



Universidad
Nacional
de Loja

Universidad Nacional de Loja

**Facultad de la Energía, Las Industrias y los Recursos Naturales
no Renovables**

Carrera de Ingeniería en Electromecánica

**Diseño de un prototipo de curvadora de perfiles metálicos para el taller
metalmecánico FORM-ACERO.**

**Trabajo de Titulación previa
a la obtención del título de
Ingeniero Electromecánico.**

AUTOR:

Armando Martín Armijos Pineda

DIRECTOR:

Ing. Gonzalo Ramiro Riofrío Cruz, Mg. Sc.

Loja – Ecuador

2023

Certificación

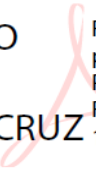
Loja, 21 de marzo de 2023

Ing. Gonzalo Ramiro Riofrío Cruz, Mg. Sc.
DIRECTOR DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

CERTIFICO:

Que he revisado y orientado todo el proceso de elaboración del Trabajo de Titulación denominado: **Diseño de un prototipo de curvadora de perfiles metálicos para el taller metalmecánico FORM-ACERO**, previo a la obtención del título de **Ingeniero Electromecánico**, de la autoría del señor **Armando Martin Armijos pineda** con **cédula de identidad Nro. 1900683424**, una vez que el trabajo cumple con todos los requisitos exigidos por la Universidad Nacional de Loja, para el efecto, autorizo la presentación del mismo para su respectiva sustentación y defensa.

GONZALO
RAMIRO
RIOFRIO CRUZ



Firmado digitalmente
por GONZALO RAMIRO
RIOFRIO CRUZ
Fecha: 2023.06.15
10:56:44 -05'00'

Ing. Gonzalo Ramiro Riofrío Cruz, Mg. Sc.
DIRECTOR DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

Autoría

Yo, **Armando Martin Armijos Pineda**, declaro ser el autor del presente Trabajo de Titulación y eximo expresamente a la Universidad Nacional de Loja y a sus representantes jurídicos de posibles reclamos o acciones legales, por el contenido del mismo. Adicionalmente acepto y autorizo a la Universidad Nacional de Loja, la publicación de mi Trabajo de Titulación en el Repositorio Institucional - Biblioteca Virtual.

Firma:



Cédula: 1900683424

Fecha: 10 de julio de 2023

Correo electrónico institucional: amarmijosp@unl.edu.ec

Teléfono: 0960098377

Carta de autorización por parte del autor para la consulta de reproducción parcial o total, y/o publicación electrónica del texto completo, Trabajo de Titulación

Yo, **Armando Martin Armijos Pineda**, declaro ser el autor del Trabajo de Titulación denominado: **Diseño de un prototipo de curvadora de perfiles metálicos para el taller metalmecánico FORM-ACERO.**, como requisito para optar al grado de **Ingeniero Electromecánico**, autorizo al Sistema Bibliotecario de la Universidad Nacional de Loja para que, con fines académicos, muestre al mundo la producción intelectual de la Universidad, a través de la visibilidad de su contenido de la siguiente manera en el Repositorio Institucional.

Los usuarios pueden consultar el contenido de este trabajo en el Repositorio Institucional, en las redes de información del país y del exterior, con las cuales tenga convenio la Universidad.

La Universidad Nacional de Loja, no se responsabiliza por el plagio o copia del Trabajo de Titulación que realice un tercero.

Para constancia de esta autorización, en la ciudad de Loja, a los diez días del mes de junio del dos mil veintitrés.

Firma:



Autor: Armando Martin Armijos Pineda

Cédula: 1900683424

Dirección: El Pangui, Zamora Chinchipe

Correo electrónico: amarmijosp@unl.edu.ec

DATOS COMPLEMENTARIOS:

Director del Trabajo de Titulación: Ing. Gonzalo Riofrío Cruz, Mg. Sc.

Dedicatoria

El presente Trabajo de Titulación se lo dedico principalmente a Dios y a mis padres Juana Pineda y Porfirio Armijos quienes con su arduo esfuerzo y sacrificio me han apoyado en este sendero de estudio y me han apoyado innumerables veces a seguir adelante con mis metas, sueños y anhelos, brindándome su apoyo incondicional con sus valiosas palabras y consejos para seguir avanzando con mis estudios y seguir mejorando cada día.

Mi dedicatoria también va dirigida a mis amigos y compañeros con los que he compartido gratos momentos en todos estos años de estudio.

Armando Armijos

Agradecimientos

Mi más sincera gratitud a la Universidad Nacional de Loja por permitirme desarrollar mis conocimientos en la carrera que me apasiona y me motiva a convertir en un gran profesional. De igual manera, le doy gracias a cada uno al personal Docente y Administrativo de la Carrera de Ingeniería Electromecánica, quienes me han inculcado sus saberes y experiencias de manera ética y profesional.

A mi director de Trabajo de Titulación al Ing. Gonzalo Riofrio Cruz, por su asesoría y ayuda en este sendero del conocimiento, quien supo guiarme hasta lograr cumplir con este proyecto de investigación que representa un nuevo peldaño en mi camino hacia la vida profesional.

Armando Armijos

Índice de contenidos

Portada.....	i
Certificación.....	ii
Autoría	iii
Carta de autorización	iv
Dedicatoria.....	v
Agradecimientos	vi
Índice de contenidos	vii
Índice de tablas:.....	x
Índice de figuras:	xi
Índice de anexos:	xvii
Simbología.....	xviii
1. Título	1
2. Resumen.....	2
2.1 <i>Abstract</i>	3
3. Introducción	4
4. Marco teórico	6
4.1 <i>Capítulo I: Naturaleza de los materiales</i>	6
4.1.1 Esfuerzos.....	8
4.1.2 Relación Esfuerzo – Deformación	8
4.1.3 Metodología de doblado de material tubular	12
4.1.4 Tipos de Curvadoras de Perfilería Metálica.....	13
4.2 <i>Capítulo II: Fuerzas involucradas en proceso de doblado</i>	15
4.2.1 Deformación máxima.....	16

4.2.2	Parámetros principales en una cavadora	19
4.2.3	Material a curvar	22
4.2.4	Fuerza de rozamiento	22
4.2.5	Transmisión de Potencia	23
4.2.6	Selección del motor eléctrico	25
4.2.7	Variador de frecuencia	26
4.3	<i>Capítulo III: Transmisión de potencia</i>	26
4.3.1	Transmisión por cadena de rodillos	26
4.3.2	Determinación de las fuerzas presentes en los piñones	32
4.3.3	Motor eléctrico	41
4.3.4	Diseño de ejes	41
4.3.5	Calculo y selección de chumaceras	47
4.3.6	Chavetas y Chaveteros	51
4.3.7	Selección de los tornillos de transmisión de potencia	56
4.3.8	Capítulo IV: Estructura de la curvadora	59
4.4	<i>Capítulo V: Sistema eléctrico y de control de la curvadora</i>	66
4.4.1	POTENCIA TRIFÁSICA	66
4.4.2	Calibre de conductores	67
5.	Metodología	68
5.1	<i>Área de localización</i>	68
5.2	<i>Enfoque de investigación</i>	68
5.3	<i>Tipo de investigación</i>	68
5.4	<i>Método de estudio</i>	68
5.5	<i>Materiales</i>	68
5.6	<i>Métodos</i>	69
5.7	<i>Procedimiento</i>	72
5.7.1	Primer objetivo	72
5.7.2	Características de la Máquina con 3 Ejes Motrices	93
5.7.3	Solución general del mecanismo	94
6.	Resultados	96

6.1	<i>Dimensiones y disposición de los elementos de la dobladora</i>	97
6.1.1	Parámetros para la fuerza de doblado	97
6.1.2	Cálculo de parámetros para la potencia requerida en el proceso de curvado	98
6.1.3	Cálculo de la Potencia Mecánica necesaria	101
6.1.4	Potencia del Motor	103
6.1.5	Sistema de Transmisión	104
6.1.6	Selección del motor-reductor	105
6.1.7	Diseño de los ejes inferiores y superior	124
6.1.8	Diseño de eje del rodillo superior	144
6.1.9	Cálculo de chavetas y chaveteros	152
6.1.10	Cálculo del tornillo de potencia	155
6.1.11	Cálculo de la estructura de la curvadora	160
6.1.12	Rodillos	166
6.2	<i>Sistema eléctrico y de control de la curvadora</i>	168
6.3	<i>Costos de los materiales</i>	173
6.4	<i>Informe de socialización</i>	176
7.	Discusión	179
8.	Conclusiones	180
9.	Recomendaciones	181
10.	Bibliografía	182
11.	Anexos	186

Índice de tablas:

Tabla 1. Coeficientes de rozamiento estática.....	23
Tabla 2. Rango de velocidades de los rodillos según la sección de los perfiles	24
Tabla 3. Factores de servicio para transmisiones por cadena	28
Tabla 4. Propiedades mecánicas SAE 1045	56
Tabla 5. Requerimientos de usuario del taller METAL-FORM	72
Tabla 6. Características técnicas	73
Tabla 7. Propiedades de los aceros inoxidable AISI 201 y AISI 304	73
Tabla 8. Perfil de alas iguales	74
Tabla 9. Perfil canal “U”	75
Tabla 10. Dimensiones del perfil tubular cuadrado	75
Tabla 11. Dimensiones del perfil tubular rectangular.....	76
Tabla 12. Características del perfil T a emplearse	76
Tabla 13. Características del perfil tubular redondo a emplearse	77
Tabla 14. Características de la planchuelas o pletinas	78
Tabla 15. Especificaciones técnicas de la curvadora	79
Tabla 16. Simbología	80
Tabla 17. Propiedades mecánicas del acero AISI 1018.....	89
Tabla 18. Propiedades mecánicas del acero AISI 4340.....	90
Tabla 19. Datos del motor trifásico con brida	106
Tabla 20. Datos de la caja reductora en mismo que está expuesto en el Anexo 6.....	106
Tabla 21. Valores límites de una cadena según su paso	109
Tabla 22. Fuerzas que participan en el proceso de curvado.....	127
Tabla 23. Diámetros calculados	133
Tabla 24. Fuerzas que participan en el proceso de curvado	137
Tabla 25. Diámetros calculados	142
Tabla 26. Fuerzas que participan en el proceso de curvado	145
Tabla 27. Diámetros calculados	150
Tabla 28. Simbología de circuito del esquema de fuerza y mando a aplicarse en la curvadora	172
Tabla 29. Costos de los materiales a emplearse.....	173
Tabla 30. Ficha del proyecto.....	176
Tabla 31. Preguntas y respuestas	177

Índice de figuras:

Figura 1. Diagrama Esfuerzo – Deformación (Salazar, 2016)	7
Figura 2. Esfuerzos producidos en un cuerpo rígido (Hibbeler, 2011).....	8
Figura 3: Diagrama Esfuerzo – Deformación (Hibbeler, 2011).	9
Figura 4. Fuerzas y momentos resultantes internos de una partícula (Hibbeler, 2011).....	10
Figura 5. Eje cilíndrico sometido a torsión (Hibbeler, 2011)	11
Figura 6. Dimensiones de doblado de láminas tubulares (Groover, 2007).....	12
Figura 7. Proceso de Doblado por estirado (Groover, 2007).....	12
Figura 8. Proceso de Doblado por arrastre (Groover, 2007).	13
Figura 9. Proceso de Doblado por arrastre (Groover, 2007).	13
Figura 10. Posiciones y radios de curvatura	15
Figura 11.a) Disposición inicial de los rodillos, b) Disposición de los rodillos en el proceso del curvado.....	15
Figura 12. Deformación de perfil (Groover, 2007)	16
Figura 13. Viga simplemente apoyada (Groover, 2007)	16
Figura 14. Diagrama de cuerpo libre de la viga simplemente apoyada (BUSTAMANTE, 2010).	17
Figura 16. Diagrama de fuerzas cortantes y momento flector	18
Figura 17. Esquema para el análisis de parámetros del rolado (Iza Iza, 2007)	20
Figura 18. Diagrama de la variación del ángulo “ θ ” (Iza Iza, 2007).	21
Figura 19. Velocidad de corte en torneado o velocidad de rolado (Rodríguez Galbarro, 2021)	24
Figura 20. Variador de velocidad + motor (principio de funcionamiento) (EURODRIVE, s.f.)	26
Figura 21. Transmisión por cadena de rodillos (Mott, 2006).	27
Figura 22. Tipos de cadenas (Mott, 2006)	28
Figura 23. Distancia máxima de una cadena (Mott, 2006).	31
Figura 24. Distancia mínima de una cadena (Mott, 2006).	31
Figura 25. Diagrama del sistema de transición desde el motorreductor hacia los ejes.....	32
Figura 26. Esquema de movimiento de la cadena #1	33
Figura 27. Diagrama de cuerpo de libre del piñón # 01	34
Figura 28. Diagrama de cuerpo de libre la catarina # 02	35
Figura 29 Diagrama de cuerpo de libre la catarina # 02	36
Figura 30. Diagrama de cuerpo de libre de la catarina # 04	37

Figura 31. Diagrama de cuerpo de libre de la catarina # 04, en sentido de giro inverso de la cadena.	37
Figura 32. Diagrama de cuerpo de libre de la catarina # 04	38
Figura 33. Diagrama de cuerpo de libre del ajustador de la cadena #02	39
Figura 34. Diagrama de cuerpo de libre de la catarina # 03	39
Figura 35. Diagrama de dos ruedas sobre un eje	40
Figura 36. Diagrama de cuerpo de libre de la catarina # 04	40
Figura 37. Estimaciones de primera iteración de los factores de concentración del esfuerzo K_t (Budynas y Nisbett, 2008)	45
Figura 38. Parámetros en el factor de la condición superficial de Marin (Budynas y Nisbett, 2008)	45
Figura 39. Duración de vida nominal L_{10h} según la aplicación (SKF, s.f.)	49
Figura 40. Chavetas paralelas (Mott, Robert L, 2006)	52
Figura 41. Fuerzas sobre una cuña (Mott, Robert L, 2006)	52
Figura 42. Altura de la cuerda (Y) (Mott, Robert L, 2006)	54
Figura 43. Profundidad del cuñero en el eje (S) (Mott, Robert L, 2006)	54
Figura 44. Profundidad del cuñero en el cubo (T) (Mott, Robert L, 2006)	54
Figura 45. Tamaño de la chaveta en función del diámetro del eje (Mott, Robert L, 2006)....	55
Figura 46. Diagramas de fuerza al desplazar una carga (Budynas & Nisbett, 2008)	56
Figura 47. Coeficientes de fricción f de pares roscados (Budynas & Nisbett, 2008)	57
Figura 48. Cargas críticas, longitudes efectivas y factores de longitud efectiva para columnas ideales.	59
Figura 49. Esfuerzos por carga axial excéntrica	60
Figura 50. Columna fija en la base y libre e la parte superior	61
Figura 51. Junta a filete (Ringegni, 2013).	61
Figura 52. Tipos de juntas a tope (Ringegni, 2013).....	62
Figura 53. Soldadura de filete (Ringegni, 2013).	63
Figura 54. Tensor tipo spann-bok (RoyDisa, s.f.).	64
Figura 55. Factor de servicio de la normativa MG-1 (Electrical engineering, s.f.).....	66
Figura 56. Amperios por calibre según el tipo de recubrimiento (ELECTROCABLES, s.f.)67	
Figura 57. Área de recolección de muestras	68
Figura 58. Esquema de la metodología planteada para el desarrollo del proyecto.....	71
Figura 59. Perfil de $(75 \times 75 \times 6)$ mm (Dipac Manta, s.f.)	74

Figura 60. Perfil U ($80 \times 40 \times 3$) mm (Dipac Manta, s.f.).....	74
Figura 61. Perfil cuadrado (80x80x3) mm (Dipac Manta, s.f.)	75
Figura 62. Perfil rectangular (80 x 40 x 3) Pulg (Dipac Manta, s.f.).....	76
Figura 63. Perfil T ($T 2" \times 2" \times 14"$) o ($51 \times 51 \times 6.4$) mm (Dipac Manta, s.f.).....	76
Figura 64. Tubos de Sección Circular (76.2×3) mm (Dipac Manta, s.f.).....	77
Figura 65. Planchuela o pletina (76.2 X 9) mm (Dipac Manta, s.f.).	78
Figura 66. Diagrama inicial o principal (Llive Guerrero & Imbaquingo Cacuango, 2020) ...	80
Figura 67. Diagrama de funciones secundarias (Llive Guerrero & Imbaquingo Cacuango, 2020).	81
Figura 68. Curvado por compresión (Groover, 2007).	82
Figura 69. Curvado por presión (Groover, 2007).	82
Figura 70. Curvado con brazo giratorio (Groover, 2007).....	83
Figura 71. Curvado con rodillos.	83
Figura 72. Curvadora piramidal (Nargesa, 2020).....	84
Figura 73. Principio de funcionamiento del tornillo de potencia (Ingemecánica, s.f.).....	85
Figura 74. Partes de un cilindro hidráulico (México, s.f.).....	85
Figura 75. Sistema de transmisión por piñones y cadena	86
Figura 76. Sistema de transmisión por engranes rectos (MecanESO, s.f.).....	87
Figura 77. Planchas de acero estructural acero ASTM A-36	88
Figura 78. Rodamiento de bolas rígido (SKF, s.f.).....	92
Figura 79. Rodamiento de rodillos cilíndricos (SKF, s.f.).....	93
Figura 80. Roladora semiautomática (Nargesa, 2020)	94
Figura 81. Roladora hidráulica con tres rodillos (Nargesa, 2020).....	94
Figura 82. Esquema de las principales partes de la curvadora de perfiles (Vista frontal y posterior).....	95
Figura 83. Curvadora piramidal (Nargesa, 2020).....	97
Figura 84. Triángulo de disposición de los rodillos en triángulo	98
Figura 85. Tracción de los ejes de curvatura acorde a los distintos tipos de perfiles y modos de curvado.....	102
Figura 86. Diagrama cadena #1 y #2	104
Figura 87. Esquema de movimiento de la cadena #1	107
Figura 88. Diagrama de distribución de la cadena #1, ángulos obtenidos mediante software CAD	108

Figura 89. Diagrama de cuerpo de libre del piñón # 01, ángulo obtenido mediante software CAD	110
Figura 90. Diagrama de cuerpo libre de la catarina # 02, ángulo obtenido mediante software CAD	111
Figura 91. Determinación del movimiento de la cadena # 2, junto a las catarinas #03, #04 y #05.....	113
Figura 92. Diagrama cadena #2, en modo descanso antes de ingresar el perfil, medidas obtenidos mediante software CAD.	114
Figura 93. Diagrama de distribución de la cadena #2 en condición de trabajo $\theta_{max} = 46.05$, ángulos y medidas obtenidos mediante software CAD.	115
Figura 94. Diagrama cadena # 2, en modo trabajo en el máximo desplazamiento de curvado, medidas obtenidos mediante software CAD.....	116
Figura 95. Diagrama de cuerpo libre de la catarina # 03, ángulo obtenido mediante software CAD	117
Figura 96. Diagrama de cuerpo de libre del ajustador y tensor de la cadena # 2, ángulos obtenidos mediante software CAD.	118
Figura 97. Diagrama de cuerpo libre de la catarina # 04, ángulo obtenido mediante software CAD	119
Figura 98. Diagrama de cuerpo de libre de la catarina # 04 en sentido de giro inverso de la cadena, ángulos obtenidos mediante software CAD.....	120
Figura 99. Diagrama de cuerpo libre de la catarina # 05, ángulos obtenidos mediante software CAD	122
Figura 100. Diagrama para cadenas de rodillos conformes a la norma ISO (Power Transmission, 2001).....	123
Figura 101. Diagrama para cadenas con rodillos para transmisión (Power Transmission, 2001).	124
Figura 102. Distribución de los ejes y componentes en el cuerpo de la curvadora	125
Figura 104. Diagrama de la fuerza RB y la fuerza de rozamiento FSB en el rodillo inferior derecho.....	126
Figura 105. Diagrama de Cuerpo libre del eje inferior derecho, donde operan las catarinas #02 y #03 en los planos X-Y-Z.....	127
Figura 106. Diagrama de fuerzas del eje inferior de las catarinas #02 y #03, plano X-Y	128

Figura 107. Diagramas de fuerza cortante y momento flector del eje inferior derecho, plano X-Y	129
Figura 108. Diagrama de fuerzas del eje inferior derecho, plano X-Z.....	129
Figura 109. Diagrama de fuerzas del eje inferior, en el plano X-Z.....	130
Figura 110. Diagrama del rodamiento (SKF, s.f.).....	135
Figura 111. Diseño del eje inferior izquierdo de la curvadora	136
Figura 112. Diagrama de la fuerza RA y la fuerza de rozamiento FSA en el rodillo inferior izquierdo.	136
Figura 113. Diagrama de Cuerpo libre del eje inferior izquierdo, donde operan la catarina #05 en los planos X-Y-Z.....	137
Figura 114. Diagrama de fuerzas del eje inferior de las catarina #05, plano X-Y	137
Figura 115. Diagramas de fuerza cortante y momento flector del eje inferior, plano X-Y..	138
Figura 116. Diagrama de fuerzas del eje inferior izquierdo, plano X-Z.....	139
Figura 117. Diagrama de fuerzas del eje inferior izquierdo, en el plano X-Z.....	140
Figura 118. Diagrama de fuerzas del eje inferior, en el plano X-Z (SKF, s.f.).....	144
Figura 119. Diagrama del eje del rodillo superior	145
Figura 120. Diagrama de fuerzas del eje superior, plano X-Y-Z	146
Figura 121. Diagrama de fuerzas del eje superior, plano X-Y	146
Figura 122. Diagramas de fuerza cortante y momento flector del eje superior, plano X-Y.	147
Figura 123. Diagrama de fuerzas del eje superior, plano X-Z.....	147
Figura 124. Diagrama de fuerzas del eje superior en los ejes, plano X-Z.....	148
Figura 125 Distancia del tornillo de potencia al centro del rodillo	157
Figura 126. Diagrama de cuerpo libre de la bancada	161
Figura 127. Diagrama de cuerpo libre de la placa de apoyo del tornillo de potencia (Ringegni, 2013)	162
Figura 128. Placa de sujeción tornillo	162
Figura 129. Área de los rodamientos	163
Figura 130. Tensor tipo lineal.....	165
Figura 131. Material para los rodillos (Clomea, 2020).....	166
Figura 132. Disposición de rodillos para perfil canal U	166
Figura 133. Disposición de rodillos para perfil T.....	167
Figura 134. Disposición de rodillos para perfil L.....	167
Figura 135. Disposición de rodillos para perfil cuadrado.....	167
Figura 136. Disposición de rodillos para perfil redondo	168

