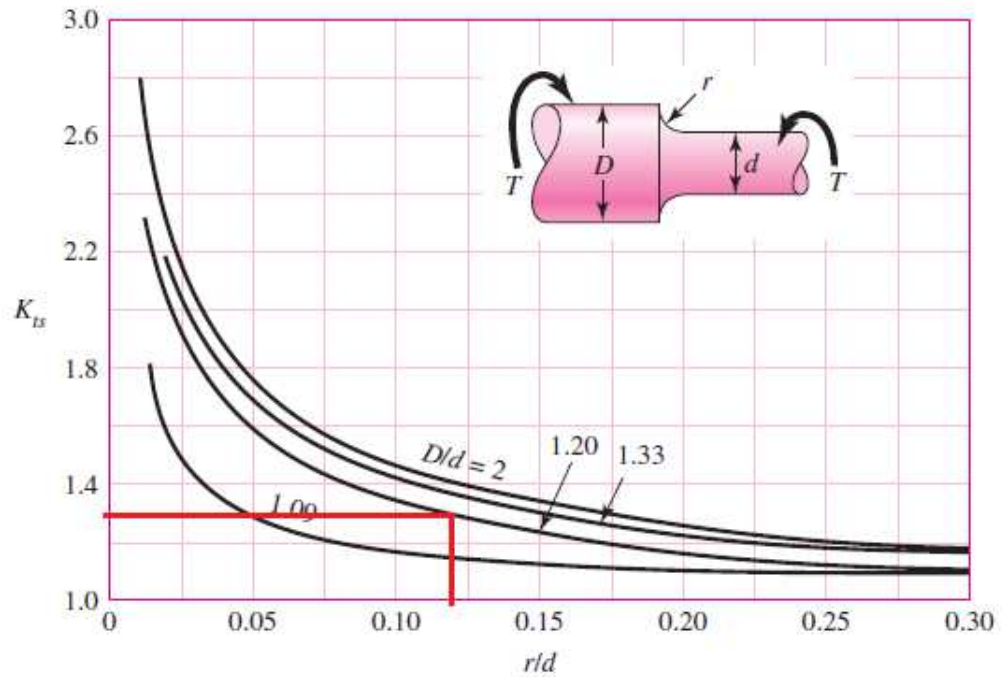


Figura 99. Factor de cálculo (k_{ts}).

Fuente: (Norton, 2010)

En base al gráfico anterior encontramos que el valor de $k_{ts} = 1.3$

De acuerdo a la siguiente figura y con el radio de la muesca ($r = 4.76$ mm) y el tipo de material de construcción del eje (BH280 HB) se obtiene el siguiente valor:

$$q_{cortante} = 1$$

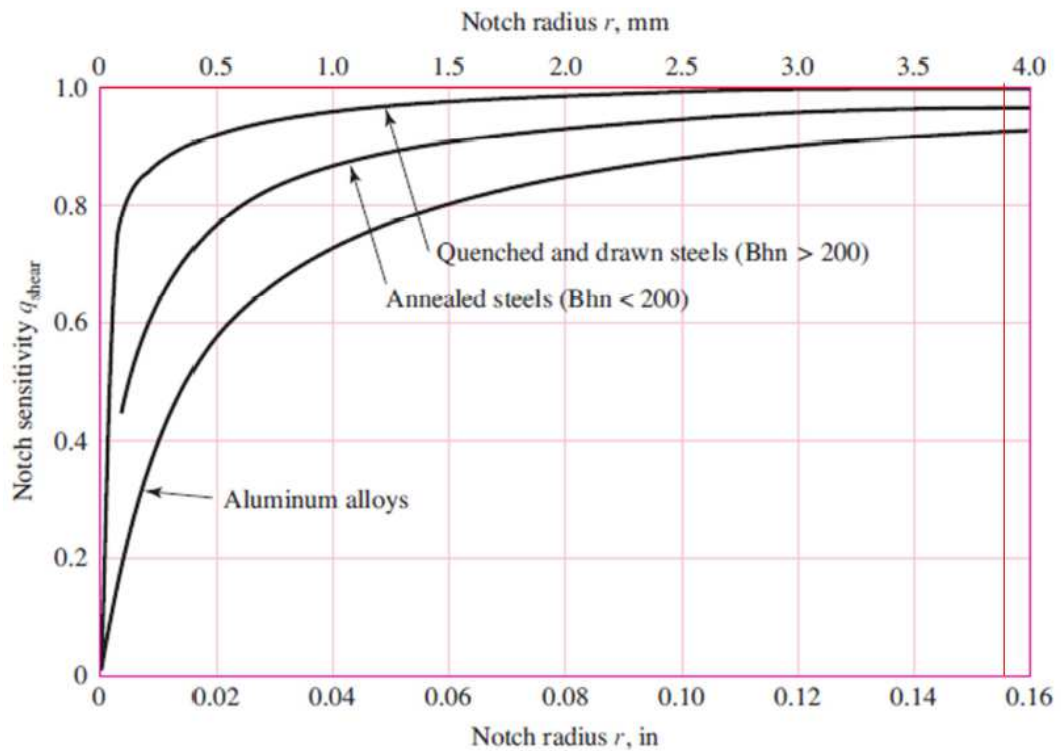


Figura 100. Sensibilidad a la muesca de materiales sometidos a torsión

Fuente: (Norton, 2010)

Ahora el valor del factor (k_{fs}) se calcula con la siguiente ecuación:

$$k_{fs} = 1 + q_{\text{cortante}} * (k_{ts} - 1)$$

$$k_{fs} = 1 + 1 * (1.3 - 1) = 1.3$$

El rango de factores de seguridad para diseños ordinarios es de:

$$1 < n_s < 3$$

Por lo tanto se escogió un factor de seguridad de $n_s = 2$

Para el cálculo del diámetro del eje se utilizó la ecuación de Goodman modificada que se muestra a continuación:

$$d = \left(\frac{16 * n_s}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_e} \left[4 * (k_f * M_a)^2 + 3 * (k_{fs} * T_a)^2 \right]^{1/2} + \frac{1}{S_{ut}} \left[4 * (k_f * M_m)^2 + 3 * (k_{fs} * T_m)^2 \right]^{1/2} \right\} \right)^{1/3}$$

Donde:

d = diámetro del eje

n_s = factor de seguridad

S_e = Límite de resistencia a la fatiga

M_a = Momento alternante

M_m = Momento medio = 0

T_a = Torsor alternante = 0

T_m = Torsor medio

El motor entrega potencia constantemente lo cual indica que se tiene un torsor medio (T_m). Así mismo, el peso del eje en el avance ayuda al motor mientras que en el retroceso es una carga para este. Por lo que se tiene un momento alternante (M_a).

$$d = \left(\frac{16 * 2}{\pi} \left\{ \frac{1}{409.31} \left[4 * (1.57 * 22.88)^2 + 3 * (1.3 * 0)^2 \right]^{1/2} + \frac{1}{965} \left[4 * (1.57 * 0)^2 + 3 * (1.3 * 11)^2 \right]^{1/2} \right\} \right)^{1/3}$$

$$\mathbf{d = 43.67 \text{ mm}}$$

El valor comercial corresponderá a 1 $\frac{3}{4}$ pulgadas = 44.45 mm

3.14. SELECCIÓN DE CUÑAS

Una cuña es un componente de maquinaria que se instala en la interfaz entre un eje y el cubo de un elemento de transmisión de potencia, con el objetivo de transmitir par torsional. La cuña es desmontable para facilitar el ensamblado y desensamblado del sistema en el eje. Se instala en una ranura axial maquinada en el eje llamada cuñero. En la tabla que se muestra a continuación se pudo observar el tipo de cuña adecuada según el diámetro de nuestro eje.

TABLA 11-1 Tamaño de la cuña en función del diámetro del eje

Tamaño nominal del eje		Tamaño nominal de la cuña		
Más de	Hasta (incl.)	Ancho, W	Altura, H	
			Cuadrada	Rectangular
5/16	7/16	3/32	3/32	
7/16	9/16	1/8		3/32
9/16	7/8	3/16	3/16	1/8
7/8	1	1/4	1/4	3/16
1 1/8	1 1/8	5/16	5/16	1/4
1 1/8	1 1/4	3/8	3/8	1/4
1 1/2	2 1/2	1/2	1/2	3/8
2 1/2	2 1/2	5/8	5/8	7/16
2 1/2	3 1/2	3/4	3/4	1/2
3 1/2	3 1/2	7/8	7/8	5/8
3 1/2	4 1/2	1	1	3/4
4 1/2	5 1/2	1 1/4	1 1/4	7/8
5 1/2	6 1/2	1 1/2	1 1/2	1
6 1/2	7 1/2	1 3/4	1 3/4	1 1/2
7 1/2	9	2	2	1 1/2
9	11	2 1/2	2 1/2	1 3/4
11	13	3	3	2
13	15	3 1/2	3 1/2	2 1/2
15	18	4		3
18	22	5		3 1/2
22	26	6		4
26	30	7		5

Figura 101. Dimensiones de la cuña según el diámetro del eje

Fuente: (Mott, 2006)

Como se puede observar en la tabla anterior para nuestro diámetro de eje de 1 3/4 de pulgada correspondería una cuña de rectangular de 3/8 de ancho y 1/4 de alto, el largo de la misma será la longitud entre las caras opuestas del engrane.

El material de la cuña utilizado por las industrias nacionales es el AISI 1040 para tener una resistencia y ductibilidad adecuada para la mayoría de las aplicaciones convencionales.

El eje que transmite el movimiento poseerá un canal con las medidas adecuadas para que la cuña encaje perfectamente en él, es decir el canal tendrá 3/8 de ancho y 1/4 de alto. Las medidas y dimensiones de este elemento se detallan en el plano BIGBAMBOO-MC-MP-033.

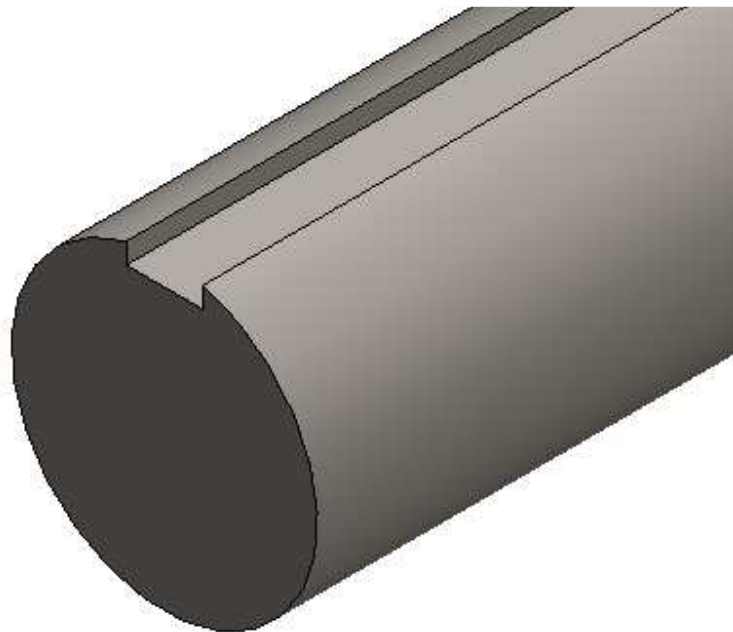


Figura 102. *Sección transversal del eje de transmisión de movimiento*

3.15. SELECCIÓN DEL ACOPLAMIENTO

Este dispositivo es indispensable para conectar dos ejes entre sí, en sus extremos, con el objetivo de transmitir potencia. Existen dos alternativas de selección de acoplamientos: flexibles o rígidos.

Los acoplamientos flexibles pueden consentir algo de desalineación entre los dos ejes mientras que los acoplamientos rígidos implican que no se permite ninguna desalineación entre los ejes conectados. Para nuestra máquina seleccionaremos un acoplamiento rígido ya que el eje de salida del reductor de velocidad debe transmitir toda la potencia al eje de transmisión sin que entre ellos exista desalineación.

Para la selección del acoplamiento y siguiendo el catálogo del fabricante Sitasa son necesarios los siguientes datos:

- Potencia del motor (1.1.kW)
- Tipo de motor (eléctrico)
- Diámetro del eje (3/4 de pulgada)
- Factor de servicio
- Velocidad a transmitir (100 r.p.m.)

3.15.1. Determinación del factor de servicio

Para la realización de este cálculo se utilizará la siguiente tabla:

APLICACIONES ESPECIFICAS		
CELULOSA Y PAPEL		
Bombas servicios, bobinadoray desbobinadora	1,50	
Cilindros, desfibradoras	1,75	
Calandras, cortadores,refinadores, prensas, lavadores, descascadores,2,00 picadores		
INDUSTRIA DEL CAUCHO		
Calandras	2,00	
Molinos	2,25	
Mezcladores (Bambury),Conformadoras	2,50	
CERÁMICA		
Prensas	2,25	
Extrusora	1,50	
Molinos	2,00	
DRAGAS		
Bombas, malacates, zarandas,guinche de maniobras	1,75	
INDUSTRIA TEXTIL		
Cardas, bobinadora,secadores	1,50	
Tambor de secado,calandras, lavadora de ropa	2,00	
PETROLEO		
Filtros	1,25	
Equipos de bombeo	2,00	
INDUSTRIAS ALIMENTICIAS		
BEBIDAS		
Embotelladoras, envasadoras	1,00	
Cortadores, molidor de carne,mezclador de maza	1,75	
INDUSTRIA DEL AZÚCAR		
Mesa inclinada	1,75	
Molienda	2,00	
SIDERÚRGICA		
Formadoras de espiras, Bobinadora, desbobinadora	1,75	
Trefiladora	2,00	

Figura 103. Factor de servicio para la selección del acoplamiento

Fuente: (Sitasa, 2014)

Debido a que no se encuentra la aplicación específica de nuestra máquina se procedió a escoger una similar que en este caso sería una cortadora que se encuentra en la aplicación de celulosa y papel cuyo factor de servicio es 2.

Utilizando la fórmula de potencia nominal obtendremos el siguiente valor:

$$P_n = P * 1.36 * f_s \quad (3.27)$$

Donde:

P_n : potencia nominal (kW)

P : potencia de entrada (kW)

f_s : factor de servicio

$$P_n = 1.1 * 1.36 * 2 = 3 \text{ kW}$$

3.15.2. Selección del modelo específico

Utilizando el valor anterior y visualizando la siguiente tabla se pudo obtener el modelo específico de nuestro acoplamiento.

RPM	X-1	X-2	X-3	X-4	X-5	X-6	X-7	X-8	X-9	X-10	X-11	X-12	X-13	X-14	X-15	X-16
10	0,04	0,06	0,09	0,13	0,22	0,47	0,7	1,3	1,7	2	3	3	5,9	9,5	16	28
50	0,2	0,3	0,5	0,6	1,1	2,4	3,5	6,6	8,7	12	13	17	29	47	82	141
100	0,4	0,6	0,9	1,3	2,2	4,7	7	13	17	24	27	35	59	95	163	281
200	0,8	1,3	1,8	2,5	4,5	9,5	14	26	35	47	53	70	117	190	327	563
300	1,3	1,9	2,7	3,8	6,7	14	21	39	52	71	80	105	176	285	490	844
400	1,7	2,5	3,6	5	8,9	19	28	52	69	95	106	140	235	380	653	1125
500	2,1	3,1	4,5	6,3	11	24	35	66	87	119	133	175	293	475	817	1407
600	2,5	3,8	5,4	7,5	13	28	42	79	104	142	159	209	352	570	980	1688
700	2,9	4,4	6,4	8,8	16	33	49	92	121	166	186	244	410	665	1144	1969
720	3	4,5	6,5	9	16	34	50	94	125	171	191	251	422	684	1176	2026

Figura 104. Modelo específico del reductor con la potencia nominal hallada

Fuente: (Sitasa, 2014)

En la tabla se seleccionó el modelo **X-6** ya que este posee como potencia nominal máxima 4.7 kW, además se sabe que nuestro reductor nos da una velocidad de 100 r.p.m. a la salida.

