

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA TRENZADORA DE RANDAS

MIGUEL ARLENZO DURAN SARMIENTO

CESAR LUIS SUAREZ REDONDO

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERIAS FISICOMECANICAS
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA
BUCARAMANGA**

2012

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA TRENZADORA DE RANDAS

MIGUEL ARLENZO DURAN SARMIENTO

CESAR LUIS SUAREZ REDONDO

Trabajo de grado para optar al título de Ingeniero Mecánico

DIRECTOR:

ISNARDO GONZÁLEZ JAIMES

Ingeniero Mecánico

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER

FACULTAD DE INGENIERIAS FISICOMECHANICAS

ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA

BUCARAMANGA

2012

Dedicatorias

**A Dios Todopoderoso por su
infinito amor,**

**A mi Madre Flor Elba, por su
incansable amor y esfuerzo por la
formación de sus hijos,**

**A mi hijo Alejandro, por ser el
motor de mi vida,**

**A mis hermanos Paola y
Fernando, por su constante
motivación y apoyo,**

**A Diana, por su amor, comprensión
y apoyo en momentos difíciles,**

A toda mi familia y a mis amigos.

Miguel

**Este logro ha sido posible gracias
a mis padres,**

Yonny y Mariela,

**A quienes debo todo lo que soy
y lo que puedo llegar a ser.**

**A mis hermanas Melissa y Mónica,
por las sonrisas y compañía que
me brindan.**

A mi novia Johana,

**por ese gran amor, apoyo y
paciencia en todo momento.**

**A mi familia y amigos, por los
buenos recuerdos**

A todos, gracias.

Cesar

AGRADECIMIENTOS

Al señor Néstor Rodríguez, gerente y propietario de la empresa Mignones y Randas, y a todos sus empleados por la oportunidad y confianza brindada durante la realización de este proyecto.

A nuestro director de nuestro proyecto Isnardo González Jaimes, por ser nuestro guía y tutor.

Al profesor Jens Jensen por sus conocimientos y consejos que nos brindaron seguridad para dar el primer paso.

Al señor Miguel Acuña, coordinador técnico comercial de la empresa INAL, por el aporte de su experiencia y sabios consejos al momento de convertir nuestro diseño en una realidad.

A los señores Henry Cruz y Luis “el borracho”, por el aporte de sus habilidades y saberes al momento de la construcción.

A todos nuestros compañeros y amigos por el apoyo, colaboración y palabras de aliento dirigidos al éxito de nuestro trabajo.

Miguel Arlenzo Duran Sarmiento

Cesar Luis Suarez Redondo

CONTENIDO

INTRODUCCIÓN	24
1. EL PROBLEMA DEL TRENZADO EN BUCARAMANGA	25
1.1 IDENTIFICACIÓN DEL PROBLEMA	25
1.2 JUSTIFICACIÓN PARA SOLUCIONAR EL PROBLEMA	27
1.3 OBJETIVOS DEL TRABAJO DE GRADO	30
1.3.1 Objetivo general	30
1.3.2 Objetivos específicos	30
2. GENERALIDADES DE LAS RANDAS, EL TRENZADO Y LOS EQUIPOS ..	31
2.1 RANDAS	31
2.2 TRENZADO	38
2.2.1 Trenzado redondo	38
2.2.2 Trenzado plano	38
2.2.3 Métodos de trenzado	38
2.2.4 Propiedades y aplicaciones.....	40
2.3 EQUIPOS EN EL MERCADO	41
2.3.1 Máquina para trenzar fibras o amarras de barco	42
2.3.2 Máquina trenzadora 3D.....	43
2.3.3 Máquina trenzadora disposición horizontal.	44
3. MATRIZ DE CALIDAD PARA LA TRENZADORA (QFD)	45
3.1 DESPLIEGUE DE LA FUNCIÓN CALIDAD (QFD)	45
3.1.1 Requerimientos del Consumidor.	45
3.1.2 Organización de Requerimientos	46
3.2 MATRIZ DE CALIDAD	47
4. DISEÑO CONCEPTUAL DEL MECANISMO TRENZADOR	48
4.1 PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO DEL TRENZADO	48

4.2 EXPERIMENTO PARA DETERMINAR LA GEOMETRIA	55
4.2.1 Diseño conceptual.....	56
4.2.2 Placas guías.....	56
4.2.3 Seguidor.....	59
4.2.4 Experimentación	61
4.2.5 Resultados	62
4.3 MECANISMO SEGUIDOR DE TRAYECTORIA.....	63
4.3.1 Subgrupo placa direccional	64
4.3.2 Subgrupo corredera	71
4.3.3 Subgrupo Motriz Intercambiador	80
5. CÁLCULO Y DIMENSIONAMIENTO DE ELEMENTOS.....	89
5.1 GRUPOS DE LA MAQUINA	89
5.1.1 Identificación de los grupos.....	89
5.1.2 Descripción de los grupos	90
5.2 GRUPO DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA	91
5.2.1 Motores	93
5.2.2 Generalidades de los motores de corriente alterna.....	93
5.2.3 Diseño NEMA B	95
5.2.4 Formas constructivas	95
5.2.5 Cálculo de la Potencia.....	97
5.2.6 Selección de motores.....	104
5.2.7 Ejes	105
5.2.8 Engranajes	112
5.2.9 Nomenclatura de los engranajes.....	115
5.2.10 Diseño conceptual	118
5.2.11 Material de los engranajes.....	124
5.2.12 Esfuerzos sobre los dientes del engranaje	125
5.2.13 Diseño y análisis de los engranajes asistido por computadora	127
5.3 GRUPO LAMINACION.....	139
5.3.1 Función de tracción (rata de producción).....	139
5.3.2 Función estética	142
5.4 GRUPO DE TORRETAS.....	142
5.4.1 Subgrupo de amortiguación	143
5.4.2 Subgrupo de alimentación.....	145

5.4.3	Subgrupo estructural	145
5.4.4	Concepción de la estructura de la torreta.....	147
5.4.5	Fases de la estructura de la torreta.....	148
5.4.6	Subgrupo de salida	149
5.4.7	Análisis de fuerzas	150
5.4.8	Diseño del Resorte.....	152
5.4.9	Análisis CAE	162
5.5	GRUPO DE SISTEMA ELÉCTRICO Y CONTROL	164
5.5.1	Riesgos eléctricos	166
5.5.2	Señales de seguridad.....	167
5.5.3	Código de colores	167
5.6	GRUPO ESTRUCTURA.....	171
5.6.1	Selección del material	171
5.6.2	Diseño CAD de la estructura.....	173
5.6.3	Análisis CAE	174
6.	SELECCIÓN DE ELEMENTOS.....	179
6.1	SELECCIÓN DE RODAMIENTOS Y CHUMACERAS	179
6.1.1	Rodamientos de una hilera de bolas y ranura profunda.....	179
6.1.2	Rodamientos montados	180
6.1.3	Selección de rodamientos y chumaceras.....	181
6.1.4	Rodamiento para el grupo de engranajes	182
6.1.5	Rodamiento para el grupo laminador	184
6.1.6	Chumaceras del eje motriz.....	187
6.2	ACOPLES	188
6.2.1	Acople rígido de manguito con prisionero	189
6.2.2	Diseño conceptual.....	190
7.	ANÁLISIS DE COSTOS DE LA MAQUINA	196
7.1	COSTOS GENERALES	196
7.2	COSTOS DETALLADOS	198
8.	PRUEBAS DEL FUNCIONAMIENTO DE LA MAQUINA	201

8.1 PUNTO DE CONVERGENCIA	201
8.2 RODILLOS DEL LAMINADOR	204
8.3 BOQUILLAS.....	205
8.4 CONSUMO DE MATERIAL.....	207
8.5 VELOCIDAD DE PRODUCCION	208
9. CONCLUSIONES.....	211
BIBLIOGRAFIA.....	213
ANEXOS.....	214

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Tipos de randas	25
Figura 2. Componentes de una randa	25
Figura 3. Máquina de virar KHEL.....	26
Figura 4. Sandalias de tiras trenzadas.....	27
Figura 5. Fallas comunes de trenzado.....	28
Figura 6. Clasificación para randas según material.	31
Figura 7. Rollos de materia prima para las randas	32
Figura 8. Re-embobinado	32
Figura 9. Embobinado con distintos materiales	33
Figura 10. Afilado de la cuchilla de corte	33
Figura 11. Corte del embobinado.....	34
Figura 12. Cuerpo de la randa después del corte	34
Figura 13. Bobina de hiladillo montado en la selladora de randas.....	35
Figura 14. Unión del hiladillo con el cuerpo plástico que compone la randa.....	35
Figura 15. Tamaños comerciales de randas	36
Figura 16. Trenzado de 3hilos	39
Figura 17. Trenzado de 4 hilos	39
Figura 18. Trenzado de 5 Hilos.....	39
Figura 19. Máquina trenzadora de cuerdas de anclaje para barcos	42
Figura 20. Máquina Trenzadora 3D	43
Figura 21. Máquina Trenzadora 3D	43
Figura 22. Máquina trenzadora disposición horizontal.....	44
Figura 23. Esquema del movimiento de trenzado.....	48
Figura 24. Guía interna	49
Figura 25. Montaje de los discos ranurados y la placa guía	49
Figura 26. Fallas de sentido invertido	50
Figura 27. Guías interna y externa.....	50
Figura 28. Base de la torreta.....	51
Figura 29. Montaje base de la torreta	52
Figura 30. Montaje engranajes y discos	52
Figura 31. Placa base	53
Figura 32. Vista en explosión del montaje del mecanismo	53
Figura 33. Vista general del mecanismo	54
Figura 34. Torreta y montaje sobre la base	54
Figura 35. Vista general del diseño del mecanismo de la trenzadora de randas ...	55
Figura 36. Diseño conceptual placas guías	56

Figura 37. Diseño CAD de la pieza prototipo	57
Figura 38. Modelado CAM (Mastercam X) del maquinado	58
Figura 39. Prototipo físico para la experimentación	59
Figura 40. Diseño conceptual del seguidor	59
Figura 41. Diseño conceptual del mecanismo experimental del seguidor	60
Figura 42. Mecanismo experimental del seguidor.....	61
Figura 43. Experimentación del mecanismo	62
Figura 44. Resultado final del seguidor.....	63
Figura 45. Secuencia de trenzado	64
Figura 46. Tejido Manual	65
Figura 47. Trayectoria de Trenzado.....	66
Figura 48. CAD placas guías	67
Figura 49. Acotación del Riel	67
Figura 50. DCL de la Placa Direccional	68
Figura 51. Mallado Placa Direccional.....	68
Figura 52. Tensión Von Mises Placa Direccional.....	69
Figura 53. Desplazamiento Placa Direccional	69
Figura 54. Deformaciones Unitarias Placa Direccional	70
Figura 55. Factor de Seguridad de la Placa Direccional	70
Figura 56. Tangencia Corredera-Circunferencias	71
Figura 57. Disposición de Los Bujes en la corredera.....	72
Figura 58. Choque Inminente Buje-Placa Direccional.....	73
Figura 59. Geometría Aproximada del Seguidor.....	74
Figura 60. Geometría Final de la Corredera	74
Figura 61. Ensamble Corredera en Pista.....	75
Figura 62. Presentación de Duralon Nylon PA.....	77
Figura 63. Geometría placas de desgaste	78
Figura 64. Geometría por torneado.....	79
Figura 65. Sentido de giro.....	81
Figura 66. Distancia entre centros	81
Figura 67. Montaje de los discos ranurados y engranajes.....	82
Figura 68. Disco ranurado	83
Figura 69. DCL Corredera	84
Figura 70. Fuerzas aplicadas en el disco ranurado	86
Figura 71. Mallado Disco Ranurado.....	86
Figura 72. Tensión Von Mises de los discos ranurados.....	87
Figura 73. Desplazamiento de los discos ranurados	87
Figura 74. Deformaciones Unitarias del disco ranurado	88
Figura 75. Factor de seguridad del disco ranurado.....	88

Figura 76. Vista general de la Trenzadora	90
Figura 77. Diagrama del montaje de la potencia para el mecanismo trenzador	92
Figura 78. Diagrama montaje de la potencia para el mecanismo laminador	92
Figura 79. Ondas de corriente alterna trifásica	94
Figura 80. Clasificación de motores NEMA	95
Figura 81. Formas constructivas motores VOGES	96
Figura 82. Momento de Inercia calculado por SolidWorks 2011	97
Figura 83. Nomenclatura de Engranajes y Torretas	98
Figura 84. Características de desempeño motores VOGES 4 polos	101
Figura 85. Ficha técnica motor VOGES 1 HP	102
Figura 86. Ficha técnica motor VOGES 1/2 HP	103
Figura 87. Motores VOGES de 1 hp y 1/2 HP unidos a los reductores de 1:10.....	104
Figura 88. Montaje del motor con el mecanismo laminador.....	104
Figura 89. Montaje motor en el mecanismo trenzador	105
Figura 90. Diseño conceptual eje para 1 HP del mecanismo trenzador	106
Figura 91. Diseño conceptual eje para 1/2 HP del mecanismo laminador.....	106
Figura 92. Diagrama de cuerpo libre del eje motriz	106
Figura 93. Mallado del eje motriz	107
Figura 94. Tensión de von Mises del eje motriz.....	107
Figura 95. Desplazamientos del eje motriz	108
Figura 96. Deformaciones unitarias del eje motriz.....	108
Figura 97. Factor de seguridad del eje motriz.....	109
Figura 98. Diagrama de cuerpo libre del eje del laminador.....	109
Figura 99. Mallado del eje del laminador	110
Figura 100. Tensión de von Mises del eje del laminador	110
Figura 101. Desplazamientos del eje del laminador	111
Figura 102. Deformaciones unitarias del eje del laminador	111
Figura 103. Factor de seguridad del eje del laminador	112
Figura 104. Engranajes rectos vs engranajes helicoidales	114
Figura 105. Geometría del engranaje	115
Figura 106. Parámetros del diente del engranaje	117
Figura 107. Esquema del tren de engranaje motriz y trenzador	119
Figura 108. Diseño conceptual del tren de engranajes del mecanismo trenzador	121
Figura 109. Esquema del tren de engranajes del mecanismo trenzador	123
Figura 110. Diseño conceptual del tren de engranajes del mecanismo laminador	123
Figura 111. Esquema del tren de engranajes del mecanismo trenzador	124
Figura 112. Diagrama de fuerzas en el diente del engranaje	125

Figura 113. Relación para el factor de orilla	127
Figura 114. Esquema del piñón motriz y los engranajes de los discos ranurados	128
Figura 115. Resultados generales del piñón motriz y los engranajes de los discos ranurados.....	129
Figura 116. Resultados de los parámetros geométricos.....	129
Figura 117. Resultado de fuerzas y factores de velocidad	130
Figura 118. Tension de von mises del engranaje motriz.....	130
Figura 119. Desplazamientos del engranaje motriz.....	131
Figura 120. Deformaciones unitarias del engranaje motriz.....	131
Figura 121. Factor de seguridad del engranaje motriz.....	132
Figura 122. Esquema del piñón motriz y los engranajes de los discos ranurados	132
Figura 123. Resultados generales de los engranajes del mecanismo laminador	133
Figura 124. Resultados de los parámetros geométricos.....	134
Figura 125. Resultado de fuerzas y factores de velocidad	135
Figura 126. Tension de von mises del engranaje del laminador.....	135
Figura 127. Desplazamientos del engranaje del laminador	136
Figura 128. Deformaciones unitarias del engranaje del laminador	136
Figura 129. Factor de seguridad del engranaje del laminador.....	137
Figura 130. Piñón mecanismo trenzador	137
Figura 131. Engranajes mecanismo trenzador	138
Figura 132. Engranajes del mecanismo laminador.....	138
Figura 133. Vista general del Laminador	140
Figura 134. Nomenclatura De Rodillos	141
Figura 135. Vista general de la torreta.....	142
Figura 136. Nomenclatura Carretes.....	144
Figura 137. Carrete de Alimentación	145
Figura 138. Bastidor.....	146
Figura 139. Dimensiones de la base de la torreta.....	147
Figura 140. Nomenclatura de la torreta	148
Figura 141. Antes y después de la estructura de la torreta.....	149
Figura 142. Tensión en la randa	150
Figura 143. Angulo de Tensión de la randa.....	151
Figura 144. Diversos tipos de resortes	152
Figura 145. Estilo de extremos en los resortes helicoidales de compresión.....	154
Figura 146. Notación de los diámetros del resorte.....	154
Figura 147. Notación de las longitudes y fuerzas en el resorte.	155
Figura 148. Nomenclatura del ángulo de paso del resorte	157

Figura 149. Curva de pandeo en resortes	160
Figura 150. DCL Torreta	162
Figura 151. Mallado torreta	163
Figura 152. Desplazamiento por Pandeo	163
Figura 153. Riesgo de electrocución.....	165
Figura 154. Reacciones del cuerpo a la electricidad.....	165
Figura 155. Señales de seguridad	167
Figura 156. Vista frontal del tablero de control. Componentes	169
Figura 157. Vista del montaje de los elementos	169
Figura 158. Vista interna de los la caja. Componentes.....	170
Figura 159. Instalación interna.....	170
Figura 160. Instalación externa.....	171
Figura 161. Diseño CAD estructura	173
Figura 162. Cortes de material para unión por soldadura.....	174
Figura 163. Diagrama de cuerpo libre de la estructura	175
Figura 164. Mallado de la estructura.....	175
Figura 165. Tensión de Von Mises de la estructura.....	176
Figura 166. Desplazamiento estático de la estructura	176
Figura 167. Deformaciones unitarias de la estructura.....	177
Figura 168. Factor de seguridad de la estructura	177
Figura 169. Vista de la estructura y presentación del mecanismo trenzador	178
Figura 170. Vista en corte parcial del rodamiento de una hilera de bolas y ranura profunda.....	180
Figura 171. Vista en corte parcial de una chumacera	181
Figura 172. Rodamiento para el grupo de engranaje.....	182
Figura 173. Resultados Mdesign 6205	183
Figura 174. Dimensiones básicas rodamiento SKF 6205	184
Figura 175. Rodamiento en el grupo laminador	184
Figura 176. Resultados Mdesign 6002	186
Figura 177. Dimensiones básicas rodamiento SKF 6002	186
Figura 178. Chumaceras del mecanismo trenzador	187
Figura 179. Dimensiones básicas rodamiento montado tipo brida UCF205-16 ...	188
Figura 180. Acople rígido de manguito con prisionero.....	189
Figura 181. Diseño conceptual de los acoples.....	190
Figura 182. DCL en el acople	191
Figura 183. Mallado del acople.....	191
Figura 184. Tensión de Von Mises en el acople	192
Figura 185. Desplazamiento del acople.....	192
Figura 186. Deformaciones unitarias del acople.....	193

Figura 187. Factor de seguridad.....	193
Figura 188. Acoples para motor de 1 HP y motor de ½ HP.....	194
Figura 189. Acoples para motor de ½ HP.....	194
Figura 190. Acoples para motor de 1 HP.....	195
Figura 191. Trenzado sin punto de convergencia.....	202
Figura 192. Diseño del punto de convergencia.....	203
Figura 193. Trenzado con punto de convergencia.....	203
Figura 194. Rodillo de duralon y rodillo de caucho.....	204
Figura 195. Ubicación de la boquilla en la torreta.....	205
Figura 196. Diseño y construcción de las boquillas.....	206
Figura 197. Montaje de la boquilla en la torreta.....	207
Figura 198. Verificación del consumo de material.....	208
Figura 199. Trenzadora de randas terminada.....	210
Figura 200. Trenzadora de randas y sus autores.....	210

LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Lista de precios.....	37
Tabla 2. Necesidades del cliente	46
Tabla 3. Matriz calidad.....	47
Tabla 4. Principales Características de los plásticos elegidos.....	76
Tabla 5. Parámetros del esfuerzo flexionante.....	126
Tabla 6. Datos entrada para el piñón motriz y los engranajes de los discos ranurados.....	128
Tabla 7. Datos entrada para los engranajes del Mecanismo laminador.....	133
Tabla 8. Calculo del resorte.....	161
Tabla 9. Código de colores.....	168
Tabla 10. Catalogo Exco tubo rectangular.....	172
Tabla 11. Propiedades mecánicas acero estructural ASTM A-513/A-500	173
Tabla 12. Valores para el cálculo del rodamiento SKF 6205.....	183
Tabla 13. Valores para el cálculo del rodamiento SKF 6002	184
Tabla 14. Parámetros de entrada para el análisis.....	190
Tabla 15. Costos generales.....	196
Tabla 16. Costos detallados.....	198

LISTA DE ANEXOS

Anexo A. Patente del trenzador de cabello (U.S Patent. 7.069.935 B2).....	215
Anexo B. Catalogo de motores VOGES.....	216
Anexo C. Planos de la maquina trenzadora de randas.....	217

RESUMEN

TITULO:

DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UNA TRENZADORA DE RANDAS*

AUTORES:

Miguel Arlenzo Duran Sarmiento

Cesar Luis Suarez Redondo**

PALABRAS CLAVE:

Diseño de maquinas, Trenzadora, Randas, Engranajes, Duralon, SolidWorks.

DESCRIPCIÓN:

En el mercado que gira en torno a la industria del calzado en la ciudad de Bucaramanga y el departamento de Santander existe un producto de uso en la fabricación de zapatos y sandalias, las randas; la empresa "Mignones & Randas" tiene como objetivo satisfacer la demanda de esta materia prima y ofrecer toda su gama de colores, materiales y formas; una de las formas entre las cuales se pueden encontrar una randas es en una trenza, cuya fabricación se hace tradicionalmente de manera artesanal, fuera de la empresa; la empresa "Mignones & Randas" conoce la ventaja del uso de la tecnología en la fabricación de las randas, razón por la cual acude a la Universidad Industrial de Santander, por medio de la escuela de ingeniería mecánica para dar solución a los inconvenientes que presenta en la fabricación de randas trenzadas, la meta, obtener una máquina para tal fin. El propósito de este proyecto consiste en diseñar y construir una máquina trenzadora de randas, para la empresa "Mignones & Randas". Usando como herramienta los conocimientos obtenidos durante nuestra educación en la carrera, se realizaron investigaciones y análisis de mecanismos capaces de realizar el trabajo de trenzado, la construcción de un prototipo y evaluación por medio de la experimentación, acciones que demostraron la posibilidad de realizar una máquina que cumpliera la demanda de la empresa. Durante la etapa del diseño se tomaron en cuenta aspectos técnicos de fabricación de calidad, estudios del diseño asistidos por computadoras y la posibilidad de construir toda la máquina en talleres de la ciudad de Bucaramanga. El resultado, una máquina eficiente, robusta y confiable, la cual ofrece una tasa de producción con el mínimo desperdicio de material, capaz de realizar trenzas en máquina con características de apariencia física similares a una trenzada a mano.

* Trabajo de Grado

** Facultad de Ingenierías Físico-Mecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Director de Proyecto: Ing. Isnardo González Jaimes.

ABSTRACT

TITLE: DESIGN AND CONSTRUCTION OF A BRAIDING MACHINE OF RANDAS*

AUTHORS:

Miguel Arlenzo Duran Sarmiento

Cesar Luis Suarez Redondo**

KEYWORDS:

Design and construction, Braiding, Gear, Duralon, SolidWorks

DESCRIPTION:

In the market that revolves around the footwear industry in the city of Bucaramanga, Santander Department There is a product of use in the manufacture of shoes and sandals, the randas; the company "Mignones & Randas" aims to meet the demand for this raw material and offer the full range of colors, materials and forms; one of the forms from which one can find a randa is in a braid whose manufacture is traditionally made by craftsmen outside the company; the company "Mignones & Randas" knows the advantage of using the technology in the manufacture of the randa, why go to the Industrial University of Santander, through the school of mechanical engineering to solve the disadvantages in the manufacture of braided randa, the target, to obtain a machine for this purpose.

The purpose of this project is to design and build a braiding machine of randas, for the company "mígnones &randas". Using the knowledge gained as a tool for our education in the career, were carried out research and analysis of mechanisms capable of doing the work of braided, constructing a prototype and evaluation through experimentation, actions that demonstrate the possibility to make a machine that meets the demand for the company.

During the design stage were considered technical aspects of quality manufacturing, computer-aided design studios and the possibility to build all the machine in workshops in the city of Bucaramanga.

The result is a machine efficient, robust and reliable which offers a rate of production with minimal waste of material, capable of making braids in a machine with features similar physical appearance to a hand-braided.

* Thesis

** Faculty of Physical-Mechanical Engineering. School of Mechanical Engineering. Project Manager: Ing. Isnardo González Jaimes

INTRODUCCIÓN

Desde hace mucho tiempo, Santander y en especial la ciudad de Bucaramanga se han caracterizado por ser pionera en el sector del calzado, dándose a conocer como los mejores en la manufactura del mismo no solo a nivel nacional sino también a nivel internacional como lo han reflejado las estadísticas de exportación. Gracias a su calidad e innovación en los diseños, ha clasificado para ser el calzado oficial del Reinado Nacional de La Belleza.

Esta producción ha crecido a un ritmo frenético en los últimos años, por tal motivo la microempresas se han visto en la necesidad de mejorar cada vez más cada área de producción del calzado, cabe resaltar que la industria del calzado al igual que la gran mayoría, depende del desempeño de sus proveedores de insumos y materia prima. Es en este momento donde el propósito de la Universidad Industrial de Santander toma un valor fundamental al ser el medio por el cual la industria puede relacionarse con el conocimiento y la información, asesorando las empresas que requieren un servicio para orientarlos puntual y profesionalmente, siendo una herramienta capaz de abrir caminos comerciales al convertir estas microempresas en fuertes competidoras del mercado.

El propósito fundamental de este proyecto fue diseñar y construir una maquina trenzadora de randas para la empresa “Mignones & Randas” que cumpliera a cabalidad los parámetros de producción y generara desarrollo tecnológico en el sector. Para tal fin se emplearon los conocimientos adquiridos durante el transcurso de la academia en la Escuela de Ingeniería Mecánica haciendo uso de los sistemas cinemáticos de trayectoria, herramientas CAD, CAE y CAM para el diseño y construcción dirigidos al uso total de los materiales nacionales.

Usando la metodología de proyectos desde el conocimiento del problema, toma de datos, diseño conceptual, diseño de experimentos, cálculos, dimensionamiento, construcción y pruebas para dar como resultado un producto confiable y a un precio muy por debajo del ofrecido internacionalmente.

1. EL PROBLEMA DEL TRENZADO EN BUCARAMANGA

1.1 IDENTIFICACIÓN DEL PROBLEMA

Desde sus inicios “Mignones y Randas” ha fabricado randas (ver figuras 1 y 2) de la manera tradicional empleando para tal fin mano de obra que ha mejorado a lo largo de la experiencia de manera artesanal.

Figura 1. Tipos de randas



Fuente: Los Autores

Figura 2. Componentes de una randa



Fuente: Los Autores

Hace 5 años “Mignones y Randas” dio el paso hacia delante introduciendo su primera máquina automatizada importada de Brasil, esta máquina llamada Viradora de Randas (encargada de añadir la cola al hiladillo y cuerpo de la randa, y posteriormente cerrar la randa, ver figura 3), permitió de manera drástica bajar los costos de producción de sus productos, aparte de que la maquina la operarían solo una persona, su ahorro en materia prima seria significativo, tanto así que la empresa tomo la decisión de importar otra máquina de estas características.

Figura 3. Máquina de virar KHEL



Fuente: www.kehl.com.br

La constante demanda de este producto creo la necesidad de expandir la cantera de diseño, innovando con la creación de nuevos estilos (ver figura 4), dando apertura a la creación de nuevos empleos indirectos a decenas de personas en su mayoría madres cabeza de hogar, que dedicaron grandes esfuerzos al tejido y trenzado de las randas, teniendo una demanda estimada de 2000Km/anual de trenzas.

Figura 4. Sandalias de tiras trenzadas



Fuente: Los Autores

En la actualidad, la empresa “Mignones y Randas” tiene la necesidad de ampliar su producción de randas trenzadas, para lo cual necesita implantar sistemas mecanizados que le permita ampliar su productividad. Debido a que en Colombia no se fabrican maquinaria de este tipo y los costos de importación de estas máquinas están muy elevados (alrededor de \$28.000.000 de pesos), ha motivado a la empresa realizar la solicitud a la UIS, dirigidos a la escuela de ingeniería mecánica, para el desarrollo de una máquina que permita cumplir las expectativas de producción, creando adicionalmente una base tecnológica de desarrollo de máquinas en esta área del calzado.

1.2 JUSTIFICACIÓN PARA SOLUCIONAR EL PROBLEMA

Se concluyó que la manera más efectiva de poder reducir los precios de mano de obra costosa era la sustitución de ella, adquiriendo una maquina trenzadora de randas, permitiendo de esta manera que el trenzado manual se enfoque en costuras de mayor complejidad como lo son las de 4 y 5 hilos (ver sección 2.2).

A largo plazo la no adquisición de esta máquina podría representar una reducción en el número de clientes que tiene la empresa, ya que cabe la posibilidad que la

competencia mejore su técnica o adquiera maquinaria de última tecnología, abarcando así gran cantidad de clientes que son atraídos por los precios más bajos que ofrecería el mercado en ese entonces.

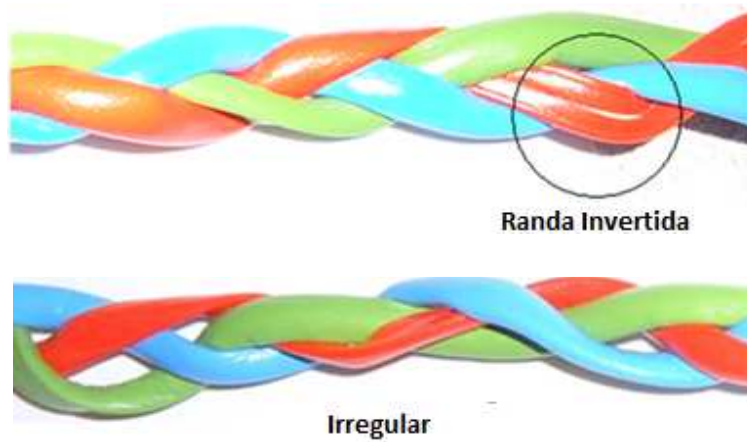
Por esto, se hace necesaria desarrollar esta máquina para consolidar a “Mignones & Randas” como líder en este campo, proporcionando así, los mejores productos con excelente acabado a un precio módico. Sus consecuencias serían favorables para la empresa, aumentara la productividad (disminuyendo los recursos de entrada y aumentado los de salida del proceso productivo), ya que mejoraría sustancialmente las condiciones de trabajo, la tecnología, la organización, aprovechamiento de materias primas y sobre todo la calidad del producto.

No solo los precios atraen a los clientes, también lo hace la calidad del producto, y para una industria tan exigente como lo es la del calzado santandereano, se hace imprescindible mantener estándares de calidad.

Al contar con fabricación de manera manual, la uniformidad y continuidad del trenzado de tira no se puede mantener a menudo (ver Figura 5), la inversión en esta máquina además de todas las ventajas que representa en términos de economía del proceso también representa esa anhelada uniformidad en su textura que solo un proceso automático podría proporcionar.

Figura 5. Fallas comunes de trenzado.





Fuente: Los Autores

En su práctica “Mignones & Randas” puede afirmar con seguridad que lo mejor que le puede pasar a una empresa para tener éxito, es la inversión en tecnología, y que esta inversión se recupere pronto. Así ocurrió en ocasiones anteriores cuando sus problemas eran otros y tomaron la decisión de ir de la mano con el desarrollo tecnológico, con esa experiencia la empresa reconoce en la inversión en la “Maquina trenzadora de randas” la manera más segura de afianzarse como líder en producción de randa trenzada en Bucaramanga.

1.3 OBJETIVOS DEL TRABAJO DE GRADO

1.3.1 Objetivo general

Continuar con la misión de la Universidad Industrial de Santander, de brindar conocimientos y soluciones a las diferentes necesidades de la industria, específicamente la industria peletera, desarrollando una maquina trenzadora de randas para calzado para la empresa “Mignones & Randas”.

1.3.2 Objetivos específicos

Realizar el diseño de un sistema mecánico para la elaboración de trenzas de randas para calzado que cumpla con las siguientes especificaciones de diseño:

- Utilizar randas de 1.5mm a 6mm (R0 a R7) de ancho para la trenza.
- Capacidad de producir trenzas de 2 y 3 randas con el mismo mecanismo.
- Mecanismo de prensa para darle solidez al trenzado.
- Producción de 60 a 75 metros/hora.
- Construir un prototipo a escala para la experimentación y evaluación.
- Diseñar la maquina utilizando herramientas computacionales: CAD (SolidWorks) y CAE (SolidWorks y Ansys).

2. GENERALIDADES DE LAS RANDAS, EL TRENZADO Y LOS EQUIPOS

2.1 RANDAS

Las Randas son el componente fundamental en la manufactura de calzado femenino, además de ser pilar importante en accesorios de marroquinería. Están elaboradas de plástico (polipropileno), este plástico puede utilizarse en calidad de material para elementos deslizantes no lubricados; tiene buena resistencia superficial, resistencia química a la humedad y al calor sin deformarse buena dureza superficial y estabilidad dimensional. Además posee un aspecto similar al cuero, por esta condiciones especiales es muy usado en este mercado. Este plástico viene en diferentes presentaciones que varían en su textura, color y acabado (ver figura 6).

Figura 6. Clasificación para randas según material.



Fuente: Los Autores

El polipropileno viene en una presentación comercial de rollos de 1.5 mts x 50 mts (ver figura 7), estos rollos tiene una particularidad, su embobinado no es firme, el cual se aprecia la no homogeneidad de la tensión.

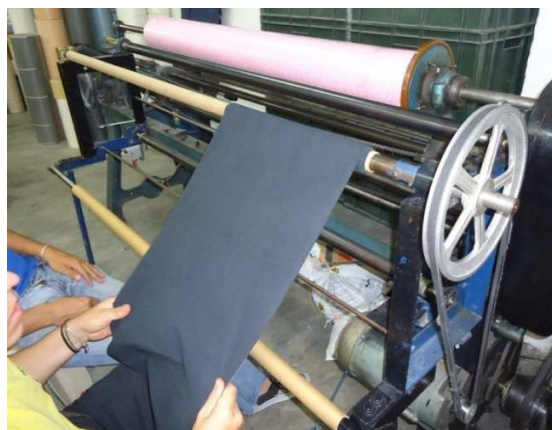
Figura 7. Rollos de materia prima para las randas



Fuente: Los Autores

Por tal motivo es necesario re-embobinar el rollo de polipropileno por medio de una máquina que se construyó para tal fin. Según los pedidos de producción y para agilizar el trabajo, se re-embobina material de distinto color o material (ver figuras 8 y 9).

Figura 8. Re-embobinado



Fuente: Los Autores

Figura 9. Embobinado con distintos materiales



Fuente: Los Autores

Este re-embobinado se hace para cortar el rollo re-embobinado para que así el corte sea recto y cada uno de sus cortes conserve la dimensión apropiada para cada tipo de randa, este corte se realiza por medio de una cuchilla circular, la cual es afilada con un mecanismo que cuenta la maquina cada tres cortes o según lo requiera el embobinado (ver figura 10).

Figura 10. Afilado de la cuchilla de corte



Fuente: Los Autores

Figura 11. Corte del embobinado



Fuente: Los Autores

Los rollos cortados (ver figura 12) se desenvuelven en un recipiente, pegando los extremos de cada rollo por tramos de 50 mts, este recipiente es el recipiente de alimentación de la maquina selladora de randas.

Figura 12. Cuerpo de la randa después del corte



Fuente: Los Autores

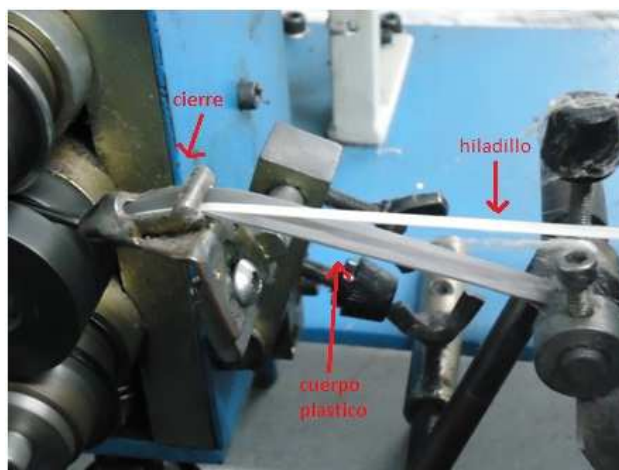
La máquina selladora de randas se alimenta del plástico que ya se ha cortado previamente con las dimensiones necesarias para cada tipo de randa, y con el hiladillo que es el cuerpo de la randa, este hiladillo (ver figura 13 y 14) viene en una presentación en carrete de 5000 mts, al igual que el calibre del plástico, el hiladillo también esta calibrado para cada tipo de randa.

Figura 13. Bobina de hiladillo montado en la selladora de randas



Fuente: Los Autores

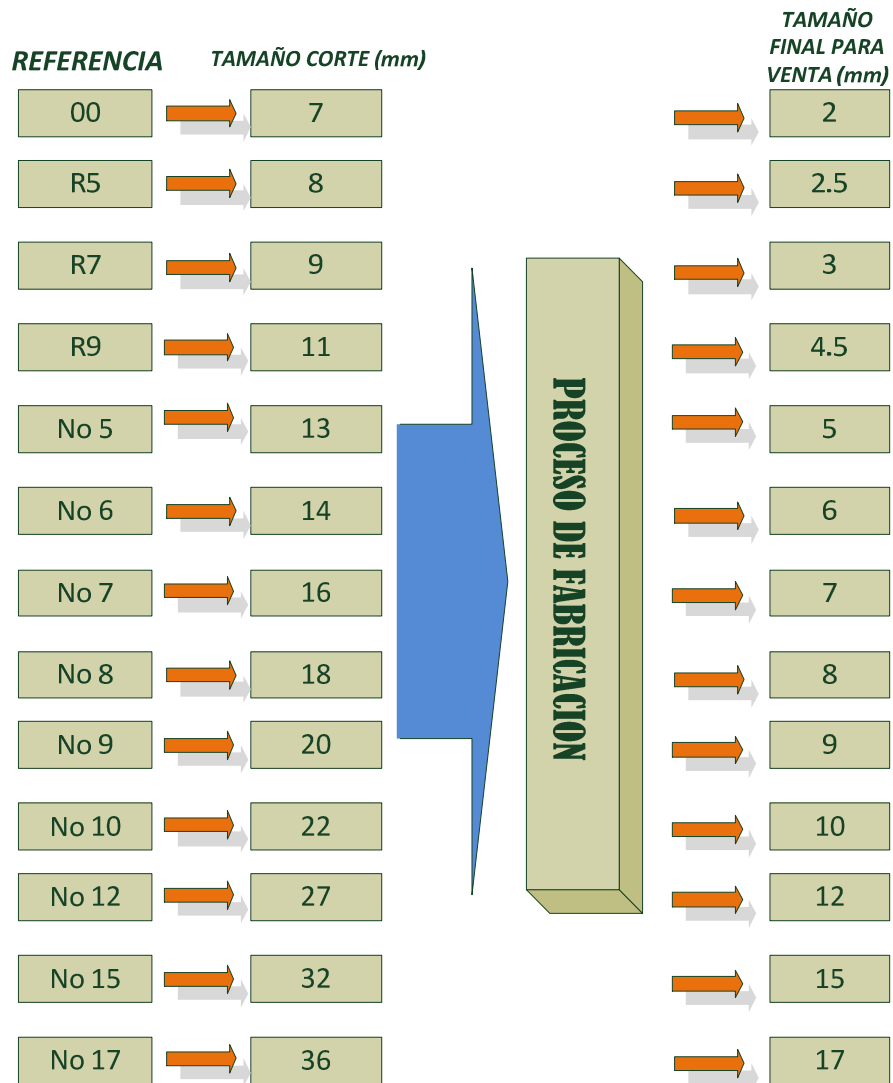
Figura 14. Unión del hiladillo con el cuerpo plástico que compone la randa



Fuente: Los Autores

Su variedad de tamaños, espesores, colores y texturas hacen de ella presa fácil para diseñadores de calzado. Mignones & Randas maneja una gama de tamaños de randa bastante amplia. Aquí las generalidades de sus tamaños:

Figura 15. Tamaños comerciales de randas



Fuente: Los Autores

Los precios de las randas al mes de junio del 2011 son los siguientes:

Tabla 1. Lista de precios

Lista de precios	
Referencia	Precio (pesos)
r-7	\$ 180
r-9	\$ 200
No.6	\$ 270
No.8	\$ 300
No.10	\$ 400
No.12	\$ 450
No.15	\$ 550
No.17	\$ 650

Fuente: Los Autores

2.2 TRENZADO

Un trenzado es una estructura compleja o patrón formado por el entrelazamiento de tres o más hilos de material flexible, como fibras textiles, hilos, o cabello humano. En comparación con el proceso de tejer hilos perpendiculares (urdimbre y trama), una trenza suele ser larga y estrecha, con cada componente enlazado funcionalmente en zigzag, en la que los hilos se cruzan entre sí con un determinado ángulo de inclinación. La trenza más simple posible es una superficie plana y sólida estructura, de tres hileras. Trenzas más complejas pueden construirse a partir de un número de hilos arbitrarios (pero generalmente impares). En los trenzados se distingue entre redondo y plano.

2.2.1 Trenzado redondo

Son aquellos que poseen un corte transversal oval o redondo. Según su aplicación se habla de cordones (técnica), cordeles (textil), cables (electrotécnica) o cabos y cuerdas (para ejecuciones más pesadas).

2.2.2 Trenzado plano

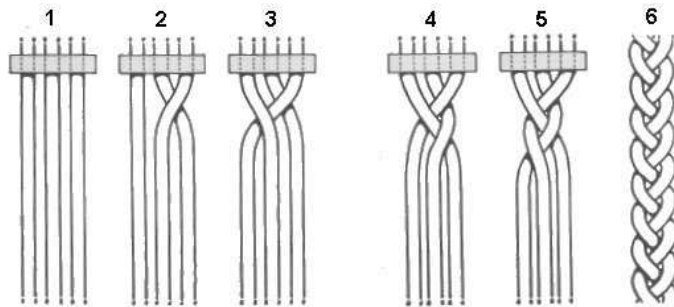
Se suele conocer como cinta o simplemente trenzado plano.

2.2.3 Métodos de trenzado

El método de trenzado va ligado al número de hilos que lo componen, lo que quiere decir que el proceso para realizar una trenza de 3 hilos difiere a una de 5 hilos¹, sin embargo la secuencia tiene en común el enlace en zigzag y la repetición de este a lo largo de la construcción. A continuación procedemos a describir el método de fabricación de alguno de estos:

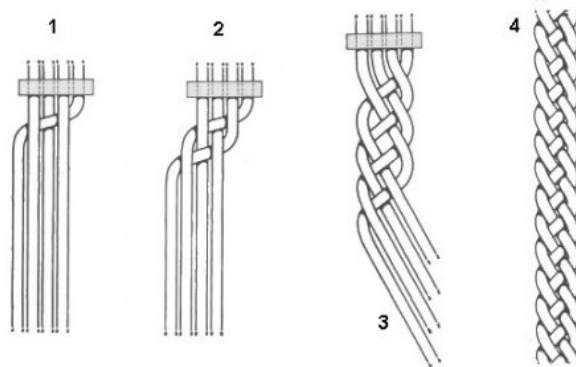
¹ Los Abalorios. Como hacer una trenza de 5. <http://losabalorios.com>

Figura 16. Trenzado de 3hilos



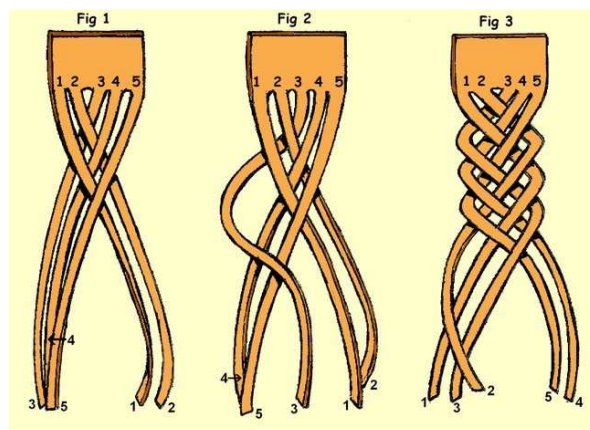
Fuente: www.losabalorios.com

Figura 17. Trenzado de 4 hilos



Fuente: www.losabalorios.com

Figura 18. Trenzado de 5 Hilos



Fuente: www.losabalorios.com

2.2.4 Propiedades y aplicaciones

Un producto trenzado posee unas características especiales². Una trenza estándar es flexible transversalmente lo que facilita sin problemas, gracias a su maleabilidad, su incorporación a otros textiles, por ejemplo, mediante un cosido. Por otra parte una trenza tratada con alguna impregnación especial adquiere una dureza y estabilidad determinada que la hace idónea para su incorporación a aplicaciones técnicas. La capacidad de carga de un trenzado es superior a la de cualquier otra composición textil comparable bajo la misma aplicación.

Con motivo de estas características se encuentran hoy en día trenzados (a menudo ocultos) en muchos campos de aplicación distintos. Algunos ejemplos: vestido y calzado, mecha para velas, cuerdas elásticas, cuerdas de alpinismo, cuerdas para esquí acuático, cabos para embarcaciones deportivas, cuerdas para paracaídas, cordel para pescar, cordel para redes de pesca, cabos de amarre, estachas, hilo quirúrgico, mangueras de alta presión, cableado eléctrico.

Un ejemplo claro de las ventajas de un trenzado se observan en alambre trenzado de acero galvanizado, proporciona una combinación superior de las propiedades, comparado con la convencional cadena de seis cuerdas. Con una estructura compacta y cara lisa, el alambre trenzado de acero galvanizado, proporciona una durabilidad mejorada y resistencia a la abrasión y aplastamientos, lo cual mejora el servicio de vida.

²Herzog Maschinenfabrik GmbH & Co. Técnica de trenzar. <http://www.herzog-online.com>

2.3 EQUIPOS EN EL MERCADO

La finalidad de este proyecto está dirigida al diseño y construcción de una maquina trenzadora de randas en la cual se busca obtener un dispositivo versátil que garantice una disminución en los costos de producción y el mejoramiento de la calidad del producto. Deberá integrar tanto el proceso de trenzado como el de prensado de la randa en un solo cuerpo de la máquina y la posibilidad de trenzar randas de diferentes tamaños.

Debido a que en Colombia no existe ninguna empresa que desarrolle estas máquinas y todas deben ser importadas desde otros países, como Brasil, Malasia y España, se hace necesario la fabricación de la maquina desde cero para así poder evitar los costos relacionados con la importación.

Es necesario realizar una investigación sobre que ofrece el mercado internacional en la actualidad acerca de las maquinas encargadas de trenzar fibras, analizar la geometría de sus componentes, establecer las ventajas y desventajas encontradas en estas maquinas y seleccionar las configuraciones que se ajusten a los requerimientos de nuestro diseño.

A continuación se exponen algunos equipos que actualmente se encuentran en el mercado, que se utilizan para el mismo propósito, guardando las proporciones, y para aplicaciones en la industria textil, pesquera e implementos deportivos como parapentes.

2.3.1 Máquina para trenzar fibras o amarras de barco

Con capacidad para doce fibras, con una rata de producción de 165 metros por hora con un diámetro de hilo de 10 cm.

Figura 19. Maquina trenzadora de cuerdas de anclaje para barcos



Fuente: www.herzog-online.com

- **Ventajas:**

- Gran capacidad para hilos de un diámetro considerable, especial para soportar altas cargas.
- Tiene, a pesar de sus dimensiones, una gran tasa de producción de fibra trenzada por hora.

- **Desventajas:**

- Equipo costoso.
- Equipo de dimensiones considerables.
- Piezas difíciles de mecanizar debido a su tamaño.

2.3.2 Maquina trenzadora 3D

Para fabricar trenzado envolvente para un volumen, se usa para tubos, alambres, cables y sólidos de forma irregular.

Figura 20. Maquina Trenzadora 3D



Fuente: www.herzog-online.com

Figura 21. Maquina Trenzadora 3D



Fuente: www.herzog-online.com

- **Ventajas:**
 - Capaz de recubrir en fibra sintética trenzada, una amplia gama de sólidos, de superficies regulares e irregulares.
- **Desventajas**

- Equipo muy costoso.
- Mantenimiento complejo y costoso (mano de obra calificada).

2.3.3 Máquina trenzadora disposición horizontal.

Adecuada para el trabajo de acero de aluminio y alambre de cobre, así como hilados textiles, y recubrimiento de núcleos que no se pueden deformar.

Figura 22. Máquina trenzadora disposición horizontal



Fuente: www.herzog-online.com

- **Ventajas**
 - Capacidad para trabajar con aluminios y alambres de cobre.
 - No deforma los núcleos que recubre.
- **Desventajas**
 - Equipo muy costoso.
 - Mantenimiento complejo y costoso (mano de obra calificada).

3. MATRIZ DE CALIDAD PARA LA TRENZADORA (QFD)

Debido a que en Colombia no existe ninguna empresa que desarrolle estas máquinas y todas deben ser importadas desde otros países, como Brasil, Malasia y España, se hace necesario la fabricación de la maquina desde cero para así poder evitar los costos relacionados con la importación.

La finalidad de este proyecto está dirigida al diseño y construcción de una maquina trenzadora de randas en la cual se busca obtener un dispositivo versátil que garantice una disminución en los costos de producción y el mejoramiento de la calidad del producto. Deberá integrar tanto el proceso de trenzado como el de prensado de la randa en un solo cuerpo de la máquina y la posibilidad de trenzar randas de diferentes tamaños.

Teniendo en cuenta las necesidades anteriores mencionadas se realizó un estudio de selección de las posibles alternativas por medio del despliegue de la función calidad (QFD). Este estudio se presenta a continuación:

3.1 DESPLIEGUE DE LA FUNCIÓN CALIDAD (QFD)

3.1.1 Requerimientos del Consumidor.

A continuación se establece una lista de los requerimientos básicos de los interesados en el desarrollo del producto:

- Capacidad de producción 60 a 75 metros/hora
- Proceso continuo
- Fácil limpieza
- Prensado constante
- Minimizar el número de motores
- Económico
- Funcional
- Versátil

- Fácil de desarmar
- Resistente a la corrosión
- Fácil de operar
- Libre de ruidos vibratorios
- Rápido

3.1.2 Organización de Requerimientos

Tabla 2. Necesidades del cliente

ASPECTO	<p>SENCILLA</p> <p>BUEN ASPECTO</p> <p>COMPACTA</p>
OPERACIÓN Y USO	<p>POTENTE: Capacidad de trabajo, relación peso equipo/carga bajo.</p> <p>PROCESO CONTINUO: Trabajo constante garantizando obtener los mismos resultados.</p> <p>POCO MANTENIMIENTO: Equipo sólido, fácil de armar, fácil de desarmar, fácil limpieza, repuestos genéricos.</p>
VIDA UTIL	<p>RESISTENTE A LA CORROSION Y DESGASTE:</p> <p>Piezas de contacto con lubricación.</p>

El resultado de esta organización constituye las necesidades o requerimientos del cliente y deben introducirse en la matriz de calidad en las celdas verticales a estas necesidades se le han asignado un valor que estima la importancia para el consumidor, además se establecieron los requisitos previos del proyecto como características de ingeniería medibles, estos requisitos se introducen en la parte superior de la matriz calidad, es preciso establecer una relación entre las necesidades del consumidor y los requisitos del proyecto para esto se introdujeron unos valores en las casillas de la matriz calidad.

3.2 MATRIZ DE CALIDAD

Tabla 3. Matriz calidad

			de Subsistema de Torretas	de Subsistema de Prensado	de Subsistema de Transmisión de potencia	de de subsistema de Engranajes	de Subsistema de Estructural	de Subsistema de Eléctrico y Control
Aspecto	Sencilla	6	18	42	0	0	42	54
	Económica	10	70	90	70	90	30	70
	Buen Aspecto	3	9	9	0	0	27	0
Operación y Uso	Rapidez	6	54	54	54	56	0	0
	Versátil	4	28	12	12	12	12	0
	Proceso en serie	11	99	99	99	99	0	0
	Bajo Consumo de Energía	9	0	27	63	63	0	27
	Fácil Operación	4	28	12	12	12	0	36
	Seguridad	5	45	15	35	15	35	45
Vida Larga	Resistente a la Corrosión y Desgaste	7	21	49	49	63	21	63
	Poco Mantenimiento	8	24	56	24	24	56	72
Total			396	465	418	434	223	367

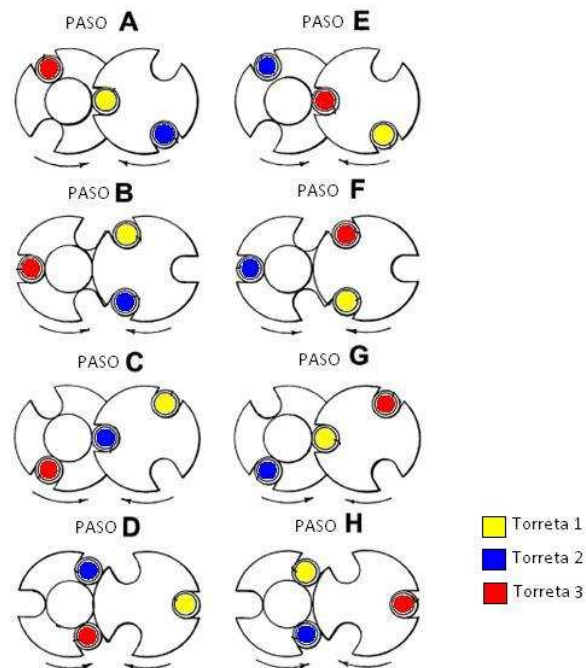
Se le dan prioridad en la solución a los subsistemas con mayores puntuaciones, en este caso el de los engranajes.

4. DISEÑO CONCEPTUAL DEL MECANISMO TRENZADOR

4.1 PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO DEL TRENZADO

Una vez estudiado de forma manual la manera de cómo es posible realizar un trenzado de tres hilos podemos intentar esquematizar de manera gráfica en que consiste un trenzado mediante la figura 23 basados en la patente de una trenzadora de cabello³. En ella se puede observar que por medio de dos discos con tres ranuras cada uno a 120° se intenta pasar cada una de las tres torretas que poseen el carrete de randa de un lado a otro.

Figura 23. Esquema del movimiento de trenzado

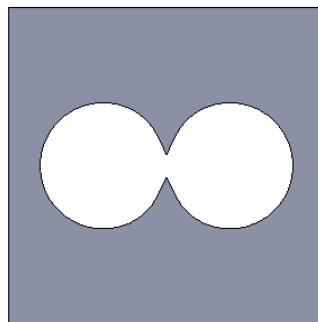


Fuente: Los Autores

³UNITED STATES PATENT. Hair Braider. Inventor: BOUSFIELD, Patrick y BOYSEN, ole. Int. CL.: A45D 7/00-02. Fecha de solicitud: 16, Enero, 2003. Estados Unidos, U.S Patent. US 7.069.935 B2, 4, julio, 2006.

Sin embargo es necesaria la utilización de otros elementos para realizar la cinemática del movimiento responsable del trenzado. Para garantizar que siempre exista un recorrido alrededor de los discos ranurados se utiliza una placa guía (ver figura 24) que mantenga las torretas dentro de la circunferencia de los discos.

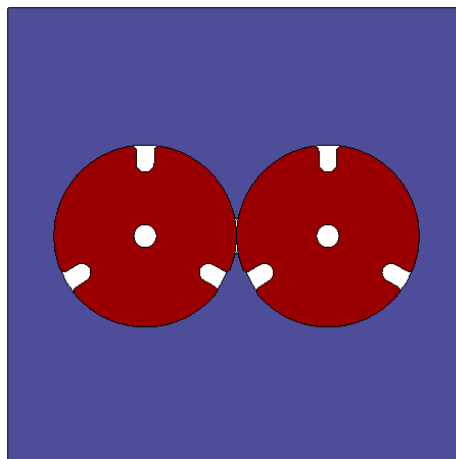
Figura 24. Guía interna



Fuente: Los Autores

Este montaje (ver figura 25) es suficiente como para realizar un trenzado de cuerdas una vez los dos discos ranurados empiezan a rotar en sentido contrario, desplazando las torretas de un lado a otro por medio de la fuerza centrífuga.

Figura 25. Montaje de los discos ranurados y la placa guía



Fuente: Los Autores

Debido a la presentación del material a trenzar el cual posee uno de los lados de costura y el otro de presentación es necesario realizar algunas modificaciones a este diseño con el fin de que la trenza final quede siempre uniforme.

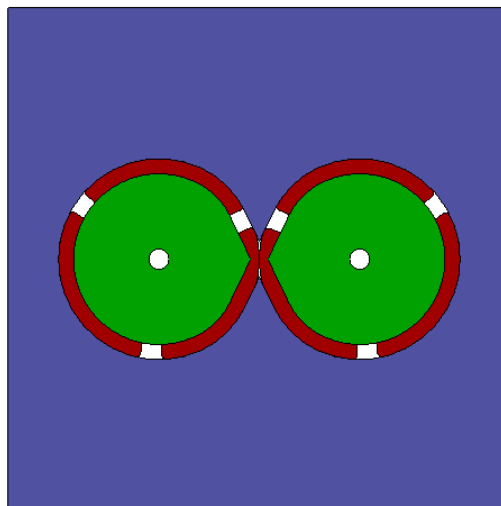
Figura 26. Fallas de sentido invertido



Fuente: Los Autores

La forma de solucionar este problema consiste en realizar ciertas modificaciones al diseño base, añadiendo otra guía y desplazando el disco ranurado hacia abajo, forzando a las torretas a entrar por una misma cara siempre.

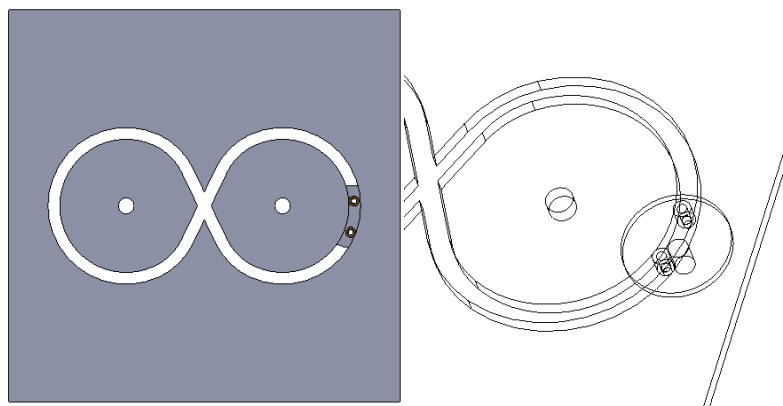
Figura 27. Guías interna y externa



Fuente: Los Autores

El método para obligar a la torreta a entrar siempre en un mismo sentido en el cruce se soluciona mediante el uso de dos pines unidos a una base a la cual es luego montada la torreta (ver figura 28). La distancia a la que estos pines deben estar separados debe ser calculado experimentalmente con tal de satisfacer el paso de un disco ranurado a otro por medio de la guía canal entre las placas guías.

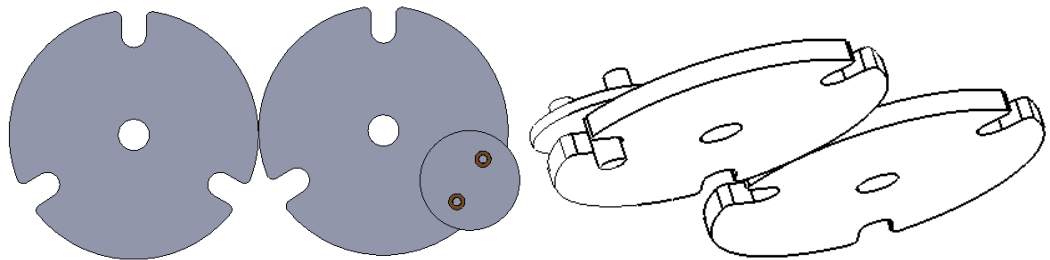
Figura 28. Base de la torreta



Fuente: Los Autores

El montaje a los discos ranurados de la base de las torretas se hace mediante un pin que se inserta en las ranuras. De esta forma cuando los discos ranurados entren en movimiento empujaran la base de la torreta y esta apoyara sus dos pines que salen a través de ella a la guía canal de las placas guías, realizando así el movimiento ajustado para poder trenzar un randa.

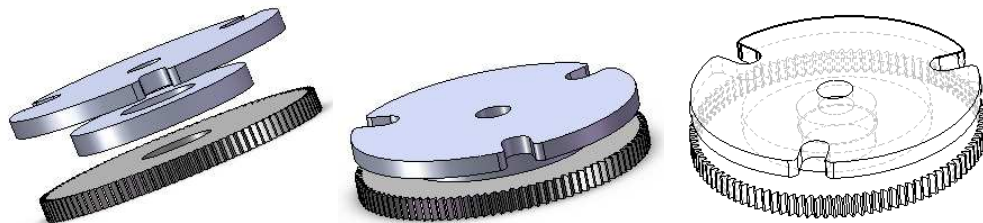
Figura 29. Montaje base de la torreta



Fuente: Los Autores

Ahora el paso siguiente es darle movimiento a los discos. Para esto se utilizaran engranajes, los cuales garantizan que estén siempre girando al mismo tiempo, a la misma velocidad y sentidos contrarios. Los engranajes deberán ser aproximadamente del mismo tamaño de los discos y a uno de los dos se le aplicará movimiento y hará que el otro sea impulsado. De manera que los discos y los engranajes deberán estar unidos fijamente, limitados por un separador.

Figura 30. Montaje engranajes y discos

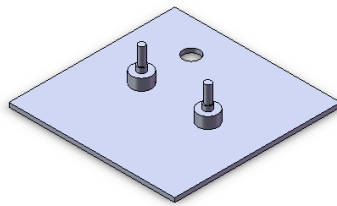


Fuente: Los Autores

Estos engranajes no irán montados sobre un eje rotando, sino sobre columnas, el movimiento será producido por un tercer engranaje, uno motor, este si está acoplado a el eje que proviene desde el motor. De esta forma el rodamiento sobre el cual está montado el engranaje rotará sobre su anillo externo y el interno quedará fijo; se montan dos rodamientos con el fin de darle estabilidad al montaje del disco y los engranajes.

La placa base (ver figura 31) donde se acoplara todo el mecanismo trenzador está compuesto por dos columnas que juegan un papel de eje y soporte de la guía interna, cuatro columnas de apoyo de la placa guía externa, y un agujero por donde pasara el eje motriz, soportado por dos chumaceras.

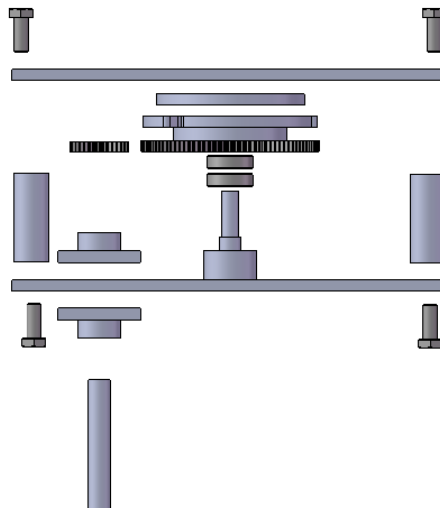
Figura 31. Placa base



Fuente: Los Autores

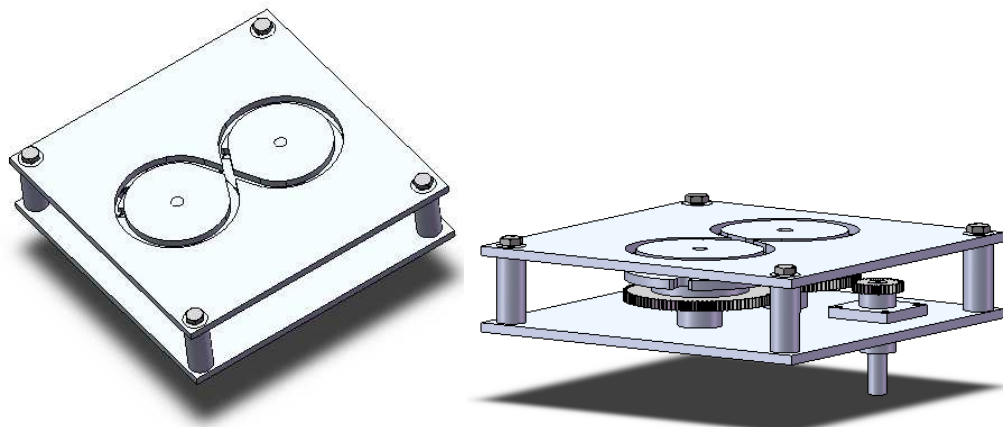
Una vez completos todos los elementos que componen el mecanismo trenzador podemos pasar a mostrar cómo será el montaje final. Sobre el mismo estarán acopladas las torres encargadas de suministrar el material a trenzar gracias al movimiento que generara el mecanismo.

Figura 32. Vista en explosión del montaje del mecanismo



Fuente: Los Autores

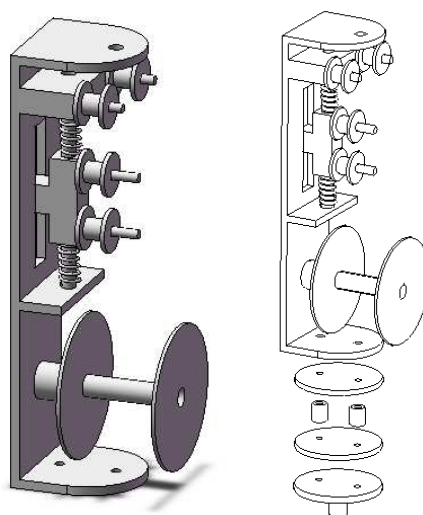
Figura 33. Vista general del mecanismo



Fuente: Los Autores

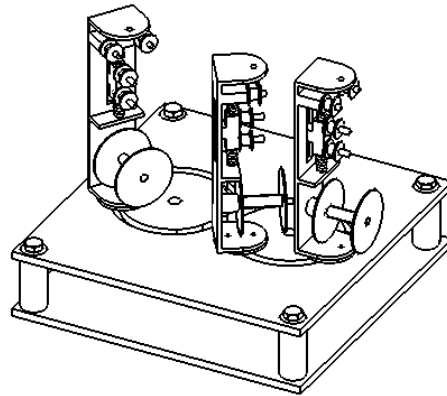
Las torretas, en las cuales también existe unas funciones particulares como prevenir la pérdida de tensión en la fibra y un mecanismo de amortiguación, irán acopladas al mecanismo trenzador mediante una base fijada al disco ranurado; el responsable de la dinámica de su movimiento.

Figura 34. Torreta y montaje sobre la base



Fuente: Los Autores

Figura 35. Vista general del diseño del mecanismo de la trenzadora de randas



Fuente: Los Autores

4.2 EXPERIMENTO PARA DETERMINAR LA GEOMETRIA

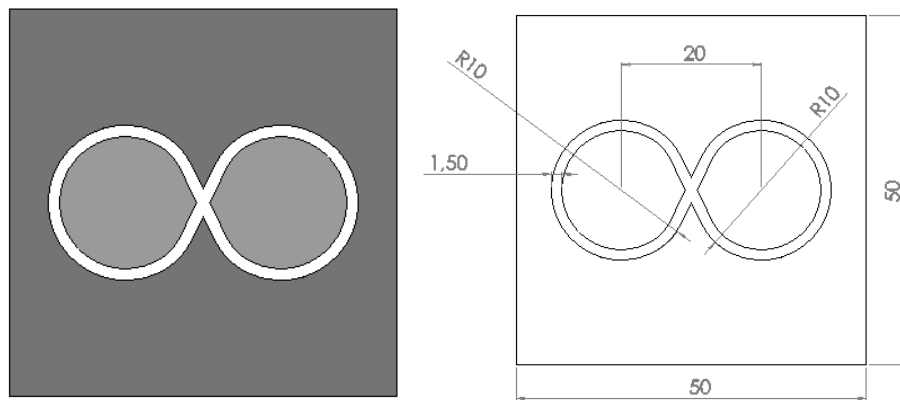
A pesar de que la información obtenida durante la investigación relacionada con el mecanismo capaz de realizar un trenzado, que explica claramente como es el funcionamiento y los elementos básicos necesarios para cumplir su función, nos encontramos ante la incógnita de que sea posible cumplir con nuestro objetivo por medio del diseño conceptual planteado, por lo que se ve la necesidad de experimentar con la guía que permite el movimiento, más preciso es determinar si es posible que un seguidor pueda pasar de un disco a otro. Debido a que la experimentación es normalmente costosa, realizaremos el análisis en un prototipo, un modelo a escala o copia de lo real, pero no tan funcional para que equivalga a un producto final, ya que no lleva a cabo la totalidad de las funciones necesarias del sistema final, obteniendo de esta forma un bajo costo en la prueba, velocidad en la manufactura, flexibilidad durante el proceso interactivo y una retroalimentación fiable.

4.2.1 Diseño conceptual

Las piezas con las que realizara el experimento son las involucradas directamente con la cinemática del movimiento responsable del trenzado de las randas, en ellas se encuentra al conjunto de guías que trazan el camino por donde se moverá el seguidor. La unión de estos elementos son el corazón del diseño de la máquina, en su perfecto funcionamiento se garantiza el propósito al desarrollar el trenzado de las randas. Es por ello que el experimento está centrado en identificar los factores que potencialmente pueden influir en la función del movimiento, los valores que pueden tomar y entre estos valores buscar el que se ajuste a nuestra necesidad.

4.2.2 Placas guías

Figura 36. Diseño conceptual placas guías



Fuente: Los Autores

Son un conjunto de tres láminas de media pulgada ($\frac{1}{2}$ in) (ver figura 36), dimensión elegida por ser una presentación comercial bastante usual, las cuales una corresponde a una guía interna y las dos restantes a las guías externas, formando una vez unidas una ranura con forma de ocho (8), por donde se moverá un seguidor. Las distintas cotas en centímetros se eligen arbitrariamente tomando valores enteros, evitando así complicaciones de números decimales al momento

de construir. Para facilidad en el experimento se diseña el prototipo con criterios basados en el uso de un material fácil de conseguir, económico, que pueda ser mecanizado o tallado con facilidad, por lo que se selecciona como material a la madera, exactamente laminas de MDF (Medium Density Fibreboard), la cual presenta una estructura uniforme y homogénea y una textura fina que permite que sus caras y cantos tengan un acabado perfecto. Se trabaja prácticamente igual que la madera maciza, pudiéndose fresar y tallar en su totalidad. La estabilidad dimensional, al contrario que la madera maciza, es óptima, pero su peso es muy elevado.

Para obtener resultados fiables se inclina a plasmar el prototipo en una escala 1:1, con lo que se garantiza trabajar en las piezas al tamaño como se han diseñado, obtener resultados que pueden ser directamente aplicados y corregidos en el diseño original, y ganar experiencia al momento de construir la pieza final.

Es necesario realizar unas modificaciones con el fin de manufacturar las piezas y facilidad en el manejo y ejecución de las pruebas. Una de ellas en construir las placas guías como un solo elemento, por lo que se decide realizar un montaje de dos laminas de MDF de 50x50x1.5cm, una cumplirá la función de representar a las placas que serán maquinadas y crearan la guía, y la otra servirá de soporte.

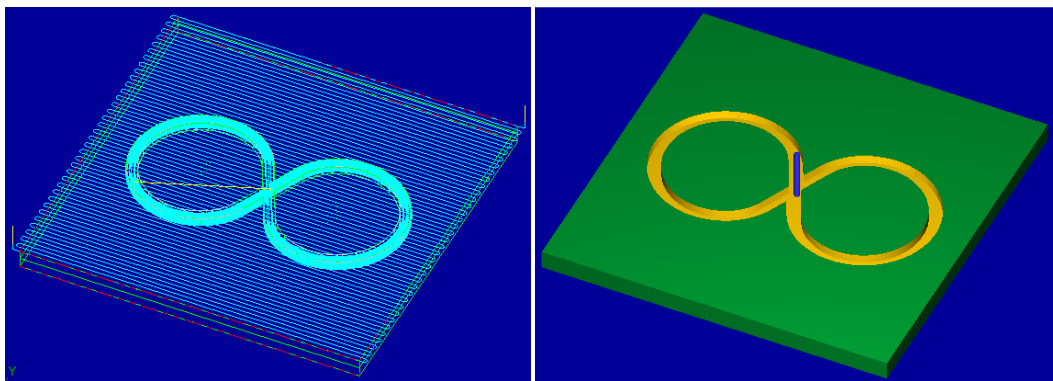
Figura 37. Diseño CAD de la pieza prototipo



Fuente: Los Autores

Como se exige total precisión en las dimensiones y en la geometría de la guía, se descarta la posibilidad de realizar tanto el prototipo como la pieza final por medio de métodos de manufacturas artesanales o realizadas mediante maquinas de uso manual, prefiriendo el uso de métodos de manufactura asistidos por computadora (CAM), en este caso el software Mastercam X donde es posible diseñar el mecanizado y simularlo, por lo que se garantiza un resultado fiel al diseño cuando es construido en un centro de mecanizado CNC. Se realizan simulaciones del maquinado en donde primeramente se hace un planeado de la superficie para obtener una superficie completamente plana, luego se procede a realizar la guía con una herramienta de 5/16 de pulgada para crear la ranura.

Figura 38. Modelado CAM (Mastercam X) del maquinado



Fuente: Los Autores

El resultado es un prototipo obtenido en muy poco tiempo, con poco dinero y con características geométricas idénticas al diseño conceptual, permite la adquisición de datos relacionados con su construcción y funcionamiento bajo las pruebas que se realizaran.

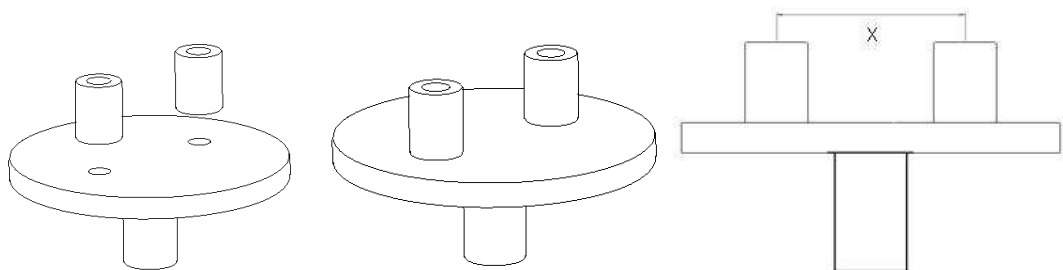
Figura 39. Prototipo físico para la experimentación



Fuente: Los Autores

4.2.3 Seguidor

Figura 40. Diseño conceptual del seguidor



Fuente: Los Autores

Para poder completar el movimiento en la guía es necesario utilizar un seguidor que se mueva dentro de ellas, principalmente planteado como una base con dos agujeros donde se incrustaran dos bujes de bronce, de 1.3 cm de diámetro, material de menores características mecánicas comparadas con el material de las guías con el fin de que sea este el que se desgaste, ya que es más fácil de

reemplazar y maquinar que el cuerpo completo de las guías. Existe una distancia X desconocida, la cual tiene relación directa con el efecto para cruzar la sección de la guía en donde pasa de un disco ranurado a otro. Debido a que no existe alguna forma de análisis con la cual podemos determinar esta distancia, es necesario realizar un mecanismo capaz de reemplazar el diseño original para ser utilizado en el experimento, graduar la distancia a la que estarán separados los bujes para determinar la distancia que garantice el cruce perfecto en la guía.

Se diseña un mecanismo lo más básico y sencillo, con el fin de acelerar su fabricación y que tenga la variación necesario para permitir interacciones entre la distancia a la que están los bujes y su comportamiento al efectuar el experimento. Para ello se toman dos láminas de MDF, ambas sujetadas por tornillos, en el cual uno de los bujes esta fijo y el otro puede desplazarse para obtener diferentes posiciones.

Figura 41. Diseño conceptual del mecanismo experimental del seguidor



Fuente: Los Autores

El resultado es una regleta de fácil construcción, económica, versátil y muy practica al momento de realizar el experimento para el cual fue diseñada, convirtiéndose en un remplazo capaz de desempeñarse igual al diseño conceptual original.

Figura 42. Mecanismo experimental del seguidor

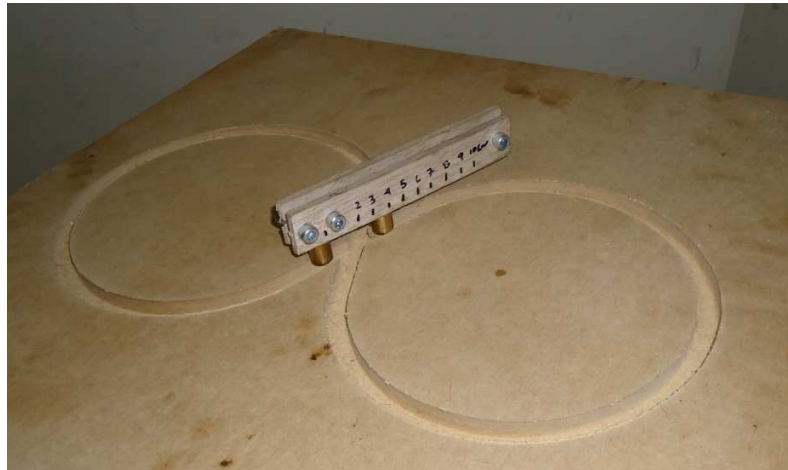


Fuente: Los Autores

4.2.4 Experimentación

La etapa de pruebas básicamente consiste en montar el prototipo del seguidor sobre las guías, realizar movimientos circulares y verificar si existe un paso o no durante el cruce, en este momento es necesario tener algunas consideraciones como usar lubricante, en este caso cebo de origen animal, para reducir los efecto originados por la fricción de los materiales y no inclinar el seguidor. Inicialmente se toma el máximo valor de X , 10 cm, y con cada caso fallido se reduce 1 cm a la distancia y se repite hasta obtener un valor positivo al paso del cruce de la guía.

Figura 43. Experimentación del mecanismo



Fuente: Los Autores

El resultado del experimento es un rango de dimensionamiento del valor X para obtener un paso seguro en el cruce de las guías, dando un campo de valores a poder usar. Este rango de valores oscila entre las siguientes medidas:

Valores satisfactorios de X	3.7 a 4.4 cm
-----------------------------	--------------

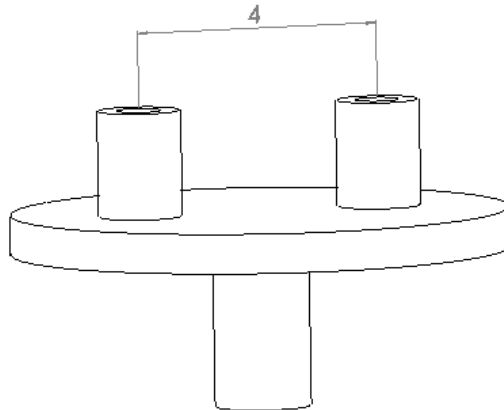
El valor por el cual se inclino la decisión fue de 4cm, medida dentro del rango de distancia entre bujes que satisfacen la condición de paso en el cruce de las guías, y bajo el criterio de manufacturabilidad es un numero entero que elimina ambigüedades relacionadas con medidas en decimales.

4.2.5 Resultados

Como resultado se elimina la incógnita inicialmente planteada acerca de si el diseño conceptual del mecanismo podía cumplir la necesidad relacionada con la cinemática del movimiento responsable del trenzado de las fibras, obteniendo en el experimento un cruce satisfactorio en el punto donde las guías se unen. Además se determino un rango de dimensiones para la separación de los bujes.

Con lo que se puede iniciar sin dudas el cálculo y dimensionamiento de los demás elementos de máquina que conformaran la trenzadora de randas.

Figura 44. Resultado final del seguidor



Fuente: Los Autores

4.3 MECANISMO SEGUIDOR DE TRAYECTORIA

Todos los subgrupos que conforman la maquina desempeñan un papel fundamental para el desempeño de esta. Sin embargo el subgrupo seguidor de trayectoria es uno de los más importantes, ya que por este, la maquina simula el trabajo manual o entretejido que realiza los artesanos con sus manos, haciéndolo automáticamente y más rápido.

Por tal motivo el desarrollo de este mecanismo es meticuloso, y por eso cada elemento que lo constituye requiere una atención especial.

Este mecanismo generador de trayectoria está constituido por tres subgrupos, los cuales son:

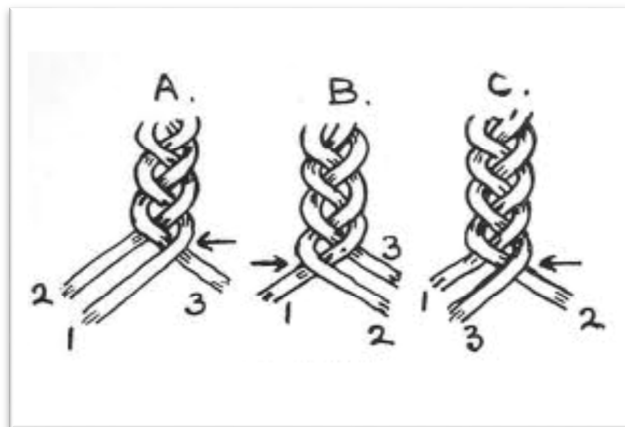
- Subgrupo Placa Direccional.
- Subgrupo Corredera.
- Subgrupo Motriz-Intercambiador.

4.3.1 Subgrupo placa direccional

Este conjunto se encarga de direccionar cada una de las correderas deslizándolas por el interior de su pista, generando de esta manera la imitación del movimiento de los brazos de una persona que hace una trenza.

Cada secuencia de trenzado es una sobre posición y entrelazado de una randa respecto de las otras dos (Ver figura 45).

Figura 45. Secuencia de trenzado



Fuente: www.operatorchar.org

Como se aprecia en la figura 45 El hilo 3 se sobrepone al 2, después el 1 se sobrepone al 3, luego el 2 al 1 y por último el 3 al 2.

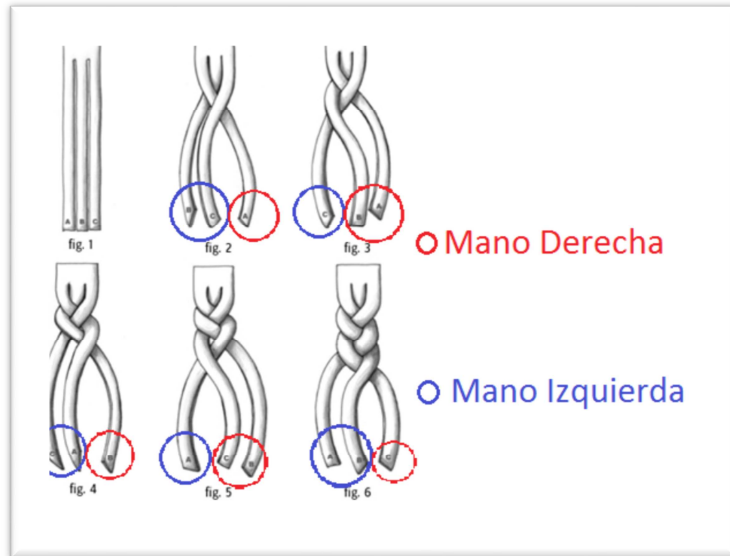
La geometría de la pista interna de la placa tiene que garantizar que de manera alterna, cada una de las correderas siga la trayectoria sin ningún tipo de interrupción o discontinuidad, ya que esto generaría una trayectoria no deseable.

Esta geometría es una transcripción de esa trayectoria generada por los brazos, que para realizar un trenzado de buena calidad debe ser guiada por un patrón geométrico de forma regular como el círculo.

Los trenzados de tipo manual, como es el caso, las personas entretejen tres hilos con solo dos manos (ver figura 46), haciendo la analogía con la maquina

trenzadora, necesitamos que la trayectoria brinde esa posibilidad, por eso, el mecanismo seguidor de trayectoria está compuesto básicamente por dos circunferencias.