Figura 137. Gabinete eléctrico.....	170
Figura 138. Botonera de mando de 3 servicios.....	170
Figura 139. Esquema del circuito inversor de giro del motor	171
Figura 140. Registro de firmas en la socialización.....	178

Índice de anexos:

Anexo 1. Ficha técnica del motor trifásico Leroy-Somer Tipo LS90L.....	186
Anexo 2. Placa del motor trifásico Leroy-Somer Tipo LS90L	187
Anexo 3. Serie del variador de frecuencia.....	188
Anexo 4. Especificaciones de entrada y salida.....	189
Anexo 5. Instalación y cableado.....	190
Anexo 6. Hoja técnica de la caja reductora	191
Anexo 7. Selección de la cadena ISO.....	192
Anexo 8. PIÑONES Y DISCOS NORMA EUROPEA (ISO)	192
Anexo 9. Cadenas de rodillo seri ISO	193
Anexo 10. Velocidad tangencial de las cadenas.....	194
Anexo 11. Dimensiones de ejes de acero AISI 1018.....	194
Anexo 12. Dimensiones de ejes de acero AISI 4340(705).....	195
Anexo 13. Propiedades del Acero 4340 en tipo de Proceso y acabado.....	195
Anexo 14. Características de roscas cuadradas para tornillos de potencia.....	196
Anexo 15. Propiedades del metal de aporte de electrodos	197
Anexo 16. Esfuerzos permisibles (Budynas y Nisbett, 2008)	197
Anexo 17. Datos de cables metálicos (Budynas y Nisbett, 2008).....	198
Anexo 18. Relación determinada en forma experimental entre la vida para la fatiga de un cable de acero y la presión de la polea.....	198
Anexo 19. Algunas propiedades útiles de cables de acero 6 x 7, 6 x 19 y 6 x 37 (Budynas y Nisbett, 2008).....	199
Anexo 20. Imagen de clases métricas de propiedad mecánica de pernos, tornillos y birlos de acero (Budynas y Nisbett, 2008).....	199
Anexo 21. Imagen de clases métricas de pernos	200
Anexo 22. Encendido del sistema eléctrico, de control.....	201
Anexo 23. Vistas 3D a) modo antes de ingresar el perfil y b) en modo de su máximo desplazamiento.....	202
Anexo 24. Planos de cada componente de la curvadora.....	203
Anexo 25. Certificación de traducción del resumen.....	204

Simbología

Magnitud	Símbolo
Potencia	w
Distancia	d
Factor de seguridad	N
Corriente	A
Fuerza	F
Velocidad	V
Torque	T
Esfuerzo	σ
Radio	R
Momento máximo	M_{max}
factores de concentración del esfuerzo	k_f y k_{fs}
Esfuerzo de fluencia	S_y
Esfuerzo cortante	τ
Altura	h
Ángulo de Ataque	α
Coefficiente de rozamiento	μ
coeficiente de fricción	f_r
Altura de cuerda	h
Tensor de Esfuerzos	τ
Revoluciones por Minuto	RPM
Fuerza de Arrastre	FD
Fuerza de Sustentación	FL
Potencia	w
Distancia	d
Factor de seguridad	N

1. Título

**Diseño de un prototipo de curvadora de perfiles metálicos para el taller
metalmecánico FORM-ACERO.**

2. Resumen

El presente proyecto trata sobre el diseño de un prototipo de una máquina curvadora de perfiles metálicos para la metalmecánica de FORM-ACERO con la finalidad de realizar curvados en elementos estructurales de hasta 80 [mm] de ancho y 3 [mm] de espesor. La curvadora consta de un sistema de sujeción y montaje para los elementos a curvar, un sistema para ejercer presión y un sistema para la puesta en marcha. Este proyecto inicia con la recopilación de información sobre tipos de curvadoras así también como sus características más importantes. El diseño de la curvadora se desarrolló en base a la metodología del diseño donde se pudo determinar las especificaciones técnicas de acuerdo a los requerimientos y necesidades del taller. A partir de un análisis funcional se determinó los módulos con sus respectivas funciones con el objetivo de proponer alternativas de solución para cada una de ellas y poder seleccionar las más óptimas. Para las alternativas seleccionadas se realizó el diseño de los elementos mecánicos y la selección de materiales con los cuales serán utilizados en su proceso de diseño. También se detalla el proceso de selección de cada elemento mecánico y posteriormente se realiza una cuantificación de costos para la curvadora.

El diseño cumple con los requerimientos establecidos y es un aporte a la Metalmecánica FORM-ACERO y al desarrollo de la matriz productiva del país.

Palabras clave: Curvadora de perfiles, máquina curvadora, metales, fuerza de doblado

2.1 Abstract

The present project is about the design of a metal profile bending machine prototype for FORM-ACERO's metal mechanics to perform bending operations on structural elements up to 80 [mm] wide and 3 [mm] thick. The bending machine consists of a clamping and assembly system for the elements to be bent, the system is equipped with a pressure, and a start-up system. This project starts with gathering information about bending machine types and their most important features. The design of the bending machine was developed based on the design methodology where the technical specifications were determined according to the requirements and needs of the workshop.

On the basis of a functional analysis, the modules and their respective functions were determined to propose alternative solutions and to be able to select the most optimal. To select the alternatives, a mechanical element was designed and the material selection to be used in the design process which was been carried out. The selection process of each mechanical element is also detailed and after that, a cost quantification is made for the bending machine.

The design meets the established requirements and it is a contribution to FORM-ACERO metal mechanics, and to the development of the country's productive matrix.

Key words: Profile bending machine, bending machine, metal, bending force

3. Introducción

El crecimiento de la población, el desarrollo socio económico del país y las ampliaciones en los Planes de Ordenamiento Territorial (PDOT) a nivel nacional, han generado un mayor crecimiento en la utilización de sistemas livianos para la construcción y remodelación de viviendas urbanas, el hierro y el acero son materiales considerados eficientes, en el sentido que pueden ser reciclados varias veces sin que pierdan sus propiedades, en comparación con otros elementos.

En las instalaciones y en la construcción es habitual encontrarse con un cambio de dirección en los distintos tipos de perfiles metálicos, generalmente los perfiles de diferentes secciones son suministrados y fabricados en tramos rectos que tendremos que transformar para obtener la forma deseada.

La norma DIN 8582 define el curvado como el proceso de deformación plástica o permanente que sufre un material tras aplicar sobre el mismo un determinado esfuerzo flector. El curvado se efectúa en frío, ya que sólo los espesores muy gruesos requieren un calentamiento previo.

La deformación plástica se produce tras sobrepasar la tensión de fluencia propia de cada material (obtenida mediante ensayos de tracción). Como la deformación elástica es reversible, el material recupera parte de su forma inicial tras el curvado. La suma de ambos procesos genera una serie de fenómenos colaterales, como la reducción del ángulo de curvado, elongación del tubo, ovalización de la sección, pérdidas de espesor, etc.

En este trabajo se realiza el procedimiento del diseño de curvadora de perfilería metálica para elementos de acero inoxidable de categoría AISI 201 y AISI 304, el cual radica de una serie de etapas de un proceso de selección y diseño de elementos mecánicos, necesarios para el diseño la misma

En la metodología planteada, primero se identificó algunos métodos de curvado, y un proceso de selección y diseño de elementos mecánicos, necesarios para el diseño de la máquina. posteriormente transformarlos en requerimientos técnicos, con esto se evalúa los tipos de perfiles y material del mismo a emplearse en el curvado.

En la etapa de diseño conceptual que corresponde al análisis funcional mediante el desarrollo de diagramas funcionales, así determinando módulos de acuerdo a las funciones de la roladora y se despliega varias alternativas de solución para evaluarlas y escoger la más conveniente.

El diseño de materialización se selecciona las mejores alternativas de diseño de los elementos mecánicos y de los elementos eléctricos. Posteriormente se realiza la cotización de

precios en el mercado local y nacional de las diferentes partes y material base que conforman la curvadora, con el mismo proceder a la evaluación de los costes de mecanizado y montaje de todos los componentes, con ello llevar a cabo la socialización del diseño del prototipo de curvadora de perfiles metálicos a la empresa Form-Acero.

Finalmente se expone la discusión, conclusiones y recomendaciones a las cuales se ha llegado al culminar este proyecto.

Los objetivos planteados para este proyecto son los siguientes:

Objetivo general

- Diseñar un prototipo de curvadora de perfilería metálica conforme a las necesidades del taller metalmecánico FORM-ACERO.

Objetivos específicos

- Evaluar los tipos de curvado de perfilería metálica para determinar la alternativa adecuada.
- Seleccionar y diseñar según corresponda los sistemas, mecanismos y elementos pertenecientes a la curvadora de perfilería metálica.
- Cuantificar y evaluar los costos de producción, y socializar el diseño de la curvadora de perfilería metálica en el taller METAL-FORM

4. Marco teórico

4.1 Capítulo I: Naturaleza de los materiales

Considerando la naturaleza y las propiedades de los materiales, a los mismos se los puede clasificar en 3 grandes grupos: metales, cerámicos y polímeros, Estos se diferencian ya sea por sus propiedades físicas y mecánicas, así como también de sus procesos de obtención o manufactura. De esta manera, debido a las prestaciones y funcionalidad, los metales son los materiales que con mayor frecuencia son utilizados en el ámbito ingenieril y tecnológico. Así, dependiendo de la composición y el elemento principal de aleación, los metales pueden ser clasificados en metales ferrosos y no ferrosos (Groover, 2007)

Metales

En los metales los elementos más comunes que se utilizan son las aleaciones, que son metales compuestos de dos o más elementos en donde al menos uno de ellos es un metal. Según su elemento de aleación principal los metales pueden ser clasificados como ferrosos o no ferrosos. Los metales no ferrosos son aleaciones que no son basadas en el hierro mientras que los metales ferrosos, son aleaciones que poseen como elemento principal de composición al hierro. De esta manera, se considera que la aleación básica de un material metálico es el acero, que es un elemento compuesto principalmente de hierro y carbono. Así, se pueden diferenciar los distintos tipos de aceros considerando el porcentaje de los elementos de composición; así, los metales ferrosos se subdividen en; aceros al carbono, aceros de baja aleación, aceros inoxidable y aceros para herramientas.

Aceros inoxidables

Los aceros inoxidables son materiales metálicos altamente aleados que poseen alta resistencia a la corrosión. De acuerdo con la designación establecida por el Instituto Americano del Acero y Hierro (AISI) y la Sociedad de Ingenieros Automotrices (SAE), que establece 3 dígitos para la identificación del tipo de acero inoxidable y su categoría dentro del grupo, se diferencia 3 tipos de aceros inoxidables: austeníticos, ferríticos y martensíticos. Los cuales se pueden diferenciar de acuerdo a su composición de Cromo y Níquel.

El AISI designa la mayor parte de los aceros inoxidables como series 200, 300 y 400. Como otro sistema de designación es el de numeración unificada (UNS) establecido por SAF y ASTM.

Los tres principales aceros inoxidables son los austeníticos, los ferríticos y los martensíticos, Los aceros inoxidables austeníticos pertenecen a las series AISI 200 y AISI 300. Son grados para uso general, con resistencia moderada. La mayor parte de ellos no se pueden

tratar térmicamente, y sus propiedades finales quedan determinadas por la cantidad de trabajado.

El tipo AISI 201 la alternativa económica a los aceros inoxidable convencionales Cr-Ni como el AISI 304. La aleación del AISI 201 tiene muy bajos niveles de níquel, sustituido por el manganeso o el nitrógeno, lo que afecta la resistencia a la corrosión, ya que ninguno de estos elementos es tan resistente a la oxidación como el níquel. Ni el AISI 304 o AISI 201 son magnéticos y su apariencia es muy similar, razón por la cual muchos fabricantes utilizan el AISI 201 para lograr bajar sus costos sin afectar la apariencia. Por otra parte, el acero inoxidable AISI 304 es más resistente a la oxidación, tanto en interiores como en exteriores, la soldabilidad es excelente, sin afectar la apariencia o la resistencia a la corrosión en las uniones. En condiciones ambientales normales el acero inoxidable AISI 304 tiene durabilidad de por vida, mientras que la apariencia del AISI 201 puede verse afectada en dos o tres años (Shimao International , s.f.).

Las aplicaciones comunes para los Tipos AISI 201 son abrazaderas para mangueras, miembro estructural de automóviles de transporte, techos/laterales de automóviles de transporte, espaciadores de ventanas térmicas, contenedores de bolsas de aire y postes de remolques de camiones y marcos para puertas.

Las aplicaciones comunes para los Tipos AISI 304 son equipos químicos y tuberías, componentes de intercambiadores térmicos, equipos y utensilios de manipulación de lácteos y alimentos, recipientes y componentes criogénicos, aplicaciones arquitectónicas y estructurales expuestas a atmósferas no marinas (© 2019 NKS, s.f.).

Perfiles estructurales

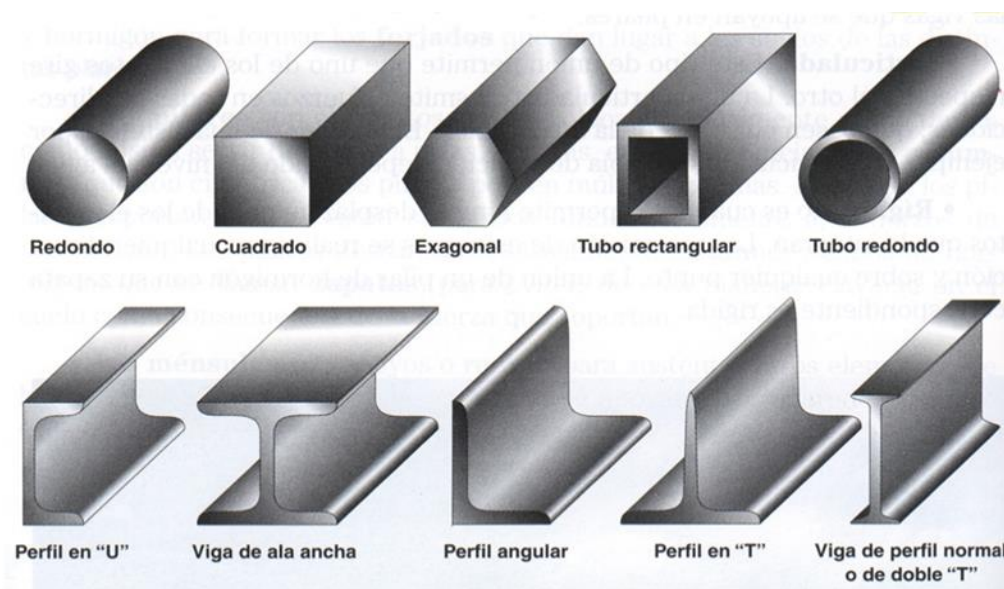


Figura 1: Diagrama Esfuerzo – Deformación (Salazar, 2016)

Los fabricantes de acero suministran un gran conjunto de perfiles estructurales estandarizados, eficientes en el uso del material y fáciles de especificar e instalar en estructuras de construcción o de armazones de maquinaria. Comprenden, como los ángulos estándar (perfiles L), canales (perfiles C), vigas de patín ancho (perfiles W), vigas estándar estadounidenses (perfiles S), tubo estructural y tubería. Observe que los perfiles W y S se nombran con frecuencia en las conversaciones generales como 'vigas I', porque la forma del corte transversal se parece a la I mayúscula, como se muestra en la **Figura 1**.

Propiedades de los materiales.

Las propiedades mecánicas describen el comportamiento de un material cuando es sometido a esfuerzos mecánicos. El módulo de elasticidad, la dureza y la ductilidad son diversas medidas de la resistencia mecánica de un material (Groover, 2007). Se consideran estas propiedades debido a que describen la capacidad de un material a resistir la deformación ante esfuerzos sometidos durante su utilización.

4.1.1 Esfuerzos

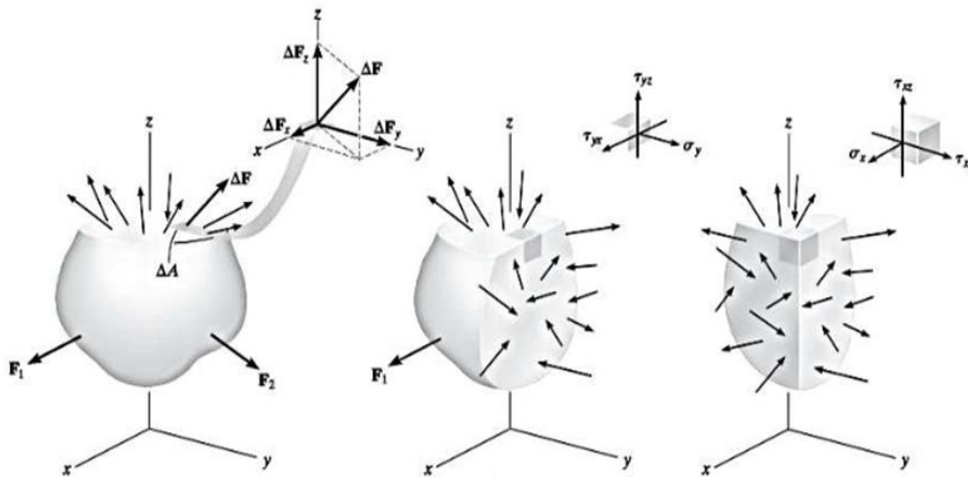


Figura 2: Esfuerzos producidos en un cuerpo rígido (Hibbeler, 2011)

Según Hibbeler (2011) define al esfuerzo que se produce en un material como el cociente entre la intensidad de la fuerza de reacción interna sobre un plano específico o sección transversal de un elemento, como se muestra en la **Figura 2**. Los esfuerzos que se producen en un elemento o cuerpo rígido pueden ser normales y cortantes; los esfuerzos normales se producen cuando las fuerzas son normales a la sección transversal del elemento, mientras que los esfuerzos cortantes se producen cuando las fuerzas actúan tangentes a la sección transversal.

4.1.2 Relación Esfuerzo – Deformación

Existen tres tipos de esfuerzos estáticos a los cuales un elemento o cuerpo rígido, puede estar sometido, estos son: esfuerzos a tensión, esfuerzos a compresión y esfuerzos cortantes.

De esta manera, la curva esfuerzo-deformación muestra una relación que describe las propiedades mecánicas para estos esfuerzos. Los diagramas son similares si se trata del mismo material y de manera general permite agrupar los materiales dentro de dos categorías con propiedades afines que se denominan materiales dúctiles y materiales frágiles. Los diagramas de materiales dúctiles se caracterizan por ser capaces de resistir grandes deformaciones antes de la rotura, mientras que los frágiles presentan un alargamiento bajo cuando llegan al punto de rotura.

Los puntos importantes del diagrama de esfuerzo deformación son:

- **Límite de proporcionalidad:** hasta este punto la relación entre el esfuerzo y la deformación es lineal.
- **Límite de elasticidad:** más allá de este límite el material no recupera su forma original al ser descargado, quedando con una deformación permanente.
- **Punto de cedencia:** aparece en el diagrama un considerable alargamiento o cedencia sin el correspondiente aumento de carga. Este fenómeno no se observa en los materiales frágiles.
- **Esfuerzo último:** máxima ordenada del diagrama esfuerzo – deformación.
- **Punto de ruptura:** cuando el material falla.

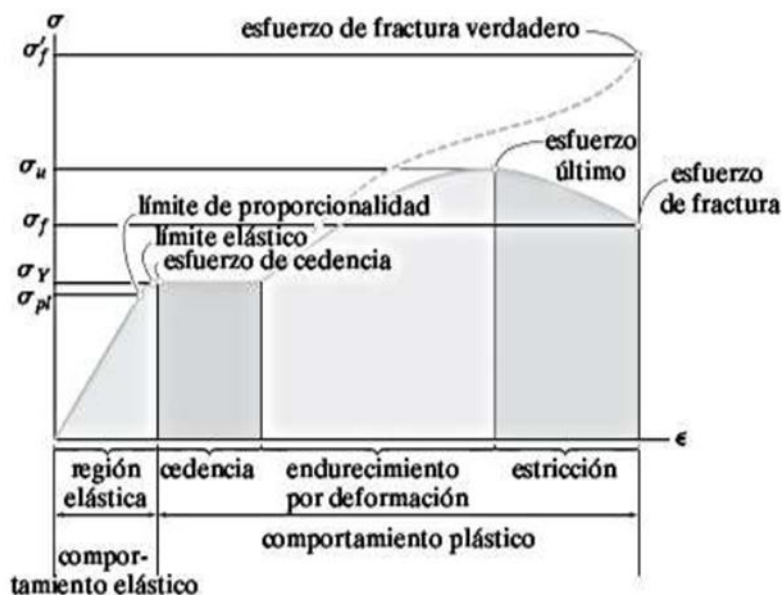


Figura 3: Diagrama Esfuerzo – Deformación (Hibbeler, 2011).

Dado que el límite de proporcionalidad, elasticidad y punto de cedencia están tan cerca se considera para la mayoría de los casos como el mismo punto. De manera que el material al llegar a la cedencia deja de tener un comportamiento elástico y la relación lineal entre el esfuerzo y la deformación deja de existir.

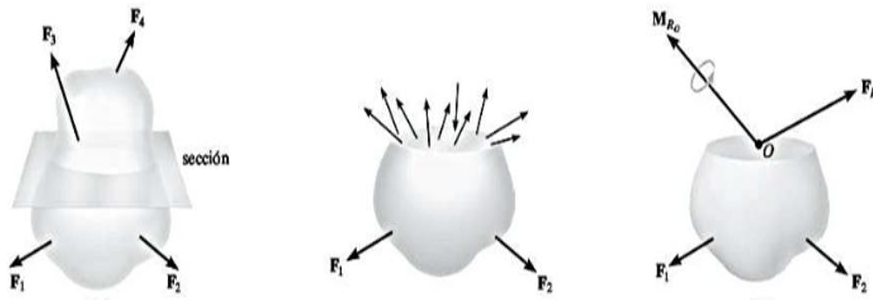


Figura 4: Fuerzas y momentos resultantes internos de una partícula (Hibbeler, 2011).