Finalmente con el modelo seleccionado se pudo establecer las medidas que poseerá nuestro acoplamiento según el catálogo, sabiendo además que la dimensión del agujero será de 3/4 de pulgada, que es el diámetro del eje.

En el catálogo del fabricante existen diversos tipos de acoplamientos pero nosotros seleccionamos el tipo estándar ya que además de cumplir con todos los parámetros anteriormente establecidos posee un diseño compacto y una alta rigidez torsional, este elemento posee agujeros para el prisionero que ayudará a apretar el eje.

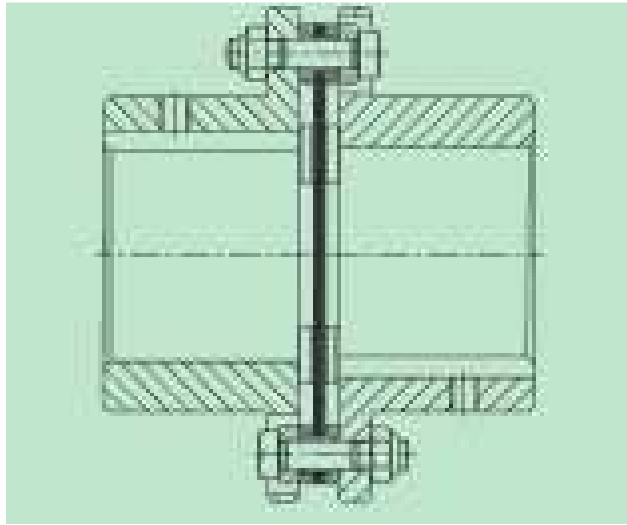


Figura 105. Modelo seleccionado del acoplamiento

Fuente: (Sitasa, 2014)

Las dimensiones y características específicas del acoplamiento se encontrarán detalladas en el anexo L.

3.15.3. Selección de chumaceras

La chumacera es una combinación de un rodamiento radial de bolas, sello, y un alojamiento de hierro colado de alto grado o de acero prensado, suministrado de varias formas. La superficie exterior del rodamiento y la superficie interior del alojamiento son esféricas, para que la unidad sea autoalineable.

Para la selección de nuestra chumacera se utilizó el catálogo NTN para chumaceras, además se debe tomar en cuenta el diámetro del eje de transmisión que es de 3/4 de pulgada y debido a las condiciones de montaje se seleccionó el modelo **UCHP204D1**, las dimensiones y medidas de la misma se detallan en el anexo F.

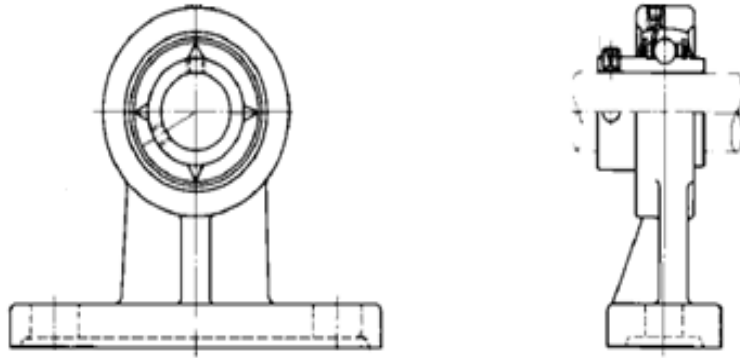


Figura 106. *Modelo seleccionado de la chumacera*

Fuente: (NTN, 2014)

La figura anterior muestra el tipo de chumacera seleccionada para nuestro eje, el cual poseerá dos chumaceras de soporte para el funcionamiento idóneo de la máquina, la figura 3.40 muestra la localización de las chumaceras para nuestro diseño.



Figura 107. *Disposición de las chumaceras con respecto al eje*

3.16. SELECCIÓN DE LAS POLEAS Y BANDAS DE TRANSMISIÓN.

3.16.1. Selección de polea y banda para las fresas de moldurado

La alta velocidad del motor hace que las transmisiones por banda sean ideales para la primera etapa de reducción. Para nuestro caso el motor que proporcionará la potencia es un motor trifásico de 2.2 kW y 2840 r.p.m.

Existen dos tipos de bandas: planas y en V, nosotros escogeremos bandas planas ya que estos componentes poseen una mayor eficiencia y, por tanto, considerable ahorro de energía, además tienen un funcionamiento suave y menor generación de ruido que las bandas en V.

Según las especificaciones dadas por la empresa, la velocidad ideal para el moldurado de la duela de bambú no debe superar las 3000 r.p.m. razón por la cual las poleas que transmitirán el movimiento poseerán diámetros iguales.

Para la selección de las bandas y poleas utilizaremos el catálogo SKF en el cual se pudo observar que existen diversos diseños pero se seleccionó las poleas clásicas ya que además se debe tener en cuenta el diámetro del eje para las fresas de moldurado que es de 30 mm.

3.16.1.1. Cálculo de la potencia de diseño

Se procedió a seleccionar el factor de servicio del siguiente gráfico para obtener la potencia de diseño con la cual se va a trabajar.

Tipo de máquina impulsada	Tipo de impulsor					
	Motores de CA: par torsional normal ² Motores de CD: bobinado en derivación Motores de combustión: múltiples cilindros			Motores de CA: Alto par torsional ¹ Motores de CD: bobinado en serie, bobinado compuesto Motores de combustión: 4 cilindros o menos		
	<6 h por día	6-15 h por día	>15 h por día	<6 h por día	6-15 h por día	>15 h por día
Agitadores, sopladores, ventiladores, bombas centrífugas, transportadores ligeros	1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
Generadores, máquinas herramienta, mezcladores, transportadores de grava	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
Elevadores de cangilones, máquinas textiles, molinos de martillos, transportadores pesados	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
Trituradoras, molinos de bolas, mafacates, extrusoras de hule	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8
Toda máquina que se pueda ahogar	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0

¹Síncronos, fase dividida, trifásicos con par de torsión de arranque o par de torsión al paro máximo menor que 175% de par torsional con carga total.
²Monofásicos, trifásicos con par de torsión de arranque o par de torsión al paro máximo menor que 175% de par torsional con carga total.

Figura 108. Factores de servicio para bandas

Fuente: (Mott, 2006)

Utilizando la gráfica anterior el factor de servicio para nuestro caso será de 1.1 ya que nuestro motor es de par torsional normal, el tipo de máquina impulsada será un transportador ligero y además trabajará 8 horas diarias.

$$PD = f_s * P \quad (3.14)$$

Donde:

PD: potencia de diseño

Fs: factor de servicio

P: potencia de entrada

$$PD = 1.1 * 2.2 \text{ kW} \left| \frac{1.34 \text{ HP}}{1 \text{ kW}} \right| = 3.24 \text{ HP}$$

3.16.1.2. Selección de la banda

Para la selección de la banda se utilizó la siguiente gráfica para ver qué tipo de banda se recomendaría para nuestra aplicación.

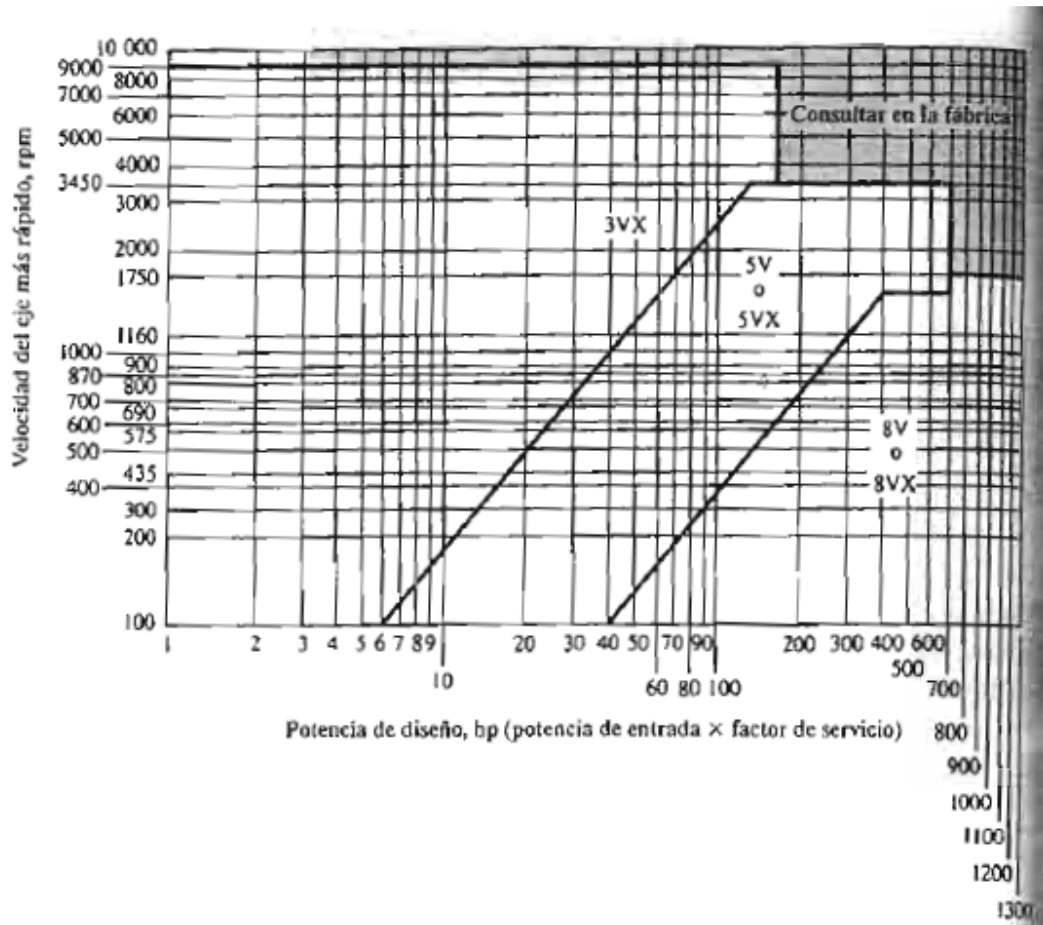


Figura 109. Tipo de banda a seleccionar

Fuente: (Mott, 2006)

Como se puede observar en la gráfica interior, para una potencia de diseño de 3.24 HP y 3840 r.p.m. el tipo de banda a seleccionar será una **3V**.

3.16.1.3. Cálculo de relación de velocidad nominal

Para nuestro caso la velocidad del eje conductor y el eje conducido serán iguales, 2840 r.p.m., razón por la cual la relación de velocidad será de 1.

3.16.1.4. Cálculo del tamaño de la polea motriz

El diámetro de la polea motriz será el mismo que el de la polea conducida ya que ambas girarán a igual velocidad, para el cálculo se utilizó la siguiente fórmula:

$$D_1 = \frac{v_b}{\pi * n_1} \quad (3.28)$$

Donde:

D_1 : diámetro de la polea motriz

V_b : velocidad de la banda

n_1 : revoluciones de entrada

Para el cálculo del tamaño de la polea motriz se seleccionó como guía una que produzca una velocidad de banda de 4000 pies/min.

$$D_1 = \frac{4000}{\pi * 2840} = 0.45 \text{ pies} \left| \frac{12 \text{ pulg}}{1 \text{ pie}} \right| = \mathbf{5.38 \text{ pulg}}$$

3.16.1.5. Verificación de la banda seleccionada

Una vez seleccionada el tipo de banda se tiene que comprobar si es capaz de otorgar la potencia necesaria que para nuestro diseño es de 3.24 HP, para eso se utilizó la siguiente gráfica:

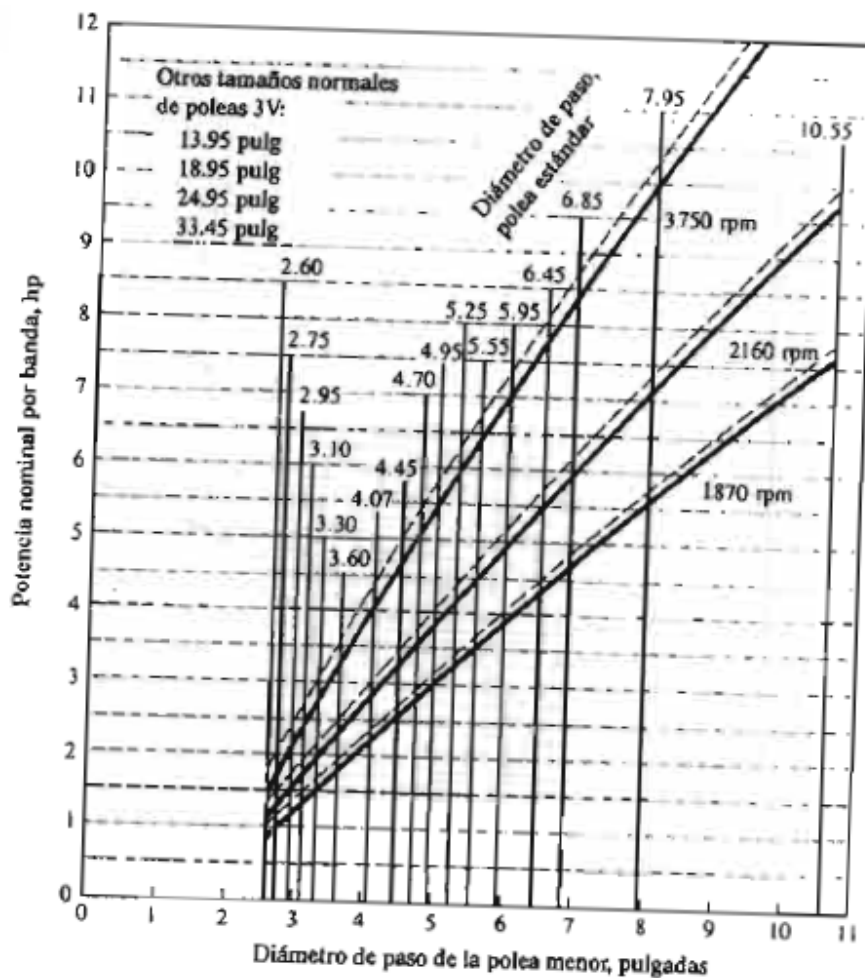


Figura 110. Potencia nominal para la banda del tipo 3V

Fuente: (Mott, 2006)

Como el diámetro de la polea es estándar se seleccionó una de 5.55 pulgadas y se observa que al intersecarla con una velocidad de 3750 r.p.m., mayor a 2840 r.p.m. requeridos, la potencia nominal que podrá transmitir será

de aproximadamente de 6.5 HP con lo cual cubrirá nuestro requerimiento de 3.24 HP, por lo tanto la banda del tipo 3V con una polea de 5.55 pulgadas es la adecuada para nuestro diseño.

3.16.1.6. Distancia entre centros requerida

Para la determinación de este parámetro se seleccionará una distancia adecuada en base a la siguiente ecuación:

$$D_2 < C < 3(D_2 + D_1) \quad (3.29)$$

Donde:

C: distancia entre centros requerida

D₁: diámetro polea de entrada

D₂: diámetro polea de salida

Para nuestro caso el diámetro de la polea de entrada será el mismo que el de la polea de salida razón por la cual nuestra ecuación quedará de la siguiente manera:

$$D < C < 6D$$

$$5.55 < C < 33.3$$

En base al cálculo anterior se seleccionó una distancia de 15 pulgadas.