Figura 46. Tejido Manual

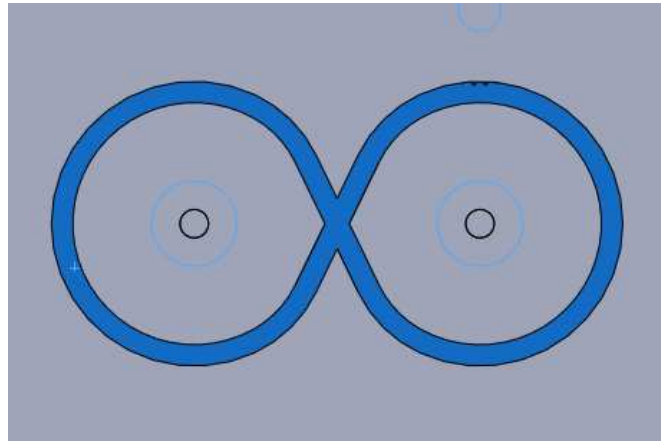


Fuente: Los Autores

Indispensable conocer las dimensiones de estas circunferencias, pues es conveniente garantizar que no existan interferencias entre cada uno de los elementos que están en movimiento, hay que considerar un factor importante como lo son las dimensiones de las bases de las torretas, ya que estas no pueden ser muy pequeñas por la estabilidad y verticalidad que perderían.

La parte crítica de este subconjunto es sin duda, *el intercambio* que hay de una circunferencia a la otra, como analógicamente se hizo con el procedimiento manual, de un brazo al otro, donde intermitentemente en una circunferencia estarán dos correderas, y en la otra solo una, cumpliendo ciclos donde se intercambiarán continuamente las correderas (Ver Figura 47).

Figura 47. Trayectoria de Trenzado



Fuente: Los Autores

Por tal motivo la transición que hay de una circunferencia a la otra debe ser lo más suave posible, para no ocasionar un cambio brusco en la trayectoria de las correderas.

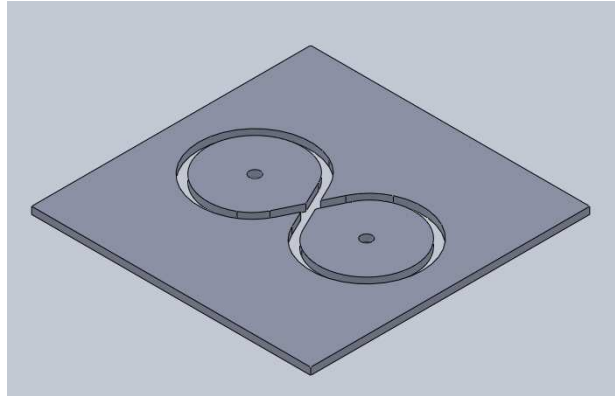
Esta transición de una circunferencia a otra debe ser una trayectoria recta, que genere un cruce real entre las dos circunferencias.

La longitud de ese segmento de trayectoria que es recto, no debe ser muy extenso que ocasione un cambio brusco, ni tan corto que no haga la transición.

Para hallar esa distancia que permita la transición sin ninguna dificultad, se experimentó la geometría mecanizando una placa de madera con las mismas dimensiones, donde se pudo apreciar la continuidad de una corredera elaborada previamente.

En este experimento se demostró que esta transición que está compuesta por una "X" debe tener sus trayectos rectos casi tangentes a las circunferencias, pero cortándose entre sí, manteniendo una distancia entre los centros de las circunferencias lo más mínima posible, para no aumentar el tamaño de los engranajes (Ver figura 48).

Figura 48. CAD placas guías



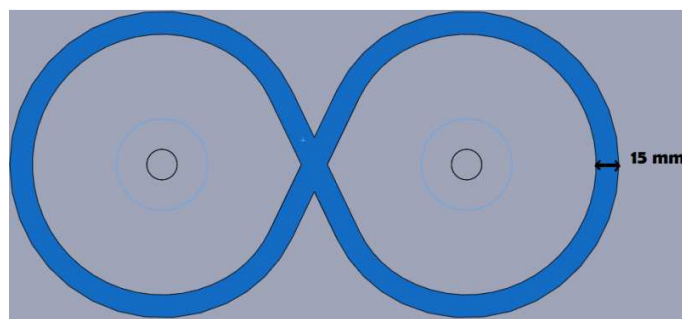
Fuente: Los Autores

Conociendo la geometría de la placa, el dimensionamiento de los engranajes y todos los elementos que componen el subgrupo seguidor de trayectoria, se diseñarían teniendo como base estas dimensiones.

Otro aspecto fundamental es la *dimensión del riel*, por motivos de mecanizado de la corredera, no podía ser pequeño, ya que reduciría considerablemente el tamaño de la corredera, y como consecuencia su mecanizado sería complicado.

Por tal motivo se planteó una distancia de 15 mm como magnitud del riel (ver figura 49), con esta distancia se puede mecanizar una corredera sin mayores complicaciones.

Figura 49. Acotación del Riel

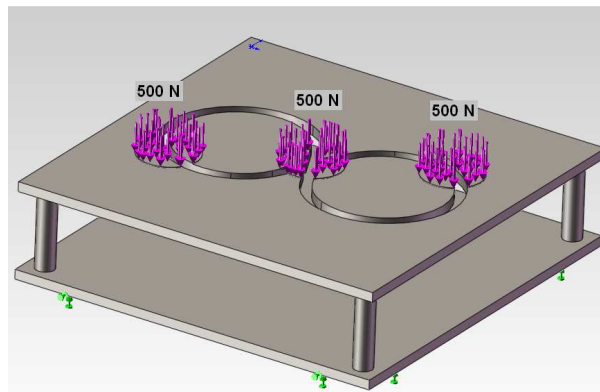


Fuente: Los Autores

- **Análisis CAE**

Para determinar la carga crítica que actúa sobre la placa direccional, es necesario conocer la carga que ejerce el peso de cada torreta con el carrete de alimentación embobinado. La carga máxima es la generada por el peso, es aproximadamente 127.4 Newton por cada carrete, esta fuerza es aplicada de forma distribuida en una superficie circular de radio 4cm (placa de desgaste de Duralon). Para efectos del análisis CAE, se tomara una fuerza aplicada por carrete de 500 Newton.

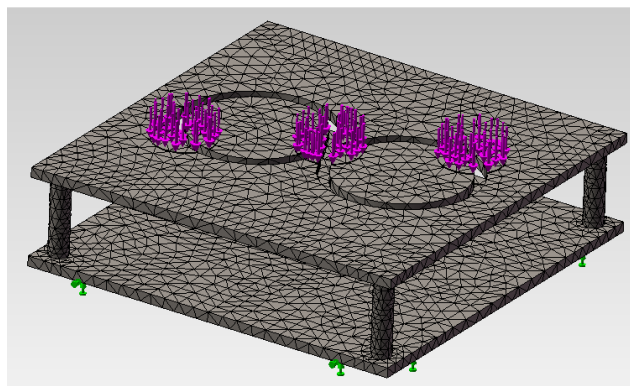
Figura 50. DCL de la Placa Direccional



Fuente: Los Autores

- **Mallado de la Placa Direccional**

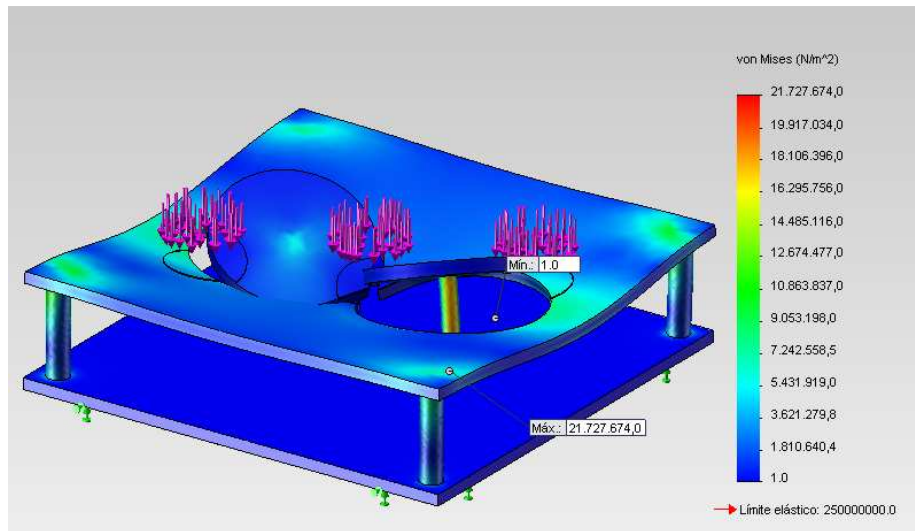
Figura 51. Mallado Placa Direccional



Fuente: Los Autores

- **Tensión Von Mises de la Placa Direccional**

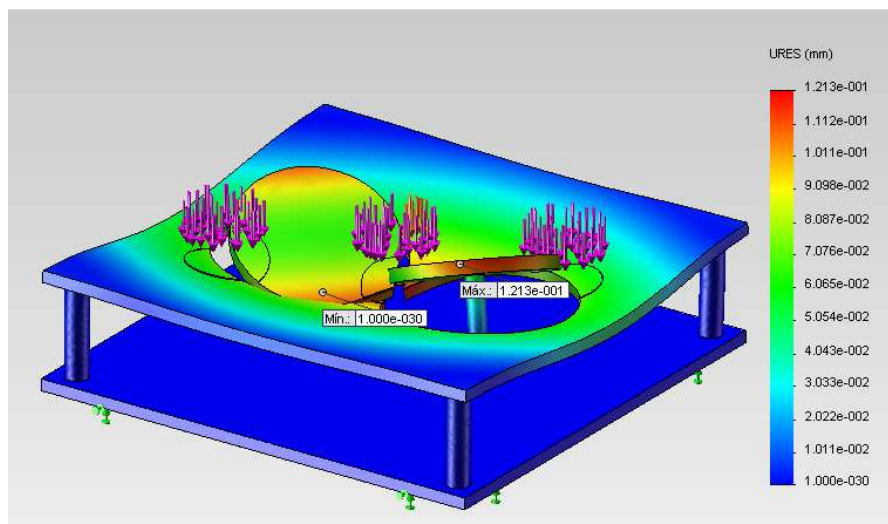
Figura 52. Tensión Von Mises Placa Direccional



Fuente: Los Autores

- **Desplazamiento de la Placa Direccional**

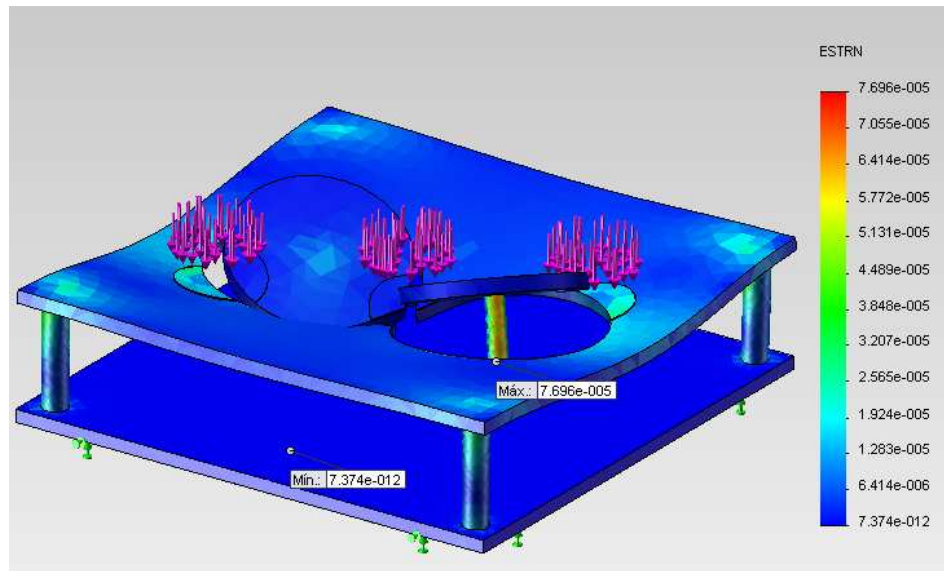
Figura 53. Desplazamiento Placa Direccional



Fuente: Los Autores

- **Deformaciones Unitarias de la Placa Direccional**

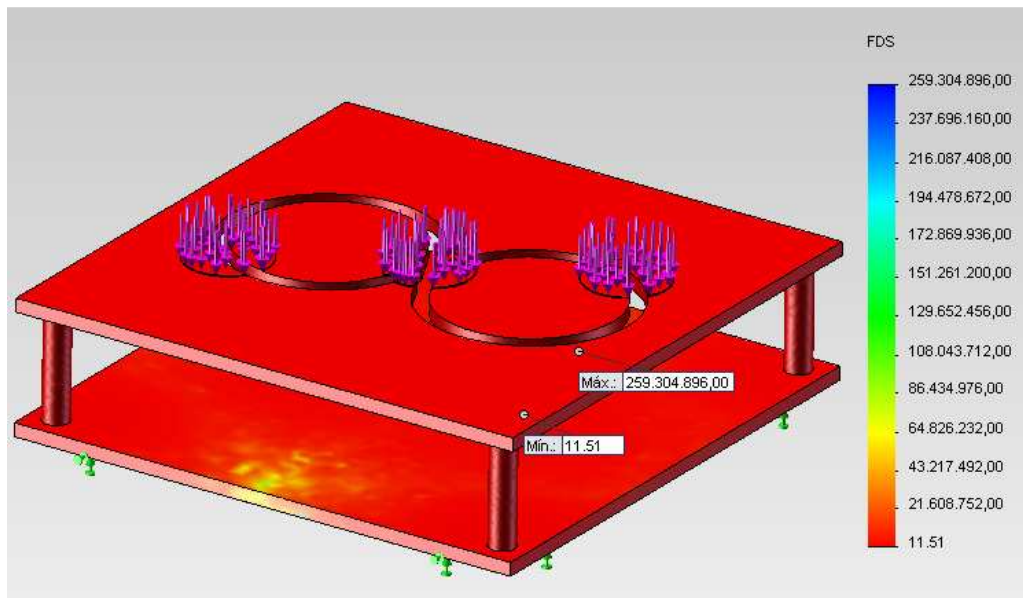
Figura 54. Deformaciones Unitarias Placa Direccional



Fuente: Los Autores

- **Factor de Seguridad de la Placa Direccional**

Figura 55. Factor de Seguridad de la Placa Direccional



Fuente: Los Autores

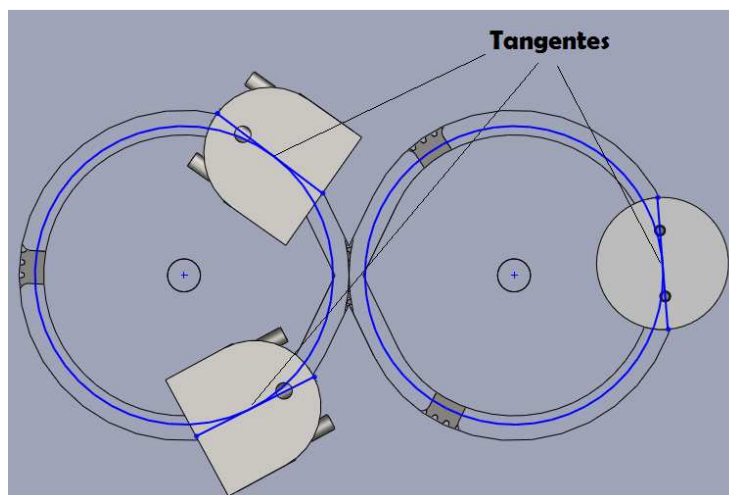
4.3.2 Subgrupo corredera

Con la geometría de las placas direccionales definidas, el siguiente paso es el diseño de las correderas, estas correderas representan el movimiento de cada uno de los carretes en los que se embobina la randa, después del proceso de sellado de las randas estas presentan una característica definida, estas randas tienen dos caras, una cara de presentación y una cara de manufactura.

La primera es para uso estético y exhibición, la segunda presenta una línea de cierre y no es deseada o mejor aún no es estéticamente bien vista. Por tal motivo la trenza terminada debe estar compuesta al igual que la randa individual, por dos caras, una cara de presentación y una de manufactura. Dadas estas condiciones, es indispensable que la corredera conserve una uniformidad en su movimiento, es decir, la corredera siempre debe pasar por la intersección de la misma manera.

Para tal fin, se debe garantizar que la corredera no gire en el eje perpendicular a la placa direccional, además de eso se debe asegurar el eje imaginario que divide la corredera de manera simétrica siga la trayectoria de manera tangente a la circunferencia. (Ver figura 56).

Figura 56. Tangencia Corredera-Circunferencias



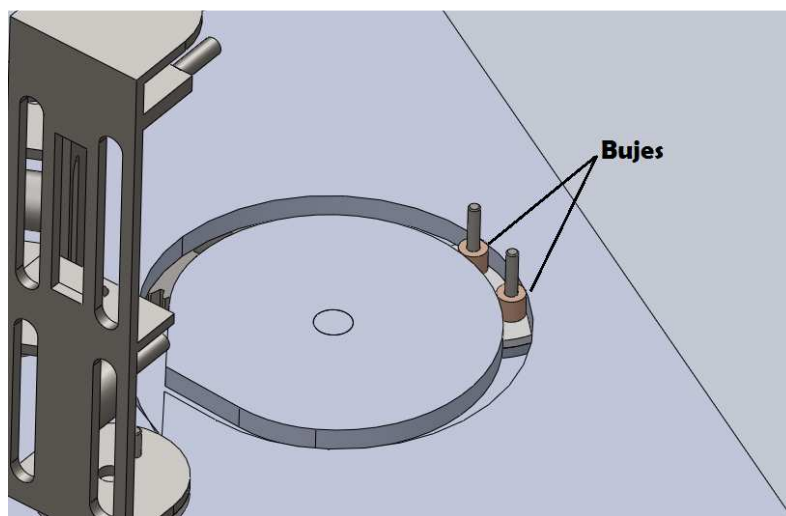
Fuente: Los Autores

Para tal fin se han contemplado varias posibilidades, donde solo de manera experimental se pudo llegar a la geometría adecuada.

La primera posibilidad planteada para esta corredera fue una geometría similar a la intersección de dos circunferencias (Ver figura 56), ya que esta haría que el eje imaginario siguiera de manera tangente la trayectoria, pero con un desfavorable efecto, la corredera no haría su traslado de una circunferencia a la otra, dicho de otra manera, la corredera se quedaría en una sola circunferencia.

La segunda posibilidad fue la de considerar que la corredera no estuviera compuesta por un solo elemento deslizante sino por dos, dándonos la oportunidad de diseñar una corredera con dos bujes (Ver figura 57).

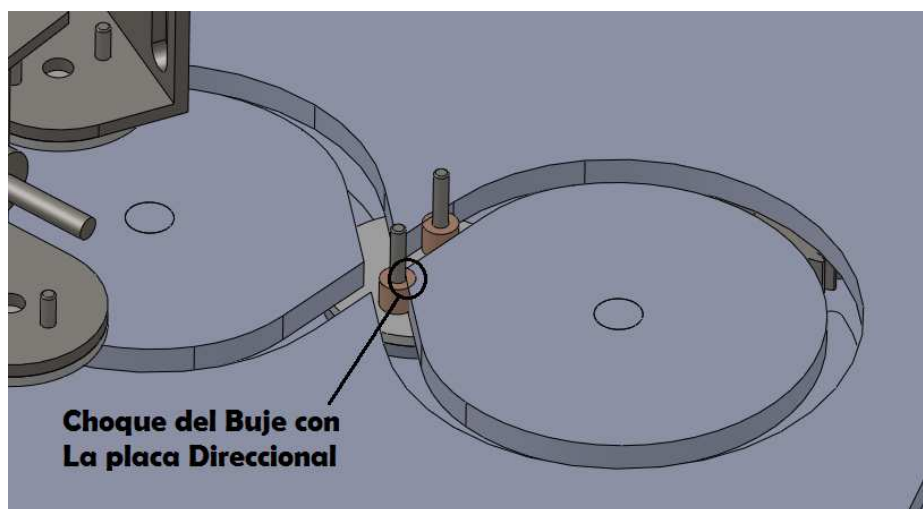
Figura 57. Disposición de Los Bujes en la corredera



Fuente: Los Autores

Estos bujes, seguirían la trayectoria sin ninguna complicación, pero eventualmente podría ocasionarse un choque entre el segundo buje y la intersección de la placa (ver figura 58), ya que en el instante en que la corredera llega a la intersección, el buje no tendría apoyo de las paredes de la placa y por tal razón quedaría disgregado causando un choque entre el segundo buje y la intersección de la placa.

Figura 58. Choque Inminente Buje-Placa Direccional.



Fuente: Los Autores

Además de esto, experimentalmente se comprobó que para efectuar el cambio de la corredera de una circunferencia a la otra, debería existir una velocidad mínima de operación, haciendo la puesta en marcha de la maquina algo inseguro.

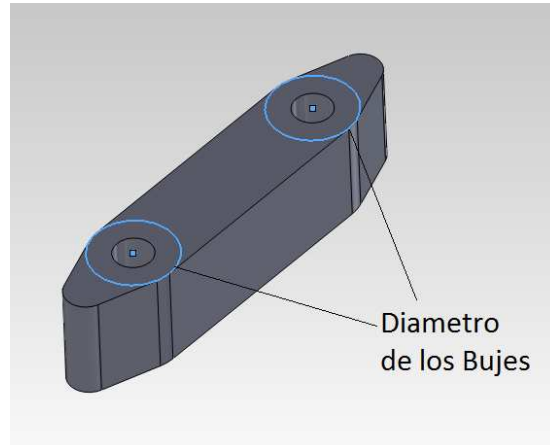
Con todos los atenuantes, por necesidad deberíamos encontrar otra opción que tuviera la ventaja de las dos anteriores, restando sus dificultades.

La tercera y definitiva posibilidad fue diseñar un solo elemento que siguiera la trayectoria de la placa de manera tangencial sin necesidad de manejarse con una velocidad mínima.

Se tuvo en cuenta que la disposición de los bujes mantendría la trayectoria tangente de la corredera a lo largo del recorrido, pero debería ser un solo elemento que no ocasionara choques entre él y la intersección de la placa.

Con estas indicaciones se obtuvo una geometría aproximada (Ver figura 59), esta geometría se tomó como base para realizar los cambios pertinentes.

Figura 59. Geometría Aproximada del Seguidor



Fuente: Los Autores

Solucionado el problema del choque de la corredera y la placa, el siguiente inconveniente era la trayectoria tangencial, esta trayectoria es indispensable para realizar un correcto trenzado.

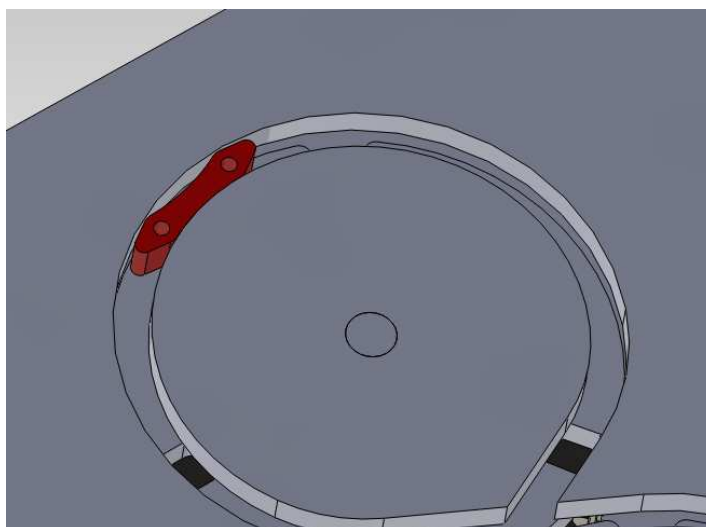
El siguiente paso fue adaptar esa geometría de la corredera, a la geometría de la placa, permitiéndole así conservar su trayectoria tangencial, y se mecanizo los excedentes de material de la corredera, generando un contorno con el diámetro mínimo de la placa, para que así, conservara la distribución de los bujes pero unificándolos en un solo elemento (Ver figura 60).

Figura 60. Geometría Final de la Corredera



Fuente: Los Autores

Figura 61. Ensamble Corredera en Pista



Fuente: Los Autores

A parte de este elemento fundamental para garantizar el movimiento tangencial de la corredera, es necesario complementarlo con una restricción, la corredera debe permanecer en el mismo plano durante todo su recorrido, es decir debe mantener su nivel, sin fluctuar hacia arriba o hacia abajo.

Hay que tener en cuenta que estas restricciones físicas, son las que estarán en constante contacto o fricción con la placa direccional. Las restricciones para cada corredera deben ser dos:

- *Superior*: Para suprimir el movimiento hacia abajo, soportando el peso de la torreta con la bobina.
- *Inferior*: Para evitar o suprimir el balanceo de la torreta, ya que este podría hacer perder la verticalidad de la misma.

Estas restricciones, que llamaremos placas de desgaste, serán la pieza de sacrificio, porque será la que más se desgastaran y por lo tanto deben ser:

- *Económicas*: Son piezas de cambio o repuesto
- *Geometría Homogénea*: Fácil mecanizado, menor costo de mecanizado

- *Fácil Reposición:* Fácil mantenimiento
- *Bajo Coeficiente de Fricción:* Menor consumo de potencia

La parte económica y coeficiente de fricción están directamente relacionadas con el material de las placas de desgaste, a parte de esa economía hay que considerar si ese material es de fácil adquisición, es decir es un material comercial.

El material que mejor apoyo las necesidades fue el *DURALON NYLON PA*, que aunque presenta coeficiente de fricción un poco mayor al *POLIETILENO Y EL TEFLON*(ver tabla 4) con lubricación, el *DURALON NYLON PA* es más comercial y más económico que los otros dos.

Tabla 4. Principales Características de los plásticos elegidos

	<i>Polietileno</i>	<i>Teflón</i>	<i>Nylon</i>
Nombre comercial	POLITRON [®]	TEFLON [®]	DURALON NYLON [®]
Nomenclatura	HDPE	PTFE	PA
Unidad monomérica	$\begin{array}{c} \text{H} \quad \text{H} \\ \quad \\ -\text{C}-\text{C}- \\ \quad \\ \text{H} \quad \text{H} \end{array}$	$\begin{array}{c} \text{F} \quad \text{F} \\ \quad \\ -\text{C}-\text{C}- \\ \quad \\ \text{F} \quad \text{F} \end{array}$	$-\text{N}-\left[\begin{array}{c} \text{H} \\ \\ -\text{C}- \\ \\ \text{H} \end{array} \right]_{6 \text{ veces}} -\text{N}-\overset{\text{O}}{\parallel}{\text{C}}-\left[\begin{array}{c} \text{H} \\ \\ -\text{C}- \\ \\ \text{H} \end{array} \right]_{4 \text{ veces}} -\overset{\text{O}}{\parallel}{\text{C}}-$
Cristalinidad	70-80 %	50-70%	30-40%
Temperat. de fusión (T _m)	135 °C	327 °C	227 °C
Transición vítrea (T _g)	-90 °C	-110 °C	57 °C
Resistencia a la tracción	28 MPa	24-31 MPa	76-96 MPa
Elongación en ruptura	> 600 %	200-400 %	15-300 %
Módulo elástico	952 MPa	400-550 MPa	3700 MPa
Resistencia al impacto (Izod)	1.8 ft-lb/in	3 ft-lb/in	1.2 ft-lb/in
Coeficiente de fricción seco	0.11	.04-.08	0.32
lubricado	0.05	.04-.08	.05
Dureza	68 Shore D	55-59 Shore D	110 Rockwell R

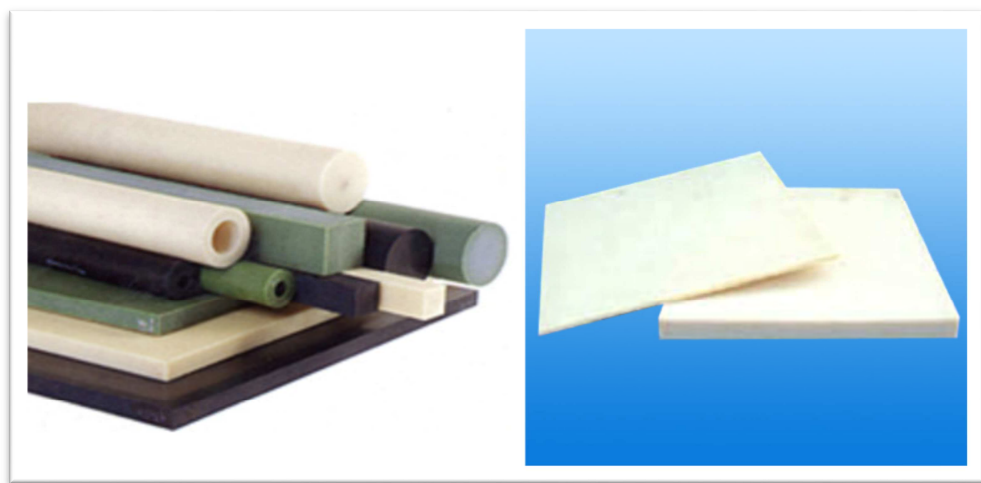
Fuente: Askeland, 1993, Callister, 1996

Por tal motivo, se optó por la fácil adquisición y precio que por la disminución del coeficiente de fricción

De la geometría de las placas de desgaste, como mencionamos anteriormente, debe ser sencilla para que su mecanizado también lo sea.

El DURALON NYLON PA viene en varias presentaciones, por lo general en placas de espesores estándar y en barras circulares con diámetros estándar (ver figura 62), para la fabricación de las placas de desgaste se optó por la presentación de barra circular, ya esta geometría quedaría prácticamente igual, y su mecanizado se reduce al taladrado para permitir el paso de los tornillos de sujeción de la corredera.

Figura 62. Presentación de Duralon Nylon PA



Fuente: www.nacionalelectricaferretera.com

La geometría de la placa de desgaste se obtiene de la presentación del material, ya que este viene en barras circulares, se seleccionara un diámetro de barra tal que cubra toda la superficie de la base de la torreta.

El diámetro de la barra de Duralon Nylon PA es de 89 mm o 3.5", teniendo en cuenta la distribución de la corredera, es necesario garantizar una correcta sujeción de la corredera y las placas de desgaste, en conjunto con la torreta.

También es fundamental además de la correcta sujeción, que sea cómodo el cambio de estos elementos, por lo tanto el elemento de sujeción no debe ser permanente, de esta manera se descarta el uso de algún tipo de soldadura o pegante industrial.

El método de sujeción apropiado es el no permanente, para este caso los pernos. Para esta sujeción se tuvo en cuenta las dimensiones de la base de la torreta, las placas de desgaste y la corredera. Este elemento debía sujetar estos tres elementos, por tal motivo el perno seleccionado tiene las siguientes dimensiones: Perno de $\frac{1}{4}$ " X 3".

Como consecuencia los agujeros en la placa de desgaste deben ser de $\frac{1}{4}$ " con una separación de 4 cm (ver figura 63).

Figura 63. Geometría placas de desgaste



Fuente: Los Autores

Todos los elementos de la corredera deben ser impulsados por la placa direccional para que sigan la trayectoria deseada, hay que tener muy presente que de manera intermitente las torretas cambian de una circunferencia a la otra, por este motivo nuestro mecanismo de impulso no debe ser fijo, todo lo contrario, debe ser versátil y adecuarse a la transición en la trayectoria.

Se diseñó un elemento que permitiera el acople entre todo el conjunto de la corredera y el impulso proporcionado por los discos ranurados.

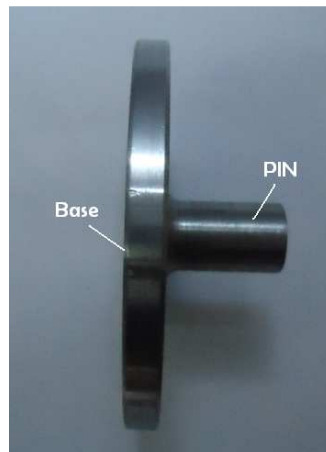
Este elemento es crítico, porque soportara las cargas de impacto que le proporcionan los discos ranurados en el momento de puesta en marcha de la máquina y en plena operación al pasar de una circunferencia a la otra

Por tal motivo es indispensable fabricar un elemento que permita esta transición, soporte esas cargas y que además sea fácil de manufacturar.

En un principio se consideró la posibilidad de fabricar ese elemento mediante la unión de una placa base y un pin que haría las veces de transmisor de potencia mediante soldadura, pero de realizarse así, se debería tener especial cuidado con el balanceo y que muy posiblemente este elemento no quedara completamente balanceado.

Por tal razón se optó por mecanizar ese elemento por torneado, este proceso garantiza la completa unidad entre la placa base y el pin por ser una sola pieza. Las dimensiones de este elemento deben adaptarse al espacio disponible entre la placa direccional y los discos ranurados (Ver Figura 64).

Figura 64. Geometría por torneado



Fuente: Los Autores

4.3.3 Subgrupo Motriz Intercambiador

Es fundamental garantizar al igual que la manera manual la energía en los brazos de los artesanos que trenzan cada fibra, la transmisión de energía del motor a cada una de las torretas.

A parte de eso, la trayectoria de las torretas y el intercambio de cada una de una circunferencia a la otra, se hace en una secuencia que se repite continuamente, por tal motivo se consideraron varios parámetros en el diseño y construcción del subgrupo motriz intercambiador.

- Trayectoria de trenzado
- Sentido de giro de los engranajes
- Secuencia de trenzado

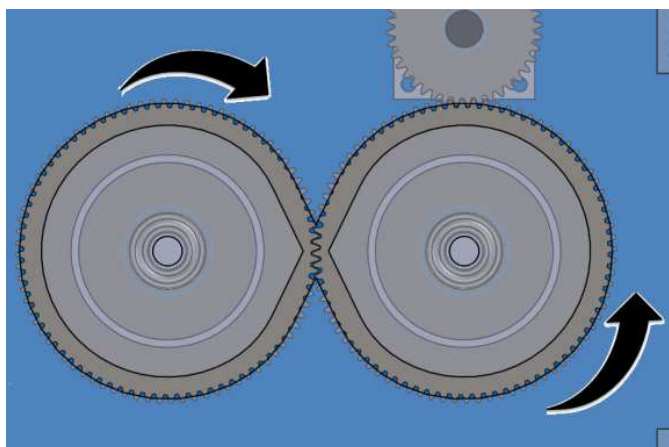
Este subgrupo está compuesto por tres partes que conforman un solo elemento, estas cuatro partes son (ver figura 67):

- *Engranajes*: Transmiten la potencia del motor
- *Separador*: Mantiene el espacio necesario para el alojamiento del pin y para facilitar el montaje
- *Discos Ranurados*: Son Promotores del movimiento de las correderas

A parte de estos elementos también es necesaria la instalación de un par de rodamientos que soportan las cargas axiales y radiales, pero no son considerados parte del elemento motriz-intercambiador.

Engranajes: Transmiten la potencia del motor a las correderas, son ideales para esta trayectoria, puesto que permiten el desarrollo del recorrido en forma de “ocho” intercambiando las correderas de una circunferencia a la otra (Ver figura 65).

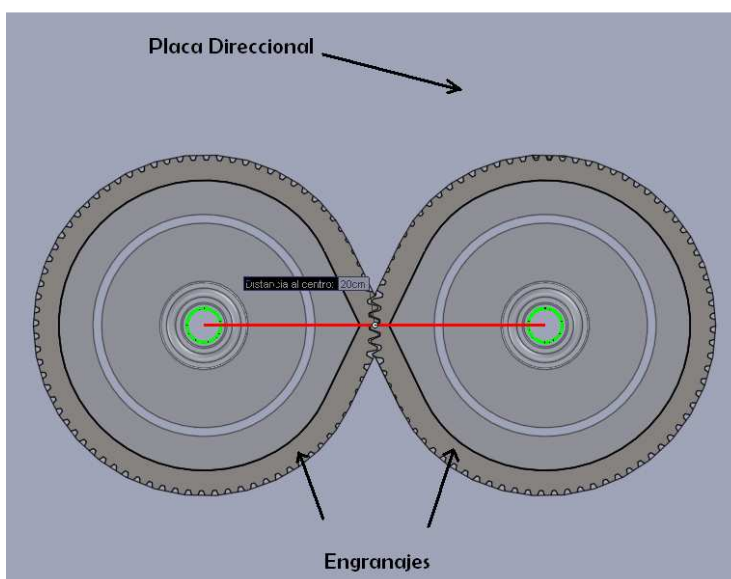
Figura 65. Sentido de giro



Fuente: Los Autores

Sus dimensiones están directamente relacionadas con la placa direccional, puesto que la distancia entre centros de las circunferencias debe ser la misma que la distancia entre centros de los engranajes (Ver figura 66).

Figura 66. Distancia entre centros



Fuente: Los Autores

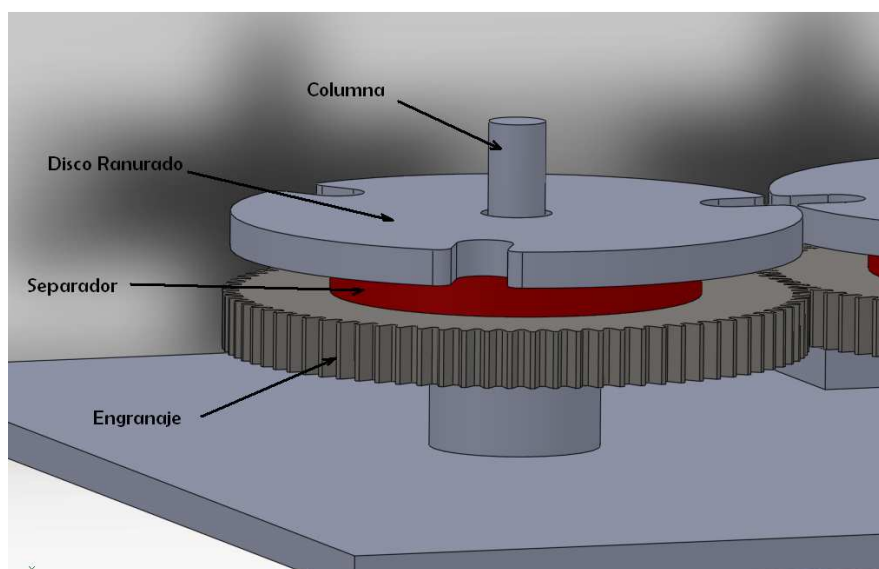
Separador. Cumplen dos funciones fundamentales:

- Generar el espacio entre el disco ranurado y el engranaje para el alojamiento del pin de la corredera.
- Por facilidad en la manufactura de esta pieza, se consideró en algunas ocasiones la posibilidad de una unión no temporal entre estos dos elementos (Discos Ranurados y Engranajes) como los pernos prisioneros, sin embargo la dificultad en su montaje fue determinante para optar por la opción de un método de unión definitivo como la soldadura.

Este separador, debe tener un diámetro interno no menor al diámetro exterior de los rodamientos, cabe resaltar que el subgrupo motriz intercambiador girará gracias a la pareja de rodamientos que se alojaron en el interior del separador.

La pista externa del rodamiento quedara alojada en el interior del separador con un ajuste forzado medio, la pista interna del rodamiento está ajustada a la columna de soporte (Ver figura 67).

Figura 67. Montaje de los discos ranurados y engranajes



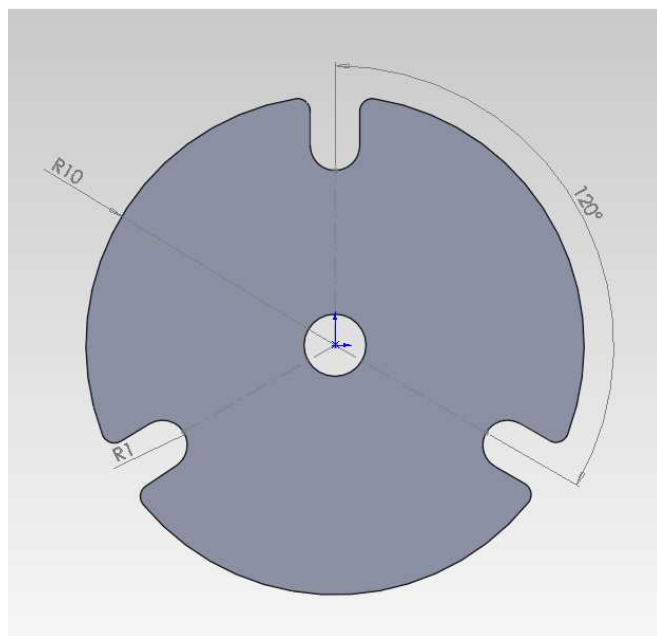
Fuente: Los Autores

El separador también debe tener una longitud mínima, ya que esta debe permitir la entrada del electrodo para facilitar el proceso de soldadura, ya que si se considera una longitud muy corta se presentarían dificultades a la hora de soldar estos tres elementos.

Discos Ranurados: Los discos Ranurados son de manera análoga a la fabricación manual de trenzado a las manos de los artesanos, que pasan de mano en mano cada uno de los carretes.

La intermitencia en la estancia de una torreta en una circunferencia, hace indispensable una característica de la pareja de discos Ranurados, por cada carrete que se mueve en una circunferencia guiado por el disco ranurado, debe existir una ranura disponible en el otro disco ranurado, para que al momento de hacer el traspaso de uno a otro tenga libre recepción y no ocasione interferencias.

Figura 68. Disco ranurado

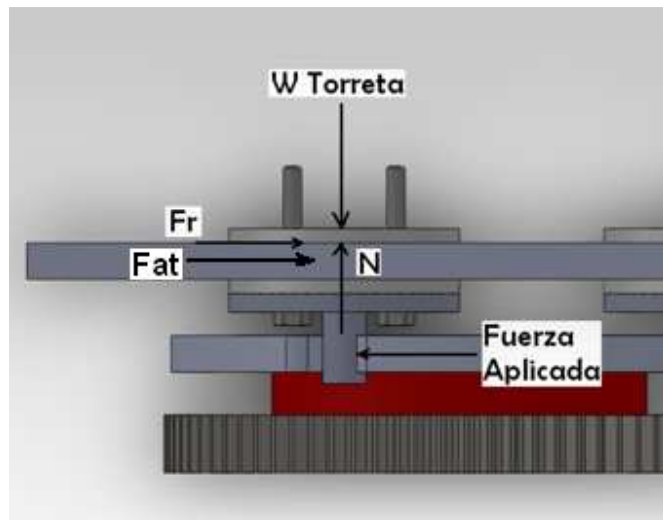


Fuente: Los Autores

- **Análisis CAE de los discos ranurados y seguidor**

Primero que todo se determina la carga crítica que soporta el disco ranurado. Esta carga soportada está relacionada con el peso de la torreta, el coeficiente de fricción entre la placa direccional y las placas de desgaste, y la aceleración tangencial.

Figura 69. DCL Corredera



Fuente: Los Autores

El coeficiente de fricción entre el Duralon y la placa direccional es de 0.3, la masa de la torreta es 12.5 Kg, se tiene que:

$$Fr = \mu * N$$

$$\sum Fy = 0$$

$$W_{Torreta} = N$$

$$N = 12.5 \text{ Kg} * 9.8 \text{ m/s}^2$$

$$N = 122.5 \text{ New}$$

$$Fr = \mu * N ; Fr = 36.75 \text{ New}$$

Las fuerzas generadas debido a la rotación de los elementos son la fuerza generada por la aceleración tangencial, y la fuerza generada por la aceleración centrífuga, que no se aplica al disco ranurado sino a la placa direccional, ya que el pin por el que se transmite la potencia del disco ranurado a la torreta no hace contacto en la dirección radial, sino en la dirección tangencial.

La máxima velocidad lineal en la periferia de los discos ranurados es de 1.79 m/s, con este dato calcularemos la aceleración tangencial:

$$Aceleracion_{tangencial} = \frac{dV}{dt}$$

Se establece como momento crítico, el arranque de velocidad 0 m/s a máxima velocidad 1.79 m/s, y un tiempo de arranque de 1 segundo.

$$Aceleracion_{tangencial} = \frac{(1.79 \frac{m}{s} - 0)}{(1 \text{ seg} - 0 \text{ seg})}$$

$$Aceleracion_{tangencial} = 1.79 \text{ m/s}^2$$

La fuerza resultante de la aceleración es:

$$F_{at} = m * Aceleracion_{tangencial}$$

$$F_{at} = 12.5 \text{ Kg} * 1.79 \text{ m/s}^2$$

$$F_{at} = 22.38 \text{ Newton}$$

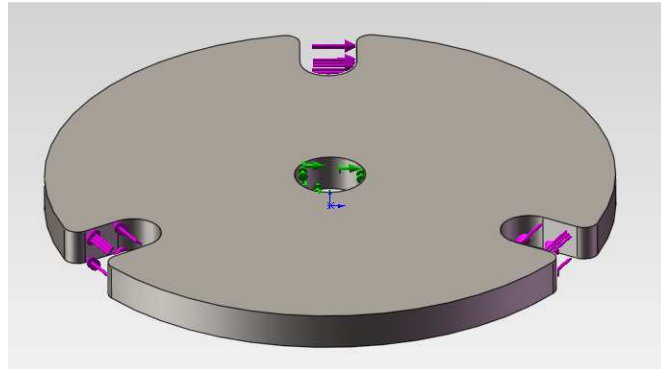
Por lo tanto la fuerza aplicada al disco ranurado es igual a la fuerza de fricción mas la fuerza generada por la aceleración tangencial.

$$Fuerza_{Aplicada} = Fr + F_{at}$$

$$Fuerza_{Aplicada} = 59.13 \text{ New}$$

Se asume como condición crítica un estado hipotético en el que el disco ranurado empuja las tres torretas, como consecuencia soportara las tres cargas de las mismas:

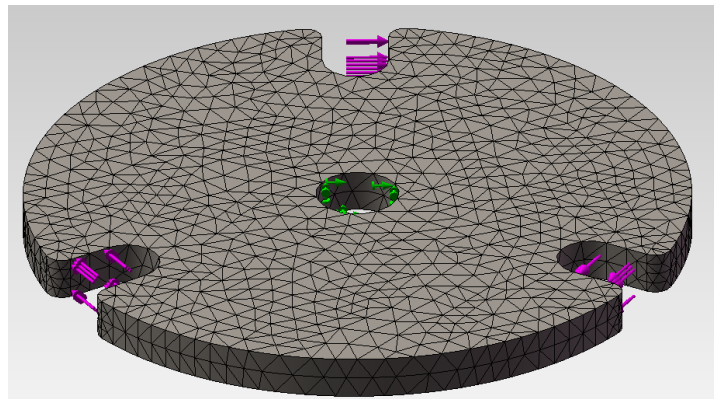
Figura 70. Fuerzas aplicadas en el disco ranurado



Fuente: Los Autores

- **Mallado de los discos ranurados**

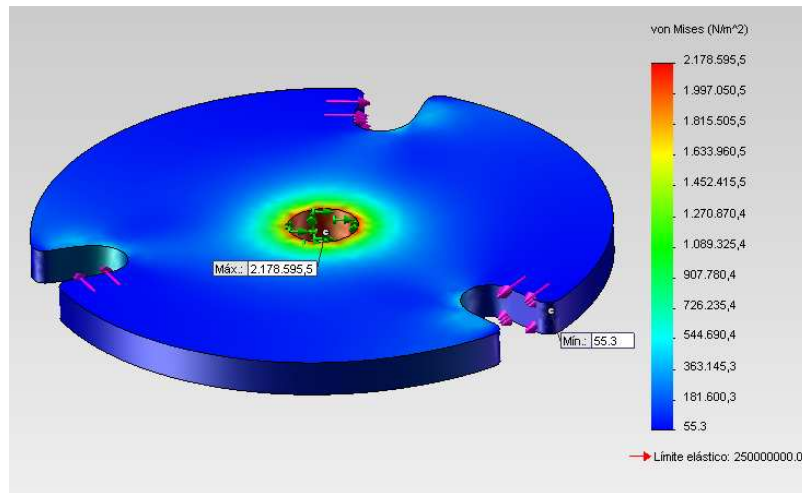
Figura 71. Mallado Disco Ranurado



Fuente: Los Autores

- **Tensión Von Mises de los discos ranurados**

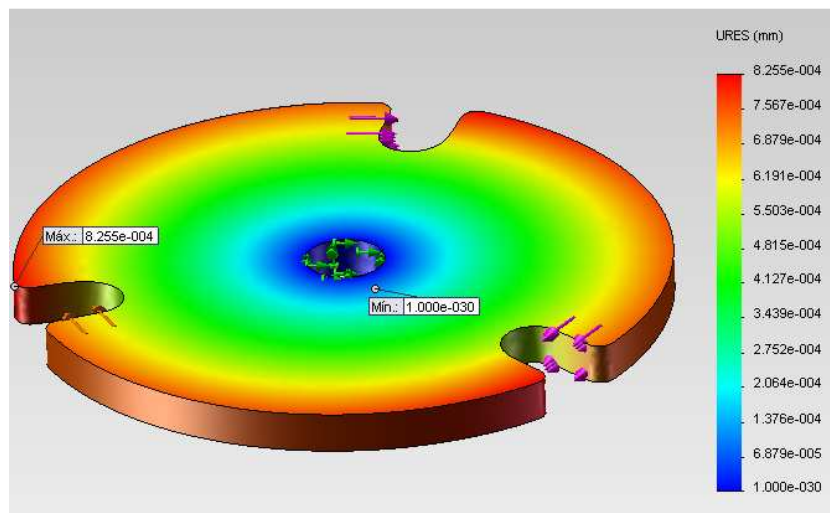
Figura 72. Tensión Von Mises de los discos ranurados



Fuente: Los Autores

- **Desplazamiento de los discos ranurados**

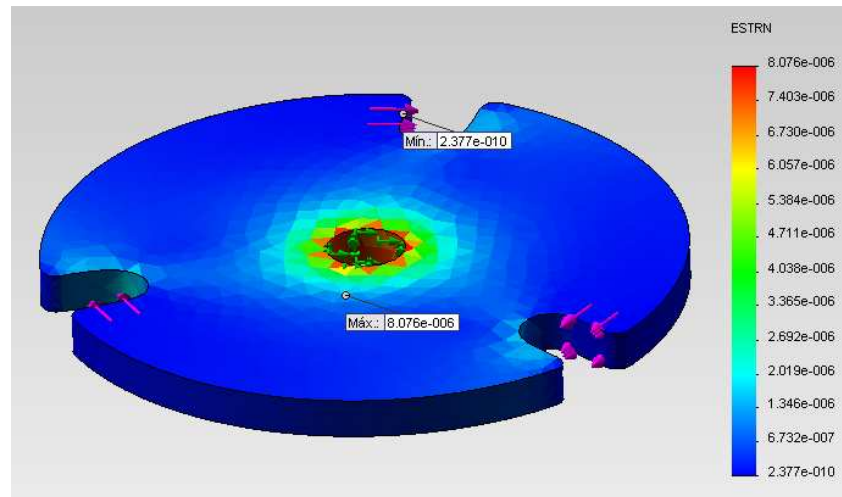
Figura 73. Desplazamiento de los discos ranurados



Fuente: Los Autores

- **Deformaciones Unitarias de los discos ranurados**

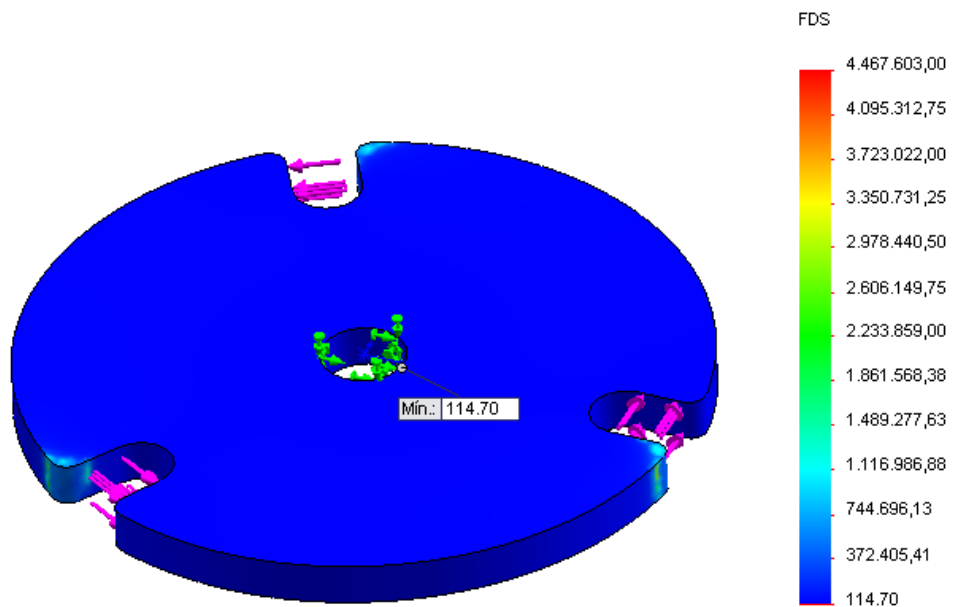
Figura 74. Deformaciones Unitarias del disco ranurado



Fuente: Los Autores

- **Factor de seguridad**

Figura 75. Factor de seguridad del disco ranurado



Fuente: Los Autores

5. CÁLCULO Y DIMENSIONAMIENTO DE ELEMENTOS

El diseño de la trenzadora de randas estará regido por parámetros íntimamente ligados con la generación de las trayectorias que permitan entrelazar de manera homogénea cada una de las fibras que se trenzaran, además de esto se hace indispensable a partir de esa trayectoria generada por el mecanismo, dimensionar cada una de sus partes constituyentes para que en su funcionamiento no presenten interferencias entre sus piezas.

Los parámetros que se deben tener en cuenta son primero que todo el tamaño de la bobina de randa y subsecuente toda la estructuración y dimensionamiento del mecanismo trenzador, sus engranajes, discos ranurados, pistas y torretas. Las propiedades de los materiales a trenzar y el rendimiento de la máquina.

Estos parámetros anteriormente mencionados al igual que el subsistema de control, donde se esperan las velocidades óptimas de operación de los dos subsistemas motrices como lo son el subsistema de trayectoria y el subsistema laminador están todos ligados con el correcto dimensionamiento de cada una de los elementos.

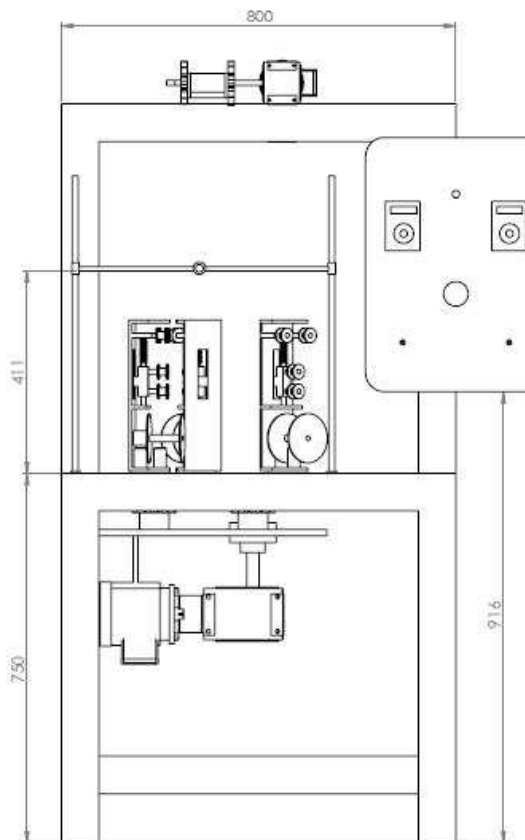
5.1 GRUPOS DE LA MAQUINA

5.1.1 Identificación de los grupos

El diseño con propósito exclusivo hace que atendiendo a las necesidades como rendimiento necesario y características de las bobinas, se haga el dimensionamiento de la máquina. La máquina trenzadora de randas está compuesta por seis grupos que son:

- Grupo de Transmisión de potencia
- Grupo de Laminación
- Grupo de Generación de trayectoria
- Grupo de Torretas
- Grupo de Sistema Eléctrico y Control
- Grupo Estructural

Figura 76. Vista general de la Trenzadora



Fuente: Los Autores

5.1.2 Descripción de los grupos

- Grupo de Transmisión de potencia: Este grupo incluye los dos motores eléctricos, las dos cajas reductoras, los acoples entre los motores y las cajas reductoras, el engranaje motriz y los dos conducidos con sus respectivas cuñas.
- Grupo de Laminación: Están incluidos seis engranajes rectos de aluminio dispuestos en dos filas de tres, a cada pareja de engranajes le corresponde un rodillo laminador, el bastidor y el eje de entrada de potencia.
- Grupo de Generación de trayectoria: Este grupo está descrito en el capítulo 4, donde se dan una explicación de sus elementos, funcionamiento, diseño y cálculos.

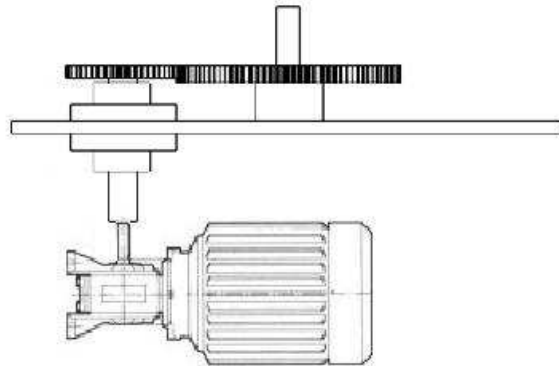
- Grupo de Torretas: Este grupo incluye el bastidor para los carretes (carretes de tensión y embobinado), cuatro carretes de tensión y un carrete de embobinado, corredera para amortiguación de la tensión, resorte.
- Grupo de Eléctrico y de Control: Comprende los variadores de frecuencia, contactores, interruptores, displays, y parada de emergencia que están en el tablero de control de la maquina trenzadora de randas.
- Grupo Estructural: Este grupo incluye el bastidor de la máquina, las ruedas para poder desplazar la máquina, los soportes para los motores.

5.2 GRUPO DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA

Con el fin de darle movimiento a los distintos mecanismos encontrados en la trenzadora de randa es necesario la utilización de un motor, en nuestro caso un motor eléctrico el cual produce la potencia rotatoria capaz de mover los engranajes, pero debido a que la velocidad de estos es superior a la necesaria y entregan un par torsional demasiado pequeño para la adaptación final hace falta la utilización de una transmisión la cual reduzca la velocidad de rotación y a su vez aumente el par torsional.

La configuración del montaje del sistema motriz para el mecanismo trenzador se puede ver en la figura 77, el cual consta de un motor eléctrico trifásico unido por medio de un acople rígido de manguito prisionero por tornillos sujeto a el eje en el cual se encuentra montado un engranaje motriz que mueve a los dos engranajes responsables del movimientos de los discos ranurados.

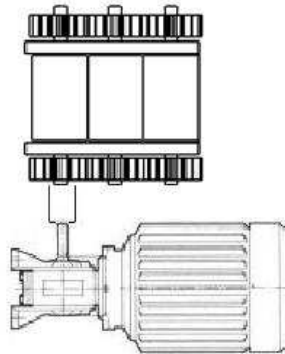
Figura 77. Diagrama del montaje de la potencia para el mecanismo trenzador



Fuente: Los Autores

Para el grupo laminador también existe una configuración en cuanto al montaje del motor a el mecanismo, de la misma forma que en el anterior se usara un motor trifasico, unido a el eje motriz del grupo laminador por medio de un acople rigido de manguito, en este caso existe un eje motriz y la potencia es transmitida a los otros ejes restante gracias a la presencia de los engrajes montados sobre ellos.

Figura 78. Diagrama montaje de la potencia para el mecanismo laminador



Fuente: Los Autores

Luego de especificar el montaje básico de los sistemas de potencias en cada uno de los mecanismos principales que conforman la trenzadora de randa,

procedemos a detallar los aspectos tenidos en cuenta para el diseño y selección de cada uno de sus elementos.

5.2.1 Motores

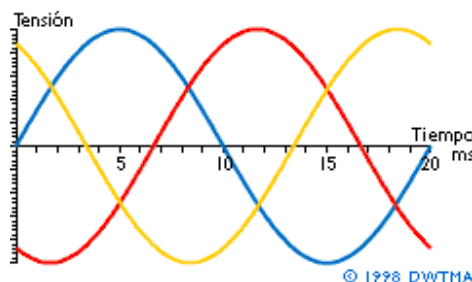
El motor eléctrico es usado para proporcionar el accionamiento primario a maquinaria industrial, productos de consumo y equipos de oficinas. En nuestro caso utilizado para impulsar el movimiento en los mecanismos trenzador y laminador, generando así la posibilidad de realizar la tarea para la cual fue diseñada la trenzadora de randas.

A petición del gerente de la empresa “Mignones y Randas” de estandarizar los motores utilizados en todas las máquinas presentes en la empresa, es necesario utilizar motores con potencias de 1hp o de ½ hp trifásico; la razón, en la empresa existen otro tipo de máquinas con motores de estas mismas capacidades, y con el motivo de poder intercambiar los motores cuando alguna este fuera de funcionamiento es necesario adaptar la máquina trenzadora de randas a esta misma condición, por consiguiente el paso a seguir es verificar si esta potencia satisface nuestras necesidades de carga, tipo de caja, tamaño del armazón y detalles del montaje.

5.2.2 Generalidades de los motores de corriente alterna

La corriente alterna (AC) es producida por la utilidad eléctrica, y entregada al consumidor industrial, comercial o residencial en varias formas. En Colombia la corriente viene en 60 hertz de frecuencia. Este tipo de corriente también puede ser clasificada como monofásica y trifásica, las instalaciones eléctricas con las que cuenta la empresa “Mignones y Randas” es monofásica, llevada por tres conductores a tierra, formada por tres ondas distintas de la misma amplitud y frecuencia, y cada fase está desplazada a 120° de la siguiente, con un voltaje de 120 cada línea.

Figura 79. Ondas de corriente alterna trifásica



Fuente: www.motiva.fi

La velocidad en un motor AC sin carga tiende a funcionar con o cerca de su velocidad sincronica, n_s , la cual se relaciona con la frecuencia f , de la corriente alterna y con el número de polos, p , que se devanan en el motor, de acuerdo con la ecuación:

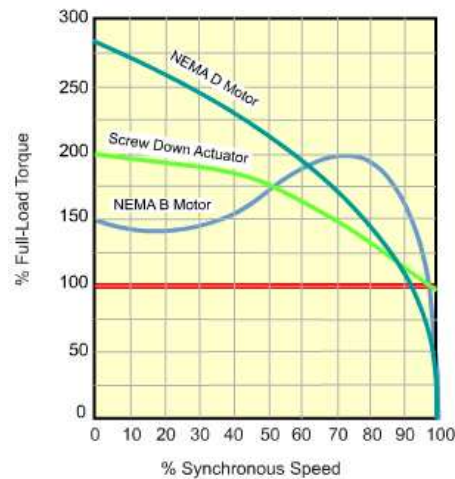
$$n_s = \frac{120 * f}{p} \text{ rev/min}$$

De los motores trifásicos de AC que se usan con más frecuencia son conocidos simplemente como diseños B, C y D, de acuerdo con la NEMA. Su diferencia principal es el valor de par torsional de arranque y de la regulación de velocidad cerca de la carga total. Cada uno de estos diseños emplea el rotor sólido tipo jaula de ardilla, por lo que no tienen conexión eléctrica con el rotor. El diseño de 4 polos, con velocidad sincrona de 1800rpm es el más común, y se consigue en casi todas las potencias, desde ¼ HP hasta 500 HP. Debido a estas características se toma la decisión de seleccionar un motor trifásico de jaula de ardilla NEMA B, el cual cumple con las características deseadas para nuestro trabajo en la máquina. La empresa brasilera VOGES, ofrece motores eléctricos de buena calidad, excelentes desempeños, precios módicos, además de ofrecer garantías lo que supera a sus otros competidores en la preselección del motor eléctrico.

5.2.3 Diseño NEMA B

El funcionamiento del motor trifásico de diseño B (ver figura 78) tiene un par torsional de arranque moderado (150% del par torsional con carga total) y buena regulación de velocidad. El par torsional máximo es alto, en general 200% del par torsional en carga total, o más. La corriente de arranque es bastante alta, unas seis veces mayor que la corriente de carga total. Se debe seleccionar un circuito de arranque que pueda manejar esa corriente, durante el corto tiempo necesario para que el motor llegue a su velocidad.

Figura 80. Clasificación de motores NEMA



Fuente: www3.sea.siemens.com

5.2.4 Formas constructivas

El diseño del equipo donde se va a montar el motor determina el tipo de armazón que se requiere, como en nuestro caso el motor va por debajo de la placa base y otro apoyado sobre una superficie, es necesario elegir un armazón que cumpla con el montaje que es requerido. En la figura 81, podemos observar que la configuración B 8 se ajusta a nuestra necesidad tanto para el mecanismo trenzador como lo es para el mecanismo laminador, sujetando el motor a una lamina plana instalada en el cuerpo bastidor de la maquina.

Figura 81. Formas constructivas motores VOGES

Forma Constructivas	Configuración							
	Referencia	B 3 E	B 3 D	B 5 E	B 5 D	B 6	B 7	B 8
Detalles	Carcasa	CON PATAS	CON PATAS	SIN PATAS	SIN PATAS	CON PATAS	CON PATAS	CON PATAS
	Punta del Eje	A LA IZQUIERDA	A LA DERECHA	A LA IZQUIERDA	A LA DERECHA	PARA FRENTE	PARA FRENTE	PARA FRENTE
	Fijación	BASE	BASE	BRIDA FF	BRIDA FF	PARED	PARED	TECHO
Forma Constructivas	Configuración							
	Referencia	B 14 E	B 14 D	B 34 E	B 34 D	B 35 E	B 35 D	V 1
Detalles	Carcasa	SIN PATAS	SIN PATAS	CON PATAS	CON PATAS	CON PATAS	CON PATAS	SIN PATAS
	Punta del Eje	A LA IZQUIERDA	A LA DERECHA	A LA IZQUIERDA	A LA DERECHA	A LA IZQUIERDA	A LA DERECHA	PARA ABAJO
	Fijación	BRIDA C	BRIDA C	BASE O BRIDA	BASE O BRIDA C	BASE O BRIDA FF	BASE O BRIDA FF	BRIDA FF
Forma Constructivas	Configuración							
	Referencia	V 3	V 5	V 6	V 15	V 36	V 18	V 19
Detalles	Carcasa	SIN PATAS	CON PATAS	CON PATAS	CON PATAS	CON PATAS	SIN PATAS	SIN PATAS
	Punta del Eje	PARA ARRIBA	PARA ABAJO	PARA ARRIBA	PARA ABAJO	PARA ARRIBA	PARA ABAJO	PARA ARRIBA
	Fijación	BRIDA FF	PARED	PARED	PARED O BRIDA FF	PARED O BRIDA FF	BRIDA C	BRIDA C

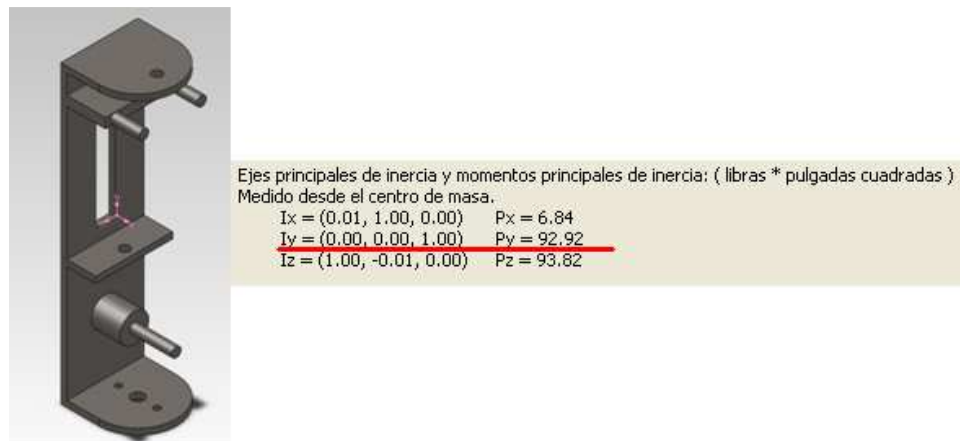
Fuente: www.voges.com.br/

5.2.5 Cálculo de la Potencia

Para verificar el tamaño adecuado del motor, es necesario calcular la potencia requerida por el mecanismo generador de trayectoria para poder impulsar cada una de las torretas y como consecuencia cada una de las randas para obtener un óptimo desempeño de la máquina.

Para facilidad del cálculo, se obtuvieron datos propios de la geometría de las piezas, para esto se utilizó una herramienta de SolidWorks 2011 para el cálculo de las propiedades físicas como su momento de inercia (ver figura 82).

Figura 82. Momento de Inercia calculado por SolidWorks 2011



Fuente: Los Autores

De igual manera se obtuvo el dato del momento de inercia y la masa para cada una de las partes involucradas en el cálculo de la potencia del motor por medio de SolidWorks 2011:

$$I_{y\text{Separador}} = 1,56 \text{ lb. in}^2$$

$$I_{y\text{Engranaje}} = 41,907 \text{ lb. in}^2$$

$$I_{y\text{Discos Ranurados}} = 24,7 I_{\text{Engranaje Motriz}}$$

$$I_{y\text{Torretas}} = 92,92 \text{ lb. in}^2$$

$$I_{Y_{\text{Engranaje Motriz}}} = 2,691 \text{ lb. in}^2$$

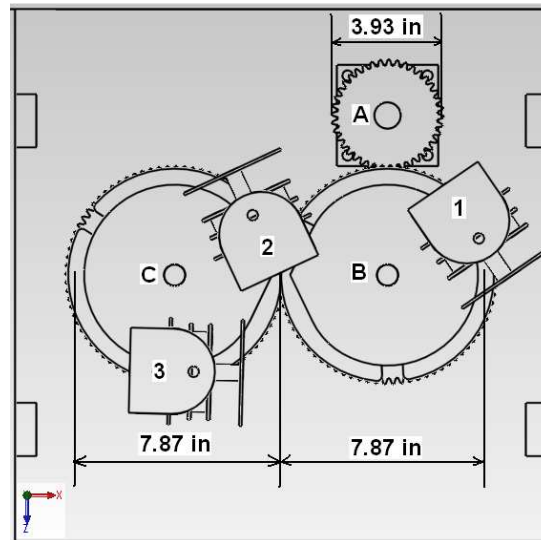
$$Masa_{\text{Separador}} = 0,5 \text{ lb}$$

$$Masa_{\text{Engranaje}} = 10 \text{ lb}$$

$$Masa_{\text{Discos Ranurados}} = 7 \text{ lb}$$

$$Masa_{\text{Torretas}} = 25 \text{ lb}$$

Figura 83. Nomenclatura de Engranajes y Torretas



Fuente: Los Autores

Aplicando el teorema de Steiner para trasladar los momentos de inercia al eje del cuerpo A, se empieza con trasladar la torreta, separadores, discos ranurados y engranajes al los ejes C:

$$I_C = I_{Y_{\text{Torreta 3}}} + Masa_{\text{Torreta 3}} * (3.93 \text{ in})^2 + I_{Y_{\text{Engranaje}}} + I_{Y_{\text{Discos Ranurados}}} + I_{Y_{\text{Separador}}}$$

$$I_C = 92,92 \text{ lb. in}^2 + 386,12 \text{ lb. in}^2 + 41,907 \text{ lb. in}^2 + 24,7 \text{ lb. in}^2 + 1,56 \text{ lb. in}^2$$

$$I_C = 412,38 \text{ lb. in}^2$$

De la misma forma se realiza el mismo análisis para el conjunto soportado en el eje B:

$$I_B = 412,38 \text{ lb. in}^2 + 92,92 \text{ lb. in}^2 + 386,12 \text{ lb. in}^2$$

$$I_B = 891,42 \text{ lb. in}^2$$

Ahora se traslada la inercia del eje C al eje B:

$$I_{C-B} = 412,38 \text{ lb. in}^2 + 42,5 \text{ lb} * (7,87 \text{ in})^2$$

$$I_{C-B} = 3044,7 \text{ lb. in}^2$$

$$I_{B \text{ Total}} = 891,42 \text{ lb. in}^2 + 3044,7 \text{ lb. in}^2$$

$$I_{B \text{ Total}} = 3936,11 \text{ lb. in}^2$$

Finalmente para obtener un valor equivalente de la inercia tota, se lleva todo al eje A:

$$I_{\text{Total}} = I_{B \text{ Total}-A} + I_{\text{Engranaje Motriz}}$$

$$I_{\text{Total}} = 3936,11 \text{ lb. in}^2 + 110 \text{ lb} * (5,9 \text{ in})^2 + 2,691 \text{ lb. in}^2$$

$$I_{\text{Total}} = 7768 \text{ lb. in}^2$$

En los Estados Unidos, la palabra "libra" se utiliza para designar tanto el peso como la masa⁴. Si la unidad de peso es la libra, no puede ser la unidad de masa, ya que esto violaría la segunda ley de Newton. No obstante, por razones ancestrales, en los EEUU, un objeto que pesa 1 libra, tiene 1 libra de masa. Esto lleva a usar unidades de momento de inercia como lb in², donde la libra se refiere al peso del objeto, más que a su masa. Las unidades correctas del momento de inercia, son:

MASA x DISTANCIA²

⁴Elettrorava Ibérica. Calculo del momento de inercia. <http://www.elettrorava.es>

Cuando la lb*in² o las lb* ft² se usan para definir el MOI o el POI, la cantidad debe ser dividida por el valor apropiado de "g", para que sean dimensionalmente correctos en cálculos de ingeniería. De nuevo, un análisis dimensional, confirmará si se están usando las unidades correctas.

$$I_{Total} = (7768 \text{ lb. in}^2) / (386 \frac{\text{in}}{\text{seg}^2})$$

$$I_{Total} = 20,12 \text{ lb. in}^2$$

$$\sum T = I_{Total} * \alpha$$

$$\alpha = \frac{d w}{d t}$$

$$\alpha = \frac{6,28 \frac{\text{rad}}{\text{seg}} - 0 \frac{\text{rad}}{\text{seg}}}{1,8 \text{seg} - 0 \text{seg}}$$

$$\alpha = 3,49 \text{ rad/seg}^2$$

$$\sum T = 20,12 \text{ lb. in}^2 * 3,49 \text{ rad/seg}^2$$

$$\sum T = 70,21 \text{ lb. in}$$

$$\text{Potencia} = \frac{T * n}{5252}$$

$$\text{Potencia} = \frac{70,21 \text{ lb. in} * 60 \text{ rpm}}{5252}$$

$$\text{Potencia} = 0,8 \text{ HP}$$

Figura 84. Características de desempeño motores VOGES 4 polos

PERFORMANCE DATA / CARACTERÍSTICAS DE DESEMPEÑO

Power Potencia		Frame Carcaza	Speed Velocidad (rpm)	Current Intensidad Nominal				Torque Cupla			Efficiency Rendimiento η%			Power Factor Factor de Potencia cos φ			Service Factor Factor de Servicio	GD ² Rotor Del Rotor (Kgm ²)	Weight Peso (Kg)
				220 V		380 V		Cn (Kgm)	Cp/Cn (%)	Cmáx/Cn (%)	50%	75%	100%	50%	75%	100%			
(HP)	(kW)	(IEC)	In (A)	Ia (A)	In (A)	Ia (A)													

4 POLES - 60 Hz / 4 POLOS - 60 Hz

1/8	0,09	56a	1710	0,91	2,77	0,53	1,60	0,05	300	330	36,0	44,5	50,0	0,42	0,48	0,53	1,15	0,0007	3,3
1/6	0,12	56b	1680	1,07	3,12	0,62	1,80	0,07	285	235	39,0	47,0	52,0	0,44	0,52	0,58	1,15	0,0007	3,3
1/4	0,18	63a	1695	1,11	4,50	0,64	2,60	0,1	245	260	53,0	60,0	64,0	0,47	0,59	0,68	1,15	0,0014	4,8
1/3	0,25	63b	1680	1,44	6,24	0,83	3,60	0,15	300	285	53,0	61,0	65,0	0,47	0,59	0,69	1,15	0,0014	4,8
1/2	0,37	71a	1700	1,92	9,53	1,11	5,50	0,21	225	245	62,0	68,5	71,0	0,49	0,61	0,71	1,15	0,0041	9,6
3/4	0,55	71b	1680	2,88	13,9	1,66	8,00	0,32	265	265	68,0	71,5	72,0	0,50	0,62	0,70	1,15	0,0041	9,6
1	0,75	80a	1730	2,96	19,1	1,71	11,0	0,42	210	270	74,0	77,5	78,0	0,65	0,77	0,84	1,15	0,0087	14,0
1,5	1,1	80b	1700	4,33	30,1	2,50	17,4	0,63	210	240	75,0	78,5	79,0	0,66	0,78	0,85	1,15	0,0094	14,7
2	1,5	90S	1730	5,94	40,0	3,43	23,1	0,83	220	260	79,0	81,0	81,5	0,60	0,73	0,80	1,15	0,0180	19,8
3	2,2	90L	1720	8,43	65,0	4,87	37,5	1,3	290	310	81,0	82,5	83,0	0,64	0,75	0,83	1,15	0,0250	24,0
4	3	100La	1710	10,8	75,3	6,23	43,5	1,7	240	260	80,0	83,0	83,5	0,70	0,82	0,86	1,15	0,0240	29,0
5	3,7	100L	1730	13,7	106	7,93	61,1	2,1	290	330	83,5	85,0	85,0	0,67	0,79	0,83	1,15	0,0300	32,0
6	4,5	112Ma	1750	16,7	117	9,63	67,4	2,5	260	320	85,0	85,5	86,0	0,62	0,75	0,81	1,15	0,0650	41,0
7,5	5,5	112M	1740	20,6	159	11,9	92,0	3,1	265	335	84,5	86,5	87,0	0,63	0,75	0,81	1,15	0,0650	42,0
10	7,5	132S	1750	26,0	191	15,0	110	4,1	215	275	86,0	87,5	87,5	0,73	0,83	0,85	1,15	0,1310	55,0
12,5	9,2	132Ma	1750	31,2	267	18,0	154	5,1	210	265	86,5	87,5	87,5	0,78	0,86	0,89	1,15	0,1580	63,0
15	11	132M	1750	37,3	319	21,5	184	6,1	245	355	87,0	88,0	88,5	0,75	0,84	0,88	1,15	0,2100	67,0
20	15	160M	1745	49,2	416	28,4	240	8,2	225	300	87,0	88,7	89,5	0,75	0,84	0,88	1,15	0,3390	106
25	18,5	160L	1750	60,1	521	34,7	301	10,2	220	330	87,5	90,0	90,5	0,81	0,86	0,89	1,15	0,3900	116
30	22	180M	1760	72,6	648	41,9	374	12,2	200	320	90,0	90,7	91,0	0,78	0,85	0,88	1,15	0,5000	151
40	30	200M	1770	96,0	727	55,4	420	16,2	250	270	89,7	91,2	91,7	0,77	0,85	0,88	1,15	1,1200	211
50	37	200L	1770	119,1	837	68,8	483	20	230	255	89,7	92,0	92,4	0,80	0,86	0,88	1,15	1,3000	237
60	45	225S/M	1770	140,4	883	81,1	510	24	230	270	91,3	92,7	93,0	0,81	0,87	0,89	1,0	1,7000	265
75	55	225S/M	1765	177,5	999	102,5	577	30	220	255	91,5	92,8	93,0	0,80	0,86	0,88	1,0	2,0000	291
100	75	250S/M	1770	238,1	1663	137,5	960	40	250	260	92,0	93,0	93,5	0,78	0,84	0,87	1,0	3,4000	427
125	90	280S/M	1775	293,3	1992	169,3	1150	50	240	250	92,0	93,2	93,8	0,84	0,87	0,88	1,0	5,7000	545
150	110	280S/M	1770	346,9	2169	200,3	1252	60	220	230	92,5	93,6	94,1	0,85	0,88	0,89	1,0	6,7000	615
175	132	315S/M	1775	409,3	2657	236,3	1534	70	210	220	93,0	93,8	94,1	0,84	0,87	0,88	1,0	10,500	790
200	150	315S/M	1780	465,8	2991	268,9	1727	80	200	200	93,4	94,3	94,5	0,84	0,87	0,88	1,0	12,500	878
250	185	315S/M	1780	575,7	3733	332,4	2155	100	210	200	93,5	94,4	94,5	0,85	0,88	0,89	1,0	14,500	966
300	220	355M/L	1780	698,7	4877	403,4	2816	120	210	200	93,7	94,5	94,5	0,84	0,87	0,88	1,0	16,000	1300
350	255	355M/L	1780	804,3	5775	464,4	3334	140	220	210	93,8	94,7	94,7	0,85	0,88	0,89	1,0	19,000	1370
400	295	355M/L	1780	916,3	6580	529,1	3799	160	210	200	94,0	95,0	95,0	0,85	0,88	0,89	1,0	21,500	1484
450	330	355M/L	1785	1019	7422	588,6	4285	180	215	205	94,2	95,0	95,0	0,86	0,89	0,90	1,0	24,000	1545
500	370	355M/L	1785	1130,3	8454	652,6	4881	200	220	200	94,3	95,2	95,2	0,86	0,89	0,90	1,0	27,000	1630


Fuente: www.voges.com.br

Figura 85. Ficha tecnica motor VOGES 1 HP

VOGES MOTORES		80a	Carcaça: 80a N. de Polos: 4 Tensão: 220	Frequência: 60 Potência: 1
-------------------------	--	------------	---	-------------------------------

Potência		Carcaça (ABNT)	Rotação (rpm)	Corrente		
cv	kW			In(A)	Ip(A)	I0(A)
1	0.75	80a	1730	2.86	19.40	1.42

Conjugado			Rendimento			Fator Potencia		
Cu(kgm)	Cp/Cu(%)	Cm/Cu(%)	50%	75%	100%	50%	75%	100%
0.42	310	320	75.0%	80.0%	80.5%	0.63	0.75	0.84




Fator Serviço	1.15
Escorregamento %	3.89
Ip/In	6.78
Isolação	F
GD2(kmg ²)	0.0099
Massa(Kg)	15.5
TMRT(s)	12
Ruido(db)	55

Fuente: www.voges.com.br/

Figura 86. Ficha tecnica motor VOGES 1/2 HP

VOGES MOTORES		71a	Carcaça: 71a N. de Polos: 4 Tensão: 220	Frequência: 60 Potência: 0.5				
Potência		Carcaça (ABNT)	Rotação (rpm)	Corrente				
cv	kW			In(A)	Ip(A)	Io(A)		
0.5	0.37	71a	1700	1.92	9.53	1.40		
Conjugado			Rendimento			Fator Potencia		
Cn(kg.m)	Cp/Cn(%)	Cm/Cn(%)	50%	75%	100%	50%	75%	100%
0.21	225	245	62.0%	68.5%	71.0%	0.49	0.61	0.71

Fator Serviço	1.15
Escorregamento %	5.56
Ip/In	4.96
Isolação	B
GD2(kg.m ²)	0.0041
Massa(Kg)	9.6
TMRT(s)	17
Ruído(db)	52



Fuente: www.voges.com.br/

5.2.6 Selección de motores

Según la figura 84 y los calculos realizados , podemos observar que los motores de 1 HP de $\frac{1}{2}$ Hp tiene suficiente potencia como para mover el mecanismo, ademas de que estaran acoplados a reductores de 1:10, con el fin de obtener velocidades que presten mayor control y aumente el torque. La figura 87 presenta a la izquierda el motor de 1 HP (figura 85) y la derecha el motor de $\frac{1}{2}$ HP (Figura 86).

Figura 87. Motores VOGES de 1 hp y $\frac{1}{2}$ HP unidos a los reductores de 1:10



Fuente: Los Autores

El montaje de los motores a los dos distintos mecanimos resulta según lo presentan las siguientes imágenes:

Figura 88. Montaje del motor con el mecanismo laminador.