De acuerdo con la teoría de fallas, un elemento puede sufrir su fractura cuando es sometido a tracción, a torsión, a flexión o a esfuerzo cortante, debido a que las cargas internas resultantes, que se muestran en la figura 4, producidas por las fuerzas externas aplicadas supera el esfuerzo mecánico permisible del material del elemento mecánico.

4.1.2.1 Esfuerzo permisible

Según Hibbeler (2011) para asegurar el desempeño de un elemento estructural, es necesario limitar el esfuerzo que se produce en el material hasta un estado donde se pueda asegurar que no se sobrepasa su esfuerzo de falla. Para lo cual, se considera el parámetro denominado Factor de Seguridad (F.S.), el cual expresa una razón entre la carga de falla y la carga permisible; así, de esta manera, se puede asegurar que las cargas aplicadas al elemento serán menores a la carga máxima que puede resistir el material y el elemento. Para lo cual se define la siguiente expresión matemática.

$$F. S. = \frac{F_{falla}}{F_{perm}} \quad \text{Ecuación 1}$$

De esta manera, si la carga a la cual el elemento estructural es sometido se relaciona linealmente con los esfuerzos que se desarrollan en el mismo, el factor de seguridad puede relacionar, tanto el esfuerzo normal como el esfuerzo cortante, matemáticamente se expresa como:

$$F. S. = \frac{\sigma_{falla}}{\sigma_{perm}} \quad \text{Ecuación 2}$$

4.1.2.2 Esfuerzos por Flexión

Los esfuerzos normales producidos por el momento flexionante se llaman esfuerzos por flexión y relaciones entre estos esfuerzos y el momento flexionante se expresen mediante la fórmula de la flexión, es decir, las deformaciones elásticas junto con la ley de Hooke determinan la fórmula de la distribución de los esfuerzos y mediante las condiciones de equilibrio se establece entre los esfuerzos y las cargas.

Para doblar el tubo es necesario aplicarle a éste una fuerza tal que genere un esfuerzo mayor que el esfuerzo de fluencia del material, para que haya deformación plástica. La ecuación para calcular el esfuerzo de flexión es la siguiente:

$$\sigma = \frac{My}{I} \quad \text{Ecuación 3}$$

Esta expresión indica que el esfuerzo debido a la flexión en cualquier sección es directamente proporcional al punto considerado línea neutra. Una forma más común de la fórmula de flexión se obtiene sustituyendo Y por la distancia C del elemento más alejado de la línea neutra. Con esto se obtiene el esfuerzo máximo.

$$\sigma = \frac{Mc}{I} \quad \text{Ecuación 4}$$

El cociente $\frac{I}{c}$ se llama módulo de resistencia de la sección y se suele designar por S, por lo que la fórmula de la flexión adquiere la forma:

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{M * c}{I} = \frac{M}{S} \quad \text{Ecuación 5}$$

4.1.2.3 Esfuerzos por Torsión

Si un elemento es sometido a un momento de torsión se genera una deformación del elemento alrededor de su eje longitudinal; este concepto es de gran importancia para el dimensionamiento de ejes de transmisión de potencia mecánica, como se muestra en la figura 5.

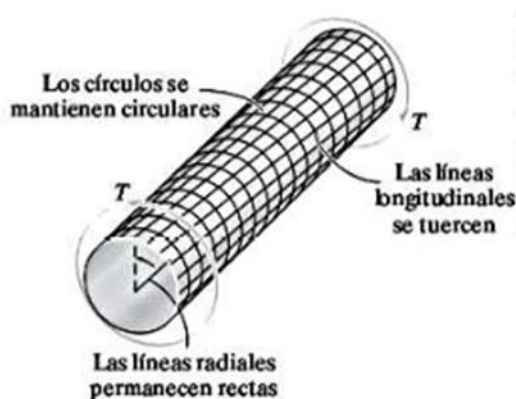


Figura 5: Eje cilíndrico sometido a torsión (Hibbeler, 2011)

Para lo cual se considera que el esfuerzo generado en un eje cilíndrico se define mediante la siguiente ecuación

$$\tau_{\text{max}} = \frac{T * c}{J} \quad \text{Ecuación 6}$$

En donde:

- T: Es el par de torsión interno

- J: Es el momento polar de inercia, considerando si es un eje tubular o sólido
- C: Es la distancia desde el eje neutro hacia la superficie del elemento

4.1.3 Metodología de doblado de material tubular

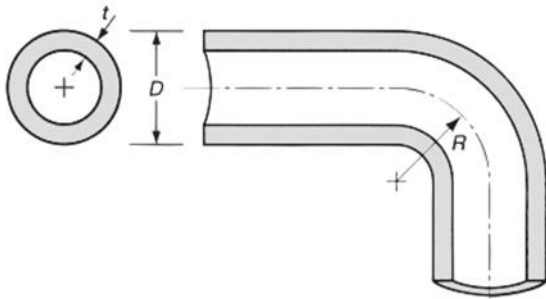


Figura 6: Dimensiones de doblado de láminas tubulares (Groover, 2007).

Según Groover (2007) el proceso de doblado de material tubular presenta mayor dificultad que en el proceso de doblado de láminas metálicas, debido a que un perfil metálico tubular tiende a generar concentraciones de esfuerzos en las fibras longitudinales del elemento que tienden a fracturarse, por las condiciones geométricas y términos relacionados con el doblado como se muestra en la siguiente Figura 6.

El radio de curvatura del proceso de doblado R , se define respecto a la línea central o eje neutro del elemento. Debido a que el elemento es sometido a flexión, la pared interior se comprime mientras que la exterior se tracciona. Por lo cual, se considera que el radio mínimo R de doblado de un tubo es alrededor 1,5 veces su diámetro D , cuando se utiliza mandriles y de 3 veces cuando no se utiliza.

Según (Groover, 2007), se utilizan distintos métodos para realizar el proceso de doblado de tuberías y perfilería con secciones transversales definidas, para lo cual se consideran los siguientes. El doblado por estirado que consiste en el tirado y doblado de la sección alrededor de una horma fija, como se muestra en la figura siguiente.

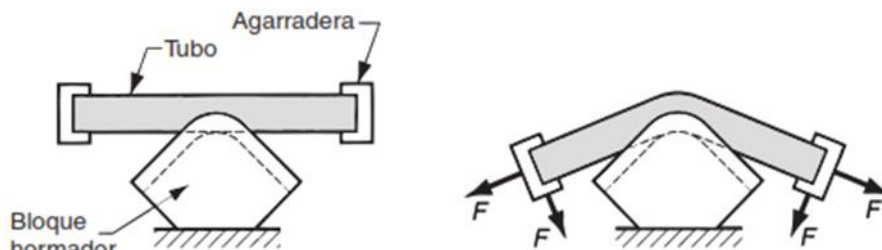


Figura 7: Proceso de Doblado por estirado (Groover, 2007)

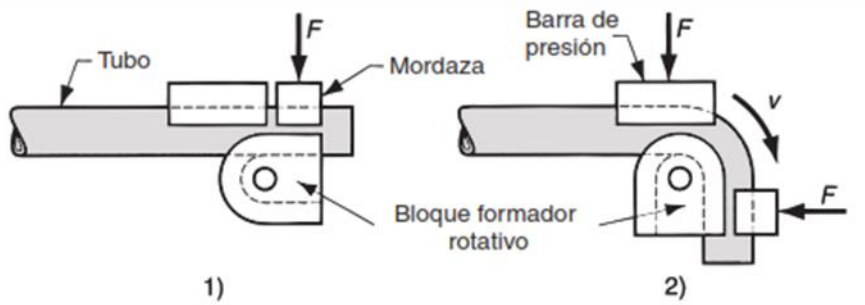


Figura 8: Proceso de Doblado por arrastre (Groover, 2007).

Por el otro lado el proceso de doblado por arrastre se realiza fijando la sección transversal contra un bloque formador y arrastrando el tubo a través del doblado, por acción del giro del bloque, Como se muestra en la figura anterior.

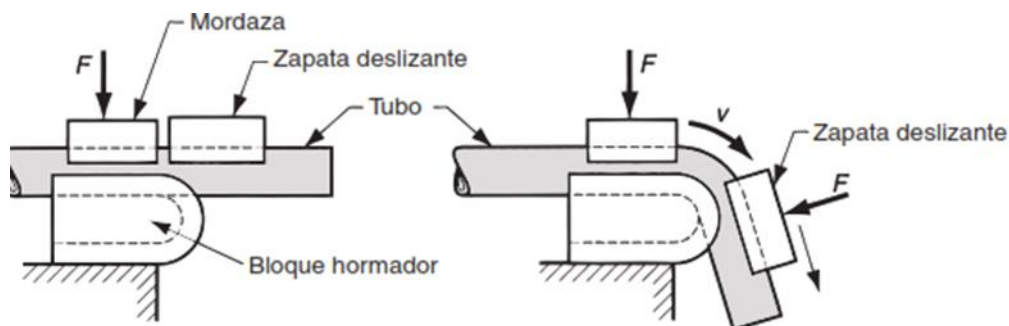


Figura 9: Proceso de Doblado por arrastre (Groover, 2007).

El doblado por compresión utiliza una zapata deslizante para envolver a la sección transversal alrededor de un bloque de forma definida.

4.1.4 Tipos de Curvadoras de Perfilería Metálica

De acuerdo con Lobon Cuero A. (2018), existen varios tipos de curvaturas que se pueden aplicar según con las necesidades existentes:

4.1.4.1 Curvado por Compresión

Durante el doblado por compresión, un contra lado dobla, o comprime, el material alrededor de un dado de doblez estacionario. El radio del dado de doblez debe coincidir con el radio deseado. Por lo tanto, el doblado por compresión no solo puede comprometer la redondez del tubo, sino también la consecución de radios estrechos.

El doblado por compresión puede ser adecuado si:

- La producción es a bajo costo y alta velocidad.
- La apariencia del doblado o la redondez no es crítica.
- La parte es simétrica
- El doblado por compresión no es adecuado para su parte si:
- La redondez y la estética del doblado son importantes.

- La parte es compleja y tiene varios radios de doblez.

4.1.4.2 Curvado por Presión

Pueden ser prensas verticales o bien, en los modelos más pequeños, horizontales. La matriz punzón tiene el radio de doblado y con su movimiento hacia el tubo empuja este hacia abajo contra dos matrices opuestas con la forma del tubo, las cuales empujan hacia arriba, forzando al doblado del tubo alrededor de la matriz punzón. Como la pieza no puede sujetarse desde adentro con un mandril, este método es adecuado para tubos de paredes gruesas y solamente para radios de gran curvatura. Las aplicaciones de las dobladoras por presión abarcan instalaciones de obras, calderas, destilerías, gasoductos, oleoductos y la industria naval.

4.1.4.3 Curvado por Brazo Giratorio

El curvado con brazo giratorio y mandril es la tecnología actualmente más precisa y versátil. Permite producir piezas muy complejas con una estricta calidad y gran capacidad de automatización (Lobon Cuero , 2018).

4.1.4.4 Curvado por Rodillo

El doblado por rodillo se usa típicamente para doblar radios grandes. El tubo se pasa a través de tres rodillos en una pirámide, y los rodillos aplican cantidades variables de presión para formar el curvado deseado. Aunque los rodillos necesitan coincidir con el diámetro exterior de la pieza de trabajo. Este método es inadecuado si el curvado requerido es 8 veces el diámetro exterior del tubo.

4.1.4.4.1 Curvadora Piramidal o Curvadora Asimétrica

La curvadora piramidal es fácil de reconocer, solo el rodillo superior central se mueve arriba y hacia abajo, puede ser manual mediante una maneta o mediante un pistón hidráulico. La curvadora asimétrica en cambio, permite que los dos rodillos laterales sean los que tengan movimiento para determinar el diámetro del curvado.

La dobladora piramidal puede ser de arrastre a 2 rodillos inferiores o de arrastre a los 3 rodillos. Esta tiene más facilidad para poder rolar tubos de grandes diámetros porque la distancia entre los centros de los ejes inferiores es muy superior y siempre fija a las curvadoras asimétricas. Es decir que si se debe curvar mayormente perfiles de grandes dimensiones y con curvas de diámetros muy grandes este sistema es una buena opción. Por el contrario, si los trabajos a realizar son variados y en ocasiones se necesitan diámetros de curvado muy pequeños, la mejor opción es una dobladora de perfiles y tubos asimétrica. Los centros de los ejes varían hasta que las rulinas inferiores puedan tocar con la rulina superior permitiendo

llegar a cerrar los diámetros de curvado al mínimo. Este sistema de doblado permite aprovechar mucho más el material al tener los ejes más juntos (Nargesa, 2020).

Este sistema tiene más facilidad para poder rolar tubos de grandes diámetros porque la distancia entre los centros de los ejes inferiores es muy superior y siempre fija a las curvadoras asimétricas. Es decir que si se debe curvar mayormente perfiles de grandes dimensiones y con curvas de diámetros muy grandes este sistema es una buena opción.

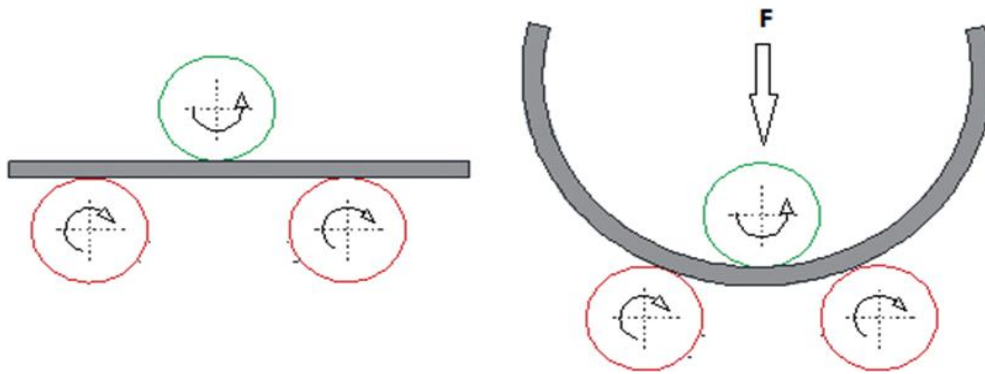


Figura 10: Posiciones y radios de curvatura

4.2 Capítulo II: Fuerzas involucradas en proceso de doblado

Fuerza de doblado

La dobladora piramidal de arrastre a 2 rodillos inferiores tiene más facilidad para poder rolar tubos de grandes diámetros porque la distancia entre los centros de los ejes inferiores es muy superior y siempre fija a las curvadoras asimétricas. Este método es difícil controlar la recuperación elástica del tubo, por ello es necesario realizar varias pasadas a través de los rodillos hasta obtener el radio de curvatura deseado

La disposición de los rodillos al momento de curvar es fundamental, de modo que esto le permitirá deformar el perfil de la manera adecuada, por lo cual solo el rodillo superior central se mueve arriba y abajo, puede ser manual mediante una maneta o mediante un pistón hidráulico deformando plásticamente el perfil durante el proceso, como se muestra en la figura siguiente.

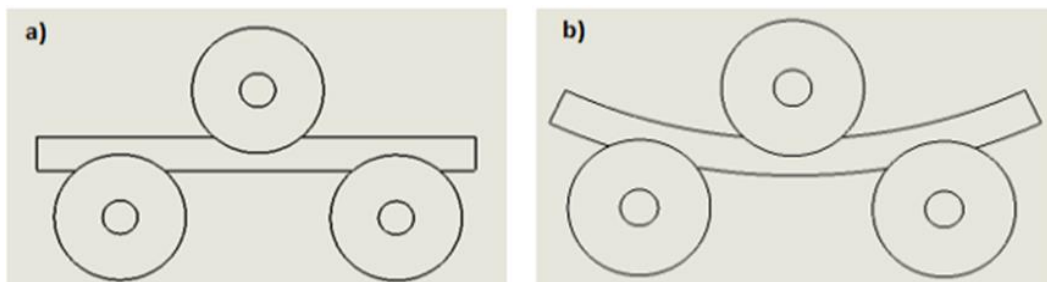


Figura 11: a) Disposición inicial de los rodillos, b) Disposición de los rodillos en el proceso del curvado

4.2.1 Deformación máxima

La deformación es el cambio en el tamaño o forma de un cuerpo debido a esfuerzos externos producidos por una o más fuerzas aplicadas sobre el mismo o a la ocurrencia de dilatación térmica. Si un cuerpo es sometido a esfuerzo tensor o compresor en una dirección dada, no solo ocurre deformación en esa dirección sino también deformaciones unitarias en direcciones perpendiculares a ella. Dentro del rango de acción elástica la compresión entre las deformaciones lateral y axial en condiciones de carga uniaxial (es decir en un solo eje) es denominada relación de Poisson. La extensión axial causa contracción lateral, y viceversa.

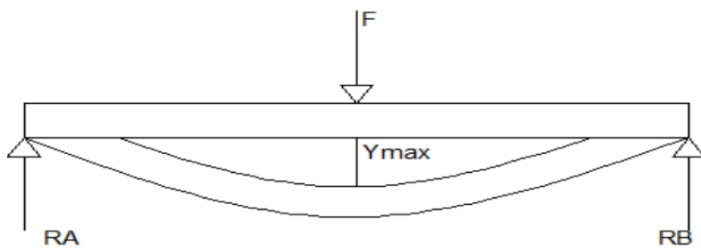


Figura 12: Deformación de perfil (Groover, 2007)

$$Y_{\max} = -\frac{F * L^3}{48 * E * I}$$

Ecuación 7

Donde:

- Y_{\max} : es la deformación máxima
- F : es la carga o fuerza necesaria
- E : es el modulo de elasticidad del acero
- I : es el momento de inercia
- L : es la distancia entre rodillos inferiores

Para el cálculo plástico de vigas, se considera un sistema de viga simplemente apoyada sometida a una carga F en el centro, con dos apoyos en los extremos como se muestra en la Figura 24.

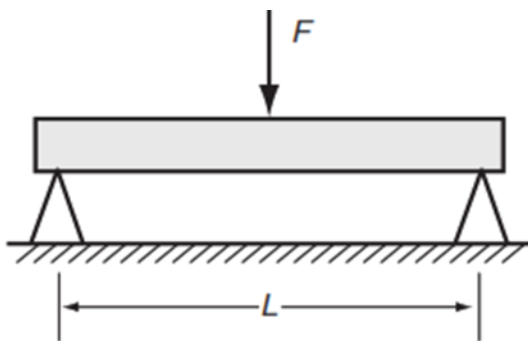


Figura 13: Viga simplemente apoyada (Groover, 2007)

De tal forma que, al hacer un diagrama de cuerpo libre de la viga simplemente apoyada, se puede visualizar de la siguiente manera:

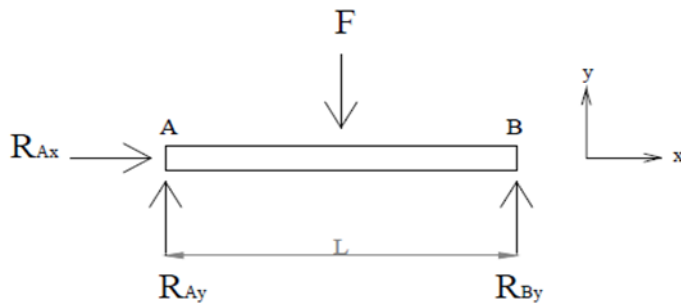


Figura 14: Diagrama de cuerpo libre de la viga simplemente apoyada (BUSTAMANTE, 2010).

Para conocer las reacciones de apoyo, las mismas que dependen de la fuerza F, se obtendrá las ecuaciones de equilibrio de fuerza y momento según se muestra en la Figura 14.

$$\sum F_x = 0 \quad R_{Ax} = 0 \quad \text{Ecuación 8}$$

$$\sum F_y = 0 \quad R_{Ay} + R_{By} - F = 0 \quad \text{Ecuación 9}$$

$$\sum M_A = 0 \quad -R_{By} * L + F * \frac{L}{2} = 0 \quad \text{Ecuación 10}$$

Donde:

- F: es la fuerza de curvado
- L: es la distancia entre apoyos
- M: es el momento
- $R_{Ax} = R_{Ay} = R_{Bx} = R_{By}$: son las reacciones en los apoyos

Despejando R_{By} de la ecuación de equilibrio, resulta:

$$R_{By} = \frac{F * \frac{L}{2}}{L}$$

$$R_{By} = \frac{F}{2} \quad \text{Ecuación 11}$$

De igual manera despejando R_{Ay} de la Ecuación 9 obtenemos:

$$R_{Ay} = F - R_{By} \quad \text{Ecuación 12}$$

Reemplazando R_{By} de la Ecuación 11 en la Ecuación 12 se obtiene:

$$R_{Ay} = F - \frac{F}{2}$$

$$R_{Ay} = \frac{F}{2} \quad \text{Ecuación 13}$$

Al obtener las reacciones de apoyo, se puede determinar el momento en el punto central de la viga donde se aplica la fuerza de curvado. Este es el punto en el cual se produce el momento máximo en la sección de la viga.

Para el cálculo del momento, se procede a cortar la viga a una distancia cercana del punto de aplicación de la fuerza, lo que genera la siguiente figura.

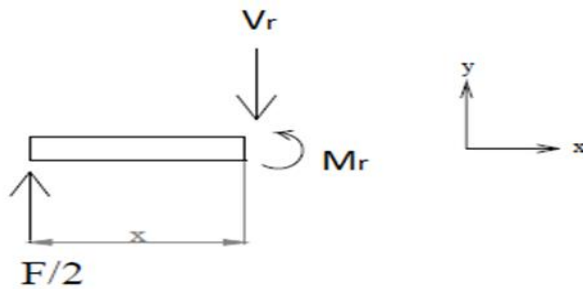


Figura 15: Diagrama de cuerpo libre de la viga cortada (BUSTAMANTE, 2010)

Donde:

$$0 \leq x \leq \frac{L}{2}$$

V_r = Fuerza de corte [N * m]

De este modo, en el momento $x = \frac{L}{2}$

El momento flector, se obtiene que el máximo se encuentra localizado en la parte media de la viga, donde se producirá el momento flector máximo que provocará el doblado, que está concentrado sobre la porción de material que instantáneamente atraviesa por la línea de simetría de la máquina como se muestra en la Figura 16.