3.16.1.7. Cálculo de la longitud de la banda necesaria

Para el cálculo de este parámetro se utilizó la fórmula que se detalla a continuación:

$$L = 2C + 1.57(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4C} \quad (3.30)$$

Donde:

L: longitud de banda requerida

C: distancia entre centros

D₁: diámetro polea de entrada

D₂: diámetro polea de salida

Como en nuestro caso el diámetro de la polea de entrada es el mismo que el de la polea de salida la ecuación sería:

$$L = 2 * 15 + 1.57(5.55 + 5.55) = 47.43 \text{ pulgadas}$$

Esta longitud es referencial, razón por la cual se utilizó el siguiente gráfico para determinar la longitud estándar de las correas dadas por el fabricante.

Sólo 3V	3V y 5V	3V, 5V y 8V	5V y 8V	Sólo 8V
25	50	100	150	375
26.5	53	106	160	400
28	56	112	170	425
30	60	118	180	450
31.5	63	125	190	475
33.5	67	132	200	500
35.5	71	140	212	
37.5	75		224	
40	80		236	
42.5	85		250	
45	90		265	
47.5	95		280	
			300	
165			315	
			335	

Figura 111. Longitudes de poleas estándar según el catálogo

Fuente: (SKF, 2014)

Observando el gráfico anterior el valor más cercano de correa estándar es el de 47.5 pulgadas, con este valor se calculó nuevamente la distancia entre centros que debería existir para esta longitud.

$$C = \frac{L - 1.57(D_2 + D_1)}{2}$$

$$C = \frac{47.5 - 1.57(5.55 + 5.55)}{2} = 15.04 \text{ pulgadas}$$

Para la selección de la correa será una tipo **3V** y con una longitud de **47.5 pulgadas**, las especificaciones técnicas se detallan en el anexo N.

En cuanto se refiere a la polea de acuerdo al diámetro seleccionado previamente, 5.55 pulgadas, se escogió del catálogo la que más se acerque a este valor, por lo tanto la nomenclatura específica para la banda será **PHP 1-B52TB**

Diámetro exterior	Tipo	Buje N°	Orificio		F	E	L	M	Peso lbs	Designación
			Min	Max						
3,75	A-1	1210	5/8	1 1/4	1		1		2,20	PHP 1-B34TB
3,95	A-1	1210	5/8	1 1/4	1		1		2,60	PHP 1-B36TB
4,15	A-1	1610	1/2	1 5/8	1		1		2,80	PHP 1-B38TB
4,35	A-1	1610	1/2	1 5/8	1		1		3,00	PHP 1-B40TB
4,55	A-1	1610	1/2	1 5/8	1		1		3,50	PHP 1-B42TB
4,75	A-1	1610	1/2	1 5/8	1		1		3,80	PHP 1-B44TB
4,95	A-1	1610	1/2	1 5/8	1		1		4,00	PHP 1-B46TB
5,15	A-1	1610	1/2	1 5/8	1		1		4,50	PHP 1-B48TB
5,35	A-1	1610	1/2	1 5/8	1		1		4,80	PHP 1-B50TB
5,55	A-1	1610	1/2	1 5/8	1		1		5,00	PHP 1-B52TB
5,75	A-1	1610	1/2	1 5/8	1		1		5,50	PHP 1-B54TB
5,95	A-1	1610	1/2	1 5/8	1		1		6,00	PHP 1-B56TB
6,15	A-1	1610	1/2	1 5/8	1		1		6,30	PHP 1-B58TB
6,35	A-1	1610	1/2	1 5/8	1		1		6,70	PHP 1-B60TB
6,55	A-1	1610	1/2	1 5/8	1		1		7,00	PHP 1-B62TB
6,75	A-1	1610	1/2	1 5/8	1		1		8,00	PHP 1-B64TB
6,95	A-1	1610	1/2	1 5/8	1		1		8,50	PHP 1-B66TB
7,15	A-1	1610	1/2	1 5/8	1		1		9,00	PHP 1-B68TB
7,75	B-1	2517	3/4	2 1/2	1		1 3/4	3/4	9,40	PHP 1-B74TB
8,95	B-2	2517	3/4	2 1/2	1		1 3/4	3/4	12,00	PHP 1-B86TB
9,75	B-2	2517	3/4	2 1/2	1		1 3/4	3/4	14,00	PHP 1-B94TB
11,35	B-2	2517	3/4	2 1/2	1		1 3/4	3/4	18,00	PHP 1-B110TB
12,75	C-3	2517	3/4	2 1/2	1	1/4	1 3/4	1/2	18,50	PHP 1-B124TB
15,75	C-3	2517	3/4	2 1/2	1	1/4	1 3/4	1/2	19,00	PHP 1-B154TB
18,75	C-3	2517	3/4	2 1/2	1	1/8	1 3/4	7/16	24,00	PHP 1-B184TB

Figura 112. Especificación técnica de la polea

Fuente: (SKF, 2014)

3.16.2. Selección de polea y banda para la transmisión del movimiento al reductor de velocidad.

Para la selección se procedió a realizar todo el cálculo anterior y se determinó que la polea y la banda a seleccionar tendrán las siguientes características, de acuerdo a que solo se transmitirá el movimiento al reductor y este posteriormente reducirá las r.p.m. los diámetros de la polea motriz y conducida serán distintos.

Polea motriz y polea conducida: diámetro exterior 3.75 pulgadas, doble canal

Correa: Tipo 3V, longitud 350 mm

3.16.3. Selección de polea y banda para la transmisión del movimiento al rodillo de descarga

Para la selección se procedió a realizar todo el cálculo anterior y se determinó que la polea y la banda a seleccionar tendrán las siguientes características sabiendo que se requiere reducir las r.p.m. para el movimiento del rodillo, por lo tanto el diámetro de la polea conducida será mayor que el de la polea motriz.

Polea motriz: diámetro exterior 3.75 pulgadas, simple canal

Polea conducida: Diámetro exterior 11.35 pulgadas, simple canal

Correa: Tipo 3V, longitud 450 mm

3.17. DISEÑO DE LA ESTRUCTURA DE LA BANCADA.

Finalmente el elemento que soportará todo el peso de la estructura será la bancada, razón por la cual deberá ser de un material altamente resistente ya que sobre esto se va a realizar todo el trabajo de la máquina, para nuestro diseño se consideró las recomendaciones de la empresa las cuales pedían que la bancada pueda ser movida de un lugar a otro mediante un montacargas razón por la cual se procedió a realizar el siguiente diseño que se muestra a continuación, el material utilizado para la fabricación fue el hierro fundido. La forma hueca y las divisiones internas nos ayudan a que los pedazos de las duelas de bambú puedan ser recogidos fácilmente y además se podrá realizar una limpieza adecuada de la estructura. La forma y las dimensiones de la bancada se detallan en el plano constructivo BIGBAMBOO-MC-MP-034. .

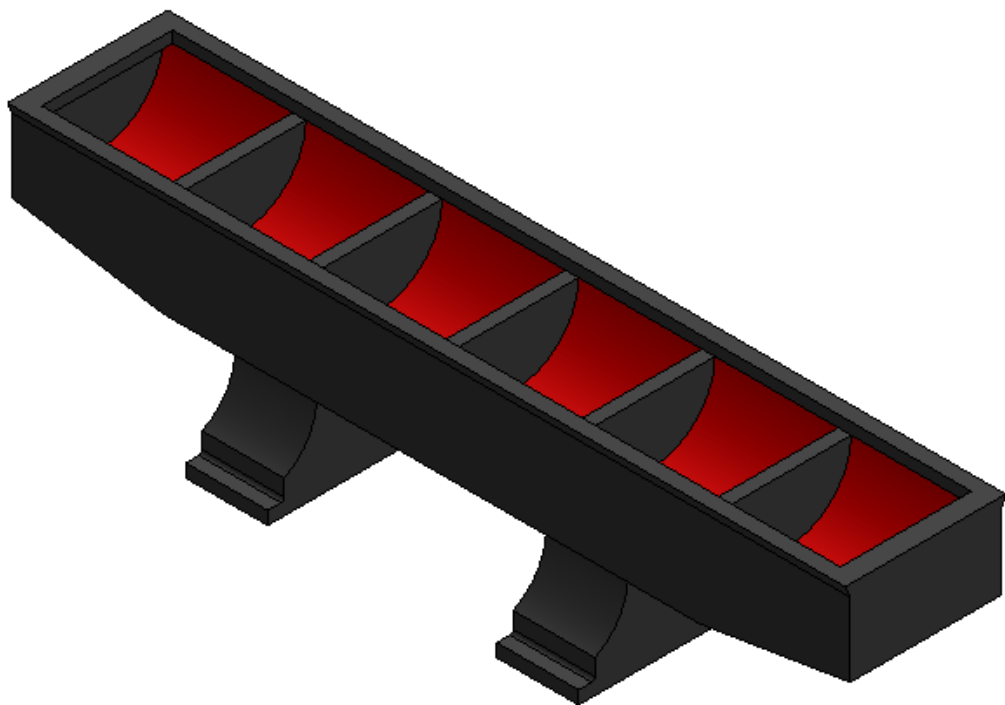


Figura 113. *Diseño de la bancada*

CAPITULO IV

SISTEMA ELÉCTRICO DE POTENCIA

En el presente capítulo se seleccionaron los componentes eléctricos que van a estar en la máquina, los cuales cumplen con todas las especificaciones dadas por la empresa y además se detallarán las fichas técnicas de cada uno de ellos para poder visualizar los parámetros necesarios para los siguientes cálculos.

Para realizar el proceso de corte, machihembrado o moldurado, avance y retroceso de la bancada y expulsión del material terminado, se dispuso de motores eléctricos trifásicos de bajas potencias, a continuación se detallan cada uno de ellos.

4.1. CRITERIOS PARA LA SELECCIÓN DE UN MOTOR ELÉCTRICO

La principal razón para la selección correcta de un motor dentro de una industria es el de que realice un trabajo de manera óptima sin que presente problemas en su funcionamiento en poco tiempo. Para lo cual se consideró los siguientes criterios para su selección

4.1.1. Tipo de sistema con el que cuenta la empresa

En esta y en casi todas las empresas industriales poseen sistemas trifásicos, normalmente utilizados para la conexión de los motores eléctricos, también existen ciertas áreas en las cuales se tiene únicamente sistemas monofásicos.

4.1.2. Voltaje dentro de las instalaciones de la empresa

Se debe tomar en cuenta el nivel del voltaje con el que se trabaja en la empresa para poder solicitar uno de las características exactas y de esta manera que la potencia del motor al momento de realizar su trabajo sea la correcta, para no esforzar la máquina y sus componentes internos.

El nivel de voltaje en el que trabaja la empresa BIGBAMBOO S.A es 220 V.

4.1.3. Frecuencia

La frecuencia se considera especialmente para poder obtener un valor correcto en la velocidad del motor. La frecuencia en Ecuador es de 60Hz. Cabe recalcar que los sistemas electrónicos ocasionan ciertos desbalances en la frecuencia por lo que se recomienda que los ramales de los motores sean independientes a los de las computadoras y otros equipos electrónicos de este tipo, causantes de este problema.

4.1.4 Factor de servicio

Existen industrias en las cuales sus motores entran en funcionamiento varias veces al día y de manera repetitiva, ocasionando que los dispositivos de control trabajen con corrientes elevadas tanto de corte como de arranque. De igual manera existen equipos que su labor dentro de la industria ocasiona que sean encendidos pocas veces durante el día es decir un uso de tipo medio, y otros casi nulo, en nuestro caso la máquina trabajará 8 horas al día 5 días a la semana.

4.1.5. Carga a mover por el motor

Se debe realizar un correcto dimensionamiento de la carga que el motor va a mover para poder solicitar uno con la potencia necesaria para dicho trabajo. En el caso de una sobrecarga en el motor, se debe considerar la temperatura que va a llegar a soportar los conductores en especial si estos se encuentran dentro de canaletas con un agrupamiento determinado.

Para el proceso de corte y machihembrado, un parámetro importante para la selección del motor es la velocidad de rotación, ya que de esta dependerá mucho el acabado del material.

4.2. SELECCIÓN DE LOS MOTORES ELÉCTRICOS

Para poder seleccionar los motores eléctricos, se hizo referencia al catálogo del proveedor directo de la empresa BIGBAMBOO S.A, TONGAO ELECTROMECHANICAL.

4.2.1 Selección de los motores para corte y machihembrado

Un parámetro importante para la selección de estos motores son las características de las sierras de corte. Para nuestro caso se utilizó una sierra con diámetro de 300 mm, y considerando los parámetros dados por la empresa que ya cuenta con máquinas de similares características la velocidad nominal del motor sería de 2800 rpm.

Con este dato se seleccionó un motor modelo Y-90L-2 de 2.2 KW y velocidad nominal de 2830 rpm.

Tabla 18.
Velocidad de corte recomendadas

D mm	RPM								
	1500	2000	2800	3500	4500	6000	8000	10000	12000
100							42	53	63
150						47	63	79	94
200					47	63	84	105	
250				46	59	79	105		
300			44	55	71	94			
350			51	64	82	110			
400		42	59	73	94				
450		47	66	82	106				
500	40	52	73	92					
550	43	58	81	101					

Fuente: (Micor AB, s.f.)

4.2.2 Selección del motor para el avance de la bancada

Actualmente la empresa cuenta con un motor trifásico, el mismo que va a ser ocupado para el avance lineal de los brazos, este cuenta con las siguientes características:

- velocidad nominal de (2830 rpm)
- potencia (1.1 kW)

Para garantizar la seguridad del personal encargado de operar la máquina y para poder detectar fallas en el proceso es fundamental obtener una velocidad no superior a los 100 rpm.

Este motor deberá ser conectado de modo que la bancada pueda desplazarse para adelante y para atrás pudiendo variar su velocidad en el avance.

4.2.3 Selección del motor para la descarga de material terminado

Este motor servirá para la descarga del material ya trabajado, este proceso se logra por el movimiento de los rodillos de descarga, los cuales por estar separados una distancia casi igual al espesor de los tablones logra que los rodillos giren en dirección contraria generando una fuerza que ayuda a la expulsión del material.

Se seleccionó un motor modelo Y-801-2 de 0.75 KW y velocidad nominal de 2830 rpm.

Technical Data

Model	Output		full load				75% load		50% load		Tstart/Tn	Ist/In	Tmax/Tn
	Kw	HP	Current(A)	Speed(r/min)	Eff(%)	Power factor	Eff(%)	Power factor	Eff(%)	Power factor			
380V 50Hz Synchronous Speed 3000r/min(2 poles)													
Y-801-2	0.75	1	1.81	2830	75.0	0.84	73.8	0.79	72.0	0.68	2.2	6.5	2.3
Y-802-2	1.1	1.5	2.52	2830	77.0	0.86	76.5	0.81	74.0	0.71	2.2	7.0	2.3
Y-90S-2	1.5	2	3.44	2840	78.0	0.85	77.5	0.80	76.0	0.71	2.2	7.0	2.3
Y-90L-2	2.2	3	4.83	2840	80.5	0.86	79.7	0.82	77.6	0.73	2.2	7.0	2.3
Y-100L-2	3.0	4	6.39	2870	82.0	0.87	81.3	0.83	79.3	0.74	2.2	7.0	2.3
Y-112M-2	4.0	5.5	8.17	2890	85.5	0.87	84.8	0.83	82.8	0.73	2.2	7.0	2.3
Y-132S1-2	5.5	7.5	11.1	2900	85.5	0.88	84.9	0.86	83.0	0.79	2.0	7.0	2.3
Y-132S2-2	7.5	10	15.0	2900	86.2	0.88	85.5	0.86	84.0	0.79	2.0	7.0	2.3
Y-160M1-2	11	15	21.8	2930	87.2	0.88	86.5	0.86	85.0	0.79	2.0	7.0	2.3
Y-160M2-2	15	20	29.4	2930	88.2	0.88	87.6	0.85	86.4	0.80	2.0	7.0	2.3
Y-160L-2	18.5	25	35.5	2930	89.0	0.89	88.5	0.86	87.2	0.81	2.0	7.0	2.2
Y-180M-2	22	30	42.2	2940	89.0	0.89	88.1	0.87	87.0	0.81	2.0	7.0	2.2
Y-200L-2	30	40	56.9	2950	90.0	0.8	88.7	0.86	87.2	0.79	2.0	7.0	2.2

Figura 114. Selección de motores trifásicos

Fuente: (Tonggao Electro-mechanical,s.f.)