Fuente: Los Autores

Figura 89. Montaje motor en el mecanismo trenzador



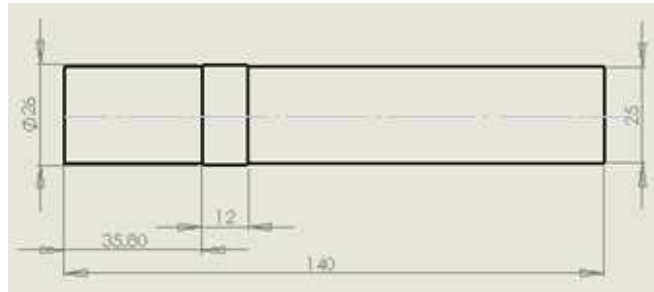
Fuente: Los Autores

5.2.7 Ejes

Un eje 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.

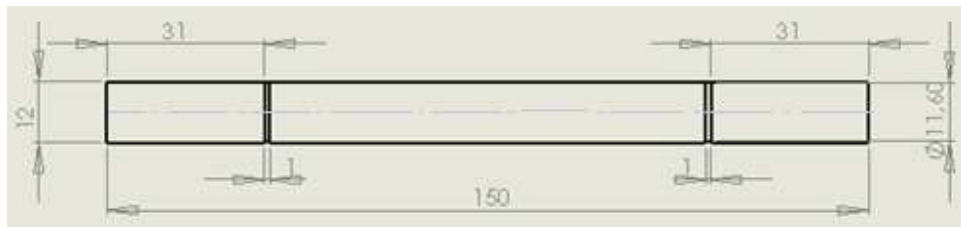
En nuestro diseño contamos con dos tipos de ejes distintos: el eje donde está acoplado el motor de 1 HP al piñón motriz del mecanismo trenzador, y tres ejes iguales montados en el mecanismo laminador los cuales soportan la carga de $\frac{1}{2}$ HP desde el motor al cual están acoplados. Ambos ejes del material AISI 1020 serán analizados mediante el software Cosmosxpress de SolidWorks 2011.

Figura 90. Diseño conceptual eje para 1 HP del mecanismo trenzador



Fuente: Los Autores

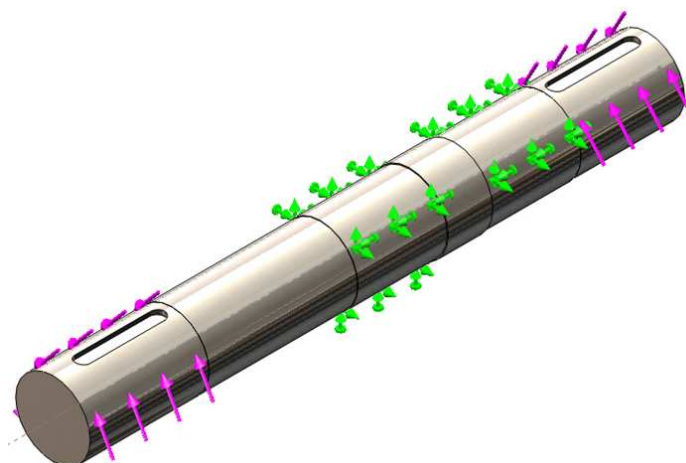
Figura 91. Diseño conceptual eje para $\frac{1}{2}$ HP del mecanismo laminador



Fuente: Los Autores

- Analisis CAE del eje motriz
- DCL eje motriz

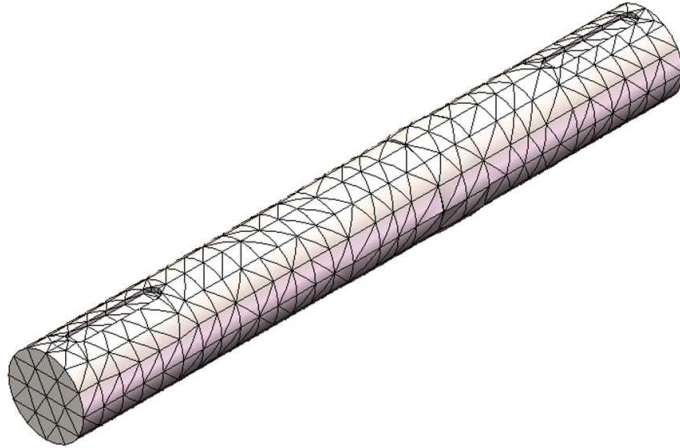
Figura 92. Diagrama de cuerpo libre del eje motriz



Fuente: Los Autores

- **Mallado**

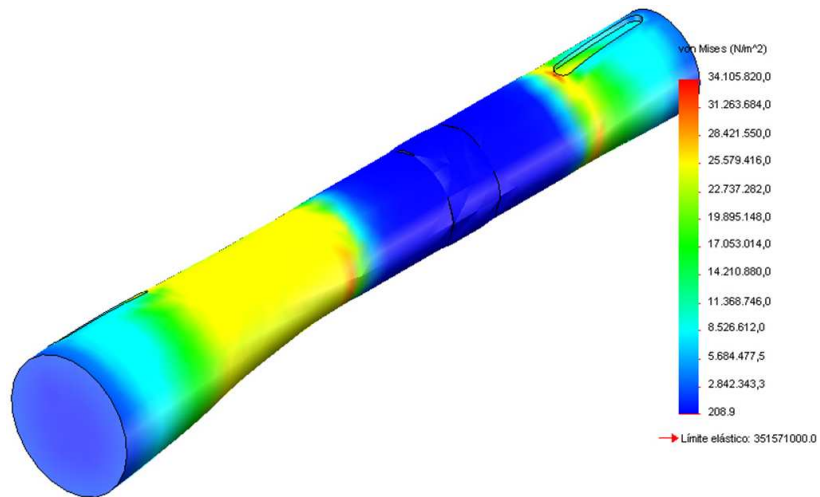
Figura 93. Mallado del eje motriz



Fuente: Los Autores

- **Tension Von Mises**

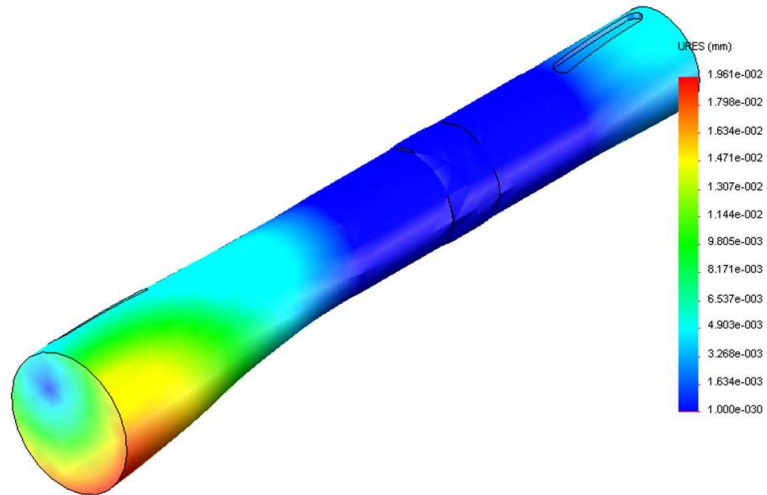
Figura 94. Tension de von mises del eje motriz



Fuente: Los Autores

- **Desplazamientos**

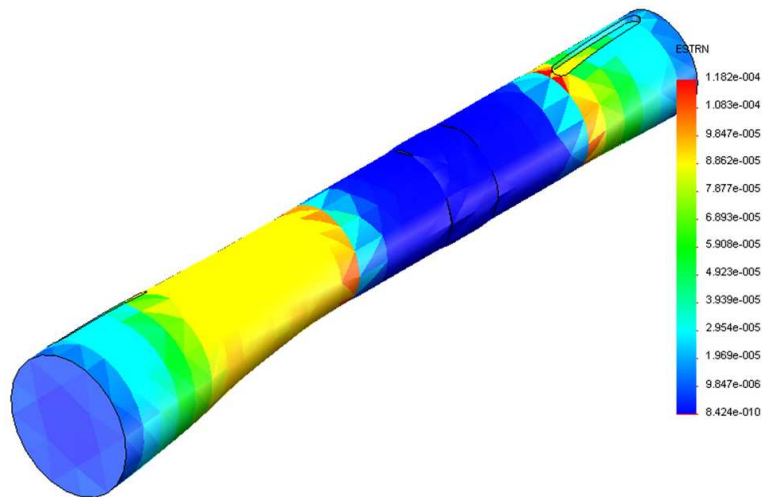
Figura 95. Desplazamientos del eje motriz



Fuente: Los Autores

- **Deformaciones Unitarias**

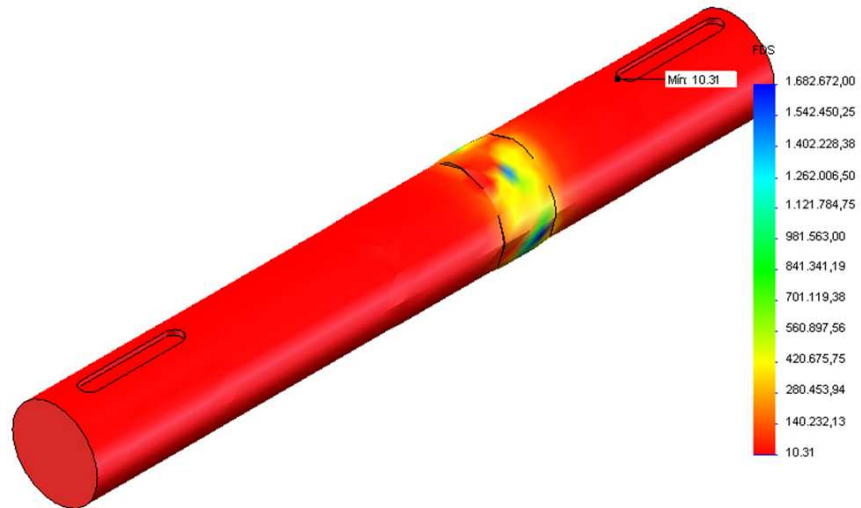
Figura 96. Deformaciones unitarias del eje motriz



Fuente: Los Autores

- **Factor de seguridad**

Figura 97. Factor de seguridad del eje motriz

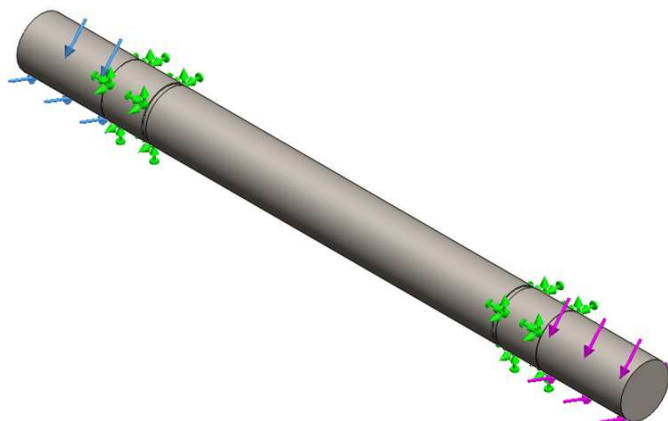


Fuente: Los Autores

- **Análisis CAE del eje del laminador**

- **DCL del eje del laminador**

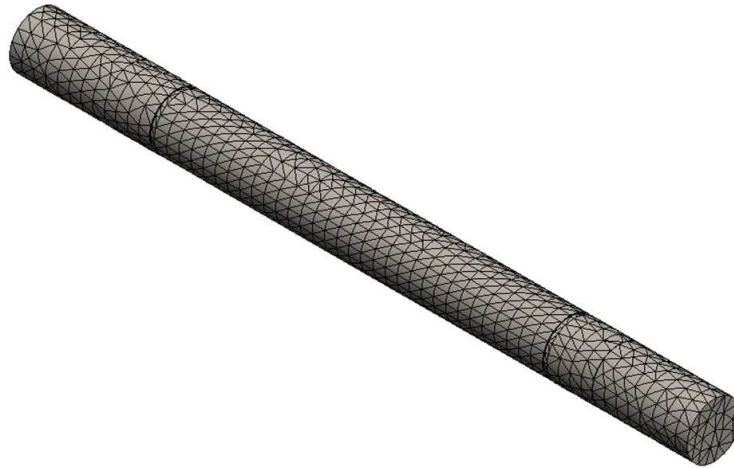
Figura 98. Diagrama de cuerpo libre del eje del laminador



Fuente: Los Autores

- **Mallado**

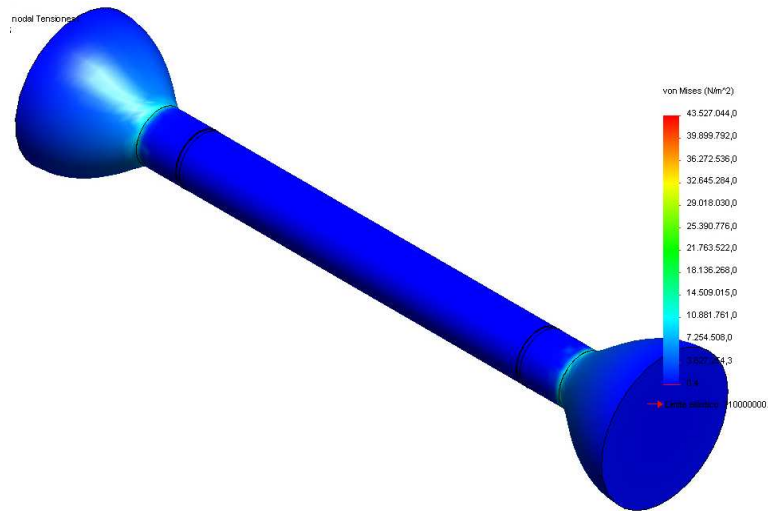
Figura 99. Mallado del eje del laminador



Fuente: Los Autores

- **Tension Von Mises**

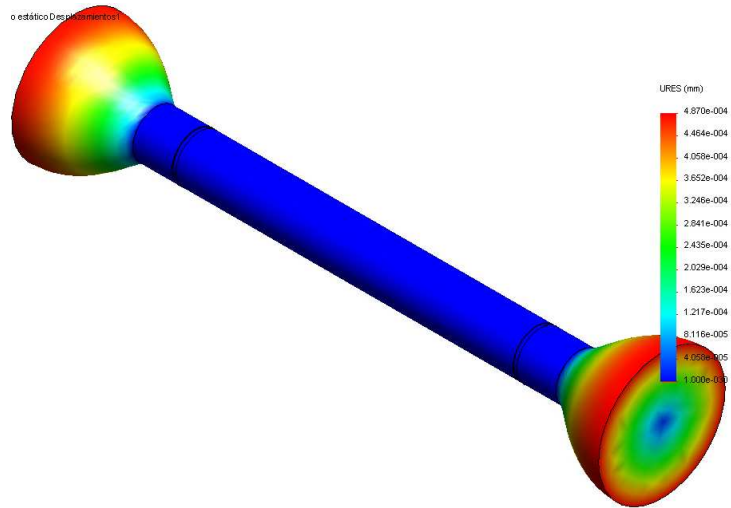
Figura 100. Tension de von mises del eje del laminador



Fuente: Los Autores

- **Desplazamientos**

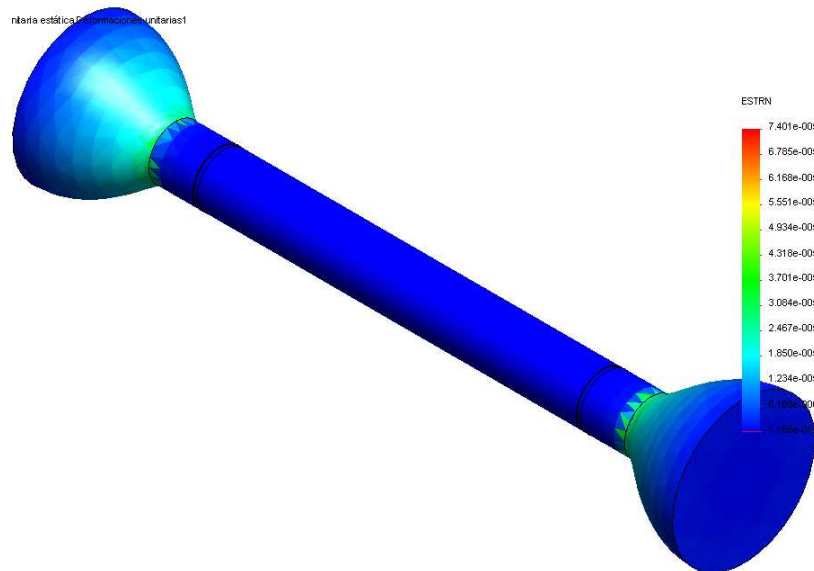
Figura 101. Desplazamientos del eje del laminador



Fuente: Los Autores

- **Deformaciones Unitarias**

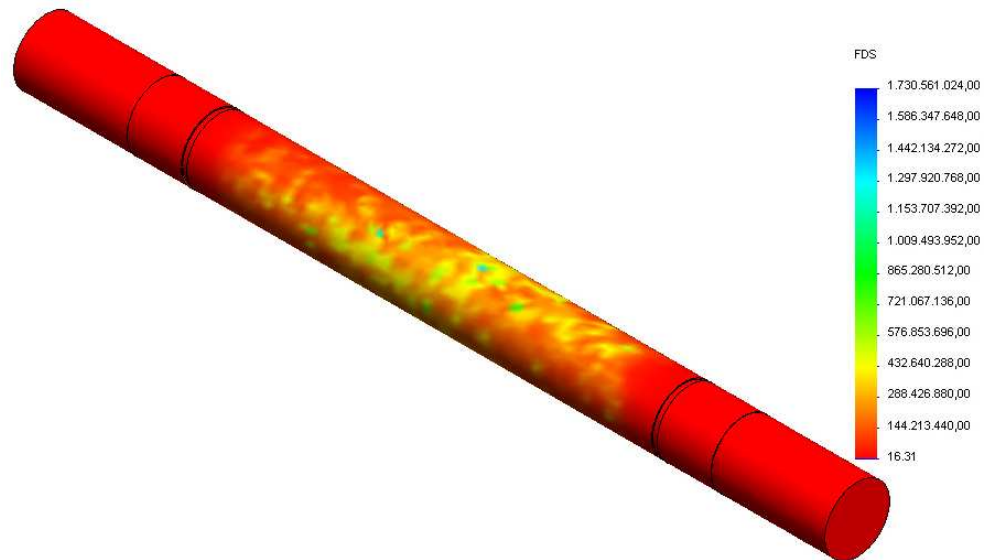
Figura 102. Deformaciones unitarias del eje del laminador



Fuente: Los Autores

- **Factor de seguridad**

Figura 103. Factor de seguridad del eje del laminador



Fuente: Los Autores

5.2.8 Engranajes

Existen en nuestro diseño tres clases distintas de engranajes, en el mecanismo trenzador, un piñon motriz y dos engranajes iguales que le dan movimiento a los discos ranurados; el sistema del mecanismo laminador cuenta con 6 engranajes de sincronizacion todos de las mismas características y dimensiones, esta particularidad hizo necesario que estos elementos de maquinas no fueran comprados sino diseñados desde cero, es cierto que existe en el mercado juegos de engranajes de materiales y calidades excelentes cuyo origen generalmente se basa en piezas sobrantes de transmisiones mecanicas de camiones y automoviles, son una opcion facil y rapida pero debido a los particular de nuestro diseño y la peticion de nuestro cliente de usar piezas completamente nuevas y no piezas remanentes se tomo la decisión de crear todos los engranajes desde cero. A continuacion realizaremos una descripcion acerca de la teoria de los engranajes como elementos de maquinas, los calculos y analisis que rigen nuestros diseños.

Los engranajes⁵ son ruedas dentadas cilíndricas que se usan para transmitir movimiento y potencia desde un eje giratorio a otro. Los dientes de un engranaje conductor encajan con precisión en los espacios entre los dientes del engranaje conducido. Los dientes del impulsor empujan a los dientes del impulsado, lo cual constituye una fuerza perpendicular al radio del engranaje. Con esto se transmite un par torsional, y como el engranaje es giratorio también se transmite potencia.

Con frecuencia se emplean engranajes para producir un cambio en la velocidad angular del engranaje conducido relativo a la del engranaje conductor. El engranaje superior menor, llamado piñón, impulsa al engranaje inferior, mayor, que a veces se le llama simplemente engranaje; el engranaje mayor gira con más lentitud. La cantidad de reducción de velocidad depende de la relación del número de dientes en el piñón entre el número de dientes en el engranaje mayor, de acuerdo con la relación siguiente:

$$\frac{n_p}{n_g} = \frac{N_g}{N_p}$$

Cuando existe una reducción de la velocidad angular del engranaje existe un incremento proporcional simultáneo en el par torsional del eje unido al engranaje. Se usan con frecuencia varios tipos de engranajes que tienen distintas geometrías de diente.

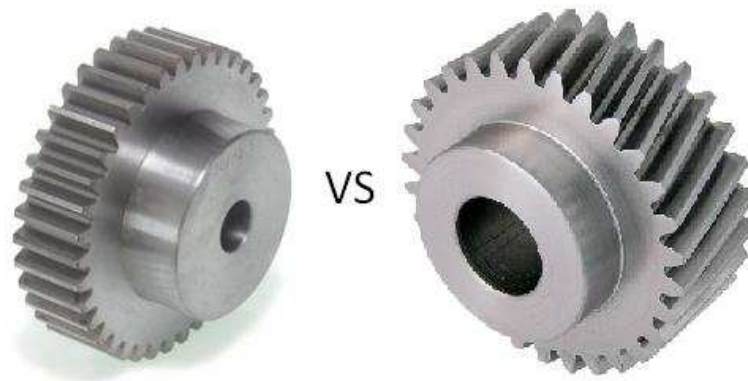
Los *engranajes rectos* tienen dientes rectos y paralelos al eje del árbol que los sostiene. La forma curva de las caras de los dientes de engranajes rectos tiene una geometría especial, llamada curva de involuta. Con esta forma es posible que dos engranajes trabajen juntos con una transmisión de potencia uniforme y positiva.

Los dientes de los *engranajes helicoidales* forman un ángulo con respecto al eje del árbol. El ángulo se llama *ángulo de hélice* y puede ser virtualmente cualquier

⁵MOTT, Robert. Diseño de elementos de máquinas. México: Pearson Education, 2006.

ángulo. Los ángulos típicos van desde unos 10 hasta unos 30°, pero son prácticos hasta ángulos de 45°. Los dientes helicoidales trabajan con más uniformidad que los dientes rectos, y los esfuerzos son menores. En consecuencia, se puede diseñar un engranaje helicoidal menor para determinada capacidad de transmisión de potencia, en comparación con los engranajes rectos. Una desventaja de los engranajes helicoidales es que se genera una fuerza axial, llamada fuerza de empuje, además de la fuerza de impulsión que actúa tangente al cilindro básico sobre el que se disponen los dientes.

Figura 104. Engranajes rectos vs engranajes helicoidales



Fuente: Los Autores

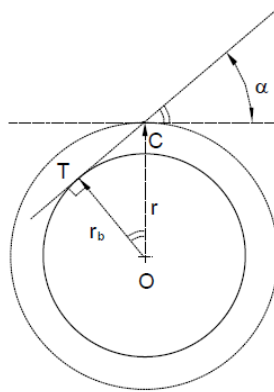
Es momento entonces para elegir cuál de los tipos de dientes de engranaje elegir, esta decisión repercutirá en el comportamiento de la máquina y en el diseño del mecanismo trenzador. Es cierto que los engranajes helicoidales a primera vista son una mejor decisión, producen el engrane de una forma progresiva y su funcionamiento es más suave y silencioso, transmiten más carga comparado con un engranaje recto de las mismas dimensiones debido a la forma más gruesa del diente en un plano perpendicular al de rotación. Pero son más caros (aproximadamente el doble que un engranaje recto), y al estar inclinados, generan cargas axiales y momentos flectores, por lo que necesitan cojinetes de empuje axial, condición que imposibilita al mecanismo para una rotación en ambos

sentidos. Los rectos por otra parte son simples, de bajo coste de fabricación y mantenimiento, y aunque ruidosos la reducción de precio de adquisición lo hace selecto para pertenecer a nuestro diseño. En conclusión todos los engranajes que componen la maquina trenzadora de randas serán de dientes rectos.

5.2.9 Nomenclatura de los engranajes⁶

Con motivo de poder comunicar al lector las variables geométricas y de diseño encontradas en un engranaje, se hará una breve referencia de los más importantes parámetros:

Figura 105. Geometría del engranaje



Fuente: www.nebrija.es

- *Circunferencia de base* (de radio r_b): son las circunferencias a partir de las cuales se generan los perfiles de evolvente.
- *Circunferencia primitiva de referencia* (de radio r) y *ángulo de presión de referencia*, α : la circunferencia primitiva de referencia se utiliza, como su propio nombre lo indica, para referir a ella las magnitudes geométricas de una rueda aislada, y el ángulo de presión de referencia asociada a ella. La circunferencia primitiva de referencia sería aquella a la que correspondería un ángulo de referencia, α , que esta normalizado a 14.5, 20 y 25°, siendo el de 20° el valor más habitual. De la figura 105. se deduce que:

⁶D. Alberto López. Engranajes cilíndricos rectos. www.nebrija.es

$$r_b = r * \cos \alpha$$

$$r = \frac{r_b}{\cos \alpha}$$

$$i = \frac{r_{b1}}{r_{b2}} = \frac{r_1}{r_2}$$

- *Numero de dientes de la rueda (z)*: el número de dientes encontrados en el engranaje.
- *Paso (p)*: es la distancia entre puntos homólogos de dos perfiles consecutivos de una misma rueda, medida sobre la circunferencia primitiva de referencia. Para una rueda de z dientes, el paso viene dado por:

$$p = \frac{2 * \pi * r}{z}$$

- *Modulo (m)*: es el cociente entre el diámetro primitivo de referencia y el número de dientes. Este parámetro caracteriza la misma magnitud que el paso, pero se emplea para omitir el factor π . Para determinar el módulo de un engranaje, se divide el paso del engranaje, en milímetros, entre el número de dientes:

$$m = \frac{D_g}{N_g} = \frac{D_p}{N_p}$$

En nuestro caso, se toma la decisión de usar un módulo 5, bajo el criterio de costos debido a que está directamente relacionado con el número de dientes, a mayor número de dientes es mayor el precio final del engranaje, lo que da como resultado 40 dientes para obtener un diámetro de paso de 20cm, lo requerido para que se ajuste a las bases de nuestro diseño.

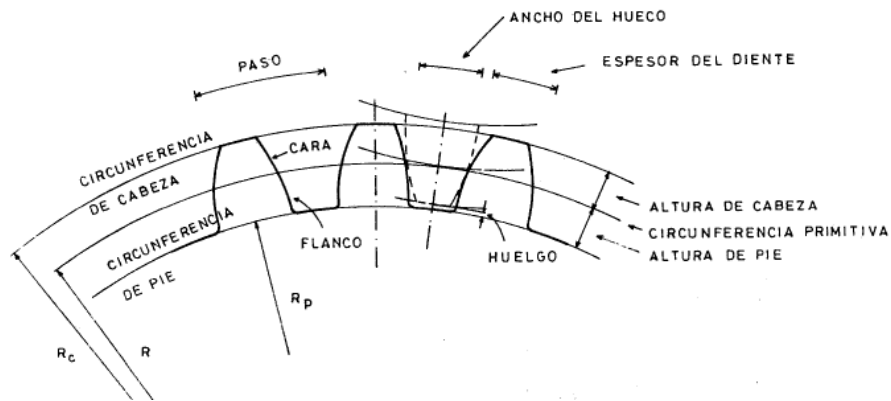
Para el mecanismo laminador el diámetro final está estimado en 3.2cm, con lo que el criterio de la relación precio/número de dientes pierde fuerza. Se decide usar un módulo 2 (12 dientes/pulgada).

- *Paso diametral (P_d)*: numero de dientes por pulgada de diámetro de paso. Su definición básica es:

$$P_d = \frac{N_g}{D_g} = \frac{N_p}{D_p}$$

A continuación describiremos los parámetros representativos de los dientes del engranaje:

Figura 106. Parámetros del diente del engranaje



Fuente: www.nebrija.es

- *Circunferencia de cabeza* (r_c): aunque puede ocurrir que los perfiles que forman un diente puedan llegar a juntarse en su parte superior formando una punta de cabeza, es más corriente que estén limitados por una circunferencia llamada circunferencia de cabeza.
- *Circunferencia de pie* (r_p): el hueco de los dientes está también limitado en su parte inferior por otra circunferencia llamada circunferencia de pies. La única condición que tiene que cumplir es que el hueco entre dos dientes sea suficientemente profundo para dejar pasar la cabeza de los dientes de la otra rueda. Por otra parte, la forma exacta del fondo del hueco depende de la herramienta con que se talla la rueda.
- *Altura de cabeza o adendo* (h_a): es la distancia radial entre la circunferencia primitiva de referencia y la cabeza del diente.
- *Altura de pie o dedendo* (h_f): es la distancia radial entre la raíz del diente y la circunferencia primitiva de referencia.
- *Altura total* (h): es la suma de la altura de cabeza y la de pie:

$$h = h_a + h_f$$

- *Espesor (e)*: es el espesor del diente, medido sobre la circunferencia primitiva de referencia.

$$e = \frac{2\pi r / z}{2} = \frac{\pi * m}{2}$$

- *Hueco (h)*: es el hueco entre dientes, medido sobre la circunferencia primitiva de referencia:

$$h = e$$

Entonces

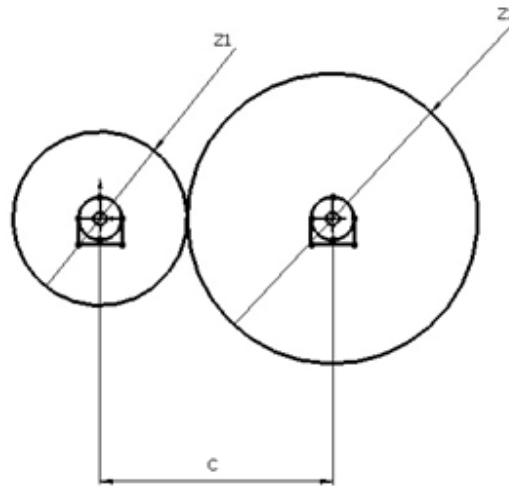
$$h + e = p$$

- *Cara*: es la parte de la superficie del diente que queda entre la circunferencia primitiva y la cabeza.
- *Flanco*: es la parte de la superficie de un diente que queda entre la circunferencia primitiva y la de pie.
- *Anchura de flanco o de cara (b)*: es la anchura del diente medida en dirección paralela a la del eje

5.2.10 Diseño conceptual

Identificados previamente los conceptos referentes a un tren de engranajes se puede proceder a realizar el diseño de los parámetros geométricos básicos en el tren de engranajes a diseñar en donde encontramos dos engranajes de dientes Z1 y Z2 respectivamente. Las relaciones entre número de dientes, relación de velocidad m, diámetros primitivos, modulo y distancia entre centro no da a continuación:

Figura 107. Esquema del tren de engranaje motriz y trenzador



Fuente: Los Autores

$$d_1 = M * Z_1 \text{ ó } Z_1 = \frac{d_1}{M} \quad (1)$$

$$d_2 = M * Z_2 \text{ ó } Z_2 = \frac{d_2}{M} \quad (2)$$

$$C = \frac{1}{2} * (d_1 + d_2) \quad (3)$$

Dónde:

d= Diámetro primitivo

M= Modulo

Z= Numero de dientes

C= Distancia entre centros

Combinando las tres expresiones se tiene:

$$Z_1 + Z_2 = \frac{d_1}{M} + \frac{d_2}{M} = \frac{2 * c}{M}$$

$$C = \frac{M}{2} * (Z_1 + Z_2) \quad (4)$$

$$M = \frac{2 * C}{Z_1 + Z_2} \quad (5)$$

Si la distancia entre centro (C) y la relación de velocidad (m) son dadas, los diámetros primitivos pueden hallarse:

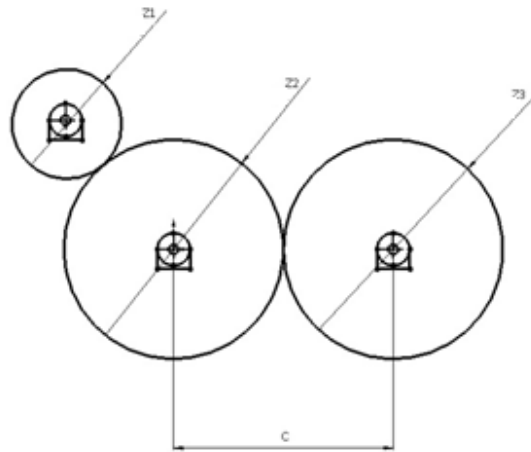
$$M * Z_1 = \frac{2 * C}{\frac{Z_2}{Z_1} + 1}$$

$$d_1 = \frac{2 * C}{m + 1} \quad (6)$$

$$d_2 = \frac{2 * C * m}{m + 1} \quad (7)$$

El valor del módulo para los engranajes del mecanismo trenzador y para el mecanismo laminador es un dato adquirido por medio de la consulta a fabricantes, que por su experiencia recomienda el uso de un módulo número cinco (5) para los engranajes del mecanismo trenzador, y modulo dos (2) para el mecanismo laminador, basándose en relaciones entre el precio de los engranajes según el número de dientes, facilidad en la construcción y reducción de tiempos de operación en sus máquinas.

Figura 108. Diseño conceptual del tren de engranajes del mecanismo trenzador



Fuente: Los Autores

Para el mecanismo trenzador se tiene una distancia entre centros (C) de 20cm, dadas por la geometría de las guías, un módulo (M) con un valor de 5 y la condición de que ambos engranajes deben ser de igual tamaño, con lo que el valor del número de dientes son iguales ($Z_2 = Z_3$) y se desea una relación de velocidades (m) de 0.5 con respecto a el engranaje de dientes Z_1 y el de dientes Z_2 , con el fin de conseguir velocidades menores a la entregadas por los motores y un mayor torque como lo especifica en la sección 5.2.7 ; de la ecuación número cinco (5) es posible determinar el número de dientes de los engranajes principales del mecanismo trenzador:

$$M = \frac{2 * C}{Z_3 + Z_2} ; Z_3 = Z_2$$

$$5 = \frac{2 * 200mm}{2 * Z}$$

$$Z_3 = Z_2 = \frac{2 * 200}{5 * 2}$$

$$\mathbf{Z_3 = Z_2 = 40 \text{ dientes}}$$

Se tiene un valor de 40 dientes para cada uno de los engranajes principales del mecanismo trenzador, el valor del número de dientes (Z_1) para el engranaje motriz o conductor se calcula con ecuación de la relación de velocidades:

$$m = \frac{\#dientes\ conductor}{\#dientes\ conducido}$$

$$0.5 = \frac{Z_1}{40\ dientes}$$

$$\mathbf{Z_1 = 20\ dientes}$$

El valor del diámetro primitivo para el engranaje Z_1 se puede obtener por la ecuación 1, y la distancia entre centros (C) por la ecuación 3:

$$d_1 = M * Z_1$$

$$d_1 = 5 * 20dientes$$

$$\mathbf{d_1 = 100mm}$$

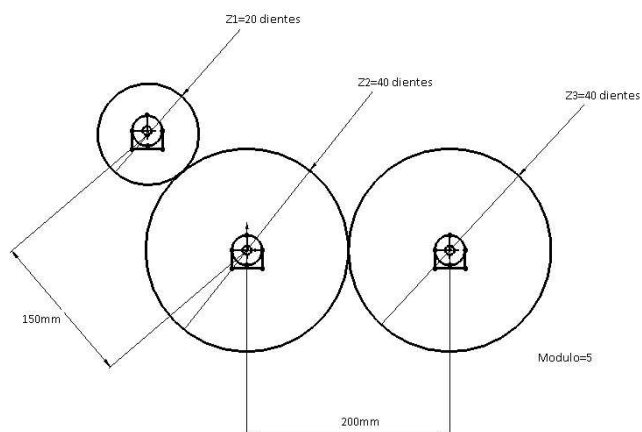
$$C = \frac{M}{2} * (Z_1 + Z_2)$$

$$C_{1-2} = \frac{5}{2} * (20 + 40)$$

$$\mathbf{C_{1-2} = 150mm}$$

De esta manera se tiene el dimensionamiento básico del tren de engranajes para el mecanismo trenzador de la siguiente manera:

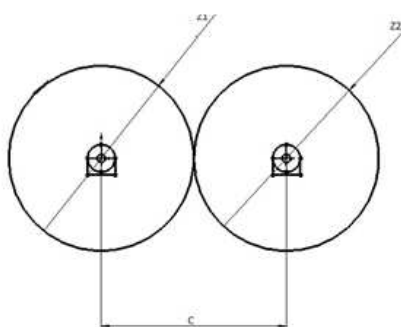
Figura 109. Esquema del tren de engranajes del mecanismo trenzador



Fuente: Los Autores

Para el mecanismo laminador tenemos un tren de tres engranaje, para facilidad en el análisis tomaremos solo un par de engranes para realizar los cálculos donde encontramos las siguientes características: engranajes de igual número de dientes para una misma velocidad de giro, lo que representa una relación de velocidades (m) de 1:1, el modulo (M) para la construcción de los dientes es de 2, y una distancia entre centros (C) de 32mm (ver plano 010404). De la ecuación número cinco (5) es posible determinar el número de dientes de los engranajes principales del mecanismo laminador:

Figura 110. Diseño conceptual del tren de engranajes del mecanismo laminador



Fuente: Los Autores

$$M = \frac{2 * C}{Z_1 + Z_2} ; Z_1 = Z_2$$

$$2 = \frac{2 * 32mm}{2 * Z}$$

$$Z_1 = Z_2 = \frac{2 * 32}{2 * 2}$$

$$Z_1 = Z_2 = 16 \text{ dientes}$$

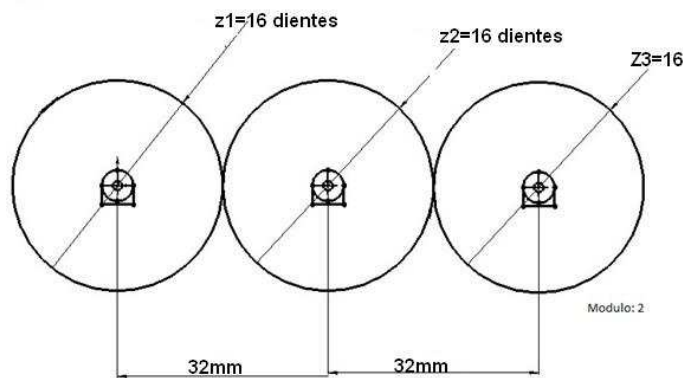
El valor del diámetro primitivo para el engranaje Z1 se puede obtener por la ecuación 1, y la distancia entre centros (C) por la ecuación 3:

$$d_1 = M * Z_1$$

$$d_1 = 2 * 16 \text{dientes}$$

$$d_1 = 32mm$$

Figura 111. Esquema del tren de engranajes del mecanismo trenzador



Fuente: Los Autores

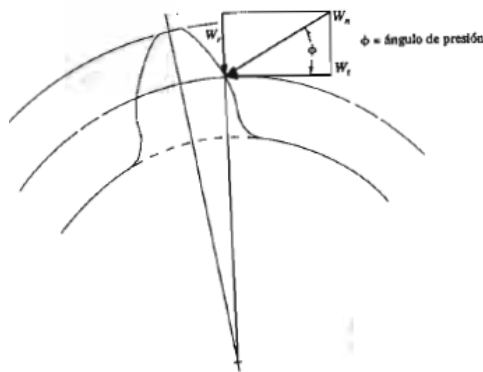
5.2.11 Material de los engranajes

Los engranajes se pueden fabricar con una diversidad de materiales, para obtener propiedades adecuadas durante la aplicación. Desde un punto de vista de diseño mecánico, la resistencia a las cargas y a la picadura son las propiedades más importantes. Los engranajes de los impulsores de máquinas herramientas, y de

muchos reductores de velocidad, de servicio medio y pesado, se fabrican normalmente con aceros al medio carbón. Para nuestro caso se tomó la decisión de fabricar los engranajes con un acero al carbón AISI 1040 teniendo en cuenta un criterio basado en la facilidad de fabricación del engranaje, a la vista de procesos de manufactura que impliquen, desde la preparación del modelo, a través de la conformación de los dientes, hasta el ensamble final del engranaje a la maquina trenzadora de randas. Otros aspectos como el peso, apariencia, resistencia a la corrosión, ruido y por supuesto el costo también fueron tomados en cuenta para tomar la decisión de usar el material AISI 1040.

5.2.12 Esfuerzos sobre los dientes del engranaje

Figura 112. Diagrama de fuerzas en el diente del engranaje



Fuente: Diseño de elementos de máquinas. MOTT, Robert.

La fuerza tangencial, W , produce un momento flexionante en el diente del engranaje parecido a la de una viga en voladizo. El esfuerzo flexionante que resulta es máximo en la base del diente, en el chaflán que une el perfil de involuta con el fondo del espacio entre diente. Al tomar en cuenta la geometría detallada del diente, se deduce la ecuación de Lewis del esfuerzo en la base del perfil de involuta, que sumada a la norma AGMA 2001-C95 aplica una serie de factores adicionales de modificación que como resultado dan un valor real del esfuerzo flexionante.

$$\sigma = \frac{W * P_d}{f * Y} k_o k_s k_m k_b k_v$$

Donde

Tabla 5. Parámetros del esfuerzo flexionante

W	Fuerza tangencial
P_d	Paso diametral del diente
f	Ancho de cara del diente
Y	Factor de la forma de lewis
k_o	Factor de sobrecarga para resistencia flexionante
k_s	Factor de tamaño para resistencia flexionante
k_m	Factor de distribución de carga para la resistencia flexionante
k_b	Factor de orilla
k_v	Factor dinámico para la resistencia flexionante

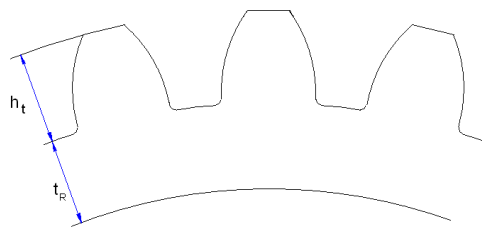
Fuente: Los Autores

Según la norma los valores de factores de corrección se toman de la siguiente manera:

- *Factor de sobrecarga para resistencia flexionante* k_o : se toma el valor de respectivo para una fuente de potencia uniforme, como lo es un motor eléctrico y maquina impulsada uniforme, de $k_o = 1$.

- Factor de tamaño para resistencia flexionante k_s : la norma especifica un valor de $k_s = 1$ para módulos superior a 5.
- Factor de distribución de carga para la resistencia flexionante k_m : como la distribución de la carga durante todo el momento es contante, el valor de es $k_m = 1$.
- Factor de orilla k_b : definido por la relación entre el espesor de la orilla t_r y la profundidad total del diente h_t . Esta establecida como $k_b = 1$ debido a que la profundidad del diente es lo suficientemente grande a la relación de 1.2.

Figura 113. Relación para el factor de orilla



Fuente: Los Autores

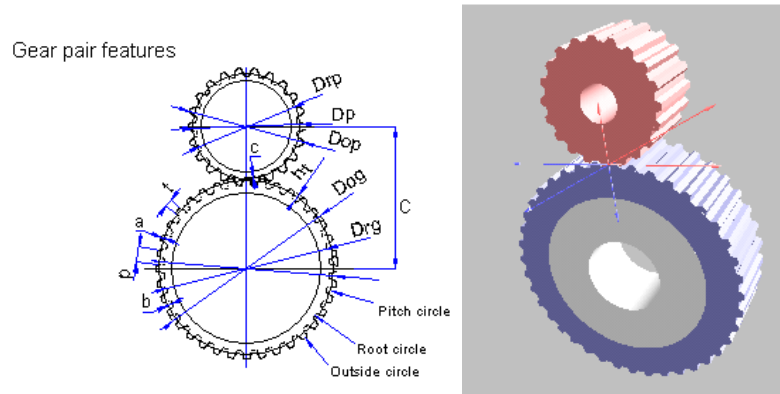
- Factor dinámico k_v : se considera que la carga resistida por un diente, con cierto grado de impacto, y que la carga real sobre el diente es mayor que la carga transmitida sola. Depende de la exactitud del perfil del diente, sus propiedades elásticas y la velocidad con la cual se ponen en contacto los dientes. Con un rango de selección de 5 a 11 le damos un valor de $k_v = 1.2$.

5.2.13 Diseño y análisis de los engranajes asistido por computadora

Debido a la complejidad y al sin número de cálculos que rodean la geometría de los engranajes, facilitamos la tarea usando el software Mdesign de TEDATA, el cual dispone de un módulo para el cálculo de las dimensiones de los engranajes, teniendo en cuenta datos de entrada como lo es la potencia de entrada y la velocidad deseada a la salida, el paso diametral y el número de dientes.

Para el cálculo del piñón motriz y los engranajes del mecanismo trenzador tenemos los siguientes datos de entrada al software:

Figura 114. Esquema del piñón motriz y los engranajes de los discos ranurados



Fuente: Los Autores.

Tabla 6. Datos entrada para el piñón motriz y los engranajes de los discos ranurados

Spur Gearing	
Pressure angle	20°
Diametral pitch	Pd = 5 teeth/in
Face width	F = 2.4 in
Transmitted power	P = 1 hp
Rotational speed of pinion	np = 173 rpm
Number of pinion teeth	Np = 20
Desired output speed	ng = 86.5 rpm
Design life	L = 20000 h
Number of load applications per revolution	q = 1
Rim thickness of pinion and gear	tr = 12 1 in
Gear application	Open gearing
Elastic coefficient	Cp = 2300
Overload factor	Ko = 1
Factor of safety	SF = 1
Hardness ratio factor	Ch = 1
Reliability Factor	Kr = 1

Fuente: Los Autores.

Figura 115. Resultados generales del piñón motriz y los engranajes de los discos ranurados

Results				
Actual output speed	ng	=	86.500	rpm
Actual number of gear teeth	Ng	=	40	
Gear ratio	mg	=	2.000	
Quality number	Qv	=	7.000	

Fuente: Los Autores

Figura 116. Resultados de los parámetros geométricos

<u>Geometry parameters</u>					
			<u>Pinion</u>	<u>Gear</u>	
Pitch diameter	D	=	4.000	8.000	in
Outside diameter	Do	=	4.400	8.400	in
Root diameters	Dr	=	3.500	7.500	in
Base circle diameter	Db	=	3.759	7.518	in
Addendum	a	=	0.200		in
Dedendum	b	=	0.250		in
Clearance	c	=	0.050		in
Circular pitch	p	=	0.628		in
Whole depth	ht	=	0.450		in
Working depth	hk	=	0.400		in
Tooth thickness	t	=	0.314		in
Center distance	C	=	6.000		in
Fillet radius in basic rack	rf	=	0.060		in
			<u>Pinion</u>	<u>Gear</u>	
Bending geometry factor	J	=	0.332	0.388	
Pitting geometry factor	I	=	0.095		

Fuente: Los Autores

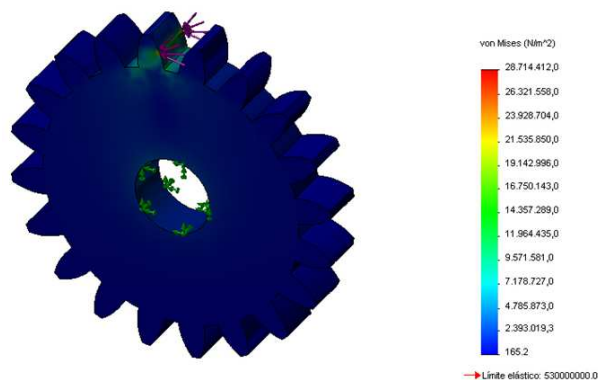
Figura 117. Resultado de fuerzas y factores de velocidad

<u>Force and speed factors</u>					
Pitch line speed	vt	=	181.165	ft/min	
Tangential force	Wt	=	182.081	lbf	
Normal force	Wn	=	193.766	lbf	
Radial force	Wr	=	66.272	lbf	
Size factor	Ks	=	1.000		
Load distribution factor	Km	=	1.339		
Dynamic factor	Kv	=	1.147		
			<u>Pinion</u>	<u>Gear</u>	
Rim thickness factor	Kb	=	1.000	1.000	
Number of load cycle	Nc	=	2.1e+008	1.0e+008	
Bending stress cycle factor	Yn	=	0.964	0.976	
Pitting stress cycle factor	Zn	=	0.933	0.948	
Expected bending stress	St	=	1756.659	1500.532	psi
Expected contact stress	Sc	=	40327.611	40327.611	psi
Allowable bending stress number	Sat	=	1821.958	1537.227	psi
Allowable contact stress number	Sac	=	43240.458	42556.568	psi

Fuente: Los Autores

- Analisis CAE del engranaje motriz
- Tension Von Mises

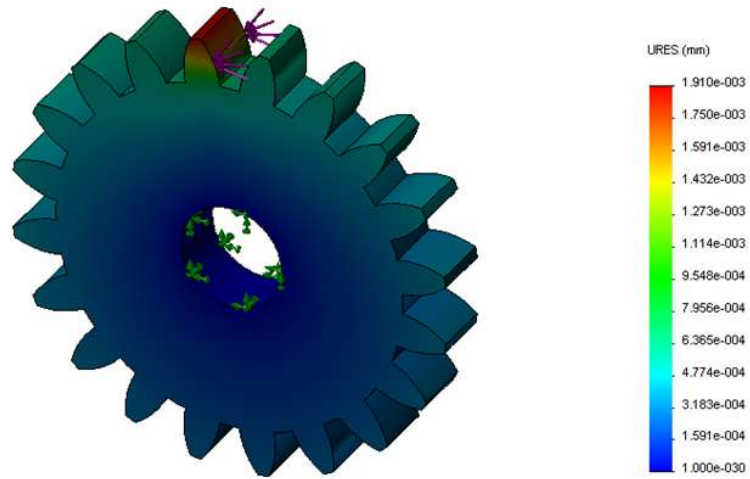
Figura 118. Tension de von mises del engranaje motriz



Fuente: Los Autores

- **Desplazamientos**

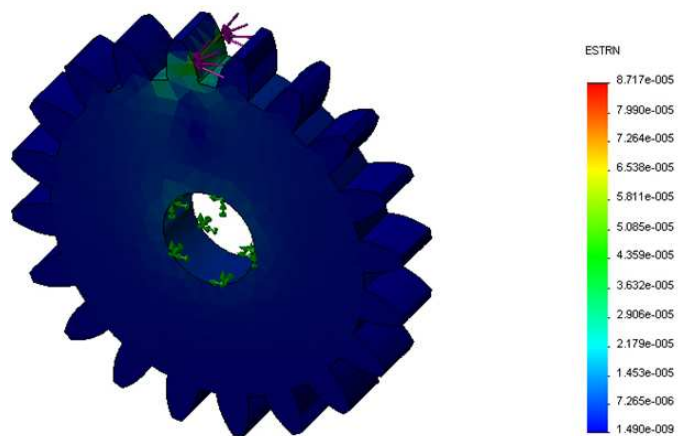
Figura 119. Desplazamientos del engranaje motriz



Fuente: Los Autores

- **Deformaciones Unitarias**

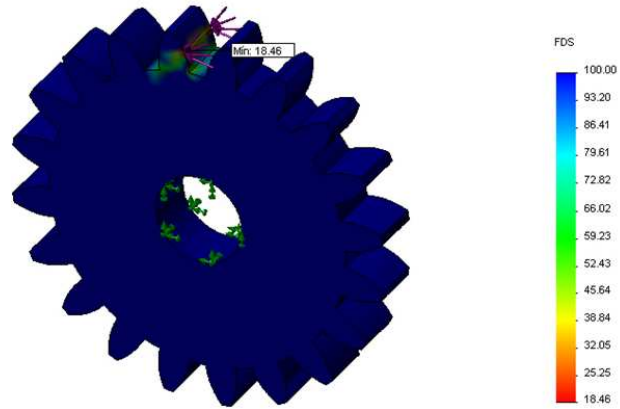
Figura 120. Deformaciones unitarias del engranaje motriz



Fuente: Los Autores

- **Factor de seguridad**

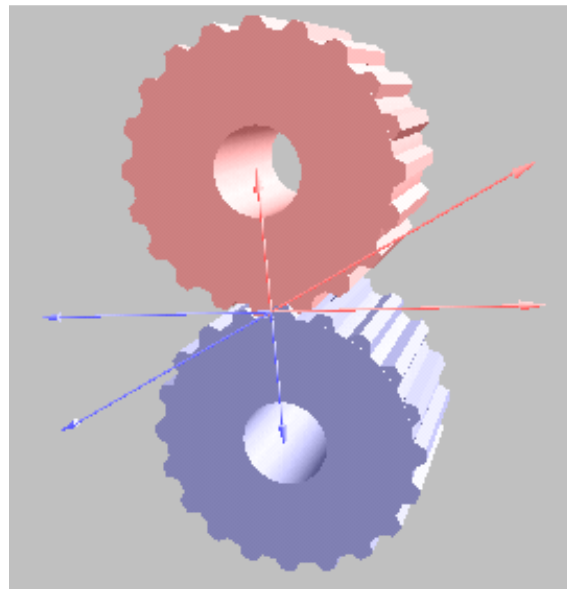
Figura 121. Factor de seguridad del engranaje motriz



Fuente: Los Autores


























Para el cálculo de los engranajes del mecanismo laminador tenemos los siguientes datos de entrada al software:

Figura 122. Esquema del piñón motriz y los engranajes de los discos ranurados



Fuente: Los Autores

Tabla 7. Datos entrada para los engranajes del mecanismo laminador

Spur Gearing			
Pressure angle	 	20°	
Diametral pitch	  	Pd =	12 teeth/in
Face width		F =	1 in
Transmitted power	 	P =	0.5 hp
Rotational speed of pinion		n_p =	173 rpm
Number of pinion teeth		N_p =	20
Desired output speed		n_g =	173 rpm
Design life		L =	20000 h
Number of load applications per revolution		q =	1
Rim thickness of pinion and gear	 	t_r =	12 1 in
Gear application		Open gearing 	
Elastic coefficient	 	C_p =	1750
Overload factor	 	K_o =	1
Factor of safety		SF =	1
Hardness ratio factor	 	C_h =	1
Reliability factor	 	K_r =	1

Fuente: Los Autores

Figura 123. Resultados generales de los engranajes del mecanismo laminador

Results			
Actual output speed	n_g	=	173.000 rpm
Actual number of gear teeth	N_g	=	20
Gear ratio	m_g	=	1.000
Quality number	Q_v	=	7.000

Fuente: Los Autores

Figura 124. Resultados de los parámetros geométricos

<u>Geometry parameters</u>					
			<u>Pinion</u>	<u>Gear</u>	
Pitch diameter	D	=	1.667	1.667	in
Outside diameter	Do	=	1.833	1.833	in
Root diameters	Dr	=	1.458	1.458	in
Base circle diameter	Db	=	1.566	1.566	in
Addendum	a	=	0.083		in
Dedendum	b	=	0.104		in
Clearance	c	=	0.021		in
Circular pitch	p	=	0.262		in
Whole depth	ht	=	0.188		in
Working depth	hk	=	0.167		in
Tooth thickness	t	=	0.131		in
Center distance	C	=	1.667		in
Fillet radius in basic rack	rf	=	0.025		in
			<u>Pinion</u>	<u>Gear</u>	
Bending geometry factor	J	=	0.321	0.321	
Pitting geometry factor	I	=	0.080		

Fuente: Los Autores

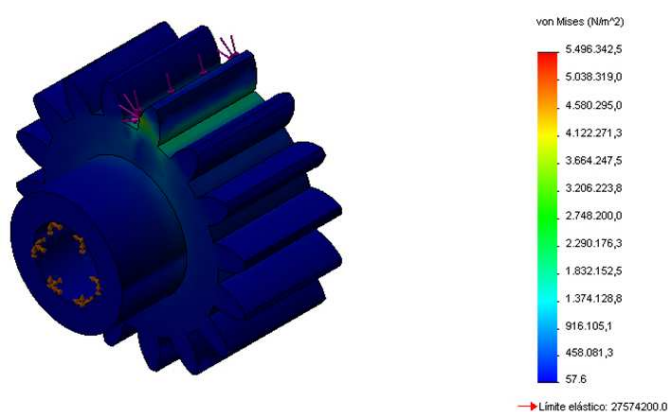
Figura 125. Resultado de fuerzas y factores de velocidad

<u>Force and speed factors</u>					
Pitch line speed	vt	=	75.485	ft/min	
Tangential force	Wt	=	218.497	lbf	
Normal force	Wn	=	232.520	lbf	
Radial force	Wr	=	79.526	lbf	
Size factor	Ks	=	1.000		
Load distribution factor	Km	=	1.299		
Dynamic factor	Kv	=	1.096		
			<u>Pinion</u>	<u>Gear</u>	
Rim thickness factor	Kb	=	1.000	1.000	
Number of load cycle	Nc	=	2.1e+008	2.1e+008	
Bending stress cycle factor	Yn	=	0.964	0.964	
Pitting stress cycle factor	Zn	=	0.933	0.933	
Expected bending stress	St	=	11621.434	11621.434	psi
Expected contact stress	Sc	=	84593.704	84593.704	psi
Allowable bending stress number	Sat	=	12053.433	12053.433	psi
Allowable contact stress number	Sac	=	90703.874	90703.874	psi

Fuente: Los Autores

- **Analisis CAE del engranaje del laminador**
- **Tension Von Mises**

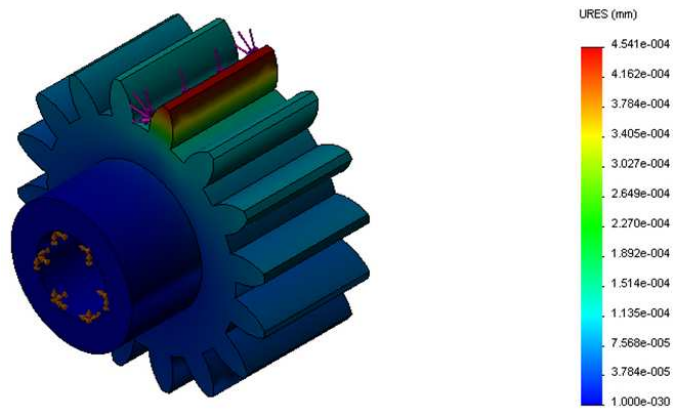
Figura 126. Tension de von mises del engranaje del laminador



Fuente: Los Autores

- **Desplazamientos**

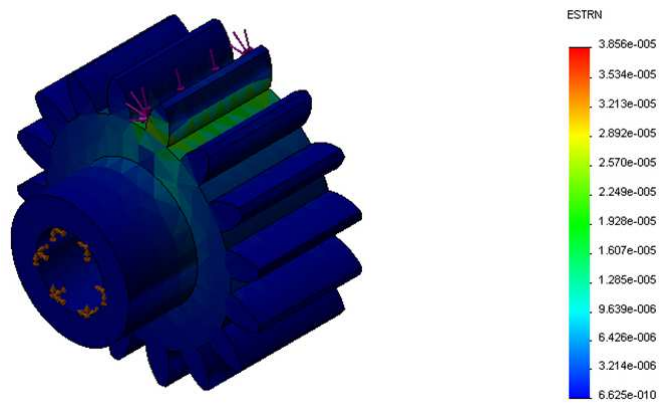
Figura 127. Desplazamientos del engranaje del laminador



Fuente: Los Autores

- **Deformaciones Unitarias**

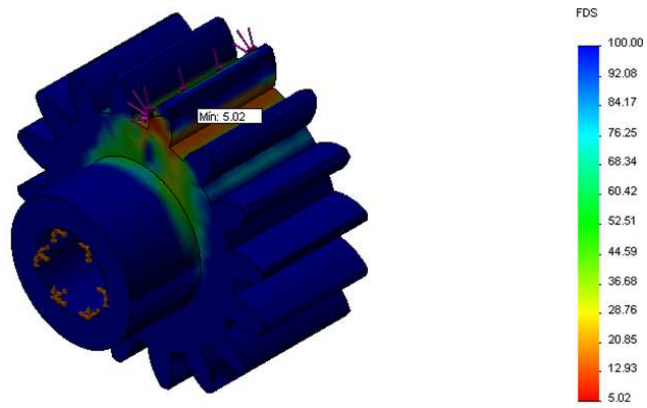
Figura 128. Deformaciones unitarias del engranaje del laminador



Fuente: Los Autores

- **Factor de seguridad**

Figura 129. Factor de seguridad del engranaje del laminador



Fuente: Los Autores

El resultado de la construcción de los engranajes es el siguiente:

Figura 130. Piñón mecanismo trenzador



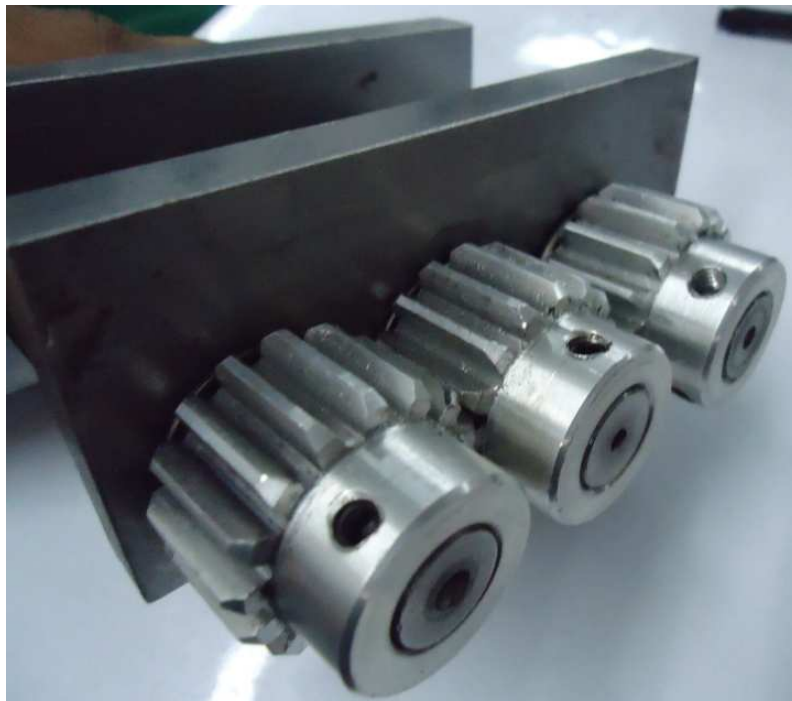
Fuente: Los Autores

Figura 131. Engranajes mecanismo trenzador



Fuente: Los Autores

Figura 132. Engranajes del mecanismo laminador



Fuente: Los Autores

5.3 GRUPO LAMINACION

El grupo de laminación tiene dos aspectos determinantes para el buen desempeño de la maquina trenzadora de randas.

Estos aspectos pueden dividirse en dos grupos importantes, dependiendo de la función que cumplan, podemos clasificarlas de la siguiente manera:

- Función de Tracción (rata de producción)
- Función Estética

A parte de estas dos funciones indispensables para la producción de trenza, hay otro aspecto no menos importante que es el **punto de convergencia** de los tres lazos que conforman la trenza, que es donde el mecanismo trenzador hace uso de su trayectoria para unificar las tres randas en un solo elemento trenzado.

De la ubicación de este punto de convergencia depende la correcta generación de una trenza uniforme. Por tal motivo esta altura a la que se ubica el **punto de convergencia** se halla de manera experimental, encontrando un equilibrio en la cantidad de vueltas de las torretas por unidad de randa trenzada.

5.3.1 Función de tracción (rata de producción)

El diseño del subgrupo laminador teniendo en cuenta esta función que se relaciona directamente con la tasa de producción o el valor esperado de metros por hora de randa trenzada, ya que la dimensión de rodillos y del tamaño de los engranajes (modulo y numero de dientes), teniendo en cuenta la velocidad a la salida del reductor.

Las tasas de producción de trenza varían dependiendo del calibre de la randa, las randas con un calibre mayor deberán tener una tasa de producción más baja, en cambio las randas de un calibre menor podrán trenzarse a una tasa mayor.

Por tal motivo, se hizo necesario plantear una solución a esta variedad de velocidades, ya que dependen directamente de los calibres.

En un principio se consideró la idea de fabricar un sistema laminador con dos juegos de poleas, pero esto solo permitiría dos velocidades de producción, como la empresa "MIGNONES & RANDAS" fabrica randas en diversos calibres (más de 10 calibres), lo más conveniente era pensar en una alternativa de variación de velocidad con un rango de velocidades más adecuado para el número de calibres.

Dadas estas condiciones, la mejor solución fue instalar un variador de frecuencia al motor AC que está acoplado al sistema laminador, y así obtendríamos una gran escala de velocidades. Solucionando la escala de velocidades, el diseño del tren de engranajes no queda tan limitado y da la oportunidad de hacer un diseño equilibrado.

Figura 133. Vista general del Laminador



Fuente: Los Autores

En la figura 133 se observa la distribución de los trenes de engranajes dispuestos en dos filas, un par de engranajes por cada rodillo, estos engranajes fabricados en aluminio 6061T, tienen los siguientes parámetros de construcción:

- Modulo (2)
- Numero de dientes(16)
- Ancho de cara(12)
- Cubo(12)

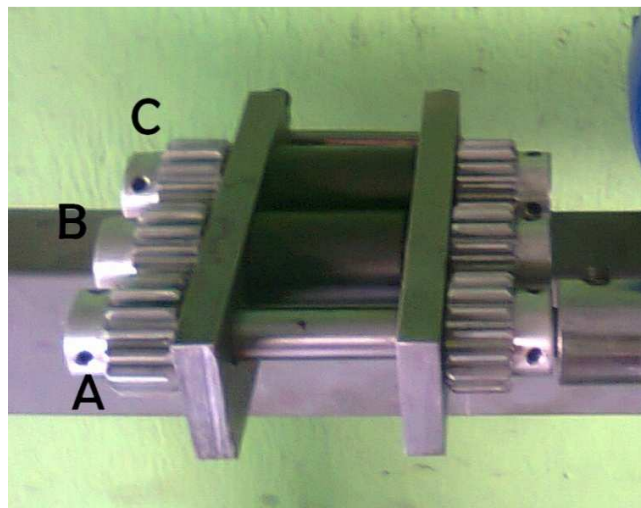
Los rodillos están fabricados en Duralon*(Duralon *Nylon PA*), las dimensiones de estos rodillos, están directamente relacionadas con la tracción de la trenza y no tanto con la velocidad (aunque si depende, pero con la gama de velocidades por el variador de frecuencia su diámetro no afecta esta velocidad de una manera considerable).

Por tal motivo el aspecto fundamental de estos rodillos para la correcta tracción, es la separación entre ellos, ya que de ella depende la compactación de la trenza y sobre todo la tracción.

Para esto, se dispuso de tres rodillos, dos de estos fijos y uno al que se le puede ajustar la distancia respecto al otro rodillo, de tal manera que sea el que haga la tracción y se ajuste para cada calibre de randa.

Esta separación de los rodillos entre A y B es 1.5mm y entre B y C es 1mm Mínima y 2mm máxima (Ver figura 134).

Figura 134. Nomenclatura De Rodillos



Fuente: Los Autores

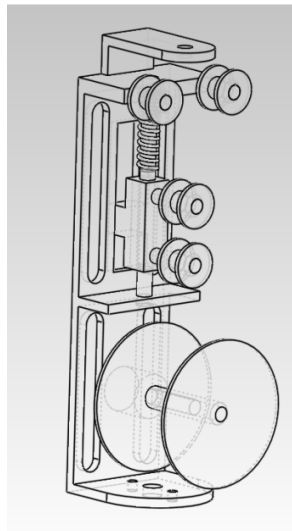
5.3.2 Función estética

Es fundamental que este producto terminado tenga una buena presentación, ya que va a usarse en calzado que por lo general es femenino.

De este aspecto depende el aspecto comercial en una gran proporción, porque el cliente seguramente escogerá o no una randa trenzada si esta tiene una buena presentación. Dado esto, es fundamental que cada randa individualmente y después de trenzada no sufra ningún cambio en su presentación, como rasgado o marcado debido a la presión. El material de estos rodillos (*Duralon Nylon PA*) es un material que debido a su acabado en el mecanizado, no produce ninguna marca, perforación o rasgadura en cada una de las trenzas. Indiscutiblemente la homogeneidad y la compactación de al randa trenzada es un factor determinante en la estética del producto terminado. Por tal motivo la distribución de estos rodillos, garantiza una presión constante, que hace compacta la trenza y por ende su presentación sea la mejor.

5.4 GRUPO DE TORRETAS

Figura 135. Vista general de la torreta



Fuente: Los Autores

Las torretas son el bastidor de todos los elementos que garantizan la alimentación de randa a la maquina trenzadora, estos elementos a su vez están diseñados para asegurar que la randa siempre este en una sola disposición antes de llegar a la junta o convergencia de las randas, (donde se elabora la trenza) porque una característica de las randas es que poseen dos caras, una cara de presentación, que es la que se exhibe y la otra que es la de costura que es la que queda del proceso de sellar las randas. Por tal motivo, se hace necesario dividir el diseño de las torretas en sub-grupos propios de ellas, como lo son:

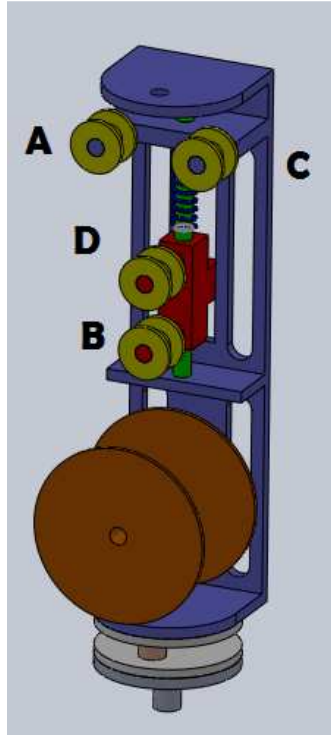
- El sub grupo de amortiguación, que es el que absorbe la sobre tensión en la randa, impidiendo que en algún momento esta se reviente
- El subgrupo de alimentación que es el del embobinado
- El subgrupo estructural
- El de salida.

5.4.1 Subgrupo de amortiguación

Comprende cuatro carretes, de los cuales dos son móviles en una corredera y dos son fijos al bastidor de la torreta (ver figura X, muestra carretes de la torreta).

Los dos carretes móviles fluctúan de manera vertical, gracias a un resorte que absorbe la sobre tensión, cuando esta sobre tensión deja de aparecer, el par de carretes vuelve a su posición natural, el otro par de carretes son fijos para garantizar una tensión mínima, que es necesaria para realizar un trenzado uniforme. (Ver figura 136)

Figura 136. Nomenclatura Carretes



Fuente: Los Autores

El resorte está en el eje de la corredera de manera concéntrica, esto garantiza que la fuerza de sobre tensión que actúa sobre la corredera (sobre los dos carretes móviles) sea totalmente absorbida por el resorte.

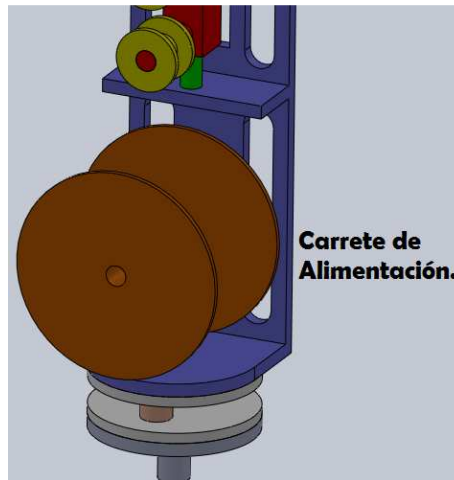
Respecto al enhebrado, la secuencia adecuada a la salida del carrete de alimentación para el buen desempeño de la máquina trenzadora de randa es: A, B, C y D. (ver figura 140).

Esta secuencia garantiza que ante cualquier eventual giro de la randa en algún momento, los carretes A, B, C y D actuarán como filtros; es decir, corregirán el giro de la randa no una ni dos veces, sino cuatro veces, dando tiempo al operario de corregir la postura de la randa de manera manual si es necesario.

5.4.2 Subgrupo de alimentación

Consta del embobinado de la randa en un carrete (carrete de alimentación) (ver figura 137).

Figura 137. Carrete de Alimentación



Fuente: Los Autores

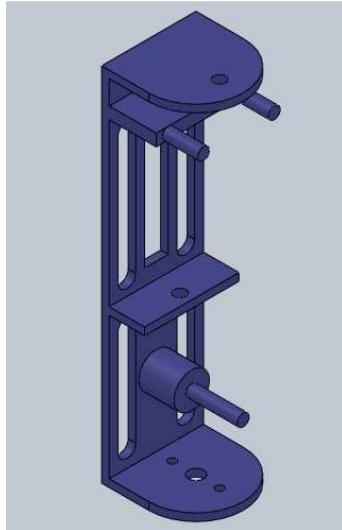
Este carrete de alimentación está soportado por un eje horizontal, que tiene un ajuste holgado entre el carrete y el eje, para que el carrete pueda girar, pero no tanto para que al momento de frenar la máquina la inercia del carrete de alimentación no haga que se desembobine así mismo.

La randa que sale del sistema de alimentación, pasa por el subgrupo de amortiguación, guiada por una secuencia de enhebrado en los carretes A, B, C y D (Ver figura 136).

5.4.3 Subgrupo estructural

Este subgrupo es el pilar de las torretas, porque la estructura o bastidor debe garantizar completa verticalidad de la torreta mientras esta sigue la trayectoria para trenzar, además de eso debe sostener los otros subgrupos (subgrupo de amortiguación, subgrupo de alimentación y subgrupo de salida) (Ver figura 138).

Figura 138. Bastidor



Fuente: Los Autores

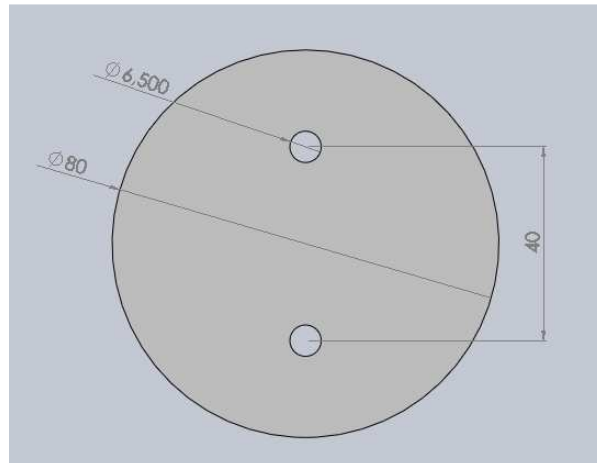
Naturalmente la primera opción es fabricar la base de la torreta con unas dimensiones suficientemente grandes para que esta conserve la verticalidad, ampliando así la distancia entre centros de los engranajes, pero es contraproducente, ya que si se tuviera una superficie de un área mayor en contacto con la placa que tiene la trayectoria, deberíamos fabricar unos engranajes de mayor tamaño para evitar la colisión inminente entre las torretas.

Tampoco es adecuado diseñar una base de torreta pequeña, porque esta disminuiría considerablemente la distancia entre centros de los engranajes, pero le daría inestabilidad a las torretas.

Por tal motivo, hay un punto de equilibrio entre el tamaño de la base de las torretas para que garantice una distancia entre centros apropiada (No sobredimensionar los engranajes), brinde una verticalidad en todo el proceso de fabricación de la trenza y sobre todo impedir la colisión entre las torretas, porque un impacto en esas condiciones destrozaría el subgrupo de torretas y muy

posiblemente el subgrupo de transmisión de potencia (los engranajes) (Ver Figura 139).

Figura 139. Dimensiones de la base de la torreta



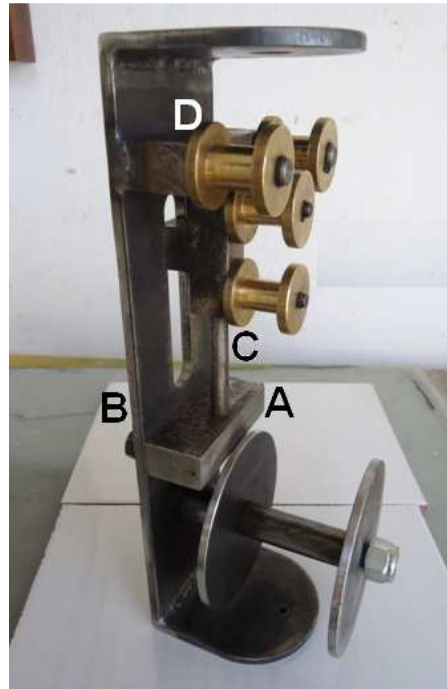
Fuente: Los Autores

5.4.4 Concepción de la estructura de la torreta.

la estructura de la torreta tiene su razón de ser, no solo por el hecho de distribuir de manera correcta cada uno de los demás subgrupos que la componen, como lo son el de subgrupo alimentación, subgrupo de amortiguación y el subgrupo de salida; sino también la garantía de efectuar el correcto montaje de cada componente en el ensamble de la torreta.

El soporte (A) del eje (C) (ver figura 140) no se encuentra unido de manera permanente a la estructura (B) por medio de soldadura, está sujeto a ella por medio de tornillos, para poder realizar el montaje del eje con su respectivo resorte y corredera.

Figura 140. Nomenclatura de la torreta



Fuente: Los Autores

En cambio la base de los carretes superiores (D), esta soldada a la estructura de la torreta (B).

Respecto a los carretes pequeños, estos tienen chavetas, que no permitan que los carretes salgan de los soportes, pero permite la libre rotación de los mismos.

El carrete de alimentación, reposa en eje de soporte, y está asegurado con una tuerca de seguridad, que permite la rotación de este carrete.

5.4.5 Fases de la estructura de la torreta.

Inicialmente la estructura de la torreta, estaba muy pesada, presentando inconvenientes a la hora de realizar las pruebas del mecanismo trenzador, cabe resaltar que pruebas preliminares se realizaron de manera manual, ya que los motores no estaban incorporados a la maquina. La solución fue aligerar la estructura de la torreta, realizando unas ranuras a lo largo de la estructura, estas

operaciones disminuyeron el peso de la torreta en 30% aproximadamente. (Ver figura 141)

Figura 141. Antes y después de la estructura de la torreta



Fuente: Los Autores

5.4.6 Subgrupo de salida

Lo comprende la boquilla que dispone a la randa para que siempre salga de la misma manera, hay que recordar que la randa tiene dos caras, y que la cara de la trenza debe estar compuesta por todas las caras de presentación de las randas

Esta boquilla está compuesta por un orificio en la placa superior de la torreta y un buje de teflón

Que garantiza el libre deslizamiento de la randa por la boquilla, evitando así que esta se rasgue, rompa o presente alguna irregularidad, afectando directamente la calidad de la trenza

5.4.7 Análisis de fuerzas

Primero se determina la carga crítica aplicada a la estructura, esta carga crítica está directamente relacionada con el resorte de amortiguación, ya que dependiendo de las propiedades de este resorte aumentara o disminuirá la tensión de la randa. Se determinó de manera experimental la constante del resorte k , mediante una carga de 2 kilogramos y midiendo su elongación, que fue de 1.5 cm.

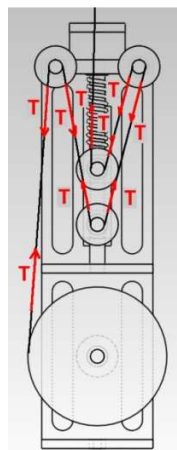
$$F = k * x$$

$$m * g = k * x$$

$$2 \text{ kg} * 9.8 \frac{\text{m}^2}{\text{s}} = k * 1.5 \text{ cm}$$

$$K \approx 13 \text{ New/cm}$$

Figura 142. Tensión en la randa



Fuente: Los Autores

Como se puede apreciar en la figura 142, la fuerza del resorte es equivalente a cuatro componentes verticales de la tensión con un ángulo β que varía de 65° a 85° , para facilitar el cálculo aproximaremos a un promedio, o sea 75° . Ver fig. 87

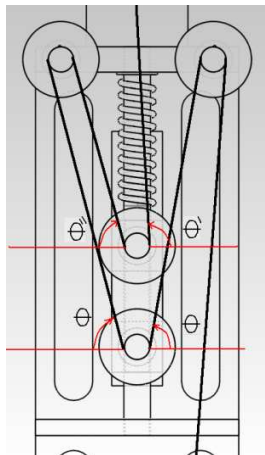
$$k * x = 4 * T * \text{sen}(75)$$

$$\frac{k * x}{4 * \text{sen}(75)} = T$$

$$5.05 \text{ New} = T$$

$$19.5 \text{ New} = F_{\text{resorte}}$$

Figura 143. Angulo de Tensión de la randa



Fuente: Los Autores

La fuerza que ejerce el carrete de alimentación embobinado es aproximadamente 4.9 newton.

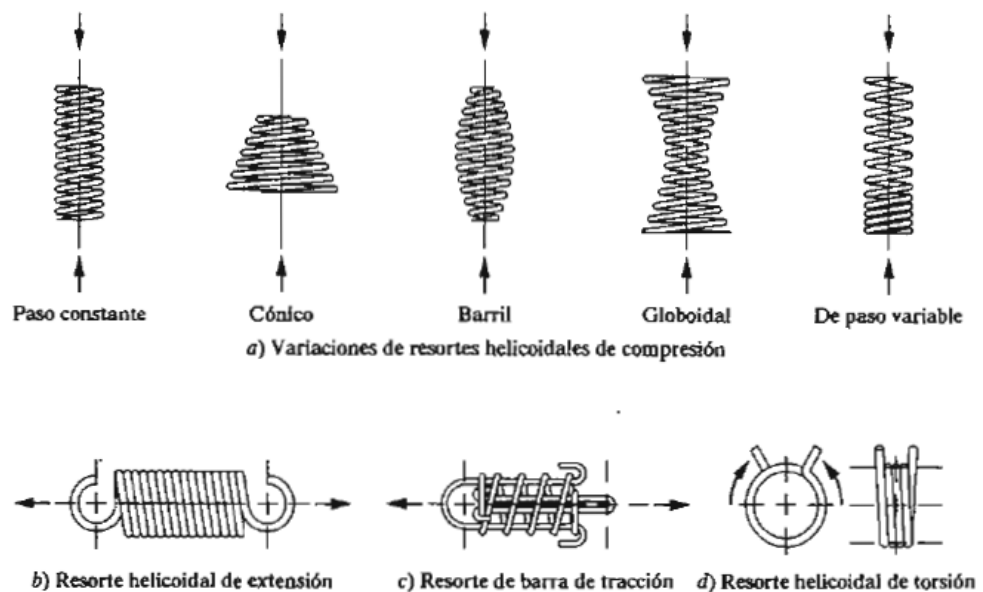
$$F = 0.5 \text{ kg} * 9.8 \text{ m/s}^2$$

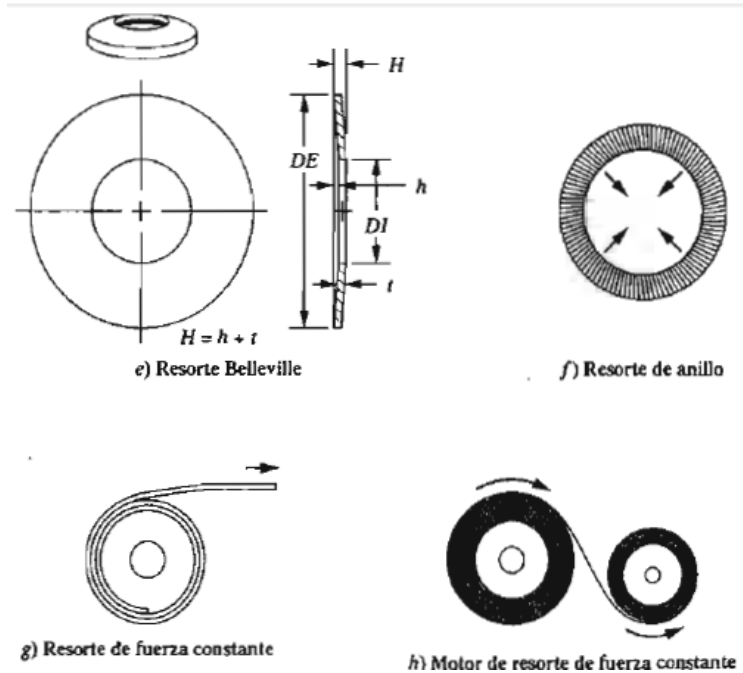
$$F = 4.9 \text{ New}$$

5.4.8 Diseño del Resorte

Un resorte es un elemento flexible que ejerce una fuerza o un par torsional y, al mismo tiempo, almacena energía. La fuerza puede ser lineal, de empuje o de tracción, o puede ser radial. De forma inherente, los resortes almacenan energía cuando se flexionan, y regresan la energía cuando se quita la fuerza que causó la deflexión. Los resortes pueden ser clasificados según la dirección y la naturaleza de la fuerza que ejercen cuando se deflexionan, siendo estos entonces resortes de empuje, tracción, radial o de torsión. Como se puede observar en la figura 144, hay distintas configuración de cargas y formas disponibles, para las torretas de la trenzadora de randas se elije el uso de un resorte de compresión, debido a la naturaleza de la carga a la cual trabaja.