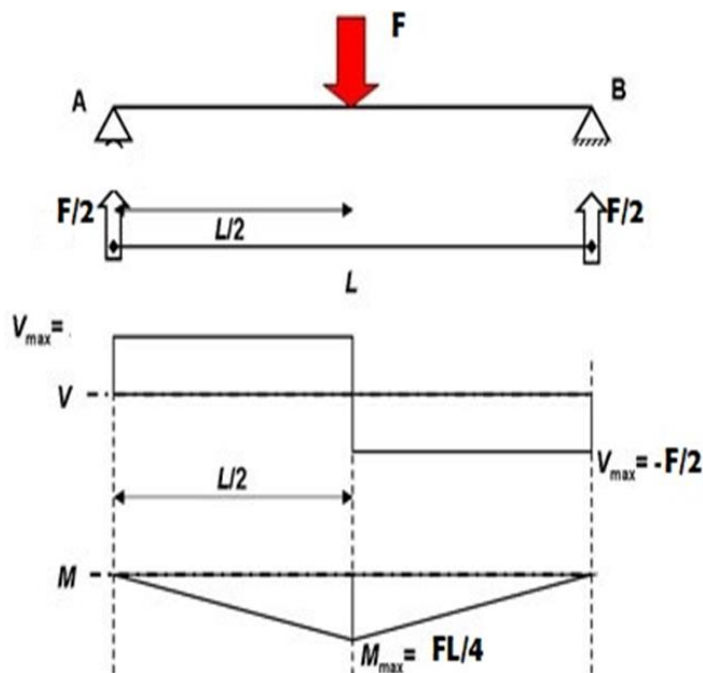


Figura 16: Diagrama de fuerzas cortantes y momento flector

$$M_{\max} = \frac{F * L}{4} \quad \text{Ecuación 14}$$

Donde:

- M_{\max} : es el momento flector máximo
- L: es la distancia entre los centros
- F: es la fuerza de curvado

Con esta Ecuación 14 se iguala a la Ecuación 5 obteniendo la siguiente expresión

$$\sigma_f = \frac{M_{\max} * c}{I} \quad \text{Ecuación 15}$$

$$\sigma_f = \frac{\left(\frac{F * L}{4}\right) * c}{I} \quad \text{Ecuación 16}$$

Con la fuerza aplicada obtenida anteriormente, se puede proceder con los cálculos necesarios para conocerla. Consecutivamente, se debe conocer el material y las secciones transversales mayores de los perfiles a curvar. De este modo, se puede realizar el dimensionamiento de la fuerza necesaria para generar una deformación plástica en los perfiles estructurales. Igualando las ecuaciones se obtiene la igualdad siguiente:

$$\sigma_f = \frac{F * L * c}{4 * I} \quad \text{Ecuación 17}$$

$$F * L * c = \sigma_f * I * 4$$

$$F = \frac{4 * \sigma_f * I}{L * c} \quad \text{Ecuación 18}$$

Donde:

- F: es la fuerza concentrada por carga estática
- σ_F : es la resistencia de fluencia
- I : es el momento de inercia
- C : es la distancia del eje neutro a la fibra en estudio más alejada
- L: es la distancia entre ejes inferiores

4.2.2 *Parámetros principales en una cavadora*

Medida de la separación de los rodillos sin operación

En la Figura 17 se tiene el diagrama para calcular los diferentes parámetros para obtener la fuerza de rolado

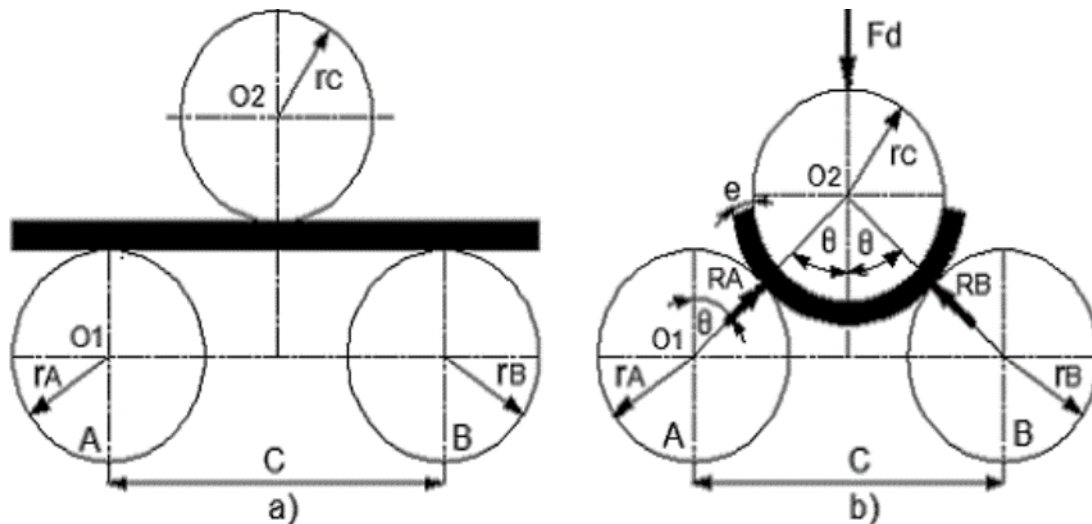


Figura 17: Esquema para el análisis de parámetros del rolado (Iza Iza, 2007)

Donde:

- RA y RB: reacciones normales en los rodillos inferiores
- r_A , r_B , r_C : radio de los rodillos inferiores y superior
- θ : ángulo de doblado
- F: fuerza de doblado
- C: distancia entre los rodillos inferiores
- e: es el espesor o ancho del perfil

Distancia entre centros (L_r). Según Gangotena (1986) la distancia entre centros de los rodillos inferiores L_r se puede obtener mediante la siguiente ecuación siguiente:

$$D_i < L_r < 3(D_i + D_i) \quad \text{Ecuación 19}$$

Donde: D_i son los diámetros de los rodillos inferiores

Teniendo en cuenta análisis previos según lo deriva Ochoa Suarez y otros, (2001) la relación entre diámetros del rodillo curvador y el rodillo de arrastre para el espesor máximo permitidos en diferentes maquinas utilizan una relación de diámetro $1.2 * D_i$

$$D_s = 1.2 * D_i \quad \text{Ecuación 20}$$

Para calcular la variación del ángulo θ se establece que el ángulo puede variar desde cero cuando no hay deformación hasta un máximo después de un proceso de doblado como se observa en la siguiente figura.

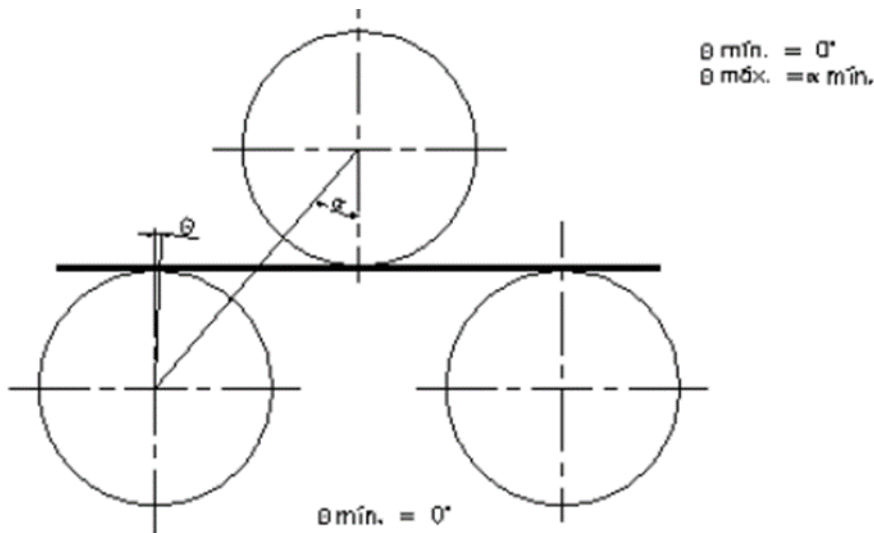


Figura 18: Diagrama de la variación del ángulo “ θ ” (Iza Iza, 2007).

El ángulo de doblado θ como se observa en la **Figura 17** y **Figura 18** es:

$$\theta = \alpha - \beta \quad \text{Ecuación 21}$$

Se determina el ángulo máximo de doblado como se observa en la **Figura 18**, donde se obtienen las siguientes expresiones mediante un análisis geométrico

$$\sin \theta_1 = \frac{L_r}{R_r}$$

Donde: R_r = distancia real el rodillo inferior y superior.

$$R_r = (r_s + r_i + t) \quad \text{Ecuación 22}$$

Entonces:

$$\theta_{\text{max}} = \sin^{-1} \left(\frac{L_r}{2 * (r_s + r_i + t)} \right) \quad \text{Ecuación 23}$$

De la **Figura 17** se obtiene las siguientes expresiones:

$$R_A = \frac{R_{Ay}}{\cos \cos \theta} \quad \text{y} \quad R_A = \frac{R_{By}}{\cos \cos \theta} \quad \text{Ecuación 24}$$

Con el diseño se determinaron los parámetros que influyen durante el proceso de curvado de perfiles son el radio de curvatura, diámetro del rodillo, y el espesor del material.

Formula del radio de curvatura a emplearse:

$$r = \frac{E * I}{M}$$

Remplazando el momento flector por la deducción de la **Ecuación 14** se obtiene

$$r = \frac{E * I * 4}{F * L}$$

Ecuación 25

Donde:

- r: es el radio de curvatura
- E: es el módulo de elasticidad del acero $200 \times 10^9 \text{ Pa}$

Cuando ingresa un perfil a la curvadora, la fuerza generada por el rodillo superior deforma el perfil.

4.2.3 Material a curvar

Dentro de los distintos materiales utilizados en la realización de los trabajos encargados, los más utilizados en el taller FORM-ACERO como son el acero inoxidable AISI-201 y AISI-304 por sus propiedades mecánicas. La fuerza que se deberá aplicar tendrá que ser superior a las aplicadas con menores propiedades mecánicas.

Distancia del eje neutro a la fibra en estudio más alejada

El eje neutro no se encuentra en la mitad de todos los perfiles, según las características del perfil angular se tiene las expresiones de la distancia del centro de gravedad.

Con los datos del centroide ($X_g = Y_g$) del ángulo a calcular, la distancia del eje neutro a la fibra en estudio más alejada queda:

$$c = (a - X_g)$$

Ecuación 26

4.2.3.1 Tipos de perfiles a curvar

- Perfil angular “L”
- Perfil canal (U)
- Perfil cuadrado
- Perfil rectangular
- Perfil T
- Perfil tubular redondo
- Planchuelas o pletinas

4.2.4 Fuerza de rozamiento

No toda fricción es perjudicial, considere la necesidad de que las ruedas motrices usen la fricción para desarrollar fuerzas de propulsión contra pisos, rieles o carreteras. Las mordazas y las matrices utilizan la fricción para sujetar piezas o herramienta durante operaciones o manufactura, en esas aplicaciones conviene que la fricción sea grande y consistente.

El rozamiento estático tiende a oponerse al desplazamiento relativo entre dos superficies en contacto. Se trata de la fuerza necesaria para vencer la inercia mecánica e iniciar el movimiento de un objeto. Es siempre menor o igual al coeficiente de rozamiento entre las

dos superficies multiplicado por la fuerza normal, la fuerza de rozamiento F_s por deslizamiento es proporcional a la fuerza normal F .

$$F_s = \mu_s * F \quad \text{Ecuación 27}$$

Donde:

- F_s : es la fuerza de rozamiento
- μ_s : es el coeficiente de rozamiento estático

Tabla 1.

Coefficientes de rozamiento estática

Materiales en contacto	Coefficiente de rozamiento estático μ_e
Acero // acero	0.15
Acero // UHMW	0.25

Fuente: (científica Instrumentación, s.f.)

4.2.5 Transmisión de Potencia

El sistema de transmisión es el encargado de generar el movimiento sincronizado de los rodillos inferiores, los cuales permitirán el desplazamiento del perfil. El sistema de transmisión para este caso estará conformado por un sistema de catarinas y cadena para transmitir el movimiento.

Frecuentemente, tanto los ejes solidos como tubulares son utilizados para la transmisión de la potencia mecánica que desarrolla un motor, en este proceso de transmisión, los elementos mecánicos están sometidos al momento o par de torsión generado por el movimiento de rotación de la maquina rotatoria y su velocidad angular. Para cuantificar la potencia necesaria P para el paso del perfil a través de los rodillos se procede a calcular el torque necesario T , para desplazar el perfil de acero a través de los rodillos.

$$T = F * R \quad \text{Ecuación 28}$$

Donde:

- T : es el torque requerido
- R : es el radio de rodillos
- F : es la fuerza de arrastre

Para lo cual, matemáticamente se puede expresar la potencia como la cantidad de trabajo realizado por unidad de tiempo, y de esta manera se define la siguiente ecuación:

$$H = T * w \quad \text{Ecuación 29}$$

Donde:

- H: es la potencia del motor
- T: Par o momento de torsión interno
- w: velocidad angular

Tabla 2

Rango de velocidades de los rodillos según la sección de los perfiles

Perfiles	Velocidad lineal de curvado
Desde 2 in de sección hasta 3 in de sección	3 m/min

Fuente: (NARGESA, s.f.)

Velocidad lineal (V_c): Es la velocidad lineal relativa de la herramienta respecto de la pieza en la dirección y sentido del movimiento de corte o desplazamiento. En los procesos de torneado o rolado esta velocidad se define como.

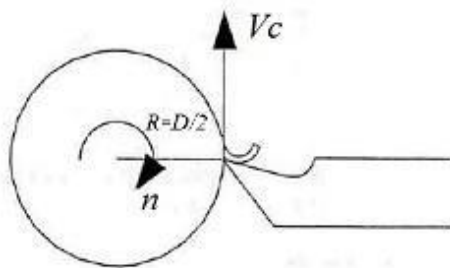


Figura 19: Velocidad de corte en torneado o velocidad de rolado (Rodríguez Galbarro, 2021)

$$V_c = \frac{\pi \times D \times n}{1000}$$

Donde:

- V_c : es la velocidad, expresada en metros por minuto
- D: es el diámetro de la pieza, si se trata de fresado o rolado
- n: es la velocidad de giro de la pieza en revoluciones por minuto.

Despejando n se obtiene:

$$n = \frac{1000 * V_c}{\pi * D} \quad \text{Ecuación 30}$$

Con estos parámetros se obtiene la ecuación para calcular la velocidad angular

$$w = \frac{n * 2 * \pi}{60}$$

Ecuación 31

Donde: w es velocidad angular de los rodillos

Para realizar el cálculo de potencia lo cual, primero se debe tener en cuenta las fuerzas que actúan en los rodillos. La potencia se envía desde un motor y la recibe un eje de entrada, que rota a la velocidad angular del motor (P.E, 2006).

La potencia de entrada es igual a la potencia de salida, de modo que podemos considerar que la potencia es la misma a través de todo un sistema. En realidad, tanto en cojinetes como en engranes, existen pequeñas pérdidas debido a factores como la fricción. En muchos sistemas de transmisión, las pérdidas en los cojinetes de rodillo son despreciables. Los engranes tienen una eficiencia razonablemente alta, con alrededor de 1% a 2% de pérdida de potencia en un par de engranes acoplados.

4.2.6 Selección del motor eléctrico

La selección del motorreductor eléctrico para el sistema de transmisión de potencia se lo realiza tomando en cuenta diferentes aspectos, tanto en eficiencia del mismo como perdidas de potencia generadas por los elementos que conforman el sistema, tales como: cajas reductoras, rodamientos, piñones y cadenas.

La potencia del sistema, se obtiene en la salida en el eje del motor, la cual es necesaria para vencer el torque requerido para el curvado, la cual está expresada por la siguiente ecuación

$$P_{\text{eje o real}} = \frac{H_t}{n}$$

Ecuación 32

Según la (ELECTRICAL ENGINEERING, s.f.) los motores electicos de alta eficiencia de hoy en día tienen eficiencias que van desde el **86% a 1 hp hasta el 95,8% a 300 hp**.

Donde: n es el rendimiento del motor ($n = 86$)

La eficiencia se define como la relación entre la potencia de salida dividida por la potencia de entrada. Las pérdidas de la máquina se dan en forma de calor e incluyen:

- Pérdida de bobinado del estator ,
- Pérdida de rotor
- Pérdida de núcleo (histéresis y corrientes parásitas),
- Fricción y viento, y
- Pérdida de carga perdida.

Una vez obtenido la potencia del sistema se procede a estandarizar el motorreductor y seleccionar según catálogos del mercado.

4.2.7 Variador de frecuencia

Los variadores o convertidores de frecuencia son sistemas que se encuentran entre la fuente de alimentación eléctrica y los motores eléctricos. Sirven para regular la velocidad de giro de los motores de corriente alterna (AC).

Básicamente, los motores eléctricos no siempre generan la velocidad o frecuencia necesitada por el aparato en cuestión al que sirven. Es aquí donde entra en juego el variador de frecuencia, que actúa como un intermediario para que se utilice únicamente la energía necesaria con esto logrando mantener el par nominal al variar la frecuencia y tensión, esto se puede hacer a revoluciones no tan bajas ajustado en el variador.

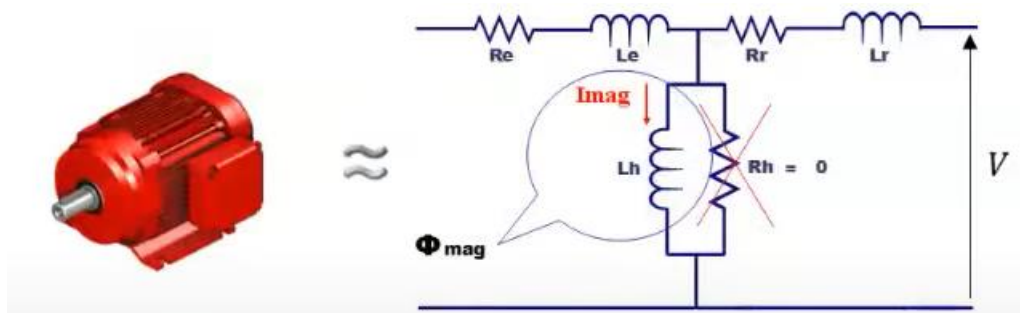


Figura 20: Variador de velocidad + motor (principio de funcionamiento) (EURODRIVE, s.f.)

$$I_{magnetización} = \frac{1}{2 * \pi * L} * \frac{V}{f}$$
$$T \propto \frac{V}{f}$$

Mantener el torque constante, depende de la relación $\frac{V}{f}$

4.3 Capítulo III: Transmisión de potencia

4.3.1 Transmisión por cadena de rodillos

Calculo y selección del tipo de cadena y catarina

Normalmente la selección de una cadena de rodillos para una transmisión mecánica tiene varias soluciones, se puede elegir una cadena simple o múltiple, con tamaños de piñones mayores o menores, todos estos factores influyen en la selección final.

Se utilizan a menudo en aplicaciones en las que se requiere una transmisión positiva (ajuste de fase) y grandes requerimientos de par de torsión o en las que las altas temperaturas impiden el uso de bandas de distribución. Cuando los ejes de entrada y salida están muy separados entre sí, una transmisión de cadena puede ser la opción más económica. Los sistemas transportadores a menudo utilizan transmisiones de cadena para transportar el trabajo a lo largo de la línea de ensamble. Se han diseñado muchos tipos y estilos de cadena para varias aplicaciones hasta los diseños más costosos de dientes invertidos o “cadena silenciosa

utilizados en los sistemas de impulsión de árbol de levas en motores automotrices costosos. La forma de los dientes de la rueda la determina la necesidad de adaptarse al contorno de la parte de la cadena que se adapte en las ranuras. En este caso, la cadena de rodillos tiene pasadores cilíndricos enganchados en la rueda dentada. Una limitación única de la transmisión de cadena es algo llamado “acción de cuerda”. Los eslabones de la cadena constituyen un conjunto de cuerdas cuando se enrollan alrededor de la circunferencia de la rueda dentada. A medida que estos eslabones entran y salen de la rueda, imparten un movimiento de “sacudimiento” al eje impulsado que provoca variación u oscilación en la velocidad de salida (Norton, 2011).

Los datos necesarios para un cálculo son:

- Potencia a transmitir en kW
- Máquina motriz
- Mecanismo a accionar
- Velocidad en rpm de los piñones
- Distancia entre centros

4.3.1.1 Transmisiones de esfuerzos por cadena

Las cadenas se usan para transmisión de potencia y transportadores. Pueden usarse para cargas altas y donde se requiere mantener relaciones precisas de velocidad. Aun cuando la localización y la tolerancia de alineamiento no sean tan precisos como para el casco de los engranes, Se podría esperar un mejor servicio cuando ambas ruedas dentadas permanecen en el mismo plano vertical.

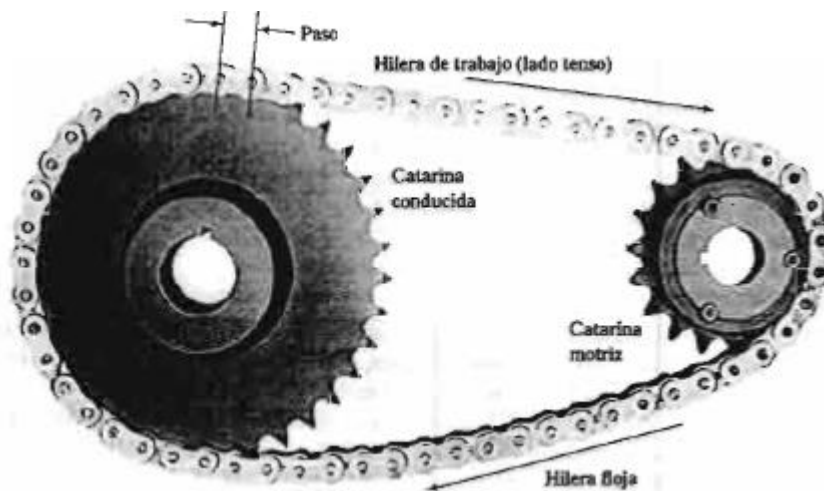


Figura 21: Transmisión por cadena de rodillos (Mott, 2006).