Una vez que se han seleccionado los motores en la siguiente tabla se mostrará la cantidad de cada uno de ellos.

Tabla 19.

Especificación de los motores trifásicos

FUNCIONALIDAD	POTENCIA KW	CANTIDAD
Sierras de corte	2.2	4
Fresas de moldurado	2.2	2
Movimiento de los bancada	1.1	1
Rodillos de descarga	0.75	1

4.3 Conexión de los bornes en la caja de los motores

Los bornes en la caja se pueden conectar en conexión estrella (λ) o en conexión delta (Δ), atendiendo a las condiciones siguientes:

1. La primera tensión (la más baja) que se indica en la placa de características corresponde a la tensión nominal a que puede trabajar el bobinado del motor.
2. Con tensión de red de $U_L = 220 \text{ V}$, un motor que en su placa de características se lee $U = 220/380 \text{ V}$, se conectará en conexión delta (Δ), ya que la tensión menor de la placa es igual a la tensión de la red.

$$U_l = U_f = 220 \text{ V}$$

3. Con tensión de red de $U_L = 380 \text{ V}$, un motor que en su placa de características se lee $U = 220/380 \text{ V}$, se conectará en conexión estrella (λ), ya que la tensión menor de la placa es igual a la tensión de la red partido por $\sqrt{3}$ (Obtenido de: Roldán, 2004).

$$\frac{U_l}{\sqrt{3}} = U_f = 220 \text{ V}$$

$$\frac{Ul}{\sqrt{3}} = \frac{380}{\sqrt{3}} = 220 V$$

En nuestro caso los bornes de todos los motores, tanto de corte, moldurado, avance y de descarga serán conectadas en conexión delta (Δ), ya que la tensión de la red es de 220 V.

4.4 CÁLCULO DE LAS PROTECCIONES DE LA MÁQUINA

4.4.1 Cálculo de protecciones para los motores

El variador de velocidad y las protecciones se consideran de acuerdo a la corriente que consume el motor trifásico en placa.

Para el cálculo trifásico de protección de los motores es necesario aplicar la siguiente fórmula:

$$P = \sqrt{3} * I * V * \cos\theta \quad (4.1)$$

Donde:

P: Potencia del motor (W)

I: Intensidad de corriente (Amperios)

V: Voltaje (Voltios)

$\cos\theta$: Factor de potencia

Según los datos de la placa del motor de corte y moldurado, la eficiencia es del 80.5%, el factor de potencia es 0,86 y la potencia 2.2 KW.

Para el cálculo de la corriente que permite asumir el amperaje de la protección se la calcula despejando la ecuación (4.1) y se obtiene lo siguiente: (Obtenido de: Roldán, 2004).

$$I = \frac{P}{\sqrt{3} * V * \cos\theta}$$

$$I = \frac{2200}{\sqrt{3} * 220 * 0.86}$$

$$I = 6.71 A$$

La corriente calculada es para el caso de un sólo motor pero como en el proceso de corte y moldurado existen 3 motores entonces la corriente obtenida se la multiplica por 3 y de esta forma se obtiene la corriente total de estos motores.

$$I = 6.71 * 3 = 20.14 A$$

Esta corriente sirve para poder especificar de correcta manera el guardamotor.

4.5 MECANISMOS DE PROTECCIÓN Y CONTROL DE SEGURIDAD

Para que el motor funcione correctamente necesita ser alimentado con la tensión nominal que precisa en cada momento o fases de arranque. Entre los elementos de maniobra se citan los siguientes:

- a) Interruptor de accionamiento manual (seccionador).
- b) Contactor (interruptor accionado por electroimán).

4.5.1 Seccionador

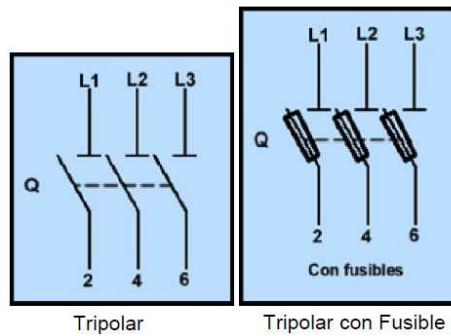


Figura 115. *Simbología normalizada de un seccionador*

Fuente: (Nichese,s.f.)

El seccionador tiene la función de aislar una parte de la instalación, de su fuente de alimentación de energía eléctrica y precede a todo el circuito eléctrico. El interruptor tiene la función de establecer o interrumpir el circuito eléctrico.

4.5.2 Contactores



Figura 116. *Contactor trifásico*

Fuente: (Octopart, s.f.)

Se define al contactor como un interruptor accionado por medio de un electroimán que permite muy diversas formas de maniobra. Este componente se divide en tres partes fundamentales en lo que a componentes eléctricos se refiere:

- a) Contactos de potencia a través de los cuales se alimenta el circuito de potencia.
- b) Contactos auxiliares utilizados para el gobierno y control del electroimán y de otros elementos del circuito.
- c) Electroimán. Elemento electromecánico que acciona los contactos de potencia y maniobra auxiliares.

4.5.2.1 Dimensionamiento

De acuerdo al siguiente gráfico es posible dimensionar correctamente un contactor trifásico.

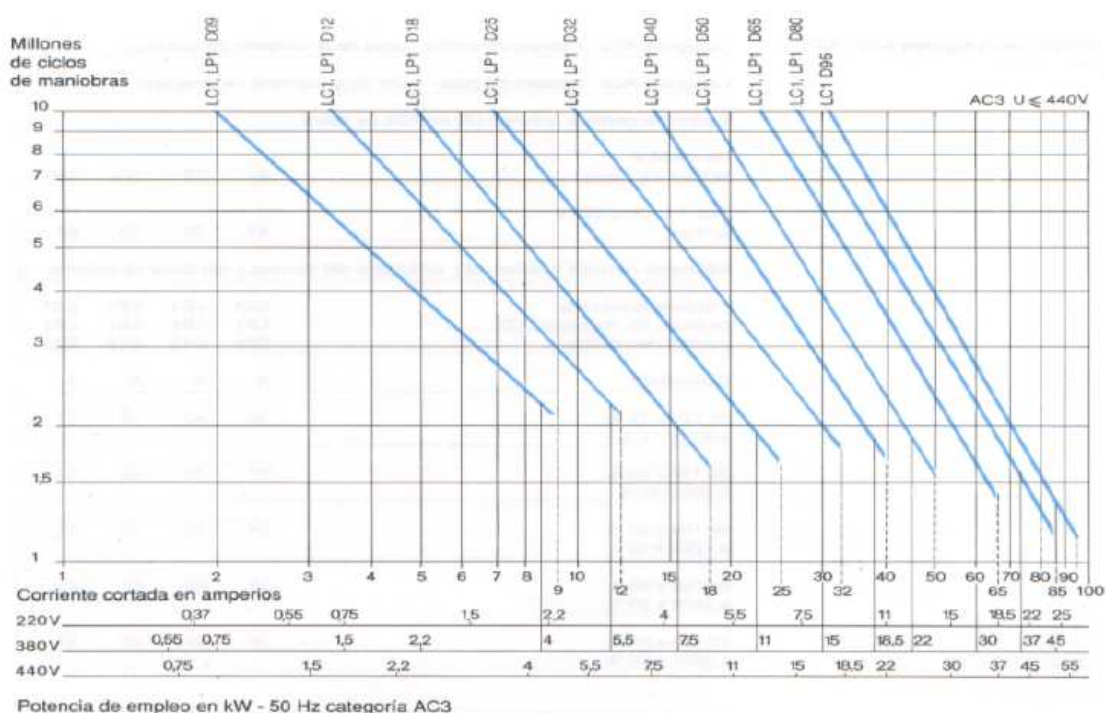


Figura 117. Dimensionamiento de contactores

Fuente: (Moreno, 2006)

En el gráfico anterior se obtuvo el contactor correcto para nuestra aplicación, ingresando con la tensión de 220 V y con la potencia de trabajo de 2.2 KW. El contactor que cumple con las especificaciones de funcionamiento de la máquina es LC1-LP1-D09 de categoría AC3 que se detalla en el anexo Q.

4.5.3 Guardamotor



Figura 118. *Guardamotor Trifásico*

Fuente: (Chint, s.f.)

Un guardamotor es un interruptor magnetotérmico, especialmente diseñado para la protección de motores eléctricos. Las características principales de los guardamotors, son la capacidad de ruptura, la intensidad nominal o calibre y la curva de disparo. Este dispositivo es la combinación de interruptor, contactor y relé térmico.

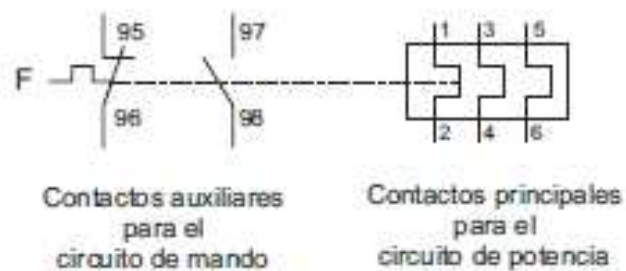


Figura 119. *Simbología normalizada del guardamotor*

Fuente: (Electrodocs, s.f.)

4.5.3.1 Regulación y selección de guardamotores de protección para motores trifásicos

El calibrado del guardamotor debe coincidir con la intensidad nominal del motor.

Potencia útil 2.2 KW

Tensión de red 220 V

De acuerdo a estos parámetros, la regulación del guardamotor es la siguiente.

Min 20 A

Max 32 A

La corriente regulada (I_r) es aquella para la que se ha ajustado el disparo del guardamotor.

Para valores de la corriente menores que (I_r) el guardamotor no dispara y para corrientes muchos mayores que (I_r) el tiempo necesario para el disparo es cada vez menor.

El guardamotor seleccionado es de la marca Chint modelo DZ108-32-25, el catálogo de selección se encuentra en el anexo R.

4.6 SELECCIÓN DE LOS CONDUCTORES

Es de suma importancia saber el cable idóneo para las conexiones, si se conecta un cable que no soportara la corriente que circula por el mismo, dicho cable se terminaría pelando. Para determinar el diámetro del conductor a utilizar se selecciona el número de calibre del cable (AWG) mediante el gráfico que se muestra a continuación:

Amperaje que soportan los cables de cobre					
Nivel de temperatura:	60°C	75°C	90°C	60°C	
Medida / calibre del cable	Amperaje soportado			Medida / calibre del cable	Amperaje soportado
14 AWG	15 A	15 A	15 A	20 AWG	2 A
12 AWG	20 A	20 A	20 A		
10 AWG	30 A	30 A	30 A		
8 AWG	40 A	50 A	55 A		
6 AWG	55 A	65 A	75 A	18 AWG	10 A
4 AWG	70 A	85 A	95 A		
3 AWG	85 A	100 A	115 A	16 AWG	13 A
2 AWG	95 A	115 A	130 A		
1 AWG	110 A	130 A	145 A	14 AWG	18 A
1/0 AWG	125 A	150 A	170 A		
2/0 AWG	145 A	175 A	195 A	12 AWG	25 A
3/0 AWG	165 A	200 A	225 A		
4/0 AWG	195 A	230 A	260 A		

Figura 120. Calibre de cables tipo AWG

Fuente: (Voltech, s.f.)

De acuerdo con la figura anterior se ha seleccionado un cable 10 AWG para la alimentación principal eléctrica, un cable 12 AWG para la alimentación de los motores trifásicos y un cable 16 AWG para el control de los elementos eléctricos y electrónicos.

4.7 ARRANQUE

Uno de los momentos más críticos para el motor, la red y la carga es el arranque. Por sus características propias, el motor jaula de ardilla consume durante el arranque una corriente que puede oscilar entre 5 y 8 veces la corriente nominal. El arranque es el periodo en el que el motor hace la transición desde su estado de reposo hasta su velocidad de régimen.

Para la red, la mejor condición de arranque es aquella en que este tiempo de transición es el mínimo posible y la corriente consumida es la mínima posible. Para el motor, la mejor condición de arranque es la que garantiza el menor calentamiento. Para la carga, la mejor condición es aquella que garantiza los menores desgastes mecánicos. En general, el tipo de arranque de cada aplicación debe ser analizado adecuadamente para lograr el mejor equilibrio entre las tres partes mencionadas previamente.

Debido al flujo de material y al tiempo indeterminado de trabajo de la máquina, es factible el arranque directo de todos los motores en el cual el tiempo aproximado de arranque es de 3 segundos.

Además casi todos los motores de pequeña e incluso de mediana potencia inician su puesta en marcha con arranque directo, en la industria esta forma de arranque es utilizada para motores con accionamiento sea bien de forma directa o a través de reductores con arranque en vacío, semi carga o en plena carga.

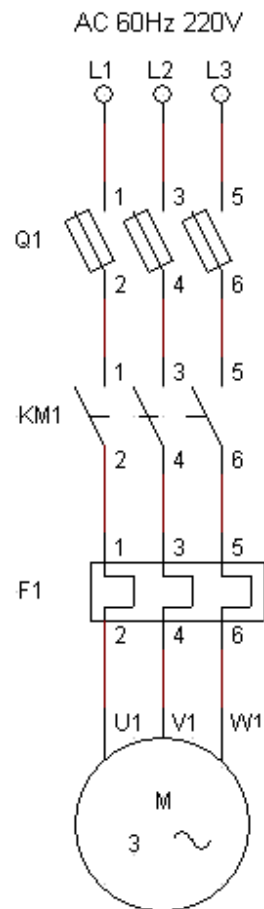


Figura 121. *Conexión del motor de descarga del material*

4.8 CONEXIÓN ELÉCTRICA DE LOS MOTORES DE CORTE Y MOLDURADO

Puesto que el accionamiento de los motores se los realiza de forma paralela es factible la conexión directa utilizando dos elementos de maniobra y protección, como se muestra a continuación:

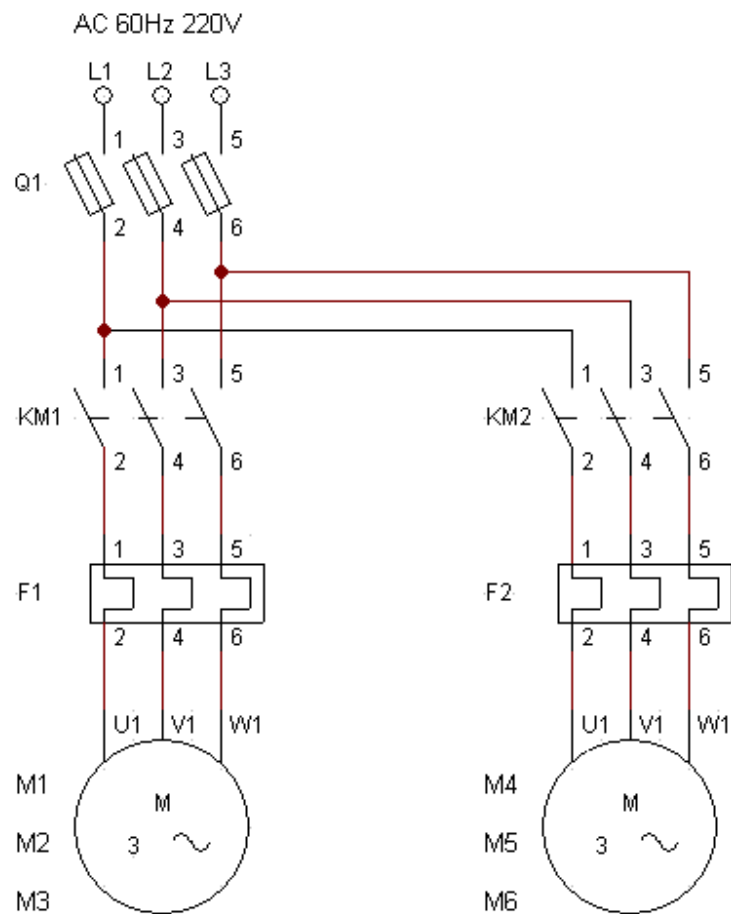


Figura 122. Circuito de potencia para el proceso de corte y moldurado

4.9 CAMBIO DE GIRO DEL MOTOR PARA EL AVANCE LINEAL

Debido al proceso, la máquina fue diseñada para poder obtener un movimiento lineal, el mismo que lo realiza un motor trifásico de 1.1 kW de potencia, este motor será el que controlará el avance y retroceso de los brazos sujetadores.