Figura 144. Diversos tipos de resortes



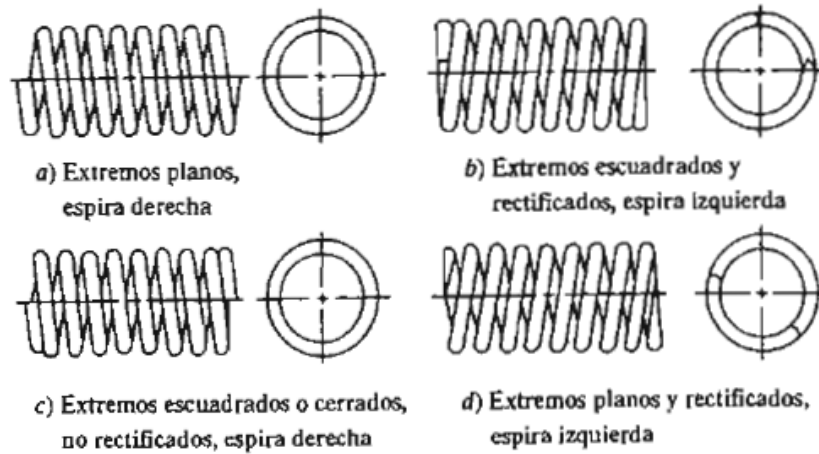


Fuente: Diseño de elementos de máquinas. MOTT, Robert.

- **Resorte helicoidal de compresión**

En la forma más común del resorte helicoidal de compresión, un alambre redondo se enrolla y forma un cilindro con paso constante entre las espiras adyacentes. Esta forma básica se completa con diversos estilos de extremos (ver figura 145); para los resortes de tamaño mediano a grande que se usan en maquinaria, el estilo con extremos es cuadrado y rectificadas proporcionan una superficie plana sobre la cual asentar el resorte. La espira final se aplasta contra la adyacente (cuadrada), y la superficie se rectifica hasta que al menos 270° de la espira están en contacto con la superficie del cojinete. Los resortes hechos con alambres más pequeño (menor que 0.020 in o 0.50 mm, aproximadamente) solo son cuadrados, sin rectificarlos.

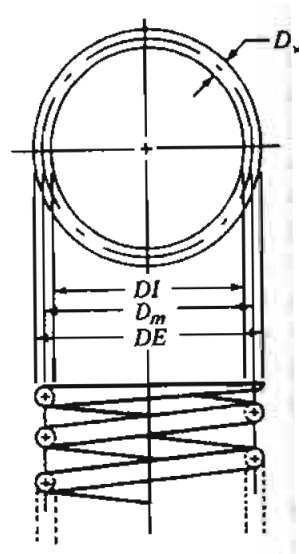
Figura 145. Estilo de extremos en los resortes helicoidales de compresión



Fuente: Diseño de elementos de máquinas. MOTT, Robert.

- **Diámetro del resorte**

Figura 146. Notación de los diámetros del resorte



Fuente: Diseño de elementos de máquinas. MOTT, Robert.

El diámetro externo (DE), el diámetro interno (DI) y el diámetro del alambre (D_w) son obvios, y se pueden medir con instrumentos estándar de medición. Para calcular el esfuerzo y la deflexión de un resorte, se usará el diámetro medio, D_m :

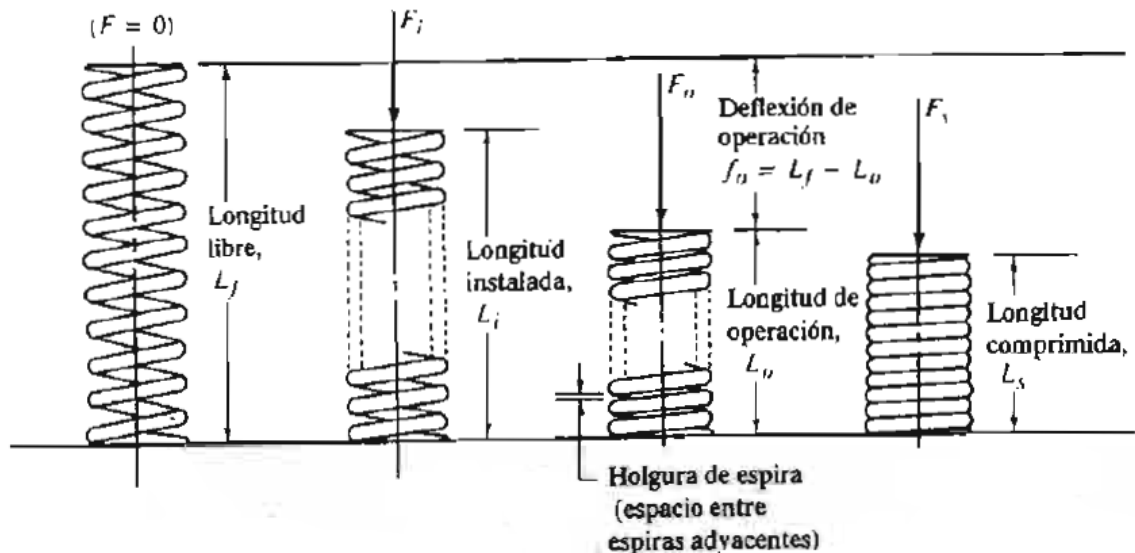
$$DE = D_m + D_w$$

$$DI = D_m - D_w$$

La especificación del diámetro necesario del alambre es uno de los resultados más importantes del diseño de resortes. En forma típica, se usan varias clases de materiales en los alambres para resorte, y el alambre se fabrica en piezas de diámetro estándar que abarcan un rango muy amplio.

- **Longitudes del resorte**

Figura 147. Notación de las longitudes y fuerzas en el resorte.



Fuente: Diseño de elementos de máquinas. MOTT, Robert.

Es importante comprender la relación entre la longitud del resorte y la fuerza que ejerce. La longitud libre L_f , es la longitud que tiene el resorte cuando no ejerce fuerza, como si estuviera solo descansando sobre una mesa. La longitud comprimida L_s , es la que tiene el resorte cuando se comprime hasta el punto en que todas sus espiras se tocan. Es obvio que representa la longitud mínima posible que puede tener el resorte. En general, el resorte no se comprime hasta su

longitud comprimida durante su funcionamiento. La longitud más corta del resorte durante su funcionamiento es la longitud de operación, L_o .

- **Fuerzas del resorte**

El símbolo F representa las fuerzas que ejerce un resorte, con diversos subíndices para especificar cual es la fuerza a considerar. Los subíndices son iguales a los que indican las longitudes. Entonces,

- F_s = Fuerza en longitud comprimida; la fuerza máxima a la que se puede someter al resorte.
- F_o = Fuerza en la longitud de operación, L_o ; es la fuerza máxima que siente el resorte en su operación normal.
- F_i = Fuerza a la longitud instalada, L_f . Para un resorte alternativo, la fuerza varía entre F_o y F_i .
- F_f = Fuerza en la longitud libre, L_f ; esta fuerza es igual a cero.

- **Constante del resorte**

La relación entre la fuerza que ejerce un resorte y su deformación es su constante de resorte o constante de elasticidad, k . Cualquier cambio en la fuerza, dividido entre el cambio correspondiente en la deflexión, se puede usar para calcular la constante del resorte:

$$K = \Delta F / \Delta L$$

$$K = \frac{F_o}{L_f - L_o}$$

- **Índice del resorte**

La relación del diámetro medio del resorte, entre el diámetro del alambre, se llama *índice del resorte*, C :

$$C = D_m / D_w > 5$$

Se recomienda que C sea mayor que 5.0 y los resortes comunes en maquinaria tienen valores de C que van entre 5 y 12.

- **Numero de espiras del resorte**

N representa el número total de espiras de un resorte. Pero en cálculos de esfuerzos y deflexiones de un resorte, algunas de las espiras son inactivas, por lo que no se consideran. En resortes con extremos cuadrados y rectificadas, cada extremo de espira es inactiva. Para extremos planos, todas las espiras son activas.

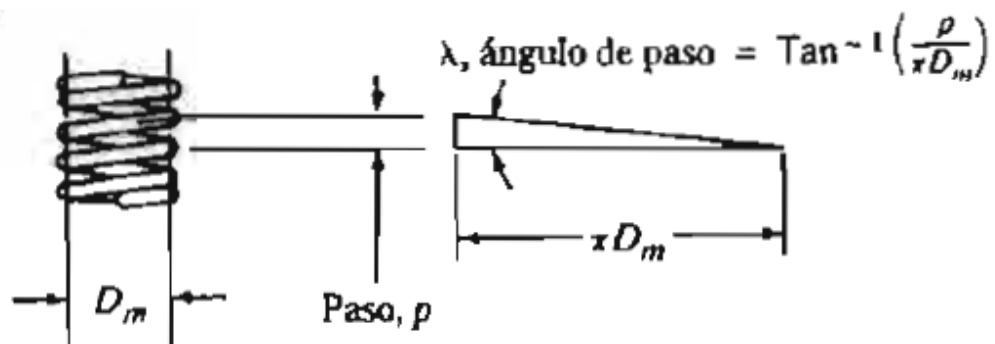
- **Paso del resorte**

El *paso*, p , indica la distancia axial de un punto en una espira al punto correspondiente en la siguiente espira. Las relaciones entre paso, longitud libre, diámetro de alambre y número de espiras activas son las siguientes:

- Extremos escuadrados y rectificadas: $L_f = pN_a + 2D_w$
- Extremos solamente escuadrados: $L_f = pN_a + 3D_w$
- Extremos planos y rectificadas: $L_f = p(N_a + 1)$
- Extremos planos: $L_f = pN_a + D_w$

- **Ángulo de paso del resorte**

Figura 148. Nomenclatura del ángulo de paso del resorte



Fuente: Diseño de elementos de máquinas. MOTT, Robert.

El ángulo de paso, λ , muestra que mientras mayor es el ángulo de paso, las espiras parecen estar más inclinadas. La mayor parte de los diseños prácticos de resorte tienen un ángulo de paso menor de 12° . Si el ángulo es mayor que 12° , se desarrollan en el alambre esfuerzos de compresión indeseables. El ángulo de paso se calcula con la fórmula:

$$\lambda = \tan^{-1} \left[\frac{p}{\pi D_m} \right]$$

- **Holgura de espira del resorte**

El término holgura de espira se refiere al espacio que existe entre espiras adyacentes, cuando el resorte se comprime hasta su longitud de operación, L_o . La holgura real de espira, cc , puede ser estimada con:

$$cc = \frac{(L_o - L_s)}{N_a} > \frac{D_w}{10}$$

Un lineamiento determina que la holgura de espira sea mayor que $D_w/10$, en especial en resortes con carga cilíndrica. Otra recomendación se relaciona con la deflexión total del resorte:

$$(L_o - L_s) > 0.15(L_f - L_s)$$

- **Esfuerzos y deflexiones en resortes helicoidales de compresión**

Al comprimir un resorte de compresión mediante una carga axial, el alambre se tuerce. Por consiguiente, el esfuerzo desarrollado en el alambre es un esfuerzo cortante por torsión, y se puede calcular con la siguiente ecuación:

$$\tau = \frac{8KFC}{\pi D_w^2}$$

El factor Wahl, K , es el término con el cual se tiene en cuenta la curvatura del alambre y el esfuerzo cortante directo. Desde el punto de vista analítico, K se relaciona con C :

$$K = \frac{4C - 1}{4C - 4} + \frac{0.615}{C}$$

- **Deflexión del resorte**

Debido a que la forma principal de aplicar la carga al alambre de un resorte helicoidal de compresión es por torsión, la deflexión es calculada a partir de la fórmula del ángulo de torsión:

$$\theta = \frac{TL}{GJ}$$

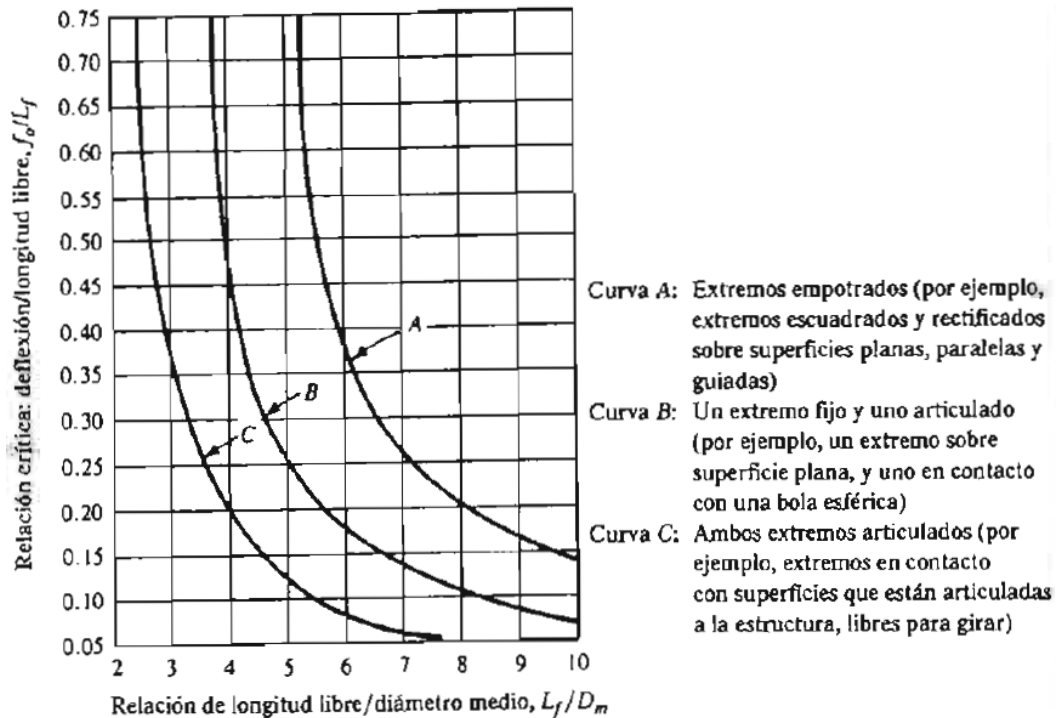
Donde θ = ángulo de torsión en radianes, T= par torsional aplicado, L= longitud del alambre, G= modulo de elasticidad del material en cortante, J= momento polar de inercia del alambre. Por conveniencia, se usara una forma distinta de la ecuación, para calcular la deflexión lineal resorte, f , a partir de las variables típicas de diseño del resorte. La ecuación que resulta es:

$$f = \frac{8FC^3N_a}{GD_w}$$

- **Pandeo del resorte**

La tendencia de un resorte a pandearse aumenta a medida que el cilindro se vuelve más alto y esbelto, casi como para una columna. Con base a la figura 149, que muestra graficas de la relación critica de deflexión a la longitud libre, en función de la relación de longitud libre a diámetro medio del resorte.

Figura 149. Curva de pandeo en resortes



Fuente: Diseño de elementos de máquinas. MOTT, Robert.

- **Análisis del resorte**

Para el resorte usado en la torreta de la trenzadora de randas, se realizó una búsqueda en el mercado de cuales podían cumplir con las características de trabajo encontrados en la torreta, con lo que se cuenta con un resorte con las siguientes características. Por consiguiente, una vez conocida la teoría que gira en torno al resorte, se procede a analizar las características geométricas y de funcionamiento para poder así establecer si cumple con las condiciones de trabajo al cual estará sometido.

Tabla 8. Calculo del resorte

Datos iniciales	
Fuerza máxima de operación	F= 20N
Fuerza instalada	Fi= 0
Longitud libre	L=35 mm
Longitud instalada	L= 35 mm
Diámetro externo	DE=13.4mm
Diámetro del alambre	$D_w=1.67\text{mm}$
Número total de espiras	7
Material del alambre	AISI 1066/ASTM 227
Módulo de elasticidad del alambre, en cortante	G=11.5E6 Psi
Extremos solamente escuadrados	
Valores calculados	
Diámetro medio	11.75mm
Diámetro interno	10.1mm
Índice del resorte	7.12
Factor de Wahl	1.2
Esfuerzo con la carga de operación	123930 psi
Deflexión con la carga de operación	17.3mm
Longitud de operación	17.7mm
Longitud comprimida	11.55mm
Constante del resorte	11.3 N/cm
Pandeo	No existe
Holgura de espiras mínima	0.1651mm
Holgura de espiras	0.8mm

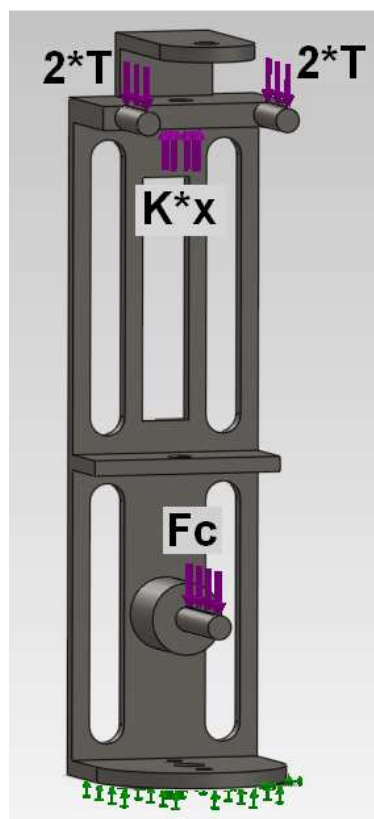
Fuente: Los Autores

Con los resultados obtenidos en la tabla 8, se pueden observar que el resorte previamente seleccionado cumple con la necesidad de cargar y condiciones de trabajo requeridos, por lo que es posible su uso en las torretas de la trenzadora de randas.

5.4.9 Análisis CAE

Las fuerzas aplicadas en la estructura de la torreta son las siguientes:

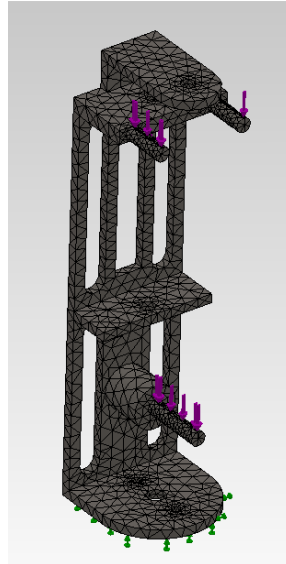
Figura 150. DCL Torreta



Fuente: Los Autores

- **Mallado**

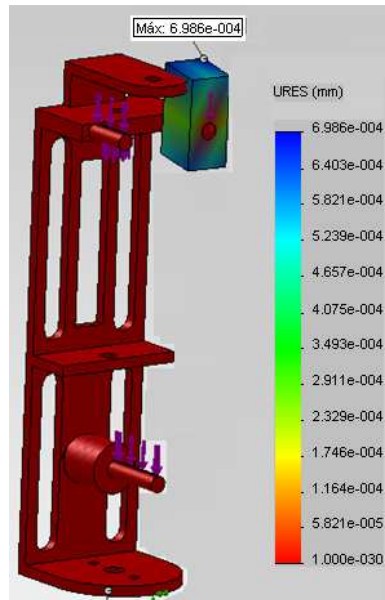
Figura 151. Mallado torreta



Fuente: Los Autores

- **Desplazamiento por Pandeo**

Figura 152. Desplazamiento por Pandeo



Fuente: Los Autores

- **Observaciones del análisis CAR de la estructura de la torreta.**

Debido a que la geometría de la torreta es bastante irregular, el estudio estático efectuado por SolidWorks 2011, no se puede ejecutar a cabalidad, presentando una discontinuidad entre los elementos constituyentes, de manera que el estudio de pandeo, cumple con las expectativas, dando resultados de deformación, claro esta reduciendo la estructura de la torreta a una columna.

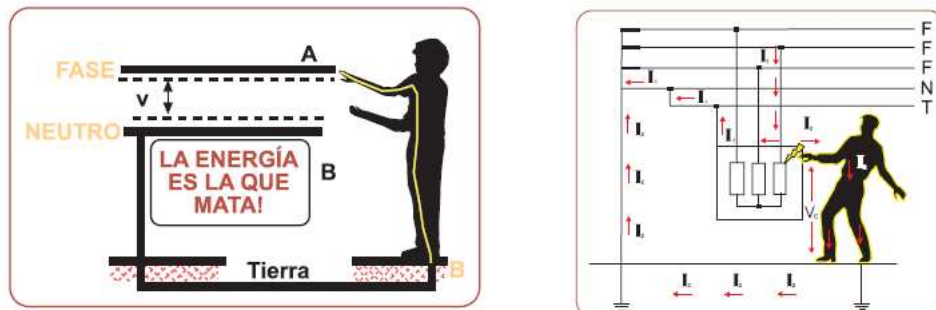
5.5 GRUPO DE SISTEMA ELÉCTRICO Y CONTROL

Debido a la presencia de elemento cuyo funcionamiento se basa en la electricidad, es necesario realizar un capítulo enfocado a como se realizaron estas instalaciones. En Colombia existe una regulación de todas las instalaciones eléctricas por el reglamento técnico de instalaciones eléctricas – RETIE, basados en los parámetros establecidos en esta norma para realizar la instalación garantizando la seguridad de las personas, previniendo, minimizando o eliminando riesgos de origen eléctrico.

La norma RETIE se aplica a toda instalación eléctrica nueva, ampliación y remodelación de la misma que se realice en los procesos de generación, transmisión, transformación, distribución y utilización de la energía eléctrica, así como a algunos productos de mayor utilización en las instalaciones eléctricas.

Debido a que nuestro sistema corresponde a una instalación eléctrica nueva, es necesario tener en cuenta algunos requisitos para el cumplimiento de la norma. El principal la protección de la vida y los bienes materiales.

Figura 153. Riesgo de electrocución.



Fuente: Reglamento técnico de instalaciones eléctricas – RETIE

Como podemos ver en la figura 153, la cercanía las líneas, y el contacto físico con el suelo puede hacer cerrar el circuito y permitir el paso de corriente por el cuerpo, es por eso que se hace necesario evitar deficiencias en la instalación o el incumplimiento de las reglas de seguridad lo que conlleva a la electrocución, quemaduras, pérdida de algún miembro, paro cardíaco o la muerte.

El cuerpo humano solo puede soportar pequeñísimas cantidades de energía eléctrica sin causarle daño. Las mujeres y los niños son más sensibles al paso de corriente, por esto se deben incrementar las medidas de protección y prevención.

Figura 154. Reacciones del cuerpo a la electricidad

Energía específica ($J^2 \times 10^{-9}$)	Percepciones y reacciones fisiológicas del cuerpo humano.
4 a 8	Sensaciones leves en dedos y tendones de los pies
10 a 30	Rigidez muscular suave, en dedos muñecas y codos
15 a 45	Rigidez muscular en dedos, muñecas codos y hombros. Sensaciones en las piernas.
40 a 80	Rigidez muscular y dolor en brazos y piernas
70 a 120	Rigidez muscular, dolor y ardor en brazos, hombros y piernas.

Efectos fisiológicos del cuerpo humano a la energía eléctrica.

Corriente de disparo	6 mA	10 mA	20 mA	30 mA
Hombres	100	98,5	7,5	0
Mujeres	99,5	60	0	0
Niños	92,5	7,5	0	0

Porcentajes de personas que se pueden salvar si la corriente que circula por el cuerpo no supera estos valores.

Fuente: Reglamento técnico de instalaciones eléctricas – RETIE

5.5.1 Riesgos eléctricos

La utilización y dependencia de la electricidad, ha generado accidentes por el contacto con elementos energizados, incendios o explosiones. En la medida que las instalaciones aumentan, también se incrementan los accidentes; para evitarlos se deben conocer los principales riesgos asociados a la electricidad, sus causas y su forma de controlarlos. Dentro de los principales riesgos a evitar se tiene:

- Arco eléctrico
- Contacto directo con partes energizadas
- Contacto indirecto con partes energizadas
- Sobrecargas
- Cortocircuito
- Sobretensión de paso o contacto
- Requisitos técnicos esenciales

Como la norma establece que no se puede permitir que la instalación eléctrica la manipule cualquier persona; es necesario evitar hacer o reparar por parte nuestra las instalaciones eléctricas debido a que no estamos calificados para eso. Una deficiencia en las instalaciones eléctricas puede causar accidentes y hasta cobrar vidas. Las personas calificadas por la ley para hacer instalaciones eléctricas únicamente son:

- Los ingenieros electricistas, eléctricos, electromecánicos, de redes y electrificación.
- Los tecnólogos electricistas, eléctricos, electromecánicos, o de redes y electrificación.
- Los técnicos electricistas.

Todos deben contar con matricula profesional que le autorice ejercer este tipo de actividades. Por lo que nosotros como autores nos vemos excluidos de este tipo de trabajo, ya que no contamos con la formación técnica que nos capacite, se hace necesario realizar la instalación eléctrica por medio de un tercero que cumpla con los requisitos técnicos.

5.5.2 Señales de seguridad

Las señales de seguridad que encuentre en las instalaciones eléctricas, son para respetarlas. Su objetivo es transmitir mensajes; los colores de las señales también tienen significados especiales:

Figura 155. Señales de seguridad



Fuente: Reglamento técnico de instalaciones eléctricas – RETIE

5.5.3 Código de colores

Los conductores aislados y conductores desnudos, tales como barrajes instalados en interiores, deben ser marcados con los colores de la tabla 9. Si no es posible que el aislamiento del conductor tenga ese color, se deben marcar en las partes visibles con pintura, cinta o rotulo que le permita su identificación.

Tabla 9. Código de colores

SISTEMA	MONOFÁSICO	MONOFÁSICO	TRIFÁSICO EN U	TRIFÁSICO EN D	TRIFÁSICO EN D-	TRIFÁSICO EN U	TRIFÁSICO EN D
TENSIONES NOMINALES	120 V	240/120V	208/120V	240V	240/208 /120V	480, 460 ó 440V	480, 460 ó 440V
CONDUCTORES ACTIVOS	1 fase 2 hilos	2 fases 3 hilos	3 fases 4 hilos	3 fases 3 hilos	3 fases 4 hilos	3 fases 4 hilos	3 fases 3 hilos
FASES	Negro	Negro Rojo	Amarillo Azul Rojo	Negro Azul Rojo	Negro Naranja Azul	Negro Naranja Café	Negro Naranja Café
NEUTRO	Blanco	Blanco	Blanco	No Aplica	Blanco	Gris	No Aplica
TIERRA DE PROTECCIÓN	Desnudo o verde	Desnudo o verde	Desnudo o verde	Desnudo o verde	Desnudo o verde	Desnudo o verde	Desnudo o verde
TIERRA AISLADA	Verde o verde amarillo	Verde o verde amarillo	Verde o verde amarillo	No aplica	Verde o verde amarillo	No aplica	No aplica

Fuente: Reglamento técnico de instalaciones eléctricas – RETIE

Con esta información es posible la realización de nuestro sistema eléctrico, el cual está compuesto por los siguientes elementos:

- 1 motor de 1 HP trifásico 4 polos
- 1 motor de ½ HP trifásico 4 polos
- 1 variador de frecuencia para 1 HP
- 1 variador de frecuencia para ½ HP
- 1 taco de sobre carga
- 1 regleta de conexión
- 1 botón de parada de emergencia
- 1 botón de activación manual o automática
- 1 botón de encendido/apagado
- 1 luz indicadora

En las siguientes imágenes se evidencia el montaje y las instalaciones:

Figura 156. Vista frontal del tablero de control. Componentes



Fuente: Los Autores

Figura 157. Vista del montaje de los elementos



Fuente: Los Autores

Figura 158. Vista interna de los la caja. Componentes



1. Variador de 1/2 HP.
2. Variador de 1 HP.
3. Regleta de conexión.
4. Taco de sobrecarga.
5. Señal de seguridad

Fuente: Los Autores

Figura 159. Instalación interna



Fuente: Los Autores

Figura 160. Instalación externa



Fuente: Los Autores

5.6 GRUPO ESTRUCTURA

Este subgrupo está compuesto por todo lo relacionado con el bastidor de la máquina, entre los cuales tenemos la estructura, los paneles y gabinetes.

La estructura está diseñada con el fin de tener suficiente espacio para acomodar todas las partes que conformaran la máquina, en donde se realizara el montaje de todos los subgrupos que integran la maquina trenzadora de randas. Se tendrán en cuenta para su diseño geométrico la facilidad para el ensamblaje de las piezas y el acceso al mantenimiento, además de aspectos de diseño técnicos que garanticen la resistencia, rigidez, resistencia a la corrosión, costo de fabricación y peso.

5.6.1 Selección del material

Para construir la estructura se toma la decisión de usar tubo rectangular liviano, de los cuales se obtiene inicialmente bajo costo del material y poco peso (2.08kg/m a 5.26kg/m):

Tabla 10. Catalogo Exco tubo rectangular.

Epesor de pared (mm)	1.90	1.50	1.20	1,1	0.90	0.85	0.75	0.70
Calibre	14	16	18	18L	20	20L	22	22L
CUADRADOS								
3/4 C	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
1" C	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
30x30 mm	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
45x45 mm	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
1 1/2 C	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
2" C	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
RECTANGULARES								
20x40 mm	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
30x40 mm	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
40x60 mm	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
1x2	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓
3x1 1/2	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓	✓

NORMAS TÉCNICAS

Normas Técnicas Materia Prima	
Cold Rolled	JIS 3141 o ASTM A 1008
Hot Rolled	JIS G 3131 o ASTM A 569 o equivalente
Aluminizada	ASTM A 463 DQ TI 40 Edic. 1994
Inoxidable	JIS G 4312 - SUH 409 L

Norma Técnica Producto ASTM A 513 - NTC 2842
--

Fuente: www.exco.com.co/archivos/referencias.pdf

La presentación comercial viene en varales de 6 metros, se calcula la utilización 2 varales (12mts) para la construcción total de la estructura. Las características del material ASTM A 513 grado C para las pruebas de resistencia son las siguientes:

Tabla 11. Propiedades mecánicas acero estructural ASTM A-513/A-500

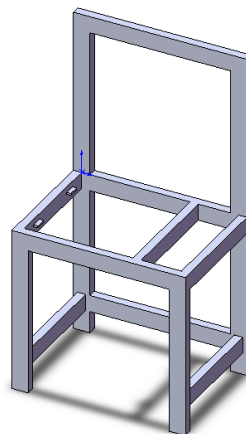
:: Composición Química (Más. %):			
NORMA TECNICA	C	P	S
ASTM A-500	0.26	0.04	0.05 max
ASTM A-513	0.26	0.04	0.05 max

:: Propiedades Mecánicas:			
σ_{UTS} : 310 Mpa Yield: 270 Mpa Elongacion: 25%			
NORMA TECNICA	F	R	A
	Kg/mm ²	Kg/mm ²	%
ASTM A-500	27 min	32	25 min
ASTM A-513	25.3 min	37	18 min

Fuente: www.tubisa.com.pe/catalogo.html

5.6.2 Diseño CAD de la estructura

Figura 161. Diseño CAD estructura

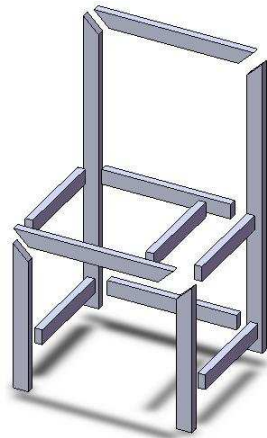


Fuente: Los Autores.

Para su fabricación deberá realizarse cortes en los varales de tubo rectangular de 3'x1 ½', para facilitar su unión mediante soldadura eléctrica a tope algunos cortes

se realizan a 45° con el fin de distribuir los esfuerzos que se desarrollarán en la unión obteniendo así un cordón de soldadura más largo. La soldadura del tipo arco eléctrico usa electro el cual aporta el material de unión, se usa un electrodo E70 que tiene una resistencia mínima de tensión de 70Ksi (483Mpa).

Figura 162. Cortes de material para unión por soldadura.



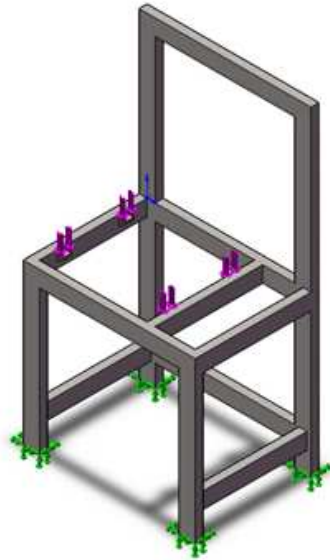
Fuente: Los Autores.

5.6.3 Análisis CAE

La intención de este estudio es obtener información del comportamiento de la geometría de la estructura una vez está sometida a los esfuerzos y las cargas de trabajo, buscando evitar posibles concentradora de esfuerzo y encontrar un factor de seguridad que garantice que el dimensionamiento de las piezas cumple con la resistencia necesaria. Debido a la complejidad geométrica del cuerpo de la estructura se propone realizar un estudio asistido por computadora, la herramienta a usar es un complemento de SolidWorks: COSMOSXpressStudy. Los cálculos son realizados bajo el criterio de diagrama de Söderberg, bajo la suposición de que el material se comporta de manera isotrópico estático línea y que la carga se distribuye lentamente evitando efectos dinámicos. La configuración del estudio es la siguiente:

- **DCL**

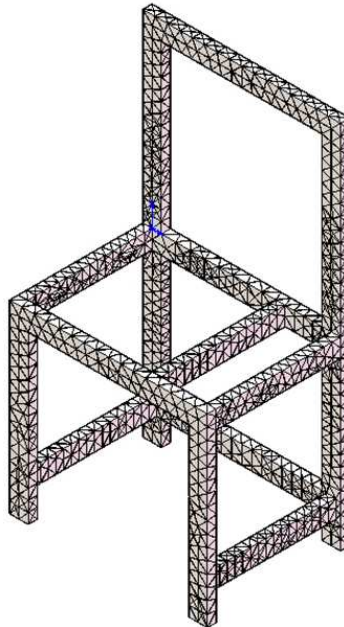
Figura 163. Diagrama de cuerpo libre de la estructura



Fuente: Los Autores

- **Mallado**

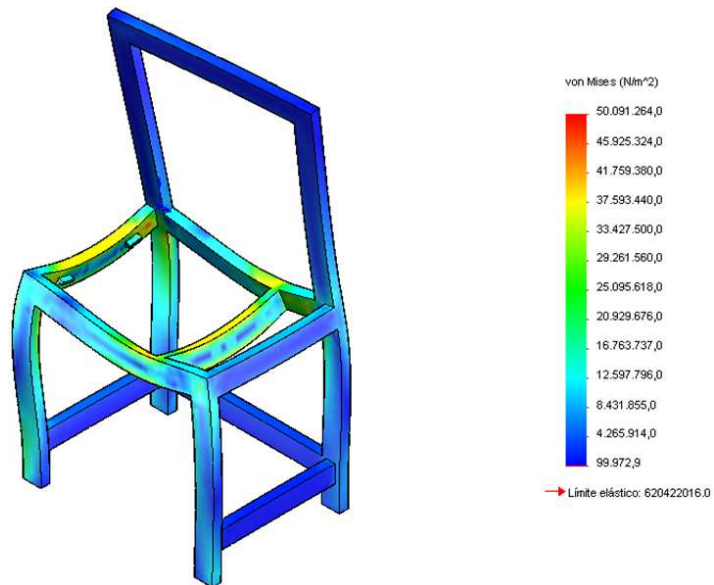
Figura 164. Mallado de la estructura



Fuente: Los Autores

- **Tensión de Von Mises**

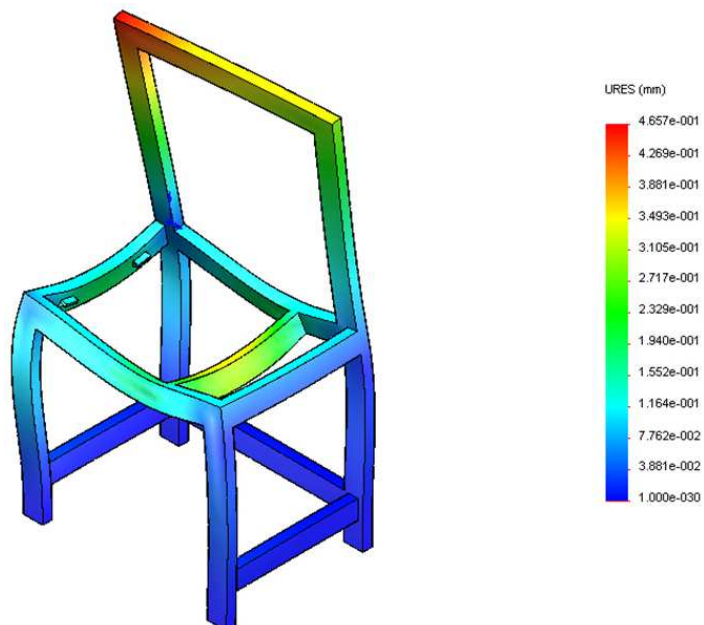
Figura 165. Tensión de Von Mises de la estructura



Fuente: Los Autores

- **Desplazamiento estático**

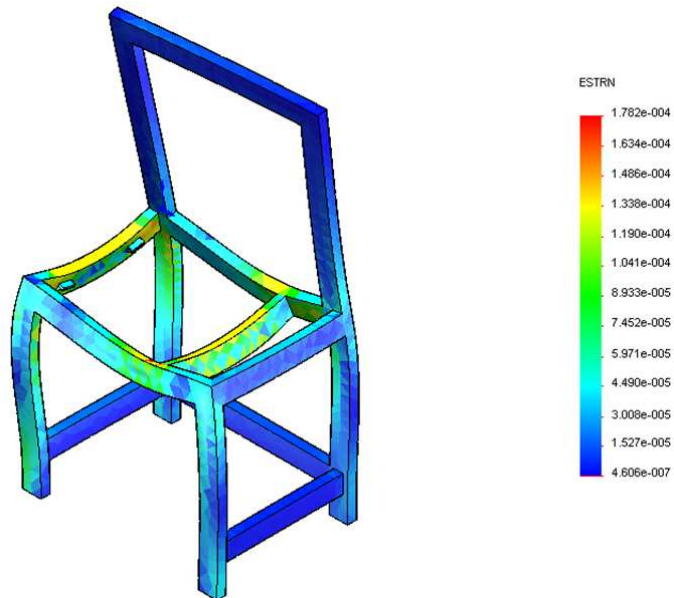
Figura 166. Desplazamiento estático de la estructura



Fuente: Los Autores

- **Deformaciones unitarias**

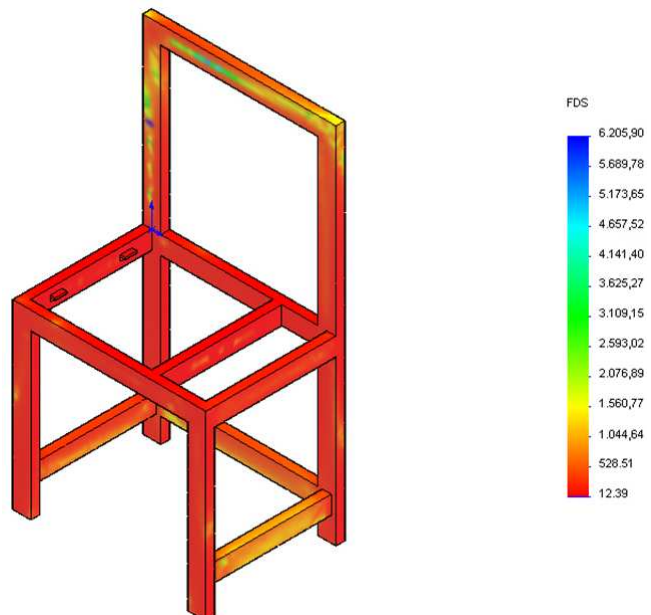
Figura 167. Deformaciones unitarias de la estructura



Fuente: Los Autores

- **Factor de seguridad**

Figura 168. Factor de seguridad de la estructura



Fuente: Los Autores

- **Conclusiones del análisis**

Según los resultados presentados por el análisis CAE es segura la construcción de la estructura con la geometría propuesta, sujeta a una carga mucho más elevada que el peso final de la maquina brinda un factor de seguridad $n=7$.

Figura 169. Vista de la estructura y presentación del mecanismo trenzador



Fuente: Los Autores

6. SELECCIÓN DE ELEMENTOS

6.1 SELECCIÓN DE RODAMIENTOS Y CHUMACERAS

El propósito de un cojinete es soportar una carga y al mismo tiempo permitir el movimiento relativo entre dos elementos de una máquina⁷. El término cojinetes con contacto de rodadura se refiere a una gran variedad de cojinetes llamados rodamientos, los cuales usan bolas esféricas o algún otro tipo de rodillos entre los elementos estacionarios y móvil. El tipo más común de cojinete soporta un eje rotatorio, y resiste cargas puramente radiales, o una combinación de cargas radiales y axiales (de empuje). Algunos cojinetes están diseñados para soportar solamente cargas de empuje. La mayoría de los cojinetes se usan en aplicaciones que involucran rotación, pero hay algunos que se usan en aplicaciones de movimiento lineal.

Los componentes de un cojinete con contacto de rodadura típico son la pista interior, la pista exterior y los elementos rodantes. En general, la pista exterior es estacionaria, y está sujeta a la caja de la máquina. La pista interior se introduce a presión en el eje giratorio y, en consecuencia, gira con él. Entonces, las bolas ruedan entre las pistas exterior e interior. La trayectoria de la carga es: del eje, a la pista interior, a las bolas, a la pista exterior y, por último, a la caja.

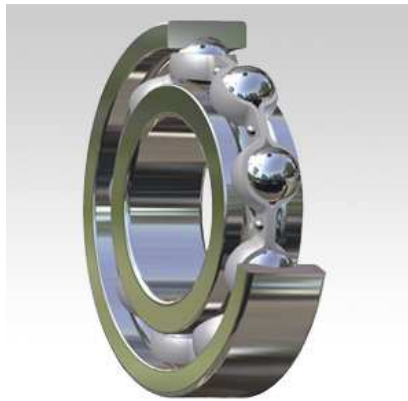
6.1.1 Rodamientos de una hilera de bolas y ranura profunda

Llamado también *rodamiento Conrad*. La pista interior entra en el eje casi siempre con presión en el asiento del rodamiento, con un ajuste de interferencia pequeña, para asegurar que gire con el eje. Los elementos rodantes esféricos, o bolas, ruedan en una ranura profunda tanto en la pista interior como en la exterior (ver figura 172). Se mantienen las distancias entre las bolas con los retenes o "jaulas". Si bien están diseñadas principalmente para tener capacidad de carga radial, la ranura profunda permite soportar una carga de empuje bastante apreciable. La

⁷MOTT, Robert. Diseño de elementos de máquinas. México: Pearson Education, 2006.

carga de empuje se aplicaría a un lado de la pista interior, mediante un hombro en el eje. Esa carga pasaría por el lado de la ranura, a la bola, al lado opuesto de la pista externa, y por último a la caja. El radio de la bola es un poco menor que el radio de la ranura, para permitir la rodadura libre de la bolas. El contacto entre una bola y la pista se da en ese punto, teóricamente, pero en realidad es un área pequeña circular, por la deformación de los elementos. Ya que la carga se soporta sobre un área pequeña, se presenta esfuerzos de contacto locales muy altos.

Figura 170. Vista en corte parcial del rodamiento de una hilera de bolas y ranura profunda.



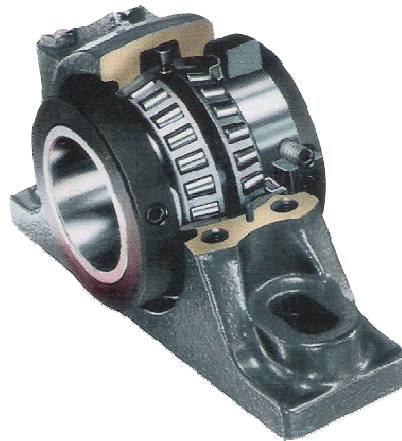
Fuente: www.sales-bearing.com

6.1.2 Rodamientos montados

En muchos tipos de maquinaria pesada, y en máquinas especiales producidas en pequeñas cantidades, se seleccionan rodamientos montados, y no rodamientos sueltos. Los rodamientos montados proporcionan un medio de sujetar la unidad del rodamiento en forma directa al armazón de la máquina, con tornillos, y sin introducirlo en un hueco maquinado de una caja, como se requiere en el caso de los rodamientos no montados. La caja en la que están sujetos es la chumacera nombre con el q son conocidos comercialmente este tipo de rodamiento, se fabrica con acero moldeado, hierro colado o acero colado; con orificios o ranuras para su fijación durante el ensamblado de la máquina, en cuyo momento se ajusta el

alineamiento de la chumacera. Los rodamientos que son montados por lo general son del mismo tipo y preferiblemente son de bolas, de rodillos cónicos, o de rodillo a rotula.

Figura 171. Vista en corte parcial de una chumacera



Fuente: www.rodamientosrovi.com

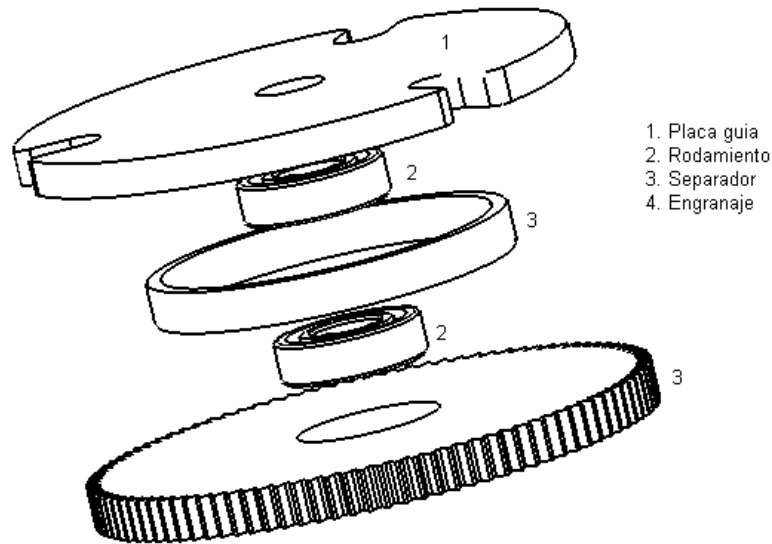
6.1.3 Selección de rodamientos y chumaceras

En la maquina trenzadora de randas existen tres clases de rodamientos distintos ubicados en el grupo laminadora y el grupo de transmisión de potencia. La selección de estos rodamientos se realizó teniendo en cuenta el tamaño del eje al que iba a ser montado, lo que determina el tamaño del barreno del rodamiento. Otros aspectos importantes en el momento de la selección del rodamiento son el costo y la disponibilidad en el mercado. El paso a seguir es determinar si este rodamiento preseleccionado cumple con las capacidades de carga y vida útil requerida en la máquina trenzadora de randas, 25000 horas lo cual es lo común para maquinaria que trabaja 8 horas diarias no totalmente utilizadas.

La metodología para la revisión de las características de los rodamientos se hará por medio del software Mdesign de la compañía TEDATA, el cual cuenta con una gran base de datos sobre fabricantes de elementos de máquinas y la capacidad de realizar los cálculos necesarios para verificar nuestros requerimientos.

6.1.4 Rodamiento para el grupo de engranajes

Figura 172. Rodamiento para el grupo de engranaje



Fuente: Los Autores

Como se observa en la figura 174, existen dos rodamientos instalados en el cuerpo de los engranajes, se usa un par de rodamiento para darle estabilidad al conjunto y evitar oscilaciones en el montaje; están acoplados a las columnas las cuales tienen un diámetro de 1 pulgada y soportan tanto la carga radial, impuesta por el valor total de la potencia entregada del motor de 1 HP, lo que corresponde al valor máximo de torque entregado por el motor (3.035Lb-Ft) y amplificado 20 veces debido a relación de los reductores (1:10) y la relación de dientes entre el engranaje motriz y los engranajes del mecanismo (1:2), y llevado al diámetro del eje; como una carga axial producida por el peso del cuerpo de los engranajes, cerca de 5kg (50N). Esto hace que los dos rodamientos se repartan la carga radial y carga axial de empuje.

Se preselecciona un rodamiento SKF 6205 cuyas características geométricas, costo y adquisición lo hace opcionado. Paso a seguir consiste en revisar si cumple con los requerimientos de trabajo.

Tabla 12. Valores para el cálculo del rodamiento SKF 6205

Datos	Valor
Carga radial	1623N
Carga axial	25N
Aro de rotación	externo
Velocidad de operación	173rpm
Vida de trabajo	25000h

Fuente: Los Autores

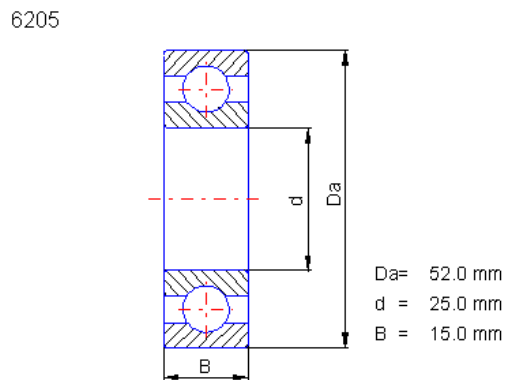
Figura 173. Resultados Mdesign 6205

Static load rating	C0	=	7800	N
Static radial factor	X0	=	1.00	
Static axial factor	Y0	=	0.00	
Equivalent static load	P0	=	1623	N
Stress index	fs	=	4.8	
Dynamic load rating	C	=	14000	N
Dynamic radial factor	X	=	1.00	
Dynamic axial factor	Y	=	0.00	
Equivalent dynamic load	P	=	1623	N
Max. operating speed	ng	=	15000	rpm
Factor for failure probability	a1	=	1.00	
Material and lubrication factor	a23	=	0.56	
Nominal fatigue life	L	=	356.3	10 ⁶ rev
Nominal fatigue life	Lh	=	34329.7	h
Operating viscosity	ny	=	68.0	mm ² /s
Mass	m	=	0.130	kg
Notes				
fs=	4.8	>=	2.0=fs req	
Lh=	34329.7 h	>=	25000 h=Lh req	

Fuente: Los Autores

Con estos resultados se puede verificar que el rodamiento SKF rígido de bolas de una hilera 6205 satisface las necesidades de carga con un factor de seguridad de 4.8 y la de vida de trabajo supera lo recomendado. Debido a estos datos podemos elegir con total confianza este rodamiento para realizar el trabajo.

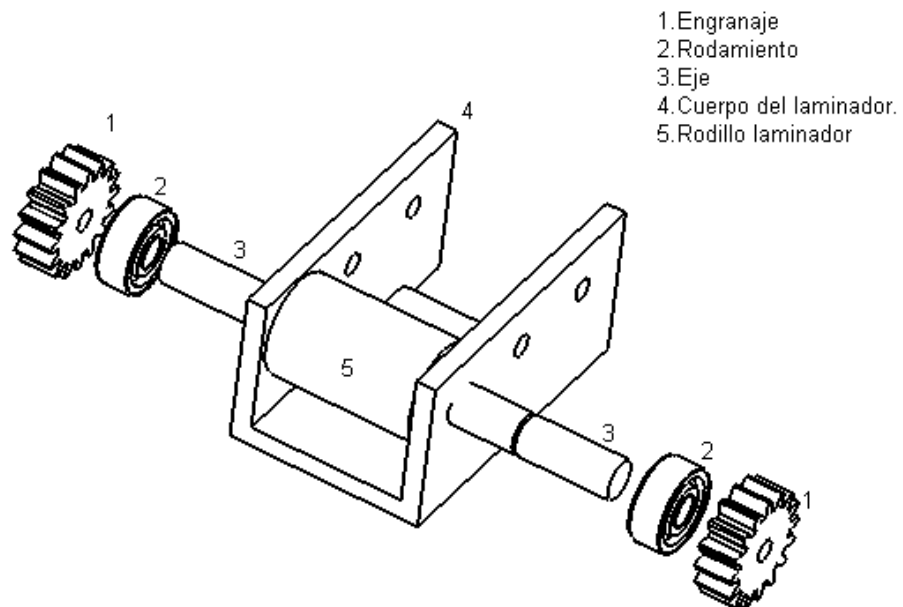
Figura 174. Dimensiones básicas rodamiento SKF 6205



Fuente: Los Autores

6.1.5 Rodamiento para el grupo laminador

Figura 175. Rodamiento en el grupo laminador



Fuente: Los Autores

Dos rodamientos están instalados en cada uno de los tres ejes del laminador como lo indica la figura 177, estos están soportados en un cuerpo tallado en la base del laminador y soportan carga radial, impuesta por el valor total de la potencia entregada del motor de 0.5 HP, lo que corresponde al valor máximo de torque entregado por el motor (1.5175Lb-Ft) y amplificado 10 veces debido a relación de los reductores (1:10), y llevado al diámetro del eje de 15mm; de igual forma soportan una carga producida al momento de prensar la tira trenzada, esta asumida por una carga de aproximadamente 10kg. Esto hace que los dos rodamientos montados soporten carga plenamente radial.

Se preselecciona un rodamiento SKF 6002 cuyas características geométricas, costo y adquisición lo hace opcionado. Paso a seguir consiste en revisar si cumple con los requerimientos de trabajo soportando la carga en este caso en el aro de rotación interno.

Tabla 13. Valores para el cálculo del rodamiento SKF 6002

Datos	Valor
Carga radial	811.2N
Aro de rotación	interno
Velocidad de operación	173rpm
Vida de trabajo	10000h

Fuente: Los Autores

Figura 176. Resultados Mdesign 6002

Static load rating	C0	=	2850	N
Static radial factor	X0	=	1.00	
Static axial factor	Y0	=	0.00	
Equivalent static load	P0	=	810	N
Stress index	fs	=	3.5	
Dynamic load rating	C	=	5590	N
Dynamic radial factor	X	=	1.00	
Dynamic axial factor	Y	=	0.00	
Equivalent dynamic load	P	=	810	N
Max. operating speed	ng	=	28000	rpm
Factor for failure probability	a1	=	1.00	
Material and lubrication factor	a23	=	0.36	
Nominal fatigue life	L	=	119.0	10 ⁶ rev
Nominal fatigue life	Lh	=	11465.4	h
Operating viscosity	ny	=	68.0	mm ² /s
Mass	m	=	0.030	kg

Notes

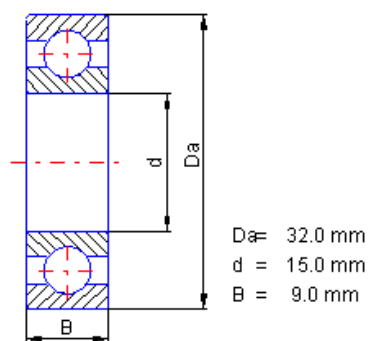
fs= 3.5 >= 2.0=fs req

Lh= 11465.4 h >= 10000 h=Lh req

Fuente: Los Autores

Figura 177. Dimensiones básicas rodamiento SKF 6002

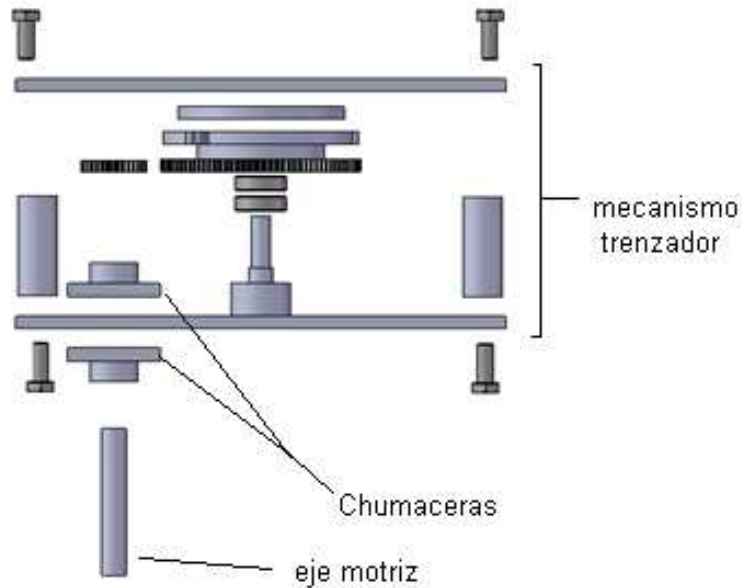
6002



Fuente: Los Autores

6.1.6 Chumaceras del eje motriz

Figura 178. Chumaceras del mecanismo trenzador

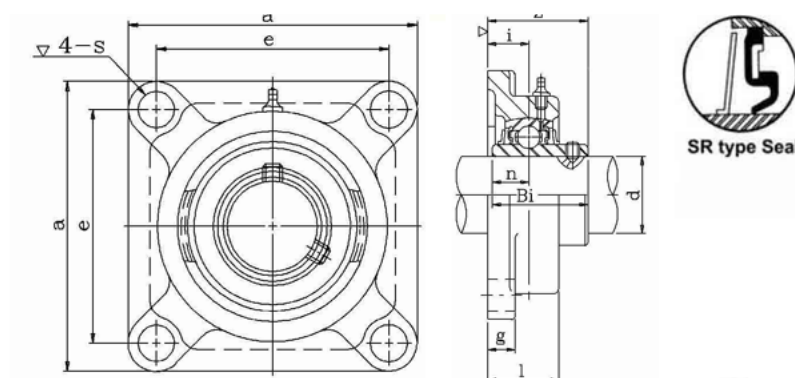


Fuente: Los Autores

Hacen parte del mecanismo trenzador dos chumaceras tipo brida instaladas en el eje motriz como lo indica la figura 180, estas están soportados en la placa base del mecanismo trenzador y soportan carga radial, impuesta por el valor total de la potencia entregada del motor de 1 HP, lo que corresponde al valor máximo de torque entregado por el motor (3.035Lb-Ft) amplificado 10 veces debido a relación de los reductores (1:10), y llevado al diámetro del eje de 25mm.

Se preselecciona un rodamiento UCF205-16 cuyas características geométricas, costo y adquisición lo hace oicionado. El rodamiento montado en la brida equivale a un SKF 6205 el cual es capaz de soportar las cargas aun mayores a las que está sujeto como lo indican los análisis de la figura 175, por tal razón es capaz de realizar el trabajo de sostener el eje motriz .

Figura 179. Dimensiones básicas rodamiento montado tipo brida UCF205-16



UCF 205-16 Dimensions

Unit	Shaft Dia		Dimensions								Bolt Size
	d	a	e	i	g	l	s	z	Bi	n	
in.	1	3 3/4	2 3/4	5/8	9/16	1 1/16	15/32	1 13/32	1.3425	0.563	3/8
(mm)	25.4	95	70	16	14.3	27	12	35.8	34.1	14.3	M10

Fuente: www.bearingson.com

6.2 ACOPLES

Para unir los ejes que salen de ambos motores, tanto del motor de 1HP que mueve el mecanismo trenzador como el motor de ½ HP encargado del movimiento del laminador, se elige utilizar acoples rígidos.

Los acoplamientos rígidos se diseñan para unir dos ejes en forma apretada de manera que no sea posible que se genere movimiento relativo entre ellos. Este diseño es deseable para ciertos tipos de equipos en los cuales se requiere una alineación precisa de dos ejes que puede lograrse; en tales casos el acople debe

diseñarse de tal forma que sea capaz de transmitir el torque en los ejes. Los acoplamientos rígidos deben emplearse solo cuando la alineación de los dos ejes puede mantenerse con mucha precisión, no solo en elemento en que se instalan, sino también durante la operación de las máquinas.

6.2.1 Acople rígido de manguito con prisionero

Estos acoplamientos cierran o ajustan por interferencia, mediante tornillo (ver figura 182). Algunos suelen poseer una chaveta o un prisionero común a ambos ejes, sin embargo es usual que estos casos se empleen en transmisiones de baja potencia o bajo torque. Los que tienen un ajuste preponderante por interferencia suelen tener los prisioneros con extremos en forma de tazas para que se incrusten mejor en el eje, a su vez los ejes en los extremos deben tener algún ligero rebaje para efectuar el ajuste en forma gradual. En caso de no contar con datos de fabricante, para detalles de cálculo de interferencia se sugiere emplear coeficientes de rozamiento de entre 0.15 y 0.20, correspondientes a la fricción de hierro fundido.

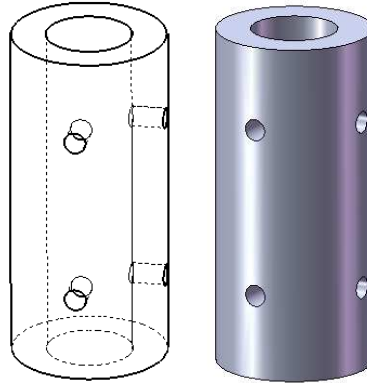
Figura 180. Acople rígido de manguito con prisionero.



Fuente: www.ruland.com

6.2.2 Diseño conceptual

Figura 181. Diseño conceptual de los acoples



Fuente: Los Autores

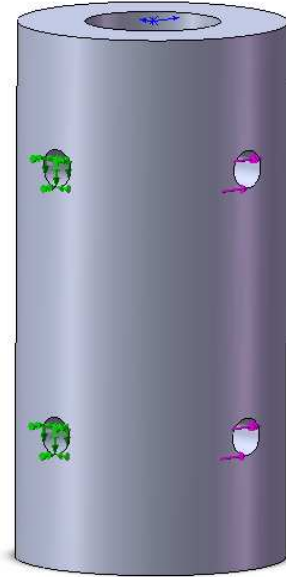
Los acoples inicialmente son cilindros de aceros que fueron maquinados por bruñido de precisión, 25mm para el de 1 HP y 12mm para el de ½ HP, y posee cuatro prisioneros brístol sin cabeza de ¼ por ½ pulgada, dos en línea y los otros separados por un ángulo de 90°.

Para ambos casos se realiza un estudio asistido por computadora, la herramienta a usar es un complemento de SolidWorks. Los cálculos son realizados bajo el criterio de diagrama de Söderberg, bajo la suposición de que el material se comporta de manera isotrópico estático línea y que la carga se distribuye lentamente evitando efectos dinámicos. Se tiene en cuenta como criterio para validar el diseño el factor de seguridad bajo la carga de trabajo. La configuración del estudio es la siguiente:

Tabla 14. Parámetros de entrada para el análisis

MATERIAL	CARGA	APOYO
ASTM 1020	1623N	Superficies de los tornillos

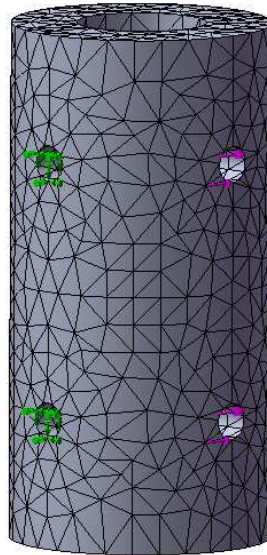
Figura 182. DCL en el acople



Fuente: Los Autores

- **Mallado del acople**

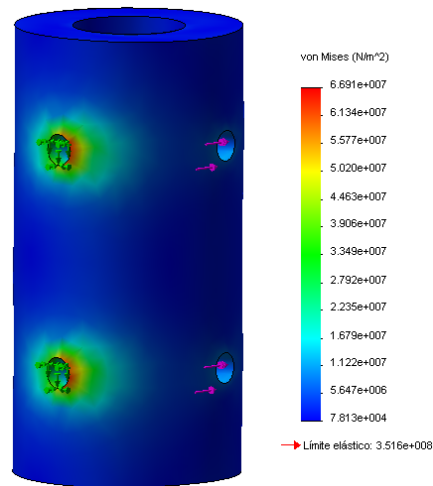
Figura 183. Mallado del acople



Fuente: Los Autores

- **Tensiones de Von Mises**

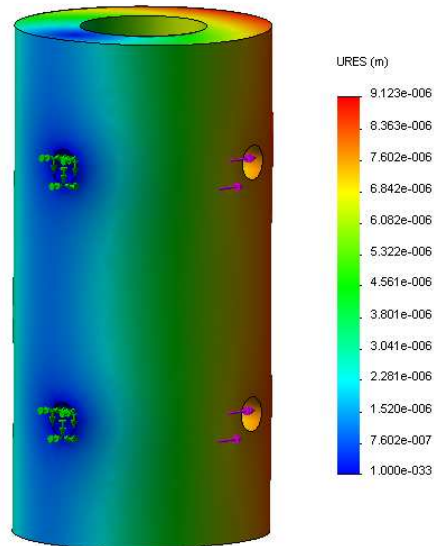
Figura 184. Tensión de Von Mises en el acople



Fuente: Los Autores

- **Desplazamiento del acople**

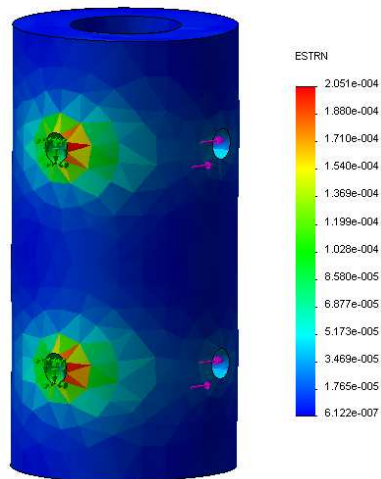
Figura 185. Desplazamiento del acople



Fuente: Los Autores

- **Deformaciones unitarias del acople**

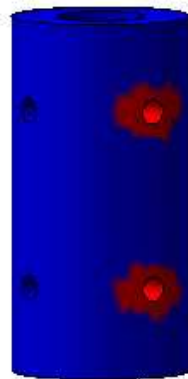
Figura 186. Deformaciones unitarias del acople



Fuente: Los Autores

- **Factor de seguridad**

Figura 187. Factor de seguridad



Fuente: Los Autores

Según los resultados presentados por el análisis CAE es segura la construcción de la estructura con la geometría propuesta, sujeta a una carga mucho más elevada que el peso final de la maquina brinda un factor de seguridad de 22.17,

valor dentro de los parámetros permitidos el cual permite un confianza en el diseño del acople al trabajar sobre cargas incluso mayores a las esperadas. La forma final de los acoples se puede observar en la figura 189, en donde se da una muestra de la diferencia de tamaños con respecto a los acoples para ambos motores

Figura 188. Acoples para motor de 1 HP y motor de 1/2 HP.



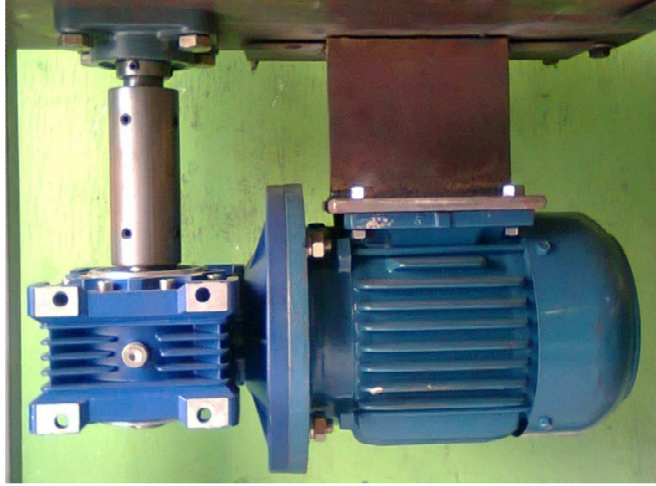
Fuente: Los Autores.

Figura 189. Acoples para motor de 1/2 HP.



Fuente: Los Autores.

Figura 190. Acoples para motor de 1 HP.



Fuente: Los Autores.

7. ANALISIS DE COSTOS DE LA MAQUINA

En el análisis de costos se realiza un resumen de la cotización de los elementos empleados en la construcción de la maquina trenzadora de randas. En algunos valores de costo unitario de las piezas está incluido tanto el costo de materiales como el costo de manufactura, debido a que el pago por los elementos se realizaba una vez estaban terminados, el proveedor se encargaba de la adquisición de los materiales y su procesamiento. La suma del costo de los materiales para construir la maquina más el gasto de manufactura es \$ **6.548.000,00** de pesos colombianos, sin embargo es necesario incluir un costo del diseño, este valor es ficticio y representa el valor de utilidad esperado si la maquina se desea comercializar. Los costos de diseño se reducen debido a que se reparten en el número de máquinas a construir, al igual que los costos de manufactura si se realizan por lotes de producción. Para la realización de este proyecto solo se tuvieron en cuenta los costos de fabricación. Es preciso anotar que a la fecha \$1 Dólar estadounidenses equivale a \$1763.66 Pesos colombianos, como medida de referencia para futuras revisiones de los valores de costos.

7.1 COSTOS GENERALES

Tabla 15. Costos generales

SISTEMA	COSTO
Estructura	\$187.200,00
Transmisión de potencia	\$2.034.400,00
Laminador	\$88.000,00
Generación de trayectoria	\$1.306.000,00
Torretas	\$ 364.600,00

Eléctrico y de Control	\$1.252.800,00
Manufactura	\$850.000,00
Otros	\$ 465.000,00
Diseño	\$12.000.000,00
Total	\$18.548.000,00

7.2 COSTOS DETALLADOS

Tabla 16. Costos detallados

Sistema	Pieza	Concepto	Cantidad	Costo unitario	Costo total	
Estructura	Estructura	Varal de de tubo rectangular ASTM A500 de 3*1 ½ in*6m	4	\$ 36.600,00	\$ 146.400,00	
	Bases de motores	Lamina en ángulo de 2 ½ in*1m	1	\$ 12.000,00	\$ 12.000,00	
	Rodachines	Rodachines de gomas macizas con frenos	4	\$ 7.200,00	\$ 28.800,00	
Transmisión de potencia	Moto reductores	Motor Voges trifásico 4 polos. Potencia: 1Hp	1	\$ 700.000,00	\$ 700.000,00	
		Motor Voges trifásico 4 polos. Potencia: ½ Hp	1	\$ 550.000,00	\$ 550.000,00	
	Acoples	Acople rígido de manguito con prisionero para 1HP	1	\$ 55.000,00	\$ 55.000,00	
		Acople rígido de manguito con prisionero para ½ HP	1	\$ 35.000,00	\$ 35.000,00	
	Rodamiento	Rodamientos de una hilera de bolas y ranura profunda 6205	4	\$ 9.000,00	\$ 36.000,00	
		Rodamientos de una hilera de bolas y ranura profunda 6002	6	\$ 7.400,00	\$ 44.400,00	
		Rodamiento montado de brida cuadrada (chumacera) UCF205-16	2	\$ 11.000,00	\$ 22.000,00	
		Engranajes	Engranaje 40 dientes modulo 5 en acero AISI 1045	2	\$ 160.000,00	\$ 320.000,00
	Engranajes	Engranaje 20 dientes modulo 5 en acero AISI 1045	1	\$ 80.000,00	\$ 80.000,00	
		Engranaje 16 dientes modulo 2 en aluminio	6	\$ 32.000,00	\$ 192.000,00	
		Rodillos	Rodillos en caucho	3	\$ 6.000,00	\$ 18.000,00

Laminador	Bastidor del laminador	Laminas de acero	2	\$ 35.000,00	\$ 70.000,00
Generación de trayectoria	Placas guías	Laminas de acero estructura A36 de ½ in de espesor que componen la guía en forma de ocho	1	\$ 1.000.000,00	\$ 1.000.000,00
	Laminas de apoyo	Laminas de duralon circular de 4cm de diámetro	6	\$ 8.500,00	\$ 51.000,00
	Discos ranurados	Discos con ranuras de acero estructural A36 de ½ in de espesor	2	\$ 105.000,00	\$ 210.000,00
	seguidores	Seguidores de duralon	3	\$ 15.000,00	\$ 45.000,00
Torretas	Torreta	Torretas en acero estructura A36	3	\$ 58.000,00	\$ 174.000,00
	Carretes	Carretes en bronce	12	\$ 7.000,00	\$ 84.000,00
	Bobinas	Bobinas en plástico	3	\$ 2.200,00	\$ 6.600,00
	Boquillas	Set de boquillas intercambiables en Duralon, 3 por cada set.	2	\$ 50.000,00	\$ 100.000,00
Eléctrico y de Control	Variadores	Variador de frecuencia Danfoss VLT Micro Drive para 1 HP	1	\$ 500.000,00	\$ 500.000,00
		Variador de frecuencia Danfoss VLT Micro Drive para ½ HP	1	\$ 500.000,00	\$ 500.000,00
	Caja	Tablero de control	1	\$ 135.000,00	\$ 135.000,00
	Parada de emergencia	Boto parada de emergencia Giovenzana PPFN1R6N	1	\$ 25.000,00	\$ 25.000,00
	Cables	Metros de cable eléctrico calibre 16	15	\$ 1.200,00	\$ 18.000,00
	Potenciómetros	Potenciometro Bochen de 2W 10 Vueltas 2KΩ	2	\$ 900,00	\$ 1.800,00

	Contactor	Contactor G&V Serie GMC modelo GMC12 12 amperios	1	\$ 73.000,00	\$ 73.000,00
Manufactura		Mano de obra	1	\$ 850.000,00	\$ 850.000,00
Otros		Tornillería	1	\$ 50.000,00	\$ 50.000,00
		Pintura	1	\$ 50.000,00	\$ 50.000,00
		Lubricantes	1	\$ 35.000,00	\$ 35.000,00
		Papelería	1	\$ 150.000,00	\$ 150.000,00
		Transporte	1	\$ 150.000,00	\$ 150.000,00
		Gastos varios	1	\$ 30.000,00	\$ 30.000,00
Subtotal					\$ 6.548.000,00
Diseño		Hora de trabajo ingenieril de los autores	600	\$ 20.000,00	\$ 12.000.000,00
Total					\$ 18.548.000,00

8. PRUEBAS DEL FUNCIONAMIENTO DE LA MAQUINA

Existen algunos aspectos difíciles de calcular una vez la maquina entra en funcionamiento, como lo son los ruidos, vibraciones, golpes al igual que el resultado final de la trenza. El diseño de la trenzadora de randas es una innovación, aunque utiliza elementos de máquinas comunes, su configuración la hace difícil de simular su funcionamiento, es un diseño basado en la prueba y error. Una vez construida la maquina es necesario verificar su funcionamiento y modificar los elementos que presenten un comportamiento irregular.

El resultado de las pruebas consiste en anexar nuevos elementos para el mejoramiento del trenzado, inducirlo a obtener características similares al trenzado realizado manualmente, llevándolo a un punto en el que sea difícil diferenciar un trenzado a máquina y uno manual, alcanzar velocidades de producción capaces de cumplir con las necesidades de la demanda en corto plazo, obtener información relacionada con el consumo de material para realizar el trenzado. A cada uno de estos aspectos se le dio solución durante el periodo de pruebas de la máquina, sintonizando un reglaje en el cual la maquina llenaba las expectativas del cliente.

8.1 PUNTO DE CONVERGENCIA

En el diseño propuesto en un principio se permitia que el trenzado ascendiera sin ninguna restriccion desde las torres hasta el laminador. Esto implicaba que el trenzado se produjera normalmente pero la calidad del trenzado no cumplia las características de presentacion necesarias, debido a que la costura era muy alargada.

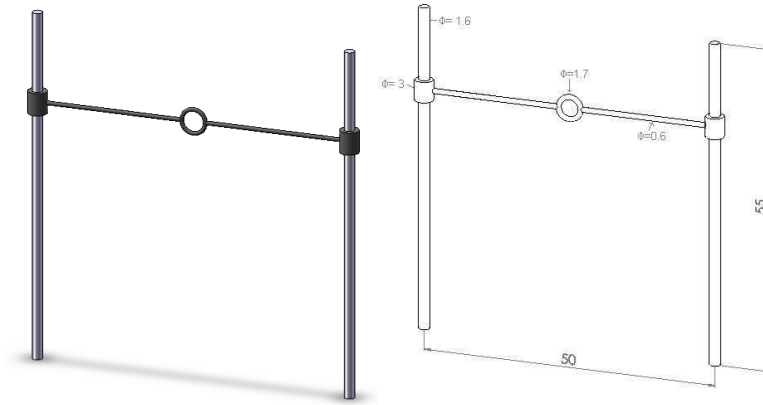
Figura 191. Trenzado sin punto de convergencia



Fuente: Los Autores

Para solucionar este inconveniente se decide instalar un mecanismo que concentre los hilos en un punto, el punto de convergencia donde se realiza la costura de la trenza, lugar en el que los hilos llegan y salen trenzados. El diseño está basado en dos columnas al lado de las torretas con una varilla entre las dos, donde se encuentra montado un ojal donde llegan los hilos para ser trenzados. Con la capacidad de ofrecer alturas variables se puede obtener un apriete en el trenzado de las fibras directamente relacionado con cuanto se mueva la varilla central hacia abajo en un rango de 0 a 20cm.

Figura 192. Diseño del punto de convergencia



Fuente: Los Autores

Figura 193. Trenzado con punto de convergencia



Fuente: Los Autores

8.2 RODILLOS DEL LAMINADOR

En el laminador se encuentra un juego de tres rodillos encargados de prensar y jalar la trenza, con lo que se obtiene una tension que permite el avance de la producion ademas de ser el encargado de darle una presentacion de rigidez al trenzado. En el periodo de pruebas se observaron algunos inconvenientes relacionados con el comportamiento del laminador, consistia en un deslizamiento de la trenza en los rodillos, resbalaban con respecto a la trenza lo que producia un daño en el producto ademas de que se detenia el flujo del trenzado atravez del laminador. Realizando observaciones en el funcionamiento se pudo llegar a la conclusion que el problema radicaba en el material del cual estaban fabricados los rodillos del laminador, el duralon, este presenta unas superficies muy lisas con lo que se tiene un bajo coeficiente de fricion entre los materiales, por lo que se hace necesario un cambio en el material. El nuevo material es el caucho, barato, de facil adquisicion y excelente carateristicas en cuanto al coeficiente de fricion, ademas de nuevas ventajas como el ser elastico, por lo que se ajusta al momento de que el trenzado pasa por los rodillos evitando completamente maltratar el producto y manteniendo constante la tension y el flujo del trenzado atravez del laminador.

Figura 194. Rodillo de duralon y rodillo de caucho



Fuente: Los Autores

8.3 BOQUILLAS

En el periodo de pruebas se pudo observar la persistencia de un problema que se trató de evitar durante el diseño conceptual de la maquina trenzadora de randas; este problema consiste en evitar que las randas se giren, buscando que el trenzado siempre tenga por uno de sus lados la cara de presentacion de las randas y por el otro lado la cara de costura, el movimiento de la maquina esta destinado para obtener este efecto, pero en las primeras pruebas se pudo observar que solo durante pocos periodos de trabajo sucedia asi, aproximadamente cada 20 cm ocurría un fallo en el cual uno de los hilos a trenzar se giraba y arruinaba el producto. Mediante la observacion del funcionamiento se focalizo en donde se encontraba el problema, el cual estaba ubicado en la boquilla de la torreta.

Figura 195. Ubicación de la boquilla en la torreta

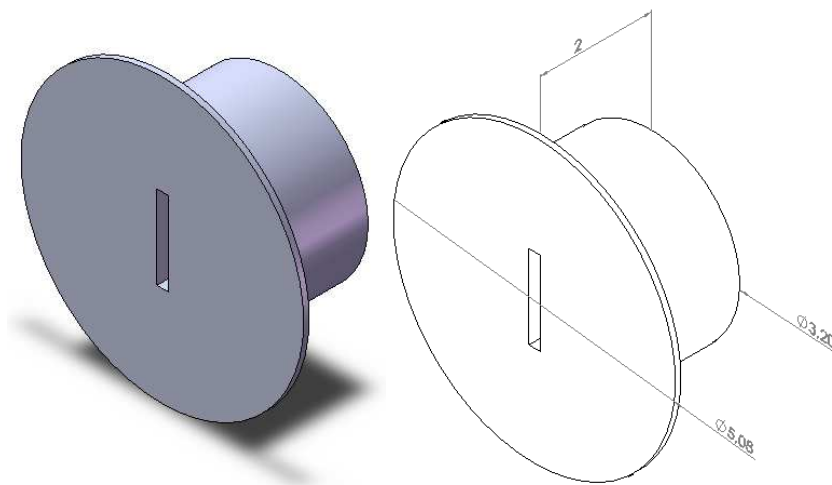


Fuente: Los Autores

Resulta que una vez se encontraban las torretas en movimiento se deslizaba la randa sobre la boquilla y debido a la tension, la velocidad y las vibraciones era posible que la randa se girara, generando como consecuencia un defecto en el

trenzado relacionado con la presentacion visual. Como metodo de solucion se planteo el uso de boquillas ajustables para cada tamaño de randa, contruidas a la medida, de facil instalacion y retiro para cuando se empieza la produccion; construidas en duralon, se dispone de un juego de tres boquillas iguales, una para cada torreta, y con dimensiones de la ranura unicas para cada tamaño de randa.

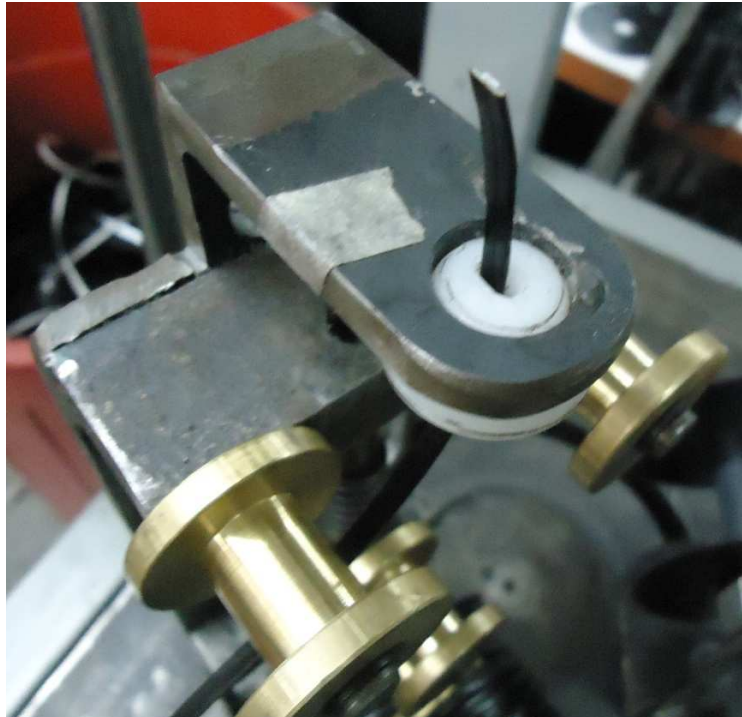
Figura 196. Diseño y contruccion de las boquillas



Fuente: Los Autores

El resultado es una solución efectiva contra el principal problema en el trenzado de las randas, brindando confianza en el trenzado continuo y una apariencia acorde con lo una vez esperado.

Figura 197. Montaje de la boquilla en la torreta.



Fuente: Los Autores

8.4 CONSUMO DE MATERIAL

Es necesario para el proceso de producción realizar una evaluación de cuánto material de randa es necesaria para producir una trenza, por lo que fue necesario realizar unas sencillas pruebas para darle a conocer al productor cuánta materia prima necesita para su producción. La prueba consiste en la verificación de cuánto material se necesita para construir un metro de trenzado, con lo se realiza un corte de un metro de distancia y se desarma, se mide y se toman distintas muestras para obtener un rango de materia prima por metro de trenzado. Como se observa en la figura 200, se realiza una comparación entre un metro de trenza y los tres hilos de la trenza desarmados.