4.3.1.2 Número de dientes a considerar según (Z)

Para la elección del número de dientes adecuados en la catarina más pequeña según Faïres (1995) toma en cuenta la variación de velocidad y que sea el número de dientes impar,

para velocidades muy bajas $Z_{min} = 12$, para velocidades bajas $Z_{min} = 17$, para velocidades moderadas $Z_{min} = 21$, para velocidades altas $Z_{min} = 25$, para velocidades crecientes $Z_{min} = 23$, además sugiere que el número de pasos sea par, con el fin que la frecuencia de contacto entre el diente y el rodillo sea mínima ayudando a una mejor distribución del desgaste. Según (Mott, 2006), (Budynas y Nisbett, 2008) recomienda para diseñar transmisiones por cadenas, la cantidad mínima de dientes en una catarina debe ser $Z_{min} = 17$, en el caso normal, la catarina mayor no debe tener más de $Z_{max} = 120$ dientes. Para la selección del número de dientes de las catarinas se digitará valores desde 12 hasta 120 dientes

Para transmitir potencia es necesario determinar la capacidad de cierto tamaño de la cadena en función de la velocidad de rotación.

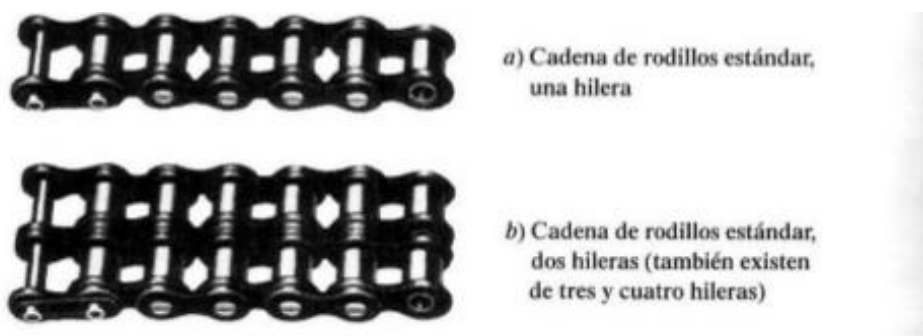


Figura 22: Tipos de cadenas (Mott, 2006)

Para cadenas de una hiera las cuales deben especificar un factor para determinada aplicación se contemplan en la siguiente Tabla 3.

Tabla 3

Factores de servicio para transmisiones por cadena.

Tipo de carga	Ejemplos de maquinas	Motor eléctrico o turbina	Accionamiento	
			Motor de combustión interna	Motor de combustión externa
			Trans. Hidráulica	Trans. mecánica
Regular	Bombas centrifugas y de engranes, elevadores y transportadores de carga regular, montacargas y ascensores teleféricos, maquinas herramientas (tornos, fresadoras, rectificadoras).	1	1	1.2

Moderado	Agitadores de sustancias poco fluidas, bombas de embolo de más de 2 cilindros, elevadoras y transportadores de carga irregular, maquinaria para carpintería, molinos para materias homogéneas.	1.3	1.2	1.4
Choque pesado	Dragas, excavadoras, elevadores de carga muy irregular y pesada, grúas, maquinaria para perforación, máquinas para fabricar ladrillos, molinos para materias duras e irregulares.	1.5	1.4	1.7

Fuente: (Power Transmission, 2001)

Las capacidades se basan en la velocidad de la rueda menor y son de duración esperada de 15000 horas aproximadamente. Las capacidades son para cadenas de una sola hilera, la transmisión esta predominada por el factor de servicio el cual según (Mott, 2006) se puede tomar en consideración las cadenas múltiples, utilizando la potencia a transmitir afectada del factor de servicio y dividida por los coeficientes:

- Dos hileras: factor = 1.7
- Tres hileras: factor = 2.5
- Cuatro hileras: factor = 3.3

Por lo tanto, la potencia de diseño se obtiene con la siguiente ecuación:

$$P_d = F_{ser} * P \quad \text{Ecuación 33}$$

Velocidad de la cadena: Se define como velocidad media de la cadena la longitud de cadena que pasa por unidad de tiempo. Teniendo en cuenta que el largo de la circunferencia de la polea es igual a:

$$v = \frac{Z * p * w}{60} \quad \text{Ecuación 34}$$

La relación de velocidad (i) está definida por velocidad de salida n_2 a la velocidad de entrada n_1 está dada por:

$$i = \frac{n_2}{n_1} = \frac{N_1}{N_2} \quad \text{Ecuación 35}$$

Para un valor tentativo de la distancia entre centros c , y la longitud de la cadena L esta debe adaptarse a la longitud de la cadena y para adaptarse a la tolerancia y al desgaste. Debe evitarse un colgamiento excesivo del lado flojo en espacial en transmisiones que no sean horizontales. Una relación adecuada de la distancia entre centros (C) y la longitud de la cadena (L), cantidad de dientes de la catarina pequeña N_1 y numero de dientes de la catarina N_2 expresado en pasos, (Mott, 2006) la longitud de la cadena es:

$$L = 2 * C + \frac{N_2 + N_1}{2} + \frac{(N_2 - N_1)^2}{4 * \pi^2 * C} \quad \text{Ecuación 36}$$

Para el cálculo del sistema de transmisión por cadenas, se establece un número tentativo de dientes para la catarina de menor diámetro en una rueda dentada debe ser 17 a menos que el impulsor esté trabajando a una velocidad muy baja y la potencia sea menor a 10 Hp, según (Budynas y Nisbett, 2008) donde las limitaciones de espacio son grandes o para velocidades muy bajas, se emplean números menores de dientes, pero se sacrifica la esperanza de vida de la cadena. Las catarinas no se hacen en tamaños estándar con más de 120 dientes.

El número de eslabones que conformarán la cadena esta dado por la siguiente expresión:

$$n_e = \frac{2 * C_0}{p} + \frac{N_2 + N_1}{2} + \left[\frac{N_2 - N_1}{2 * \pi} \right]^2 * \frac{p}{C_0} \quad \text{Ecuación 37}$$

Donde: p es el paso en (mm), n_e es el número de eslabones, C_0 es la distancia inicial y N_1 , y N_2 representan el número de dientes de las ruedas dentadas a la entrada y a la salida respectivamente. La distancia entre los centros para determinar la longitud de la cadena en mm es:

$$C = \frac{p}{4} * \left[L - \frac{N_1 + N_2}{2} + \sqrt{\left(L - \frac{N_2 + N_1}{2} \right)^2 - \frac{8 * (N_2 - N_1)^2}{4 * \pi^2}} \right] \quad \text{Ecuación 38}$$

El diámetro de paso de una catarina con N dientes para una cadena de paso p , es:

$$D = \frac{p}{\sin \left(\frac{180^\circ}{N} \right)} \quad \text{Ecuación 39}$$

En las cadenas un lado esta tenso y el otro flojo, por lo tanto, el lado flojo no ejerce fuerza y la fuerza F_t es igual a la tensión del lado tenso. Si se conoce el torque

$$F_p = \frac{2 * T}{D_p} \quad \text{Ecuación 40}$$

La cantidad mínima de dientes de la catarina 17, salvo que la velocidad del impulsor se < 100 rpm, cantidad máxima de dientes 120.

La distancia ideal entre centros o ejes es 30 a 50 veces el paso de la cadena, la **distancia máxima** recomendada es de 80 veces el paso, la longitud de la cadena debe ser múltiplo entero del paso, preferiblemente par.



Figura 23: Distancia máxima de una cadena (Mott, 2006).

Distancia mínima: se recomienda que el arco de enrollamiento de la cadena sobre la rueda más pequeña no sea menor a 120°

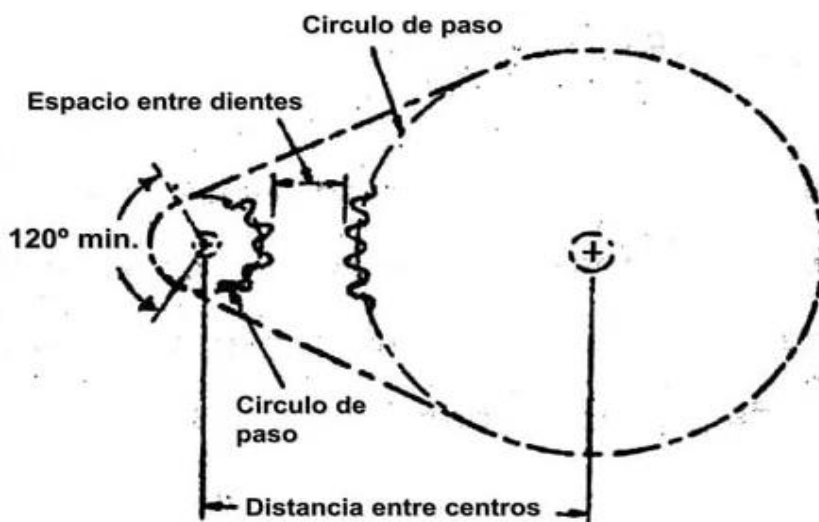


Figura 24: Distancia mínima de una cadena (Mott, 2006)

4.3.1.3 Método de lubricación

Según Mott (2006) recomienda tres tipos de lubricación, que depende de la velocidad de funcionamiento y la potencia que se transmite, según los catálogos de los fabricantes con sus recomendaciones.

- Tipo A: Lubricación manual o por goteo.
- Tipo B Lubricación de baño o con disco
- Tipo C: Lubricación con chorro de aceite.

4.3.2 Determinación de las fuerzas presentes en los piñones

Es importante realizar el cálculo de fuerzas en la transmisión de movimiento por catarinas, puesto que; de aquí se partirá para el cálculo de todos los elementos que actúan en el mecanismo.

A continuación, se muestra la transmisión por cadenas que se utilizará para mover los rodillos.

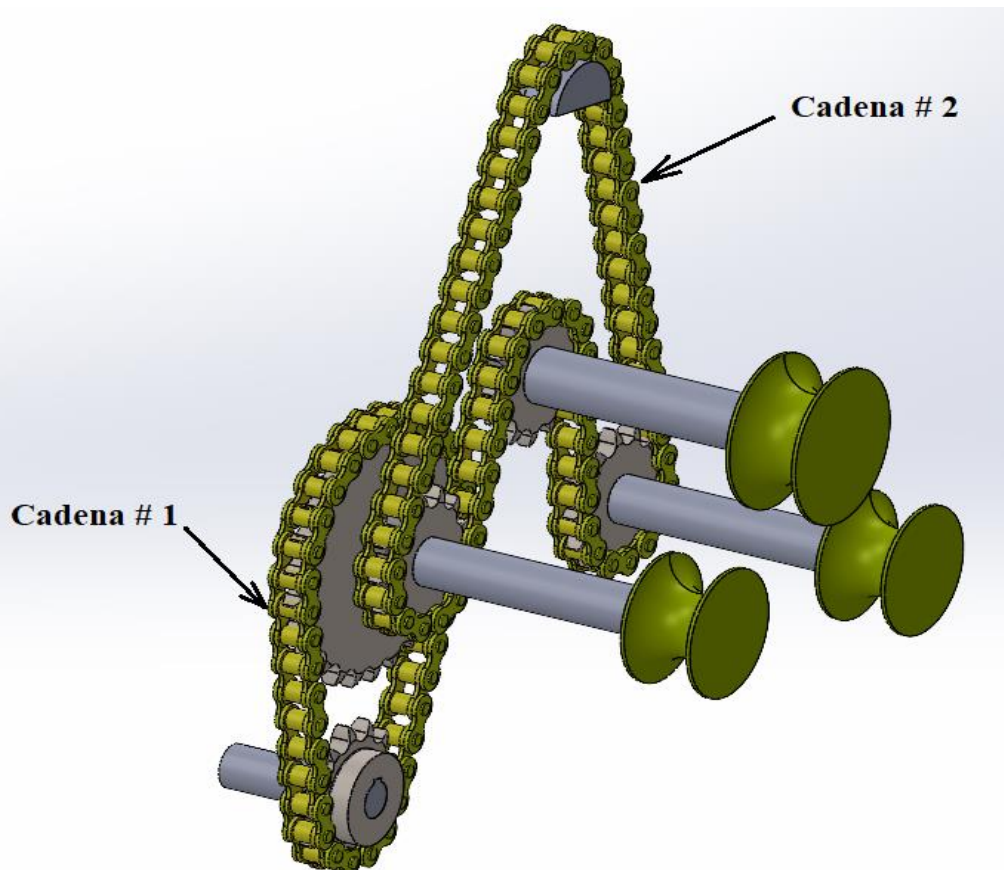


Figura 25: Diagrama del sistema de transición desde el motorreductor hacia los ejes

Nota: Distribución de la cadena #1 y #2

A continuación, se muestra la transmisión de la cadena #1 que se utilizará para mover los rodillos

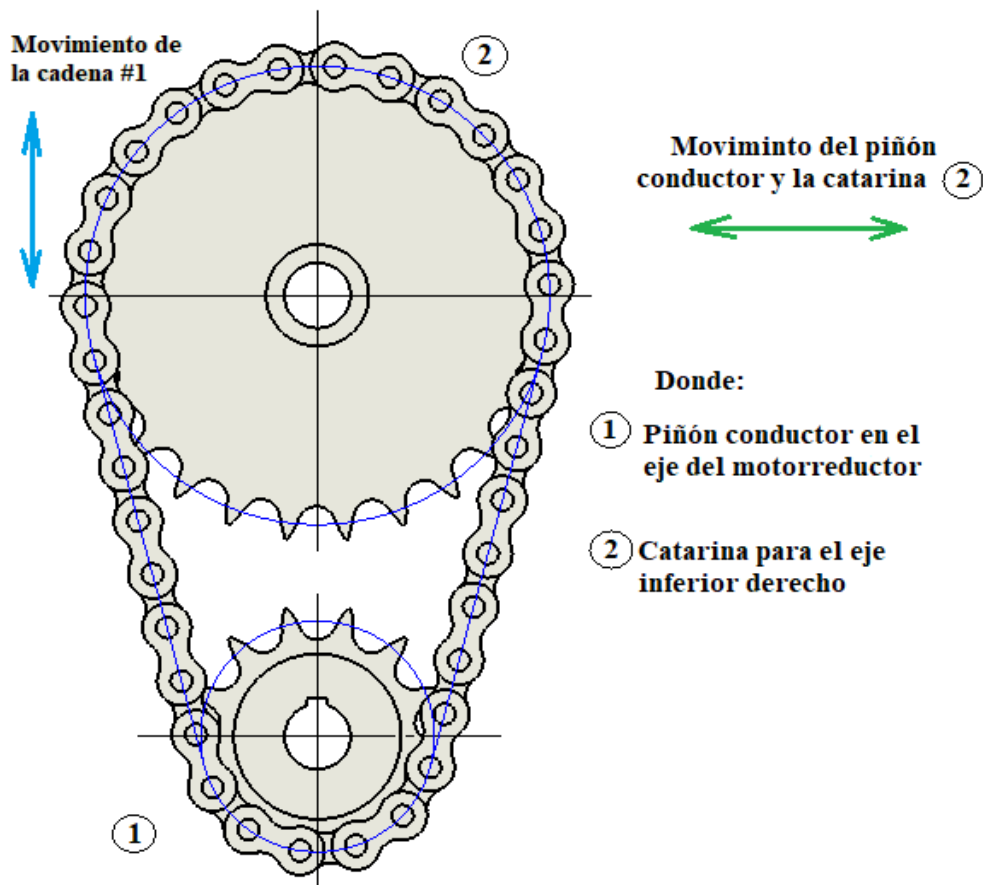


Figura 26. Esquema de movimiento de la cadena #1

Nota: Determinación del movimiento de la cadena # 1, junto al piñón conductor y la catarina # 2

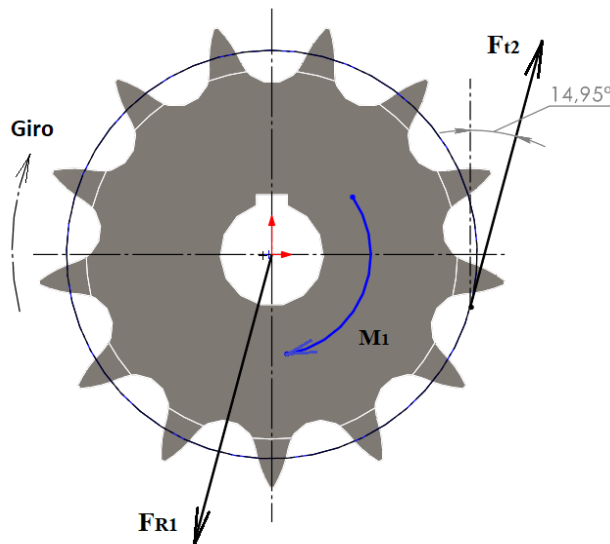
De acuerdo a la **Figura 26**, se puede realizar el diagrama de cuerpo libre de la catarina y el piñón conducido, pero primero se debe hacer algunas consideraciones:

- El piñón impulsor # 01, es la que moverá a la cadena # 01.
- Debido a que la transmisión de movimiento se realiza por cadena de rodillos, las fuerzas producidas por la cadena, son perpendiculares al diámetro de paso de las catarinas.
- De acuerdo a las dimensiones del sistema de transmisión se determinaron los ángulos que se forman entre las catarinas y la cadena.
- La fuerza para una cadena en el lado flojo de la cadena es cero, mientras que en el lado tenso se concentra toda la fuerza generada para mover la catarina.
- La fuerza en la catarina # 03, se calcularán al final debido a que esta será catarina motriz de la cadena # 2.

Ahora, se procede a calcular las fuerzas que actúan en el piñón y catarina

4.3.2.1 Determinación de las fuerzas en el piñón impulsor # 01.

Para el cálculo en este piñón, la fuerza debe ser lo suficientemente grande, como para producir un momento lo que sea capaz de vencer; el momento producido por los perfiles a curvar.



Donde:

F_{t2} : Fuerza tangencial producida en la catarina # 02

F_{R1} : Fuerza resultante en el piñón impulsor # 01

M_1 : Momento resultante en el piñón impulsor # 01

Figura 27: Diagrama de cuerpo de libre del piñón # 01

El momento producido el piñón impulsor #01 es:

$$M_1 = F_{t2} * \frac{D}{2} \quad \text{Ecuación 41}$$

Donde:

- F_{R1} : es el momento resultante el piñón impulsor # 01 [N]
- M_1 : es el momento resultante el piñón impulsor # 01 [N * m]
- F_{t2} : Fuerza tangencial producida por la catarina #02 [N]
- D : es el diámetro del piñón impulsor # 01 [m]

La fuerza tangencial en el piñón conductor se obtiene tomando en consideración el torque entregado por el motorreductor con la **Ecuación 40**, debido a que el variador de frecuencia trabaja con la corriente de magnetización con ello varia la velocidad del motor cambiando la frecuencia y el voltaje manteniendo la relación V/f constante. En este tipo de máquinas el valor de torque requerido es fijo, y no depende de la velocidad esto mantendrá el torque nominal constante durante su funcionamiento.

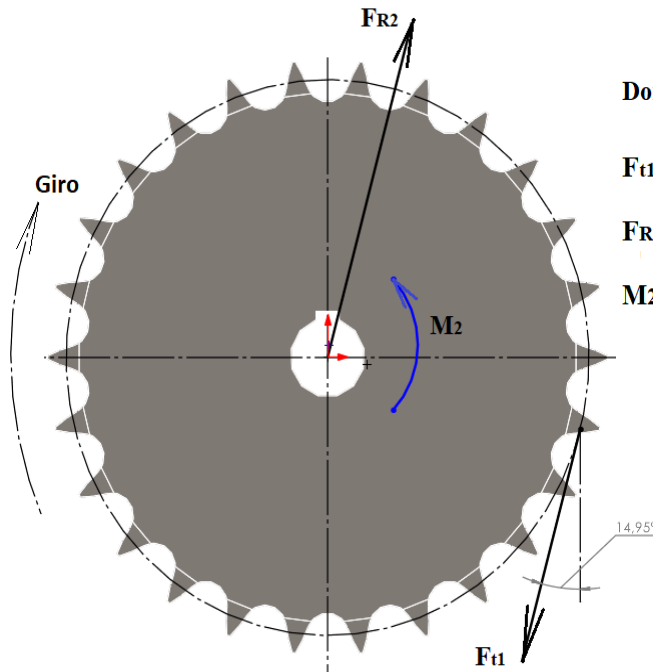
$$F_{t1} = \frac{2 * T}{D}$$

Donde:

- T : es el torque entregado por el motorreductor [N * m]
- F_{t1} : Fuerza tangencial producida por la catarina # 01

Aplicando el ΣF se determina el valor de la fuerza resultante para este piñón

4.3.2.2 Determinación de las fuerzas en la catarina # 02.



Donde:

F_{t1} : Fuerza tangencial producida por el piñón impulsor # 01

F_{R2} : Fuerza resultante en la catarina # 02

M_2 : Momento resultante en la catarina # 02

Figura 28: Diagrama de cuerpo de libre la catarina # 02

El momento producido por la catarina es:

$$M_2 = F_{t1} * \frac{D}{2}$$

Ecuación 42

Donde:

- M_2 : es el momento resultante en la catarina # 02 [N * m]
- F_{t1} : Fuerza tangencial producida el piñón impulsor # 01
- F_{R2} : Fuerza resultante de la catarina # 02
- D : es el diámetro de la catarina # 02

Aplicando el ΣF se determina el valor de la fuerza resultante para esta catarina.