Figura 123. Relé de cambio de fase

Fuente: (Anly Controller, s.f.)

Para invertir el sentido de giro de un motor trifásico, es necesario cambiar dos de las tres fases de alimentación al motor, para esta acción se utilizó otro contactor y además como mecanismo de protección un relé de cambio de fase de marca ANLY modelo APR 3 que se muestra en la figura 93.

Tabla 20.

Especificación del relé de cambio de fase

PARAMETROS	ESPECIFICACION
Tipo de alimentación	AC
Voltaje de operación	220 – 240 – 380 – 415 - 440
Frecuencia	50/60Hz
Vida	Mecánica: 5000000 repeticiones Eléctrica: 100000 repeticiones
Temperatura	-10 a + 50 C

Fuente: (Anly Controller, s.f.)

4.10 VARIADOR DE VELOCIDAD

En el sistema de control de la máquina es muy importante contar con un variador de velocidad ya que por medio de este es posible variar la velocidad de los motores trifásicos y por ende facilita el proceso.

El variador de velocidad seleccionado es de marca Shihlin Electric, el mismo que cuenta con un control externo. Las características técnicas se detallan a continuación:

Tabla 21.

Especificación del variador de velocidad

ESPECIFICACIONES TECNICAS DEL VARIADOR DE VELOCIDAD	
Voltaje	220 V
Corriente de entrada	2.3 A
Corriente de salida	10 A
Potencia	0.25 W
Capacidad Aplicable al motor	2.2 kW

Fuente: (Shihlin Electric, s.f.).

El modelo de variador de velocidad es SS-023-1.5K-V.



Figura 124. Variador de velocidad

Fuente: (Shihlin Electric, s.f.).

CAPITULO V

SISTEMA DE CONTROL Y MANIOBRA

5.1 Requerimientos del sistema

La automatización de los procesos productivos es uno de los aspectos que más ha evolucionado en la industria desde sus comienzos. La integración de tecnologías clásicas como la mecánica y la electricidad con otras más modernas (electrónica, informática, telecomunicaciones, etc.) está haciendo posible esta evolución.

Esta integración de tecnologías queda representada en la llamada "pirámide de automatización", que recoge los cinco niveles tecnológicos que se pueden encontrar en un entorno industrial. Las tecnologías se relacionan entre sí, tanto dentro de cada nivel como entre los distintos niveles a través de los diferentes estándares de comunicaciones industriales (Obtenido de: Smctraining, s.f.).



Figura 125. Pirámide de Automatización

Fuente: (Smctraining, s.f.).

El primer nivel o "nivel de campo" incluye los dispositivos físicos presentes en la industria, como los actuadores y sensores.

El segundo nivel o "nivel de control" incluye los dispositivos controladores como ordenadores, PLCs, PIDs, etc.

El "nivel de supervisión" (tercer nivel) corresponde a los sistemas de supervisión, control y adquisición de datos (SCADA).

En un nivel superior o "nivel de planificación" se encuentran los sistemas de ejecución de la producción (MES).

La cúspide de la pirámide ("nivel de gestión") la componen los sistemas de gestión integral de la empresa (ERP).

En nuestro caso debido a los requerimientos proporcionados por la empresa se alcanzó hasta el segundo nivel de la pirámide de automatización, es decir hasta el nivel de control ya que no es necesario implementar un HMI para visualizar las variables que intervienen en el proceso, con el panel de control que configura las entradas y salidas del PLC se establecen los parámetros del proceso.

5.2 Arquitectura del proceso

En todo proceso de automatización existen dos tipos de sistemas de control los cuales son: sistemas de control en lazo abierto y sistemas de control en lazo cerrado; el control del proceso para nuestra máquina será en lazo abierto ya que la señal de salida no influye sobre la señal de entrada. A continuación se muestra el diagrama de bloques del proceso realizado.

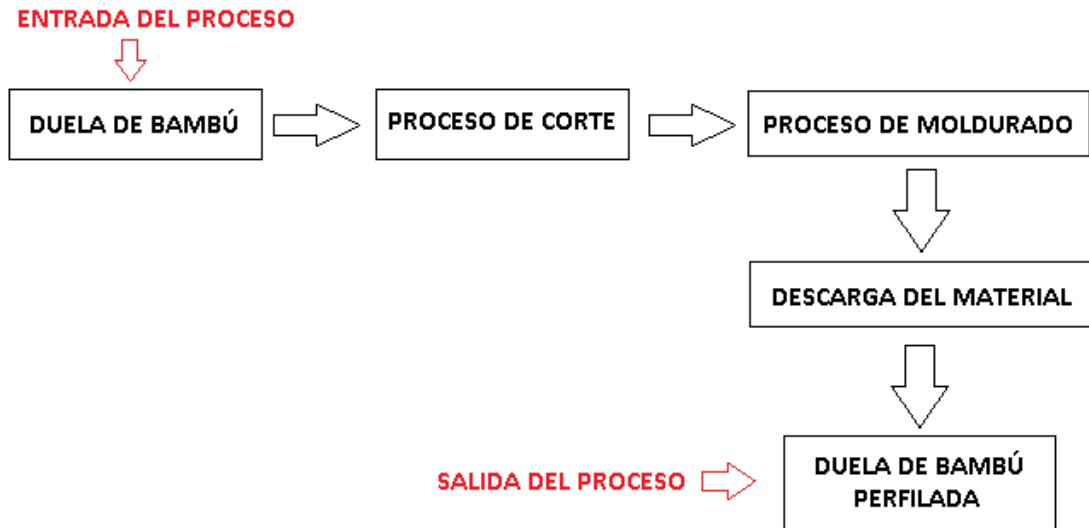


Figura 126. Diagrama de bloques del proceso

5.3 ESPECIFICACIONES TÉCNICAS DE LOS CONTROLADORES

En el capítulo 2 se describen los diversos elementos con los que cuenta la máquina, a continuación se va a hacer una descripción más detallada de cada uno de ellos así como también sus especificaciones técnicas.

5.3.1 Sensor inductivo

El sensor inductivo detecta un objeto de material de conducción eléctrica como el hierro, acero, etc. Como nuestra máquina está mayormente construida en acero ASTM A36 este sensor resulta idóneo para nuestra aplicación. En la máquina existirán tres sensores inductivos, el primero de ellos junto a los brazos estructurales que sujetan a las duelas de bambú, el segundo está localizado al final del recorrido de la bancada y el tercero está sobre la estructura de descarga del material.

A continuación se muestra las especificaciones técnicas del sensor.

Tabla 22.

Especificación técnica del sensor inductivo

RANGO DE DETECCIÓN	VOLTAJE	HILOS	SALIDA DE CONTROL	HZ	DETECCION
8mm ± 10%	12-24 VDC	3	NPN-NA	1.5 KHz	Saliente

Fuente: (Yueqing Hengwei Electronics CO., s.f.).

En base las especificaciones técnicas el modelo que se seleccionó fue LJ18A3-8-Z/BX

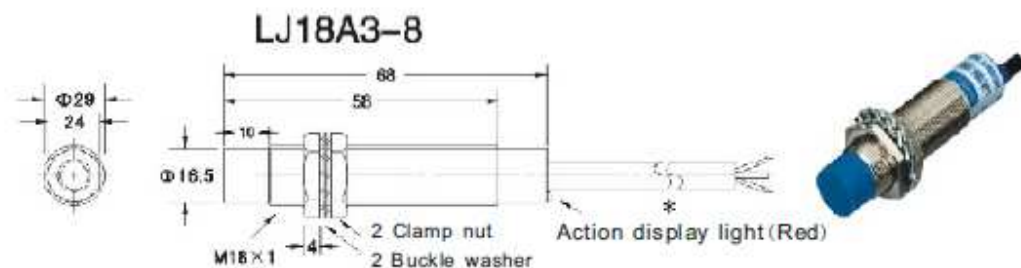


Figura 127. Dimensiones del sensor inductivo

Fuente: (Yueqing Hengwei Electronics CO., s.f.).

5.3.2 Sensor fotoeléctrico

Los sensores fotoeléctricos usan un haz de luz para detectar la presencia o la ausencia de un objeto. Esta tecnología es una alternativa ideal a sensores de proximidad inductivos cuando se requieren distancias de detección largas o cuando el ítem que se desea detectar no es metálico. En nuestro caso la máquina cuenta con un sensor fotoeléctrico que detecta la duela de bambú al final del proceso de descarga y su función es dar la señal para que el cilindro de descarga regrese a su posición original.

Sus características técnicas se detallan a continuación:

Tabla 23.

Especificación técnica del sensor fotoeléctrico

ALCANCE	VOLTAJE	SALIDA DE CONTROL	TIPO DE SENSOR
300 mm	12-24 VDC	Salida tipo relé	Difuso Reflexivo

Fuente: (Omron, s.f.).

En base las especificaciones técnicas el modelo que se seleccionó fue E3JK-DS30M1.

E3JK-DS30

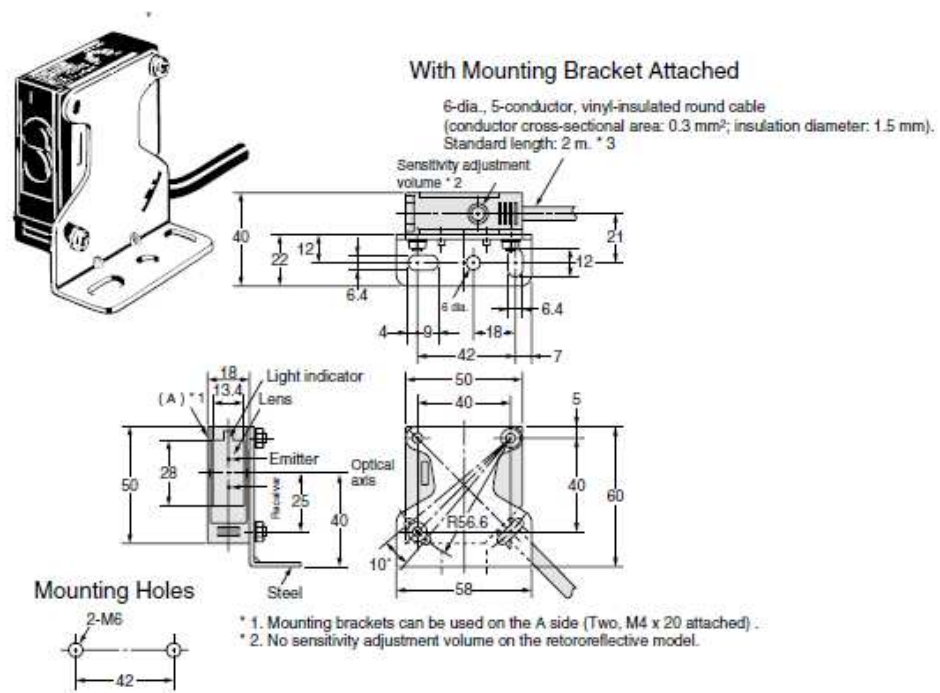


Figura 128. Dimensiones del sensor fotoeléctrico

Fuente: (Omron, s.f.).

5.3.3 Electroválvula de accionamiento directo

Debido a que nuestra máquina posee cilindros neumáticos de doble efecto se ha utilizado dos electroválvulas 5/2 ya que esto permite controlar el avance y retroceso del cilindro de doble efecto, en una posición de la válvula el cilindro avanza y en la otra retrocede.

Las especificaciones técnicas de la electroválvula se detallan a continuación:

Tabla 24.

Especificación técnica de la electroválvula 5/2

ESTADO	VOLTAJE	PRESION DE TRABAJO	PASO DE FLUJO
Normalmente cerrada	12-24 VDC; 110-220 VAC	0.15-0.8 MPa	2.5 mm

Fuente: (AirTac, s.f.).

En base las especificaciones técnicas el modelo que se seleccionó fue A15010 con referencia 4V310-10-DC24V.



Código	Vías	Conexión	Operador	Referencia	Voltaje	CV
A15005	5/2	3/8	Solenoides - resorte	4V310-10-DC12V	12 DC	1,68
A15010	5/2	3/8	Solenoides - resorte	4V310-10-DC24V	24 DC	1,68
A15015	5/2	3/8	Solenoides - resorte	4V310-10-AC110V	110 AC	1,68
A15020	5/2	3/8	Solenoides - resorte	4V310-10-AC220V	220 AC	1,68

Figura 129. Características de la electroválvula 5/2

Fuente: (AirTac, s.f.).

5.3.4 RELÉ DE PODER MINIATURA

El relé es un interruptor accionado por un electroimán que se usó como protección de los sensores que posee la máquina y es miniatura debido al espacio físico del armario eléctrico. Las especificaciones técnicas del relé se detallan a continuación:

Tabla 25.

Especificación técnica del relé de poder miniatura

ESPECIFICACIONES TECNICAS DEL RELE DE PODER MINIATURA	
Potencia nominal	1.1 VA (CA), 0.7 W (CC)
Tensión Max.	5-220 VDC/6-380 VAC
Intensidad Max.	10 A
Tiempo de operación + rebote	10 ms
Tiempo de apertura + rebote	8 ms
Vida mecánica, ops	10 millones en CA, 20 millones en CC

Fuente: (Chint, s.f.).

Se seleccionó el modelo JZX-22F (D) / 024 - 2Z de la marca Chint.

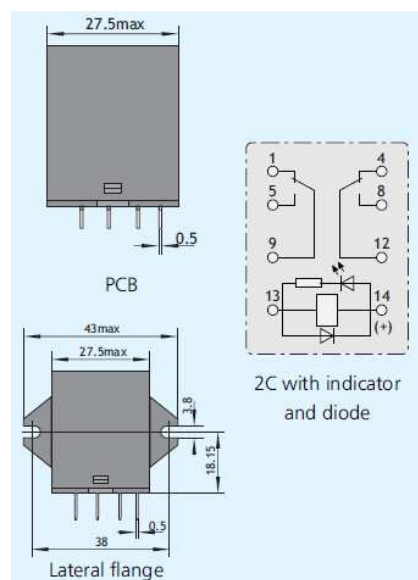


Figura 130. Dimensiones del relé de poder miniatura

Fuente: (Chint, s.f.).

5.3.5 TRANSFORMADOR

Este es un componente muy importante ya que además de ser la fuente de poder para los motores trifásicos también será la fuente de alimentación para los sensores que funcionan con 24 V.

Se ha seleccionado un transformador de la marca TENGEN modelo BK-150VA el cual posee diversas salidas de voltaje entre las cuales se puede conectar la salida de 24 V para el funcionamiento de nuestros sensores. En la siguiente figura se puede observar el transformador elegido.