Figura 198. Verificación del consumo de material



Fuente: Los Autores

El resultado es una variación de un 3% a un 7%, lo que quiere decir que para realizar un metro de randa trenzada se necesitan tres hilos de randa con medidas entre los 1.03 a 1.07m o un total de 3.09 a 3.20m de materia prima para un metro de randa trenzada. De manera conservadora se recomienda el uso de un 10% de material de más para evitar posibles fallos, con lo que finalmente se obtiene la siguiente condición: **se necesitan tres randas de 1.10m, 3.3m en total, para construir un metro de randa trenzada.**

8.5 VELOCIDAD DE PRODUCCION

El valor de la velocidad de producción le da al operador de la máquina una estimación del tiempo necesario para realizar los pedidos, además de planear tiempos de entrega de la producción, este valor se planteó como objetivo del proyecto pero no existe alguna forma de obtener su valor diferente al modo experimental. La forma en que se toma el valor de producción del trenzado de randas es sencillo, consta en realizar una marca en la trenza que sale de la máquina y cronometrar el tiempo que tarda en llegar a una marca donde se establece un recorrido de un metro.

En el punto de operación media de la máquina, en donde los variadores de velocidad del laminador está a 4hz y el de las torres a 34hz, se toma un tiempo de para la elaboración de un metro de material trenzado de 58.84seg, si se mantienen estas velocidades de producción durante un tiempo prolongado se tienen el siguiente resultado:

$$1 \text{ metro} \quad 58.84 \text{seg}$$

$$X \text{metros/hora} \quad 3600 \text{seg (1hora)}$$

$$X \text{metros/hora} = \frac{3600 \text{seg} * 1 \text{m}}{58.84 \text{seg}}$$

$$\frac{\text{metros}}{\text{hora}} = 61.39$$

Este valor satisface el rango de velocidades propuesto e incluso es capaz de ser llevado a velocidades mayores teniendo en cuenta la carga de trabajo. Como recomendación se propone trabajar a esta velocidad con el fin de garantizar un trabajo suave para la maquina y una buena tasa de produccion, a mayor cantidad de pedidos es posible llevarla a velocidades mayores.

El resultado final es una maquina con todos los aspectos mecanicos y de apariencia al de una maquina importada, capaz de ajustarse al trabajo de produccion y con la versatilidad necesaria para satisfacer las necesidades randas trenzadas que el mercado necesite.

Figura 199. Trenzadora de randas terminada



Fuente: Los Autores

Figura 200. Trenzadora de randas y sus autores



Fuente: Los Autores

9. CONCLUSIONES

- El presente proyecto de grado cumplió con el objetivo general de brindar una solución a los problemas de la industria del calzado dando forma a el diseño y construcción de una maquina trenzadora de randas para la empresa Mignones y Randas, mediante el uso de las herramientas CAD y CAE, con los que crearon virtualmente cada uno de los elementos de la máquina para su evaluación, análisis, optimización y validación. La máquina se encuentra actualmente en uso y genera una producción, trabajando a media carga, de 60 metros por hora con un rendimiento del 96 al 98% en aprovechamiento de material.
- Para el diseño y construcción no se encontró suficiente información por lo que hubo necesidad del usar un prototipo de las placas guías y el seguidor, para la experimentación de la cadena cinemática, la cual genero información importante, incapaz de ser obtenida por la simulación, relacionada con el funcionamiento del mecanismo responsable del trenzado de las randas.
- En la construcción se tuvieron en cuenta aspectos relacionados con la rigidez de la máquina, uso de materiales de calidad y componentes comunes en el mercado, además de la incorporación de una interface de control donde el operador puede modificar las velocidades de operación y activar paradas de emergencia en caso de accidentes. La construcción fue realizada en talleres de Bucaramanga y algunos elementos eléctricos de la ciudad de Bogotá.
- La labor realizada en el periodo de pruebas de la maquina produjo como resultado un ajuste en la velocidades y tensiones con los que se ha podido obtener un trenzado en maquina con las mismas características físicas y de apariencia al de un trenzado manual, con la ventaja de ser constante y a mayor

rata de producción, generando una ventaja a la empresa con respecto a la competencia.

- Al diseñar algunos de sus elementos de manera robusta, usar piezas de sacrificio y materiales plásticos, se obtiene como resultado una maquina eficiente y confiable. En un periodo de funcionamiento de tres meses la maquina no ha presentado fallas mecánicas, sin embargo se han realizado algunas modificaciones dirigidos en optimizar los tiempos de realimentación de la materia prima a trenzar. Los tiempos de funcionamiento y disponibilidad altos confirman el diseño y construcción adecuada de esta máquina.

BIBLIOGRAFIA

ALBERTO LÓPEZ. Engranajes cilíndricos rectos. www.nebrija.es

ELETTORAVA IBÉRICA. Calculo del momento de inercia. www.elettrorava.es

FAIRES, Virgil Moring. Diseño de elementos de maquinas. Barcelona: Montaner y Simon. 1970.

GROOVER, Mikell P. Fundamentos de Manufactura Moderna: Materiales, Procesos Y Sistemas. México: Prentice Hall, 1997.

HERZOG MASCHINENFABRIK GMBH & CO. Técnica de trenzar. www.herzog-online.com

LOS ABALORIOS. Como hacer una trenza de 5. www.losabalorios.com

MOTT, Robert. Diseño de elementos de maquinas. México: Prentice Hall, 1992.

NORTON, Robert L. Diseño de maquinas. México: Prentice Hall, 1999.

SHIGLEY, Joseph E. Teoría de maquinas y mecanismos. Mexico: McGraw Hill, 1996.

UNITED STATES PATENT. Hair Braider. Inventor: BOUSFIELD, Patrick y BOYSEN, ole. Int. CL.: A45D 7/00-02. Fecha de solicitud: 16, Enero, 2003. Estados Unidos, U.S Patent. US 7.069.935 B2, 4, julio, 2006.

ANEXOS

**ANEXO A. PATENTE DEL TRENZADOR DE
CABELLO (U.S PATENT. 7.069.935 B2)**



US007069935B2

(12) **United States Patent**
Bousfield et al.

(10) **Patent No.:** **US 7,069,935 B2**
(45) **Date of Patent:** **Jul. 4, 2006**

(54) **HAIR BRAIDER**

(75) Inventors: **Patrick Bousfield**, Middlesex (GB);
Ole Boysen, London (GB)

(73) Assignee: **Elysee Beauty Products, Ltd.**, Hong
Kong (CN)

(*) Notice: Subject to any disclaimer, the term of this
patent is extended or adjusted under 35
U.S.C. 154(b) by 334 days.

(21) Appl. No.: **10/760,114**

(22) Filed: **Jan. 16, 2004**

(65) **Prior Publication Data**

US 2005/0039769 A1 Feb. 24, 2005

Related U.S. Application Data

(60) Provisional application No. 60/440,993, filed on Jan.
17, 2003.

(51) **Int. Cl.**

A45D 7/00 (2006.01)

A45D 7/02 (2006.01)

(52) **U.S. Cl.** **132/210**; 132/212

(58) **Field of Classification Search** 132/210,
132/212, 148; 87/8, 13, 33, 62, 25; 446/472,
446/259, 442

See application file for complete search history.

(56) **References Cited**

U.S. PATENT DOCUMENTS

4,038,996 A * 8/1977 Eronini et al. 132/271
4,222,398 A 9/1980 Fromman
4,369,690 A 1/1983 Sapkus

4,427,017 A * 1/1984 Eronini 132/271
5,671,759 A 9/1997 Chung et al.
5,988,181 A * 11/1999 Gable et al. 132/210
6,318,378 B1 11/2001 Kennedy et al.
6,520,187 B1 * 2/2003 Lee et al. 132/212
6,575,175 B1 * 6/2003 Kim et al. 132/210
6,615,846 B1 9/2003 Leason et al.
6,662,808 B1 12/2003 Leason et al.
2003/0075198 A1 4/2003 Kim et al.

FOREIGN PATENT DOCUMENTS

DE 199 14 878 A1 10/2000
WO WO-01/54535 A1 8/2001
WO WO 03/007751 A1 * 1/2003

* cited by examiner

Primary Examiner—Kevin Shaver

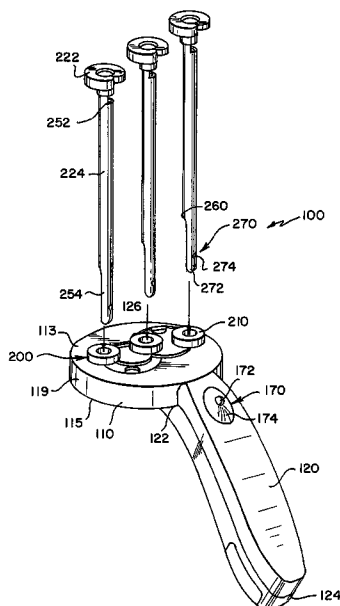
Assistant Examiner—Stephanie Willatt

(74) *Attorney, Agent, or Firm*—Darby & Darby

(57) **ABSTRACT**

A hair braider includes a body having a handle and a head portion. A selectively rotatable drive source is disposed within the body. First and second overlapping, rotatable rotors are disposed within the head portion and are operatively coupled to the drive source through a plurality of gears such that the first and second rotors rotate in opposite directions when the drive source is actuated. The hair braider includes a plurality of hair retaining members that are received within openings formed through the first and second rotatable rotors. Each hair retaining member has a bore formed within it for receiving a bundle of hair. A mechanism transfers one hair retaining member from one rotor to the other rotor as the rotors rotate. The rotation of the rotors and the successive transfer of one hair retaining member from one rotor to the other rotor results in a braid being formed.

39 Claims, 8 Drawing Sheets



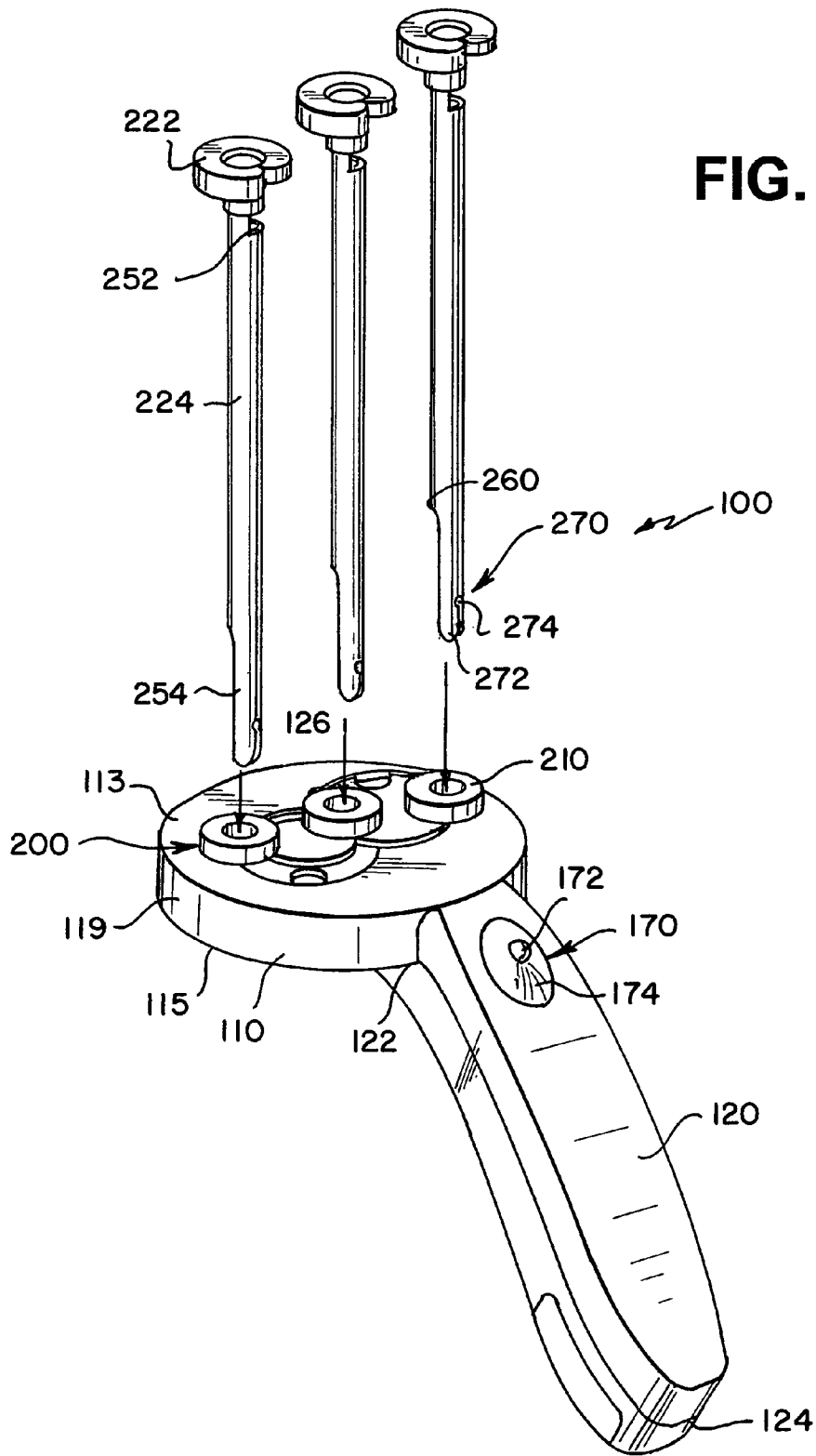
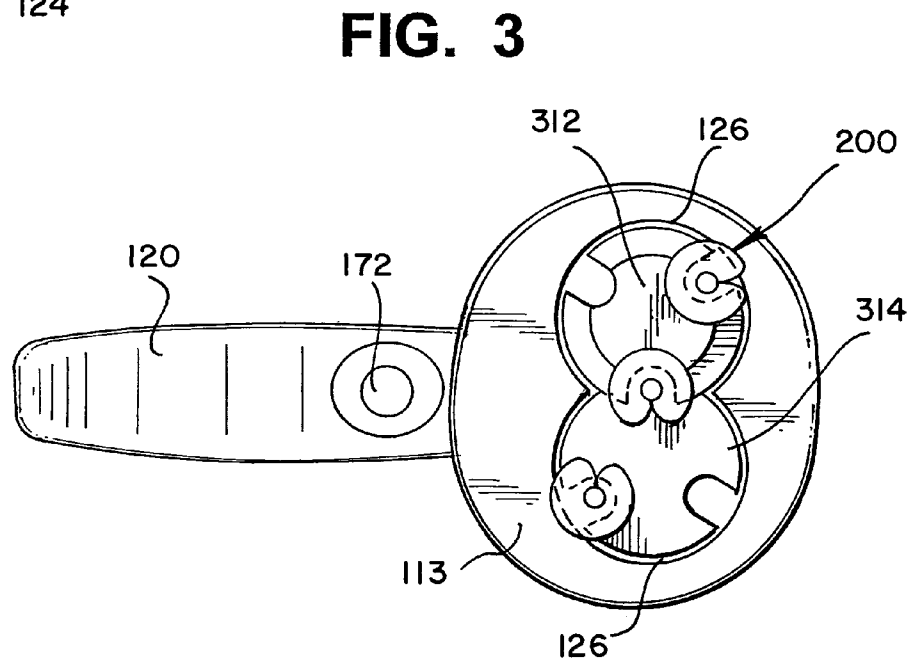
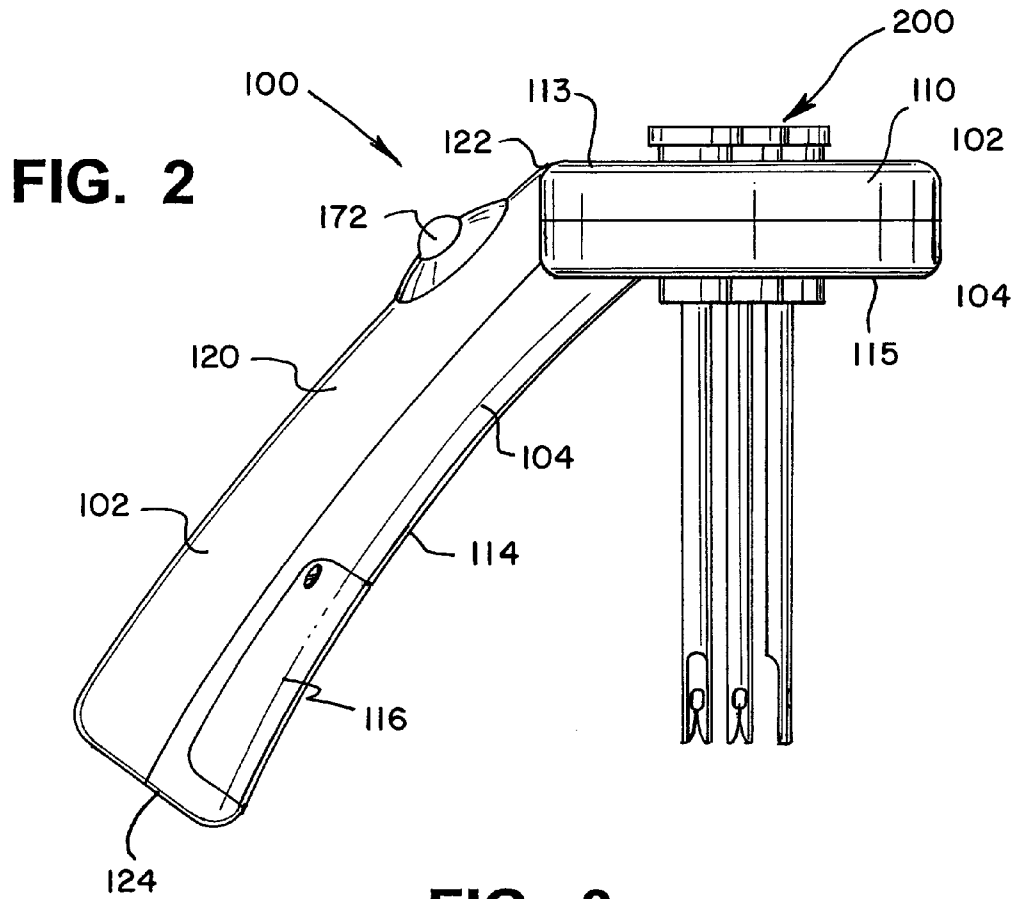
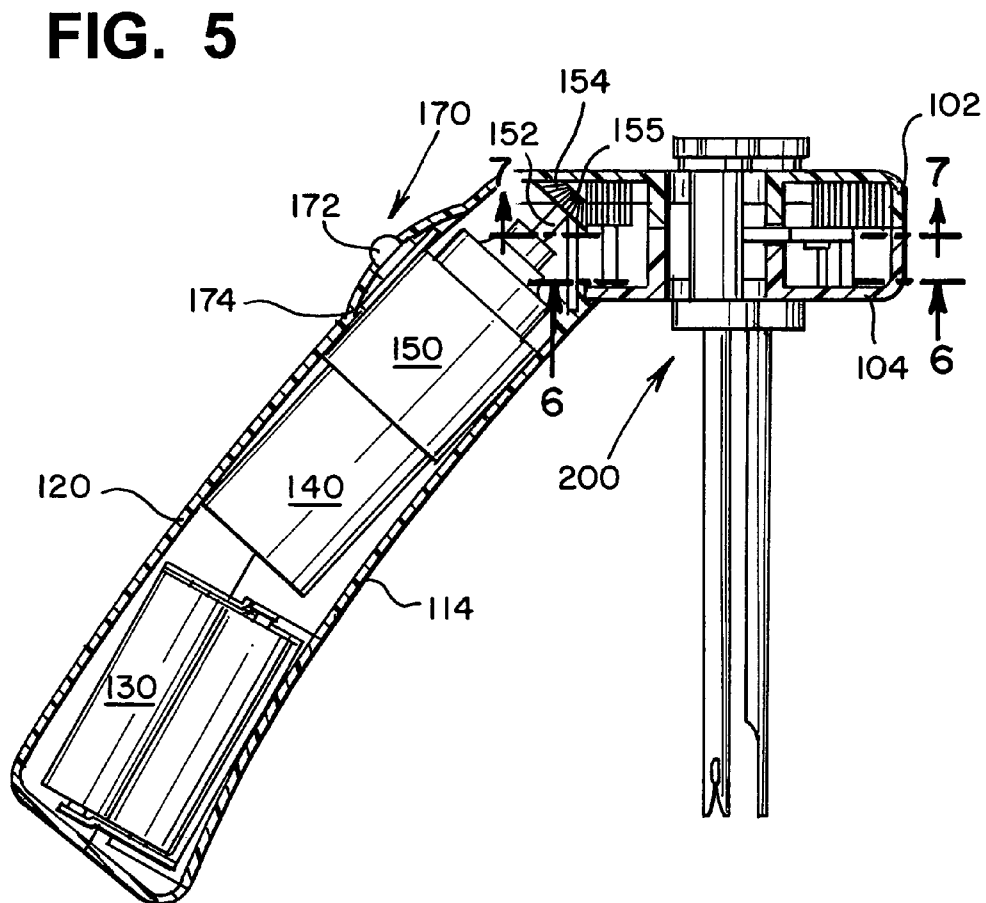
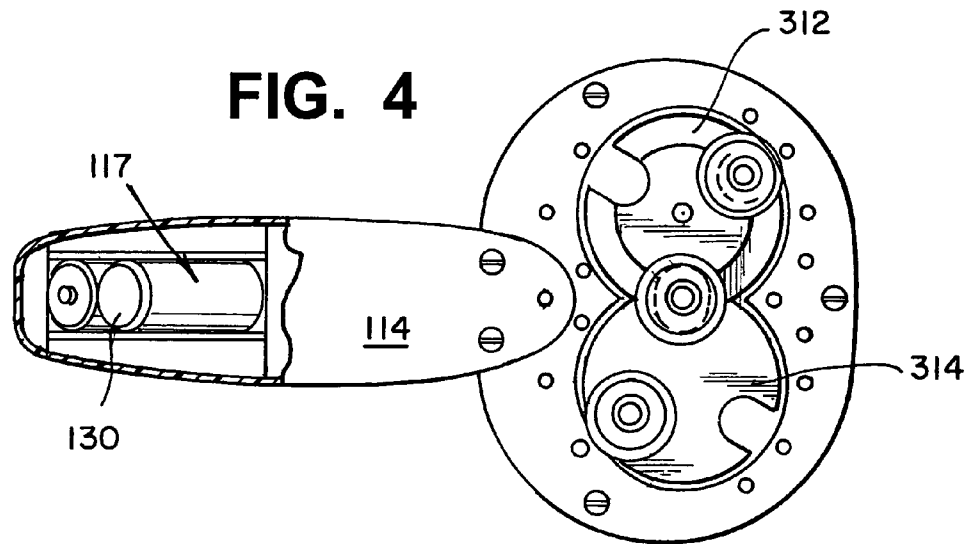


FIG. 1





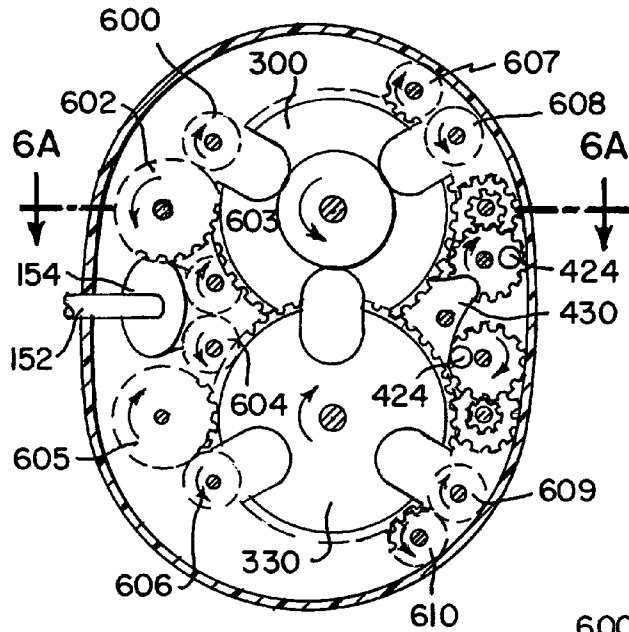


FIG. 6

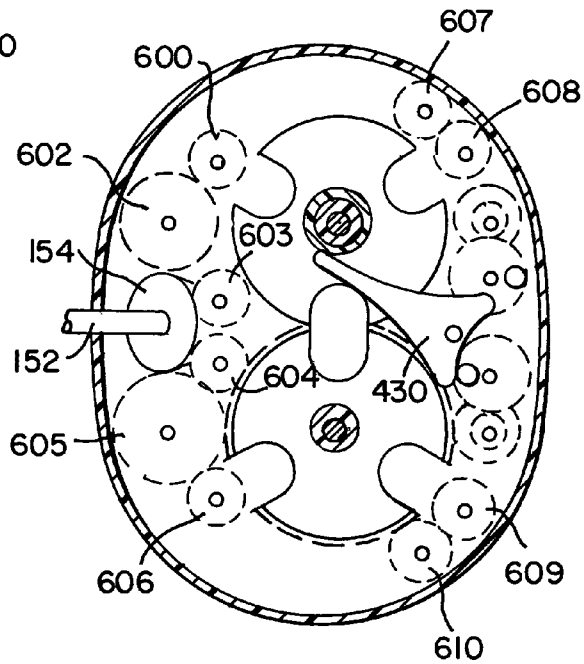


FIG. 7

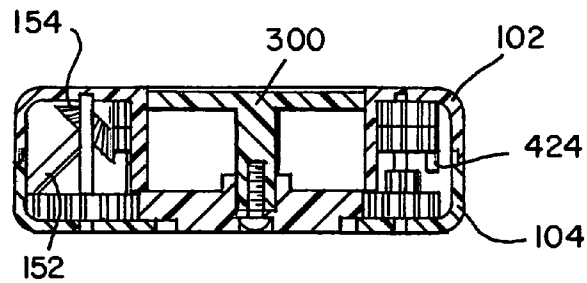


FIG. 6 A

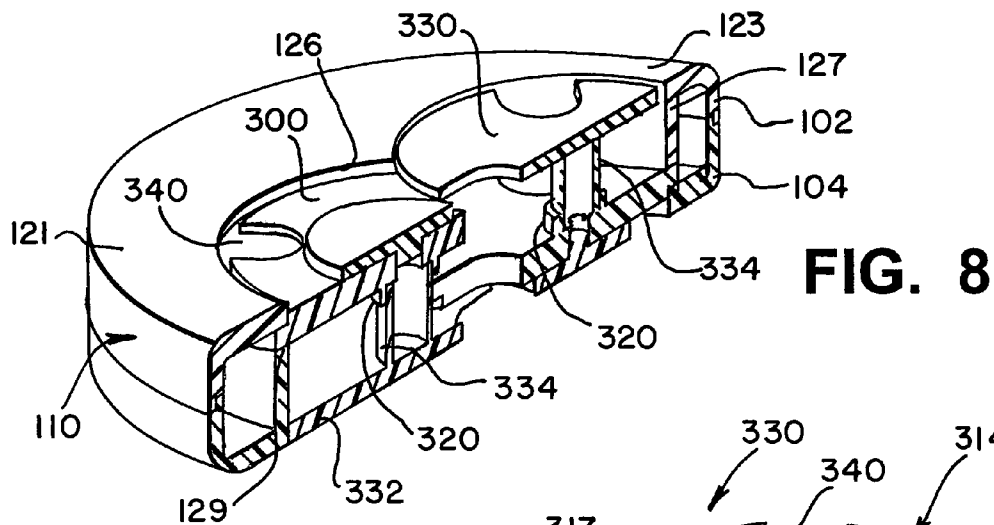


FIG. 8

FIG. 9

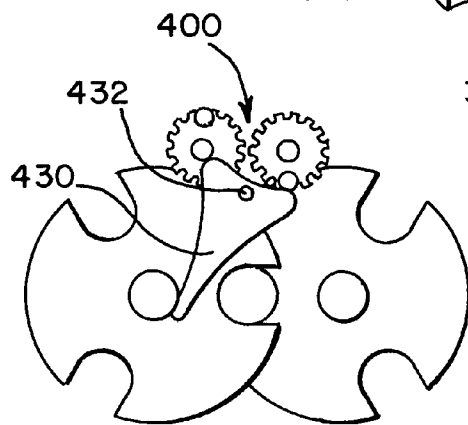
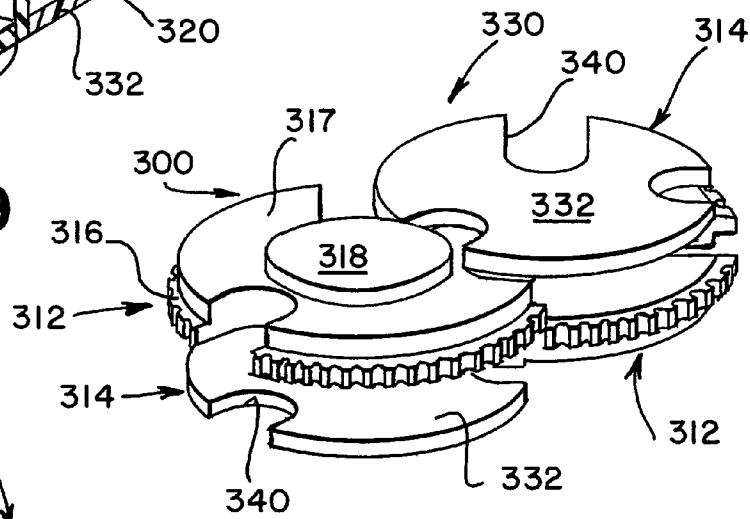


FIG. 11 A

FIG. 11 B

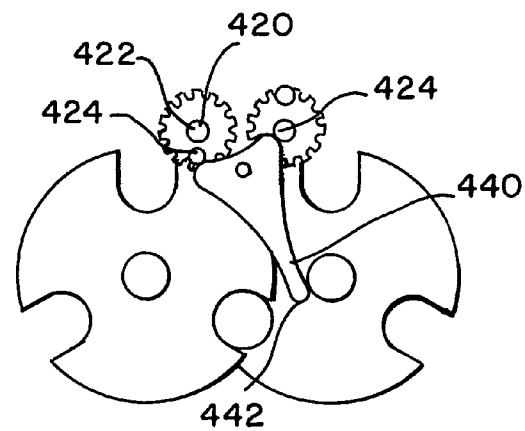


FIG. 10A

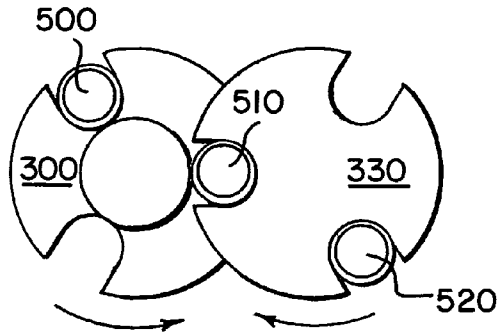


FIG. 10E

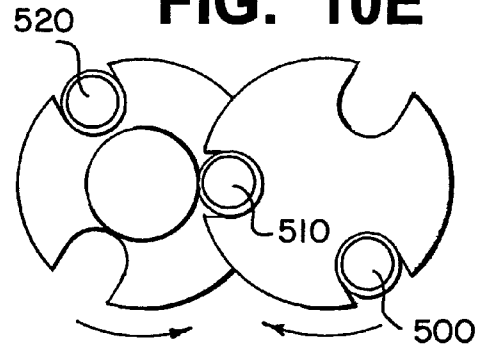


FIG. 10B

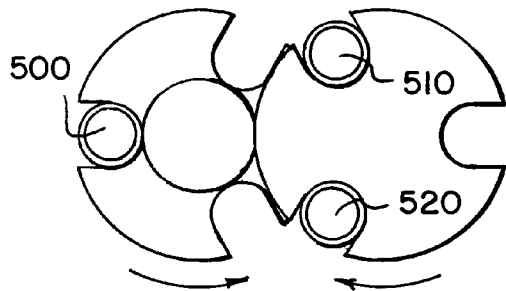


FIG. 10F

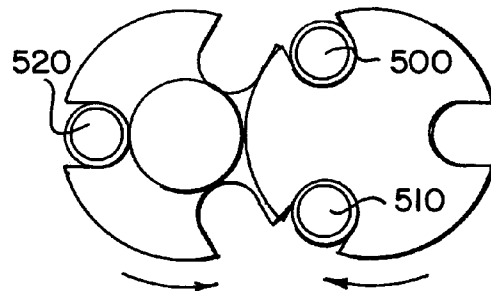


FIG. 10C

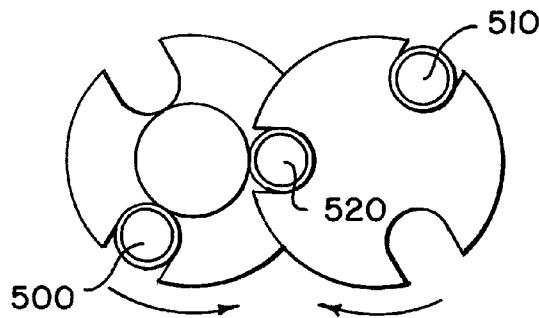


FIG. 10G

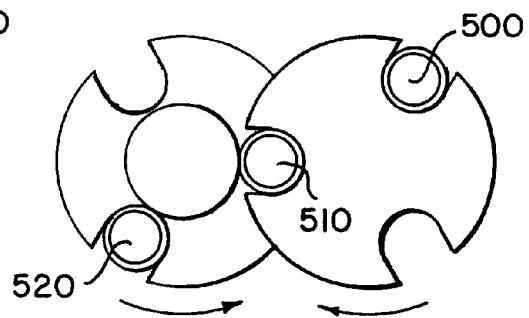


FIG. 10D

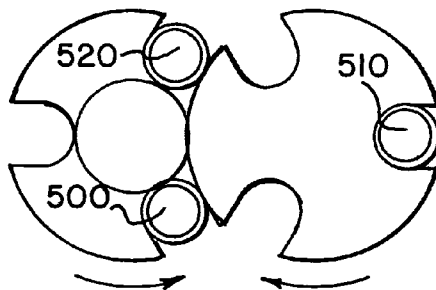


FIG. 10H

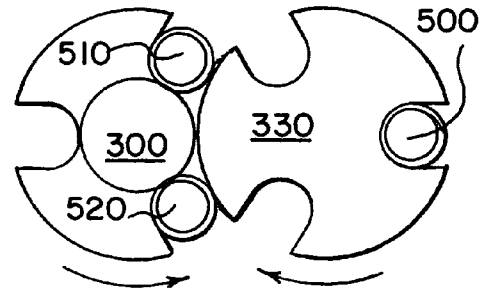


FIG. 12 A

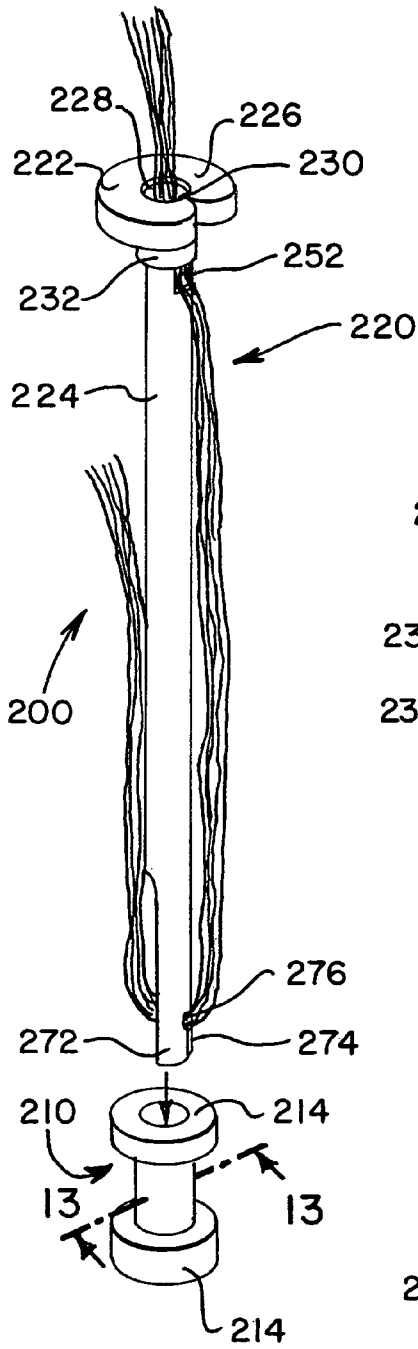


FIG. 13

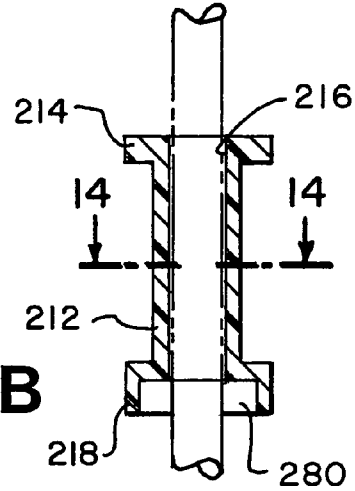


FIG. 12 B

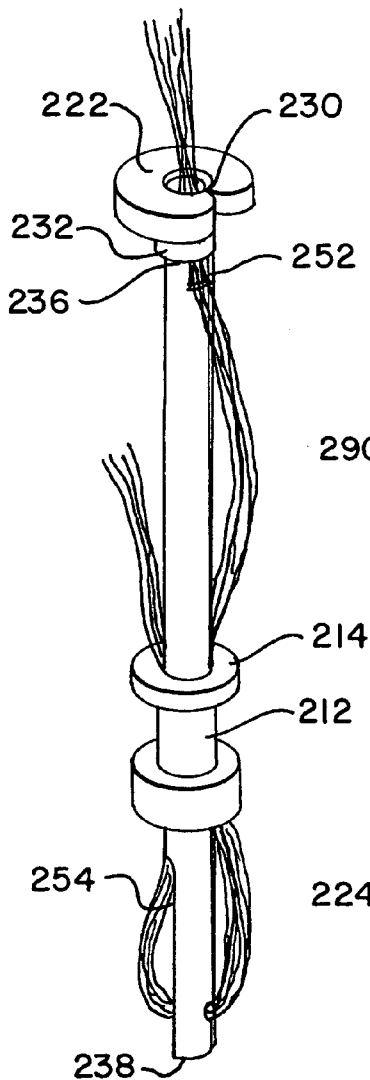


FIG. 14 A

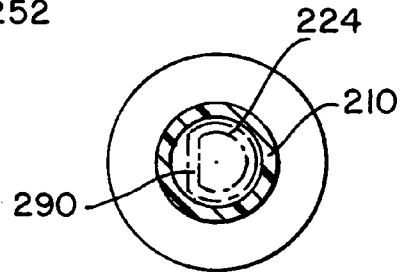


FIG. 14 B

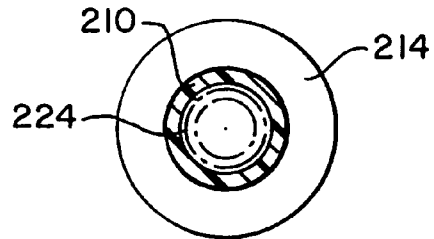
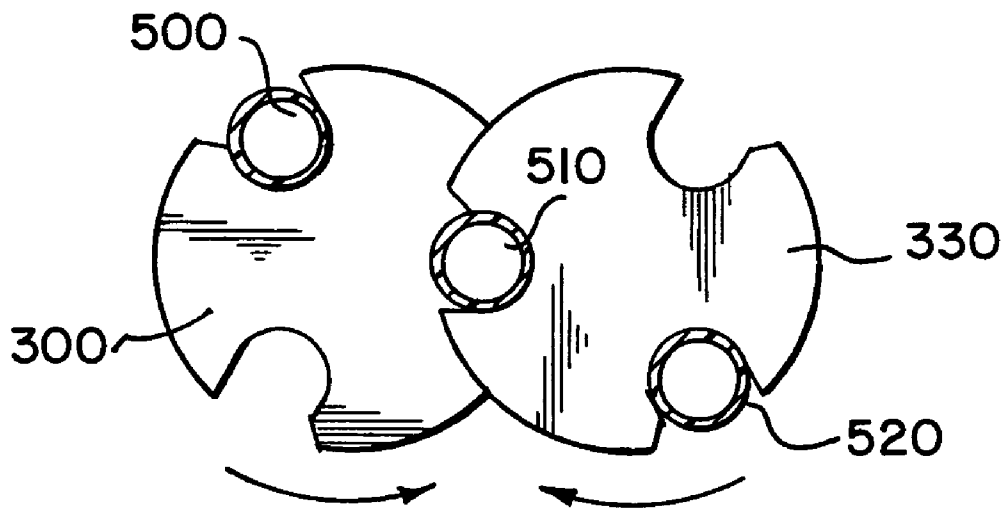


FIG. 15



HAIR BRAIDERCROSS-REFERENCE TO RELATED
APPLICATION

This application claims the benefit of U.S. patent application Ser. No. 60/440,993, filed Jan. 17, 2003, which is hereby incorporated by reference in its entirety.

TECHNICAL FIELD

The present invention relates generally to a device for manipulating hair, and more particularly, to a device configured to plait or braid strands of hair in response to a motor drive.

BACKGROUND

Devices that utilize motor drives to manipulate hair are known, and include hair styling devices as described in U.S. Pat. No. 6,318,378 of Kennedy et al. The Kennedy et al. device performs sequential operations of twisting two bundles of hair at once, followed by cabling of the twisted strands. Hair bundles are engaged by rotatable clamps that are, in turn, mounted on a rotatable platform. There are also commercially available devices modeled after the Kennedy et al. arrangement that have clamps and platform supported on interchangeable heads, with each head supporting a different number of clamps (e.g., three or four). Conair of Greenwich, Conn. markets one such device under the name Quick Braid™ Styling Kit with Ribbon Braider. As well, there are devices known in the art for wrapping hair with cord as described in U.S. Pat. No. 5,671,759 of Chung et al. and in commonly assigned U.S. Pat. Nos. 6,615,846 and 6,662,808 of Leason et al.

While these devices permit hair to be manipulated or adorned, they are special purpose devices suitable for only one task. What would be of benefit in the art is a simple yet effective hair braider that permits true plaiting or braiding of hair, that is, weaving of three bundles of hair with and among each other into a plait or braid. The present invention addresses these and other needs.

SUMMARY

A hair braider is provided and is configured to perform a three-bundle plait or braid and includes a body having a handle and a head portion at one end of the handle; a selectively actuatable drive source disposed within the body; and first and second rotatable rotors that are disposed within the head portion and are accessible through openings formed in the head portion. The first and second rotatable rotors are operatively coupled to the drive source through a plurality of gears such that the first and second rotors rotate in opposite directions when the drive source is actuated.

The hair braider further includes a plurality of hair retaining members that are received within openings formed through the first and second rotatable rotors, wherein each hair retaining member has a bore formed therethrough for receiving one bundle of hair. In addition, a mechanism for transferring at a transfer location one hair retaining member from one rotor to the other rotor as the rotors rotate, wherein the initial arrangement of the hair retaining members within the openings. The rotation of the rotors in opposite directions and the successive transfer of one hair retaining member from one rotor to the other rotor results in a true, three-bundle braid being formed.

In addition, a method of braiding hair in a three-bundle plait or braid is provided and includes the steps of: (1) providing a hair braider that includes: (a) a plurality of first and second rotors that rotate in opposite directions under the action of a drive mechanism; (b) a plurality of hair retaining members that are received within openings formed in the first and second rotors and act to carry one bundle of hair, wherein the first and second rotors at least partially overlap such that in a transfer location, one opening of one rotor overlaps one opening in the other rotor, and (c) a mechanism for automatically transferring one hair retaining members from one rotor to the other rotor whenever the one hair retaining member is disposed in the transfer location; (2) disposing a first bundle of hair in a hair retaining member and through one opening in the first rotor; a second bundle of hair in another hair retaining member and through another opening in the first rotor and a third bundle of hair in another hair retaining member and through one opening in the second rotor such that in a left-to-right order of the hair bundles there is a left hair bundle, a central hair bundle and a right hair bundle, wherein in the initial position, the first hair bundle is the left hair bundle, the second hair bundle is the central hair bundle and the third hair bundle is the right hair bundle, wherein the central hair bundle is always disposed in the transfer location; and (3) rotating the first and second rotors in opposite directions with the three hair bundles being carried in respective circular orbits such that a number of successive hair bundle swaps are preformed as a result of the rotation of the rotors and action of the mechanism with the swaps being defined by successive swaps of the central hair bundle and one of the left and right hair bundles and then the central hair bundle with the other of the left and right hair bundles, thereby resulting in a three-bundle braid being formed.

Further aspects and features of the exemplary apparatus disclosed herein can be appreciated from the appended Figures and accompanying written description.

BRIEF DESCRIPTION OF THE DRAWING
FIGURES

The invention will be more fully understood by reference to the following drawings which are for illustrative purposes only:

FIG. 1 is a top and side perspective view of a hair braider according to one exemplary embodiment with hair threaders being exploded therefrom;

FIG. 2 is a side elevation view of the hair braider of FIG. 1;

FIG. 3 is a top plan view of the hair braider of FIG. 1;

FIG. 4 is a bottom plan view of the hair braider of FIG. 1;

FIG. 5 is a cross-sectional side elevation view taken along the line 5—5 of FIG. 3;

FIG. 6 is a cross-sectional view taken along the line 6—6 of FIG. 5;

FIG. 6A is a cross-sectional view taken along the line 6A—6A of FIG. 6;

FIG. 7 is a cross-sectional view taken along the line 7—7 of FIG. 5;

FIG. 8 is a perspective view, in partial cross-section, of a section of a head portion of the hair braider of FIG. 1;

FIG. 9 is a perspective of two gear wheels meshing with one another;

FIGS. 10(a) through (h) illustrate eight sequential views of the gear wheels when driven so as to plait hair;

FIG. 11A is a top plan view of the gear wheels with an urging element being shown in a first position;

FIG. 11B is a top plan view of the gear wheels with the urging element being shown in a second position;

FIG. 12A is a perspective view of a hair threader with hair secured thereto exploded from a corresponding hair retaining member the receives the hair threader;

FIG. 12B is a perspective view of the hair threader being at least partially inserted into the hair retaining member;

FIG. 13 is a cross-sectional view of the hair threader received within the hair retaining member;

FIG. 14A is a cross-sectional view taken along the line 14—14 illustrating an elongated threader tube member according to one embodiment;

FIG. 14B is a cross-sectional view taken along the line 14—14 illustrating an elongated threader tube member according to another embodiment; and

FIG. 15 is a top plan view of gear wheels according to another embodiment and the urging element.

DETAILED DESCRIPTION OF PREFERRED EMBODIMENTS

Referring first to FIGS. 1–5, FIG. 1 is a top and side perspective view of a hair braider 100 according to one exemplary embodiment. The hair braider 100 includes a head 110 and a handle 120 that is disposed at a predetermined angle relative to the head 110. The handle 120 is constructed so that it houses a number of the working components of the hair braider 100 and more specifically, the handle 120 houses a power source 130, such as one or more batteries (e.g., 2 AA size batteries) along with a motor 140 that is operatively connected to the power source 130 as well as a main gear box 150 that serves to drive other working components of the hair braider 100 as described in greater detail below. The handle 120 can assume any number of different contours that are ergonomically pleasing to a user's hand and permit the hair braider 100 to be easily grasped and held by the user as the braiding operation is performed.

In the illustrated embodiment, the handle 120 has a slight curvature to it and has a first end 122 that mates with and is integral to the head 110 and an opposing second end 124. Typically, the power source 130 is located at or near the second end 124 and the main gear box 150 is located at or near the first end 122 with the motor 140 being disposed between the main gear box 150 and the power source 130. According to one exemplary embodiment, the angle between the handle 120 and the head 110 is about 45 degrees; however, this is merely exemplary and the angle between these two parts can either be less than or greater than 45 degrees.

A switch mechanism 170 is also provided in the handle 120 to selectively activate the motor 140 and cause the braiding operation to either commence or terminate. The switch mechanism 170 is formed on an upper face 112 of the handle 120 and is operatively connected to the motor 140 and the main gear box 150. Any number of types of switch mechanisms 170 can be used to selectively activate the motor 140. For example, one type of switch mechanism 170 is a push button type on/off switch, while another type of switch mechanism is a slideable on/off type button. It will be appreciated that any other type of switch mechanism, e.g., a rotating switch member, can be used in the hair braider 100 of the present invention. The actual switch component, e.g., button 172, can be surrounded by a skirt 174 or the like that further sets off the switch mechanism 170 from the sur-

rounding handle 120. The switch mechanism 170 can optionally control the speed of the motor 140.

In one embodiment, the motor 140 can be of a single speed, single direction in that activation thereof causes the motor to rotate at a predetermined speed in one direction. For example, one suitable speed at which the motor 140 rotates is about 40 rpm. However, it will be appreciated that the motor 140 can be of the type that is configured to operate at a number of different speeds and it will further be appreciated that the motor 140 can be permitted to rotate clockwise or counterclockwise. The motor drive can be as described in the aforementioned Kennedy et al. patent or it may be any other type of motor drive that is suited for the intended purpose.

The power source 130 is in the form of one or more batteries that can be accessed along a lower face 114 of the handle 120 to permit easy installation and replacement of the batteries. For example, a removable battery lid 116 can be provided to cover a battery compartment 117 where the batteries 130 are disposed. The battery lid 116 is of a conventional design that is constructed to permit the user to easily remove and replace the lid 116 with little effort. For example, the battery lid 116 can be of a snap fit design.

The head 110 of the hair braider 100 has a generally oval, oblong or annular shape and is defined by an upper face 113 and an opposing lower face 115 and an arcuate vertical wall 119 that extends between the upper face 113 and the lower face 115. Each of the upper face 113 and the lower face 115 has a cut out 126 formed therein and preferably, the cut outs 126 in the upper and lower faces 113, 115 have substantially the same or are identical in terms of their shapes. In any event, the cut outs 126 have to be complementary to one another and of sufficient size to permit hair to be passed through the hair braider 100 from one of the faces 113, 115 to the other of the faces 113, 115. In one embodiment, as illustrated, the cut out 126 is in the form of two circles that are partially overlapped with another along a perimeter edge thereof. Thus, the wall of the upper face 113 that defines the cut out 126 has the general outline of an "8". Preferably, the upper face 113 and the lower face 115 include the same shaped cut out 126 with the cut out 126 in the upper face 113 perfectly overlying the cut out 126 in the lower face 115.

The main gear box 150 includes a drive shaft 152 that is driven by the motor 140 and is configured so that it operatively mates with working gears that are disposed within the head 110 as is described in detail below. At one end of the drive shaft 152, a toothed drive gear 154 is provided and is orientated so that its teeth intermesh with teeth of at least one other gear for imparting rotation to these gears. As shown in the Figures, the drive gear 154 is at an angle relative to the rest of the working gears since the drive shaft 152 itself is at an angle due to it extending along the handle 120 as opposed to being located in the head 110.

As shown in FIG. 2, in one embodiment, the hair braider 100 is formed of two molded parts that are generally split down the middle so as to define an upper molded part 102 and a lower molded part 104. This construction permits the working components to be easily disposed in one of the upper and lower molded parts 102, 104. It will be appreciated that this type of construction also provides ease of manufacturing since the split part design is of a simple nature compared to more complex designs. The two molded housing parts can be coupled together using any number of conventional techniques, including using snap fit means or the use of fasteners (screws). Optionally, a thin plastic film or a covering or the like can be disposed on an underside of the lower face 115 of the head 110 to hide fasteners and other

undesirable markings that are present thereat. For example, a thin sheet of plastic can be glued on the lower face 115 to hide the fasteners, pins, etc. that are otherwise visible.

Referring now to FIGS. 1–15, the hair braider 100 includes a plurality of hair receiving members 200 that is each sized to receive a respective bundle of hair from a person or doll. The members 200 are journaled around and around in a prescribed pattern, as described herein, in order to plait hair. In one exemplary embodiment, each member 200 is formed of a number of parts that are operatively coupled to one another and more specifically, each member 200 includes a post 210 (i.e., cylindrical post) and a threader 220, both of which are preferably formed of a plastic material. The post 210 is a generally cylindrical member that is formed of a hollow cylindrical base 212 and a pair of flanges 214 that are disposed at each end of the cylindrical base 212. A bore 216 is formed through the cylindrical base 212 and is open at each end to permit hair to be received therethrough. The flanges 214 at each end of the cylindrical base 212 are preferably the same and are in the form of annular shaped discs that extend outwardly from the cylindrical base 212. Preferably, the flanges 214 are formed at right angles with respect to the cylindrical base 212 so as to form a pair of 90 degree shoulders. The lowermost flange 214 has one added feature relative to the uppermost flange 214 in that the lowermost flange 214 further includes an annular lip 218 that is formed on an underside of the lowermost flange 214 and around a peripheral edge thereof.

The threader 220 of the member 200 is designed to cooperate with and more specifically be securely coupled to the cylindrical post 210. The threader 220 itself is formed of several parts that are coupled to one another in that the threader 220 includes a threader head 222 and an elongated tube member 224 that extends from the threader head 222 when the two are coupled to one another. The threader head 222 includes a generally disc-shaped body 226 that has a central opening 228 formed therein. The head 222 is actually of a split design (like a split washer) in that a small channel 230 is formed therein and defines and separates two sections of the threader head 222. The channel 230 forms an entrance to the central opening 228. Preferably, the two body sections of the head 222 that define the channel 230 are tapered or rounded so that an entrance into the channel 230 has a greater width than the width of the channel 230. By rounding off the edges of these two sections and increasing the width of the entrance to the channel 230, the strand of hair can more easily be received and guided into the channel 230. A cylindrical boss 232 is integral to the disc shaped body 226 and extends outwardly away from one face thereof (preferably at a right angle relative to the disc shaped body). The cylindrical boss 232 has a bore 234 formed therethrough which is axially aligned with the central opening 228 to permit hair to pass therethrough. The boss 232 also has a channel formed therethrough which aligns with the channel 230 to permit the strand or bundle of hair to be received through both channels and into the opening 228, bore 234.

The elongated tube member 224 has a first end 236 and an opposing second end 238 with the first end 236 being configured to securely mate with the cylindrical boss 232. More specifically, the elongated tube member 224 is a generally cylindrically shaped tube member that is sized so that the first end 236 thereof can be received within the bore 234 formed through the cylindrical boss 232. The inner diameter of the cylindrical boss 232 is greater than the inner diameter of the central opening 228 resulting in a stop being formed therebetween. The stop serves to limit the degree of travel of the elongated tube member 224 within the cylin-

drically boss 232. In other words, when the first end 236 is placed within the bore 234, the elongated tube member 224 is moved within the cylindrical boss 232 until the first end 236 seats against the stop. The elongated tube member 224 is coupled to the threader head 222 using any number of techniques, including establishing a frictional fit between the two parts and more preferably, a small amount of adhesive can be disposed around the outer surface of the first end of the member 224. This adhesive acts to bind the elongated tube member 224 to the cylindrical boss 232 and therefore, the elongated tube member 224 is securely attached and positioned relative to the threader head 222.

The elongated tube member 224 has several cut outs formed therein and more specifically, the illustrated tube member 224 has a first cut out 252 formed at the first end 236 and a second cut out 254 formed at the second end 238. The first cut out 252 represents a generally square or rectangular shaped window that is formed in the elongated tube member 224. The height of the first cut out 252 is greater than the length or height of the cylindrical boss 232 of the threader head 222 so that when the elongated tube member 224 is disposed within the cylindrical boss 232, a bottommost section of the window extends below the cylindrical boss 232, thereby permitting the user to visually see the interior (within the bore) of the elongated tube member 224 where the hair is present. When the threader head 222 is secured to the elongated tube member 224, the channel 230 formed in the disc-shaped member is aligned with the first cut out 252 so that a strand of hair can be inserted into the channel 230 into the central opening 228 and then fed back out through the first cut out 252 as described in greater detail hereinafter.

As with the first cut out 252, the second cut out 254 represents a section of the cylindrical wall of the tube member 224 that has been removed from the elongated tube member 224. The innermost section of the second cut out 254 is defined by curved wall segments 260. In the illustrated embodiment, both the first and second cut outs 252, 254 do not extend more than 180 degrees around the elongated tube member 224, thereby leaving at least about 180 degrees of cylindrical wall remaining. Further, in the illustrated embodiment, the first cut out 252 and second cut out 254 are formed on opposing sides of the cylindrical wall of the tube member 224 and therefore face opposite directions. At the second end 238 of the elongated tube member 224, a hair retaining feature 270 is formed thereat for selectively holding and orientating a strand of hair relative to the hair braider 100. One exemplary hair retaining feature 270 is a split end formed by a pair of fingers 272 with a groove or space 274 formed therebetween to permit and accommodate flexing of the fingers 272 as a strand of hair is inserted within the space 274. The groove 274 extends from the second end and opens into an opening 276 formed in the tube member 224 for receiving and carrying the strand of hair. The opening 276 is thus sized so that the strand of hair can comfortably be received within and carried within the opening. The opening 276 can have any number of shapes with some exemplary shapes being a circle, an oval, oblong and ellipsoidal, etc.

Distal ends of the fingers 272 are outwardly tapered so that the groove 274 is greatest at its distal end as opposed to the proximal end where the groove 274 is in communication with the opening 276. This configuration acts as a funnel arrangement and makes it easier to receive the strand of hair since the strand is received in the widest section of the groove 274 and then once captured, the strand can be advanced along the groove 274 until the strand enters and is

captured in the opening 276. Since the strands of hair can be of different sizes, the formation of flexible fingers 272 permits the variably sized strands of hair to be received and advanced within the groove 274 to the opening 276.

The cylindrical post 210 also includes a ring-shaped member 280 that is disposed adjacent a bottom face of the lowermost flange 214. The ring-shaped member 280 is formed of an elastic, flexible material, such as a soft rubber, and the thickness of the ring-shaped member 280 is such that the ring-shaped member 280 is disposed between the annular lip 218. The annular lip 218 preferably includes undercuts to retain the ring-shaped member 280. Preferably, the ring-shaped member 280 does not extend below the annular lip 218. The opening formed in the ring-shaped member 280 has a diameter that is greater than an outer diameter of the elongated tube member 224 so that a small space (annular shaped) is formed therebetween. The diameter of the opening of the ring-shaped member 280 is less than the diameter of the inner diameter of the bore formed through the cylindrical post 210.

To assemble and locate and retain a strand of hair within the hair retaining member, a strand of hair is inserted into the channel 230 formed in the disc-shaped member and then into the central opening 228. The strand of hair is not fed through the bore of the elongated tube member 224 along the length thereof but rather the strand of hair is fed down along the outer surface (exterior) of the elongated tube member 224. The strand of hair is then fed between the pair of flexible fingers 272 into the groove 274 and ultimately into the opening 276. After the strand of hair is fed through the opening 276, the strand of hair is then fed up along the opposite side of the outer surface of the elongated tube member 224. The strand of hair extends up along the elongated tube member 224 such that a tip end of the strand of hair is located below the threader head 222.

The second end 238 of the elongated tube member 224 is inserted into the cylindrical post 210 with the second end 238 of the tube member 224 extending below the lowermost flange 214. When the elongated tube member 224 is fed through the bore 216 of the cylindrical post 210, the strand of hair is disposed between the outer surface of the elongated tube member 224 and the inner surface of the bore 216. The strand of hair, including the distal tip, is fed up so that it extends above the uppermost flange 214 of the cylindrical post 210. The elongated tube member 224 is continuously lowered into the bore until an underside of the disc-shaped member of the threader head 222 contacts and seats against the uppermost flange 214 of the cylindrical post 210. The threader 220 is constructed and is intended to make it easier to pull (thread) the hair through the cylindrical post 210 as part of the operation of the hair braider 100.

In yet another embodiment, the elongated tube member 224 is not completely cylindrical in shape but rather a longitudinal flat 290 is formed along one side of the elongated tube member 224 as shown in FIG. 14A. The longitudinal flat 290 extends from one end of the elongated tube member 224 to the other end. When the strand of hair is fed up along the outer surface of the elongated tube member 224 after being received through the central opening, the strand of hair is fed up along the longitudinal flat 290. This longitudinal flat 290 provides room for the thread of hair to be threaded through the cylindrical post 210.

As best shown in FIG. 9, the means for locating and journaling the cylindrical posts 210 around and around according to the prescribed pattern is a pair of cooperating first and second gear wheels 300, 330 (also called rotors) that are housed within the head 110 of the hair braider 100.

The first gear wheel 300 and the second gear wheel 330 are similar but there are differences between the two as will be described hereinafter. For ease of illustration, the first gear wheel 300 can be thought of as a left gear wheel and the second gear wheel 330 can be thought of as a right gear wheel when viewed from the top of the braider 100. Each of the first and second gear wheels 300, 330 is formed of a pair of parts that cooperate and are operatively coupled to one another to form the respective gear wheel 300, 330. The specific construction of the pair of parts is variable and there are a number of different embodiments that are suitable constructions for the first and second gear wheels 300, 330; however, the function and operation of the gear wheels 300, 330 remain the same in each of the embodiments.

One exemplary first gear wheel 300 is formed of a first (upper) part 312 and a second (lower) part 314 that are securely yet preferably releasably secured to one another. The first part 312 is formed of a body that includes three concentric disc-shaped portions 316, 317, 318 of varying diameter. More specifically, the first disc-shaped member 316 has the greatest diameter and is the lowermost of the three disc-shaped portions, while the second disc-shaped member 317 has a diameter that is less than the first disc-shaped member 316 but greater than the third disc-shaped member 318. The third disc-shaped member 318 is in the form of a circular disc that sits on top of a center section of the second disc-shaped member 317. It will be appreciated that right angle shoulders are formed between each of the adjacent disc-shaped members.

The second part 314 mates with the first part 312 to form the gear wheel and is formed of a disc-shaped member 332 that is configured to mate with and securely attach to the first disc-shaped member 316 and more specifically, one face of the first disc-shaped member 316 includes a feature that is complementary to and mates with a complementary feature for securely coupling the two parts 312, 314 to one another.

The first disc-shaped member 316 includes a center boss 320 that extends outwardly from a center section of one face thereof and is constructed to mate with a complementary feature formed on one face of the second part 314. For example, one face of the disc-shaped member 332 can include a boss 334 that is sized to mate with the boss 320 such that the first and second parts 312, 314 are securely attached to one another. The boss 334 of the second part 314 acts as a spacer or central hub for the first gear wheel 300 since it serves to space the two parts 312, 314 a predetermined distance from another to permit another member to gain access and be disposed between the first and second parts 312, 314 as is described below.

The first gear wheel 300 includes a plurality of peripheral cut outs or notches 340 formed therein and extending radially therearound. In the illustrated embodiment, there are three notches formed as part of the first gear wheel 300. The notches 340 are configured and sized to receive the cylindrical posts 210 as will be described hereinafter. In the illustrated embodiment, the notches 340 are formed in the first and second disc-shaped members 316, 317 and not in the third disc-shaped member 318. The notches 340 are formed at and along the perimeter edge of the disc-shaped member 316 and extend inwardly therefrom with the notch opening being accessible along the perimeter edge of the first gear wheel 300. The innermost edges of the notches in the first and second disc-shaped members 316, 317 are aligned so that the inner edge of the notch is a smooth edge. The notches 340 formed in the second disc-shaped member 317 extend close to but are not formed in the third disc-shaped member 318 but rather are formed radially there-

around. The disc-shaped member 332 of the second part 314 includes a plurality of notches 340 that align with the notches 340 formed in the first part 312 when the first and second parts 312, 314 are coupled to one another.

The second gear wheel 330 is similar to or identical to the first gear wheel 300 and is formed of two parts 312, 314 that cooperate and mate with one another. In the illustrated embodiment, the first and second gear wheels 300, 330 are identical and are merely orientated in opposite directions in the head 110. More specifically, the second gear wheel 330 includes the first part 312 and the second part 314 that are coupled to one another. However, the second gear wheel 330 is orientated in the head 110 in the opposite direction such that the second part 314 is the upper part that is adjacent the first part 312 of the first gear wheel 300 and the first part 312 is the lower part adjacent the second part 314 of the first gear wheel 300. Thus, the third disc-shaped member 318 faces upward in the first gear wheel 300, while the third disc-shaped member 318 faces downward in the second gear wheel 330 and therefore, when the two gear wheels 300, 330 are disposed in the same plane, the third disc-shaped member 318 of the first gear wheel 300 is aligned with and lies in the same plane as the disc-shaped member 332 of the second part 314. Similarly, the third disc-shaped member 318 of the second gear wheel 330 is aligned with and lies in the same plane as the disc-shaped member 332 of the second gear wheel 330.

In the illustrated embodiment, the first and second gear wheels 300, 330 each includes three notches. It will also be understood that the notches 340 formed in the first and second gear wheels 300, 330 are complementary to one another and preferably are identical since the notches 340 are designed to receive the members that carry the threads of hair during the plating (braiding) operation and permit transfer of these members from one gear wheel to the other gear wheel.

It will be appreciated that at each face of the first and second gear wheels 300, 330, the third disc-shaped member 318 keeps the hair retaining features (cylindrical posts, etc.) at the same height along each face of the first and second gears 300, 330 since the gear wheels 300, 330 at least partially intermesh with one another in an overlapping manner. More specifically, the first and second disc-shaped members 316, 317 of each wheel 300, 330 are disposed between the disc-shaped member 332 of the second part 314 and the first disc-shaped member 316 of the first part 312. The perimeter circumferential edge of the respective disc-shaped member 332 of the second part 314 is proximate to the third disc-shaped member 318 of the first part 312 when the two parts 312, 314 rotate relative to one another.

As shown in FIG. 8, when the two parts (first and second molded parts 102, 104) of the head 110 are assembled together, and in one exemplary embodiment, the first part 102 of the head 110 that defines the upper face 113, as well as the second part 104 thereof that defines the lower face 115, has two distinct sections, namely a first section 121 that cooperates with and complements the first gear wheel 300 and a second section 123 that cooperates with and complements the second gear wheel 330. The first section 121 is generally an L-shaped body that has a portion of the cut out 126 formed therein and the second section 123 is generally a U-shaped body that includes the other portion of the cut out 126. The second section 123 includes an inner vertical wall 127. It will be appreciated and as shown in the cross-sectional view of FIG. 8, the first section 121 of the first head part 102 mates with the second section 123 of the second head part 104 and the second section 123 of the first

head part 102 mates with the first section 121 of the second head part 104. There is a space 129 that is formed between the vertical wall 127 of the second section 123 and the opposing, facing horizontal wall of the first section 121.

In this arrangement, the first gear wheel 300 is disposed in the head 110 such that the first disc-shaped member 316 of the first part 312 is received in the space 129 such that an inner edge of the first section 121 that defines the section of the cut out 126 is received in and faces the shoulder formed between the first and second disc-shaped members 316, 317. The disc-shaped member 332 of the second part 314 is disposed adjacent the vertical wall 127. The second gear wheel 330 has the same arrangement except that the second gear wheel 330 has an opposite orientation since the second section 123 adjacent the second gear wheel 330 is formed as part of the first head part 102 and the first section 121 is formed on a bottom section of the second head part 104. FIG. 1 shows one cylindrical post 210 in the center location.

When assembling the braider 100, the cylindrical posts 210 are first disposed within respective notches 340 of one of the parts 312, 314 of the gear wheel and then the other part 312, 314 is mated thereto so as to lock the cylindrical posts 210 in the respective notches 340 with the flanges 214 being disposed adjacent to an outer face of each of the parts 312, 314. The assembled gear wheels 300, 330 can then be disposed within the head 110 which at this point in time is separated into the first and second head parts 102, 104 to permit reception of the gear wheels and other working components therebetween before final assembly of the head 110 and the braider 100 is performed and completed.

It will further be appreciated that the first and second gear wheels 300, 330 are driven members in that the drive gear of braider 100 and more specifically, the rotation thereof causes the first and second gear wheels 300, 330 to themselves rotate in opposing directions. In one exemplary embodiment, each of the first and second gear wheels 300, 330 includes a plurality of teeth formed along a perimeter outer edge thereof for meshing with complementary teeth formed as part of the drive gear 154 or other intermediate gears that are operatively coupled to drive gear. Both of the first and second gear wheels 300, 330 are rotatably disposed within the head 110 of the hair braider 100 and are operatively connected to the drive source.

The shape of the notches 340 is also variable and more specifically, the edges of the notches 340 can be rounded or beveled as opposed to being more of a sharp outer edge. For example, as shown in FIG. 15, one of the edges of the notch at the circumferential outer edge of the gear wheel is cut away so as to form a beveled edge which permits the cylindrical post that carries the thread of hair to be more freely and smoothly transferred from one gear wheel to the other gear wheel as described herein.

The hair braider 100 also includes a number of other gear members (e.g., driven gears and idler gears) that are rotatably disposed within the head 110 of the braider 100 and are arranged to cooperate with the drive gear 154, one of the gear wheels 300, 330, and/or another one of the gears. More specifically, these toothed gears are arranged to move the gear wheels 300, 330 in opposing directions. Thus, for example, the first gear wheel 300 (left gear wheel) turns counterclockwise, while the second gear wheel 330 (right gear wheel) turns clockwise; however, the direction of rotation of these two members can equally be reversed. For example, the gears are typically arranged radially around the first and second gear wheels 300, 330 and represent driven gears and idler gears. Each of the gears has a disc-shaped (circular) body and is rotatably supported in the head 110 by

a support post or the like. The size of the gears is variable and not all of the gears in the head 110 are of the same size. In other words, the gears 300, 330 are annular gears of different sizes.

In one exemplary embodiment, there are at least ten other gears that are arranged about the first and second gear wheels 300, 330 within the head 110. These gears exclude the drive gear 154 and gears that are associated with a post changing mechanism 400. For example, gears 600, 602, 603, 604, 605 and 606 are arranged on one side of first and second gear wheels 300, 330 and gears 607, 608, 609 and 610 are arranged on the other side of the gear wheels 300, 330. In one exemplary embodiment, all of the gears are about the same size (diameter) except gears 602 and 605 which are larger than the other gears.

The gears 607, 608 are arranged adjacent to and in communication with the left gear wheel 300, while the gears 609 and 610 are arranged adjacent to and in communication with the right gear wheel 330. The gears associated with the post changing mechanism 400 are disposed between these gears. The gears 607 and 608 are also in communication with each other (rotate together) and similarly, the gears 609 and 610 are in communication with each other.

In one exemplary embodiment, the drive gear 154 is coupled to the third gear 603 and therefore, rotation of the drive gear 154 is translated into rotation of the third gear 603 which itself is coupled to the first gear wheel 300 and therefore, rotation is imparted to the first gear wheel 300 in a first direction. Since the third gear 603 is coupled to the fourth gear 604, the rotation of the gear 603 in one direction is translated into rotation of the gear 604 in an opposite direction. Since the gear 604 is coupled to the second gear wheel 330, rotation is translated to the second gear wheel 330 in a direction opposite the direction of the first gear wheel 300. For example, if the drive gear 154 rotates in a counterclockwise direction, the first gear wheel 300 rotates in a counterclockwise direction, while the second gear wheel 330 rotates in a clockwise direction since the gear 603 rotates in a clockwise direction, the gear 604 rotates in a counterclockwise direction, the gear 602 rotates in a counterclockwise direction, the gear 600 rotates in a clockwise direction, the gear 605 rotates in a clockwise direction, the gear 606 rotates in a counterclockwise direction, the gear 607 rotates in a clockwise direction, the gear 608 rotates in a counterclockwise direction, the gear 609 rotates in a clockwise direction, and the gear 610 rotates in a counterclockwise direction.

The gears that are associated with the post changing mechanism 400 include four gears and more specifically, include a pair of outer gears 410 and a pair of inner gears 420 that are disposed between the pair of outer gears 410. Each inner gear 420 partially overlaps the adjacent outer gear 410. Each outer gear 410 includes a first toothed gear body 412 and a second toothed body 414 that is integrally disposed or formed on an upper face of the first toothed gear body 412. As shown, the second toothed body 414 has a diameter that is less than the diameter of the first toothed body 412 and preferably, the second toothed body 414 is centrally located on the first toothed body 412. A post or pin 416 extends upwardly from the second toothed body 414 (preferably from the center thereof).

Each inner gear 420 is formed of a toothed circular body that is disposed in at least a partially overlapping manner with respect to the adjacent outer gear 410 such that the teeth of the inner gear 420 intermesh with the teeth of the second toothed body 414 of the outer gear 410. Thus, rotation of the outer gear 410 in one direction is translated into rotation of

the intermeshed inner gear 420 in the opposite direction. The inner gear 420 also has a post or pin 422 that extends upwardly from the center thereof and further includes a stop 424 that is formed at an outer edge thereof and extends upwardly in the same direction as the post 422. The two inner gears 420 face one another; however, they do not cooperate with one another. In other words, the teeth of the two inner gears 420 do not intermesh with one another.

In the illustrated embodiment, the teeth of the outer gear 410 intermesh with one of the gear wheels 300, 330; however, the adjacent inner gear 420 is not coupled (intermeshed) with the gear wheel or any other gear and therefore, the rotation of the outer gear 410 due to rotation of the respective gear wheel 300, 330 causes the rotation of the inner gear 420 due to the coupling between the two. This in turn causes the upstanding stop 424 to rotate. In the illustrated embodiment, the outer gear 410 associated with the first gear wheel 300 rotates in a clockwise direction while the respective intermeshed inner gear 420 rotates counterclockwise and the outer gear 410 associated with the second gear wheel 330 rotates in a counterclockwise direction while the respective intermeshed inner gear 420 rotates clockwise. It will be appreciated that all of the above rotational directions for the gears can be reversed since they are dictated by the initial rotational direction of the drive gear 154 and therefore, rotation of the drive gear 154 in an opposite direction will cause all of the gears to rotate in directions opposite to those stated above.

The drive gear 154 is disposed within the head 110 of the hair braider 100 such that the drive gear 154 is operatively coupled to the drive source, i.e., the motor 140, such that activation of the drive source causes the drive gear to rotate. More specifically, the drive gear 154 includes a disc-shaped body 155 that has teeth formed along its outer circumferential edge and a shaft or some other type of protruding member is provided to cooperate with and be operatively coupled to a drive shaft of the motor 140 such that upon activation of the motor 140, the drive shaft is rotated and this rotation is translated to rotation of the drive gear. In a simple arrangement, the drive gear 154 is merely formed at the end of the drive shaft and toothed body 155 meshes with a lower section of the adjacent driven gear 603. The drive gear 154 is formed proximate one or both of gear wheels 300, 330. This allows the rotation of the drive gear to be directly translated into rotation of both of the gear wheels.

It will be understood that the number of gears and the arrangement thereof can be easily varied so long as the gears translate rotation of the drive gear 154 to opposite rotation of the gear wheels 300, 330 and they ensure that the gear wheels 300, 330 smoothly rotate within the head 110. Thus, the number of gears that is shown is only exemplary and more or less gears can be used for translating rotation to the gear wheels 300, 330.

Post changing mechanism 400 is provided for transferring one cylindrical post from one notch 340 in one of the gear wheels 300, 330 to one notch 340 in the other of the gear wheels 300, 330. The mechanism is automatically actuatable in that the rotation of the inner gears 420 causes the operation of the mechanism 400. In addition to the above described gears, the mechanism 400 includes an urging element (pivotable lever) 430 that urges one cylindrical post from one gear wheel to the other gear wheel. The urging element 430 is supported on a post or like 432 which defines the pivot point of the body thereof. The urging element 430 acts as a wiper device in that it contacts and sweeps the cylindrical post 210 out of one notch in one gear wheel and into and aligned notch formed in the other gear wheel when

the two notches 340 are aligned with one another in the center of the head 110. When the two notches 340 align with one another, a completely bounded opening is formed with its ends defined by the inner edges of the notches 340. The notches 340 are formed in the first and second gear wheels 300, 330 and the gear wheels rotate such that two pairs of notches 340 formed on the opposite gear wheels come together and are aligned with each other in the center location of the head 110.

The urging element 430 is configured and disposed within the head 110 such that when the urging element 430 pivots to urge and transfer the cylindrical post 210 from one notch 340 in one gear wheel 300, 330 to another notch 340 in the other gear wheel 300, 330, the urging element 430 is disposed between the two parts 312, 314. Thus, the spacing of the two parts 312, 314 is to permit the urging element 430 to be received therebetween so as to contact and urge the cylindrical post 210. Since the spacings of the first and second gear wheels 300, 330 are aligned, the urging element 430 can freely rest between the parts 312, 314 of one of the gear wheels 312, 314 and then freely move between the parts 312, 314 of the other gear wheel 312, 314.

The body of the urging element 430 can assume any number of different shapes and sizes; however, the body includes an elongated arm 440 that extends outwardly from a pivotable base of the urging element 430 and is configured to sweep the cylindrical post 210 from one gear wheel to the other gear wheel. The urging element 430 can be generally T-shaped or it can have a smoother shape with the arm 440 being defined by arcuate faces (e.g., concave surfaces) that lead to a distal end 442 as illustrated in FIGS. 1A and 1B. The distal end 442 is long enough such that it extends beyond the notches 340 when the notches 340 are aligned with one another at the center location so as to permit contact between the urging element 430 and the cylindrical post 210.

The urging element 430 is pivotable mounted within the head 110 such that the body thereof partially overlaps the inner gears 420 at select times as the urging element 430 rotates about the pivot. The urging element 430 is thus constructed so that the body thereof can be disposed over the inner gears 420. The urging element 430 is also mounted so that the body thereof cooperates with and is urged by the stops 424 formed as part of the inner gears 420. More specifically, the stops 424 are arranged on the inner gears 420 and these inner gears 420 rotate such that stops 424 contact the urging element body and prevent movement of the urging element 430 or urge the urging element body in a selected direction.

FIGS. 10A and 10B illustrate movement of the cylindrical posts 210 as the first and second gear wheels 300, 330 are journaled by the motor 140. Rotation of the first and second gear wheels 300, 330 causes the cylindrical posts 210 to move in clockwise and counterclockwise directions, and further to be transferred from one rotor to another with the assistance of the urging element 430. The cylindrical posts 210 migrate from a rest condition as shown in FIG. 10A to a final position in FIG. 10B where the cylindrical posts 210 have swapped positions with one another. The urging element 430 is advanced from its left position to its right position so as to urge the cylindrical posts 210 from one gear wheel 300, 330 to the other in response to the gearing associated with the gear wheels 300, 330.

In operation, bundles of hair 500, 510, 520 are received in respective cylindrical posts 210. Initially, the bundles of hair have a first orientation relative to one another, such as shown in FIG. 10A in which their left-to-right order is 500, 510,

520, extending along a diagonal line across the top of the head 110. Upon rotation of the drive shaft, the gear wheels 300, 330 are journaled in opposite directions such that the cylinders are carried in respective circular orbits until, as shown in FIG. 10C, the left-to-right order of the hair bundles becomes 500, 510, 520. This is the beginning of a true, three bundle plait or braid. With continued rotation of the rotors, urging element 430, as described in greater detail herein, moves the cylindrical post loaded with hair bundle 520 over to the first gear wheel 300 such that further rotation of the gear wheels 300, 330 causes the left-to-right order of the bundles to become 520-500-510. Again, with further rotation, the urging element 430 operates to transfer a cylindrical post 210 from one gear wheel to the other.

In FIG. 10D, the urging element 430 moved leftward to urge the cylindrical post with bundle 520 to the gear wheel 300. In FIG. 10F, the urging element 430 returns to its rightward position when it urges the cylindrical post containing bundle 500 to the second gear wheel 330. Further rotation of the first and second gears wheels 300, 330 result in a left-to-right order of the bundles to become 520, 510, 500, as shown in FIG. 10G. FIG. 10G has reverse order as compared to FIG. 10A. This process continues such that the central and right bundles swap positions and then the central and left bundles swap positions, as shown in the chart below. The result on the hair of the person or doll is a true, three-bundle plait or braid.

As illustrated	500	510	520
	500	520	510
	520	500	510
	520	510	500
	510	520	500
And continuing	:	:	:

The process or operation continues until the three bundles of hair of the user have been sufficiently plaited so as to form a classic, true three bundle braid. It will therefore be appreciated that the number of transfers of the cylindrical posts 210 from one rotor 300, 330 to the other rotor 300, 330 depends upon the length of the bundles of hair since the longer the hair bundles, the more plaiting or braiding is needed. This translates into an increase in the number of transfers of the cylindrical posts 210.

It will therefore be appreciated that the present hair braider 100 overcomes those deficiencies associated with prior art devices and provides a true, classic three bundle hair plait of braid as opposed to a two bundle hair plait or braid. The present braider 100 is easy to operate and is of a robust construction.

While this invention has been particularly shown and described with references to preferred embodiments thereof, it will be understood by those skilled in the art that various changes in form and details may be made therein without departing from the scope of the invention encompassed by the appended claims.

What is claimed is:

1. A hair braider configured to perform a three-bundle plait or braid comprising:
 - a body having a handle and a head portion at one end of the handle;
 - a selectively actuatable drive source disposed within the body;

15

first and second rotatable rotors that are disposed within the head portion and are accessible through openings formed in the head portion, the first and second rotatable rotors being operatively coupled to the drive source through a plurality of gears such that the first and second rotors simultaneously rotate in opposite directions when the drive source is actuated, wherein the first and second rotatable rotors are at least partially overlapped;

a plurality of hair retaining members that are received within openings formed through the first and second rotatable rotors, each hair retaining member having a bore formed therethrough for receiving one bundle of hair; and

a mechanism for continuously transferring at a transfer location one hair retaining member from one rotor to the other rotor as the rotors rotate simultaneously, wherein the initial arrangement of the hair retaining members within the openings, the simultaneous rotation of the rotors in opposite directions and the successive transfer of one hair retaining member from one rotor to the other rotor results in a true, three-bundle braid being formed, wherein the mechanism includes a pivotable urging element that is separate from the rotors and selectively contacts and urges the hair retaining member and transfers it from one rotor to the other rotor and a plurality of gears that cooperate with one of the first and second rotors or the urging element such that the urgent element is actively driven by rotation of the gears.

2. The hair braider of claim 1, wherein the openings formed in the head portion comprise a first opening formed in an upper face thereof and a second opening formed in an opposing lower face thereof, the first and second openings being aligned with one another so as to permit the bundles of hair to be received in and extend completely through the head portion while also permitting the bundles of hair to be rotated within the head portion and transferred from the one rotor to the other rotor.

3. The hair braider of claim 2, wherein each of the first and second openings has a first substantially circular section that is adjacent the first rotor and a second substantially circular section that is adjacent the second rotor.

4. The hair braider of claim 1, wherein the head portion is formed of an upper body section and a lower body section that are coupled to one another and secured to one another by fasteners or by a snap-fit arrangement.

5. The hair braider of claim 1, wherein the drive source comprises a motor that is coupled to a gear box that includes a drive shaft and a main drive gear formed at the end of the drive shaft, wherein rotation of the drive gear in one direction is transferred through the plurality of gears into rotation of the rotors in opposite directions.

6. The hair braider of claim 5, wherein the drive gear is disposed at an angle relative to the other gears that are operatively coupled to the first and second rotors.

7. The hair braider of claim 5, wherein teeth of the drive gear intermesh with complementary teeth of a first idler gear which also intermeshes with teeth of the first rotor to cause rotation in a first direction, the teeth of the first idler gear also intermeshing with teeth of a second idler gear which also intermeshes with teeth of the second rotor to cause rotation in a second direction.

8. The hair braider of claim 1, wherein each hair retaining member is formed of a cylindrical post that has the bore formed therethrough for receiving one bundle of hair and a

16

hair threader that is removably received through the bore after the bundle of hair is arranged relative to and carried by the threader.

9. The hair braider of claim 8, wherein the cylindrical post has a cylindrical body that includes the bore and a pair of flanges formed at and extending outwardly from ends of the cylindrical body.

10. The hair braider of claim 9, wherein a lowermost flange includes a lip that is formed around a perimeter edge of the flange.

11. The hair braider of claim 10, further including an elastic ring-shaped member that is received and retained within the lip against an underside of the lowermost flange.