A continuación, se muestra la transmisión de la cadena # 2 que se utilizará para mover los rodillos

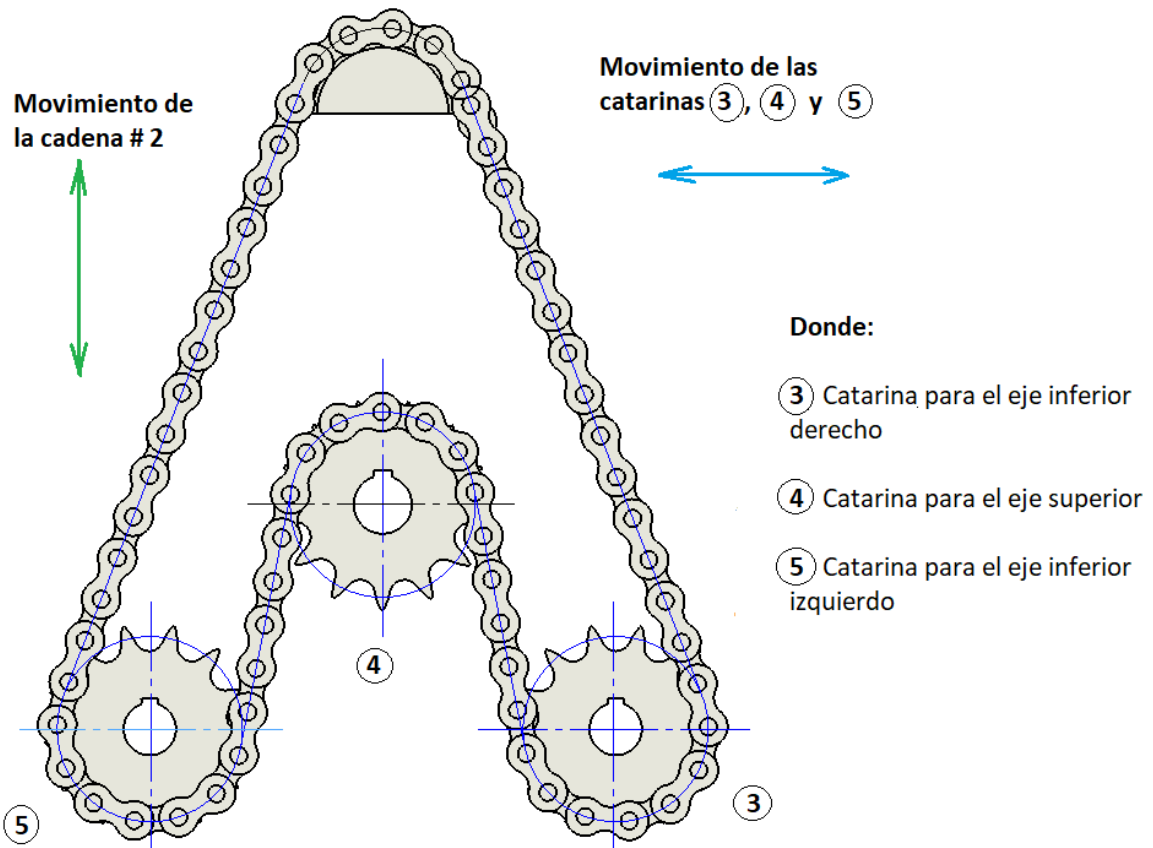
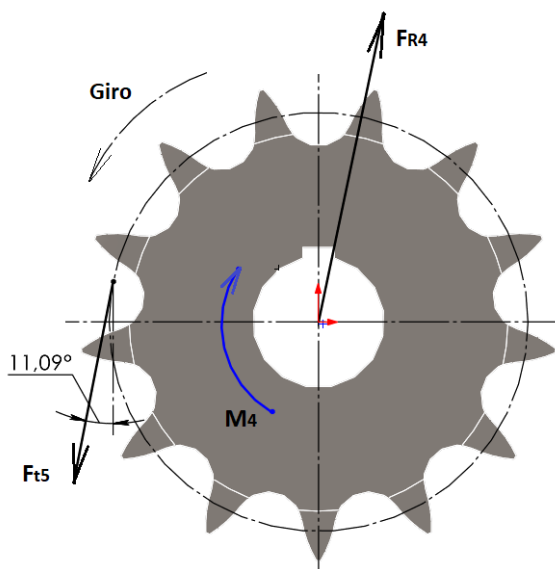


Figura 29: Diagrama de cuerpo de libre la catarina # 02

Nota: Determinación del movimiento de la cadena # 2, junto a las catarinas # 3, # 4 y # 5

4.3.2.3 Determinación de las fuerzas en la catarina # 04

Para el cálculo en esta catarina, la fuerza debe ser lo suficientemente grande, como para producir un momento que sea capaz de vencer; el momento requerido para desplazar el perfil en el rodillo superior.



Donde:

F_{t5} : Fuerza tangencial producida en la catarina # 05

FR_4 : Fuerza resultante en la catarina # 04

M_4 : Momento resultante en la catarina # 04

Figura 30: Diagrama de cuerpo de libre de la catarina # 04

El momento producido por la catarina #04 es:

$$M_4 = F_{t5} * \frac{D}{2} \quad \text{Ecuación 43}$$

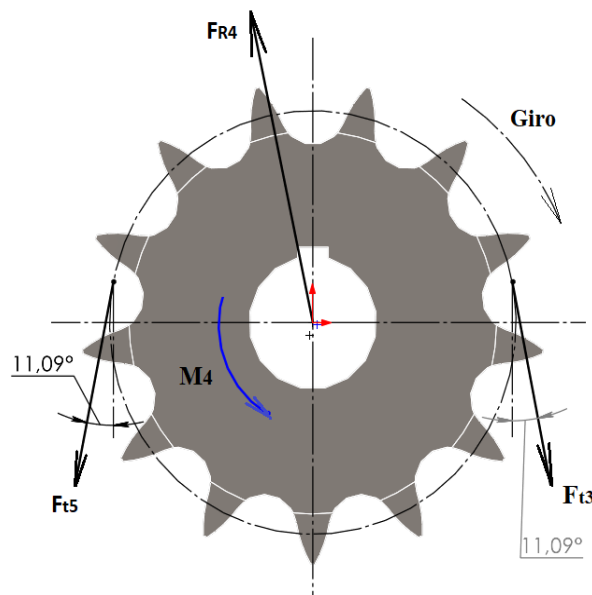
Donde:

- M_4 : Momento producido por la catarina # 04 [N * m]
- F_{t5} : Fuerza tangencial producida por la catarina # 05 [N]
- F_{R4} : Fuerza resultante de la catarina # 04 [N]
- D : Diámetro de la catarina # 04 [m]

Aplicando el ΣF se determina el valor de la fuerza resultante para esta catarina.

4.3.2.3.1 *Determinación de las fuerzas en la catarina # 04 en giro inverso*

Para el cálculo en el sentido de giro inverso de la cadena, en la Figura 31 la catarina #04 estará sometida grandes esfuerzos, la fuerza debe ser lo suficientemente grande, como para producir un momento que sea capaz de vencer; el momento requerido para desplazar el perfil en el rodillo superior y la fuerza necesaria para mover el rodillo inferior izquierdo.



Donde:

- F_{t3} : Fuerza tangencial producida en la catarina # 03
- F_{t5} : Fuerza tangencial necesaria para mover la catarina # 05
- F_{R4} : Fuerza resultante en la catarina # 04
- M_4 : Momento resultante en la catarina # 04

Figura 31: Diagrama de cuerpo de libre de la catarina # 04, en sentido de giro inverso de la cadena.

El momento producido por la catarina #04 es:

$$M_4 = (F_{t3} - F_{t5}) * R_4 \quad \text{Ecuación 44}$$

La F_{t5} debe ser lo suficientemente grande, como para producir un momento que sea capaz de vencer; el momento requerido para desplazar el perfil en el rodillo inferior derecho en modo de giro inverso de la cadena.

$$M_5 = T_A$$

Ecuación 45

- M_5 : es el momento requerido para girar el eje del rodillo inferior derecho

El momento M_5 a su vez es igual a la fuerza tangencial producida en la catarina #04 por el radio de la catarina #05, con esto se obtiene la siguiente ecuación:

$$M_5 = F_{t5} * R_5$$

Ecuación 46

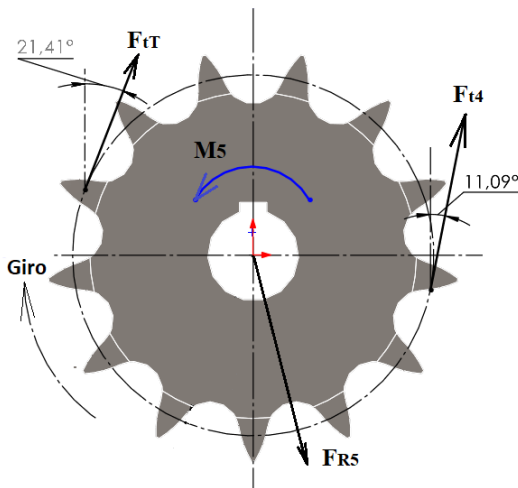
Igualando las Ecuación 49 y la Ecuación 50 se obtiene:

$$T_A = F_{t5} * R_5$$

$$F_{t5} = \frac{T_A}{R_5}$$

Ecuación 47

4.3.2.4 Determinación de las fuerzas en la catarina # 05



Donde:

F_{tT} : Fuerza tangencial producida en el tensor T

F_{t4} : Fuerza tangencial necesaria para mover la catarina # 04

FR_5 : Fuerza resultante en la catarina # 05

M_5 : Momento resultante en la catarina # 05

Figura 32: Diagrama de cuerpo de libre de la catarina # 04

El momento producido por la catarina es:

$$M_5 = (F_{t5} - F_{t4}) * \frac{D}{2}$$

Ecuación 48

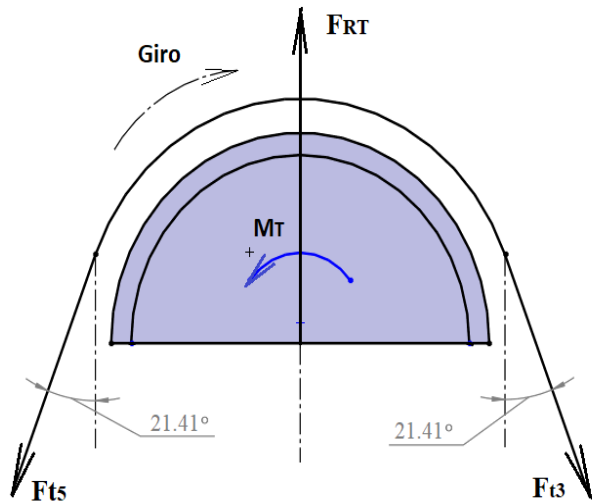
Donde:

- M_3 : Momento producido por la catarina # 03 [N * m]
- F_{t5} : Fuerza tangencial producida por la catarina # 05 [N]
- F_{t4} : Fuerza tangencial necesaria para mover la catarina # 04 [N]

Aplicando el ΣF se determina el valor de la fuerza resultante para esta catarina.

4.3.2.5 Determinación de las fuerzas en el tensor de cadena

Para determinar las fuerzas, se asume que el momento generado en este tensor es igual a cero, por lo tanto; la fuerza tangencial para mover la catarina # 05 es igual a la fuerza tangencial producida por la catarina # 03.



Donde:

F_{t5} : Fuerza tangencial necesaria para mover la catarina # 05

F_{t3} : Fuerza tangencial producida la catarina # 03

F_{RT} : Fuerza resultante en el tensor

M_T : Momento resultante en el tensor

Figura 33: Diagrama de cuerpo de libre del ajustador de la cadena #02

El momento producido por la catarina es:

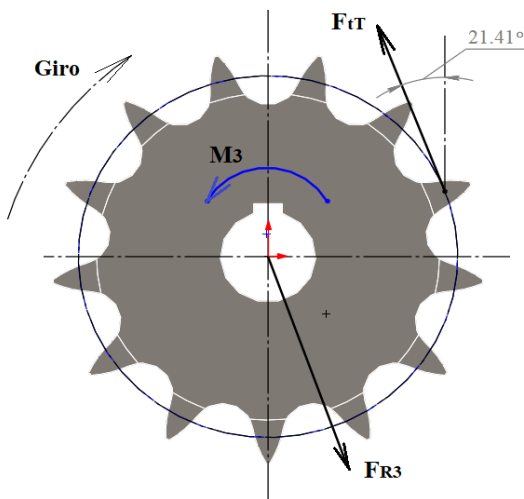
$$M_T = (F_{t3} - F_{t5}) * \frac{D}{2} \quad \text{Ecuación 49}$$

Puesto el ajustador de la cadena #2 no necesita mover nada, entonces se tiene:

$$F_{T5} = F_{T3} \quad \text{Ecuación 50}$$

Aplicando el ΣF se determina el valor de la fuerza resultante para esta catarina

4.3.2.6 Determinación de las fuerzas en la catarina # 03



Donde:

F_{tT} : Fuerza tangencial necesaria para moverse por el tensor T

F_{R3} : Fuerza resultante en la catarina # 03

M_3 : Momento resultante en la catarina # 03

Figura 34: Diagrama de cuerpo de libre de la catarina # 03

El momento producido por la catarina es:

$$M_1 = F_{t2} * \frac{D}{2} \quad \text{Ecuación 51}$$

La fuerza tangencial de la catarina se obtiene a partir de la relación de transmisión expresado en la Figura 35, la catarina # 02 y la catarina # 03 comparten el mismo eje poseen la

misma velocidad angular y el torque con diferente fuerza tangencial según el radio de las ruedas de las catarinas, la fuerza tangencial de la catarina se obtiene a partir de la relación de transmisión.

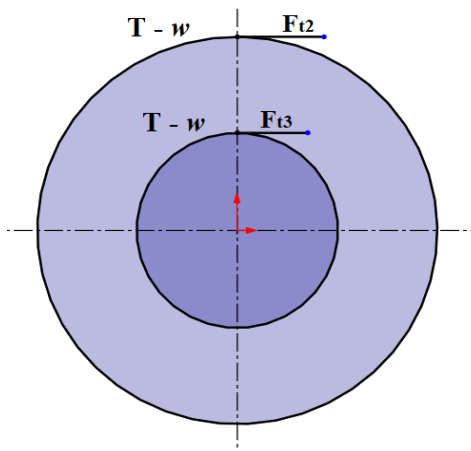


Figura 35: Diagrama de dos ruedas sobre un eje

La fuerza tangencial en el piñón conductor se obtiene tomando en consideración el torque entregado por el motorreductor según las fuerzas el sistema piñón cadena

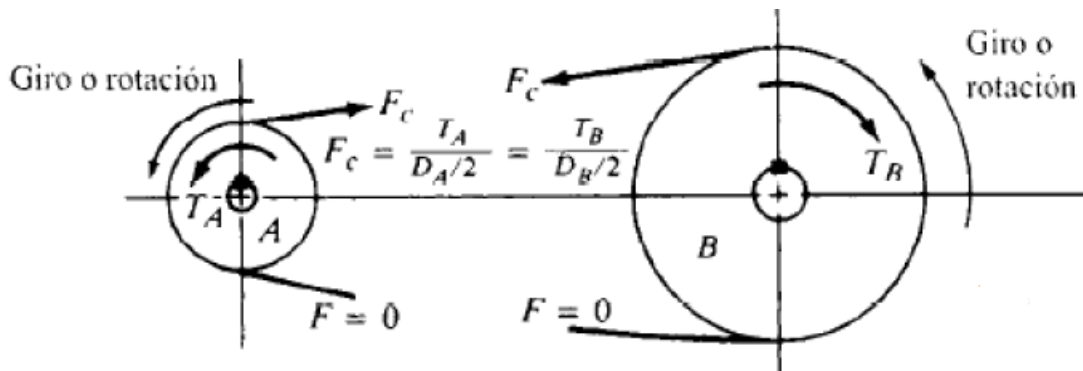


Figura 36: Diagrama de cuerpo libre de la catarina # 04

Conociendo la velocidad angular entregado por motorreductor w [rpm]

$$T_1 = \frac{P}{w}$$

$$T_1 = \frac{P * 60}{w * 2 * \pi} \quad \text{Ecuación 52}$$

$$F_{T1} = F_{T2} = \frac{T_1}{R_1} \quad \text{Ecuación 53}$$

$$F_{T3} = \frac{T_2}{R_2} \quad \text{Ecuación 54}$$

Donde:

T_1 : es el torque entregado por el motorreductor [N * m]

P : es la potencia del motor [N]

F_{T1} : Fuerza tangencial del piñón impulsor # 01 [N]

F_{T2} : Fuerza tangencial de la catarina # 02 [N]

F_{T3} : Fuerza tangencial de la catarina # 03 [N]

R_1 : Radio del piñón impulsor # 01 [m]

R_2 : Radio e la catarina # 02 [m]

Aplicando el ΣF se determina el valor de la fuerza resultante para esta catarina

4.3.3 Motor eléctrico

Los motores eléctricos son máquinas eléctricas rotatorias que transforman energía eléctrica en energía mecánica de rotación en un eje.

Tienen múltiples ventajas, entre las que cabe citar su economía, limpieza, comodidad y seguridad de funcionamiento. Su funcionamiento se basa en las fuerzas de atracción y repulsión establecidas entre un imán y un hilo conductor (bobina) por donde hacemos circular una corriente eléctrica (Areatecnología, s.f.)

4.3.3.1 Motorreductores

Al emplear motorreductores se obtiene una serie de beneficios sobre otras formas de reducción, algunos de estos beneficios son:

- Regularidad tanto en la velocidad como en la potencia entregada
- Mayor eficiencia en la transmisión de potencia
- Menor espacio requerido y mayor rigidez en el montaje
- Menor tiempo requerido para instalación
- Menos costos de mantenimiento

4.3.4 Diseño de ejes

Materiales para ejes y árboles

La mayoría de los ejes maquinados se fabrican con acero al bajo o medio carbonos, ya sea rolado en frío o rolado en caliente; sin embargo, cuando se necesitan mayores resistencias se emplean aleaciones de acero. El acero rolado en frío se utiliza con más frecuencia para los ejes con diámetro más pequeño y el acero rolado en caliente se emplea para tamaños más grandes.

El costo del material y su procesamiento debe ponderarse en relación con la necesidad de contar con diámetros de eje más pequeños. Cuando están garantizadas, las aleaciones de acero típicas para tratamiento térmico incluyen ANSI 1340-50, 3140-50, 4140, 4340, 5140 y 8650.

4.3.4.1 ACERO AISI 1018

Es un acero de cementación no aleado principalmente utilizado para la elaboración de piezas pequeñas exigidas al desgaste y en donde la dureza del núcleo no es muy importante. Tales como: levas uniones, bujes, pines, pivotes, pernos grado 3

4.3.4.2 EJES ACERO AISI 4340

Es un acero bonificado al cromo, níquel, molibdeno, altamente resistente a la tracción, torsión y a cambios de flexión. Insensible al sobrecalentamiento en el forjado y libre de propensión a la fragilidad del revenido.

- Norma: AISI 4340 (705) Templado y revenido
- Aplicaciones: Partes de maquinarias sometidas a altos esfuerzos, brazo de dirección, cigüeñales, árboles de leva, barras de torsión, embragues, piñones, barras de cardán, ejes de bombas, muñones, pernos de alto grado de tensión, rodillos de transportadora, etc.
- Largo: 6mts

4.3.4.3 Diseño de eje por esfuerzos

Para el cálculo de las fuerzas en los rodillos, se debe tomar en cuenta el torque necesario para curvar los perfiles, las fuerzas y los torques que son generados por los piñones, el mismo que está ubicada en el eje.

La configuración general de un eje para acomodar los elementos que lo conforman, por ejemplo, engranes, cojinetes y poleas, debe especificarse en los primeros pasos del proceso de diseño para poder realizar un análisis de fuerzas de cuerpo libre y para obtener diagramas de momento cortante.

Mott (P.E, 2006) plantea los siguientes factores de seguridad para materiales dúctiles.

- $n = 1,25$ a 2 . El diseño de estructuras bajo cargas estáticas, para las que haya un alto grado de confianza en todos los datos del diseño.
- $n = 2$ a $2,5$. Diseño de elementos de máquinas bajo cargas dinámicas con una confianza promedio en todos los datos del diseño.
- $n = 2,5$ a 4 . Diseño de estructuras estáticas o elementos de máquinas bajo cargas dinámicas con incertidumbre acerca de las cargas, propiedades de los materiales, análisis de esfuerzos o el ambiente.
- $n = 4$ o más. Diseño de estructuras estáticas o elementos de máquinas bajo cargas dinámicas, con incertidumbre en cuanto a alguna combinación de cargas, propiedades del material, análisis de esfuerzos o el ambiente. El deseo de dar

una seguridad adicional a componentes críticos puede justificar también el empleo de estos valores.

Por lo general, la geometría de un eje es la de un cilindro escalonado. El uso de hombros o resaltos constituye un medio excelente para localizar en forma axial los elementos del eje y para ejecutar cualquier carga de empuje necesaria.

Si se determinan los esfuerzos normal y cortante permisible para un material se puede determinar la dimensión del mismo basándonos en la teoría de falla adecuada (Hibbeler, 2011). En un eje redondo macizo de diámetro d , que se somete a cargas de flexión, axiales y de torsión se desarrollan los siguientes esfuerzos.

4.3.4.4 Cargas en una flecha

La carga sobre flecha de transmisión giratorios es de dos tipos principales: torsión debida al torque transmitido o flexión por una carga transversal sobre los engranes y las ruedas dentadas.

Algunas veces es posible diseñar flechas de transmisión, cuya sección no cambia de diámetro a lo largo de su longitud, aunque es más común que los ejes tengan varios escalones u hombros donde el diámetro cambia para alojar elementos sujetos como cojinetes, ruedas dentadas, engranes, etcétera.