Figura 131. Transformador TENGEN BK-150 VA

Fuente: (Agreetao, s.f.).

5.3.6 CONTROLADOR LÓGICO PROGRAMABLE (PLC)

Entre otras características, lo que se requiere de este controlador lógico programable es que tenga una reacción rápida ante una señal de entrada tanto de accionamientos manuales o procesos automáticos del programa para poner en marcha los motores, y para ese efecto se usa las salidas rápidas Y0 y Y1. Se ha seleccionado un PLC de la marca Xinje el cual posee 18 entradas y 14 salidas necesarias para las variables del proceso, el modelo seleccionado es XINJE XC3-24.

Tabla 26.
Especificación del PLC XINJE XC3-24

PARAMETROS	ESPECIFICACION	
Tipo de alimentación	AC	DC
Voltaje Requerido	120 V-220 VAC	24 VDC
Input/output	18 input-14 output	
Frecuencia	50/60Hz	--
Consumo de Potencia	12W	12W
Comunicación	RS - 232	RS - 232
Salida	Lineal a triac, relé, etc.	Lineal a triac, relé, etc.

Fuente: (Xinje, s.f.).

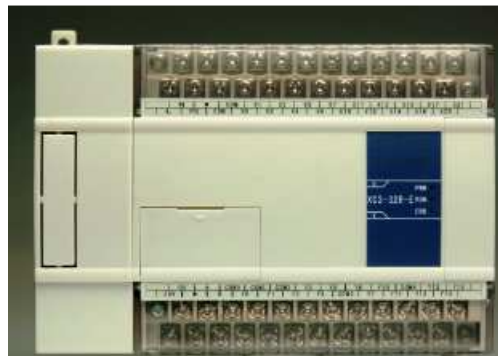


Figura 132. PLC XINJE XC3-24

Fuente: (Xinje, s.f.).

5.3.6.1 Descripción de las entradas y salidas del PLC

A continuación se muestra las entradas y salidas utilizadas en el PLC con la descripción de cada una de ellas:

Tabla 27.

Asignación de las variables de control

ENTRADAS	DESCRIPCION	SALIDAS	DESCRIPCION
X0	Accionamiento Motores I	Y0	KM1-Motores Izquierda
X1	Accionamiento Motores D	Y1	KM2-Motores Derecha
X2	Parada de motores I	Y2	KM3-Bancada avance
X3	Parada de motores D	Y3	KM4-Bancada retroceso
X4	Bancada avance	Y4	KM5-motor de descarga
X5	Bancada retroceso	Y5	Carga de material
X6	Bancada stop	Y6	Luz indicadora paro de emergencia
X7	Expulsor On	Y7	Luz indicadora Motores I stop
X10	Expulsor Off	Y10	Luz indicadora Motores D stop
X11	Carga de material	Y11	Luz indicadora descarga de material
X12	Descarga de material	Y12	Luz indicadora de expulsión de material
X13	Modo manual	Y13	Luz indicadora en carga de material
X14	Modo automático	Y14	Luz indicadora modo manual
X15	Paro de emergencia	Y15	Luz indicadora modo automático
X16	Sensor inductivo 1		
X17	Sensor inductivo 2		
X20	Sensor inductivo 3		
X21	Sensor fotoeléctrico		

5.3.6.2 Diagrama de conexiones de las salidas y entradas al PLC

El diagrama de conexiones de los elementos con el PLC se detalla en el plano BIGBAMBOO MC-MP-037.

5.3.6.3 Programación ladder del PLC

La programación realizada para el control secuencial del proceso de moldurado se detalla en el anexo S.

5.4 TABLERO DE CONTROL

En el tablero de control se encuentran todos los elementos que permitirán controlar el proceso, en la siguiente figura se puede observar el tablero de control diseñado.

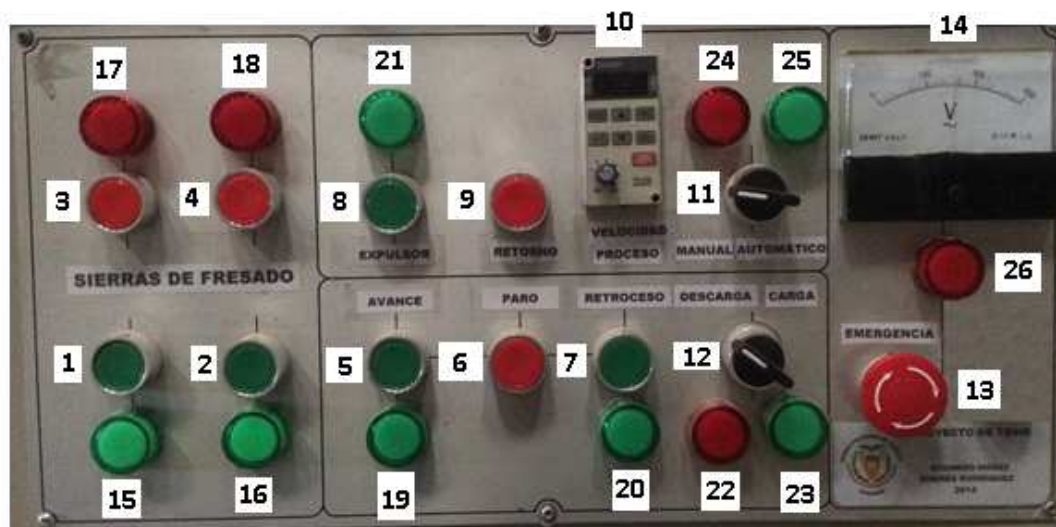


Figura 133. *Tablero de control diseñado*

Como se puede visualizar existen diversos elementos que se van a detallar a continuación:

1 Pulsador verde para encendido de los tres motores trifásicos de la parte izquierda de la máquina.

2 Pulsador verde para encendido de los tres motores trifásicos de la parte derecha de la máquina.

3 Pulsador rojo para apagado de los tres motores trifásicos de la parte izquierda de la máquina.

4 Pulsador rojo para apagado de los tres motores trifásicos de la parte derecha de la máquina.

5 Pulsador verde para avance de la bancada.

6 Pulsador rojo utilizado para el paro de la bancada.

7 Pulsador verde para el retroceso de la bancada.

8 Pulsador verde para el movimiento de expulsión del cilindro neumático.

9 Pulsador rojo para el movimiento de retorno del cilindro neumático.

10 Control de velocidad manual del movimiento de la bancada.

11 Switch de selección de modo de operación manual o automático.

12 Switch de activación del cilindro de descarga del material.

13 Paro de emergencia.

14 Voltímetro.

15 Led verde indicativo del encendido de los tres motores trifásicos de la parte izquierda de la máquina.

16 Led verde indicativo del encendido de los tres motores trifásicos de la parte derecha de la máquina.

17 Led rojo indicativo del apagado de los tres motores trifásicos de la parte izquierda de la máquina.

18 Led rojo indicativo del apagado de los tres motores trifásicos de la parte derecha de la máquina.

19 Led verde indicativo del movimiento de avance de la bancada.

20 Led verde indicativo del movimiento de retroceso de la bancada.

21 Led verde indicativo del movimiento de expulsión del cilindro neumático.

22 Led rojo indicativo del movimiento de descarga del cilindro neumático.

23 Led verde indicativo del movimiento de carga del cilindro neumático.

24 Led rojo indicativo del modo de operación manual de la máquina.

25 Led verde indicativo del modo de operación automático de la máquina.

26 Led rojo indicativo del accionamiento del paro de emergencia.

5.5 PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO DE LA MÁQUINA

De acuerdo a los requerimientos de la empresa la máquina molduradora de puntas poseerá 2 modos de accionamiento: manual y automático a continuación se explicará el procedimiento a seguir:

- 1) Después de verificar que la alimentación trifásica esté conectada se procede a presionar los botones verdes de los guardamotores para el paso de corriente.
- 2) En el tablero de control lo primero que toca seleccionar es el modo de accionamiento, para ello en la parte derecha se observa un switch en el cual para este caso se escogió el modo manual.
- 3) A continuación se presiona los botones verdes de las sierras de fresado que activarán los motores de las sierras y las fresas de moldurado.
- 4) En este paso se colocarán las cuatro duelas de bambú dentro de los brazos sujetadores para ello se procede a sujetarlas mediante los cilindros neumáticos para lo cual se presiona el botón verde denominado expulsor.
- 5) Una vez que las duelas de bambú están firmemente sujetadas se aplastará el botón verde denominado avance que permitirá el movimiento lineal de la bancada, si se quiere detener el movimiento de la bancada se aplastará el botón rojo denominado paro.

- 6) Una vez que las duelas de bambú han sido cortadas y molduradas, en el modo manual, se activará el switch del cilindro neumático denominado descarga y las duelas terminadas de bambú serán expulsadas de la máquina, regresando el cilindro mediante el switch de carga.

- 7) Finalmente con el botón de retroceso la bancada regresará a su posición inicial. Cabe recalcar que en cualquier momento de avance de la bancada se puede reducir la velocidad lineal de avance a través del variador de velocidad localizado en la parte superior central del tablero de control, así mismo en el tablero de control se cuenta con un paro de emergencia ante cualquier problema que se presente y también existe un voltímetro en el cual se puede visualizar el voltaje que ingresa a la máquina.

- 8) La única diferencia con el modo automático es que en éste la bancada una vez que han sido expulsadas las duelas de bambú regresa automáticamente sin necesidad de aplastar el botón de retroceso.

5.6 DIAGRAMA NEUMÁTICO DE LA MÁQUINA

El diagrama de funcionamiento del circuito neumático se detalla en el plano BIGBAMBOO MC-MP-036.

5.7 DISEÑO DEL ARMARIO ELÉCTRICO

El correcto diseño del armario eléctrico es de gran importancia ya que en él se encontrarán todos los elementos eléctricos y electrónicos para el funcionamiento de la máquina, además como se puede observar en el siguiente gráfico se debe lograr un aislamiento entre los sistemas de potencia y los sistemas de control.

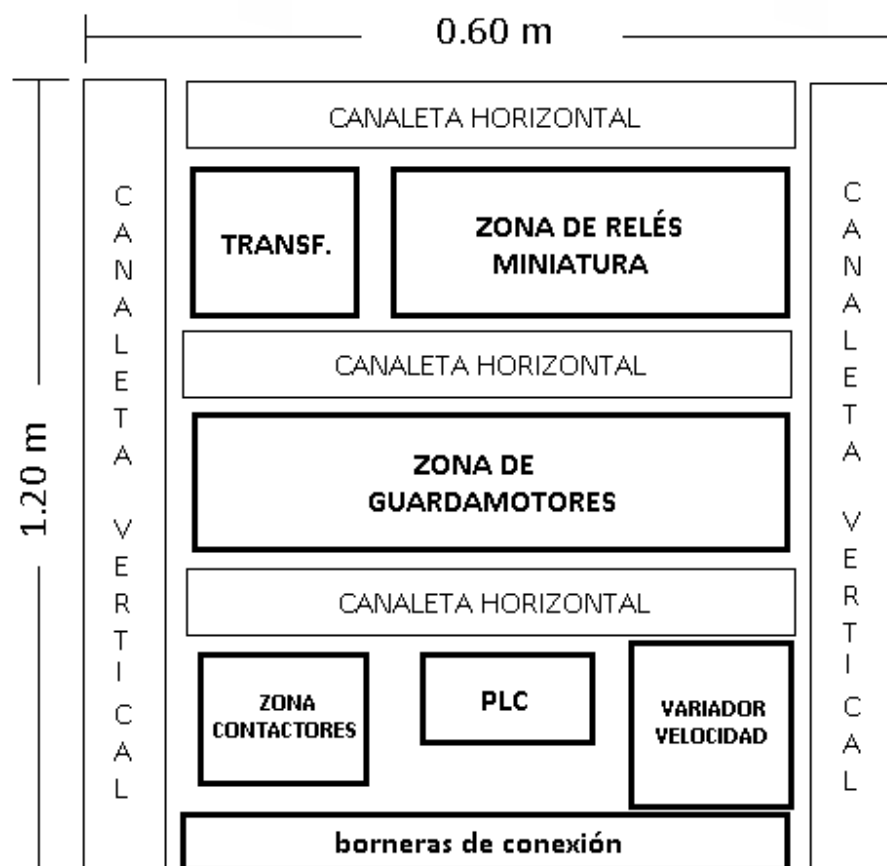


Figura 134. Armario eléctrico diseñado

CAPITULO VI

PRUEBAS DEL SISTEMA

Para que la máquina realice un óptimo proceso sus componentes deben someterse a estrictas normas de control y calidad y una vez que se encuentren ensamblados todos los sistemas y subsistemas deberemos comprobar la funcionabilidad de los mismos.

6.1. PRUEBAS DIMENSIONALES.

Debido a que la empresa BIGBAMBOO S.A. se dedica a la fabricación exclusiva de pisos de bambú, no posee las herramientas ni materiales necesarios para fabricar una máquina, razón por la cual nuestro trabajo fue el de proporcionar un diseño CAD (diseño asistido por computadora) para las piezas de la máquina, el cual fue elaborado por la empresa metalmecánica ELECTROECUATORIANA S.A. según nuestras especificaciones. A continuación se muestra el control de calidad realizado a las piezas fabricadas.

Tabla 28.

Resultados de las pruebas dimensionales

Elemento	Variable	Medidas CAD (mm)	Tolerancia	Medidas Reales	Equipo de Medición	Estado
	Largo	490	± 2mm	491	Flexómetro	OK
Soporte A	Ancho	285	± 2mm	284	Flexómetro	OK
	Espesor	12.7	± 2mm	12.8	Calibrador	OK
Soporte B	Largo	746	± 2mm	746	Flexómetro	OK
	Ancho	120	± 2mm	119	Flexómetro	OK

Continua 

Anclaje Superior	Espesor	12.7	$\pm 2\text{mm}$	12.8	Calibrador	OK
	Largo	578	$\pm 2\text{mm}$	580	Flexómetro	OK
	Ancho	40	$\pm 2\text{mm}$	39.20	Calibrador	OK
Anclaje Lateral	Espesor	12.7	$\pm 2\text{mm}$	12.8	Calibrador	OK
	Largo	120	$\pm 2\text{mm}$	119	Flexómetro	OK
	Ancho	63	$\pm 2\text{mm}$	63.8	Calibrador	OK
Soporte Lateral	Espesor	12.7	$\pm 2\text{mm}$	12.8	Calibrador	OK
	Largo	90	$\pm 2\text{mm}$	91.2	Calibrador	OK
	Ancho	80	$\pm 2\text{mm}$	79.6	Calibrador	OK
Base Soporte	Espesor	12.7	$\pm 2\text{mm}$	12.8	Calibrador	OK
	Largo	480	$\pm 2\text{mm}$	478	Flexómetro	OK
	Ancho	100	$\pm 2\text{mm}$	99.6	Calibrador	OK
Tubo Soporte	Espesor	12.7	$\pm 2\text{mm}$	12.8	Calibrador	OK
	Largo	200	$\pm 2\text{mm}$	201	Flexómetro	OK
	Diámetro	13	$\pm 2\text{mm}$	12.8	Calibrador	OK
Tope	Espesor	3	$\pm 2\text{mm}$	3.8	Calibrador	OK
	Largo	200	$\pm 2\text{mm}$	199	Flexómetro	OK
	Ancho	60	$\pm 2\text{mm}$	58.6	Calibrador	OK
Soporte del Aceite	Espesor	12.7	$\pm 2\text{mm}$	12.8	Calibrador	OK
	Largo	50	$\pm 2\text{mm}$	51.2	Calibrador	OK
	Ancho	50	$\pm 2\text{mm}$	49.6	Calibrador	OK