12. The hair braider of claim 11, wherein the ring-shaped member is formed of an elastic, flexible rubber material.

13. The hair braider of claim 8, wherein the hair threader is formed of a threader head and an elongated tube member that is securely coupled to and extends outwardly from the threader head, the tube member having a diameter that is less than a diameter of the bore formed in the cylindrical post to permit the tube member to be received through the cylindrical post.

14. The hair braider of claim 13, wherein the threader head has a bore extending therethrough for receiving one bundle of hair with a channel being formed in the head from an outer edge to the bore so that the bundle of hair can be introduced to the bore through the channel.

15. The hair braider of claim 13, wherein the elongated tube member includes a first cut out formed at a first end of the tube member and a second cut formed at a second end which is formed of a split finger construction.

16. The hair braider of claim 15, wherein a channel is formed between the split fingers, one end of the channel forming an entrance to an opening that is configured to receive the bundle of hair.

17. The hair braider of claim 13, wherein the elongated tube member includes a flat formed therealong from one end of the first end to the second end thereof.

18. The hair braider of claim 16, wherein during operation thereof, one bundle of hair is fed first through the channel in the threader head into the bore of the threader head and then out through the first cut-out and along an outer surface of the elongated tube member to the split finger construction where the hair is fed between the split finger into the second cut out and then up along the outer surface of the elongated tube member.

19. The hair braider of claim 1, wherein each of the first and second rotors is formed of two parts that releasably engage one another, a first part being formed of three concentric discs stacked on top of one another and a second part being formed of a disc, the first and second parts being spaced apart from one another by a spacer, the first and second parts having notches formed therein that are aligned with one another to form the openings formed in the respective rotor.

20. The hair braider of claim 19, wherein the first and second rotors at least partially intermesh with one another with two of the concentric discs of the first part of one rotor being disposed between the first and second parts of the other rotor.

21. The hair braider of claim 19, wherein the first and second rotors at least partially intermesh with one another and one concentric disc of the first part that is free of notches of one rotor lies in the same plane as the disc of the second part of the adjacent other rotor.

22. The hair braider of claim 19, wherein the spacer is formed by a first boss formed as part of the first part and a

17

second boss that is formed as part of the second part, the first and second bosses mating together to securely attach the first and second parts to one another.

23. The hair braider of claim 19, wherein an uppermost concentric disc is free of notches and is in the form of a solid disc.

24. The hair braider of claim 1, wherein the first and second rotors are orientated in an opposite manner in the head.

25. The hair braider of claim 19, wherein the first part of the first rotor faces upright, while the second part of the second rotor faces upright.

26. The hair braider of claim 1, wherein the first rotor includes three openings in the form of notches formed in an outer edge thereof and the second rotor includes three openings in the form of notches formed in an outer edge thereof.

27. The hair braider of claim 26, wherein the first and second rotors at least partially overlap with one another so that during operation one notch of one rotor comes into registration with one notch of the other rotor in a center transfer position.

28. The hair braider of claim 1, wherein the plurality of gears associated with the transfer mechanism include a pair of outer gears and a pair of inner gears, one outer gear being intermeshed with the first rotor and the other outer gear being intermeshed with the second rotor, the inner gears being intermeshed with the outer gears.

29. The hair braider of claim 28, wherein each of the outer gears includes a first toothed gear body that intermeshes with teeth of the first rotor and a second toothed gear body formed on the top face of the first toothed gear body, the second toothed gear body being intermeshed with teeth of the adjacent inner gear.

30. The hair braider of claim 28, wherein each inner gear includes an upstanding stop that is formed on an outer edge of the inner gear that selectively contacts the urging element to cause movement thereof as the inner gears rotate in turn with rotation of the first and second rotors.

31. The hair braider of claim 28, wherein the urging element is disposed above bodies of the inner gear so that it at least partially overlaps the bodies but is disposed so that it can be contacted by the stops such that rotation of the stops causes the urging element to be urged between a first position from which the urging element urges the hair retaining member from the first rotor to the right rotor and a second position from which the urging element urges the hair retaining member from the second rotor to the first rotor.

32. The hair braider of claim 1, wherein the urging element includes an elongated arm that is adapted to contact a hair retaining member that is disposed in one rotor notch that is located in a center position within the head, wherein in this center position, a complementary notch formed in the other rotor is aligned with the one rotor notch to form an enclosed opening to permit transfer of the hair retaining member from one rotor to the other.

33. The hair braider of claim 1, wherein the plurality of gears include a plurality of idler gears that are arranged about and intermesh with teeth of one of the first and second rotors.

34. The hair braider of claim 33, wherein the plurality of idler gears includes at least ten idler gears with teeth of the five idler gears being intermeshed with the first rotor and teeth of the other five idler gears being intermeshed with the second rotor.

35. The hair braider of claim 34, wherein one of the idler gears is a first driven wheel that has teeth intermeshed with

18

teeth of the drive gear and a second driven wheel that has teeth that intermeshes with the first driven wheel and with teeth of the second rotor, wherein the drive gear and the second driven wheel are rotated in a first direction, while the first driven wheel rotates in an opposite second direction, thereby resulting in the first rotor rotating in the first direction and the second rotor rotating in the second direction.

36. The hair braider of claim 1, wherein in an initial position, the left-to-right order of a first hair bundle (A), a second hair bundle (B) and a third bundle of hair (C) is A, B, C with bundles A and B being journaled within the first rotor and as the rotors rotate in opposite direction, the hair retaining members are carried in respective circular orbits until the left-to-right order of the hair bundles becomes A, C, B with bundles B and C being journaled within the second rotor and the mechanism urges the bundle C to the first rotor and further rotation of the first and second rotors causes the left-to-right order of the hair bundles to become C, A, B with hair bundles C and A being journaled within the first rotor and whereupon further rotation of the rotors causes the mechanism to transfer the bundle A to the second rotor and further rotation of the rotors results in the left-to-right order of C, B, A which is a reverse order as compared to the initial position and further operation of the hair braider results in central and right hair bundles swapping positions and then the central and left hair bundles swapping positions.

37. A hair braider configured to perform a three-bundle plait or braid comprising:

- a body having a handle and a head portion at one end of the handle;
- a selectively actuatable drive source disposed within the body;

first and second rotatable rotors that are disposed within the head portion and are accessible through openings formed in the head portion, the first and second rotatable rotors being operatively coupled to the drive source through a plurality of gears such that the first and second rotors rotate in opposite directions when the drive source is actuated, wherein the first and second rotatable rotors are at least partially overlapped and rotate simultaneously;

- a plurality of hair retaining members that are received within openings formed in the first and second rotors and act to carry one bundle of hair, the first and second rotors at least partially overlap such that in a transfer location, one opening of one rotor overlaps one opening in the other rotor,

a mechanism for automatically continuously transferring one hair retaining members from one rotor to the other rotor whenever the one hair retaining member is disposed in the transfer location as the rotors rotate simultaneously; and

wherein a first bundle of hair is disposed in a hair retaining member and through one opening in the first rotor; a second bundle of hair is disposed in another hair retaining member and through another opening in the first rotor and a third bundle of hair is disposed in another hair retaining member and through one opening in the second rotor such that in a left-to-right order of the hair bundles there is a left hair bundle, a central hair bundle and a right hair bundle, wherein in the initial position, the first hair bundle is the left hair bundle, the second hair bundle is the central hair bundle and the third hair bundle is the right hair bundle, wherein the central hair bundle is always disposed in the transfer location; and simultaneous rotation of the first and

19

second rotors in opposite directions causes the three hair bundles to be carried in respective circular orbits and results in a number of successive hair bundle swaps being preformed as a result of the rotation of the rotors and action of the mechanism with the swaps being defined by successive swaps of the central hair bundle and one of the left and right hair bundles and then the central hair bundle with the other of the left and right hair bundles, thereby resulting in a three-bundle braid being formed.

38. A method of braiding hair in a three-bundle plait or braid comprising the steps of:

providing a hair braider according to claim 1;

disposing a first bundle of hair (A) in a hair retaining member and through one opening in the first rotor; a second bundle of hair (B) in another hair retaining member and through another opening in the first rotor and a third bundle of hair (C) in another hair retaining member and through one opening in the second rotor such that the left-to-right order of the hair bundles is A, B, C, with the hair bundle A being defined as a left hair bundle, the hair bundle B being defined as a central hair bundle and the hair bundle C being defined as a right hair bundle;

simultaneously rotating the first and second rotors in opposite directions with the hair bundles A, B, C being carried in respective circular orbits until the left-to-right order of the hair bundles becomes A, C, B as a result of the mechanism transferring the hair retaining member carrying the hair bundle B to the second rotor; wherein further simultaneous rotation of the rotors causes the left-to-right order of the hair bundles to be C, A, B as a result of the mechanism transferring the hair retaining member carrying the hair bundle C to the first rotor and further rotation of the rotors and the mechanism acting to transfer the hair retaining member carrying the hair bundle A to the second rotor results in the left-to-right order of the hair bundles to be C, B, A which is a reverse order compared to an initial position; and

further simultaneously rotating the first and second rotors and activating the mechanism results in the hair bundles swapping position to form a three-bundle braid.

20

39. A method of braiding hair in a three-bundle plait or braid comprising the steps of:

providing a hair braider that includes:

first and second rotors that simultaneously rotate in opposite directions under the action of a drive mechanism and which are at least partially overlapped;

a plurality of hair retaining members that are received within openings formed in the first and second rotors and act to carry one bundle of hair, the first and second rotors at least partially overlap such that in a transfer location, one opening of one rotor overlaps one opening in the other rotor, and

a mechanism for automatically and continuously transferring one hair retaining members from one rotor to the other rotor whenever the one hair retaining member is disposed in the transfer location,

disposing a first bundle of hair in a hair retaining member and through one opening in the first rotor; a second bundle of hair in another hair retaining member and through another opening in the first rotor and a third bundle of hair in another hair retaining member and through one opening in the second rotor such that in a left-to-right order of the hair bundles there is a left hair bundle, a central hair bundle and a right hair bundle, wherein in the initial position, the first hair bundle is the left hair bundle, the second hair bundle is the central hair bundle and the third hair bundle is the right hair bundle, wherein the central hair bundle is always disposed in the transfer location; and

simultaneously rotating the first and second rotors in opposite directions with the three hair bundles being carried in respective circular orbits such that a number of successive hair bundle swaps are preformed as a result of the rotation of the rotors and action of the mechanism with the swaps being defined by successive swaps of the central hair bundle and one of the left and right hair bundles and then the central hair bundle with the other of the left and right hair bundles, thereby resulting in a three-bundle braid being formed.

* * * * *

ANEXO B. CATALOGO DE MOTORES VOGES

VOGES

MOTORS

three-phase
industrial electric motors
IEC- standard

motores eléctricos trifásicos
uso industrial IEC- estándar



**VOGES
EXPORT
QUALITY**



Three-phase industrial motors IP55 - general purpose

Features

- Three-phase, asynchronous induction squirrel cage rotor motors
- Frame Sizes: 56 to 400 (IEC 60072-1)
- Dimensions: according to IEC 60072-1
- Totally Enclosed Fan Cooled (TEFC)
- Rating: 1/12 to 1000 hp
- Frequency: 50 and/or 60Hz
- Voltage: 220/380; 380/660; 220/440; 440; 440/760 or 220/380/440/760V
- Degree of protection: IP55
- Polarity: 2, 4, 6, or 8 poles
- Insulation Class: B (130°C), F (155°C) or H (180°C)
- Category: N

Applications:

Resistant, compact and versatile, VOGES Electric Motors meet the most demanding quality standards and suit a large list of applications, such as:

- Operational machines (turning, grinding, milling, drilling, boring machines, milling planing machines, etc.)
- Machine tools
- Farm equipment
- Industry: chemical and oil, mineral and vegetal extraction, textile and cellulose, food and wood, siderurgical, sugarcane facilities and alcohol, mechanical in general, among others

Double-speed electric motors

Features

- Three-phase, asynchronous induction squirrel cage rotor motors
- Frame Sizes: 56 to 315 (IEC 60072-1)
- Dimensions: according to IEC 60072-1
- Totally Enclosed Fan Cooled (TEFC)
- Rating: 1/12 to 210 hp
- Voltage: 220; 380 or 440V
- Frequency: 50 and/or 60Hz
- Degree of protection: IP55
- Polarity: 2/4; 4/8; 4/6 or 6/8 poles
- Insulation: B, F, or H
- Sleeve ball bearings

Applications:

Tough, compact and versatile, VOGES Double-Speed Electric Motors meet the most demanding quality standards and suit a wide range of applications, such as:

- Operational machines (turning, grinding, milling, drilling, boring machines, milling planing machines, etc.), traveling cranes, transveyors or feeders, ventilation systems, mixers, and centrifugal machines
- Industry: marine, food and wood, siderurgical and mechanical in general

For each application, there is a specific motor; for each motor, we provide proper design and technology.

Motores eléctricos trifásicos IP55 - uso general

Características:

- Motor trifásico, asíncrono de inducción, rotor con jaula de ardilla
- Carcasas: 56 a 400 (IEC 60072-1)
- Dimensiones: de acuerdo a IEC 60072-1
- Totalmente cerrados, ventilación exterior (TCVE)
- Potencias: 1/12 a 1000 hp
- Frecuencias: 50 y/o 60 Hz
- Tensiones: 220/380, 380/660, 220/440, 440, 440/760 o 220/380/ 440/760V
- Grado de protección: IP55
- Polaridad: 2, 4, 6 o 8 polos
- Clase de aislamiento: B (130°) F (155°) o H (180°)
- Categoría: N

Aplicaciones

Resistentes, compactos y versátiles, los motores eléctricos VOGES atienden los padrones más exigentes de calidad y una gran variedad de aplicaciones, tales como:

- Máquinas operacionales (operaciones en tornos, rectificación, mecanización, agujerado, taladros, máquinas de aplanar, etc.)
- Máquinas – herramientas
- Equipamientos para agricultura
- Industria: industrias químicas y de petróleo, extracción mineral y vegetal, textiles y celulosas, industria alimenticia y de madera, siderúrgicas, de caña de azúcar y alcohol y la industria mecánica en general, entre otros

Motor eléctrico trifásico de dos velocidades

Características:

- Motor trifásico, asíncrono de inducción, rotor con jaula de ardilla
- Carcasas: 56 a 315 (IEC 60072-1)
- Dimensiones: de acuerdo a IEC 60072-1
- Totalmente cerrados, ventilación exterior (TCVE)
- Potencias: 1/12 a 210 hp
- Tensiones: 220, 380 o 440V
- Frecuencias: 50 y/o 60Hz
- Grado de protección: IP55
- Polaridad: 2/4, 4/8, 4/6 o 6/8 polos
- Clase de aislamiento: B, F o H
- Rodamiento de esferas

Aplicaciones

Resistentes, compactos y versátiles, los motores eléctricos de dos velocidades VOGES atienden los padrones más exigentes de calidad y una gran variedad de aplicaciones, tales como:

- Máquinas operacionales (operaciones en tornos, rectificación, mecanización, agujerado, taladros, máquinas de aplanar, etc.), puentes grúas, transportadores o alimentadores, sistemas de ventilación, mezcladoras de cemento y máquinas centrífugas
- Industria: marina, alimenticia y de madera, siderúrgica y máquinas mecánicas en general

Para cada aplicación, hay un motor específico; para cada motor, ofrecemos los modelos y la tecnología adecuados.

Three-phase electric motors for marine purpose

Features

- Three-phase, asynchronous induction squirrel cage rotor motors
- Frame Sizes: 56 to 400 (IEC 60072-1)
- Dimensions: according to IEC 60072-1
- Totally Enclosed Fan Cooled (TEFC)
- Rating: 1/12 to 1000 hp
- Voltage: 220/380; 380/660; 440; 220/440; 440/760; or 220/380/440/760V
- Frequency: 50 and/or 60Hz
- Degree of protection: IPW55
- Polarity: 2, 4, 6 and 8 poles; or 2/4, 4/8, 4/6 and 6/8 poles
- Insulation Class: F or H
- Windings are double impregnated with varnish (180 and up frame sizes); alkylde base primer paint against corrosion; stainless steel nameplate; assembly parts are zinc plated; drive end sealing is made of a rubber "V" ring; conduit box sealing is made of a rubber "O" ring; self-extinguishable expanded polyurethane at frame leading out to the conduit box; automatic drains for water condensation inside the motor; ground connection inside terminal box; cable glands; bearings with C3 gap from 180 and up frame sizes; permanent lubrication system (axle grease) with automatic discharge for exceeding grease from 180 and up frame sizes.

Applications

There are two main basic factors to take into account:

- Type of boats: merchant ships, cargo boats, liners, oil tank ships, battle ships, and boats in general. They are used in deck, holds and engine house facilities and can be applied to a wide range of equipment, such as: pumps, compressors, cranes, towers, winches, etc.
- Regarding general conditions of operation: threephase electric motors for Marine purpose are designed to operate in aggressive environments, like presence of salinity, humidity, temperature variations and also angular variations of the motor base. They are developed for essential and non-essential services, meeting all types of boats and also for general conditions in the sea environment.

Besides Marine Industry, these motors are recommended for aggressive environments with high humidity levels, such as: port and coast areas, fishing and chemical industry, etc. These motors are designed and manufactured according to IEC Standards, and meet the specifications of the following classified societies:

- Bureau Veritas
- Germanifcher Lloyd
- American Bureau of Shipping
- Lloyd's Register of Shipping
- Comissão Marinha Mercante Brasileira

Three-phase electric motors for aggressive environments

Features

- Three-phase asynchronous induction squirrel cage rotor motors
- Frame Sizes: 56 to 400 (IEC 60072-1)
- Dimensions: according to IEC 60072-1
- Totally Enclosed Fan Cooled (TEFC)
- Rating: 1/12 to 1000 hp
- Frequency: 50 and/or 60Hz
- Voltage: 220/380; 380/660; 220/440; 440; 440/760; or 220/380/440/760V
- Polarity: 2, 4, 6 or 8 poles
- Insulation: B (130°C), F (155°C) or H (180°C)
- Degree of protection: IPW55

Applications

Suitable for aggressive environments that demand confiability, like siderurgics, paper mills, minings, cement mills, foundries, affluent treatment, chemical and oil industries.

Motores eléctricos trifásicos para uso naval

Características:

- Motor trifásico, asíncrono de inducción, rotor con jaula de ardilla
- Carcasas: 56 a 400 (IEC 60072-1)
- Dimensiones: de acuerdo a IEC 60072-1
- Totalmente cerrados, ventilación exterior (TCVE)
- Potencias: 1/12 a 1000 hp
- Tensiones: 220/380, 380/660, 220/440, 440, 440/760 o 220/380/440/760V
- Frecuencias: 50 y/o 60Hz
- Grado de protección: IPW55
- Polaridad: 2, 4, 6, y 8 o 214, 4/8, 4/6 y 6/8 polos
- Clase de aislamiento: F o H
- Bobinado con doble impregnación en barniz de poliéster a partir del tamaño de carcasa 180 inclusive y mayores; pintura anticorrosiva alquídica; placa de características de acero inoxidable; elementos de montaje zincados; anillos de protección tipo V-Ring entre el eje y la tapa portacojinete; juntas de goma entre la carcasa y la caja de bornes y esta a la tapa de la misma; poliuretano expandido no inflamable en la salida de los cables de las cabezas de bobina a la bornera; drenaje automático de agua de condensación tornillo de puesta a tierra en el interior de la caja de bornes; y prensacables metálicos en los agujeros de acometida a la caja de bornes.

Aplicaciones

Hay dos factores básicos que deben ser tomados en consideración:

- Tipos de barcos: mercantiles, cargueros, de pasajeros, petroleros, de guerra y barcos en general. Son usados en las cubiertas de los barcos, soportes y casa de máquinas y pueden ser aplicados a una gran variedad de equipamientos como: bombas, puentes grúas, compresores, guinchos, torres, etc
- Condiciones generales de operación: los motores eléctricos trifásicos para uso naval son proyectados para operar en ambientes agresivos, con salinidad, humedad, variaciones de temperatura y otras variaciones angulares de la base del motor. Son desarrollados para servicios esenciales y no esenciales, atendiendo a todos los tipos de barcos y también a las condiciones generales marítimas

Además de la industria naval, estos motores son recomendados para ambientes agresivos con altos niveles de humedad, tales como: puertos y zonas portuarias, industria pesquera y química, etc.

Proyectados y construídos de acuerdo con las normas de la IEC y cumplen con las especificaciones de los siguientes entes calificadoros:

- Bureau Veritas
- Germanischer Lloyd
- American Bureau of Shipping
- Lloyd's Register of Shipping
- Comissão Marinha Mercante Brasileira

Motores eléctricos para ambientes agresivos

Características:

- Motor trifásico, asíncrono de inducción, rotor con jaula de ardilla
- Carcasas: 56 a 400 (IEC 60072-1)
- Dimensiones: de acuerdo a IEC 60072-1
- Totalmente cerrados, ventilación exterior (TCVE)
- Potencias: 1/12 a 1000 hp
- Frecuencias: 50 y/o 60Hz
- Tensiones: 220/380, 380/660, 220/440, 440, 440/760 o 220/380/440/760V
- Polaridad: 2, 4, 6 o 8 polos
- Clase de aislamiento: B, F o H
- Grado de protección: IPW55

Aplicaciones

Estos motores son recomendados para aplicaciones en ambientes agresivos que requieran gran confiabilidad para soportar las exigencias de su utilización en la industrias papelera, siderúrgica, cementera, minera, química, petroquímica y tratamientos de efluentes entre otras.

Construction features

FRAME

VOGES Industrial Electric Motors are produced in 56 to 400 frame sizes according to IEC 60072 Standards. 56 to 100 frame sizes are die cast in special aluminum alloy assuring light, compact and high mechanical strength units.

71 to 400 frame sizes are cast iron according to IEC. In order to facilitate handling, transport and installation, 112 to 400 frame sizes have forged steel eyebolts.

ENDSHIELDS

Produced in die cast in special aluminum alloy (56 and 63 frame sizes) and cast iron (71 to 400 frame sizes). Endshields mounting on 56 to 100 frame sizes is through tie rods; 112 to 400 frame sizes through bolts. All cast iron parts are hot aged for dimensional stabilization and receive an alkyde base primer (by immersion) assuring high against corrosion protection.

COOLING SYSTEM

Ventilation system is designed to get maximum cooling with minimum noise levels.

Fans are made of Nylon (56 to 160 frame sizes) and cast iron (180 to 400 frame sizes) fixed at the opposite drive end of the shaft.

Fan cover is steel stamping SAE 1010 (56 to 250 frame sizes) and cast iron with steel stamping grill SAE 1010 (280 to 400 frame sizes).

PROTECTION DEGREE

VOGES electric motors are manufactured to IP55 according to IEC 60529 and IEC 60034-5.

They are protected against dust accumulation and splashing water. This is made through a synthetic rubber gasket placed between the frame and the conduit box; and between the conduit box and the endshield. Shaft sealing at the drive end cover is made with a rubber "V" ring (71 to 400 frame sizes).

GROUND CONNECTION

Made of brass assuring perfect contact. Motors in 56 to 160 frame sizes have internal terminals. Motors in 180 to 400 frame sizes, besides internal connections, have other terminals located at the feet or flange as well (depending on the motor mounting).

WOUND STATOR

Stators are made of annealed low carbon (thermal treated) or silicon steel laminations, assuring low losses and high magnetic permeability. Insulation material and enameled copper wire are Class B (130°C), F (155°C) or H (180°C), according to IEC 60085.

Wound stator is Class H, varnish impregnated and polymerized in adequate equipment, assuring high mechanical resistance and high dielectric rigidity wear resistance, better heat transfer and also vibration and thermal tolerances.

CONDUIT BOX

Made of cast iron (71 to 400 frame sizes) and steel stamping (56 to 63 frame sizes). It has threads allowing the cable glands connection, and it rotates 90° electrical apart making possible the adjustment to all kinds of mountings and also the connection of the motor to the power supply.

Normal conduit box location is to the left of the motor looking from the shaft end.

ROTOR

Rotor assembly consists of steel laminations, cage and shaft. Laminations are cut on high precision progressive stamping presses.

Shafts are punched in steel bar SAE 1045/1060, machined and grounded.

The assembly is dynamically balanced, forming a compact and rigid unit, providing low vibration and low noise levels.

SPECIAL FINISHING AND PAINTING

Cast iron parts have an immersion bath in alkyde base primer. Aluminum parts pass through an anode process; and steel stamping parts are hot phosphatized providing an excellent base for the final painting.

Final painting is done in two coats of alkyde base paint (thermal class 150°C).

Upon request, other finishings and special final paint are available.

NAMEPLATES

Made of aluminum and fastened to the frame by steel screws. All specifications are printed by anode process or low relief print assuring high precision and excellent finishing. The motors with 6, 9 or 12 terminals, besides the standard data printed, have nameplate of the connection diagram printed on it. The bearing type used is also printed, and in 180 to 400 frame sizes it shows the lubricating type and the necessary relubricating period as well.

KW		DESIGN		INS. CL.		AMB. TEMP. °C	
HP		ΔΔ	YY	Δ	Y	19	
Hz	RPM	V	220	380	440	760	IP
	A						S.F.
POWER FACTOR		DUTY		LRA/FLA			
BEARING		GREASING PERIOD		GREASE QUANTITY		GREASE TYPE	
DE		HOURS		g			
ODE		HOURS		g		WEIGHT kg	

120V 200V 300V 400V 600V

CAVIAE 50 50L - NS - MADE IN BRAZIL

OPTIONAL ITEMS

For better suitability to operation conditions, the motors can be supplied with the following optional accessories:

- Thermal protectors or thermistors
- Special shafts
- Special bearings
- Cable glands
- Terminal board
- Cylindrical roller bearings (except for 2 pole motors)
- Aluminum fan
- Internal electric resistance for dehumidification - anticondensation heater
- Special painting.
- Epoxy base impregnation on winding heads
- Special protection
- Others upon request

Características constructivas

CARCASAS

Las carcasas de los motores eléctricos trifásicos para uso industrial son fabricados en los tamaños de carcasa 56 a 400, de acuerdo a las Normas IEC 60072.

Las carcasas tamaños 56 y 100, son fabricadas en una aleación de aluminio inyectado a presión, proporcionando unidades compactas, livianas y de elevada resistencia mecánica.

Del tamaño 71 a 400 inclusive, son de fundación de hierro gris, de construcción sólida y robusta.

A fin de facilitar su manipuleo y instalación los motores construidos a partir del tamaño de carcasa 112 y hasta el 400 inclusive se proveen con cáncamo de izaje.

TAPA PORTACOJINETES

Las correspondientes a las carcasas de los tamaños 56 y 63 son fabricadas en aluminio y para las carcasas del frame 71 a 400 inclusive en fundición de hierro gris. La fijación de las tapas en las carcasas 56 a 100 inclusive se efectúa mediante tillas (Tiradentes) y para los tamaños 112 a 400 con tornillos.

Todos los componentes del motor de fundición de hierro son sometidos a un envejecimiento térmico y se les proporciona una base de pintura alquídica (por inmersión), que asegura una gran resistencia a la corrosión.

SISTEMA DE REFRIGERACIÓN

El sistema de ventilación es proyectado para obtener una refrigeración máxima con mínimos niveles de ruido. Los ventiladores son de Nylon (carcasas de 56 a 160) y hierro fundido (carcasas de 56 a 400) fijados en la punta opuesta del eje. La tapa del ventiladores de acero estampado SAE 1010 (carcasas de 56 a 250) y hierro fundido con parrilla de acero SAE 1010 (carcasas de 280 a 400).

PROTECCIÓN MECÁNICA

Los motores eléctricos VOGES son fabricados con un grado de protección mecánica IP 55 de acuerdo a lo establecido en las normas IEC 60529 y IEC 60034-5.

Son protegidos contra la penetración de polvo (sin depósitos nocivos) y chorros de agua a presión en todas las direcciones. Para ello poseen juntas de goma sintética entre la carcasa y la caja de bornes y a su vez entre la tapa y la caja de bornes. La protección entre las salidas del eje y las tapas portacojinetes se lleva a cabo por medio de anillos V-Ring de goma sintética, para las carcasas del tamaño 71 a 400 inclusive.

TERMINALES PARA CONEXIÓN PUESTA A TIERRA

Los terminales de puesta a tierra están contruidos en latón, garantizando de esta forma una correcta conducción. Los motores contruidos en los tamaños de carcasa 56 a 160 inclusive poseen un terminal en interior de la caja de bornes y para las carcasas 180 a 400 inclusive, además del terminal interno en la caja de bornes se coloca un terminal para la puesta a tierra en la pata o en la brida del motor (de acuerdo a la forma constructiva del motor).

MASA MAGNETICA Y BOBINADO

La masa magnetica está contruido con chapas de acero de bajo tenor de carbono (con tratamiento térmico) o por chapas de hierro silicio, garantizando bajas pérdidas y gran permeabilidad magnetica.

Los materiales aislantes y los cables utilizados en el bobinado se encuadran dentro de las aislaciones clase "B" (130°C), clase "F" (155°C) o clase "H" (180°C), de acuerdo a lo establecido por la norma IEC 60085.

Los estatores bobinados son impregnados doblemente con barniz aislante de la clase "H", siendo polimerizados en equipamientos adecuados, ortogando a los arrollamientos gran resistencia mecánica, alta rigidez dieléctrica, protección a la abrasión, mejor transmisión de calor y resistencia a las vibraciones y cambios de temperatura.

CAJA DE CONTACTO

Construida en hierro fundido (carcasas de 71 a 400) y acero estampado (carcasas de 56 a 63). Con roscas que permiten la conexión de prensa de cables, gira a 90° eléctricos separados, lo que posibilita el ajuste a todos los tipos de montaje y también la conexión del motor a la fuente de energía. La localización normal de la caja de derivación es a la izquierda del motor a partir de la punta del eje.

ROTOR

El rotor está contruido por chapas, jaula rotórica y el eje. Las chapas son de acero de bajo tenor de carbono o por chapas de hierro silicio, estampadas con herramientas progresivas de gran precisión.

Los ejes son de acero SAE 1045/1060, siendo mecanizados y rectificadas.

El conjunto es balanceado dinámicamente, formando una unidad rígida y compacta.

TERMINACIONES Y PINTURAS ESPECIALES

Las partes de hierro fundido pasan por un baño de inmersión en primer alquídico. Las partes de aluminio pasan por un proceso de anodización; y las partes de acero estampado son fosfatizadas en caliente, proporcionando una base excelente para la pintura final.

La pintura final es realizada con dos camadas de pintura con base alquídica (clase térmica 150° C), en color gris Munsel N65. Mediante consulta, otras terminaciones y tinta especial están disponibles.

CHAPA DE IDENTIFICACIÓN

La placa de identificación es fabricada en aluminio y se encuentra remachada a la carcasa. Sus especificaciones se encuentran impresas por un proceso de anodización o impresas bajo relieve, obteniendo de esta forma una gran precisión y excelente acabado.

Los motores que poseen 6,9 o 12 bornes, además de los datos característicos determinados por norma, poseen el esquema de conexiones. También se encuentran impresos los tipos de rodamientos utilizados y en particular para los motores con tamaños de carcasa 180 a 400 se señala el tipo de lubricante y los períodos de relubricación recomendados para los mismos.

VOGES MOTORS					IEC 34-1		
MOTOR DE INDUCCION TRIFASICO					SERIE Nº		
CARCASAMODELO							
KW	CAT	F.S.	AISL. CL.	TEMP AMB.	°C		
HP	ΔΔ	YY	Δ	Y	19		
HZ	RPM	V	220	380	440	760	IP
		A				141m	
COS. φ		SERVICIO					
RODAMIENTO	INTERV.	LUBR.	QT.	GRASA	TIPO DE GRASA		
LA		Hs.		g			
LOA		Hs.		g	PESO kg		

SABIAS DO SUL - RS - IND. BRASILEIRA

OPCIONALES

A fin de lograr una mejor adecuación a las condiciones de trabajo, los motores opcionalmente se pueden proveer con los siguientes accesorios y/o construcciones especiales:

- Termistores o termorresistencias
- Ejes especiales
- Balanceo dinámico con una amplitud de las vibraciones menor al recomendado según norma
- Prensacables metálicos o de plástico
- Caja de bornes especial
- Laberinto taconite en las tapas
- Rodamientos a rodillos cilindricos (a excepción en los motores de 3000 rpm)
- Ventilador de fundición de aluminio
- Resistencia de calefacción
- Pintura especial
- Encapsulado de las cabezas de bobinas con resina epoxi.
- Protecciones especiales
- Otros bajo consulta

Mounting

MOUNTING	CONFIGURATION							
	REFERENCE	B3E	B3D	B5E	B5D	B6	B7	B8
	FRAME	WITH FOOT	WITH FOOT	FOOTLESS	FOOTLESS	WITH FOOT	WITH FOOT	WITH FOOT
	DRIVE END	LEFT	RIGHT	LEFT	RIGHT	FRONT FACE	FRONT FACE	FRONT FACE
	MOUNTING	BASE	BASE	FLANGE FF	FLANGE FF	WALL	WALL	ROOF
MOUNTING	CONFIGURATION							
	REFERENCE	B14E	B14D	B34E	B34D	B 35E	B35D	V1
	FRAME	FOOTLESS	FOOTLESS	WITH FOOT	WITH FOOT	WITH FOOT	WITH FOOT	FOOTLESS
	DRIVE END	LEFT	RIGHT	LEFT	RIGHT	LEFT	RIGHT	DOWN
	MOUNTING	FLANGE C	FLANGE C	BASE OR FLANGE C	BASE OR FLANGE C	BASE OR FLANGE FF	BASE OR FLANGE FF	FLANGE FF
MOUNTING	CONFIGURATION							
	REFERENCE	V3	V5	V6	V15	V36	V18	V19
	FRAME	FOOTLESS	FOOTLESS	WITH FOOT	WITH FOOT	WITH FOOT	FOOTLESS	FOOTLESS
	DRIVE END	UP	DOWN	UP	DOWN	UP	DOWN	UP
	MOUNTING	FLANGE FF	WALL	WALL	WALL OR FLANGE FF	WALL OR FLANGE FF	WALL OR FLANGE FF	FLANGE C

Formas constructivas

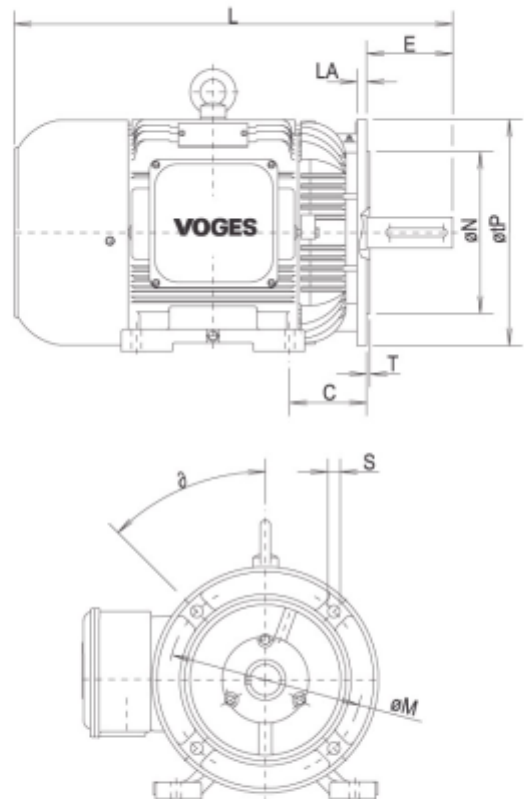
FORMA CONSTRUCTIVAS	CONFIGURACIÓN							
	REFERENCIA	B3E	B3D	B5E	B5D	B6	B7	B8
	CARCASA	CON PATAS	CON PATAS	SIN PATAS	SIN PATAS	CON PATAS	CON PATAS	CON PATAS
	PUNTA DEL EJE	A LA IZQUIERDA	A LA DERECHA	A LA IZQUIERDA	A LA DERECHA	PARA FRENTE	PARA FRENTE	PARA FRENTE
	FIJACIÓN	BASE	BASE	BRIDA FF	BRIDA FF	PARED	PARED	TECHO
FORMA CONSTRUCTIVAS	CONFIGURACIÓN							
	REFERENCIA	B14E	B14D	B34E	B34D	B 35E	B35D	V1
	CARCASA	SIN PATAS	SIN PATAS	CON PATAS	CON PATAS	CON PATAS	CON PATAS	SIN PATAS
	PUNTA DEL EJE	A LA IZQUIERDA	A LA DERECHA	A LA IZQUIERDA	A LA DERECHA	A LA IZQUIERDA	A LA DERECHA	PARA ABAJO
	FIJACIÓN	BRIDA C	BRIDA C	BASE O BRIDA C	BASE O BRIDA C	BASE O BRIDA FF	BASE O BRIDA FF	BRIDA FF
FORMA CONSTRUCTIVAS	CONFIGURACIÓN							
	REFERENCIA	V3	V5	V6	V15	V36	V18	V19
	CARCASA	SIN PATAS	SIN PATAS	CON PATAS	CON PATAS	CON PATAS	SIN PATAS	SIN PATAS
	PUNTA DEL EJE	PARA ARRIBA	PARA ABAJO	PARA ARRIBA	PARA ABAJO	PARA ARRIBA	PARA ABAJO	PARA ARRIBA
	FIJACIÓN	BRIDA FF	PARED	PARED	PARED O BRIDA FF	PARED O BRIDA FF	PARED O BRIDA FF	BRIDA C

Mechanical data

Datos mecánicos

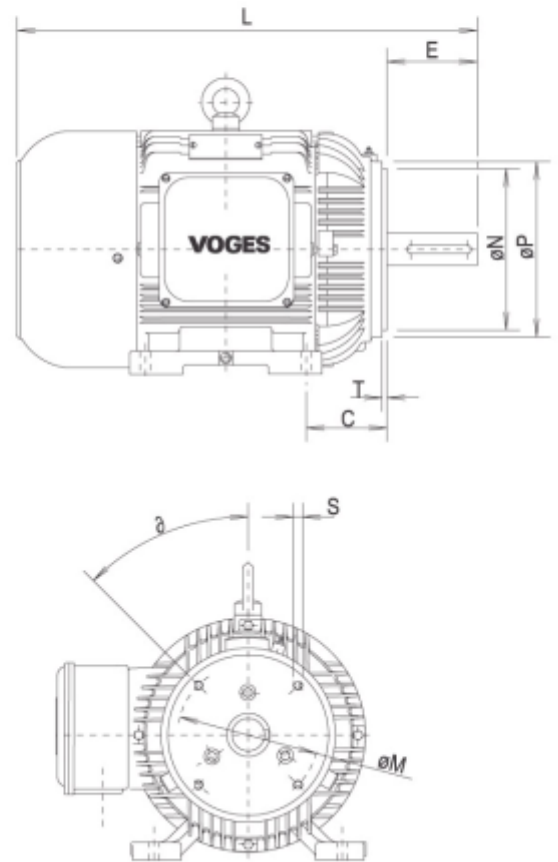
ACCORDING TO IEC 60072-1
CONFORME IEC 60072-1

Frame Carcasa	FLANGE DIMENSIONS TYPE "FF" "BS" DIMENSIONES DE LA BRIDA TIPO "FF" - "BS"									HOLE QTY CANT. DE AGUJEROS
	FLANGE BRIDA (ABNT)	C	LA	ØM	ØN	ØP	ØS	T	∅	
56	FF 100	36	8	100	80j6	120	7	3,0	45°	4
63	FF 115	40	10	115	95j6	140	10	3,0	45°	4
71	FF 130	45	10	130	110j6	160	10	3,5	45°	4
80	FF 165	50	12	165	130j6	200	12	3,5	45°	4
90 S	FF 165	56	12	165	130j6	200	12	3,5	45°	4
90 L	FF 165	56	12	165	130j6	200	12	3,5	45°	4
100 L	FF 215	63	14	215	180j6	250	15	4,0	45°	4
112 M	FF 215	70	14	215	180j6	250	15	4,0	45°	4
132 S	FF 265	89	14	265	230j6	300	15	4,0	45°	4
132 M	FF 265	89	14	265	230j6	300	15	4,0	45°	4
160 M	FF 300	108	15	300	250j6	350	19	5,0	45°	4
160 L	FF 300	108	15	300	250j6	350	19	5,0	45°	4
180 M	FF 300	121	15	300	250j6	350	19	5,0	45°	4
180 L	FF 300	121	15	300	250j6	350	19	5,0	45°	4
200 M	FF 350	133	15	350	300j6	400	19	5,0	45°	4
200 L	FF 350	133	15	350	300j6	400	19	5,0	45°	4
225 S/M	FF 400	149	16	400	350j6	450	19	5,0	22°30'	8
250 S/M	FF 500	168	18	500	450j6	550	19	5,0	22°30'	8
280 S/M	FF 500	190	18	500	450j6	550	19	5,0	22°30'	8
315 S/M	FF 600	216	22	600	550j6	660	24	6,0	22°30'	8
355 M/L	FF 740	254	22	740	680j6	800	24	6,0	22°30'	8



ACCORDING TO NEMA STANDARD
MG1 11.34 AND MG1 11.35
CONFORME NORMA NEMA
MG1 11.34 Y MG1 11.35

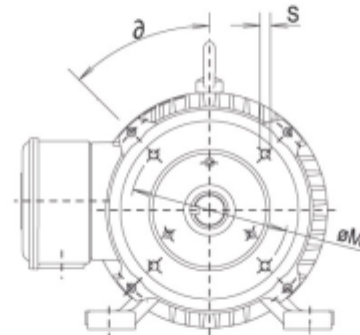
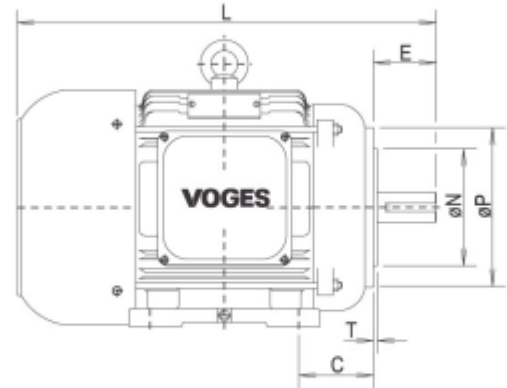
Frame Carcasa	FLANGE DIMENSIONS TYPE "C" "NEMA" DIMENSIONES DE LA BRIDA TIPO "C" - "NEMA"									HOLE QTY CANT. DE AGUJEROS
	FLANGE BRIDA (ABNT)	C	ØM	ØN	ØP	ØS	T	∅		
63	FC 95	40	95,2	76,2 h8	135	1/4" 20 UNC	4	45°	4	
71	FC 95	45	95,2	76,2 h8	143	1/4" 20 UNC	4	45°	4	
80	FC 95	50	95,2	76,2 h8	120	1/4" 20 UNC	4	45°	4	
90 S	FC 149	56	149,2	114,3 h8	165	3/8" 16 UNC	4	45°	4	
90 L	FC 149	56	149,2	114,3 h8	165	3/8" 16 UNC	4	45°	4	
100 L	FC 149	63	149,2	114,3 h8	168	3/8" 16 UNC	4	45°	4	
112 M	FC 184	70	184,2	215,9 h8	220	1/2" 13 UNC	7	45°	4	
132 S	FC 184	89	184,2	215,9 h8	220	1/2" 13 UNC	7	45°	4	
132 M	FC 184	89	184,2	215,9 h8	220	1/2" 13 UNC	7	45°	4	
160 M	FC 184	108	184,2	215,9 h8	255	1/2" 13 UNC	7	45°	4	
160 L	FC 184	108	184,2	215,9 h8	255	1/2" 13 UNC	7	45°	4	
180 M	FC 228	121	228,6	266,7 h8	281	1/2" 13 UNC	7	45°	4	
180 L	FC 228	121	228,6	266,7 h8	281	1/2" 13 UNC	7	45°	4	
200 M	FC 228	133	228,6	266,7 h8	330	1/2" 13 UNC	7	45°	4	
200 L	FC 228	133	228,6	266,7 h8	330	1/2" 13 UNC	7	45°	4	
225 S/M	FC 279	149	279,4	317,5 h8	349	5/8" 11 UNC	7	22°30'	8	
250 S/M	FC 279	168	279,4	317,5 h8	392	5/8" 11 UNC	7	22°30'	8	
280 S/M	FC 355	190	355,6	406,4 h8	450	5/8" 11 UNC	7	22°30'	8	
315 S/M	FC 368	216	368,3	419,1 h8	455	5/8" 11 UNC	7	22°30'	8	



Mechanical data

Datos mecánicos

ACCORDING TO DIN 42677 AND
DIN 42948 STANDARDS
CONFORME NORMA DIN 42677 Y
DIN 42948

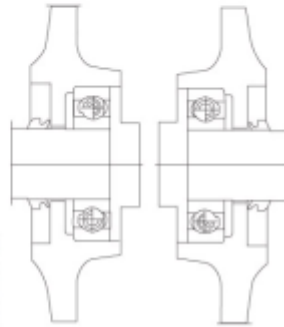


Frame Carcasa	FLANGE TYPE C DIN DIMENSIONS - "B14" DIMENSIONES DE LA BRIDA TIPO "C" DIN - "B14"								HOLE QTY CANT. DE AGUJEROS
	FLANGE BRIDA (ABNT)	C	ØM	ØN	ØP	ØS	T	α	
56	C 80	36	65	50 J6	80	M5	2,5	45°	4
63	C 90	40	75	60 J6	90	M5	2,5	45°	4
71	C 105	45	85	70 J6	105	M6	2,5	45°	4
80	C 120	50	100	80 J6	120	M6	3,0	45°	4
90 S	C 140	56	115	95 J6	140	M8	3,0	45°	4
90 L	C 140	56	115	95 J6	140	M8	3,0	45°	4
100 L	C 160	63	130	110 J6	160	M8	3,5	45°	4
112 M	C 160	70	130	110 J6	160	M8	3,5	45°	4
132 S	C 200	89	165	130 J6	200	M10	3,5	45°	4
132 M	C 200	89	165	130 J6	200	M10	3,5	45°	4

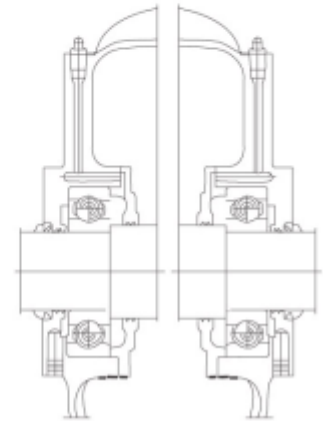
BEARINGS AND LUBRICATION SYSTEM

RODAMIENTOS Y SISTEMAS DE LUBRICACION

DRIVE END
50 TO 160 FRAME SIZES
DELANTERO TRASERO
MOTORES 50 A 160



OPPOSITE DRIVE END
180 TO 355 FRAME SIZE
DELANTERO TRASERO
MOTORES 180 A 355



AXIAL AND RADIAL LOADS FOR 60 Hz (kgf) MOTORS

CARGAS AXIALES Y RADIALES ADMISIBLES PARA MOTORES
CON FRECUENCIA DE 50/60 Hz (kgf)

POLE POSITION POSICION Frame Carcasa	2 POLES 2 POLOS					4 POLES 4 POLOS					6 POLES 6 POLOS					8 POLES 8 POLOS				
	I	II	III	IV	R	I	II	III	IV	R	I	II	III	IV	R	I	II	III	IV	R
56	14	16	15	15	21	20	22	21	21	26	25	27	26	26	30	29	30	29	29	33
63	19	21	20	20	28	28	31	29	29	35	34	36	35	35	40	38	41	39	39	45
71	26	29	27	27	36	37	41	38	38	46	46	50	47	47	53	52	56	54	54	59
80	32	39	34	34	46	48	55	50	50	58	59	66	62	62	67	68	75	71	71	73
90	31	42	35	35	51	48	59	52	52	62	61	72	65	65	71	71	82	75	75	78
100	41	54	46	46	71	64	80	70	70	90	81	99	88	88	103	96	113	102	102	114
112	60	90	66	81	103	91	135	98	122	130	115	167	123	153	149	135	191	143	177	164
132	79	120	93	93	144	131	169	145	145	181	169	207	182	182	209	198	236	212	212	229
160	87	167	114	114	185	156	236	183	183	234	204	284	231	231	268	243	323	270	270	295
180	125	200	150	150	225	216	299	243	243	284	271	378	306	306	325	320	435	358	358	359
200	121	237	170	164	304	216	357	267	267	383	278	444	338	338	438	332	511	397	397	485
225	125	272	178	178	302	226	414	294	294	429	299	509	376	376	490	357	588	441	441	542
250	119	315	191	191	395	232	475	320	320	498	308	589	411	411	570	373	677	484	484	630
280	89	345	183	183	481	200	576	337	337	607	286	715	443	443	695	370	811	530	530	767
315	127	529	280	280	479	171	753	400	400	648	271	884	494	494	742	367	1013	602	602	816
355	116	583	310	310	524	140	840	440	440	1009	254	935	608	608	1156	308	1037	610	610	1272F

POSITION I - MOTOR AT VERTICAL POSITION, DOWNWARD LOAD.
POSITION II - MOTOR AT VERTICAL POSITION, UPWARD LOAD.
POSITION III - MOTOR AT HORIZONTAL POSITION, INWARD LOAD.
POSITION IV - MOTOR AT HORIZONTAL POSITION, OUTWARD LOAD.
POSITION R - RADIAL LOAD ABOVE THE SHAFT.

NOTES:

- THE CHART LOAD VALUES CONSIDER BEARING LIFE OF ABOUT 20,000 HOURS (OPERATING AT 60 Hz WITH DIRECT COUPLING).
- FOR 50 Hz MOTORS BEARING LIFE IS ABOUT 24,000 HOURS.
- AXIAL AND RADIAL LOADS CANNOT BE ASSOCIATED TO THE SAME MOTOR. HIGHER LOAD IS AVAILABLE UPON REQUEST.

POSICIÓN I - MOTOR VERTICAL CON PUNTA DE EJE HACIA ABAJO Y FUERZA ACTUANDO HACIA ABAJO.

POSICIÓN II - MOTOR VERTICAL CON PUNTA DE EJE HACIA ABAJO Y FUERZA ACTUANDO PARA ARRIBA.

POSICIÓN III - MOTOR HORIZONTAL CON CARGA ACTUANDO HACIA DENTRO.

POSICIÓN IV - MOTOR HORIZONTAL CON CARGA ACTUANDO HACIA FUERA.

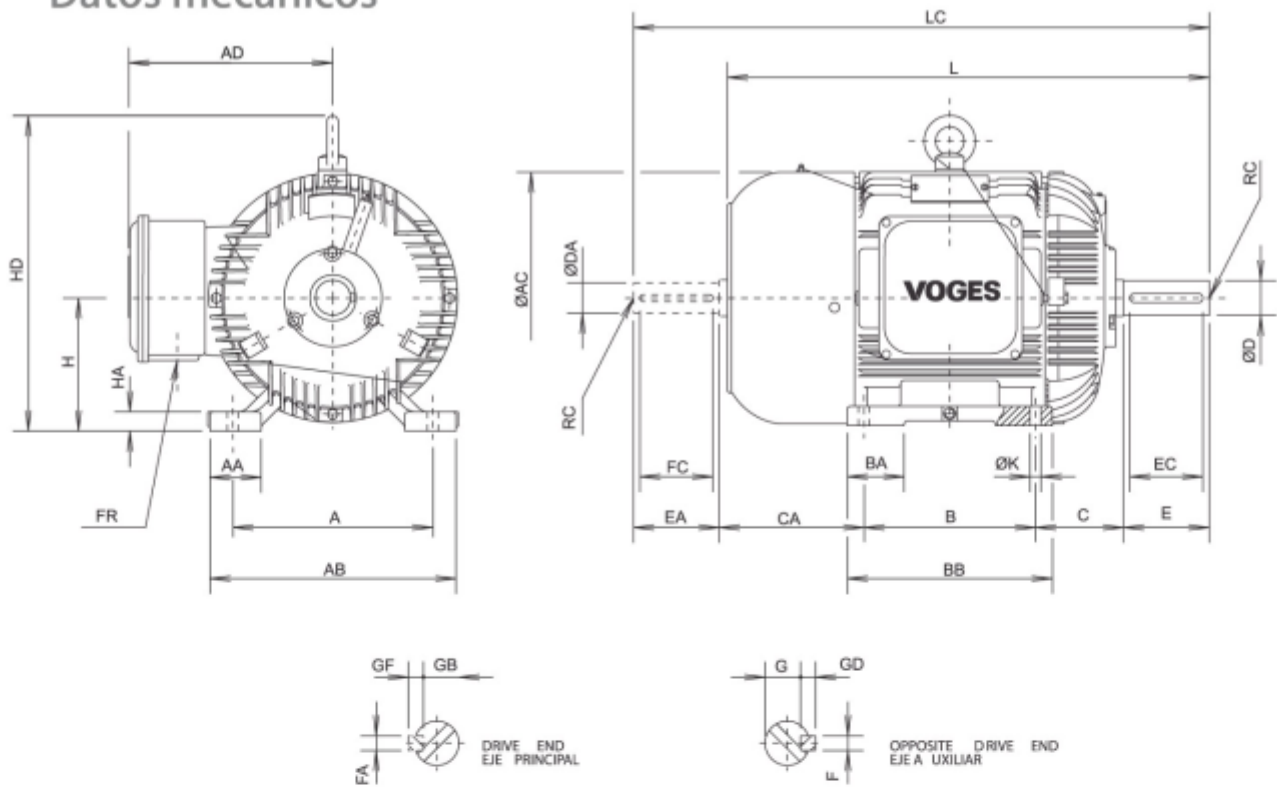
POSICIÓN R - CARGAS RADIALES SOBRE EL EJE

NOTAS:

- LOS VALORES DE LAS TABLAS DE CARGAS ESTAN CONSIDERADAS PARA UNA VIDA UTIL DE ALREDOR DE 20,000 HORAS (MOTOR OPERANDO EN 60Hz Y CON ACOPLAMIENTO DIRECTO).
- PARA MOTORES QUE OPERAN EN 50Hz LA VIDA UTIL ESTIMADA ES DE 24,000 HORAS.
- LAS CARGAS AXIALES Y RADIALES NO PUEDEN ASOCIARSE EN UN MISMO MOTOR. CARGAS MAYORES BAJO CONSULTA.

Mechanical data

Datos mecánicos



Frame Carcasa	POLES POLOS	DIMENSIONS IN MILLIMETERS / DIMENSIONES EN MILÍMETROS																								BEARINGS / RODAMIENTOS									
		A	AA	AB	ØAC	AD	B	BA	BB	C	CA	DRIVE END / PUNTA DEL EJE						H	HA	HD	ØK	L	LC	FR	RWC	D 1 N	RC	LA	LDA	OPTIONAL ITEMS 4, 6, 8 POLES OPCIONAL 4, 6, 8 POLOS					
56	2 a 8	90	18	106	100	85	71	18	87	36	54	9,6	20	3	7,2	3	10	9,6	20	3	7,2	3	10	56	2	-	5,8	17,8	20	1	3/8"	A 2	6200z z	6200z z	-
63	2 a 8	100	23	120	118	94	80	28	100	40	78	11,6	23	4	8,5	4	12	9,6	20	3	7,2	3	10	63	8	-	9	20,0	24	1	3/8"	A 2	6201z z	6201z z	-
71	2 a 8	112	27	136	142	120	90	30	110	45	88	14,6	30	5	11	5	16	11,6	23	4	8,5	4	12	71	9	-	7	24,1	27,6	1	1/2"	A 2	6203z z	6203z z	-
80	2 a 8	125	32	155	164	131	10,0	35	125	50	93	19,6	40	6	15,5	6	25	14,6	30	5	11	5	16	80	11	-	10	27,4	31,3	1	1/2"	A 3, 5	6204z z	6204z z	-
90 S	2 a 8	140	35	174	188	152	10,0	38	128	56	10,4	24,6	50	8	20	7	32	16,6	40	5	13	5	16	90	11	-	10	30,1	35,0	1	3/4"	A 3, 5	6205z z	6205z z	-
90 L	2 a 8	140	35	174	188	15,2	12,5	38	153	56	104	24,6	50	8	20	7	32	16,6	40	5	13	5	16	90	11	-	10	32,6	37,5	1	3/4"	A 3, 5	6205z z	6205z z	-
100 L	2 a 8	160	35	192	205	16,1	140	43	170	63	118	28,6	60	8	24	7	40	22,6	50	6	18,5	6	25	100	14	-	12	36,6	43,1	1	3/4"	A 3, 5	6206z z	6206z z	-
112 M	2 a 8	190	40	220	222	179	140	50	177	70	128	28,6	60	8	24	7	40	24,6	50	8	20	7	32	112	16	259	12	38,8	44,8	1	1"	A 5	6307z z	6306z z	-
132 S	2 a 8	216	44	248	253	195	140	55	184	89	150	38,6	80	10	33	8	56	28,6	60	8	24	7	40	132	18	295	12	45,3	51,9	1	1"	A 5	6308z z	6308z z	-
132 M	2 a 8	216	44	248	253	195	178	55	222	89	150	38,6	80	10	33	8	56	28,6	60	8	24	7	40	132	18	295	12	49,1	55,7	1	1"	A 5	6308z z	6308z z	-
160 M	2 a 8	254	60	304	298	237	210	65	254	108	174	42,6	110	12	37	8	80	42,6	110	12	37	8	80	160	22	359	15	58,9	71,2	2	1 1/2"	A 5	6309z z	6309z z	-
160 L	2 a 8	254	60	304	298	237	254	65	302	108	174	42,6	110	12	37	8	80	42,6	110	12	37	8	80	160	22	359	15	63,3	75,6	2	1 1/2"	A 5	6309z z	6309z z	-
180 M	2 a 8	279	67	337	342	286	241	75	287	121	200	48,6	110	14	42,5	9	100	48,6	110	14	42,5	9	100	180	22	408	15	64,3	78,2	2	1 1/2"	M 16	63 11C3	6311C3	MJ311C 3
180 L	2 a 8	279	67	337	342	286	279	75	325	121	200	48,6	110	14	42,5	9	100	48,6	110	14	42,5	9	100	180	22	408	15	68,1	82,0	2	1 1/2"	M 16	63 11C3	6311C3	MJ311C 3
200 M	2 a 8	318	75	382	383	307	267	80	317	133	222	55m6	110	16	49	10	100	48,6	110	14	42,5	9	100	200	25	450	19	69,9	84,2	2	2"	M 20*	63 12C3	6312C3	MJ312C 3
200 L	2 a 8	318	75	382	383	307	305	80	355	133	222	55m6	110	16	49	10	100	48,6	110	14	42,5	9	100	200	25	450	19	73,7	88,0	2	2"	M 20*	63 12C3	6312C3	MJ312C 3
225 S/M	2	358	80	426	428	353	286	85	367	149	245	65m6	110	16	49	10	100	55m6	110	16	49	10	100	225	28	503	19	77,7	90,0	2	2"	M 20	63 13C3	6313C3	-
225 S/M	4 a 8	358	80	426	428	353	286	85	367	149	245	60m6	140	18	53	11	130	60m6	140	18	53	11	130	225	28	503	19	80,7	96,0	2	2"	M 20	6313C3	6313C3	MJ313C 3
250 S/M	2	406	90	480	482	381	311	105	409	168	296	60m6	140	18	53	11	130	60m6	140	18	53	11	130	250	30	555	24	89,3	105,5	2	2"	M 20	6314C3	6314C3	-
250 S/M	4 a 8	406	90	480	482	381	311	105	409	168	296	65m6	140	18	58	11	130	60m6	140	18	53	11	130	250	30	555	24	89,3	105,5	2	2"	M 20	6314C3	6314C3	MJ314C 3
280 S/M	2	457	100	537	572	436	368	128	489	190	349	65m6	140	18	58	11	130	65m6	140	18	58	11	130	280	36	623	24	104,2	118,6	2	2"	M 20	6314C3	6314C3	-
280 S/M	4 a 8	457	100	537	572	436	368	128	489	190	349	75m6	140	20	67,5	12	130	65m6	140	18	58	11	130	280	36	623	24	104,2	118,6	2	2"	M 20	6316C3	6316C3	MJ316C 3
315 S/M	2	508	110	598	635	466	406	140	541	216	384	65m6	140	18	58	11	130	65m6	140	18	58	11	130	315	38	725	28	113,5	128,6	2	2 1/2"	M 20	6314C3	6314C3	-
315 S/M	4 a 8	508	110	598	635	466	406	140	541	216	384	80m6	170	22	71	14	160	65m6	140	18	58	11	130	315	38	725	28	116,5	131,6	2	2 1/2"	M 20	6319C3	6316C3	MJ319C 3
355 M/L	2	610	140	750	750	606	560	200	760	254	445	65m6	140	18	58	11	130	65m6	140	18	58	11	130	355	50	844	28	138,4	153,9	2	2 1/2"	M 20	6314C3	6314C3	-
355 M/L	4 a 8	610	140	750	750	606	560	200	760	254	445	100m6	210	28	90	16	190	80m6	170	22	71	14	160	355	50	844	28	145,4	163,9	2	2 1/2"	M 24	6322C3	6319C3	MJ322C 3

* The thread at opposite drive end is M16.

* Eje principal y auxiliar: tolerancia j6 (Tamaños 56 a 112); k6 (Tamaños 132 a 180) y m6 para tamaños 200 a 355 inclusive)

Performance features

Características de desempeño

	Power Potencia		Frame Carcasa (IEC)	Speed Velocidad (rpm)	Current Intensidad Nominal				Torque Cupla			Efficiency Rendimiento $\eta\%$			Power factor Factor de Potencia Cos ϕ			Service factor Factor de Servicio	GD ² Rotor Del rotor (Kg·m ²)	Weight Peso (Kg)
	(hp)	(kW)			220 V		380 V		Cn (Kg·m)	Cp/Cn (%)	Cmáx/Cn (%)	50%	75%	100%	50%	75%	100%			
			In (A)	Ia (A)	In (A)	Ia (A)														
2 POLES 50 Hz	1/8	0,09	56a	2860	0,58	2,8	0,33	1,6	0,03	400	300	44	53	59	0,51	0,62	0,69	1,1	0,0006	3,4
	1/6	0,12	56b	2760	0,66	2,5	0,38	1,4	0,04	290	220	51	59	60	0,61	0,75	0,80	1,1	0,0006	3,4
	1/4	0,18	63a	2840	0,95	4,2	0,55	2,4	0,06	315	250	52	59	63	0,61	0,73	0,79	1,1	0,0014	4,5
	1/3	0,25	63b	2820	1,15	6	0,66	3,2	0,08	330	320	59	67	70	0,61	0,70	0,82	1,1	0,0014	4,5
	1/2	0,37	71a	2870	1,7	10	0,95	6	0,12	315	325	61	70	75	0,63	0,71	0,79	1,1	0,0022	9,0
	3/4	0,55	71b	2860	2,3	14	1,3	8	0,18	255	290	64	72	75	0,70	0,78	0,85	1,1	0,0025	9,5
	1	0,75	80a	2860	3,3	20	1,9	11	0,25	310	240	65	71	73	0,63	0,73	0,82	1,1	0,0048	15,0
	1,5	1,1	80b	2840	4,5	29	2,6	17	0,37	310	230	71	75	75	0,70	0,80	0,86	1,1	0,0056	17,0
	2	1,5	90S	2885	6,6	52	3,8	30	0,51	340	260	72	78	78	0,52	0,68	0,77	1,1	0,0100	21,0
	3	2,2	90L	2870	8,3	61	4,8	35	0,74	360	320	75	80	81	0,71	0,80	0,86	1,1	0,0120	23,5
	4	3,0	100L	2890	11,0	88	6,4	51	1,00	320	255	76	81	81	0,80	0,87	0,87	1,1	0,0170	29,0
	5,5	4,0	112M	2910	14,5	123	8,4	71	1,30	310	280	81	83	83	0,72	0,82	0,88	1,1	0,0280	38,0
	7,5	5,5	132Sa	2920	20,5	160	11,8	92	1,80	280	300	80	83	84	0,68	0,78	0,84	1,1	0,0550	52,0
	10	7,5	132S	2910	27	189	16	109	2,45	260	290	81	83	84	0,69	0,79	0,85	1,1	0,640	57,0
	15	11,0	160Ma	2940	40	332	23	192	3,70	300	290	75	80	81	0,79	0,90	0,90	1,1	0,1750	93,0
	20	15,0	160M	2940	50	410	29	237	5,00	290	270	82	85	85	0,80	0,88	0,91	1,1	0,2360	107,0
	25	18,5	160L	2920	61	519	35	300	6,10	295	280	84	86	86	0,81	0,90	0,92	1,1	0,3100	129
	30	22,0	180M	2960	73	577	42	333	7,40	350	300	86	88	88	0,80	0,88	0,90	1,1	0,3700	144
	40	30,0	200L	2950	95	790	55	457	10,0	300	280	88	89	89	0,86	0,90	0,91	1,1	0,7200	225
	50	37,0	200L	2960	116	1136	67	657	12,0	300	280	89	92	92	0,83	0,88	0,91	1,1	0,8200	240
60	45,0	225S/M	2945	138	1052	80	608	15,0	300	210	88	91	91	0,84	0,89	0,92	1,1	1,3000	315	
75	55,0	250S/M	2960	174	1479	100	855	18,0	300	300	86	89	91	0,82	0,88	0,92	1,1	1,9500	420	
100	75,0	280S/M	2940	237	1707	137	986	25,0	300	280	84	88	90	0,84	0,89	0,91	1,1	2,8000	545	
125	90,0	280S/M	2950	294	2206	170	1275	30,0	290	270	85	87	89	0,85	0,90	0,92	1,1	3,4000	575	
150	110,0	315S/M	2965	351	2458	203	1421	36,0	240	270	89	92	93	0,85	0,88	0,89	1,0	5,1000	703	
180	132,0	315S/M	2975	417	3002	241	1735	43,0	210	235	88	92	93	0,88	0,90	0,90	1,0	6,1000	800	
220	162,0	315S/M	2975	514	3597	297	2079	53,0	180	200	91	93	93	0,88	0,89	0,89	1,0	7,1000	900	
270	199,0	355M/L	2980	614	5527	355	3195	65,0	230	240	89	91	92	0,89	0,91	0,92	1,0	7,5000	1270	
300	220,0	355M/L	2980	683	5467	395	3160	72,0	230	240	92	93	93	0,89	0,91	0,91	1,0	8,5000	1390	
350	255,0	355M/L	2970	813	6505	470	3760	85,0	240	260	91	92	92	0,88	0,90	0,90	1,0	10,0000	1460	
400	295,0	355M/L	2980	908	7266	525	4200	96,0	230	240	92	93	93	0,89	0,91	0,92	1,0	11,0000	1500	
4 POLES 50 Hz	1/12	0,06	56a	1435	0,60	1,3	0,35	0,74	0,04	285	28	33	42	46	0,44	0,52	0,57	1,1	0,0006	3,3
	1/8	0,09	56b	1410	0,78	2,3	0,45	1,3	0,06	260	250	39	48	52	0,44	0,52	0,58	1,1	0,0006	3,3
	1/6	0,12	63a	1400	0,87	3,0	0,5	1,8	0,08	300	285	45	52	56	0,45	0,56	0,65	1,1	0,0014	4,8
	1/4	0,18	63b	1380	1,05	4,1	0,61	2,4	0,12	280	265	47	56	60	0,44	0,54	0,75	1,1	0,0014	4,8
	1/3	0,25	71	1420	1,3	5,5	0,75	3,2	0,16	320	310	58	65	69	0,42	0,63	0,73	1,1	0,0041	9,6
	1/2	0,37	71b	1400	1,8	9,0	1,0	5,0	0,25	330	270	56	65	69	0,59	0,7	0,78	1,1	0,0048	10,0
	3/4	0,55	80a	1420	3,1	15	1,8	8,5	0,37	335	275	53	62	66	0,54	0,64	0,71	1,1	0,0087	14,0
	1	0,75	80b	1420	4,2	23	2,4	13,0	0,51	335	265	55	63	65	0,55	0,65	0,72	1,1	0,0094	14,7
	1,5	1,1	90S	1440	5,0	28	2,9	16,0	0,75	265	325	65	70	72	0,58	0,7	0,80	1,1	0,0180	19,8
	2	1,5	90L	1430	6,4	38	3,7	22	1,0	200	230	74	76	76	0,56	0,71	0,81	1,1	0,0250	24,0
	3	2,2	100La	1430	9,0	60	5,2	35	1,5	295	280	78	80	80	0,56	0,71	0,80	1,1	0,0240	29,0
	4	3,0	100L	1425	11,6	84	6,7	48	2,0	290	295	81	82	82	0,59	0,74	0,83	1,1	0,0300	32,5
	5,5	4	112M	1450	16,0	126	9,5	75	2,7	280	330	82	86	86	0,53	0,68	0,76	1,1	0,0600	40
	7,5	5,5	132S	1470	21,5	168	12,5	98	3,6	255	320	80	82	82	0,59	0,74	0,82	1,1	0,1310	54
	10	7,5	132Ma	1460	26	221	15	128	4,9	220	345	83	85	85	0,73	0,84	0,89	1,1	0,1440	63
	12,5	9,2	132M	1450	31	264	18	153	6,1	215	280	85	89	89	0,68	0,81	0,88	1,1	0,1640	65
	15	11	160M	1450	38	331	22	191	7,4	245	310	83	85	85	0,76	0,85	0,89	1,1	0,3100	103
	20	15	160L	1455	50	400	29	232	10	270	320	87	88	88	0,80	0,87	0,90	1,1	0,3900	118
	25	18,5	180M	1450	63	485	37	285	12	215	300	89	90	90	0,70	0,81	0,86	1,1	0,5500	146
	30	22	180L	1450	77	747	45	437	15	190	300	86	88	88	0,77	0,83	0,85	1,1	0,6600	165
40	30	200L	1465	98	755	57	439	20	240	350	88	90	91	0,73	0,83	0,88	1,1	1,3000	237	
50	37	225S/M	1470	125	813	72	468	25	200	265	87	88	89	0,72	0,82	0,87	1,1	1,7000	265	
60	45	225S/M	1475	150	855	87	496	30	230	240	90	91	91	0,72	0,81	0,87	1,1	2,0000	300	
75	55	250S/M	1475	182	1420	105	819	36	380	300	89	90	91	0,72	0,83	0,88	1,1	3,4000	430	
100	75	280S/M	1470	236	1581	136	911	49	260	200	89	91	92	0,78	0,87	0,89	1,1	5,7000	560	
125	90	280S/M	1470	295	1682	170	969	59	275	200	90	92	92	0,78	0,86	0,89	1,1	6,7000	630	
150	110	315S/M	1480	353	2189	204	1265	72	285	260	90	92	92	0,76	0,86	0,89	1,0	10,5000	810	
180	135	315S/M	1485	425	3188	246	1845	87	295	305	92	93	93	0,75	0,85	0,88	1,0	12,5000	900	
220	165	315S/M	1485	510	3876	295	2242	107	210	350	92	93	93	0,83	0,88	0,90	1,0	14,1000	990	
270	200	355M/L	1485	614	4605	354	2655	130	230	210	93	94	94	0,83	0,89	0,90	1,0	16,0000	1130	
300	220	355M/L	1485	687	5427	397	3136	145	220	210	92	93	94	0,83	0,89	0,90	1,0	19,0000	1400	
350	255	355M/L	1485	804	5869	464	3387	170	220	215	92	93	93	0,87	0,90	0,91	1,0	21,5000	1520	
400	295	355M/L	1485	918	7069	530	4081	193	235	220	92	93	93	0,87	0,90	0,91	1,0	24,0000	1580	
450	330	355M/L	1485	1034	7548	597	4358	220	230	220	91	92	92	0,88	0,90	0,91	1,0	27,0000	1660	

Performance features

Características de desempeño

	Power Potencia		Frame Carcasa	Speed Velocidad	Current Intensidad Nominal				Torque Cupla			Efficiency Rendimiento η%			Power factor Factor de Potencia Cos φ			Service factor Factor de Servicio	GD ² Rotor Del rotor (Kg·m ²)	Weight Peso (Kg)	
	(hp)	(kW)			220 V		380 V		Cn	Cp/Cn	Cmáx/Cn	50%	75%	100%	50%	75%	100%				
	(IEC)	(rpm)	In (A)	la (A)	In (A)	la (A)	(Kgm)	(%)	(%)												
6 POLES 50 Hz	1/8	0,09	63b	915	0,087	2,2	0,50	1,3	0,09	210	230	34	40	43	0,46	0,56	0,63	1,1	0,0014	4,5	
	1/5	0,15	71a	910	1,3	3,5	0,75	2,0	0,15	235	205	34	41	46	0,49	0,59	0,66	1,1	0,0035	9,0	
	1/4	0,18	71b	920	1,6	5,6	0,93	3,3	0,19	255	230	38	45	49	0,42	0,52	0,60	1,1	0,0041	10,0	
	1/2	0,37	80a	950	2,6	10,4	1,5	6,0	0,37	205	185	47	56	60	0,43	0,54	0,62	1,1	0,0091	14,0	
	3/4	0,55	80b	950	2,8	9,8	1,6	5,7	0,57	220	210	56	64	66	0,56	0,68	0,78	1,1	0,0110	16,0	
	1	0,75	90S	950	4,5	21	2,6	12,0	0,77	220	245	55	61	64	0,47	0,59	0,68	1,1	0,0220	21,0	
	1,5	1,1	90L	945	5,7	29	3,3	16,5	1,10	220	255	67	71	72	0,47	0,60	0,70	1,1	0,0260	23,5	
	2	1,5	100L	950	8	43	4,6	25	1,50	245	285	71	73	74	0,44	0,56	0,65	1,1	0,0390	29	
	3	2,2	112M	960	11	61	6,3	35	2,20	225	290	70	73	75	0,45	0,59	0,70	1,1	0,0580	36	
	4	3	132S	965	14	87	8,0	50	3,00	175	255	72	74	75	0,54	0,67	0,74	1,1	0,1150	50	
	5,5	4	132Mb	975	17	128	10,0	75	4,00	235	255	78	82	83	0,56	0,68	0,75	1,1	0,1900	62	
	7,5	5,5	132M	960	22,5	160	13,0	92	5,60	250	245	81	83	83	0,59	0,72	0,78	1,1	0,1900	66	
	10	7,5	160M	975	30	222	17,3	128	7,50	185	280	83	85	85	0,56	0,69	0,76	1,1	0,4100	101	
	15	11	160L	970	43	301	25	175	11,0	170	255	83	85	85	0,64	0,74	0,79	1,1	0,5800	124	
	20	15	180L	975	55	371	32	214	15,0	215	300	86	87	87	0,59	0,72	0,80	1,1	0,9200	163	
	6 POLOS 50 Hz	25	18,5	200L	980	71	461	41	267	18,6	190	300	85	86	86	0,63	0,73	0,79	1,1	1,4000	225
		30	22	200L	980	83	498	48	288	22,0	190	300	88	90	90	0,60	0,72	0,78	1,1	1,7000	240
		40	30	225S/M	980	112	675	65	390	30,0	240	300	87	89	89	0,59	0,70	0,77	1,1	2,8000	300
		50	37	250S/M	980	133	866	77	501	37,0	250	230	87	89	90	0,62	0,73	0,81	1,1	4,7000	430
		60	45	280S/M	980	151	828	87	479	45,0	220	250	88	90	92	0,75	0,83	0,84	1,1	7,5000	560
75		55	280S/M	985	192	1152	111	666	54,0	210	230	89	91	92	0,66	0,76	0,82	1,1	8,8000	632	
100		75	315S/M	985	249	1669	144	965	74,0	215	245	90	91	92	0,77	0,82	0,84	1,0	14,000	770	
125		90	315S/M	985	311	2024	180	1170	89,0	220	260	90	92	92	0,77	0,83	0,84	1,0	16,000	880	
150		110	315S/M	985	377	2263	218	1308	109,0	220	250	91	93	93	0,76	0,81	0,83	1,0	18,000	972	
180		132	315S/M	985	464	2689	268	1554	131,0	220	245	91	93	93	0,69	0,79	0,81	1,0	20,000	1035	
220	162	355M/L	985	559	3744	323	2164	160,0	205	230	91	93	93	0,79	0,81	0,82	1,0	22,000	1240		
270	199	355M/L	985	668	4341	386	2509	196,0	210	230	92	93	94	0,79	0,82	0,83	1,0	26,000	1350		
300	220	355M/L	985	744	4538	430	2623	218,0	215	225	93	93	94	0,80	0,82	0,83	1,0	30,000	1460		
350	255	355M/L	990	882	5735	510	3315	255,0	220	240	93	94	94	0,80	0,81	0,82	1,0	33,000	1560		
400	295	355M/L	990	995	6665	575	3853	290,0	215	240	93	94	94	0,80	0,82	0,83	1,0	37,000	1630		
8 POLES 50 Hz	1/10	0,07	71a	685	0,74	1,6	0,43	0,9	0,10	200	240	34	42	45	0,41	0,48	0,55	1,1	0,0041	9,6	
	1/8	0,09	71b	690	1,1	2,6	0,64	1,5	0,13	240	230	31	38	43	0,35	0,43	0,50	1,1	0,0041	9,6	
	1/4	0,18	80a	715	1,5	6,2	0,87	3,6	0,25	250	275	42	51	56	0,42	0,50	0,56	1,1	0,0091	13,0	
	1/3	0,25	80b	710	2,0	6,8	1,2	3,9	0,33	235	260	44	53	57	0,42	0,50	0,58	1,1	0,0110	14,5	
	1/2	0,37	90S	715	2,0	6,8	1,2	3,9	0,50	160	300	62	69	70	0,47	0,60	0,69	1,1	0,0220	20,0	
	3/4	0,55	90L	715	3,8	14,8	2,2	8,6	0,75	240	300	55	64	69	0,39	0,48	0,55	1,1	0,0260	22,5	
	1	0,75	100La	720	5,2	26	3,0	15,0	1,00	270	300	57	65	70	0,38	0,47	0,54	1,1	0,0390	27	
	1,5	1,10	100L	710	6,9	28	4,0	16,0	1,51	250	320	62	68	70	0,41	0,52	0,60	1,1	0,0490	31	
	2	1,50	112Ma	715	8,9	4,1	5,1	23,5	2,06	225	235	65	73	75	0,39	0,49	0,58	1,1	0,0570	35	
	3	2,2	132S	720	12,6	66	7,3	38,0	2,98	215	275	66	73	75	0,33	0,53	0,61	1,1	0,1150	52	
	4	3,0	132M	720	15,5	85	9,0	49,5	3,98	225	270	66	74	77	0,46	0,57	0,65	1,1	0,1640	64	
	5	4,00	160Ma	725	24,0	137	14,0	79,8	4,90	205	240	76	80	81	0,34	0,43	0,50	1,1	0,3300	92	
	7,5	5,50	160M	730	31,0	158	18,0	91,8	7,40	180	275	75	80	82	0,39	0,49	0,57	1,1	0,4100	101	
	10	7,50	160L	730	43,0	215	25,0	125	10,0	150	205	79	81	82	0,40	0,50	0,55	1,1	0,5800	123	
	15	11,0	180L	730	53,0	292	30,5	168	14,8	155	250	85	88	88	0,43	0,55	0,62	1,1	1,000	170	
	20	15,0	200L	725	61,0	244	35,0	140	19,6	170	210	83	86	87	0,56	0,67	0,73	1,1	2,1000	238	
	25	18,5	225S/M	720	76,1	441	44,0	255	24	155	275	83	86	86	0,55	0,68	0,74	1,1	2,7500	268	
	30	22,0	225S/M	735	91,7	596	53,0	345	29	160	280	87	88	89	0,53	0,66	0,71	1,0	3,4000	314	
	40	34,0	250S/M	730	104	644	60,0	372	39	175	280	88	91	91	0,68	0,78	0,82	1,0	5,5000	430	
	50	37,0	280S/M	735	133	826	77,0	477	49	160	270	88	89	90	0,64	0,77	0,81	1,0	8,5000	560	
60	45,0	280S/M	735	157	1023	91,0	592	58	170	225	88	90	91	0,61	0,74	0,81	1,0	10,500	620		
75	55,0	280S/M	735	197	1164	114	673	73	170	210	88	90	91	0,68	0,78	0,81	1,0	16,600	765		
100	75,0	315S/M	735	260	1609	150	930	97	180	205	90	91	91	0,66	0,77	0,82	1,0	18,700	860		
125	90,0	315S/M	740	317	2089	183	1208	121	160	200	91	92	92	0,69	0,78	0,83	1,0	21,100	960		
150	110	315M/L	740	389	2647	225	1530	145	205	235	91	92	92	0,68	0,77	0,81	1,0	26,000	1210		
180	132	355M/L	740	464	3338	268	1930	174	200	230	91	92	93	0,66	0,77	0,81	1,0	30,000	1350		
220	162	355M/L	740	571	3711	330	2145	213	190	220	92	93	93	0,64	0,75	0,80	1,0	34,000	1480		
270	199	355M/L	740	701	4764	405	2754	260	195	220	92	93	93	0,66	0,76	0,80	1,0	38,000	1620		
300	220	355M/L	740	761	5100	440	2948	290	185	220	92	93	94	0,70	0,77	0,81	1,0	42,000	1700		