4.3.4.5 Esfuerzos en ejes

Los esfuerzos de flexión, torsión o axiales pueden estar presentes tanto medios como alternantes. Para el análisis, es suficientemente simple combinar los diferentes tipos de esfuerzos en esfuerzos alternantes y medios. Algunas veces es conveniente adaptar las ecuaciones para aplicaciones de ejes. En general, las cargas axiales son comparativamente muy pequeñas en ubicaciones críticas donde dominan la flexión y la torsión, por lo que pueden dejarse fuera de las siguientes ecuaciones. Si se supone un eje sólido con sección transversal redonda, pueden introducirse términos geométricos apropiados para c , I y J , lo que resulta en los esfuerzos fluctuantes debidos a la flexión y la torsión están dados por

4.3.4.6 Esfuerzo por torsión

$$\tau_a = k_{fs} * \frac{16 * T_a}{\pi * D^3} \quad \tau_m = k_{fs} * \frac{16 * T_m}{\pi * D^3} \quad \text{Ecuación 55}$$

En donde:

- T : Es el par de torsión interno
- D : es diámetro dele eje.

4.3.4.7 Esfuerzo por flexión

$$\sigma_a = k_f * \frac{32 * M_a}{\pi * D^3} \quad \sigma_m = k_f * \frac{32 * M_m}{\pi * D^3} \quad \text{Ecuación 56}$$

Donde:

M: Es el momento flector interno

Donde M_n y M_a son los momentos flexionante medio y alternante, T_n y T_a son los pares de torsión medio y alternante, y k_f y k_{fs} son los factores de concentración del esfuerzo por fatiga de la flexión y la torsión, respectivamente.

El proceso de análisis del esfuerzo de la fatiga depende en gran medida de las concentraciones del esfuerzo. En el caso de los hombros y los cuñeros, las concentraciones del esfuerzo dependen de las especificaciones de tamaño que no se conocen en el primer paso del proceso. Por fortuna, como casi siempre estos elementos tienen proporciones estándar, es posible estimar los factores de concentración del esfuerzo para el diseño inicial del eje (Budynas y Nisbett, 2008).

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f * S'_e \quad \text{Ecuación 57}$$

Donde:

- S_e = límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina
- en la geometría y condición de uso.
- k_a = factor de modificación de la condición superficial
- k_b = factor de modificación del tamaño
- k_c = factor de modificación de la carga
- k_d = factor de modificación de la temperatura
- k_e = factor de confiabilidad¹³
- k_f = factor de modificación de efectos varios
- S'_e = límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria

La concentración del esfuerzo en un cuñero fresado es una función de la relación del radio r en la parte baja de la ranura y el diámetro del eje d . Para las primeras etapas del proceso de diseño, es posible estimar la concentración del esfuerzo en los cuñeros sin importar las dimensiones reales del eje, suponiendo una relación típica de $r/d = 0.02$. Esto da $K_t = 2.2$ para la flexión y $K_{ts} = 3.0$ para la torsión, si se considera que la cuña está en su lugar, un radio pequeño casi siempre conducirá a una menor sensibilidad a la muesca, lo que reduce K_f , en fin, algunos factores de la concentración del esfuerzo típicos de la primera iteración en el

diseño de un eje. Se pueden hacer estimaciones similares para otras características (Budynas y Nisbett, 2008).

	Flexión	Torsión	Axial
Filete de hombro: agudo ($r/d = 0.02$)	2.7	2.2	3.0
Filete de hombro: bien redondeado ($r/d = 0.1$)	1.7	1.5	1.9
Cuñero fresado ($r/d = 0.02$)	2.2	3.0	—
Cuñero de pañín o trapezoidal	1.7	—	—
Ranura para anillo de retención	5.0	3.0	5.0

Figura 37: Estimaciones de primera iteración de los factores de concentración del esfuerzo K_t

(Budynas y Nisbett, 2008)

Estimando $K_f = K_t$, $K_{fs} = K_{ts}$

Factor de superficie k_a

La superficie de una muestra de viga rotativa está muy pulida y además se le da un pulido final en la dirección axial para eliminar cualquier rayadura circunferencial

Los datos pueden representarse mediante:

$$K_a = a * S_{ut}^b \quad \text{Ecuación 58}$$

Donde S_{ut} es la resistencia mínima a la tensión y los valores de a y b se encuentran en la siguiente tabla:

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

Figura 38: Parámetros en el factor de la condición superficial de Marin (Budynas y Nisbett, 2008)

Factor de tamaño k_b

El factor de tamaño se evaluó en 133 conjuntos de puntos de datos.15 Los resultados para flexión y torsión pueden expresarse como:

$$\begin{aligned} (d/7.62)^{-0.107} &= 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{aligned}$$

Asumiendo un valor de $k_b = 0.8$

$$k_c = k_d = k_e = 1$$

Con el cálculo del momento máximo se determinará el diámetro del eje principal indicado para soportar las cargas ejercidas por el sistema de transmisión de potencia

$$M_{\max} = \sqrt{M_y^2 + M_z^2} \quad \text{Ecuación 59}$$

Cuando se combinan estos esfuerzos de acuerdo con la teoría de falla por energía de distorsión, los esfuerzos para ejes giratorios, redondos y sólidos, sin tomar en cuenta las cargas axiales, están dados por:

$$[\sigma] = \sqrt{\sigma_{\max}^2 + 3\tau_{\max}^2} \quad \text{Ecuación 60}$$

4.3.4.8 Factor de seguridad

$N = 2$ a $2,5$. Diseño de elementos de máquinas bajo cargas dinámicas con una confianza promedio en todos los datos del diseño (Mott, 2006).

Para verificar la fluencia, este esfuerzo máximo se compara como siempre con la resistencia a la fluencia.

$$n = \frac{n_y}{[\sigma]} \quad \text{Ecuación 61}$$

n_y : es el esfuerzo de fluencia del material del eje

Al igualar las ecuaciones **Ecuación 60** y **Ecuación 96** se obtiene la siguiente ecuación:

$$\frac{n_y}{N} = \sqrt{\sigma_{\max}^2 + 3\tau_{\max}^2} \quad \text{Ecuación 62}$$

Al reemplazar la Ecuación 44 y Ecuación 45 en la Ecuación 49 se obtiene la fórmula para calcular los ejes

$$D = \sqrt[3]{N * \frac{\sqrt{\left(\frac{32 * M}{\pi * D^3}\right)^2 + 3 * \left(\frac{16 * T}{\pi * D^3}\right)^2}}{n_y}} \quad \text{Ecuación 63}$$

Para la primera estimación del diámetro pequeño en el hombro en el punto I, use el criterio ED-Goodman. Este criterio es bueno para el diseño inicial, puesto que es simple y conservador. Con $M_m = T_a = 0$, deduciéndose en la siguiente ecuación:

$$D = \sqrt[3]{\frac{16 * N}{\pi} * \left(\frac{2 * K_f * M_a}{S_e} + \frac{\sqrt{3 * (K_{tf} * T_m)^2}}{S_{ut}} \right)}$$

4.3.5 Cálculo y selección de chumaceras

Vida del rodamiento

Las distintas funciones requeridas a los rodamientos varían según la aplicación del rodamiento. Estas funciones se deben ejecutar durante un período de tiempo prolongado.

Aunque los rodamientos estén montados adecuadamente y funcionen correctamente, finalmente dejarán de funcionar satisfactoriamente debido al aumento de ruido y vibración, a la pérdida de precisión en el funcionamiento, al deterioro de la grasa o a la descamación por fatiga de las superficies rodantes. La vida del rodamiento se puede definir como la vida frente al ruido, la vida frente a la abrasión, la vida de la grasa o la vida frente a la fatiga de los elementos rodantes, dependiendo de cuál de ellas provoca la pérdida de servicio del rodamiento. Además de los fallos debidos al deterioro natural, los rodamientos también pueden fallar en condiciones como deformación por calor, fractura, arañazos en los anillos, daños en los sellados o en la jaula, u otro tipo de daños.

4.3.5.1 Rodamientos de dos hileras completamente llenos de rodillos cilíndricos

Los rodamientos de dos hileras completamente llenos de rodillos cilíndricos SKF incorporan una cantidad máxima de rodillos, ya que no están equipados con una jaula.

Estos rodamientos cuentan con rodillos en forma de barril entre el anillo interior, que tiene dos pistas de rodadura, y el anillo exterior que tiene una sola pista de rodadura.

Por lo tanto, si se produce desplazamiento del eje o de los soportes o desalineación de los ejes, se corrige de forma automática de forma que no se aplica un exceso de fuerza sobre los rodamientos. Los rodillos esféricos pueden soportar, no sólo elevadas cargas radiales, sino también cargas axiales en una dirección. Cuentan con una excelente capacidad para soportar cargas radiales y resultan adecuados para la mayor parte de usos en que hay cargas elevadas o impactos.

Las jaulas utilizadas son las de acero estampado y bronce mecanizado.

Características y beneficios

- **Gran capacidad de carga** - Los rodamientos sin jaula incorporan una cantidad máxima de rodillos. Por ello, y debido a la segunda hilera de rodillos, los rodamientos de dos hileras completamente llenos de rodillos cilíndricos son adecuados para cargas radiales muy elevadas.
- **Alta rigidez** - La elevada cantidad de rodillos incrementa la rigidez radial.

- **Vida útil prolongada**

4.3.5.2 Unidades de rodamientos de rodillos métricos: series SYNT y FYNT (SKF ConCentra)

Las unidades de rodamientos de rodillos SKF (unidades de rodamientos montados) son unidades de rodamientos robustas y listas para montar que se ensamblan, lubrican y sellan en la fábrica para una vida útil máxima.

Las unidades de rodamientos de rodillos SKF ConCentra son unidades robustas, listas para montar que se ensamblan, lubrican y sellan en la fábrica para una vida útil máxima. Con su instalación simple y segura, fácil alineación y tecnología de bloqueo confiable, son una excelente alternativa a los rodamientos montados sobre manguitos en carcasas divididas.

Índice básico de carga

El índice básico de carga se define como la carga constante aplicada a los rodamientos con anillos exteriores estáticos que pueden soportar los anillos interiores para un índice de vida de un millón de revoluciones (10^6 rev). El índice básico de carga de los rodamientos radiales se define como una carga radial central de dirección y magnitud constantes, mientras que el índice básico de carga de los rodamientos de apoyo se define como una carga axial de magnitud constante en la misma dirección que el eje central (SKF, s.f.)

4.3.5.3 Selección del tamaño del rodamiento en función del índice básico de carga

Entre la carga de los rodamientos y el índice básico de vida existe la siguiente relación:

Para rodamientos de bolas

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^3$$

Para rodamientos de rodillos

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^{\frac{10}{3}}$$

Donde:

- L : Índice básico de vida
- P : Carga del rodamiento (carga equivalente)
- C : Índice básico de carga [C es proporcionada por el fabricante del rodamiento]

Las capacidades básicas de carga dinámica, son aplicables solamente cuando la carga es puramente radial de esta carga. Esta carga es conocida como la "carga radial dinámica equivalente" se calcula la vida de los rodamientos de bolas para las chumaceras.

La carga radial dinámica equivalente se calcula con la ecuación siguiente:

$$P = X * f_t + Y * f_a \quad \text{Ecuación 65}$$

Donde:

- f_t es la carga radial real
- f_a es la carga radial axial
- X es el factor de carga radial
- Y es el factor de carga axial

Sin embargo, cuando solo se trata con carga radial, se usan los valores siguientes:

$$X = 1 \quad \text{y} \quad Y = 0$$

Clasificación del servicio	Aplicación de la maquinaria	Duración L_h
Maquinaria utilizada ocasionalmente	Mecanismos de las puertas, Cierre de garaje	500
Equipos utilizados en periodos cortos o intermitentes con interrupciones permitidas	Electrodomésticos, Herramientas eléctricas manuales, Maquinaria agrícola, Tecles en tiendas	4 000~ 8 000
Intermitente pero con requerimientos de alta confiabilidad	Equipo auxiliar de centrales eléctricas, Elevadores, Bandas transportadoras, Puentes grúa	8 000~ 12 000
Maquinaria utilizada 8 horas al día	Ejes de vagones, Unidades de la caja de engranaje, machacadoras giratorias	10 000~ 20 000
Maquinaria utilizada 12 horas al día	Sopladores, Máquinas de uso general en talleres, Grúas de operación continua	20 000~ 40 000
Maquinaria utilizada 24 horas al día de manera continua	Compresores, Bombas	50 000~ 60 000
Maquinaria utilizada 24 horas al día de manera continua con máxima seguridad	Equipos de Centrales eléctricas, Suministro de agua en áreas urbanas, Ventiladores en minas	60 000~200 000

Figura 39: Duración de vida nominal L_{10h} según la aplicación (SKF, s.f.)

En el caso de los rodamientos que operan a una velocidad constante, es conveniente expresar la vida frente a la fatiga en horas. Si designamos el índice básico de la vida $L_h(h)$, la velocidad del rodamiento como n (rpm) (SKF, s.f.)

Para rodamientos de bolas

$$L_h = \frac{1000000}{60 * n} * \left(\frac{C}{P}\right)^3 \quad \text{Ecuación 66}$$

Para rodamientos de rodillos

$$L_h = \frac{1000000}{60 * n} * \left(\frac{C}{P}\right)^{\frac{10}{3}} \quad \text{Ecuación 67}$$

Despejando el índice básico de carga (N), se obtiene la carga para seleccionar el rodamiento según corresponda mediante catálogos.

Para rodamientos de bolas

$$C = P * \sqrt[3]{\frac{60 * n * L_h}{1000000}} \quad \text{Ecuación 68}$$

Para rodamientos de rodillos

$$C = P * \sqrt{\frac{\frac{10}{3} * 60 * n * L_h}{1000000}} \quad \text{Ecuación 69}$$

4.3.6 Chavetas y Chaveteros

La chaveta o cuña es un elemento interpuesto entre un árbol de transmisión y una pieza montada sobre él para evitar el giro relativo entre ambos alrededores del eje de giro. Las chavetas suelen tener forma prismática o semicilíndrica (chaveta Woodruf). Algunas tienen una cabeza en la parte externa para facilitar el montaje y desmontaje.

La cuña es desmontable, para facilitar el montaje y mantenimiento. Se instala dentro de una ranura axial maquinada en el eje denominada cuñero o chavetero. La parte externa de la cuña va alojada en otra ranura realizada en el cubo, denominada asiento de la cuña. Generalmente el montaje se realiza como sigue: primero se aloja la chaveta en el chavetero del eje, y luego se desliza axialmente el cubo hasta alinearla con la chaveta.

La chaveta debe permitir la transmisión de potencia entre los elementos unidos. Ello implicará dos posibles mecanismos de fallo de dicho elemento: fallo por cizallamiento, y fallo por aplastamiento. El procedimiento de dimensionado es la selección de la sección de la chaveta a partir del diámetro del eje, entrando en las tablas que proporciona la norma (Mott, Robert L, 2006).

Lo que resta por dimensionar es la longitud de la chaveta necesaria para que no se produzca el fallo.

4.3.6.1 Calculo y selección de chavetas

Fallo por cizallamiento

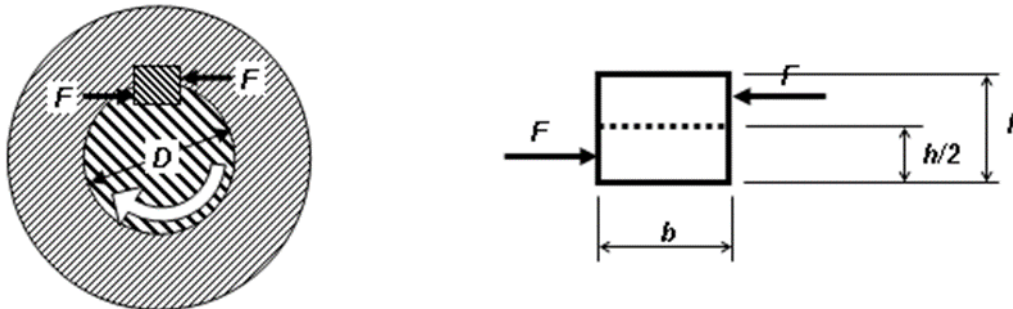


Figura 40: Chavetas paralelas (Mott, Robert L, 2006)

Existen dos modos básicos de falla potencial de las cuñas que transmiten potencia:

- Corte a través de la interfase eje/cubo
- Falla por compresión, debido a la acción del empuje entre los lados de la cuña y el material del eje o del cubo.

Para analizar cada uno de esos modos de falla, es necesario comprender las fuerzas que actúan sobre la cuña. La **Figura 41** muestra el caso idealizado, donde el par torsional sobre el eje crea una fuerza sobre la cara izquierda de la cuña.

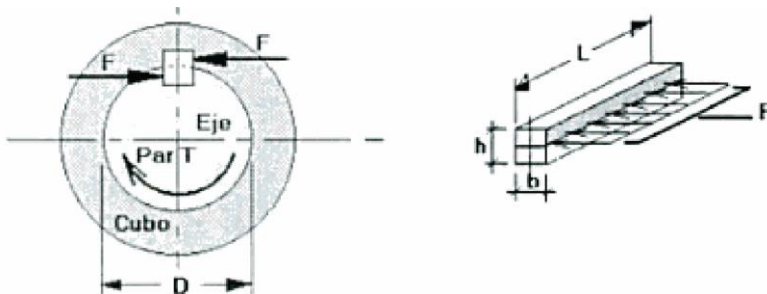


Figura 41: Fuerzas sobre una cuña (Mott, Robert L, 2006)

A su vez, la cuña ejerce una fuerza sobre la cara derecha del cuñero del cubo. La fuerza de reacción del cuñero, de regreso hacia la cuña, produce entonces un conjunto de fuerzas opuestas que someten a la cuña a un cortante directo a través de su sección

transversal, $W = L$.

Entonces, el esfuerzo cortante es:

$$\tau = \frac{2 * T}{D * W * L}$$

Los diseños se pueden igualar el esfuerzo cortante y el esfuerzo de diseño al cortante, para la teoría de falla por esfuerzo cortante máximo:

$$\tau_d = 0.5 * \frac{S_y}{N}$$

Entonces la longitud necesaria de la cuña es:

$$L = \frac{4 * T * N}{S_y * D * b} \quad \text{Ecuación 70}$$

Donde:

- T: es el par a transmitir
- τ_d : es la tensión por cortadura de diseño
- D: es el diámetro del eje
- b: es el ancho de la chaveta, valor normalizado
- N: es el factor de seguridad
- S_y : es el esfuerzo de fluencia

La falla por empuje se relaciona con el esfuerzo de compresión en el lado de la cuña, el lado del cuñero en el eje, o el lado del cuñero en el cubo. El área a la compresión es igual para cualquiera de esas zonas, $L * (H/2)$. Así, la falla sucede en la superficie que tenga la menor resistencia a la fluencia por compresión. Defina un esfuerzo de diseño para compresión como

$$\sigma_d = \frac{S_y}{N}$$

Entonces, el esfuerzo de compresión es:

$$\sigma = \frac{4 * T}{D * L * H}$$

Para diseñar una cuña cuadrada con menor resistencia de su material que la resistencia del eje o del cubo, se obtiene con la siguiente ecuación

$$L = \frac{4 * T * N}{S_y * D * H} \quad \text{Ecuación 71}$$

Donde:

- σ_d : es la tensión de diseño (MPa)
- H: es la altura de la chaveta, valor normalizado (m)

Finalmente, se escogerá la longitud más desfavorable obtenida de las dos comprobaciones anteriores. Se puede comprobar que ambos criterios dan lugar a la misma longitud para chavetas cuadradas ($W = b = h$).

Los cuñeros en el eje y en el cubo se diseñan para que exactamente la mitad de la altura de la cuña se recargue en el lado del cuñero del eje y la otra mitad de este cuñero del cubo.

La distancia Y es la distancia radial de la parte superior teórica del eje, antes de maquinar el cuñero, a la orilla superior del cuñero terminado, para producir una profundidad exactamente igual que $W/2$.

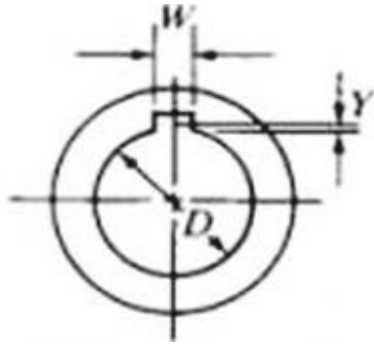


Figura 42: Altura de la cuerda (Y) (Mott, Robert L, 2006)

$$Y = \frac{D - \sqrt{D^2 - W^2}}{2} \quad \text{Ecuación 72}$$

Para ayudar a maquinarse el eje y cubo se pueden calcular las dimensiones S y T

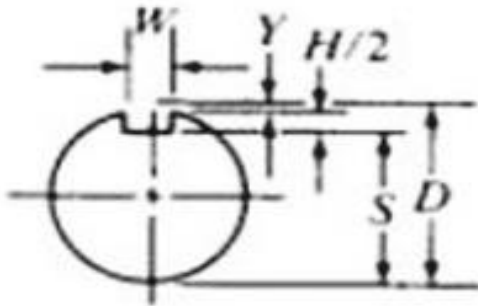


Figura 43: Profundidad del cuñero en el eje (S) (Mott, Robert L, 2006)

$$S = \frac{D - W + \sqrt{D^2 - W^2}}{2} \quad \text{Ecuación 73}$$

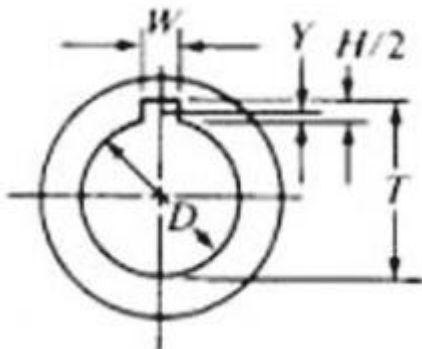


Figura 44: Profundidad del cuñero en el cubo (T) (Mott, Robert L, 2006)

$$S_T = \frac{D + W + \sqrt{D^2 - W^2}}{2} + C \quad \text{Ecuación 74}$$

Donde:

- C: es la tolerancia + 0.005" espaciamento para chavetas paralelas
- D: diámetro nominal del eje
- W: ancho de la chaveta
- Y: altura de la cuerda

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

Figura 45: Tamaño de la chaveta en función del diámetro del eje (Mott, Robert L, 2006)

Un coeficiente de seguridad adecuado para la mayoría de aplicaciones industriales es $N = 3$. Si la longitud calculada excediera el espacio disponible para la chaveta, se aumentará el número de chavetas, distribuyéndolas siempre uniformemente en la periferia. Si el número de chavetas necesario es superior o igual a ($N = 3$), es recomendable utilizar ejes acanalados en su lugar (Mott, Robert L, 2006).