Continua 

Base Superior	Espesor	12.7	$\pm 2\text{mm}$	12.8	Calibrador	OK
	Largo	2242	$\pm 2\text{mm}$	2244	Flexómetro	OK
	Ancho	170	$\pm 2\text{mm}$	168	Flexómetro	OK
Base Inferior	Espesor	6.4	$\pm 2\text{mm}$	6.8	Calibrador	OK
	Largo	650	$\pm 2\text{mm}$	649	Flexómetro	OK
	Ancho	550	$\pm 2\text{mm}$	551	Flexómetro	OK
Tensador Exterior	Espesor	6.4	$\pm 2\text{mm}$	6.8	Calibrador	OK
	Largo	190	$\pm 2\text{mm}$	192	Flexómetro	OK
	Ancho	80	$\pm 2\text{mm}$	79.4	Calibrador	OK
Tensador Interior	Espesor	6.4	$\pm 2\text{mm}$	6.8	Calibrador	OK
	Largo	140	$\pm 2\text{mm}$	142	Flexómetro	OK
	Ancho	80	$\pm 2\text{mm}$	80.4	Calibrador	OK
Soporte Bancada	Espesor	6.4	$\pm 2\text{mm}$	6.8	Calibrador	OK
	Largo	300	$\pm 2\text{mm}$	298	Flexómetro	OK
	Ancho	160	$\pm 2\text{mm}$	161	Flexómetro	OK
Soporte Reductor	Espesor	6.4	$\pm 2\text{mm}$	6.8	Calibrador	OK
	Largo	300	$\pm 2\text{mm}$	299	Flexómetro	OK
	Ancho	265	$\pm 2\text{mm}$	267	Flexómetro	OK
Soporte de los Motores	Espesor	6.4	$\pm 2\text{mm}$	6.8	Calibrador	OK
	Largo	565	$\pm 2\text{mm}$	564	Flexómetro	OK
	Ancho	216	$\pm 2\text{mm}$	217	Flexómetro	OK

Continua 

Placa de los Motores	Espesor	6.4	$\pm 2\text{mm}$	6.4	Flexómetro	OK
	Largo	300	$\pm 2\text{mm}$	299	Flexómetro	OK
	Ancho	250	$\pm 2\text{mm}$	252	Flexómetro	OK
Soporte Motor Fresado	Espesor	25.4	$\pm 2\text{mm}$	25	Calibrador	OK
	Largo	195	$\pm 2\text{mm}$	197	Flexómetro	OK
	Ancho	166	$\pm 2\text{mm}$	164	Flexómetro	OK
Carcaza del eje	Espesor	25.4	$\pm 2\text{mm}$	25	Calibrador	OK
	Largo	230	$\pm 2\text{mm}$	231	Flexómetro	OK
	Ancho	200	$\pm 2\text{mm}$	200	Flexómetro	OK
Extensión Fresado	Espesor	25.4	$\pm 2\text{mm}$	25	Calibrador	OK
	Largo	165	$\pm 2\text{mm}$	164	Flexómetro	OK
	Ancho	75	$\pm 2\text{mm}$	75.8	Calibrador	OK
Eje del Fresado	Espesor	25.4	$\pm 2\text{mm}$	25	Calibrador	OK
	Largo	300	$\pm 2\text{mm}$	301	Flexómetro	OK
	Diámetro	45	$\pm 2\text{mm}$	44.2	Calibrador	OK
Base del Rodillo	Espesor	15	$\pm 2\text{mm}$	15.2	Calibrador	OK
	Largo	750	$\pm 2\text{mm}$	749	Flexómetro	OK
	Ancho	215	$\pm 2\text{mm}$	215	Flexómetro	OK
Soporte del Rodillo	Espesor	12.7	$\pm 2\text{mm}$	12.8	Calibrador	OK
	Largo	330	$\pm 2\text{mm}$	332	Flexómetro	OK
	Ancho	135	$\pm 2\text{mm}$	136	Flexómetro	OK

Continua 

Nervio de Anclaje	Espeor	12.7	$\pm 2\text{mm}$	12.8	Calibrador	OK
	Largo	150	$\pm 2\text{mm}$	149	Flexómetro	OK
	Ancho	100	$\pm 2\text{mm}$	99	Flexómetro	OK
Anclaje Lateral	Espeor	12.7	$\pm 2\text{mm}$	12.8	Calibrador	OK
	Largo	750	$\pm 2\text{mm}$	750	Flexómetro	OK
	Ancho	120	$\pm 2\text{mm}$	119	Flexómetro	OK
Anclaje Principal	Espeor	12.7	$\pm 2\text{mm}$	12.8	Calibrador	OK
	Largo	540	$\pm 2\text{mm}$	541	Flexómetro	OK
	Ancho	38	$\pm 2\text{mm}$	38	Calibrador	OK
Anclaje Secundario	Espeor	12.7	$\pm 2\text{mm}$	12.8	Calibrador	OK
	Largo	340	$\pm 2\text{mm}$	339	Flexómetro	OK
	Ancho	38	$\pm 2\text{mm}$	40	Calibrador	OK
Soporte Principal	Espeor	12.7	$\pm 2\text{mm}$	12.8	Calibrador	OK
	Largo	220	$\pm 2\text{mm}$	221	Flexómetro	OK
	Ancho	60	$\pm 2\text{mm}$	59	Calibrador	OK
Nervio de Anclaje	Espeor	12.7	$\pm 2\text{mm}$	12.8	Calibrador	OK
	Largo	81	$\pm 2\text{mm}$	80	Calibrador	OK
	Ancho	80	$\pm 2\text{mm}$	80	Calibrador	OK
Base de Cilindro	Espeor	12.7	$\pm 2\text{mm}$	12.8	Calibrador	OK
	Largo	120	$\pm 2\text{mm}$	119	Flexómetro	OK
	Ancho	100	$\pm 2\text{mm}$	99	Flexómetro	OK

Continua 

Tubo de Soporte	Espesor	12.7	$\pm 2\text{mm}$	12.8	Calibrador	OK
	Largo	200	$\pm 2\text{mm}$	200	Flexómetro	OK
	Diámetro	15	$\pm 2\text{mm}$	14.6	Calibrador	OK
Placa Principal	Espesor	2	$\pm 2\text{mm}$	2	Calibrador	OK
	Largo	300	$\pm 2\text{mm}$	301	Flexómetro	OK
	Ancho	50	$\pm 2\text{mm}$	51.4	Calibrador	OK
Tubo de Apoyo	Espesor	12.7	$\pm 2\text{mm}$	12.8	Calibrador	OK
	Largo	300	$\pm 2\text{mm}$	300	Flexómetro	OK
	Diámetro	30	$\pm 2\text{mm}$	28.6	Calibrador	OK
Soporte del Tope	Espesor	2	$\pm 2\text{mm}$	1.8	Calibrador	OK
	Largo	90	$\pm 2\text{mm}$	90.4	Calibrador	OK
	Ancho	50	$\pm 2\text{mm}$	49.6	Calibrador	OK
Bancada Principal	Espesor	12.7	$\pm 2\text{mm}$	12.8	Calibrador	OK
	Largo	2560	$\pm 2\text{mm}$	2562	Flexómetro	OK
	Ancho	760	$\pm 2\text{mm}$	759	Flexómetro	OK
	Espesor	-	$\pm 2\text{mm}$	-	-	OK

6.2. PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO.

Estas pruebas se realizan una vez que se finalizó la fabricación y el ensamble de las piezas y al haber obtenido resultados satisfactorios en las pruebas dimensionales de la máquina molduradora.

En estas pruebas se pretende observar su funcionamiento, se verifica la puesta en marcha de los sistemas que la componen, existencia de pérdidas en el sistema neumático, tiempos de trabajo, correcta secuencia de operación y correcto corte y moldurado de la duela de bambú.

Durante estas pruebas se corrigen todas y cada una de las posibles fallas que se presenten en la máquina, una vez concluidas estas pruebas se está en capacidad de asegurar el correcto funcionamiento del proceso. A continuación se muestra una tabla con las diversas pruebas realizadas.

Tabla 29.
Resultados de las pruebas de funcionamiento

PROCEDIMIENTO	ESTADO	
	SATISFACTORIO	NO SATISFACTORIO
Diseño del sistema mecánico	OK	-
Diseño del sistema neumático	OK	-
Diseño del sistema eléctrico	OK	-
Diseño del sistema de control	OK	-
Funcionamiento sistema mecánico	OK	-

Continua 

Funcionamiento sistema neumático	OK	-
Funcionamiento sistema eléctrico	OK	-
Funcionamiento sistema de control	OK	-
Instrumentación	OK	-
Procedimiento de Corte	OK	-
Procedimiento de Moldurado	OK	-
Tiempos de trabajo	OK	-
Ejecución correcta de rutinas de operación	OK	-
Restricciones de acceso	OK	-
Protecciones mecánicas	OK	-
Protecciones eléctricas	OK	-
Protecciones neumáticas	OK	-
Comprobación de planos eléctricos	OK	-
Comprobación de planos neumáticos	OK	-
Comprobación de planos mecánicos	OK	-

CAPITULO VII

ANÁLISIS DE COSTOS

7.1. COSTOS DIRECTOS.

Todos los costos asociados directamente con la producción de la máquina como los costos de materia prima, accesorios y el costo de mano de obra son tomados en cuenta para la contabilización total del costo directo.

7.1.1 COSTOS DE MATERIA PRIMA.

Se considera como materia prima a todo el material en bruto que no ha pasado por un proceso energético para incrementar su costo.

La tabla a continuación muestra la cantidad y tipo de materia prima que se requirió para la elaboración de piezas mecánicas y elementos necesarios para la formación de la máquina.

Tabla 30.

Costos de la materia prima

MATERIAL	CANTIDAD	PRECIO /U	PRECIO TOTAL
Plancha Acero ASTM A36 1/4 "	3	1.24	3.72
L: 1220x2440 mm			
Plancha Acero ASTM A36 1/2 " L: 1220x2440 mm	10	2.45	24.5
Plancha Acero ASTM A36 1 "	5	3.67	18.35

Continua 

L: 1220x2440 mm			
Plancha Acero ASTM A36			
2"	1	4.39	4.39
L: 1220x2440 mm			
Eje de transmisión			
AISI 4340	2	23.72	47.44
L: 6 metros			
Tubo redondo estructural			
Ø:1/2"	2	14.46	28.32
e: 2mm, L: 6m			
Tubo redondo estructural			
Ø:1"	2	13.68	27.36
e: 3mm, L: 6m			
Tubo redondo estructural			
Ø:20mm	2	12.21	24.42
e: 2mm, L:6m			
Fundición bancada	2010.19Kg	4	8040.76
Fundición soporte	94.93Kg	4	379.72
TOTAL			8598.98

Fuente: (DIPAC, 2014)

7.1.2. COSTOS DE ACCESORIOS Y DISPOSITIVOS.


Existen diferentes accesorios y dispositivos de tipo mecánico, neumático, eléctrico y electrónico necesarios para la conformación total de cada sistema de la máquina. El resumen de precios, características y cantidades se encuentran en la tabla siguiente:

Tabla 31.
Costos de accesorios y dispositivos

SISTEMA	MATERIAL	CANTIDAD	PRECIO /U (\$)	PRECIO TOTAL (\$)
SISTEMA ELÉCTRICO/ELECTRÓNICO	PLC XINJE	1	456.80	456.80
	18 entradas 14 salidas			
	Voltímetro Analógico CHINT 44LI rango 450 V	1	23.70	23.70
	Transformador TENGEN BK-150VA	1	35.30	35.30
	Relés Miniatura CHINT JZX22-F(D)/47	6	3.75	22.50
	Relés Térmicos CHINT GB140482	4	15.25	61
	Relé de Cambio de Fase ANLY APR-3	1	12.40	12.40
	Contactador CHINT CJ20-25	2	5.30	10.6
	Contactador CHINT CJ20-16	1	5.00	5.00
	Variador de Frecuencia	1	242.65	242.65

Continua 

	SHINLIN SS023-1.5K-V			
	Botón Pulsador Rasante Verde Marcha	5	15.80	79
	Botón Pulsador Rasante Rojo Marcha	4	15.80	63.20
	Switch Industrial	2	8.35	16.70
	Indicador Led 24 V	11	6.50	71.50
	Motor trifásico CHENGJIN 2.2 KW	6	380	2280
	Motor trifásico CHENGJIN 1.1 KW	1	300	300
	Motor trifásico CHENGJIN 0.75 KW	1	250	250
	Sensor Inductivo 24V	3	18.50	55.5
	Sensor Fotoeléctrico Omron	1	22.8	22.8
	Cable #16 AWG	20 m	3.40	68
	Borneras de conexión	58	0.15	8.7
SISTEMA ELÉCTRICO/ELECTRÓNICO	Cilindro AIRTAC SC63X100	4	63.20	252.80
	Cilindro AIRTAC SC40X125	1	58.60	58.60
	Electroválvula 5/2	2	13.66	27.32
	Filtro Regulador 1/4"	1	58.97	58.97
	Plug 1/4"	1	1.80	1.80
	Manguera 6 mm	10m	0.69	6.94
	Manguera 8 mm	10m	1.13	11.31
SISTEMA NEUMÁTICO	Racores	10	1.86	18.60

Continua 

SISTEMA MECANICO	Regulador de Caudal	1	6.10	6.10
	Codo 8 mm X 1/8"	13	1.59	20.69
	Rodamiento 6006	4	1.85	7.4
	Piñón Paso 40	4	70	280
	Chaveta 10mm X 200 mm	1	1.06	1.06
	Chaveta 8 mm X 150 mm	1	0.84	0.84
	Sierra Ø:300mm	4	3.25	13
	Sierra Ø:250mm	1	3	3
	Chumaceras 32 mm Pared	2	16	32
	Cadena Doble Paso 40	9m	10	90
	Reductor de Velocidad	1	189	189
	TOTAL			5129.28

7.1.3. COSTOS DE SERVICIOS Y TRATAMIENTOS ESPECIALES

Existen procesos cuya dificultad o necesidad de herramientas especiales hacen necesario su requerimiento. El detalle de los diferentes procesos, tratamientos y servicios con sus respectivos precios se muestran a continuación.

Tabla 32.

Costos de servicios y tratamientos especiales

MATERIAL	CANTIDAD	PRECIO /U (\$)	PRECIO TOTAL (\$)
Cortes Planchas Acero ASTM A36 1/4 y 1/2 "	48	3.92	188.16
Cortes Planchas Acero ASTM A36 1 "	24	2.84	68.16

Continua 

Cortes Planchas Acero ASTM A36 2 "	16	4.28	68.48
Corte Eje de Transmisión AISI 4340	8	5.25	42
Corte Tubo Redondo Estructural Ø:1"	12	4.35	52.2
Soldadura	124Kg	3	372
Tratamiento de Pintura Electroestática	1	268.80	268.80
Granallado	80Kg	6.25	500
TOTAL			1559.80

Fuente: (ELECTROECUATORIANA S.A., 2014)

7.1.4. COSTOS DE MANO DE OBRA

Considerando la dificultad y la alta precisión que requiere la construcción de la máquina los procesos de manufactura fueron realizados por personal calificado quienes realizaron diferentes procesos. Para determinar el costo de mano de obra se tomó en cuenta el número de trabajadores involucrados en la construcción, la relación de tiempo empleado en realizar los diferentes procesos y finalmente el salario percibido por cada uno. A continuación en la tabla se detalla los costos de mano de obra.