Performance features

Características de desempeño

	Power Potencia		Frame Carcasa	Speed Velocidad	Current Intensidad Nominal				Torque Cupla			Efficiency Rendimiento η %			Power factor Factor de Potencia Cos ϕ			Service factor Factor de Servicio	GD ² Rotor Del rotor (Kg·m ²)	Weight Peso (Kg)
	(hp)	(kW)			220 V		380 V		Cn	Cp/Cn	Cmáx/Cn	50%	75%	100%	50%	75%	100%			
			(IEC)	(rpm)	In (A)	Ia (A)	In (A)	Ia (A)	(Kg·m)	(%)	(%)									
2 POLES 60 Hz	1/6	0,12	56a	3370	0,75	2,9	0,43	1,7	0,036	310	240	44,0	53,0	58,0	0,57	0,67	0,7	1,15	0,0007	3,3
	1/4	0,18	56b	3345	1,06	4,5	0,61	2,6	0,053	280	280	45,0	55,0	60,0	0,59	0,69	0,7	1,15	0,0007	3,4
	1/3	0,25	63a	3360	1,14	5,3	0,66	3,1	0,07	270	245	62,0	69,0	71,0	0,57	0,71	0,8	1,15	0,0014	4,9
	1/2	0,37	63b	3370	1,62	7,7	0,93	4,4	0,106	295	260	68,0	72,5	73,0	0,63	0,75	0,8	1,15	0,0014	4,9
	3/4	0,55	71a	3410	2,31	12,2	1,33	7,0	0,16	270	250	64,0	73,0	75,0	0,62	0,75	0,8	1,15	0,0022	9,0
	1	0,75	71b	3410	2,96	18,3	1,71	10,6	0,21	280	270	68,0	76,0	77,0	0,66	0,79	0,8	1,15	0,0025	10,0
	1,5	1,1	80a	3430	4,33	28,2	2,50	16,3	0,31	280	270	73,0	78,0	78,5	0,67	0,79	0,8	1,15	0,0048	13,5
	2	1,5	80b	3425	5,43	36,0	3,14	20,8	0,42	300	280	78,0	80,5	81,0	0,73	0,84	0,8	1,15	0,0056	15,0
	3	2,2	90S	3480	8,29	62,4	4,79	36,0	0,62	310	300	75,0	79,5	81,5	0,68	0,80	0,8	1,15	0,0100	20,0
	4	3	90L	3470	10,8	88,3	6,23	51,0	0,83	335	310	78,0	81,5	82,5	0,71	0,82	0,8	1,15	0,0120	23,5
	5	3,7	100L	3470	13,0	104	7,52	60,0	1,03	300	300	81,5	84,0	84,5	0,75	0,84	0,88	1,15	0,0170	29,0
	6	4,5	112Ma	3500	15,3	133	8,82	76,5	1,23	300	310	83,0	85,0	85,5	0,75	0,85	0,89	1,15	0,0320	40,0
	7,5	5,5	112M	3500	19,4	142	11,7	82,2	1,53	310	320	84,0	86,5	86,5	0,74	0,83	0,87	1,15	0,0322	41,0
	10	7,5	132S	3520	25,4	187	14,7	108	2,1	310	300	83,0	86,5	87,5	0,78	0,85	0,87	1,15	0,0640	54,0
	12,5	9,2	132Ma	3500	31,0	243	17,3	140	2,6	300	270	83,0	87,0	88,0	0,80	0,87	0,89	1,15	0,0750	67,0
15	11	132M	3515	36,5	310	21,1	179	3	340	300	85,0	89,0	89,5	0,80	0,87	0,89	1,15	0,0836	71,0	
20	15	160Ma	3550	48,9	400	28,2	231	4,1	320	300	85,5	88,0	89,0	0,84	0,88	0,89	1,15	0,1750	93,0	
2 POLES 60 Hz	25	18,5	160M	3540	58,8	516	34,0	298	5	300	280	86,0	88,5	89,5	0,88	0,91	0,92	1,15	0,2360	107
	30	22	160L	3540	68,7	587	39,7	339	6,1	310	300	87,0	89,0	89,5	0,90	0,91	0,92	1,15	0,3100	125
	40	30	200M	3550	95,7	658	55,2	380	8,1	330	310	88,0	90,0	90,2	0,85	0,88	0,89	1,15	0,6500	208
	50	37	200L	3550	117,6	856	67,9	494	10,1	340	315	89,0	90,8	91,5	0,86	0,89	0,90	1,15	0,7200	247
	60	45	225S/M	3545	136,6	1140	78,8	658	12,1	280	240	87,0	91,2	92,5	0,84	0,87	0,88	1,0	1,060	270
	75	55	225S/M	3545	173,9	1438	100,4	830	15,2	320	305	88,0	91,8	92,8	0,86	0,89	0,90	1,0	1,300	314
	100	75	250S/M	3550	232,8	1625	134,4	938	20	205	270	90,4	92,5	93,5	0,86	0,88	0,89	1,0	1,950	420
	125	90	280S/M	3550	290,3	2026	167,6	1170	25	220	270	90,5	93,0	93,7	0,82	0,87	0,89	1,0	2,800	540
	150	110	280S/M	3550	347,3	2425	200,5	1400	30	200	230	90,7	93,3	94,0	0,83	0,87	0,89	1,0	3,400	576
	175	132	315S/M	3570	405,1	3031	233,9	1750	35	210	240	91,7	93,5	94,0	0,84	0,88	0,89	1,0	5,100	703
	200	150	315S/M	3570	456,9	3327	263,8	1921	40	205	230	92,0	93,5	94,2	0,86	0,89	0,90	1,0	6,100	800
	250	185	315S/M	3570	576,9	4027	333,1	2325	50	210	230	92,4	93,7	94,3	0,85	0,88	0,89	1,0	7,100	900
	300	220	355M/L	3575	694,5	5194	401,0	2999	60	205	220	91,0	93,3	94,0	0,86	0,88	0,89	1,0	7,500	1270
	350	225	355M/L	3575	800,4	6386	462,2	3687	70	200	210	91,5	93,5	94,1	0,88	0,90	0,90	1,0	8,500	1390
	400	295	355M/L	3580	912,9	7739	527,1	4468	80	210	220	91,5	93,5	94,3	0,89	0,90	0,90	1,0	10,000	1460
450	330	355M/L	3580	1022	8688	590	5016	90	220	230	92,0	94,0	94,5	0,89	0,90	0,90	1,0	11,000	1500	
4 POLES 60 Hz	1/8	0,09	56a	1710	0,91	2,77	0,53	1,60	0,05	300	330	36,0	44,5	50,0	0,42	0,48	0,53	1,15	0,0007	3,3
	1/6	0,12	56b	1680	1,07	3,12	0,62	1,80	0,07	285	235	39,0	47,0	52,0	0,44	0,52	0,58	1,15	0,0007	3,3
	1/4	0,18	63a	1695	1,11	4,50	0,64	2,60	0,1	245	260	53,0	60,0	64,0	0,47	0,59	0,68	1,15	0,0014	4,8
	1/3	0,25	63b	1680	1,44	6,24	0,83	3,60	0,15	300	285	53,0	61,0	65,0	0,47	0,59	0,69	1,15	0,0014	4,8
	1/2	0,37	71a	1700	1,92	9,53	1,11	5,50	0,21	225	245	62,0	68,5	71,0	0,49	0,61	0,71	1,15	0,0041	9,6
	3/4	0,55	71b	1680	2,88	13,9	1,66	8,00	0,32	265	265	68,0	71,5	72,0	0,50	0,62	0,70	1,15	0,0041	9,6
	1	0,75	80a	1730	2,96	19,1	1,71	11,0	0,42	210	270	74,0	77,5	78,0	0,65	0,77	0,84	1,15	0,0087	14,0
	1,5	1,1	80b	1700	4,33	30,1	2,50	17,4	0,63	210	240	75,0	78,5	79,0	0,66	0,78	0,85	1,15	0,0094	14,7
	2	1,5	90S	1730	5,94	40,0	3,43	23,1	0,83	220	260	79,0	81,0	81,5	0,60	0,73	0,80	1,15	0,0180	19,8
	3	2,2	90L	1720	8,43	65,0	4,87	37,5	1,3	290	310	81,0	82,5	83,0	0,64	0,75	0,83	1,15	0,0250	24,0
	4	3	100La	1710	10,8	75,3	6,23	43,5	1,7	240	260	80,0	83,0	83,5	0,70	0,82	0,86	1,15	0,0240	29,0
	5	3,7	100L	1730	13,7	106	7,93	61,1	2,1	290	330	83,5	85,0	85,0	0,67	0,79	0,83	1,15	0,0300	32,0
	6	4,5	112Ma	1750	16,7	117	9,63	67,4	2,5	260	320	85,0	85,5	86,0	0,62	0,75	0,81	1,15	0,0650	41,0
	7,5	5,5	112M	1740	20,6	159	11,9	92,0	3,1	265	335	84,5	86,5	87,0	0,63	0,75	0,81	1,15	0,0650	42,0
	10	7,5	132S	1750	26,0	191	15,0	110	4,1	215	275	86,0	87,5	87,5	0,73	0,83	0,85	1,15	0,1310	55,0
12,5	9,2	132Ma	1750	31,2	267	18,0	154	5,1	210	265	86,5	87,5	87,5	0,78	0,86	0,89	1,15	0,1580	63,0	
15	11	132M	1750	37,3	319	21,5	184	6,1	245	355	87,0	88,0	88,5	0,75	0,84	0,88	1,15	0,2100	67,0	
20	15	160M	1745	49,2	416	28,4	240	8,2	225	300	87,0	88,7	89,5	0,75	0,84	0,88	1,15	0,3390	106	
4 POLES 60 Hz	25	18,5	160L	1750	60,1	521	34,7	301	10,2	220	330	87,5	90,0	90,5	0,81	0,86	0,89	1,15	0,3900	116
	30	22	180M	1760	72,6	648	41,9	374	12,2	200	320	90,0	90,7	91,0	0,78	0,85	0,88	1,15	0,5000	151
	40	30	200M	1770	96,0	727	55,4	420	16,2	250	270	89,7	91,2	91,7	0,77	0,85	0,88	1,15	1,1200	211
	50	37	200L	1770	119,1	837	68,8	483	20	230	255	89,7	92,0	92,4	0,80	0,86	0,88	1,15	1,3000	237
	60	45	225S/M	1770	140,4	883	81,1	510	24	230	270	91,3	92,7	93,0	0,81	0,87	0,89	1,0	1,7000	265
	75	55	225S/M	1765	177,5	999	102,5	577	30	220	255	91,5	92,8	93,0	0,80	0,86	0,88	1,0	2,0000	291
	100	75	250S/M	1770	238,1	1663	137,5	960	40	250	260	92,0	93,0	93,5	0,78	0,84	0,87	1,0	3,4000	427
	125	90	280S/M	1775	293,3	1992	169,3	1150	50	240	250	92,0	93,2	93,8	0,84	0,87	0,88	1,0	5,7000	545
	150	110	280S/M	1770	346,9	2169	200,3	1252	60	220	230	92,5	93,6	94,1	0,85	0,88	0,89	1,0	6,7000	615
	175	132	315S/M	1775	409,3	2657	236,3	1534	70	210	220	93,0	93,8	94,1	0,84	0,87	0,88	1,0	10,500	790
	200	150	315S/M	1780	465,8	2991	268,9	1727	80	200	200	93,4	94,3	94,5	0,84	0,87	0,88	1,0	12,500	878
	250	185	315S/M	1780	575,7	3733	332,4	2155	100	210	200	93,5	94,4	94,5	0,85	0,88	0,89	1,0	14,500	966
	300	220	355M/L	1780	698,7	4877	403,4	2816	120	210	200	93,7	94,5	94,5	0,84	0,87	0,88	1,0	16,000	1300
	350	255	355M/L	1780	804,3	5775	464,4	3334	140	220	210	93,8	94,7	94,7	0,85	0,88	0,89	1,0	19,000	1370
	400	295	355M/L	1																

Performance features

Características de desempeño

	Power Potencia		Frame Carcasa	Speed Velocidad	Current Intensidad Nominal				Torque Cupla			Efficiency Rendimiento η %			Power factor Factor de Potencia Cos ϕ			Service factor Factor de Servicio	GD ² Rotor Del rotor (Kg·m ²)	Weight Peso (Kg)	
	(hp)	(kW)			220 V		380 V		Cn (Kg·m)	Cp/Cn (%)	Cmáx/Cn (%)	50%	75%	100%	50%	75%	100%				
			In (A)	Ia (A)	In (A)	Ia (A)															
6 POLES 60 Hz	1/8	0,09	63a	1090	0,73	2,08	0,42	1,2	0,08	200	195	39,0	46,5	50,0	0,50	0,59	0,66	1,15	0,0014	4,8	
	1/8	0,12	63b	1085	0,97	2,77	0,56	1,6	0,11	205	195	40,0	48,5	52,0	0,50	0,58	0,64	1,15	0,0014	4,8	
	1/4	0,18	71a	1100	1,45	4,16	0,84	2,4	0,16	210	220	43,0	50,5	53,0	0,46	0,55	0,63	1,15	0,0035	9,0	
	1/3	0,25	71b	1110	2,02	5,54	1,17	3,2	0,22	220	205	46,0	52,5	55,0	0,42	0,51	0,58	1,15	0,0041	9,6	
	1/2	0,37	80a	1150	2,13	11,1	1,23	6,4	0,31	275	340	60,0	66,5	69,0	0,45	0,57	0,66	1,15	0,0091	13,0	
	3/4	0,55	80b	1135	2,84	13,0	1,64	7,5	0,47	185	205	64,0	69,0	71,0	0,50	0,62	0,72	1,15	0,0095	13,5	
	1	0,75	90Sa	1160	3,90	20,3	2,25	11,7	0,61	220	275	67,0	71,0	73,0	0,49	0,59	0,68	1,15	0,0220	19,5	
	1,5	1,1	90S	1135	5,46	24,1	3,15	13,9	0,94	170	240	63,0	74,0	75,0	0,53	0,64	0,71	1,15	0,0220	19,5	
	2	1,5	100La	1150	7,19	38,1	4,15	22,0	1,2	190	240	71,0	75,0	77,0	0,49	0,62	0,70	1,15	0,0380	29,0	
	3	2,2	100L	1150	10,0	65,8	5,78	38,0	1,9	275	320	74,0	77,5	78,5	0,53	0,65	0,74	1,15	0,0490	31,0	
	4	3	112M	1150	13,0	76,2	7,49	44,0	2,5	195	285	78,0	82,0	83,0	0,52	0,64	0,72	1,15	0,0580	36,0	
	5	3,7	132Sa	1150	14,1	79,7	8,12	46,0	3,1	170	250	82,0	84,5	85,0	0,67	0,76	0,81	1,15	0,1150	50,0	
	6	4,5	132S	1150	17,9	100,5	10,3	58,0	3,7	180	265	83,0	85,0	85,5	0,60	0,70	0,76	1,15	0,1150	52,0	
	7,5	5,5	132Ma	1160	21,1	150,7	12,2	87,0	4,7	185	220	83,0	85,5	86,0	0,62	0,74	0,80	1,15	0,1650	63,0	
	10	7,5	132M	1150	28,2	188,8	16,3	109,0	6,2	200	260	84,5	86,5	87,0	0,61	0,73	0,79	1,15	0,1900	66,0	
	12,5	9,2	160Ma	1175	36,0	270,2	20,8	156,0	7,6	200	250	84,0	86,5	87,5	0,57	0,68	0,75	1,15	0,4100	98,0	
	15	11	160M	1175	44,1	325,6	25,5	188,0	9,5	180	255	85,5	88,0	89,0	0,55	0,67	0,74	1,15	0,4100	100	
	6 POLES 60 Hz	20	15	160L	1170	56,2	436,5	32,5	252,0	12,2	180	270	87,0	89,0	89,5	0,60	0,72	0,77	1,15	0,5800	126
25		18,5	180L	1170	65,5	372,4	37,8	215,0	15,3	225	230	89,0	90,0	90,2	0,66	0,77	0,82	1,15	0,9200	170	
30		22	200L	1180	80,8	519,6	46,7	300,0	18,3	235	290	90,0	90,8	91,0	0,67	0,76	0,79	1,15	1,4000	225	
40		30	200L	1175	108,3	614,9	62,5	355,0	24	185	265	90,8	91,5	91,7	0,64	0,75	0,78	1,15	1,7000	240	
50		37	225S/M	1185	140,4	850,4	81,0	491,0	30	225	265	90,5	91,8	92,0	0,64	0,71	0,75	1,0	2,8000	305	
60		45	250S/M	1175	149,6	940,5	86,4	543,0	36	215	260	91,0	92,3	92,5	0,69	0,79	0,84	1,0	3,3000	475	
75		55	250S/M	1175	182,0	1015	105,1	586,0	46	190	230	91,4	92,5	92,8	0,73	0,82	0,86	1,0	4,0000	480	
100		75	280S/M	1180	250,9	1325	144,9	765,0	61	200	210	92,0	92,8	93,0	0,72	0,80	0,83	1,0	7,5000	625	
125		90	280S/M	1180	312,0	1680	180,1	970,0	76	190	210	92,5	93,5	93,0	0,72	0,80	0,83	1,0	8,8000	710	
150		110	315S/M	1185	359,0	2051	207,3	1184	90	200	230	93,0	93,7	94,1	0,75	0,84	0,86	1,0	16,000	980	
175		132	315S/M	1185	418,8	2515	241,8	1452	106	200	220	93,0	94,0	94,1	0,74	0,83	0,86	1,0	18,000	1080	
200		150	315S/M	1185	478,2	2737	276,1	1580	121	210	230	93,0	94,0	94,2	0,75	0,83	0,86	1,0	20,000	1150	
250		184	355M/L	1190	642,5	3066	371,0	1770	150	220	210	93,5	94,2	94,2	0,70	0,77	0,80	1,0	22,000	1380	
300		220	355M/L	1185	770,2	3118	444,7	1800	180	210	200	93,5	94,0	94,3	0,70	0,78	0,80	1,0	26,000	1500	
350		255	355M/L	1190	896,7	5577	517,7	3220	210	200	190	94,0	94,3	94,5	0,70	0,78	0,80	1,0	30,000	1630	
400		295	355M/L	1190	1021,5	6374	589,8	3680	240	235	210	94,0	94,5	94,8	0,71	0,78	0,80	1,0	33,000	1730	
450		330	355M/L	1190	1146,8	8538	662,1	3775	270	230	210	94,0	95,0	95,0	0,71	0,78	0,80	1,0	37,000	1820	
8 POLES 60 Hz		1/12	0,06	63b	810	0,98	1,56	0,56	0,9	0,07	245	225	21,0	26,5	30,0	0,42	0,49	0,55	1,15	0,0014	4,4
	1/8	0,09	71a	820	1,01	2,42	0,58	1,4	0,10	195	225	31,0	37,0	40,0	0,44	0,53	0,60	1,15	0,0041	9,6	
	1/6	0,12	71b	810	1,31	2,77	0,76	1,6	0,14	185	200	34,0	41,0	44,0	0,41	0,49	0,56	1,15	0,0041	9,6	
	1/4	0,18	80a	860	1,63	4,85	0,94	2,8	0,20	240	275	45,0	51,0	54,0	0,37	0,47	0,55	1,15	0,0091	13	
	1/3	0,21	80b	860	2,02	6,93	1,17	4,0	0,27	215	260	45,0	52,0	56,0	0,40	0,49	0,57	1,15	0,0091	13	
	1/2	0,37	90Sa	870	2,79	11,6	1,61	6,7	0,41	210	270	49,0	57,0	61,0	0,41	0,50	0,57	1,15	0,0220	20	
	3/4	0,55	90La	870	4,04	17,1	2,33	9,9	0,62	220	230	50,0	58,0	62,0	0,39	0,49	0,58	1,15	0,0260	20,5	
	1	0,75	90L	865	4,91	20,1	2,84	11,6	0,82	220	270	59,0	65,0	68,0	0,38	0,49	0,58	1,15	0,0260	20,5	
	1,5	1,1	100La	850	5,92	26,0	3,42	15,0	1,2	200	235	69,0	73,5	74,5	0,45	0,57	0,66	1,15	0,0390	27,5	
	2	1,5	112Ma	870	7,74	41,6	4,47	24	1,6	180	265	69,0	75,0	77,0	0,45	0,56	0,65	1,15	0,0680	30	
	3	2,2	132Sa	870	10,5	57,2	6,06	33	2,5	170	235	72,5	76,5	78,0	0,52	0,63	0,71	1,15	0,1150	55,5	
	4	3	132Ma	865	15,8	74,5	9,13	43	3,3	185	300	74,0	77,0	79,0	0,44	0,55	0,62	1,15	0,1150	63	
	5	3,7	132M	870	19,2	95,3	11,1	55	4,1	205	275	75,0	79,0	80,0	0,44	0,55	0,63	1,15	0,1640	64,5	
	7,5	5,5	160Ma	880	26,7	177	15,4	102	6,1	165	250	76,0	82,0	84,0	0,40	0,50	0,59	1,15	0,3300	89	
	10	7,5	160L	875	36,2	208	20,9	120	8,2	140	240	72,0	84,0	85,0	0,45	0,55	0,63	1,15	0,4100	121	
	8 POLES 60 Hz	15	11	180L	870	46,1	234	26,6	135	12,3	130	200	88,0	90,0	90,0	0,52	0,63	0,70	1,15	0,8500	160
		20	15	180L	870	62,4	346	36,0	200	16,5	165	205	88,0	90,0	90,0	0,50	0,61	0,69	1,15	1,0000	165
		25	18,5	200L	870	71,9	440	41,5	254	20,0	155	280	90,0	91,0	91,0	0,58	0,68	0,74	1,15	2,1000	237
30		22	225S/M	880	88,7	475	51,2	274	24,0	190	240	89,0	91,0	91,0	0,58	0,68	0,72	1,0	2,7500	270	
40		30	225S/M	880	117,6	589	67,9	340	33,0	190	240	91,0	91,5	91,5	0,59	0,68	0,72	1,0	4,0000	305	
50		37	250S/M	880	141,9	928	81,9	536	41,0	170	230	90,0	91,0	91,0	0,61	0,70	0,75	1,0	5,5000	430	
60		45	250S/M	875	162,8	956	94,0	552	49,0	175	230	90,0	91,5	91,5	0,63	0,74	0,78	1,0	6,4000	440	
75		55	280S/M	885	207,8	1486	120,0	858	61,0	180	240	90,0	91,5	92,0	0,60	0,71	0,76	1,0	8,8000	560	
100		75	280S/M	880	271,9	1692	157,0	977	81,0	190	255	91,0	92,5	92,5	0,65	0,73	0,77	1,0	10,300	640	
125		90	315S/M	890	345,2	2026	199,3	1170	101	200	220	92,0	93,5	93,5	0,66	0,73	0,75	1,0	18,700	860	
150		110	315S/M	890	407,5	2470	235,3	1426	121	200	215	92,0	93,8	93,8	0,64	0,73	0,76	1,0	21,000	960	
180		132	355M/L	890	481,7	2944	278,1	1700	145	210	205	92,0	93,5	94,0	0,64	0,74	0,77	1,0	26,000	1200	
200		150	355M/L	890	535,2	3222	309,0	1860	160	205	200	93,0	94,0	94,0	0,65	0,74	0,77	1,0	30,000	1350	
250		185	355M/L	890	656,9	3918	379,3	2262	200	220	210	93,0	94,0	94,5	0,67	0,76	0,78	1,0	34,000	1480	
300		220	355M/L	890	806,5	4209	465,6	2430	240	200	195	93,0	94,5	94,8	0,63	0,73	0,76	1,0	38,000	1600	
350		255	355M/L	890	926,7	4399	535,1	2540	280	220	210	94,0	95,0	95,0	0,67	0,75	0,77	1,0	42,000		

three-phase industrial electric motors IEC-IE1

motores eléctricos trifásicos
uso industrial IEC-IE1



Voges Group Product Line

Electric Motors for:

Air moving
General purpose
Refrigerating units
Naval application
Converters of high frequency
Pumps
Irrigation
Rural application
Dental and hospital equipment
Air conditionings and domestic appliances
Refrigeration
Garage gates
Mining
Power saws
With high starting torque
Permanent split capacitor
Double speed motors
IP23S
Water-cooled motors
High-efficiency motors
Brake motors – brake actuated in cc
Shaded pole
Electro pumps (drainage, circulation and magnetic)
Single phase and three phase NEMA (standard, jet pump and power heaping machines)
Single phase up to 50 cv
HP Line up to 1000 cv

Línea de productos Grupo Voges

Motores eléctricos

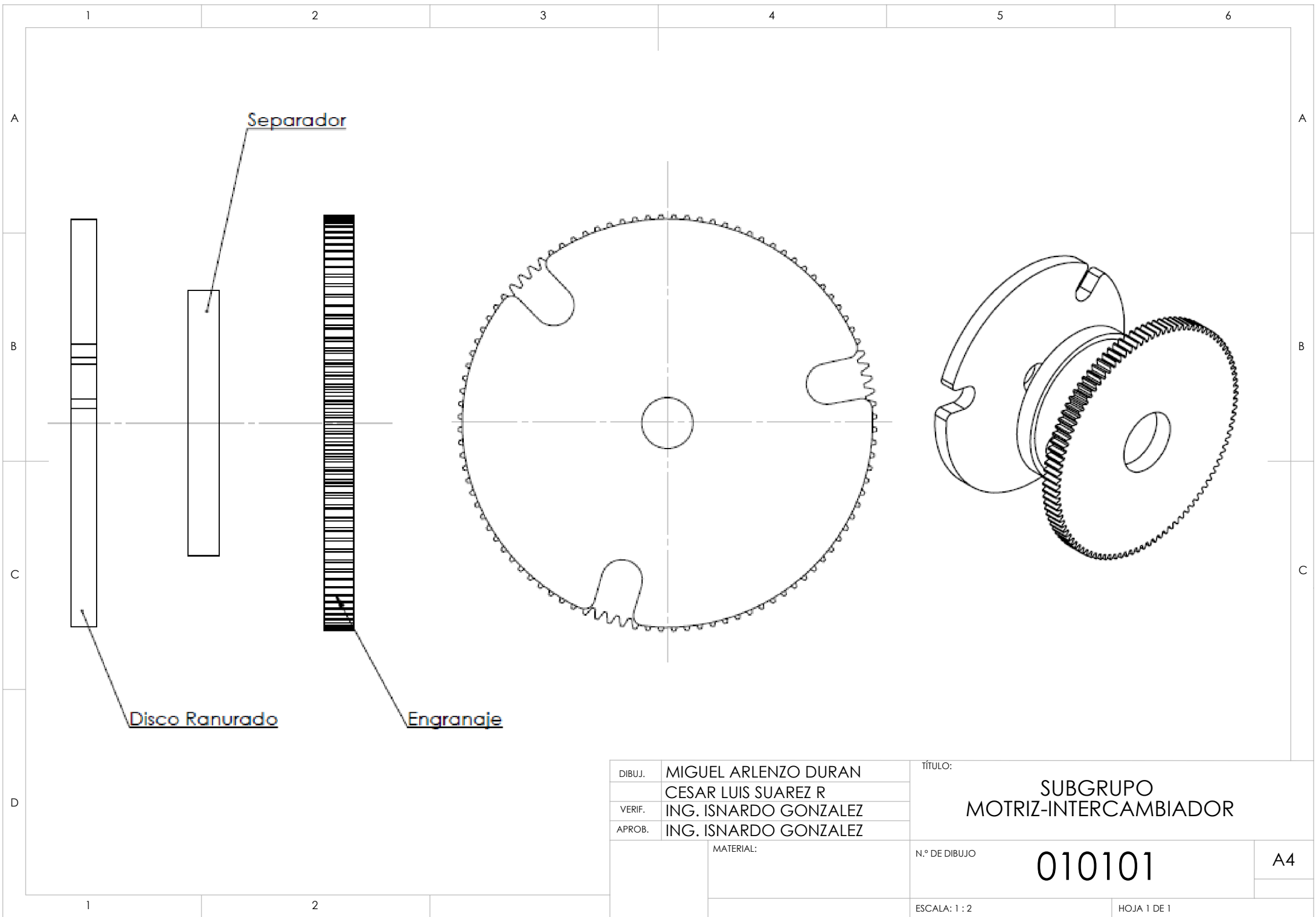
Para circulación del aire
Para aplicación general
Para cámaras frigoríficas
Para uso naval
Para convertidores de alta frecuencia
Para bombas
Para irrigación
Para uso rural
Para equipamientos odontológicos y de hospitales
Para acondicionadores de aire y electrodomésticos
Para refrigeración
Para portones de garajes
Para minería
Para motosierras
Con alto conjugado de partida
De capacitor (condensador) permanente
De doble velocidad
IP23S
Refrigerado con agua
Alto rendimiento
Moto freno – con accionamiento de freno en CC
Shaded pole
Electro bombas (de drenaje, de circulación y magnética)
Monofásicos y trifásicos NEMA (padrón, jet pump y moto segadores)
Monofásicos hasta 50CV
Línea HP hasta 1000CV

GROUP
VOGES

www.voges.com.br
voges@voges.com.br

Motores - BR 116, Km 145, nº 5.000 - São Ciro - CEP 95059-520
Caxias do Sul - RS
Brasil - Fone +55 (54) 3026.3400 - Fax: +55 (54) 3026.3401

**ANEXO C. PLANOS DE LA MAQUINA
TRENZADORA DE RANDAS**



Disco Ranurado

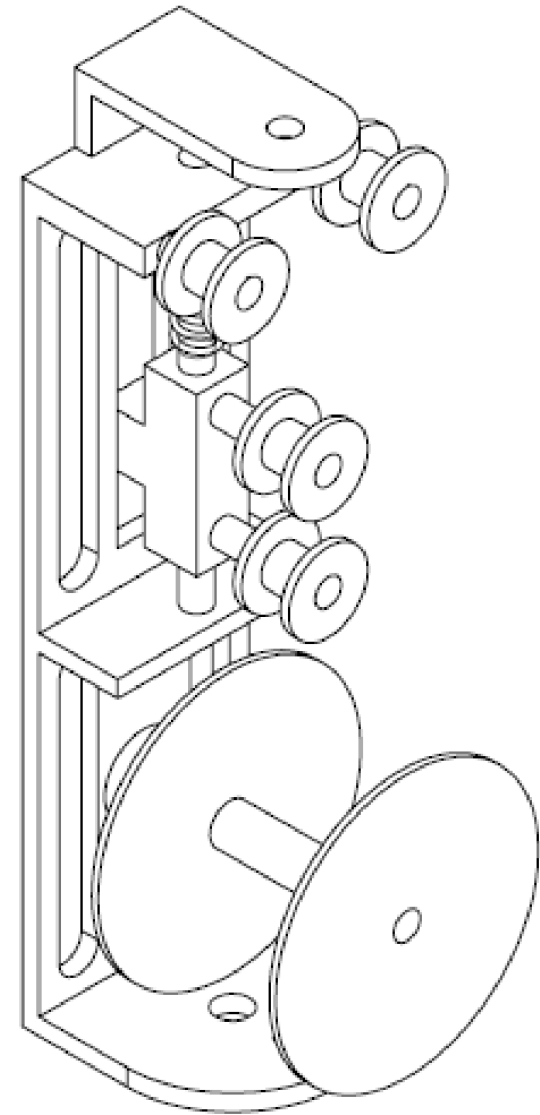
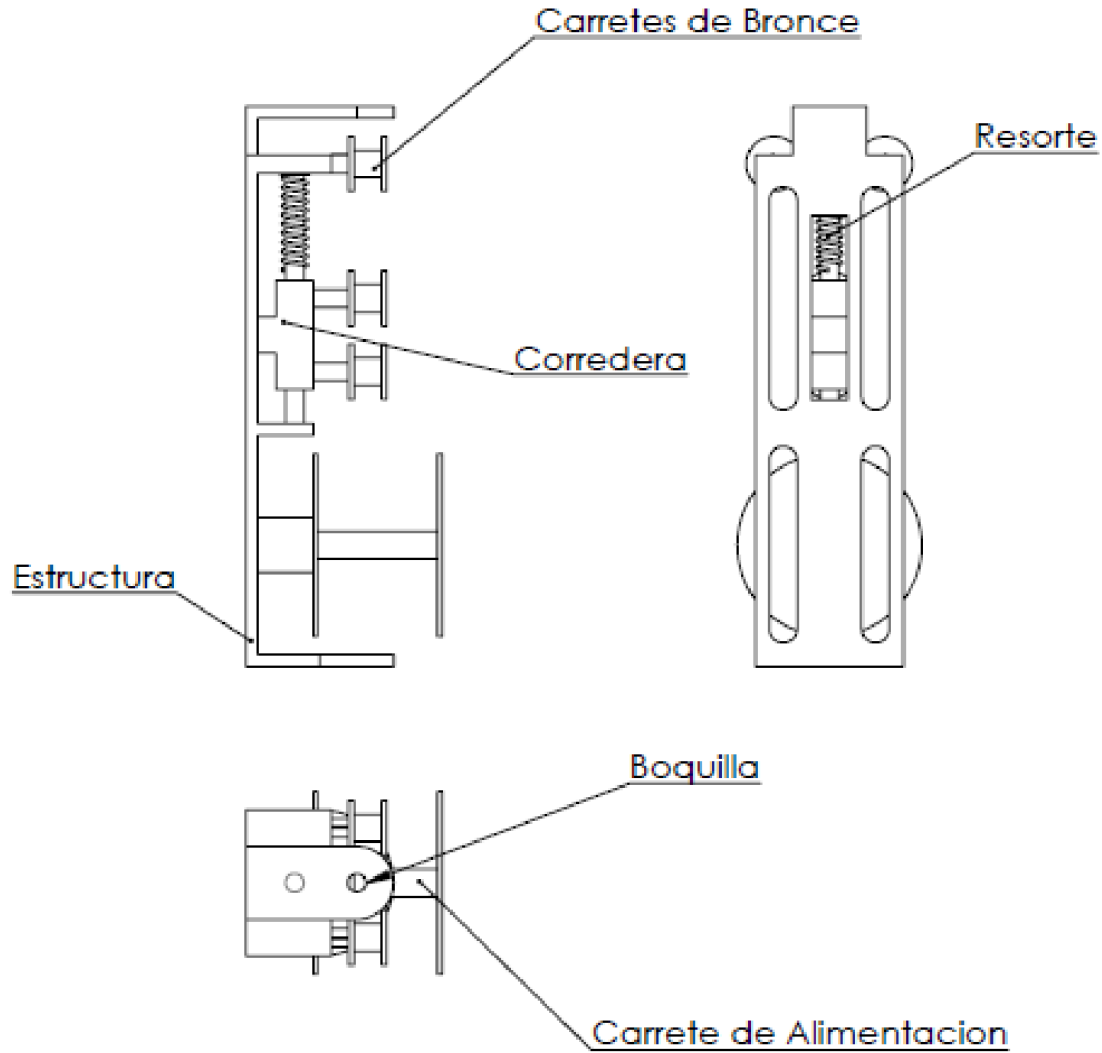
Separador

Engranaje

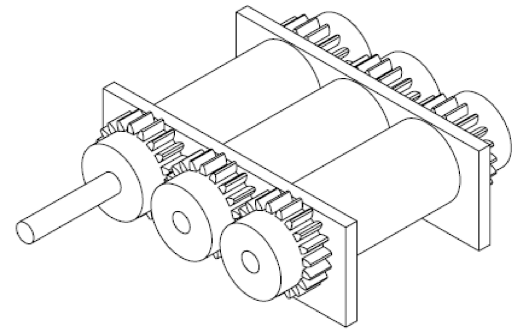
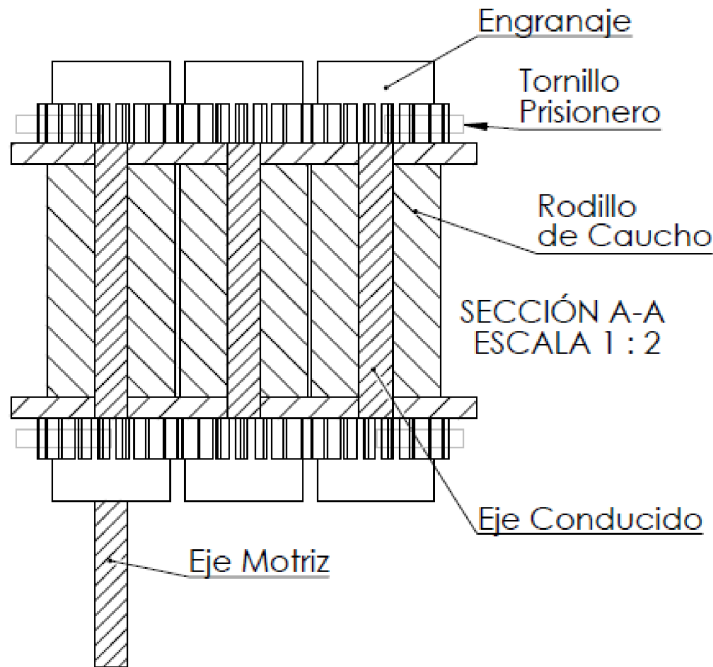
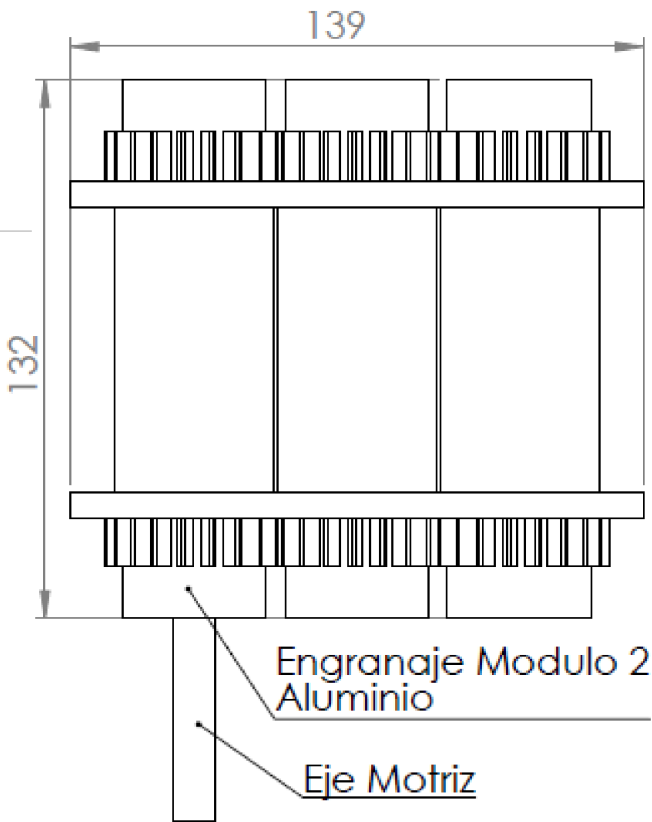
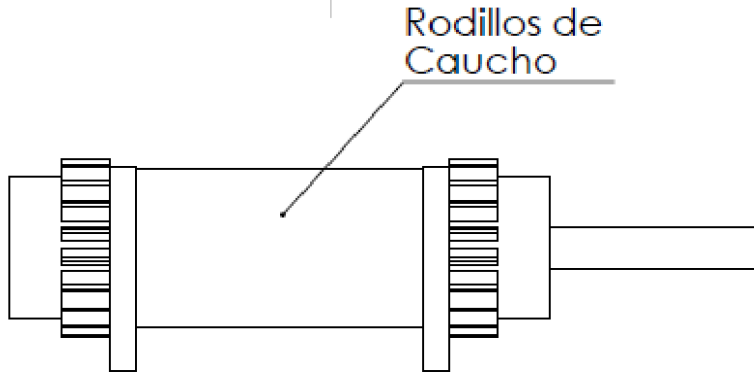
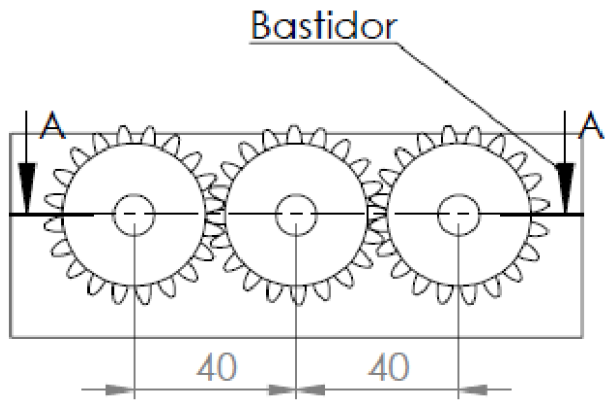
DIBUJ.	MIGUEL ALENZO DURAN
	CESAR LUIS SUAREZ R
VERIF.	ING. ISNARDO GONZALEZ
APROB.	ING. ISNARDO GONZALEZ

MATERIAL:	
-----------	--

TÍTULO:	SUBGRUPO MOTRIZ-INTERCAMBIADOR	
N.º DE DIBUJO	010101	A4
ESCALA: 1 : 2	HOJA 1 DE 1	



DIBUJ.	MIGUEL ALENZO DURAN	TÍTULO:	SUBGRUPO TORRETAS	
	CESAR LUIS SUAREZ R			
VERIF.	ING. ISNARDO GONZALEZ			
APROB.	ING. ISNARDO GONZALEZ	N.º DE DIBUJO	010102	A4
Nota: medidas en milímetros	MATERIAL: Estructura: A36	ESCALA: 1 : 4	HOJA 1 DE 1	



DIBUJ.	MIGUEL ARLENZO DURAN
	CESAR LUIS SUAREZ R
VERIF.	ING. ISNARDO GONZALEZ
APROB.	ING. ISNARDO GONZALEZ

Nota:
Medidas en
milímetros

MATERIAL:
Estructura: A36

TÍTULO:

SUBGRUPO
LAMINADORA

N.º DE DIBUJO

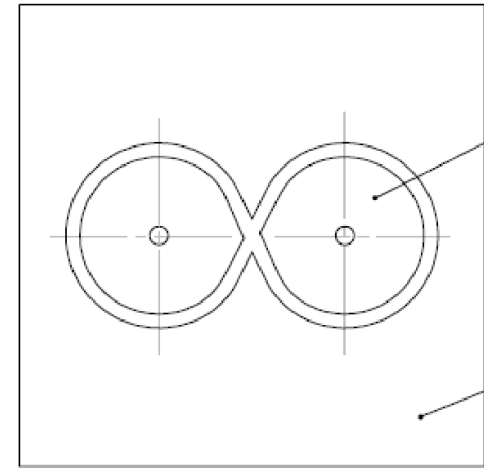
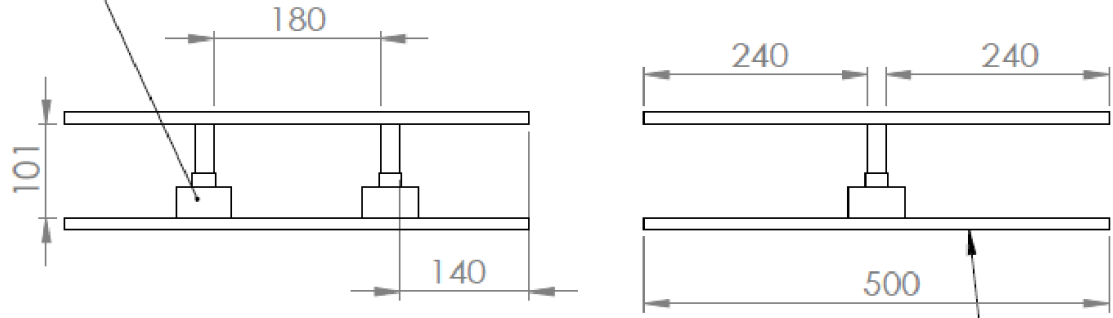
010103

A4

ESCALA:1:1

HOJA 1 DE 1

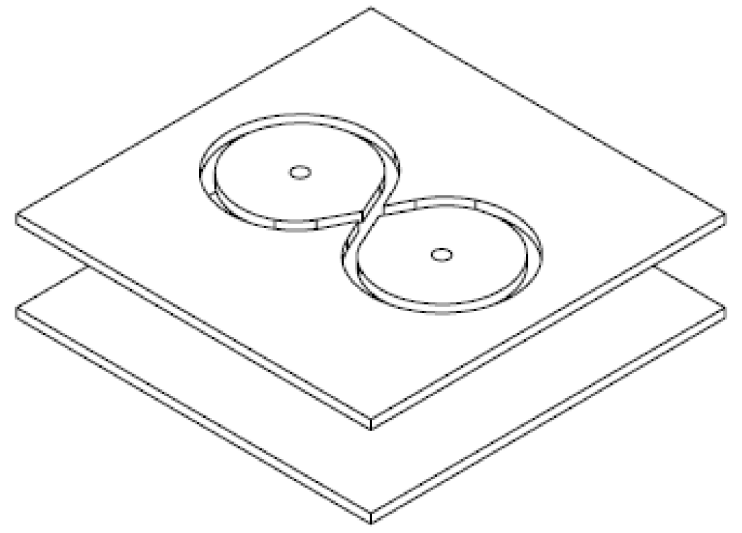
Columnas Apoyo Rodamientos



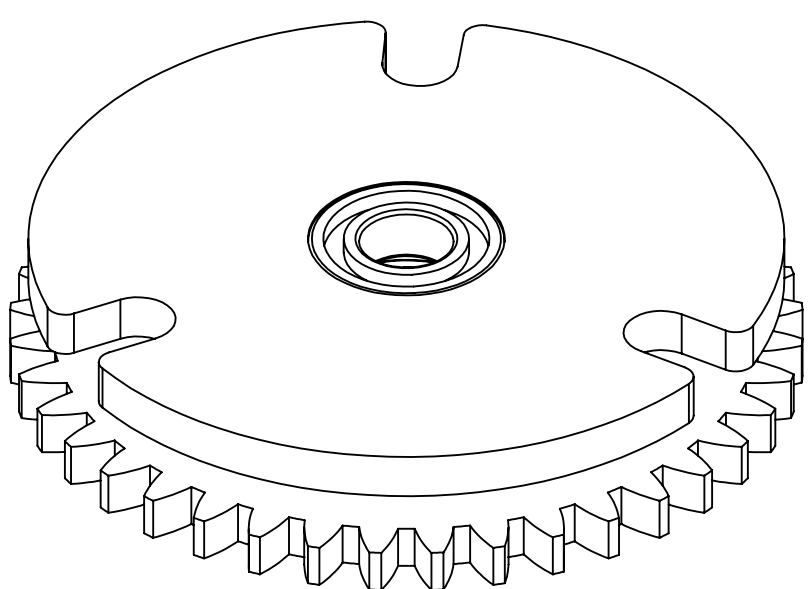
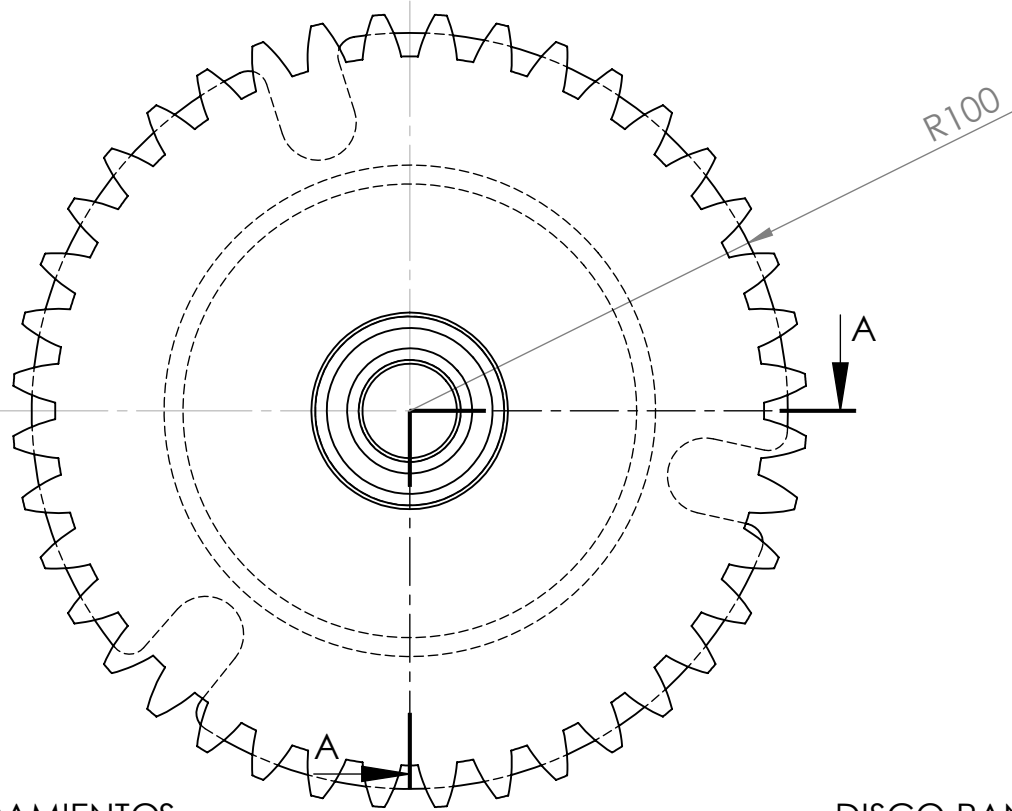
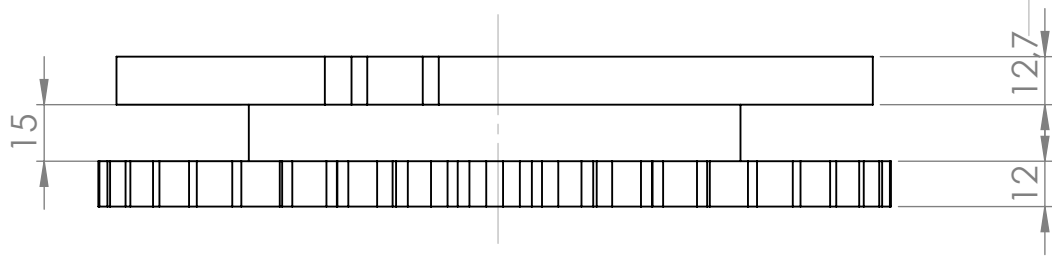
Guia Interna
A36

Guia Externa
A36

Placa Inferior

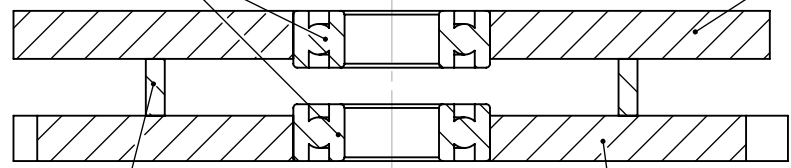


DIBUJ.	MIGUEL ALENZO DURAN	TÍTULO:	
	CESAR LUIS SUAREZ R	SUBGRUPO GENERACION DE TRAYECTORIA	
VERIF.	ING. ISNARDO GONZALEZ		
APROB.	ING. ISNARDO GONZALEZ	N.º DE DIBUJO	010104
Nota: Medidas en milímetros	MATERIAL: Guias y placa:A36	ESCALA: 1 : 8	HOJA 1 DE 1
			A4



RODAMIENTOS

DISCO RANURADO



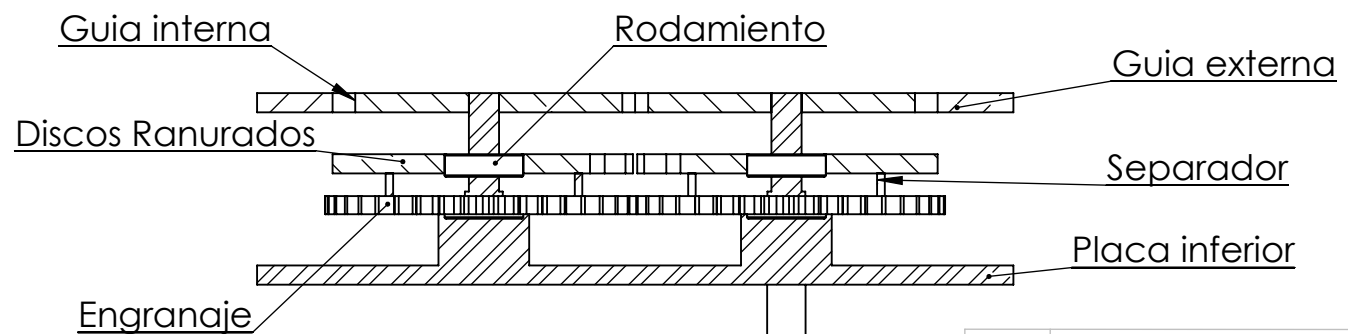
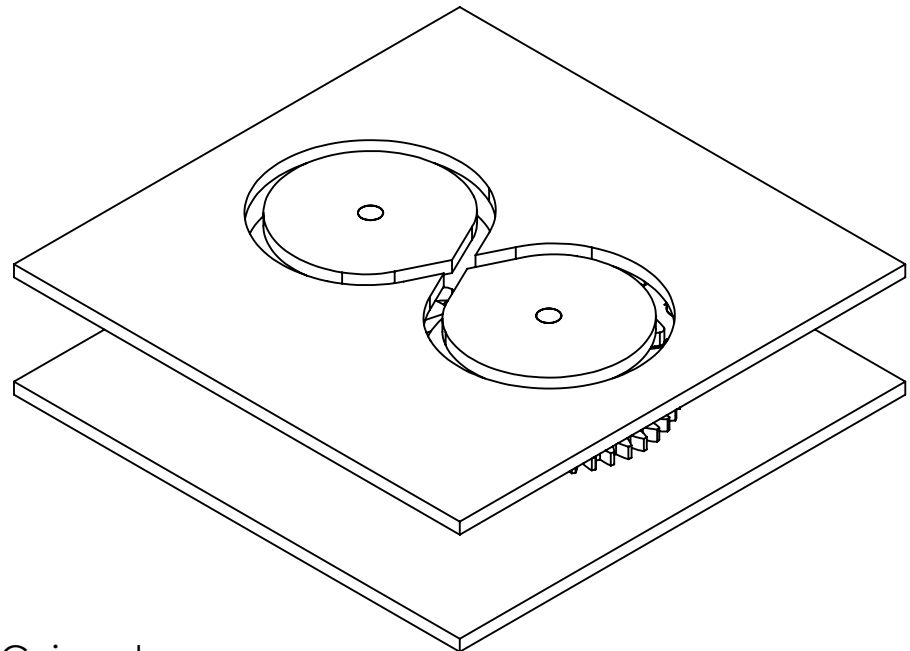
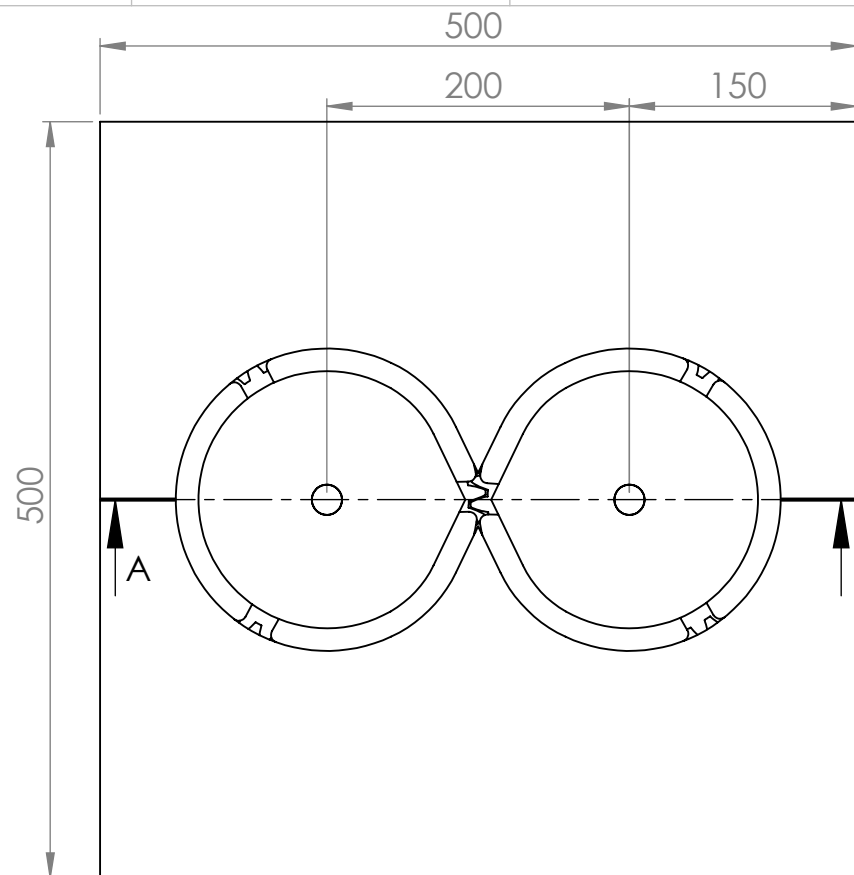
SEPARADOR

SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 2

ENGRANAJE

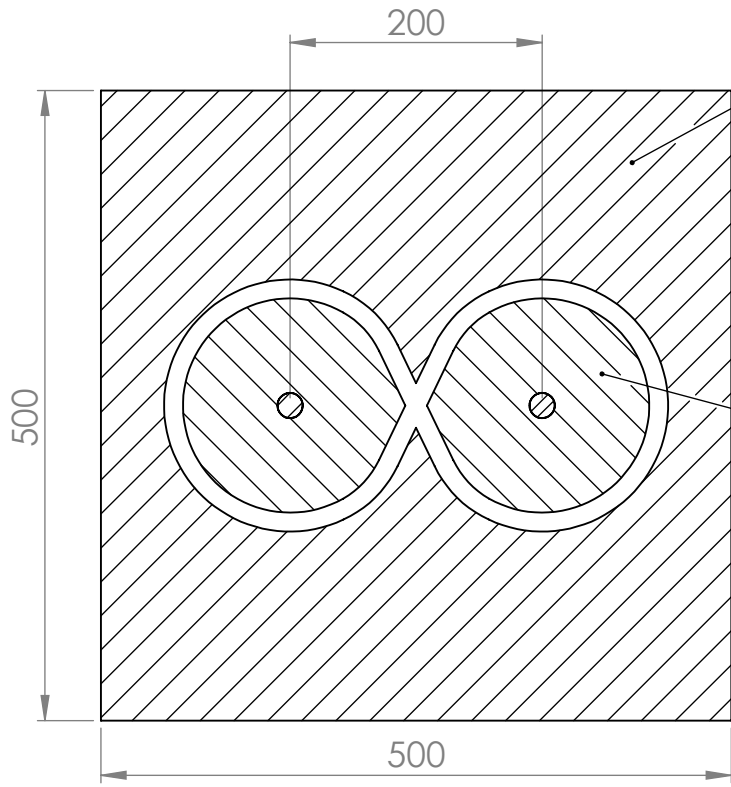
DIBUJ.	MIGUEL ARLENZO DURAN	TÍTULO:	
VERIF.	CESAR LUIS SUAREZ R	MONTAJE DEL SUBGRUPO	
APROB.	ING. ISNARDO GONZALEZ	MOTRIZ INTERCAMBIADOR	
Nota: Medidas en milímetros	MATERIAL: ENGRANAJE AISI 1045	N.º DE DIBUJO	010105
		ESCALA: 1 : 2	HOJA 1 DE 1

A4

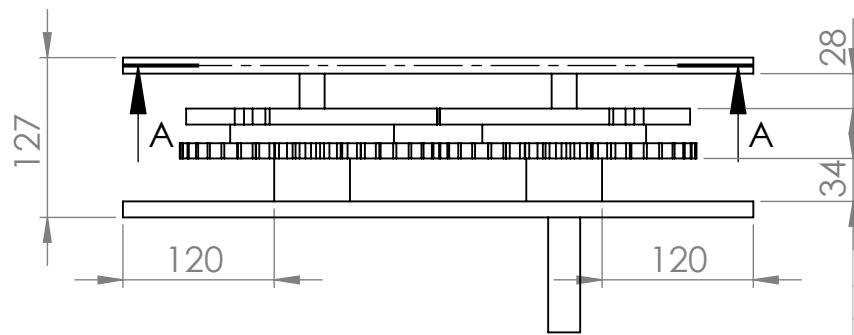
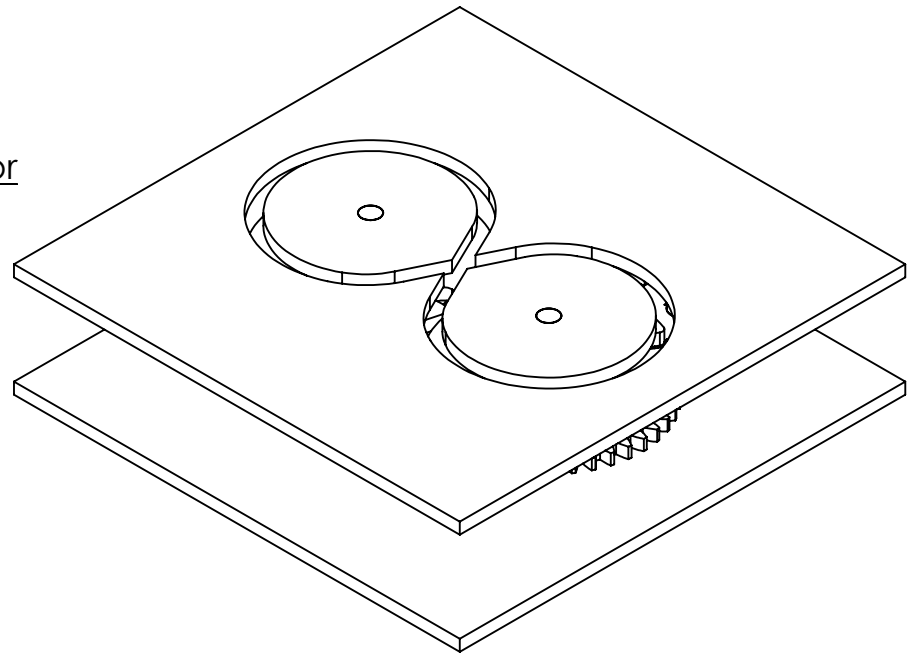


SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 5

DIBUJ.	MIGUEL ARLENZO DURAN	TÍTULO:	CORTE DEL MONTAJE DEL MECANISMO TRENZADOR	
VERIF.	CESAR LUIS SUAREZ R	N.º DE DIBUJO	010106	A4
APROB.	ING. ISNARDO GONZALEZ	ESCALA: 1 : 5	HOJA 1 DE 1	
Nota: Medidas en milímetros	MATERIAL: Placas y guias:A 36			



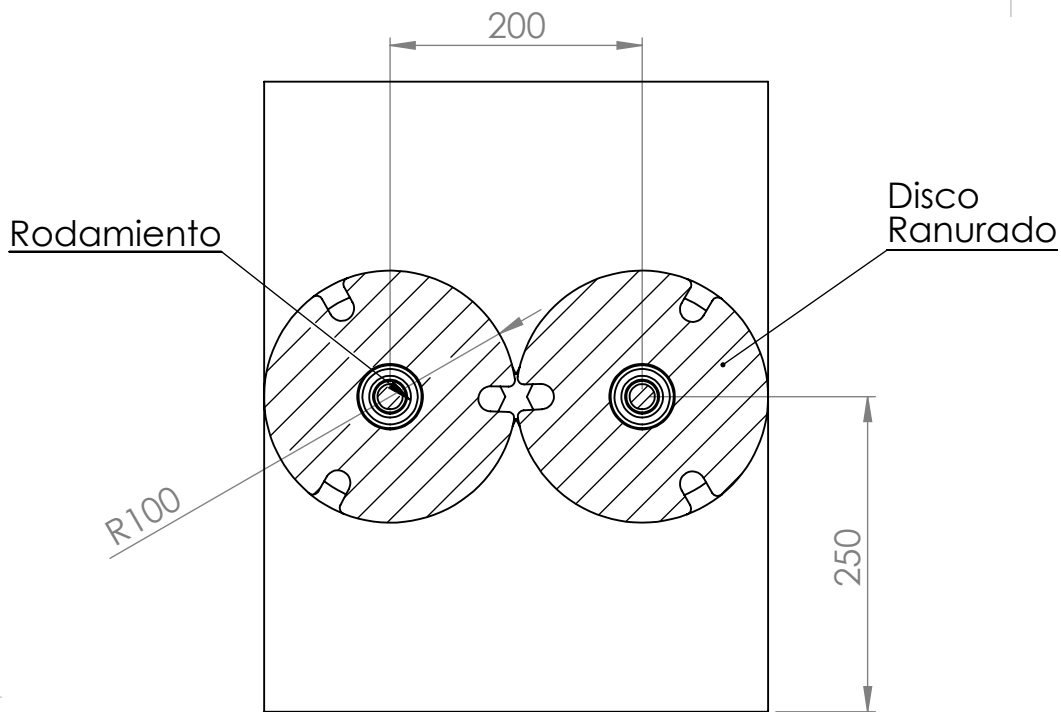
SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 6



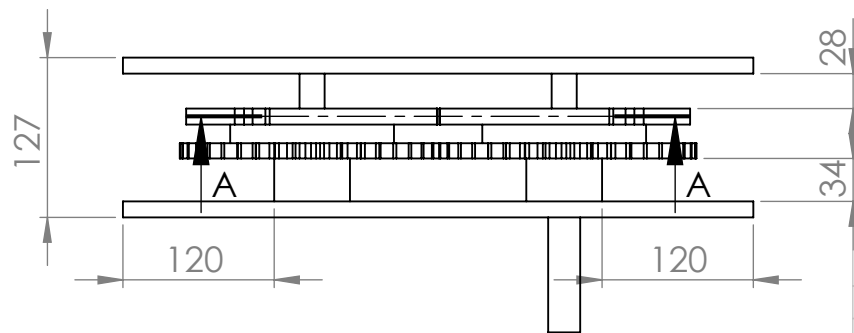
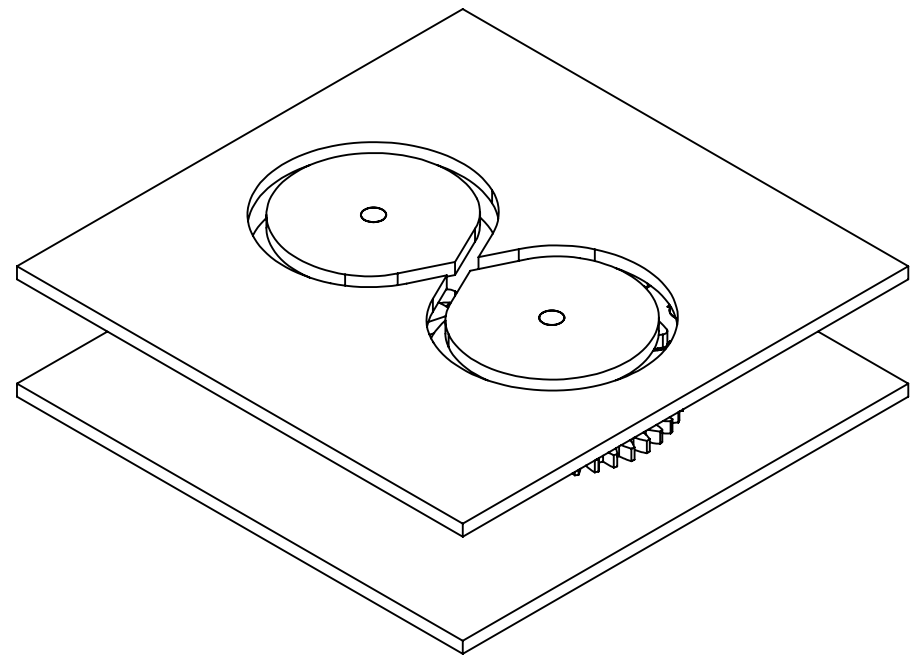
DIBUJ.	MIGUEL ALENZO DURAN
VERIF.	CESAR LUIS SUAREZ R
APROB.	ING. ISNARDO GONZALEZ
Nota:	MATERIAL:
Medidas en milímetros	Placas y guias:A 36

TÍTULO:
CORTE DEL MONTAJE DEL MECANISMO TRENZADOR Nivel I

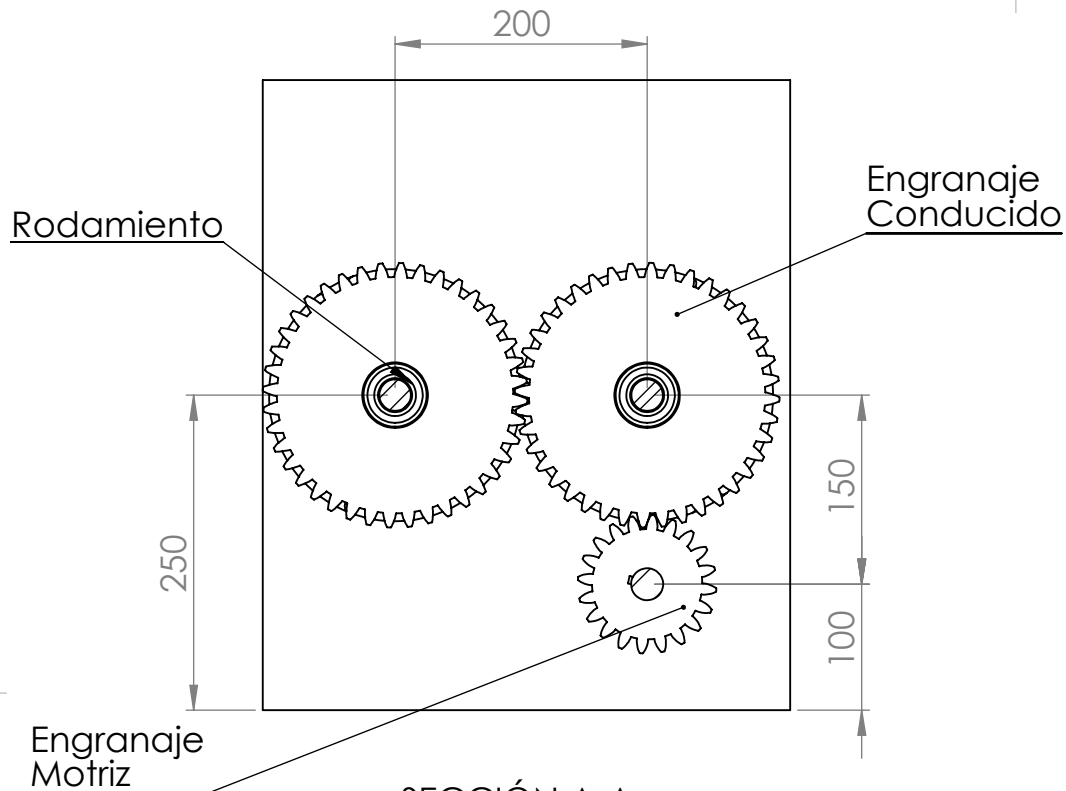
N.º DE DIBUJO **010107** A4



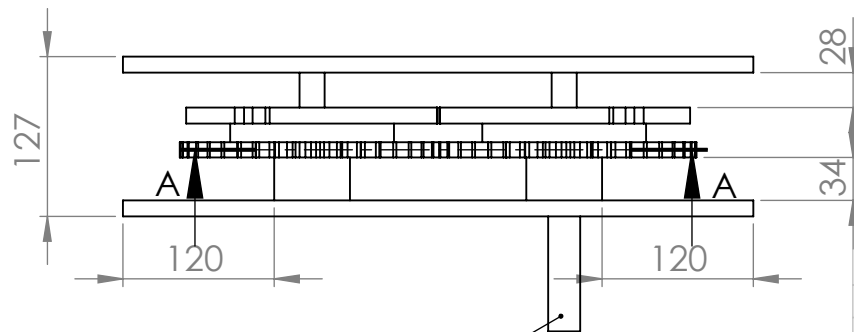
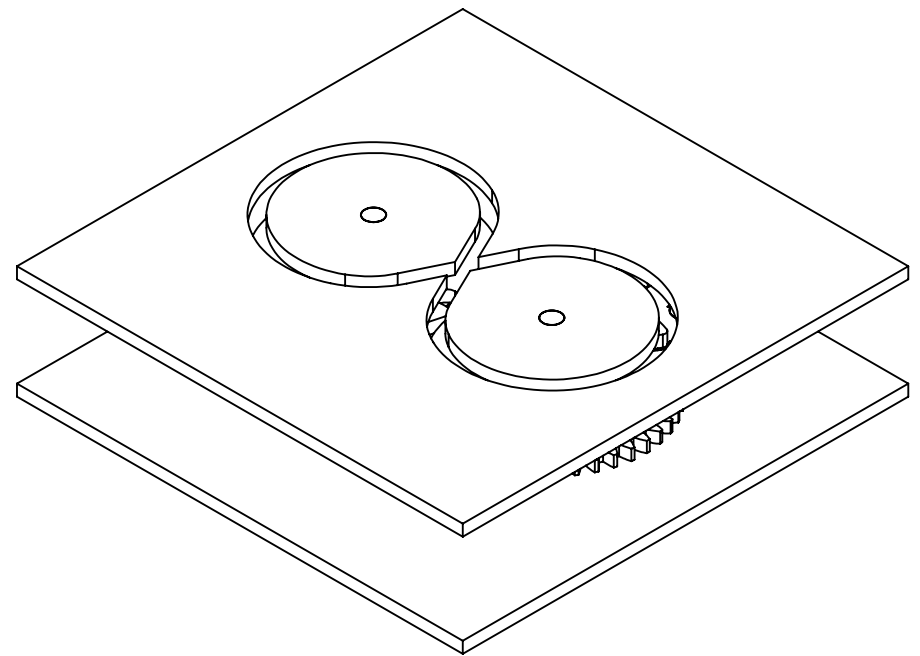
SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 6



DIBUJ.	MIGUEL ALENZO DURAN	TÍTULO:	CORTE DEL MONTAJE DEL MECANISMO TRENZADOR Nivel II	
VERIF.	CESAR LUIS SUAREZ R	N.º DE DIBUJO	010108	A4
APROB.	ING. ISNARDO GONZALEZ	ESCALA: 1 : 6	HOJA 1 DE 1	
Nota: Medidas en milímetros	MATERIAL: Placas y guias:A 36			

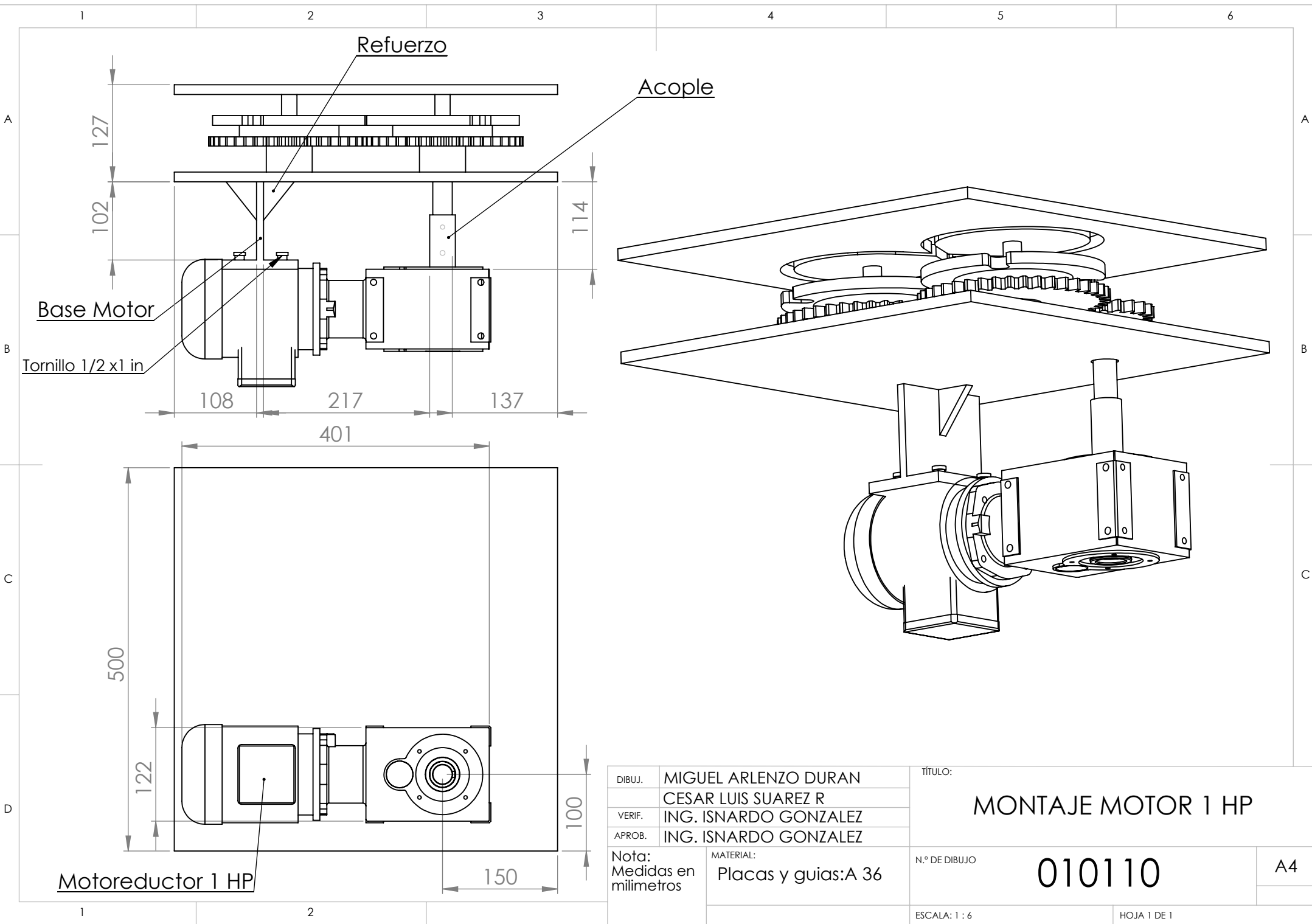


SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 6



Eje motriz

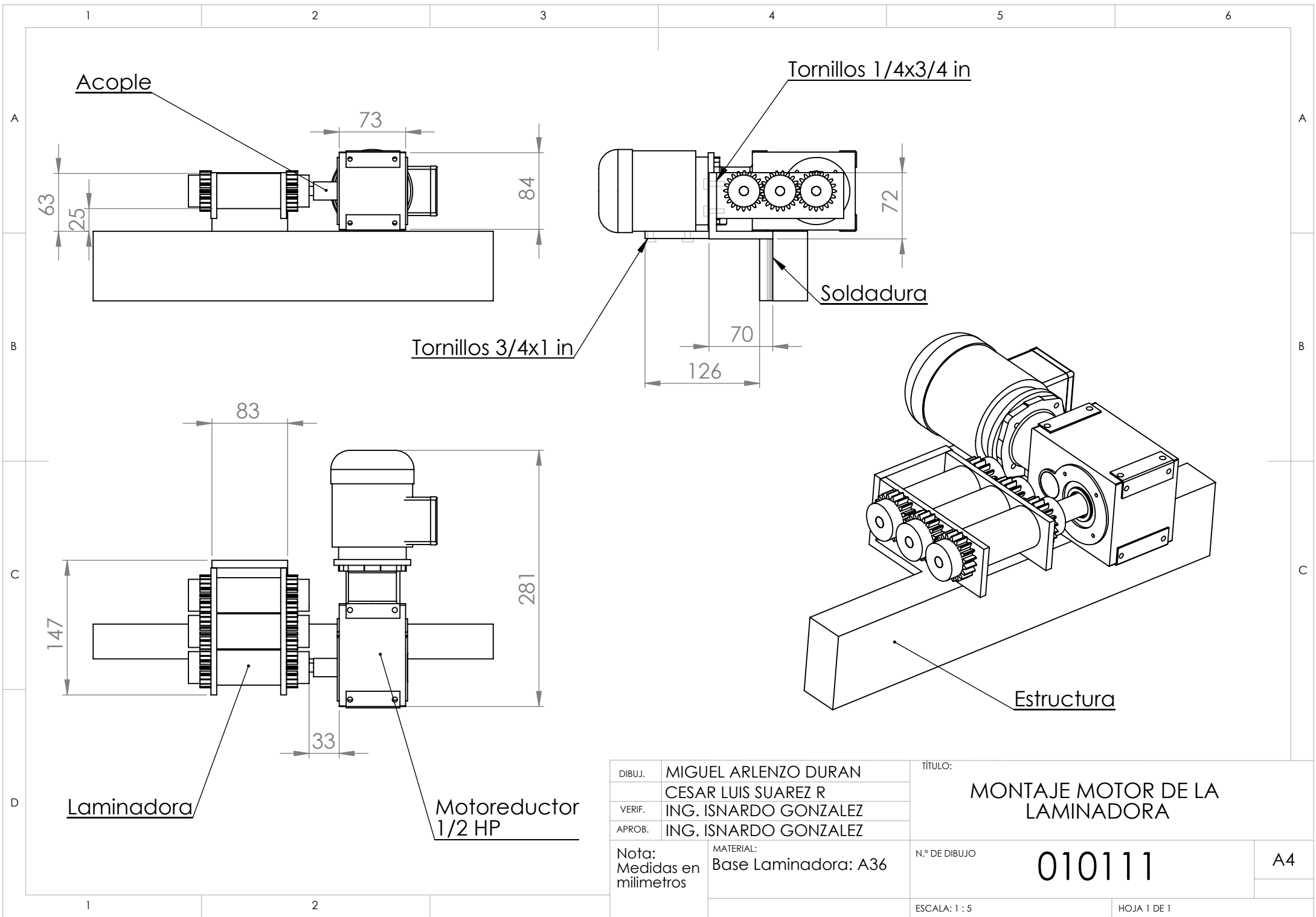
DIBUJ.	MIGUEL ARLENZO DURAN	TÍTULO:	
VERIF.	CESAR LUIS SUAREZ R	CORTE DEL MONTAJE DEL MECANISMO TRENZADOR Nivel III	
APROB.	ING. ISNARDO GONZALEZ	N.º DE DIBUJO	010109
Nota: Medidas en milímetros	MATERIAL: Placas y guías:A 36	ESCALA: 1 : 6	HOJA 1 DE 1
			A4



DIBUJ.	MIGUEL ALENZO DURAN
VERIF.	CESAR LUIS SUAREZ R
APROB.	ING. ISNARDO GONZALEZ
Nota: Medidas en milímetros	MATERIAL: Placas y guias:A 36

TÍTULO: MONTAJE MOTOR 1 HP	
N.º DE DIBUJO	010110
ESCALA: 1 : 6	HOJA 1 DE 1

A4



Acople

Tornillos 1/4x3/4 in

Soldadura

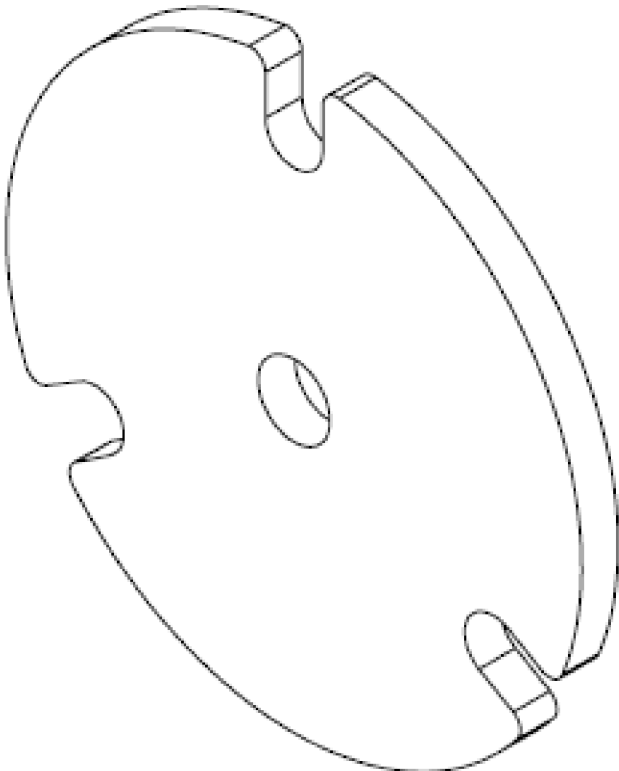
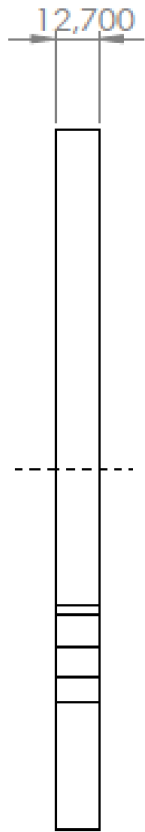
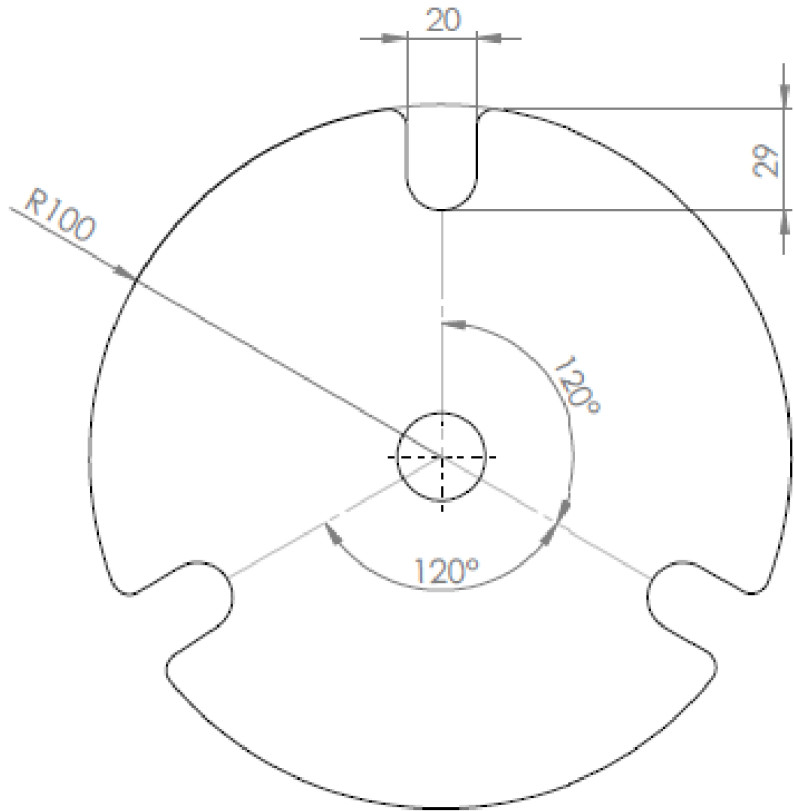
Tornillos 3/4x1 in