Tabla 33.
Costos de mano de obra

ENCARGADO	ACTIVIDADES	TRABAJADORES	TIEMPO (h)	COSTO (USD/h)	COSTO TOTAL (USD)
PERSONAL DE TALLER	SOLDADURA				
	DOBLADO DE PLANCHAS METÁLICAS				
	CORTE DE MATERIAL	4	160	3	1920
	PULIDA				
	ENSAMBLAJE DE PIEZAS				
PERSONAL DE TORNO	PERFORACIONES				
	MANUFACTURA DE EJES				
	DESBASTE DE EJES				
	RECTIFICACIÓN DE EJES	2	80	3	480
PERSONAL DE FRESA	PERFORACIONES CONCÉNTRICAS				
	RECTIFICACIÓN DE SUPERFICIES				
	MANUFACTURA DE PIEZAS PLANAS	3	60	3	540
	DESBASTE DE PIEZAS PLANAS				
TOTAL					2940

Fuente: (ELECTROECUATORIANA S.A., 2014)

7.2. COSTOS INDIRECTOS

Los costos indirectos conforman todos aquellos excluyentes a los costos directos y que no interfieren directamente a la fabricación de la máquina, como lo son: el costo de materiales indirectos, servicios básicos y transporte.

Tabla 34.

Costos del material indirecto

MATERIAL	CANTIDAD	COSTO UNITARIO	COSTO TOTAL
		(USD)	(USD)
DISCO DE CORTE	20	3	60
ELECTRODOS DE SOLDADURA	20	3	60
DISCO PARA PULIR	5	5	25
GUAÍPE	10	0,1	1
HOJA DE SIERRA	5	1.2	6
CINTA AISLANTE	3	0.5	1.5
PINTURA EN AEROSOL	1	3	3
LIJAS DE GRANO MEDIO	3	0.9	2.7
LIJAS DE GRANO FINO	2	0.5	1
SEÑALADOR	1	2	2
		TOTAL	162.2

Fuente: (ELECTROECUATORIANA S.A. ,2014)

Tabla 35.

Costos y servicios adicionales indirectos

RUBRO	COSTO TOTAL (USD)
SERVICIO ELÉCTRICO	120
SERVICIO DE TELÉFONO	15
SERVICIO DE AGUA POTABLE	34
SERVICIO DE INTERNET	12
TRANSPORTE	85
ALIMENTACIÓN	75
EXTRAS Y ADICIONALES	125
Subtotal	466
IMPREVISTOS 20%	93
TOTAL	559

7.3. COSTO TOTAL DE LA MÁQUINA

Para determinar el costo final simplemente se suman todos los rubros directos e indirectos y adicionalmente se le da una utilidad de ganancia. En la siguiente tabla se muestra el costo total

Tabla 36.
Costo Total

RUBRO	COSTO TOTAL (USD)
COSTOS DE MATERIA PRIMA	8598.98
COSTO DE ACCESORIOS Y DISPOSITIVOS	5129.28
COSTO DE SERVICIOS Y TRATAMIENTOS ESPECIALES	1559.80
COSTO DE MANO DE OBRA	2940
COSTO DE MATERIAL INDIRECTO	162.2
COSTO DE SERVICIO Y ADICIONALES INDIRECTOS	559
TOTAL	18949.26

7.4. CALCULO DEL VAN (Valor actual neto)

En el mundo de los negocios, el valor actual neto (o VAN) es una de las herramientas disponibles más útiles para la toma de decisiones financieras. Por lo general, el VAN se usa para estimar si cierta compra o inversión vale más a largo plazo que simplemente invertir una cantidad de dinero equivalente en el

banco. Si bien se usa con frecuencia en el mundo de las finanzas corporativas, también puede usarse para las tareas diarias.

La inversión inicial para el diseño y construcción de la maquina es de **20000** dólares y se espera que va a generar beneficios entre el primer y quinto año. El tipo de descuento que se aplica a proyectos de inversión con riesgos similares, es decir maquinaria para procesos industriales, es del 10%.

Tabla 37.
Cálculo del flujo de efectivo neto

<i>flujo de ingresos</i>		<i>Flujo de egresos</i>	
	A		B
AÑO	VALOR	AÑO	VALOR
1	4500	1	2000
2	6000	2	2000
3	8500	3	2000
4	10000	4	2000
5	12500	5	2000
TOTAL	25500	TOTAL	10000

$$VAN = \frac{P}{(1+i)^1} + \frac{P}{(1+i)^2} + \frac{P}{(1+i)^3} + \frac{P}{(1+i)^4} + \frac{P}{(1+i)^5} - \text{inversion inicial}$$

Donde

$P = \text{flujo de efectivo neto}$

$i = \text{tasa de interés}$

$$VAN = \frac{2500}{(1+0.10)^1} + \frac{4000}{(1+0.10)^2} + \frac{6500}{(1+0.10)^3} + \frac{8000}{(1+0.10)^4} + \frac{10500}{(1+0.10)^5} - 20000$$

$$VAN = 224460 - 20000 = \mathbf{2446}$$

7.5 CALCULO DEL TIR (Tasa de interés de retorno)

Para poder calcular el valor exacto del interés, debemos forzar el VAN a cero.

$$0 = \frac{2500}{(1+i)^1} + \frac{4000}{(1+i)^2} + \frac{6500}{(1+i)^3} + \frac{8000}{(1+i)^4} + \frac{10500}{(1+i)^5} - 20000$$

Para este caso nos valdremos del Excel para poder calcular el TIR rápidamente, para ello necesitamos los valores de flujo de efectivo neto y el valor de inversión inicial.

Tabla 38.

Cálculo del flujo de efectivo neto

<i>FLUJO DE EFECTIVO NETO</i>	
<i>AÑO</i>	<i>A-B VALOR</i>
1	2500
2	4000
3	6500
4	8000
5	10500

Utilizamos la siguiente formula:

=TIR (valor inicial; valores de flujo efectivo de los cinco años), obteniendo así un porcentaje de 13.75%, superior al 10%, por lo tanto este proyecto de inversión es interesante para realizar.

CAPÍTULO VIII

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

8.1. CONCLUSIONES

- Los procesos de manufactura están sujetos a la disponibilidad de equipos y herramientas que posee cada fabricante, debido a que existe una diferencia entre el diseño y la producción de cada pieza.
- Debido a la complejidad de la máquina, la manufactura se la dividió en subprocesos, los mismos que cumplieron el control de calidad impuesto por las normas de la empresa BIGBAMBOO S.A., para posteriormente comprobar su funcionalidad.
- El diseño de la bancada fue trabajado conjuntamente con el departamento de Ingeniería de la empresa, con la finalidad de un trabajo futuro, el mismo que permitirá el ingreso de duelas de bambú de mayor longitud.
- Debido al diseño estructural, la transmisión para el movimiento lineal de la bancada, se lo realizó a través de una cadena de rodillos estándar de dos hileras, ya que este mecanismo permite tener flexibilidad y grandes fuerzas de tensión.
- En un análisis preliminar, se experimentó con una cadena de rodillos estándar de una hilera, las mismas que no pudieron soportar la tensión en el mecanismo de anclaje llegando a doblarse y hasta romperse, razón por la cual se optó por la cadena de rodillos estándar de dos hileras.

- Las piezas más críticas de la máquina, la bancada y el soporte de los motores, fueron manufacturadas en hierro de fundición para garantizar un óptimo desempeño global de la máquina, y así llegar a evitar posibles deformaciones o roturas en dichas piezas.
- El encendido de los motores en paralelo es factible siempre y cuando no exista una carga excesiva, debido a que los motores necesitarían más corriente de la necesaria para funcionar correctamente.
- La vida útil de los motores depende de la correcta selección de los mecanismos de protección, como son los seccionadores y los guardamotors, los mismos que garantizan la protección de todo el sistema eléctrico-electrónico.

8.2. RECOMENDACIONES

- La utilización del voltímetro en una máquina industrial es necesaria para verificar tensiones en dispositivos electrónicos y es un punto de control para la detección de fallas.
- Para garantizar la seguridad de los operadores fue necesario añadir un paro de emergencia externo en la parte final del proceso, cuya finalidad es desconectar todo el sistema.
- Debido al peligro constante en el proceso, es recomendable acoplar protecciones de tol, principalmente en las sierras de corte y fresas de moldurado, lo que garantiza la integridad del operario.
- El dimensionamiento correcto de los cables eléctricos a ser utilizados, es de gran importancia, ya que nos ayudaría a evitar corto circuitos provocados por el recalentamiento de los mismos.

GLOSARIO DE TÉRMINOS

Moldurado – Consiste en proporcionar a una pieza de bambú un perfil terminado y con una figura deseada, a fin de mejorar su estética, por lo que la tersura del corte y el detalle de la figura son aspectos de gran importancia que se tienen presentes en esta operación.

Duela – Es el piso de bambú por definición, compuesta por tablas de bambú macizo de una sola pieza, con un espesor que varía de 3/4" o 19 mm hasta 1" o 25 mm. Los largos van de 30 cm. Hasta 2.40 m. Las tablas que componen la duela tienen lengüetas llamadas machimbre, por medio de las cuales se unen las piezas unas con otras.

PLC – Un controlador lógico programable, es una computadora utilizada en la ingeniería automática o automatización industrial, para automatizar procesos electromecánicos, tales como el control de la maquinaria de la fábrica en líneas de montaje o atracciones mecánicas.

Canto – Línea que forma la terminación de la superficie de una pieza o elemento. También llamado borde.

Primotor – Máquina de impulsión de movimiento rotatorio, que es una fuente de energía mecánica produciendo un movimiento relativo entre los conductores de la armadura y el campo magnético del dínamo, con objeto de generar energía eléctrica.

PVC – Es la denominación por la cual se conoce al policloro de vinilo, un plástico que surge a partir de la polimerización del monómero de cloroetileno (también conocido como cloruro de vinilo). Los componentes del PVC derivan

del cloruro de sodio y del gas natural o del petróleo, e incluyen cloro, hidrógeno y carbono.

Eslabón – Es cada uno de los anillos o elementos que forman una cadena. Los eslabones de una cadena como tal normalmente son metálicos. Se suelen cortar mediante una cizalla.

PID – Un controlador PID es un mecanismo de control por realimentación ampliamente usado en sistemas de control industrial. Este calcula la desviación o error entre un valor medido y un valor deseado.

Switch – El concepto de switch nace en un término de origen inglés y puede ser traducido al español como interruptor, conmutador, según cada contexto.

Bornera – Con el nombre de bornera se designa a un conjunto de bornes individuales o múltiples y sus respectivos accesorios. Una bornera se puede formar con bornes individuales o componibles montados sobre un riel tipo DIN (en alguna de sus variantes) o bien por un bloque que contiene a los elementos de conexión.

Racor – Es una pieza metálica con o sin roscas internas en sentido inverso, que sirve para unir tubos, por ejemplo los cuadros de bicicletas, u otros perfiles cilíndricos.

BIBLIOGRAFÍA

Agreetao. (s.f.). Obtenido de

<http://www.agreetao.com/taobao/view/id/26946876570>

AIRTAC. (2014). Obtenido de <http://industriassanfor.com/pdf/catalogo-airtac.pdf>

Anly Controller. (s.f.). Obtenido de

http://www.anly.com.cn/english/product/protective_voltage.htm

Apkxda. (s.f.) Obtenido de

http://apkxda.com/reductores_de_velocidad.html

BIGBAMBOO S.A. (2013). Obtenido de

http://www.bigbamboo.com.ec/index.php?option=com_content&view=article&id=26&Itemid=24

Bueni. (s.f.). Obtenido de

<http://www.bueni.es/electronica-ferreteria/sensor-fotoelectrico>

Chint. (s.f.). Obtenido de

<http://www.mechint.es/cas/catalogo.php?Familia=1482&Serie=1494>

Cyclo 6000. (2014). Obtenido de

<http://pdf.directindustry.es/pdf/sumitomo-drive-technologies-america/cyclo-6000-reductores-velocidad/15521-432057.html>

Dipac. (2014). Obtenido de

http://www.dipacmanta.com/afamilia.php?ca_codigo=12&ca_nivel=1

Directindustry. (s.f.). Obtenido de

<http://www.directindustry.es/prod/burkert-fluid-control-systems/electrovalvula-5-2-vias-neumatica-404-939829.html>

Distritec. (s.f.). Obtenido de

<http://www.distritec.com.ar/detalleNovedad.php?titulo=%BFQU%C9%20ES%20UNA%20ELECTROV%C1LVULA%20Y%20PARA%20QU%C9%20SIRVE?>

Electrodocs. (s.f.). Obtenido de

<http://electrodocs.es/simbolos-para-elementos-de-proteccion/>

Epower-group. (s.f.). Obtenido de

<http://www.epower-group.com/product-category/xcc/>

Fidestec. (s.f.). Obtenido de

<http://fidestec.com/blog/sensores-fotoelectricos-industriales-fotocelulas/>

Jocar. (2014). Obtenido de

<http://www.jocartransmisiones.com/PDF%27s/01-Rodillos.pdf>

Joresa. (2014). Obtenido de

http://www.joresa.com/1/cadena_rodillos_roller_chain_637302.html

Lobosco. (2012) Obtenido de http://redbiblio.unne.edu.ar/pdf/0601-006077_I.pdf

Micor AB. (s.f.). Obtenido de

<http://es.micor.se/?pg=1445662&c=&pa=&cat=91&pid=488>

Mott. (2006). Diseño de elementos de máquinas. (4°). Pearson Education

Nichese. (s.f.). Obtenido de <http://www.nichese.com/seccionador.html>

NTN. (2014). Obtenido de <http://www.ntnamericas.com/es/productos/chumaceras-y-chumaceras-tipo-puente>

Norton. (2010). Diseño de máquinas. (5°). Prentice Hall

Octopart. (s.f.). Obtenido de http://circuitor.com/docs/FT_R8_LVC_SP.pdf

Omron. (s.f.). Obtenido de <http://www.tme.eu/es/details/e3f2-r4b4-p1/sensores-fotoopticos-estandar/omron/>

PLANTAMER. (s.f.). Obtenido de <http://plantamer.blogspot.com/2011/01/el-bambu-como-materia-prima.html>

Portaleso. (s.f.). Obtenido de http://www.portaleso.com/usuarios/Toni/web_neumatica/neumatica_indice.html

Scribd. (s.f.). Obtenido de <https://es.scribd.com/doc/71101248/REDUCTORES-DE-VELOCIDAD>

Shigley (2012). Diseño de ingeniería mecánica. (8°). Mc Graw Hill

Shihlin Electric. (s.f.). Obtenido de <http://www.seec.com.tw/en/download/download.asp?no1=271&no2=335>

Shimada Bamboo & Wood Flooring. (2010). Obtenido de <http://pisosdebambu.com.mx/pisos-solido-de-bambu.html>

Sitasa. (2014). Obtenido de

http://www.sitasa.com/catalogo/familias/transmision/13_4.pdf

Skillten. (s.f.). Obtenido de

http://www.skillten.com/cursos/sensredcpi/semana2/inductivos_funcionamiento.pdf

Slideshare. (s.f.). Obtenido de

<http://es.slideshare.net/st2t021/presentacin-plc-344547>

Smctraining. (s.f.). Obtenido de

<http://www.smctraining.com/webpage/indexpage/311/>

SKF. (2014). Obtenido de

<http://www.skf.com/co/products/linear-motion/linear-guides-and-tables/linear-ball-bearings/linear-ball-bearing-units/index.html>

Teknik. (2014) Obtenido de <http://www.hecort.com/archivos/pdf/pdf.pdf>

Tonggao Electro-mechanical. (s.f.). Obtenido de

http://www.tonggaomotor.com/e_index.asp

Voltech. (s.f.). Obtenido de <https://www.voltech.com.mx/cables.php>

Xinje. (s.f.). Obtenido de

[http://www.xinje.com/Ch/ProductList.asp?SortID=128&SortPath=0,128,](http://www.xinje.com/Ch/ProductList.asp?SortID=128&SortPath=0,128)

Yueqing Hengwei Electronics CO. (s.f.). Obtenido de

<http://www.chinahwe.net/category/sensor/cylinder-inductive-proximity-switch-81.html>