Laminadora

Motoreductor 1/2 HP

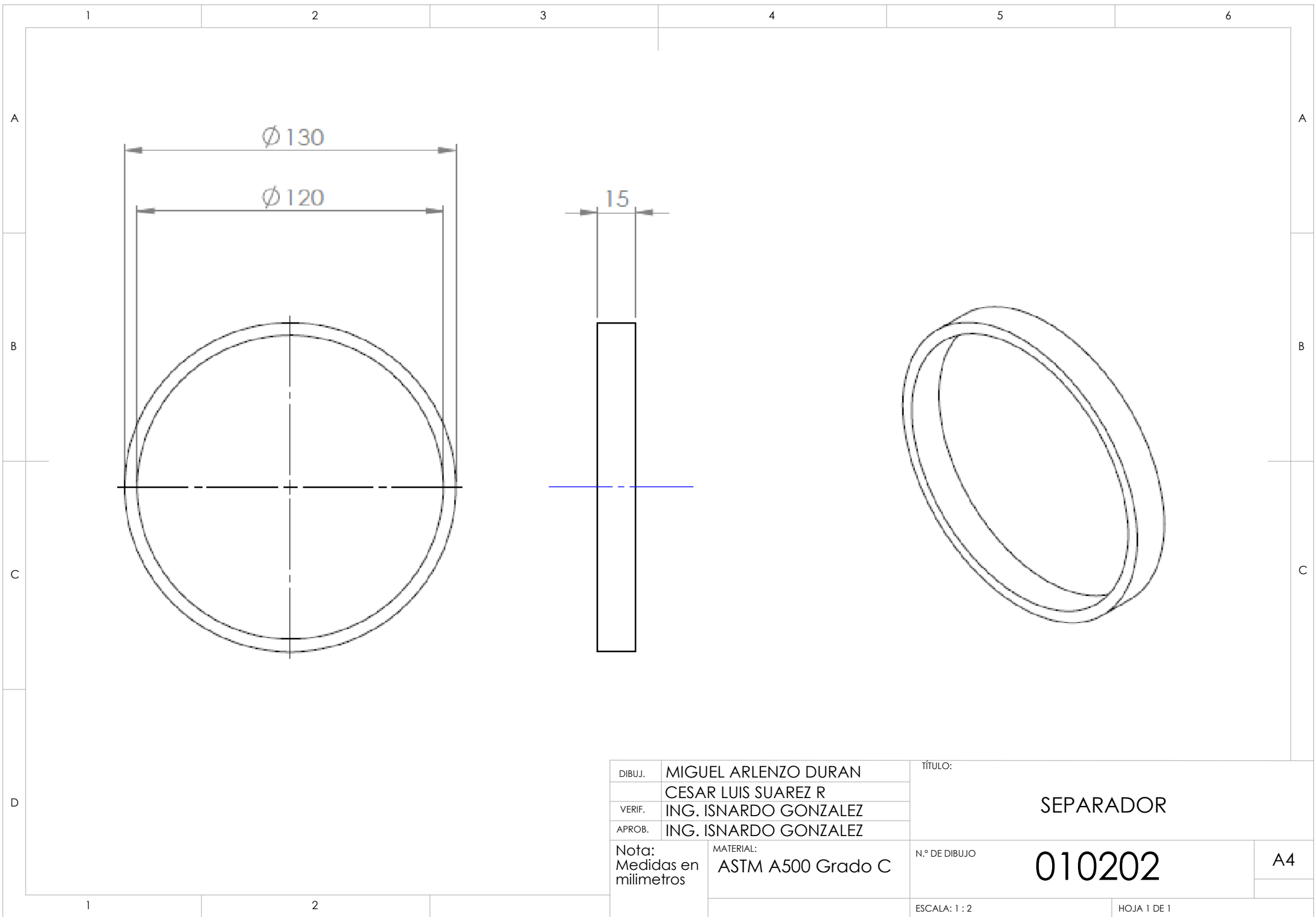
Estructura

DIBUJ.	MIGUEL ALENZO DURAN	TÍTULO:	MONTAJE MOTOR DE LA LAMINADORA		
VERIF.	CESAR LUIS SUAREZ R	N.º DE DIBUJO			010111
APROB.	ING. ISNARDO GONZALEZ	ESCALA:			1 : 5
Nota:	MEDIDAS EN MILIMETROS	MATERIAL:	Base Laminadora: A36	HOJA 1 DE 1	
				A4	

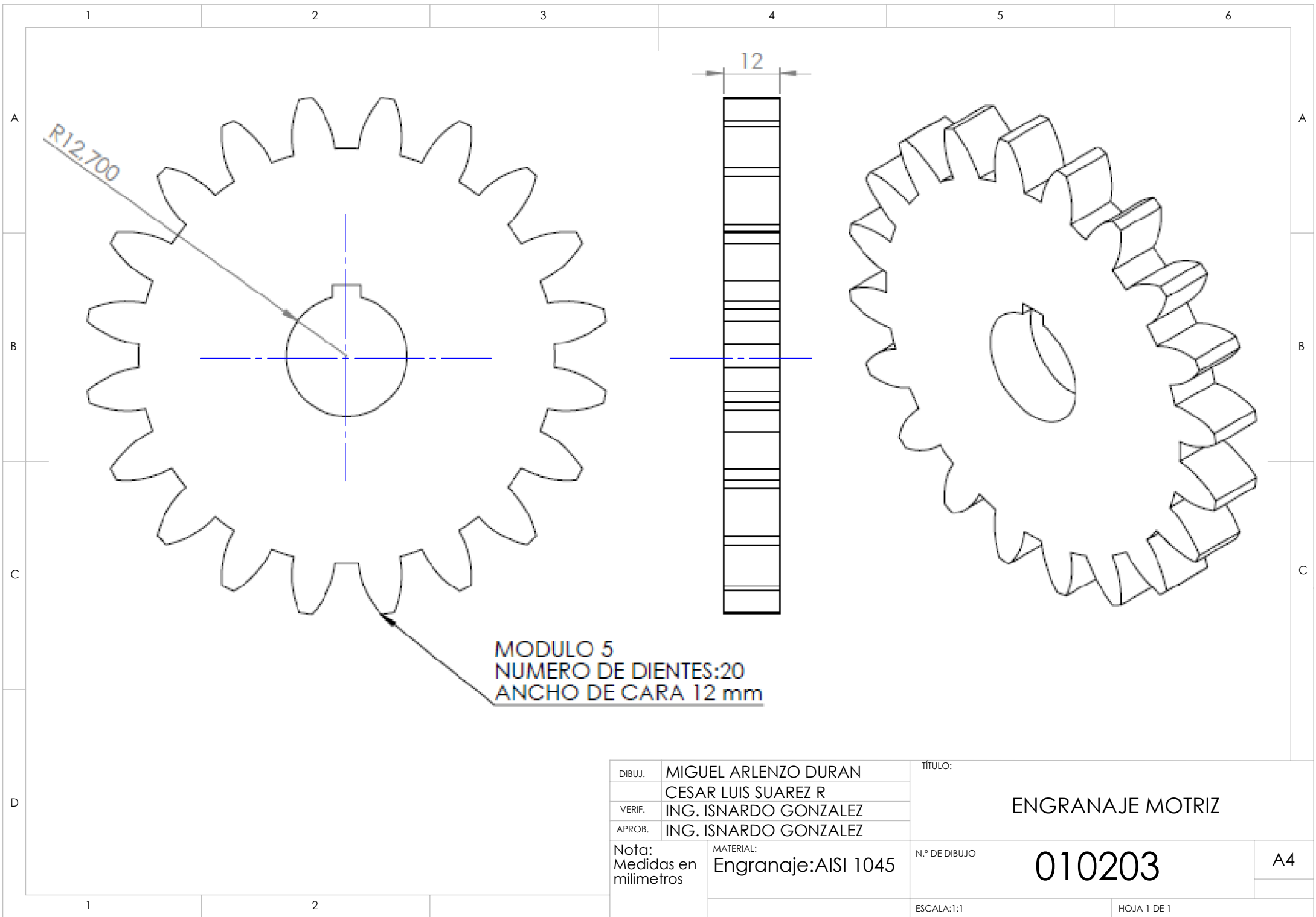


DIBUJ.	MIGUEL ALENZO DURAN	TÍTULO:	
VERIF.	CESAR LUIS SUAREZ R	DISCO RANURADO	
APROB.	ING. ISNARDO GONZALEZ		
Nota: Medidas en milímetros	MATERIAL: Disco: A36	N.º DE DIBUJO	010201
		ESCALA: 1 : 2	HOJA 1 DE 1

A4

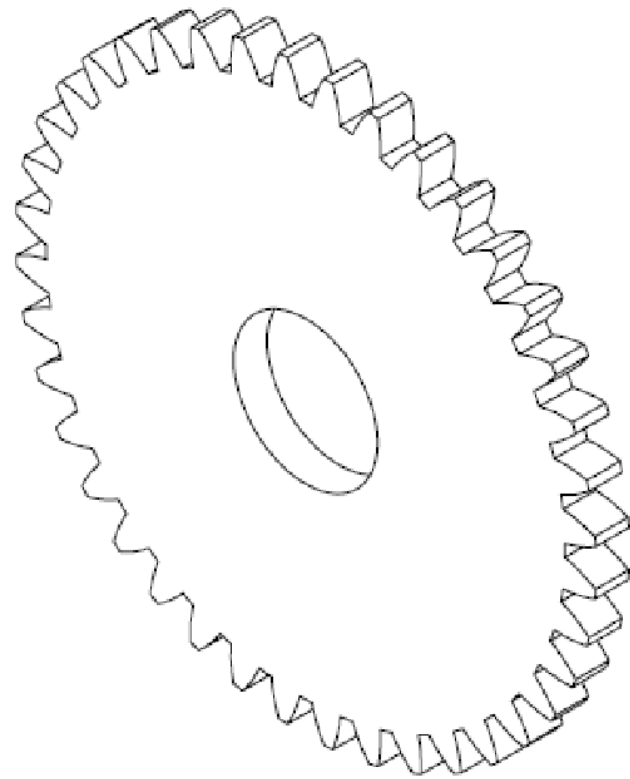
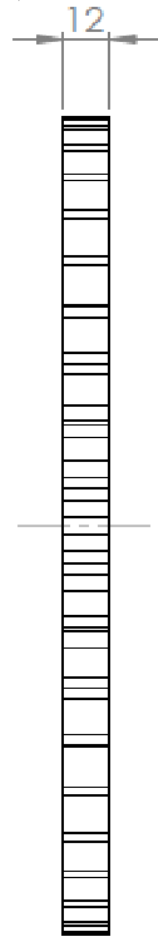
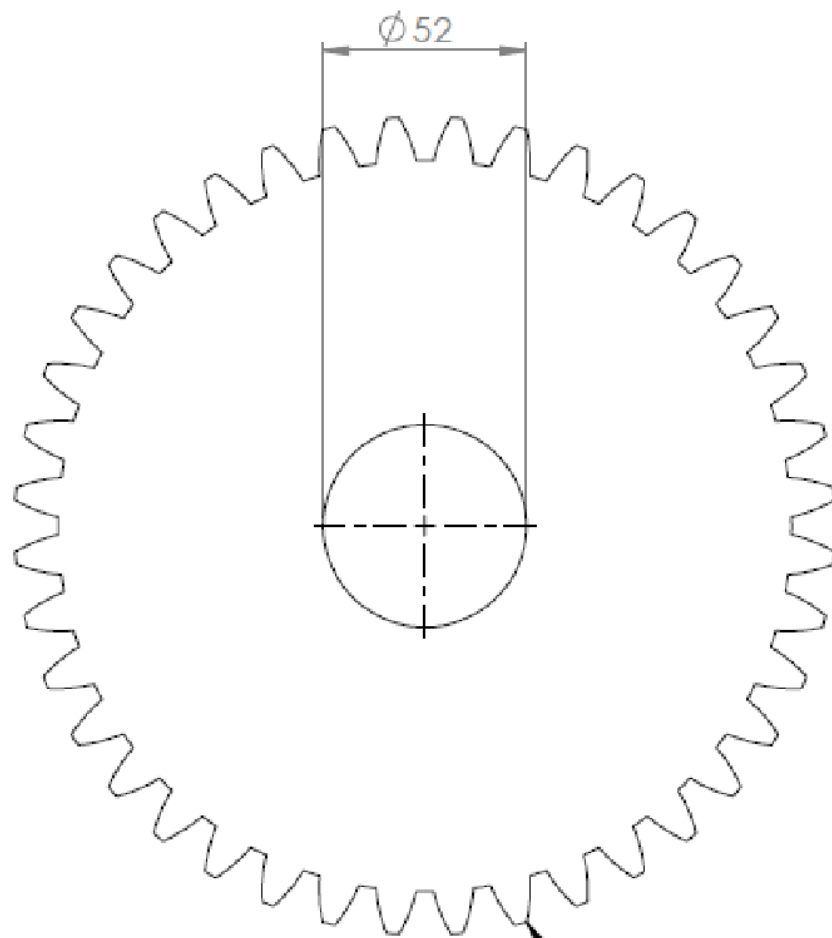


DIBUJ.	MIGUEL ALENZO DURAN	TÍTULO:	SEPARADOR	
	CESAR LUIS SUAREZ R			
VERIF.	ING. ISNARDO GONZALEZ			
APROB.	ING. ISNARDO GONZALEZ	N.º DE DIBUJO	010202	A4
Nota: Medidas en milímetros	MATERIAL: ASTM A500 Grado C	ESCALA: 1 : 2	HOJA 1 DE 1	



MODULO 5
 NUMERO DE DIENTES:20
 ANCHO DE CARA 12 mm

DIBUJ.	MIGUEL ALENZO DURAN	TÍTULO:	
VERIF.	CESAR LUIS SUAREZ R	ENGRANAJE MOTRIZ	
APROB.	ING. ISNARDO GONZALEZ		
Nota: Medidas en milímetros	MATERIAL: Engranaje:AISI 1045	N.º DE DIBUJO	010203
		ESCALA:1:1	HOJA 1 DE 1
			A4



MODULO : 5
NUMERO DE DIENTES : 40
ANCHO DE CARA : 12 mm

DIBUJ.	MIGUEL ALENZO DURAN	TÍTULO:	
VERIF.	CESAR LUIS SUAREZ R	ENGRANAJE CONDUCIDO	
APROB.	ING. ISNARDO GONZALEZ		
Nota: Medidas en milímetros	MATERIAL: Engranaje AISI 1045	N.º DE DIBUJO	010204
		ESCALA: 1 : 2	HOJA 1 DE 1

A4

1 2 3 4 5 6

A

A

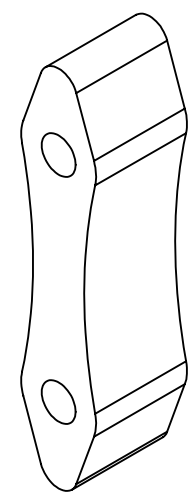
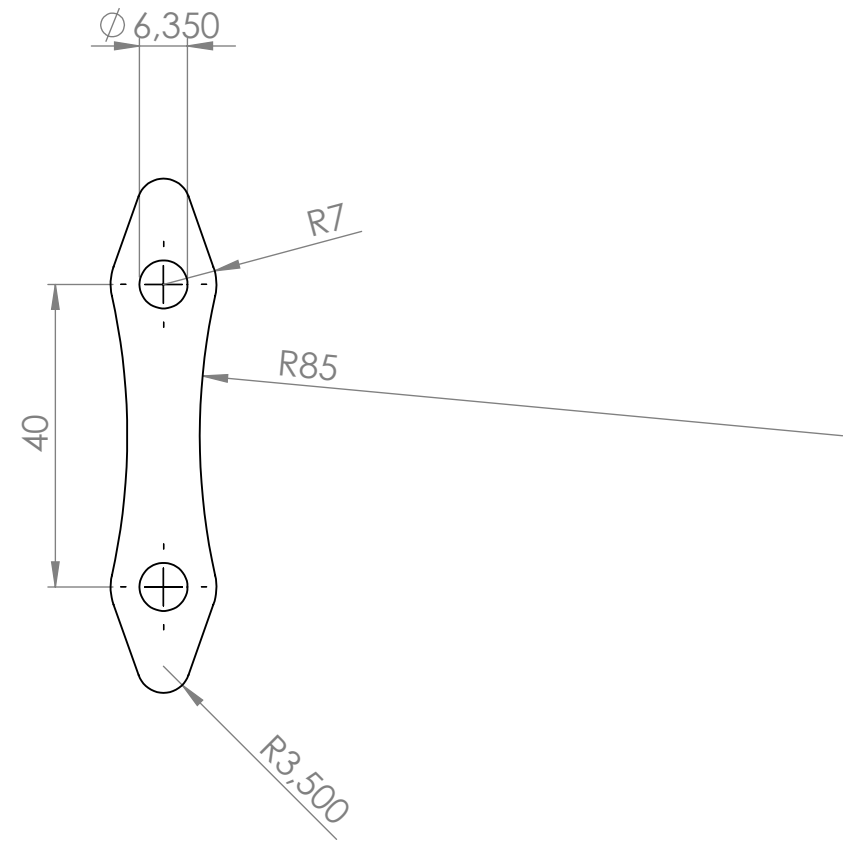
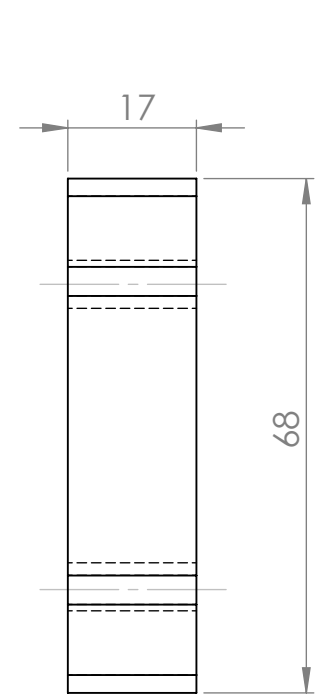
B

B

C

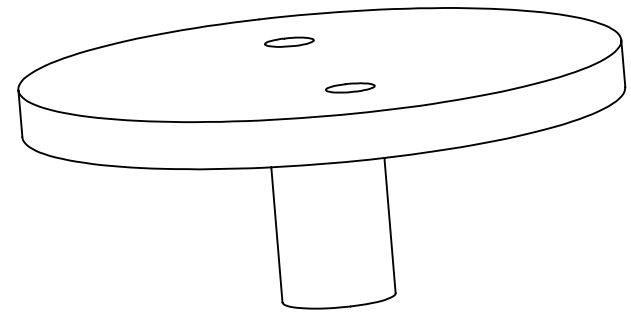
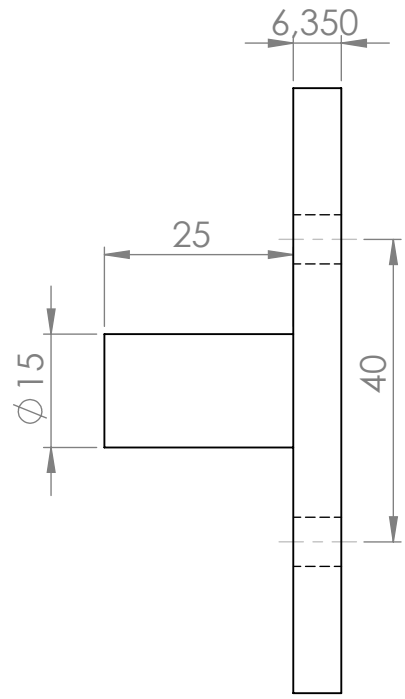
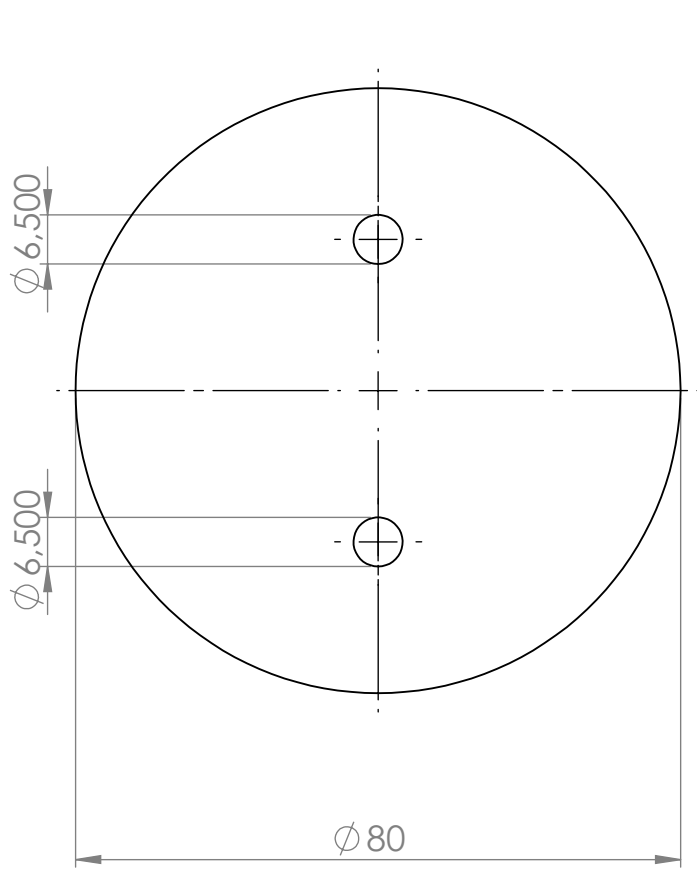
C

D

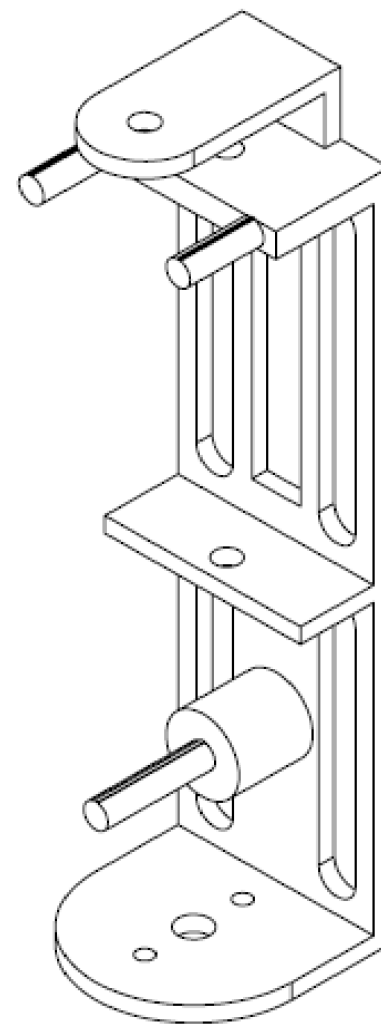
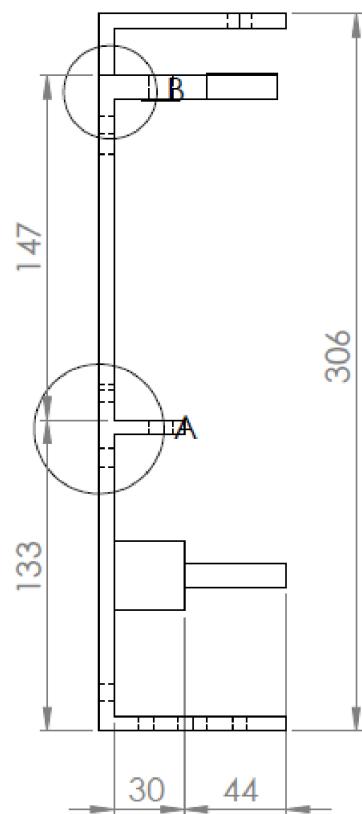
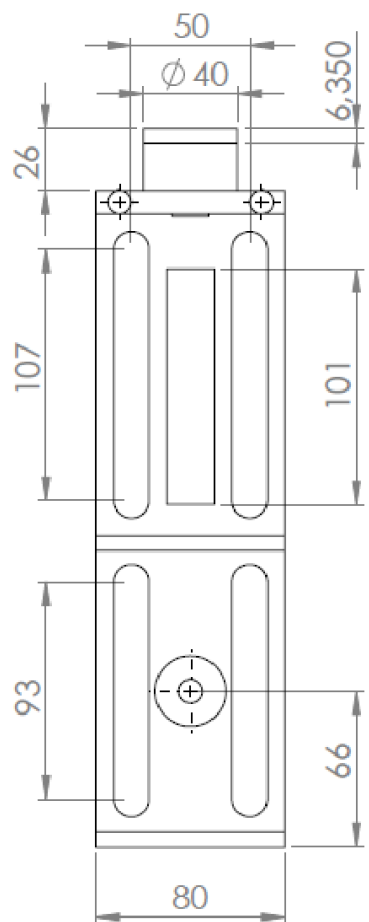
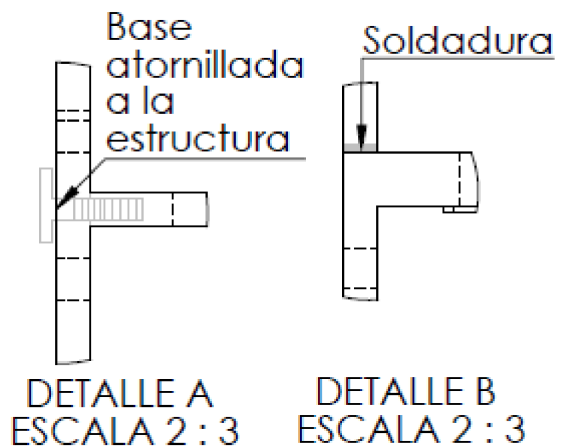
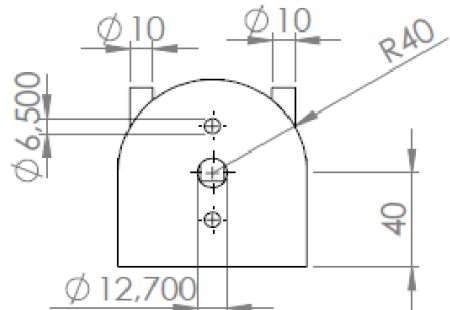


DIBUJ.	MIGUEL ALENZO DURAN	TÍTULO:	CORREDERA	
	CESAR LUIS SUAREZ R			
VERIF.	ING. ISNARDO GONZALEZ			
APROB.	ING. ISNARDO GONZALEZ	N.º DE DIBUJO	010205	A4
Nota: Medidas en milímetros	MATERIAL: Duralón	ESCALA:1:1	HOJA 1 DE 1	

1 2 3 4 5 6

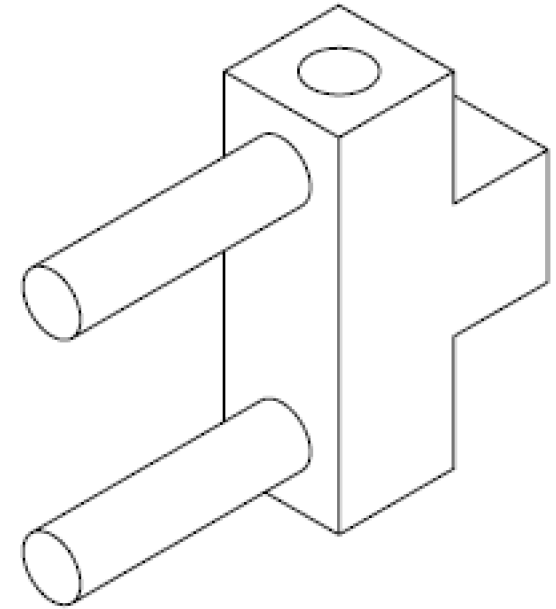
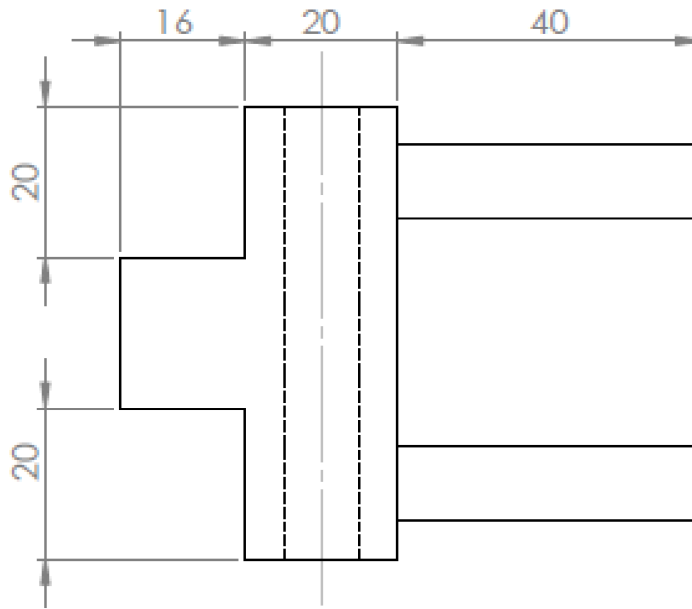
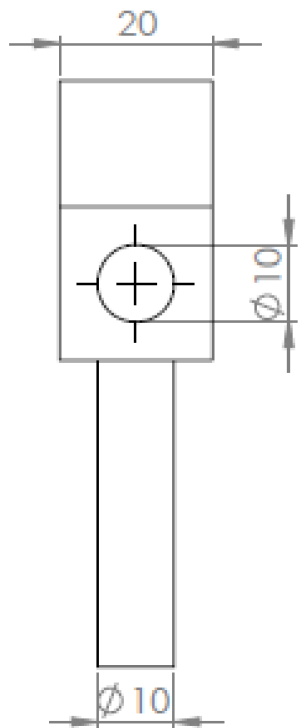
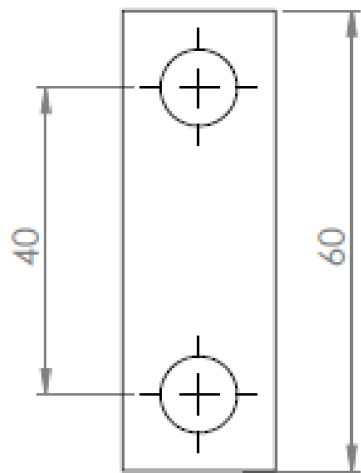


DIBUJ.	MIGUEL ARLENZO DURAN	TÍTULO:	
VERIF.	CESAR LUIS SUAREZ R	BASE DEL SEGUIDOR	
APROB.	ING. ISNARDO GONZALEZ		
Nota: Medidas en milímetros	MATERIAL:	N.º DE DIBUJO	A4
	Acero estructural AISI 1020	010206	
		ESCALA: 1:1	HOJA 1 DE 1



DIBUJ.	MIGUEL ALENZO DURAN	TÍTULO:	ESTRUCTURA TORRETA
VERIF.	CESAR LUIS SUAREZ R		
APROB.	ING. ISNARDO GONZALEZ		
Nota: Medidas en milímetros	MATERIAL: Estructura: A36	N.º DE DIBUJO	010301
		ESCALA: 1 : 3	HOJA 1 DE 1

A4

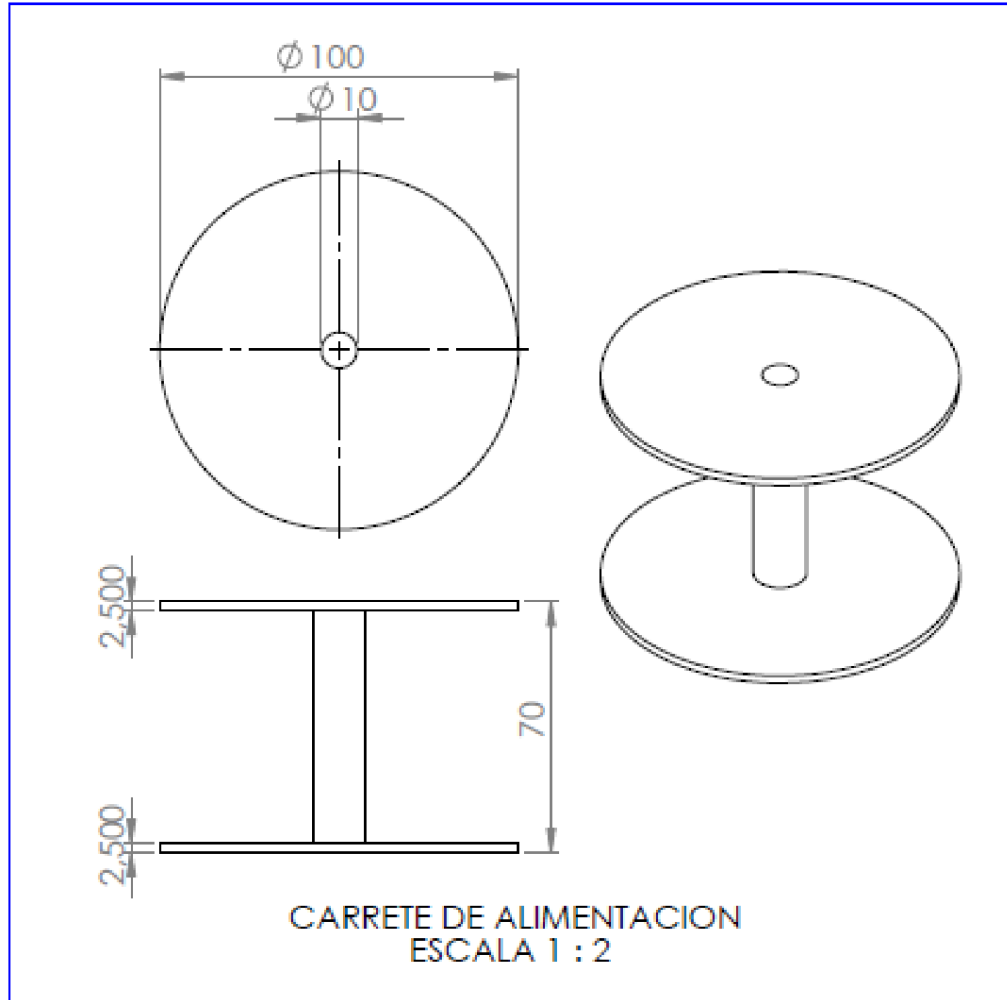


DIBUJ.	MIGUEL ALENZO DURAN
	CESAR LUIS SUAREZ R
VERIF.	ING. ISNARDO GONZALEZ
APROB.	ING. ISNARDO GONZALEZ

Nota:
Medidas en
milímetros

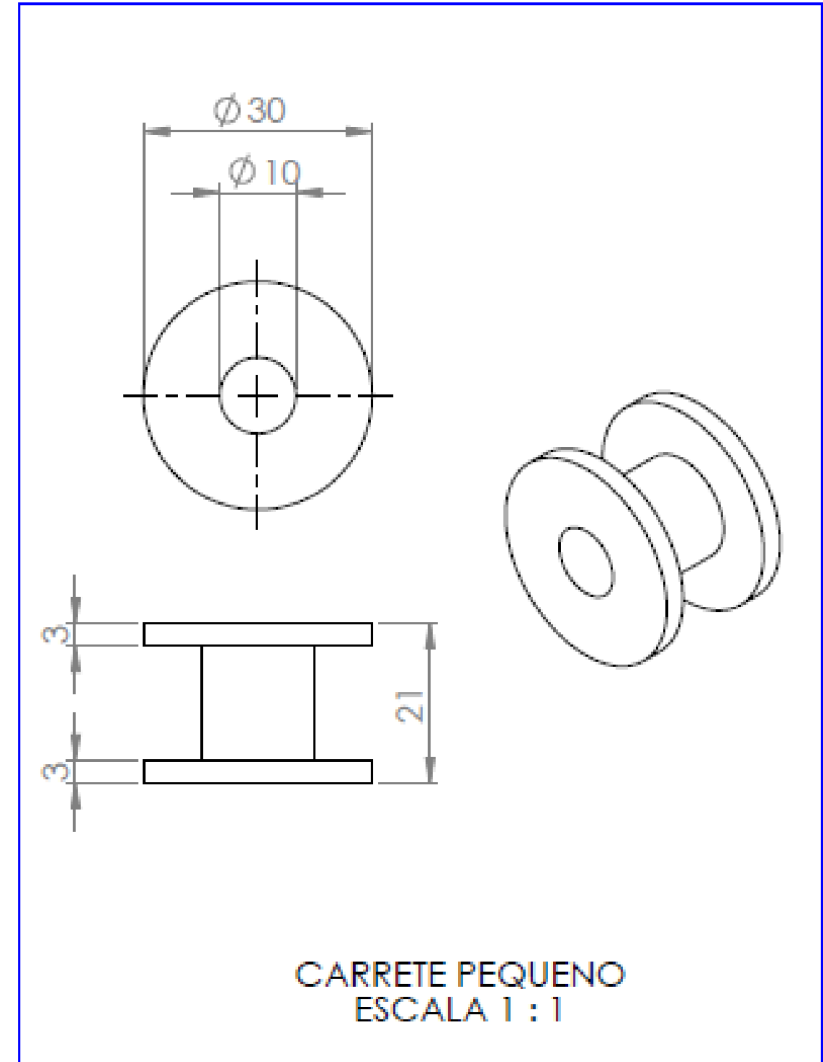
MATERIAL:
Corredera: A36

TÍTULO:	CORREDERA	
N.º DE DIBUJO	010302	A4



CARRETE DE ALIMENTACION
ESCALA 1 : 2

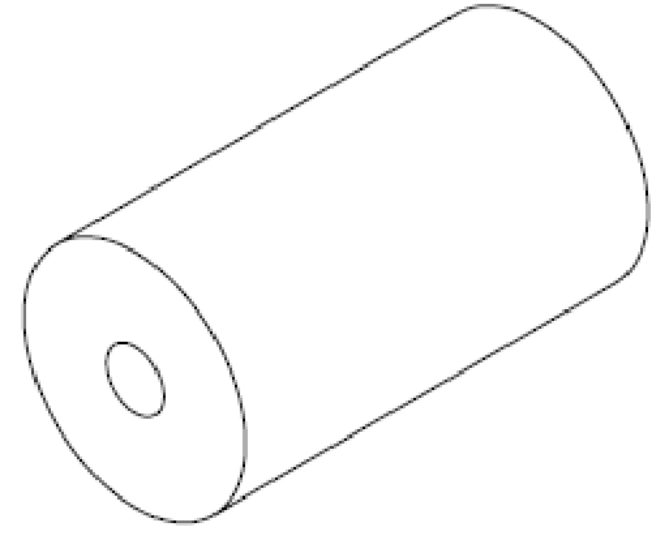
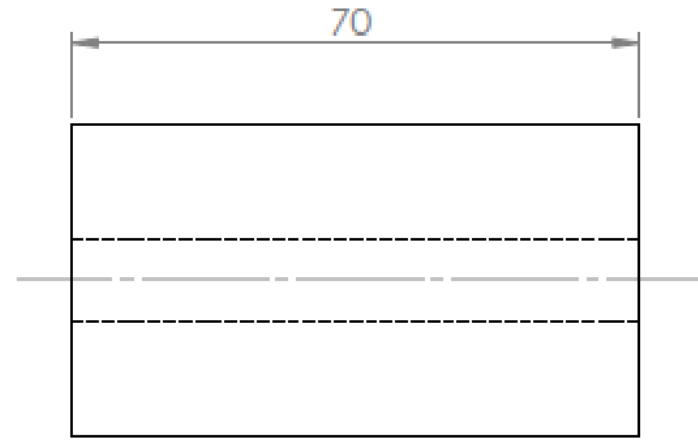
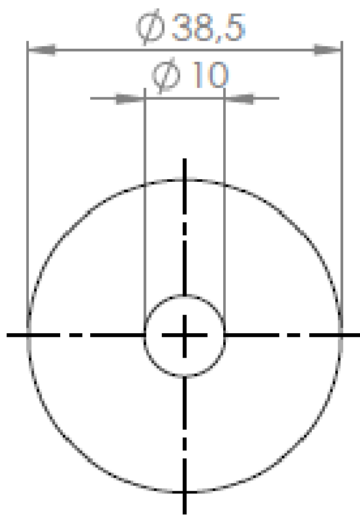
MATERIAL A36



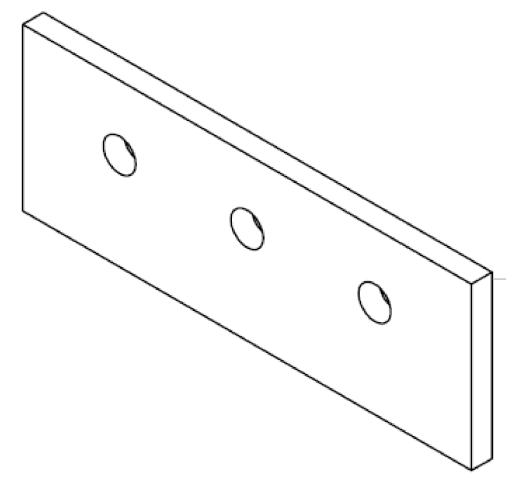
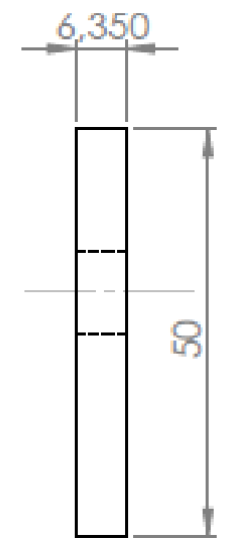
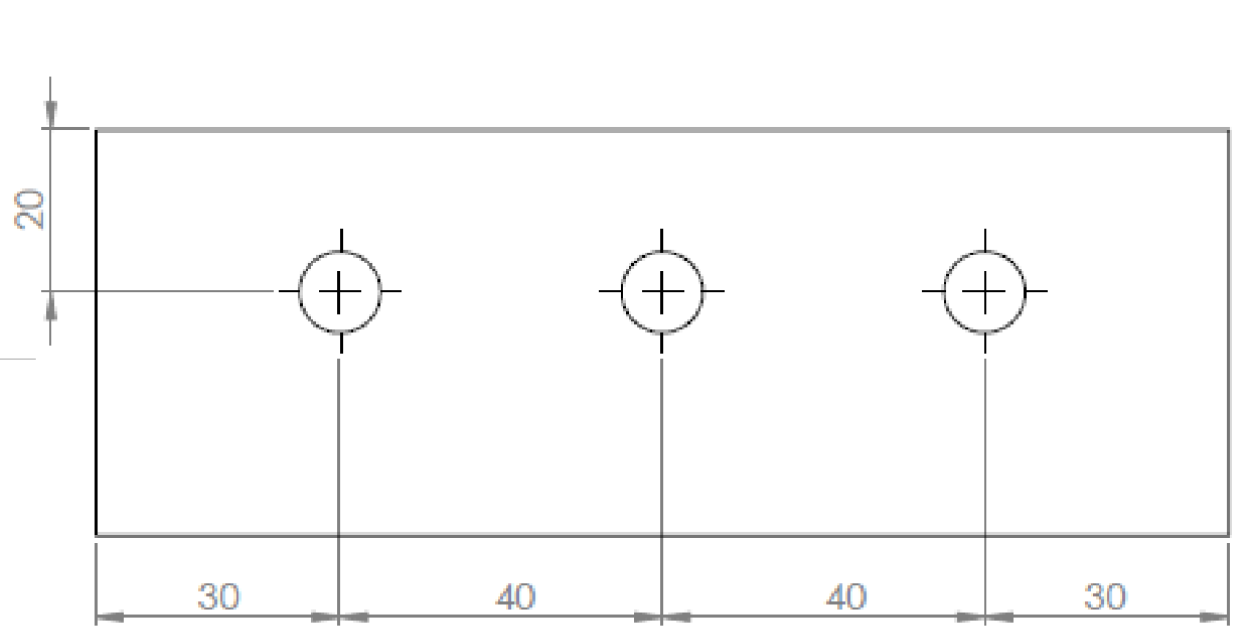
CARRETE PEQUEÑO
ESCALA 1 : 1

MATERIAL BRONCE

DIBUJ.	MIGUEL ALENZO DURAN	TÍTULO:	CARRETE DE ALIMENTACION Y CARRETE PEQUEÑO	
VERIF.	CESAR LUIS SUAREZ R	N.º DE DIBUJO	010303	A4
APROB.	ING. ISNARDO GONZALEZ	ESCALA:	LA INDICADA	HOJA 1 DE 1
Nota: medidas en milímetros	MATERIAL:			



DIBUJ.	MIGUEL ARLENZO DURAN	TÍTULO:	RODILLO DE GOMA	
VERIF.	CESAR LUIS SUAREZ R			
APROB.	ING. ISNARDO GONZALEZ			
Nota: Medidas en milímetros	MATERIAL: Caucho	N.º DE DIBUJO	010401	A4
		ESCALA: 1:1	HOJA 1 DE 1	



DIBUJ.	MIGUEL ALENZO DURAN	TÍTULO:	
VERIF.	CESAR LUIS SUAREZ R	BASTIDOR LAMINADORA	
APROB.	ING. ISNARDO GONZALEZ		
Nota: Medidas en milímetros	MATERIAL: Estructura: A36	N.º DE DIBUJO	010402
		ESCALA:1:1	HOJA 1 DE 1
			A4

1

2

3

4

5

6

A

A

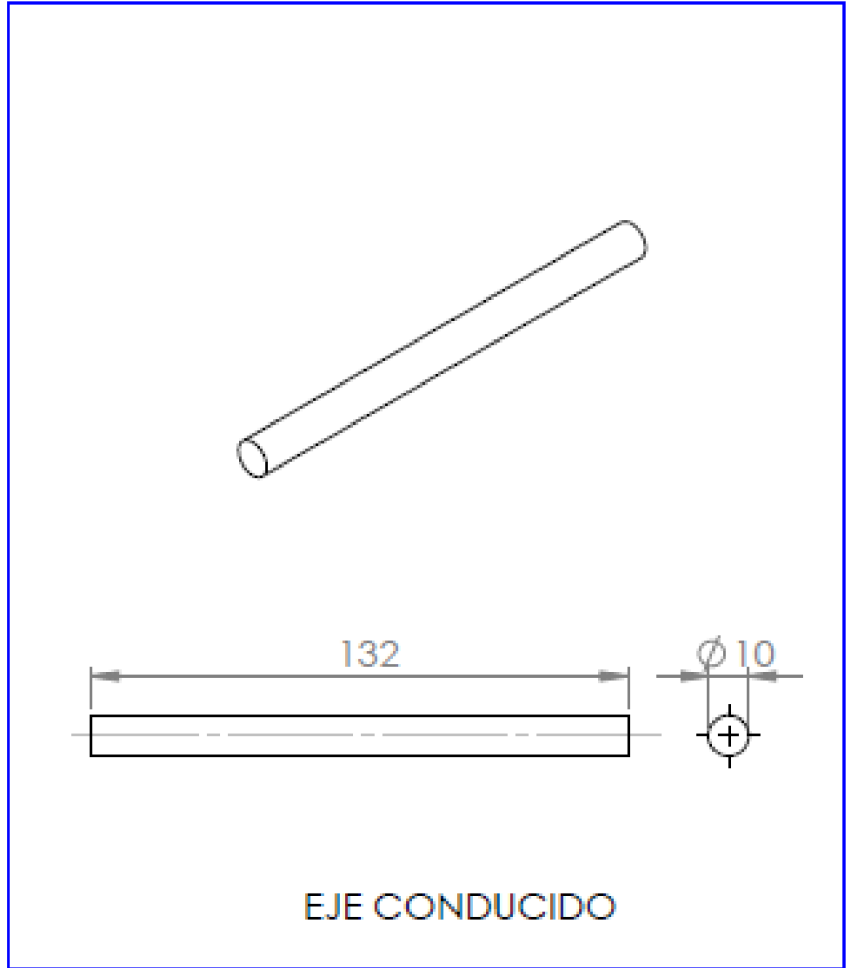
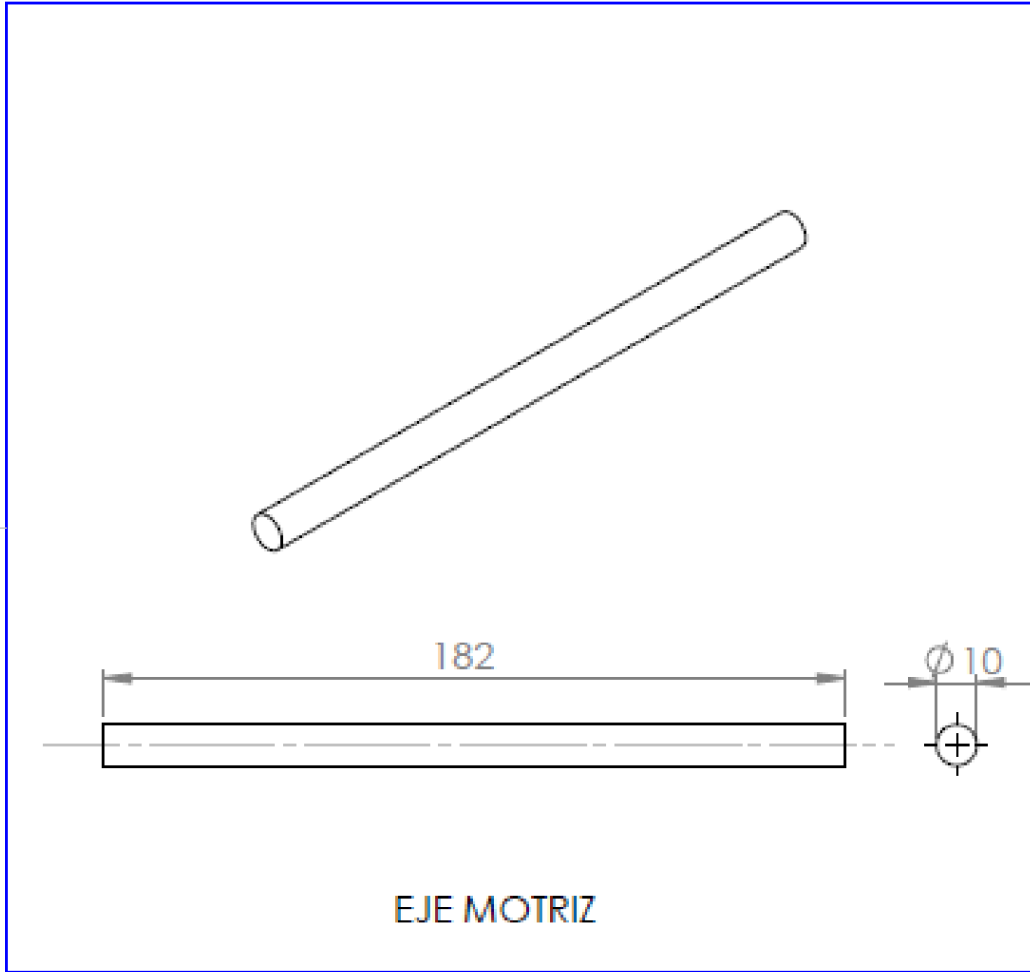
B

B

C

C

D



DIBUJ.	MIGUEL ARLENZO DURAN
	CESAR LUIS SUAREZ R
VERIF.	ING. ISNARDO GONZALEZ
APROB.	ING. ISNARDO GONZALEZ

TÍTULO:
**EJE MOTRIZ Y EJE CONDUcido
 DE LA LAMINADORA**

Nota:
 Medidas en
 milímetros

MATERIAL:
Aisi 1020

N.º DE DIBUJO
010403

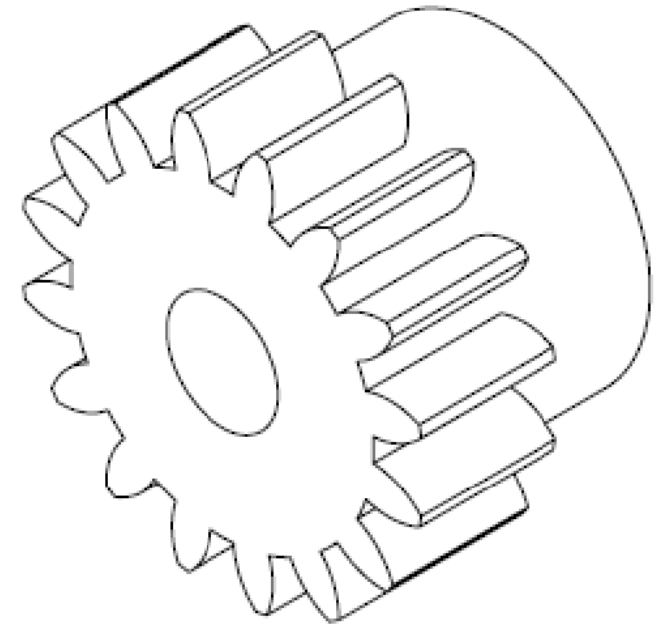
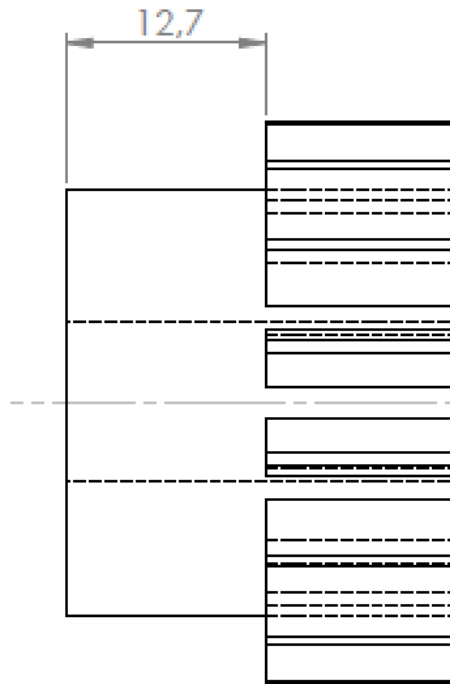
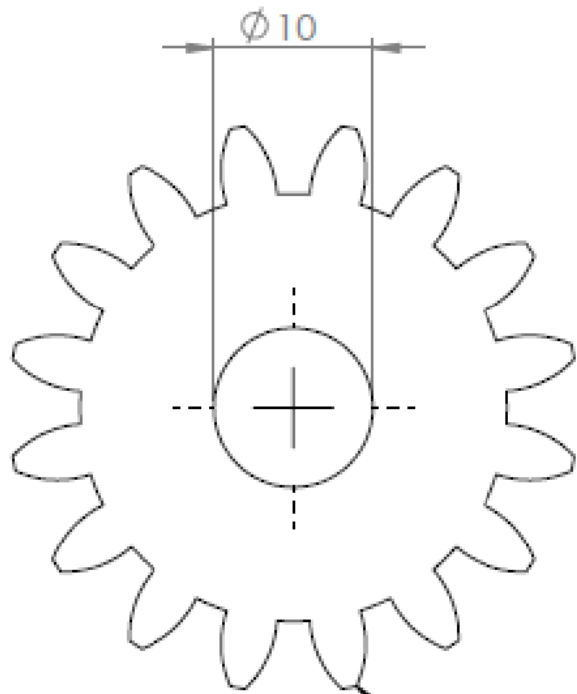
A4

1

2

ESCALA: 1 : 2

HOJA 1 DE 1



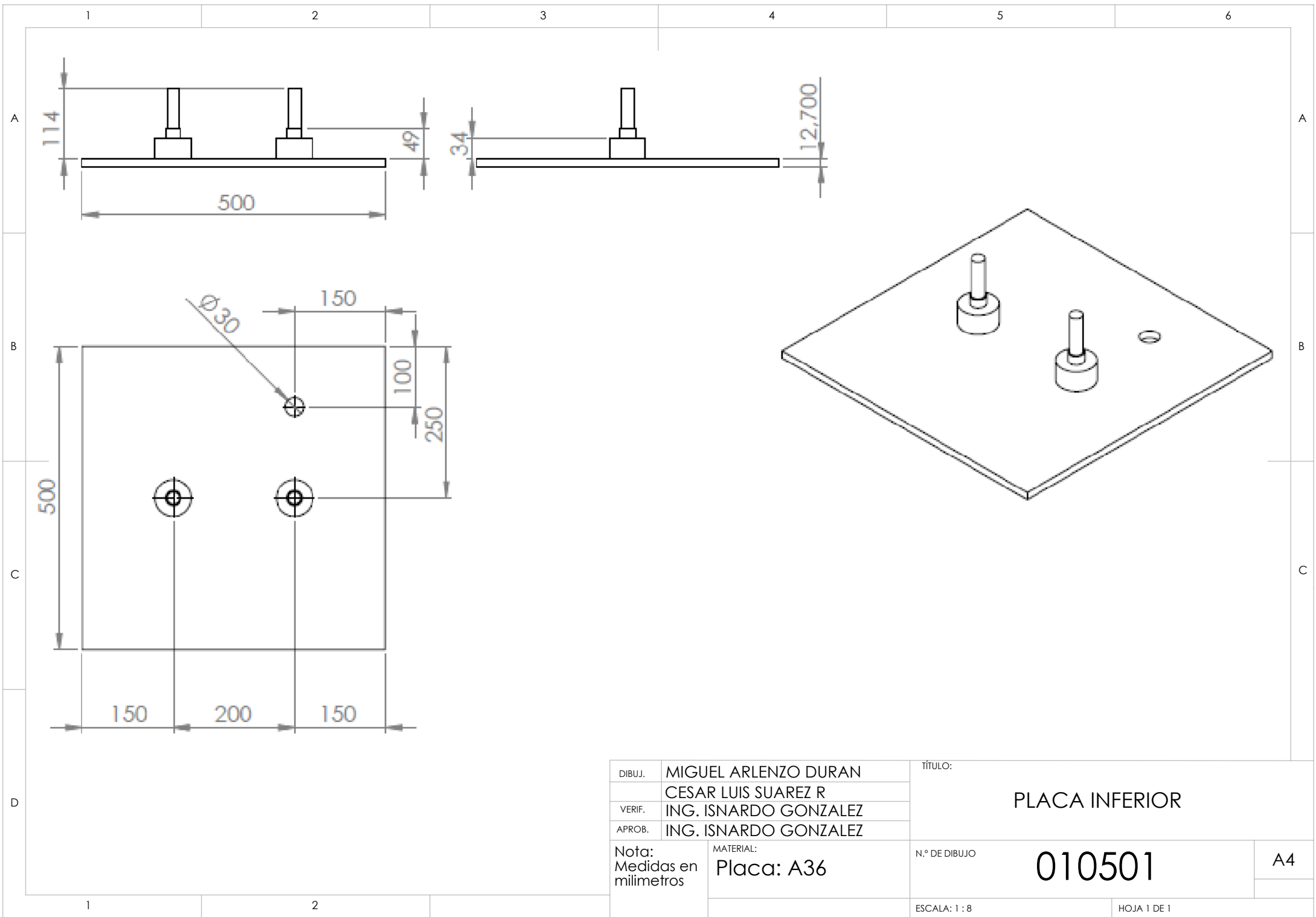
MODULO : 2
 NIMERO DE DIENTES: 16
 ANCHO DE CARA 12 mm

DIBUJ.	MIGUEL ALENZO DURAN
	CESAR LUIS SUAREZ R
VERIF.	ING. ISNARDO GONZALEZ
APROB.	ING. ISNARDO GONZALEZ

Nota:
 Medidas en milímetros

MATERIAL:
 Aluminio 6061T

TÍTULO:	ENGRANAJE LAMINADORA	
N.º DE DIBUJO	010404	A4



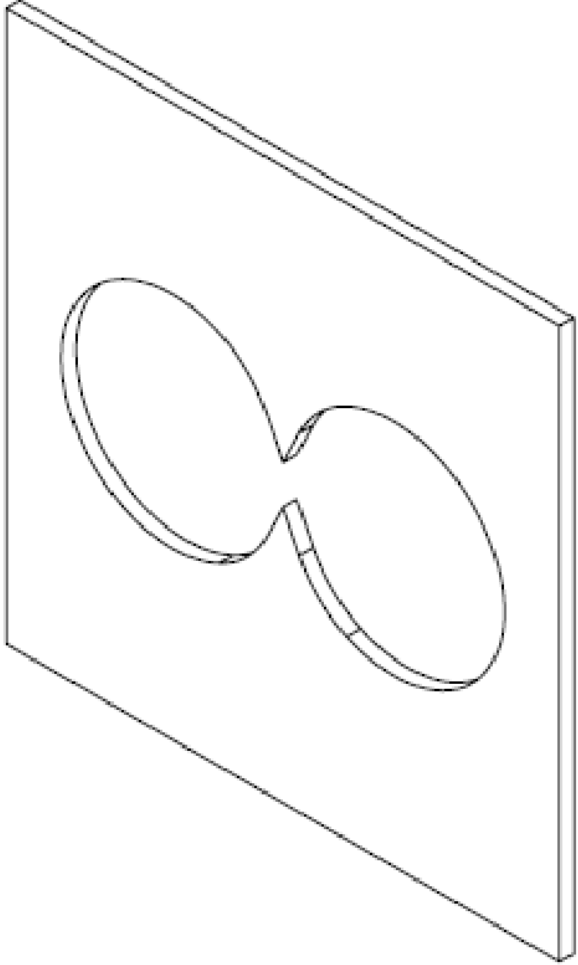
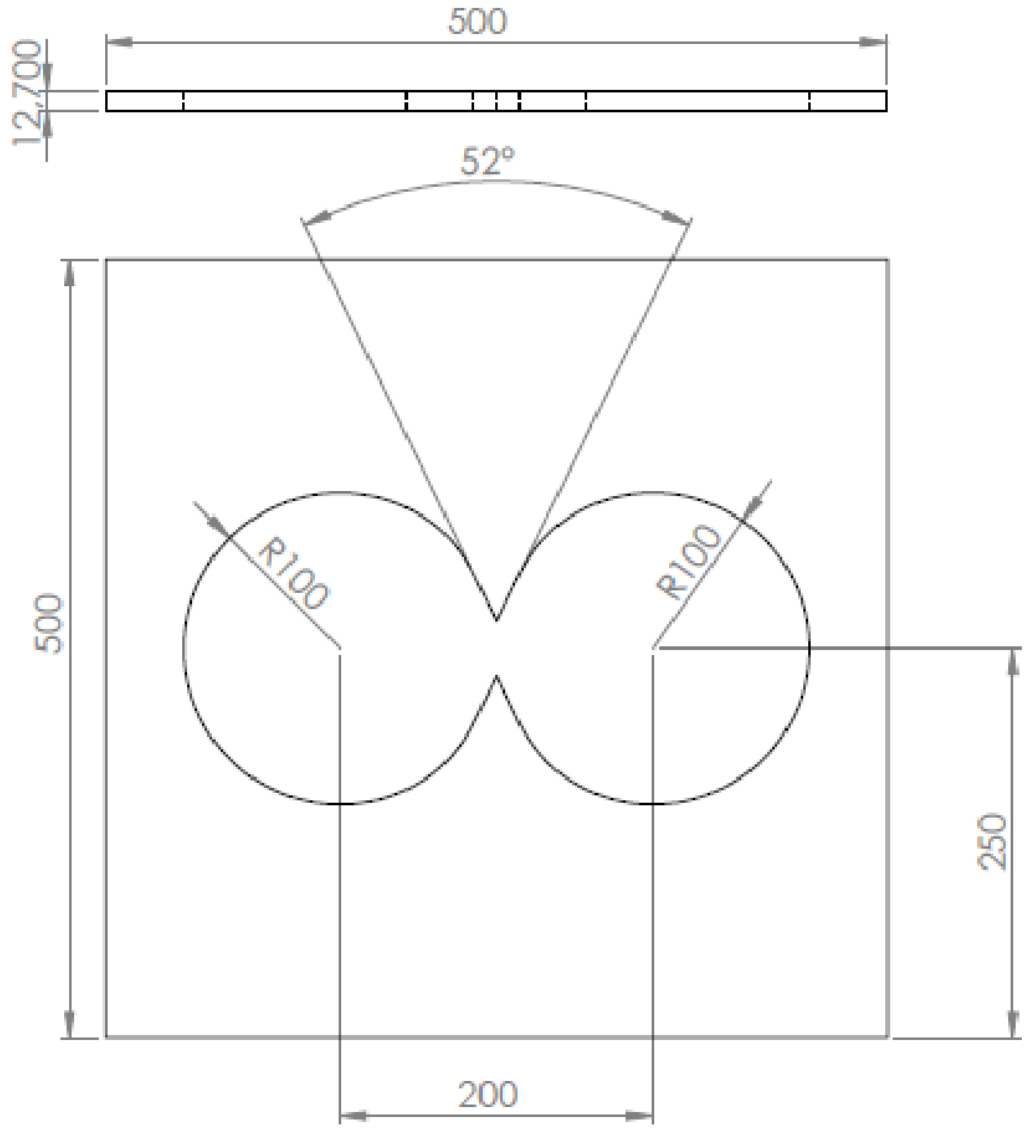
DIBUJ.	MIGUEL ALENZO DURAN
VERIF.	CESAR LUIS SUAREZ R
APROB.	ING. ISNARDO GONZALEZ

TÍTULO:	PLACA INFERIOR	
N.º DE DIBUJO	010501	A4

Nota:
Medidas en milímetros

MATERIAL:
Placa: A36

ESCALA: 1 : 8	HOJA 1 DE 1
---------------	-------------

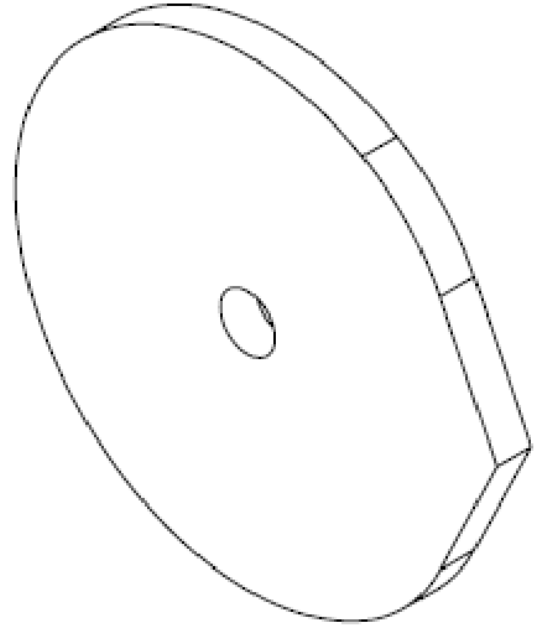
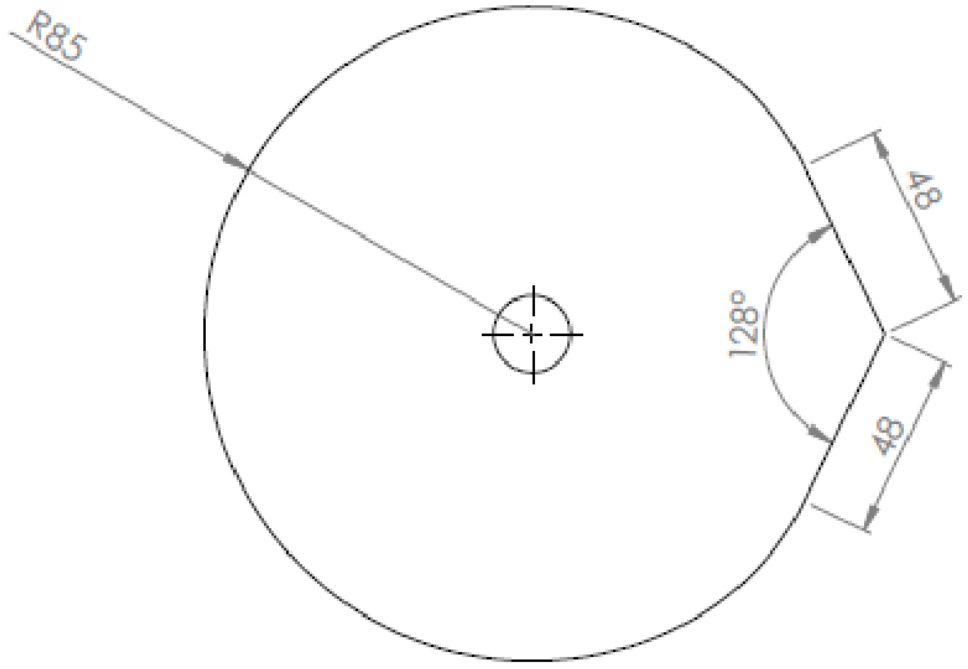
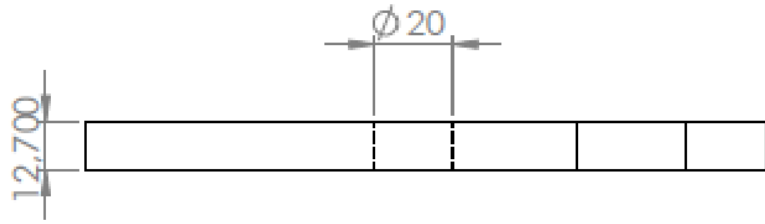


DIBUJ.	MIGUEL ALENZO DURAN
	CESAR LUIS SUAREZ R
VERIF.	ING. ISNARDO GONZALEZ
APROB.	ING. ISNARDO GONZALEZ

TÍTULO:	GUIA EXTERNA	
N.º DE DIBUJO	010502	A4

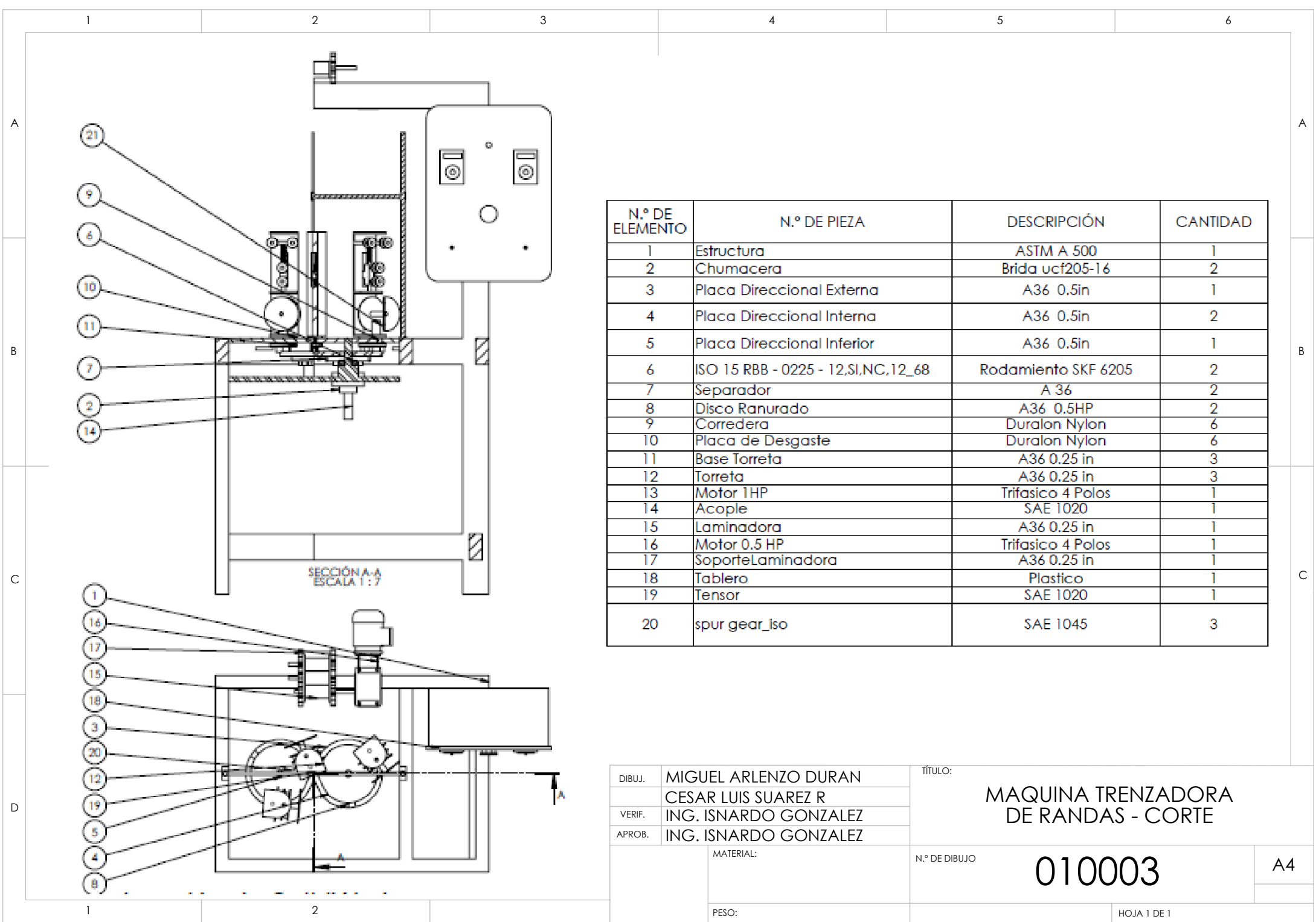
Nota:
Medidas en milímetros

MATERIAL:
Guia: A36



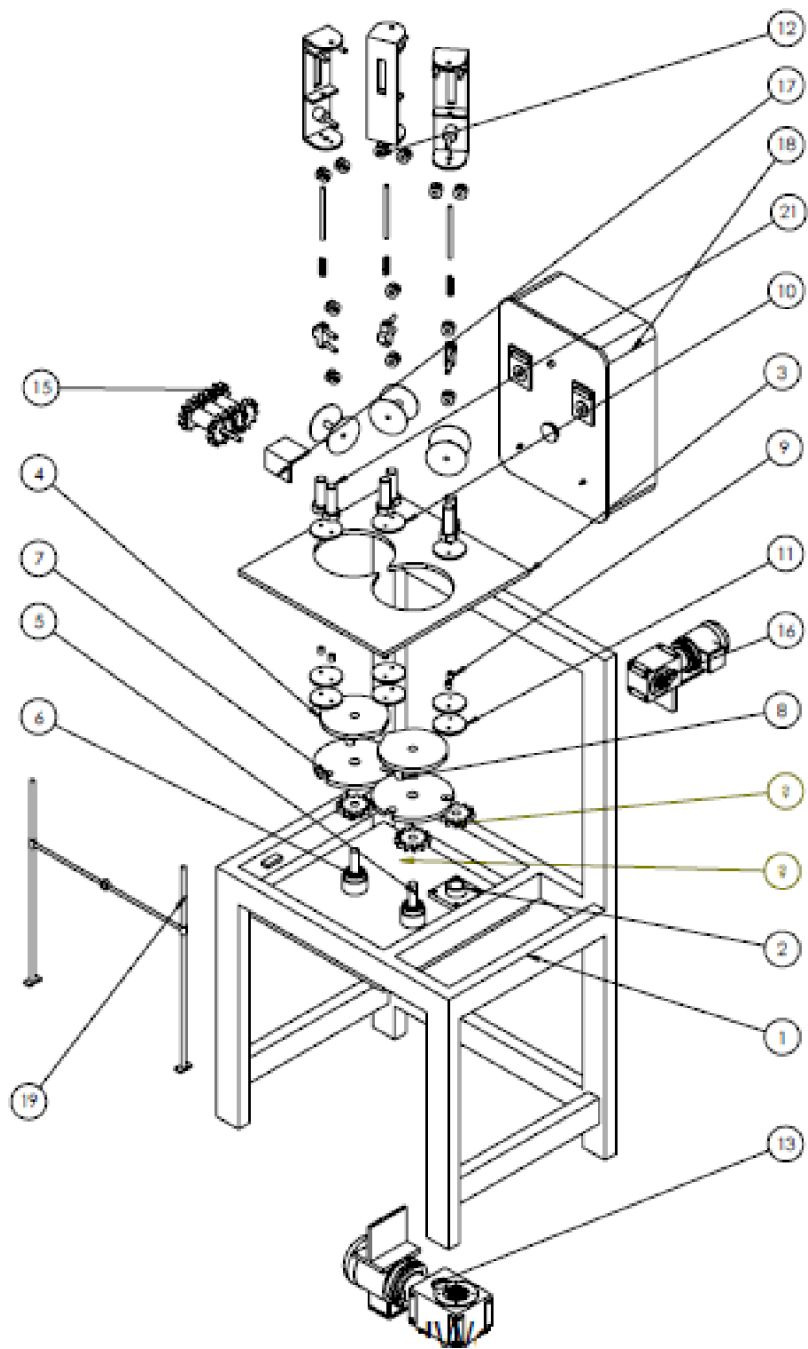
NOTA: LA GUIA INTERNA LA COMPONEN DOS PIEZAS SIMETRICAS, IGUALES A LA DETALLADA EN ESTE PLANO

DIBUJ.	MIGUEL ARLENZO DURAN	TÍTULO:	GUIA INTERNA	
	CESAR LUIS SUAREZ R			
VERIF.	ING. ISNARDO GONZALEZ			
APROB.	ING. ISNARDO GONZALEZ	N.º DE DIBUJO	010503	A4
Nota: Medidas en milímetros	MATERIAL: Guia interna: A36	ESCALA: 1 : 5	HOJA 1 DE 1	



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	Estructura	ASTM A 500	1
2	Chumacera	Brida ucf205-16	2
3	Placa Direccional Externa	A36 0.5in	1
4	Placa Direccional Interna	A36 0.5in	2
5	Placa Direccional Inferior	A36 0.5in	1
6	ISO 15 RBB - 0225 - 12,SI,NC,12_68	Rodamiento SKF 6205	2
7	Separador	A 36	2
8	Disco Ranurado	A36 0.5HP	2
9	Corredera	Duralon Nylon	6
10	Placa de Desgaste	Duralon Nylon	6
11	Base Torreta	A36 0.25 in	3
12	Torreta	A36 0.25 in	3
13	Motor 1HP	Trifasico 4 Polos	1
14	Acople	SAE 1020	1
15	Laminadora	A36 0.25 in	1
16	Motor 0.5 HP	Trifasico 4 Polos	1
17	SoporteLaminadora	A36 0.25 in	1
18	Tablero	Plastico	1
19	Tensor	SAE 1020	1
20	spur gear_iso	SAE 1045	3

DIBUJ.	MIGUEL ARLENZO DURAN	TÍTULO:	MAQUINA TRENZADORA DE RANDAS - CORTE
VERIF.	CESAR LUIS SUAREZ R	N.º DE DIBUJO	
APROB.	ING. ISNARDO GONZALEZ	010003	
	MATERIAL:		A4
	PESO:		HOJA 1 DE 1



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	Estructura	ASTM A 500	1
2	Chumacera	Brida ucf205-16	2
3	Placa Direccional Externa	A36 0.5in	1
4	Placa Direccional Interna	A36 0.5in	2
5	Placa Direccional Inferior	A36 0.5in	1
6	ISO 15 RBB - 0225 - 12,SI,NC,12_68	Rodamiento SKF 6205	2
7	Separador	A 36	2
8	Disco Ranurado	A36 0.5HP	2
9	Corredera	Duralon Nylon	6
10	Placa de Desgaste	Duralon Nylon	6
11	Base Torreta	A36 0.25 in	3
12	Torreta	A36 0.25 in	3
13	Motor 1HP	Trifasico 4 Polos	1
14	Acople	SAE 1020	1
15	Laminadora	A36 0.25 in	1
16	Motor 0.5 HP	Trifasico 4 Polos	1
17	SoporteLaminadora	A36 0.25 in	1
18	Tablero	Plastico	1
19	Tensor	SAE 1020	1
20	spur gear_iso	SAE 1045	3
21	hex bolt_ai	Pernos 0.25 in x 3.5 in	6

DIBUJ.	MIGUEL ALENZO DURAN
VERIF.	CESAR LUIS SUAREZ R
APROB.	ING. ISNARDO GONZALEZ

TÍTULO:

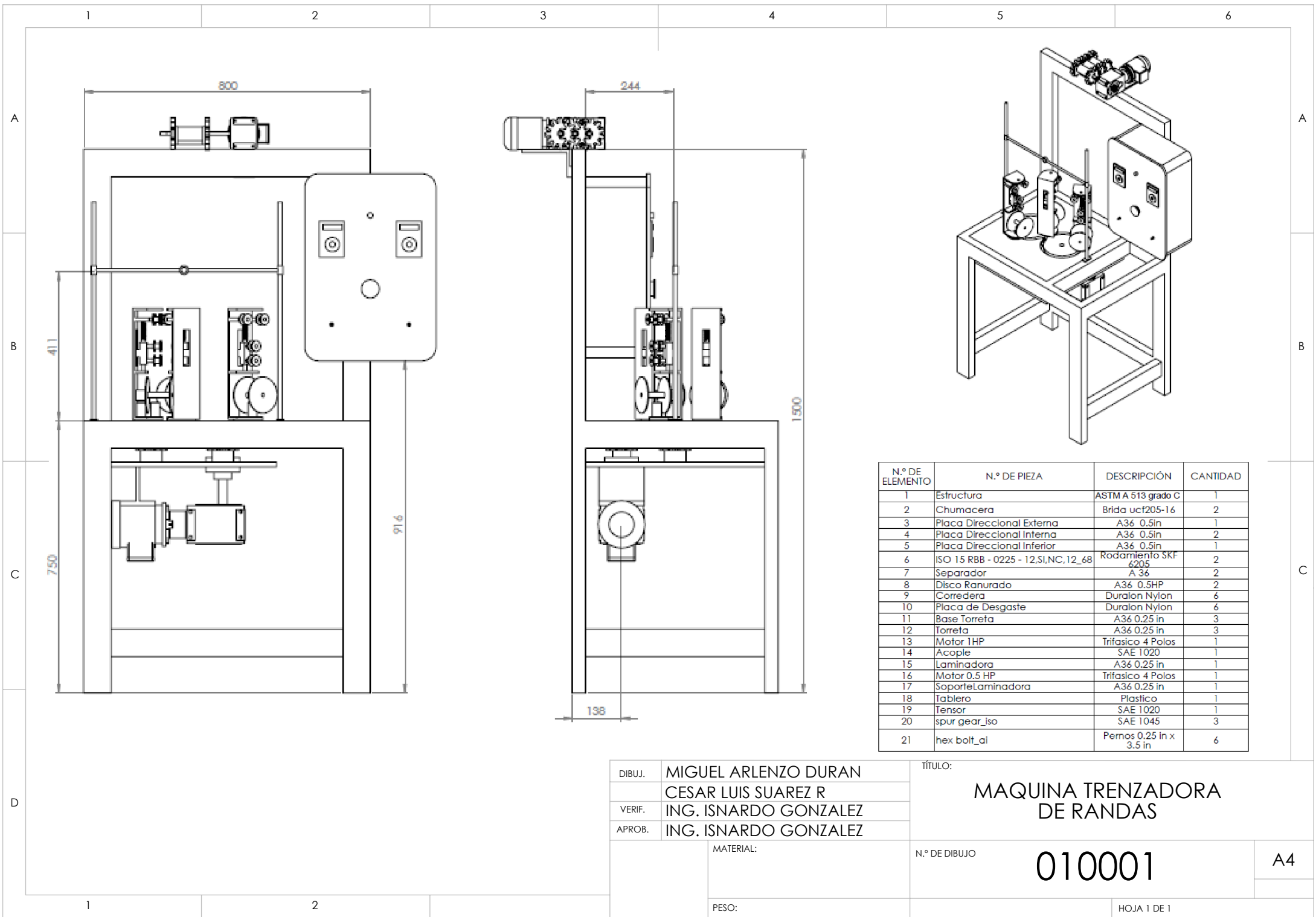
MAQUINA TRENZADORA DE RANDAS - EXPLOSION

MATERIAL:	
PESO:	

N.º DE DIBUJO

010002

A4



N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD
1	Estructura	ASTM A 513 grado C	1
2	Chumacera	Brida ucf205-16	2
3	Placa Direccional Externa	A36 0,5in	1
4	Placa Direccional Interna	A36 0,5in	2
5	Placa Direccional Inferior	A36 0,5in	1
6	ISO 15 RBB - 0225 - 12.SI.NC.12_68	Rodamiento SKF 6205	2
7	Separador	A 36	2
8	Disco Ranurado	A36 0.5HP	2
9	Corredera	Duralon Nylon	6
10	Placa de Desgaste	Duralon Nylon	6
11	Base Torreta	A36 0.25 in	3
12	Torreta	A36 0.25 in	3
13	Motor 1HP	Trifásico 4 Polos	1
14	Acople	SAE 1020	1
15	Laminadora	A36 0.25 in	1
16	Motor 0.5 HP	Trifásico 4 Polos	1
17	SoporteLaminadora	A36 0.25 in	1
18	Tablero	Plastico	1
19	Tensor	SAE 1020	1
20	spur gear_iso	SAE 1045	3
21	hex bolt_ai	Pernos 0.25 in x 3.5 in	6

DIBUJ.	MIGUEL ALENZO DURAN
VERIF.	CESAR LUIS SUAREZ R
APROB.	ING. ISNARDO GONZALEZ
	ING. ISNARDO GONZALEZ
	MATERIAL:
	PESO:

TÍTULO:	MAQUINA TRENZADORA DE RANDAS	
N.º DE DIBUJO	010001	A4
	HOJA 1 DE 1	