4.3.6.2 Materiales para chavetas

El material debe ser más blando que el material del eje para que sirva de fusible en caso de vibraciones y que no se deteriore el alojamiento del mismo,

Las cuñas se fabrican en su mayoría de acero extruido en frío a bajo carbono. Si el acero a bajo carbono no es suficientemente resistente, puede emplearse acero con un contenido más alto de carbón, también del tipo extruido en frío. Los aceros a los que se les da tratamiento térmico pueden utilizarse para obtener una resistencia aún mayor. No obstante, el material conserva una buena ductilidad como lo indica un valor de elongación porcentual mayor del

10% aproximadamente, en particular cuando es probable que se presenten cargas de choque o de impacto.

SAE 1045

Barras redondas y cuadradas de acero SAE 1045 de contenido medio de carbono. Su mayor tenacidad y dureza las hacen ideales para usos de mediana exigencia.

Buena tenacidad, buena maquinabilidad y excelente forjabilidad. Se lo puede someter a temple y revenido, mejorando más aun sus propiedades mecánicas.

Usos: Partes y piezas que requieran dureza y tenacidad. Ejes, pasadores, cadenas, manivelas, chavetas, espárragos, pernos grado 5.

Tabla 4

Propiedades mecánicas SAE 1045

Esfuerzo fluencia (N/mm ²)	Esfuerzo tracción (N/mm ²)
390	558

Fuente: (Dipac Manta, s.f.)

4.3.7 Selección de los tornillos de transmisión de potencia

Un tornillo de potencia es un dispositivo que se utiliza en maquinaria para cambiar el movimiento angular a movimiento lineal y, por lo general, para transmitir potencia. Entre las aplicaciones familiares se incluyen los tornillos de tornos y los tornillos para prensas de banco, prensas de sujeción y gatos.

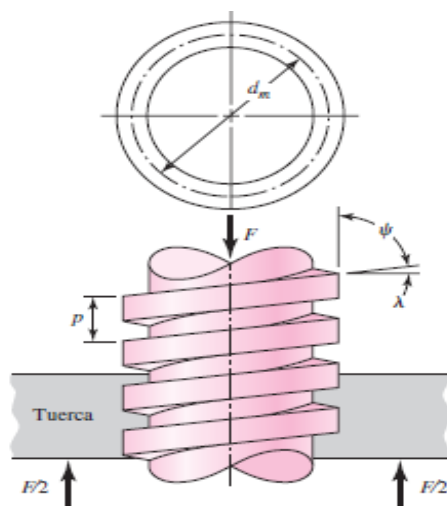


Figura 46: Diagramas de fuerza al desplazar una carga (Budynas & Nisbett, 2008)

Una aplicación de los tornillos de transmisión de potencia es el accionado manualmente. El lector debe identificar el sinfín y el engrane, el tornillo y la tuerca del sinfín. un tornillo de

potencia de rosca cuadrada con rosca simple, con un diámetro medio d_m , un paso p , un ángulo de avance λ , y el ángulo de la hélice ψ sometido a la fuerza de compresión axial F . La fuerza de fricción es el producto del coeficiente de fricción f_r por la fuerza normal N , y actúa oponiéndose al movimiento.

Por último, si se observa que el par de torsión es el producto de la fuerza P y el radio medio $d_m/2$, para elevar la carga se puede escribir.

Ecuaciones para roscas cuadradas, donde las cargas normales en las roscas son paralelas al eje del tornillo (Budynas & Nisbett, 2008).

$$T_R = \frac{F * d_m}{2} * \left[\frac{1 + (\pi * f_r * d_m)}{(\pi * d_m) - (f_r * l)} \right] + \frac{F * f_c * d_c}{2} \quad \text{Ecuación 75}$$

Donde:

$\left\{ \frac{F * d_m}{2} * \left[\frac{1 + (\pi * f_r * d_m)}{(\pi * d_m) - (f_r * l)} \right] \right\}$: es el par para vencer la fuerza de oposición

$\left\{ \frac{F * f_c * d_c}{2} \right\}$: es el par debido a la fricción del collarín

- T_R representa el par de torsión que se requiere para dos propósitos: superar la fricción en la rosca y desplazar la carga.
- f_r : es el coeficiente de fricción para pares roscados entre la tuerca y el tornillo.
- f_c : es el coeficiente de fricción para el collarín

Material del tornillo	Material de la tuerca			
	Acero	Bronce	Latón	Hierro fundido
Acero, seco	0.15-0.25	0.15-0.23	0.15-0.19	0.15-0.25
Acero, aceite para máquina	0.11-0.17	0.10-0.16	0.10-0.15	0.11-0.17
Bronce	0.08-0.12	0.04-0.06	—	0.06-0.09

Figura 47: Coeficientes de fricción f de pares roscados (Budynas & Nisbett, 2008)

4.3.7.1 Los parámetros geométricos del tornillo de potencia

Diámetro medio:

$$d_m = d - \frac{p}{2} \quad \text{Ecuación 76}$$

Diámetro de raíz:

$$d_r = d - p \quad \text{Ecuación 77}$$

Angulo de avance:

$$\lambda = \arctan * \left(\frac{1}{\pi * d_m} \right) \quad \text{Ecuación 78}$$

Los esfuerzos nominales de compresión (σ_y) y cortante (τ_{xy}) debido a torsión en el cuerpo del tornillo de potencia pueden relacionarse con los parámetros de la rosca y se determinan con las siguientes ecuaciones (Budynas & Nisbett, 2008).

$$\sigma = - \frac{4 * F}{\pi * d_r^2} \quad \text{Ecuación 79}$$

$$\tau = \frac{16 * T}{\pi * d_r^3} \quad \text{Ecuación 80}$$

El esfuerzo flexionante (σ_b) en la raíz de la rosca es:

$$\sigma_b = \frac{6 * F}{\pi * d_r * n_c * p} \quad \text{Ecuación 81}$$

4.3.7.2 Factores de seguridad contra falla por fluencia

El factor de seguridad en el tornillo y de la rosca se obtiene mediante la teoría de energía de distorsión.

$$\sigma = \sqrt{(\sigma_x)^2 + [3 * (\tau_{xy})^2]} \quad \text{Ecuación 82}$$

$$Fs = \frac{S_y}{\sigma} \quad \text{Ecuación 83}$$

A través de estudios realizados se ha demostrado que una persona podrá ejercer una fuerza aproximadamente igual a la de su propio peso; por tanto, se asume para este caso un operador de peso igual a 60 (Kg * f) con el fin de determinar la palanca necesaria para vencer el torque.

$$Vm = F / F_{ent} \quad \text{Ecuación 84}$$

En este sentido, fue Leonhard Euler quien estableció la siguiente formulación que permite calcular la carga crítica de pandeo para una columna comprimida axialmente, de carga centrada en la sección, y cuyos extremos están articulados.



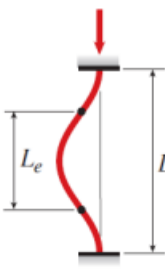
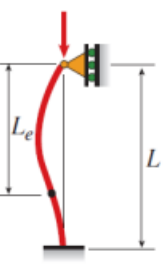
Columna articulada - articulada	Columna fija - libre	Columna fija - fija	Columna fija - articulada
$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{L^2}$	$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{4L^2}$	$P_{cr} = \frac{4\pi^2 EI}{L^2}$	$P_{cr} = \frac{2.046\pi^2 EI}{L^2}$
			
$L_e = L$	$L_e = 2L$	$L_e = 0.5L$	$L_e = 0.699L$
$K = 1$	$K = 2$	$K = 0.5$	$K = 0.699$

Figura 48: Cargas críticas, longitudes efectivas y factores de longitud efectiva para columnas ideales.

La carga crítica correspondiente es:

$$P_c = \frac{4 * \pi^2 * E * I}{L^2} \quad \text{Ecuación 85}$$

4.3.8 Capítulo IV: Estructura de la curvadora

4.3.8.1 Columnas con Cargas Axiales Excéntricas

Ahora asumiremos que una columna está comprimida por una carga P que está aplicada con una pequeña excentricidad media a partir del eje de la columna **Figura 49**. Cada carga axial excéntrica es equivalente a una carga centrada P más un par de momento $M_0 = P_e$. Este momento existe desde el instante en que se aplica la carga, y por lo tanto la columna comienza a deflexionarse al inicio de la carga. La deflexión se vuelve continuamente mayor, así como la carga aumenta.

Para el cálculo de la bancada, se la considerará como columna por lo que va a ser la encargada de soportar la carga total de los rodillos y fuerza de rolado las mismas que producen esfuerzos a pandeo y compresión. Para este análisis se empleará la fórmula de Euler, la más famosa de todas las expresiones para columnas. “Las columnas sometidas a fuerzas de compresión, cuando la esbeltez o relación entre la longitud de la barra y su dimensión transversal mínima pasa de determinados límites, se produce una flexión lateral o pandeo, que puede producir su rotura.” (Ochoa Suarez y otros, 2001)

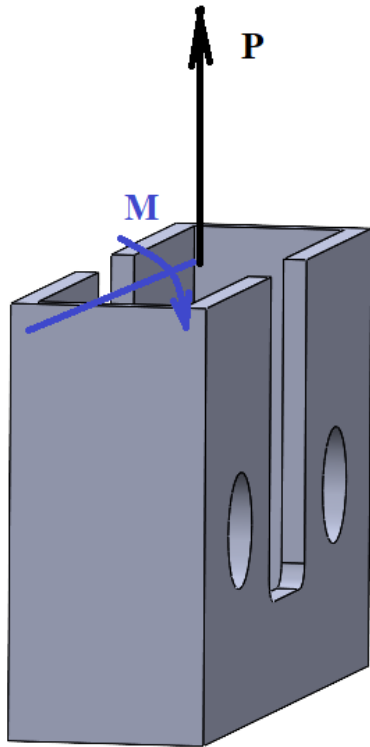


Figura 49: Esfuerzos por carga axial excéntrica

Los esfuerzos debidos a la fuerza P son iguales a P/A , donde A es el área de la sección transversal de la columna, y los esfuerzos debidos al momento flexionante M_{\max} se obtienen a partir de la fórmula de flexión.

Donde: σ_{\max} esta en función del estrés

σ_{\max} : es la carga máxima que se puede agregar a la columna

$$\sigma = \frac{P}{A}$$

Ecuación

86

Esta columna es de interés especial porque fue la primera analizada por Euler en 1744. En donde I es el momento de inercia para el pandeo en el plano xy

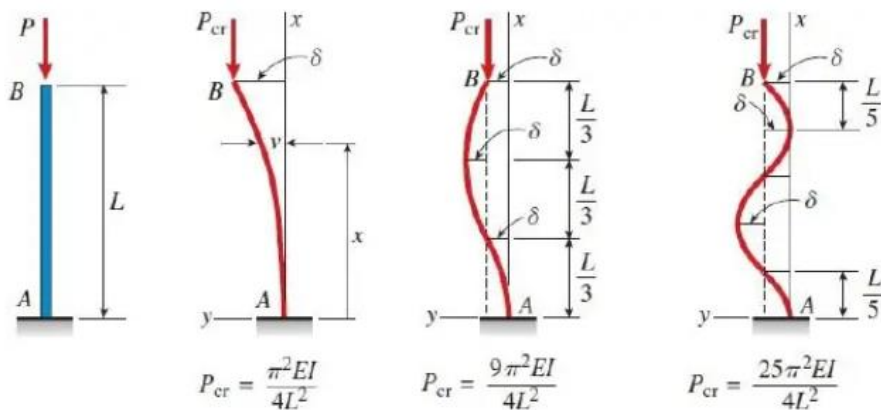


Figura 50: Columna fija en la base y libre e la parte superior

El esfuerzo de pandeo de Euler (σ) para este caso está dado por la siguiente ecuación:

$$\sigma = \frac{P}{A}$$

4.3.8.2 Cálculo de soldadura en la estructura

Las conexiones de la estructura se lo realizarán mediante pernos y soldadura, la mayor parte de la estructura, por no decir su totalidad, se lo realizará mediante soldadura. “Este es el método más común para unir entre si componentes metálicos de estructuras, debido a que las conexiones soldadas son eficientes, limpias y económicas” (Ringegni, 2013).

Existen dos tipos básicos de juntas, las juntas a filete, para las cuales no se realiza ningún tipo de preparación en los bordes de las piezas a unir antes de soldar.

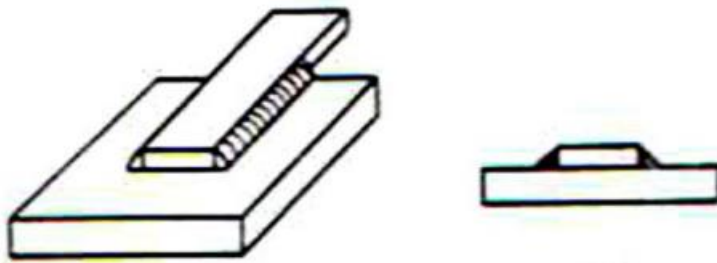


Figura 51: Junta a filete (Ringegni, 2013).

Las juntas a tope son aquellas en las cuales se realiza una preparación de bordes en las piezas, con el objeto de favorecer la penetración del cordón. Este tipo de unión puede ser a penetración completa o parcial. De penetración completa, cuando la fusión y mezcla entre el material base y el de aportación alcanza a todo el espesor de la unión. De penetración parcial, si esta fusión y mezcla no alcanza a todo el espesor del material. En las ilustraciones siguientes se representan a modo de ejemplo este tipo de uniones soldadas.

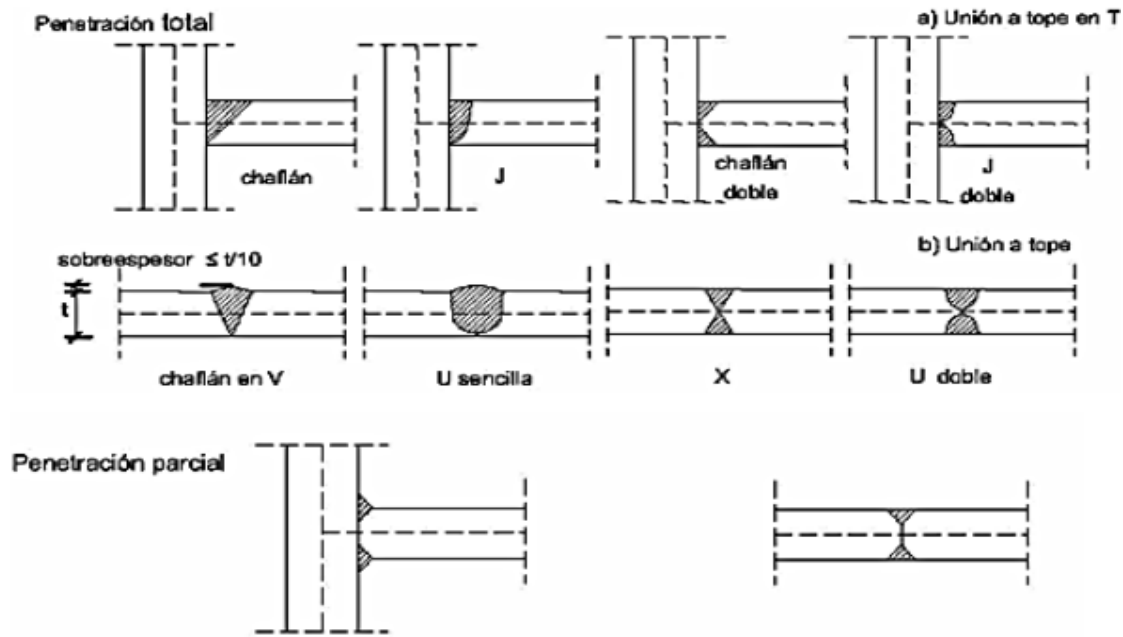


Figura 52: Tipos de juntas a tope (Ringegni, 2013).

La resistencia de una soldadura a filete que está sometida a esfuerzo cortante, se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$\tau = \frac{F}{A} \quad \text{Ecuación 87}$$

Donde:

- τ : esfuerzo cortante permisible de las placas (N/m^2)
- F: es la resistencia de una unión soldada (N).
- A: es el área de la sección transversal de la placa más delgada (m^2)

El tamaño de una soldadura de filete es el cateto opuesto (a). Una soldadura de filete falla a lo largo de su menor dimensión, llamada garganta (t). El área que está sujeta al esfuerzo cortante (A) es ADEF, la cual se calcula como:

$$A = 0.707 * a * L \quad \text{Ecuación 88}$$

Donde:

L: es la longitud de la soldadura

La fuerza que puede soportar cada mm de soldadura (q) está dada por:

$$q = \frac{F}{L} = \tau * a * 0.707 \quad (\text{Nm}) \quad \text{Ecuación 89}$$

Por lo tanto, el tamaño de la soldadura se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$a = \frac{q}{\tau \cdot 0.707} \quad (\text{m})$$

Ecuación 90

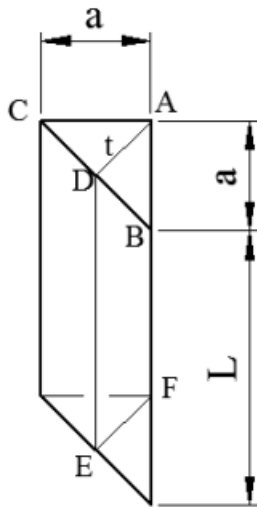


Figura 53: Soldadura de filete (Ringegni, 2013).

Para el caso de las soldaduras a tope, son realizadas correctamente no requieren cálculo alguno. En este caso la resistencia de cálculo, es decir, lo que soporte ante cualquier situación, va a estar condicionada con la resistencia que tenga la pieza más débil de entre las unidas mediante la soldadura. “En uniones a tope con penetración parcial la resistencia de cálculo se determinará como la de los cordones de soldadura a filete (Ringegni, 2013).

4.3.8.3 Tensor de cadena

El tensor, en mecánica, es un elemento empleado en el mecanismo de las correas y de las cadenas de distribución, manteniendo su tensión adecuada. El tensor cumple la función de mantener la tensión de la correa o de la cadena de distribución con el fin de permitir y garantizar un funcionamiento adecuado de todo el bloque motor. Además, protege elementos como los alternadores o las bombas de agua ante tensiones o fallos.

En el caso de que la correa o la cadena se encuentren con una tensión más baja de lo adecuado, estas patinarán y provocarán ruido, además, su temperatura aumentará lo que conducirá a desgastes tempranos y un mal funcionamiento del motor.

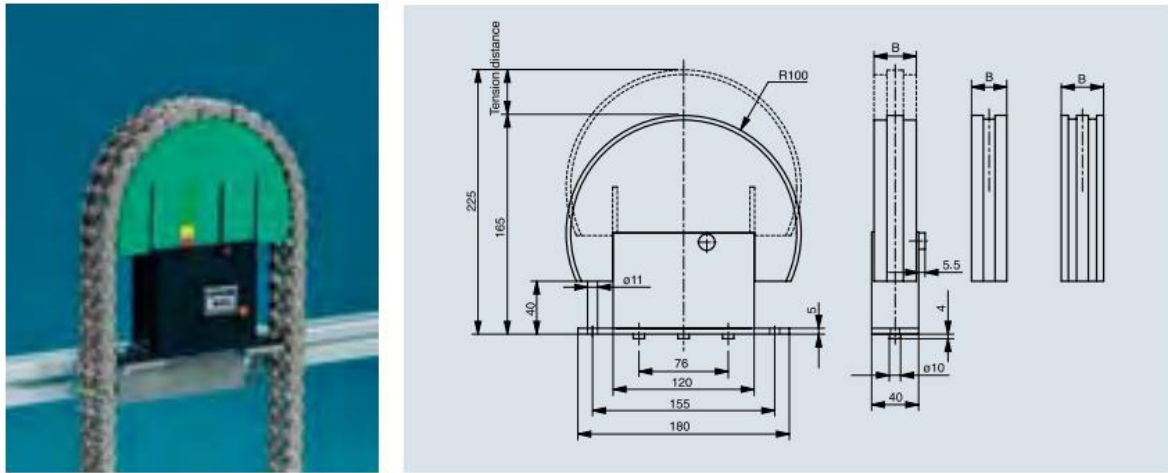


Figura 54: tensor tipo spann-bok (RoyDisa, s.f.).

4.3.8.4 Cable metálico

Los cables metálicos se fabrican en dos tipos de arrollamientos. El torzal regular, que es el estándar aceptado, tiene el alambre enrollado en una dirección para constituir los toroides y los toroides torcidos en la dirección opuesta, a fin de formar el cable. En el cable terminado, los alambres visibles están colocados casi paralelos al eje del cable. Los cables de torzal regular no se tuercen y son fáciles de manejar. (Budynas y Nisbett, 2008)

Los cables con torzal Lang son más resistentes al desgaste abrasivo y a la falla por fatiga que los cables con torcido regular, pero es más probable que se retuerzan y dejen de entrelazarse. Cuando se debe resolver el problema de un malacate de una mina se desarrollan ecuaciones de trabajo a partir de la presentación anterior. La tensión en el cable metálico F_t debida a carga y aceleración/desaceleración es:

$$F_t = \left(\frac{W}{m} + wl \right) \left(1 + \frac{a}{g} \right) \quad \text{Ecuación 91}$$

Donde:

- W = peso al final del cable (jaula y carga) (libf)
- m = número de cables que soportan la carga
- w = peso/pie del cable metálico, Libf/pie
- l = longitud del cable suspendida, pies
- a = aceleración y desaceleración máximas experimentadas Pie/s²
- g = aceleración de la gravedad, Pie/s²

La resistencia a la fatiga por tensión en libras para una vida especificada F_f se calcula por:

$$F_f = \frac{(p/S_u) * S_u * D * d}{2} \quad \text{Ecuación 92}$$

- $p/S_u =$ vida específica
- $S_u =$ resistencia última a la tensión de los alambres, psi
- $D =$ diámetro de la polea, pulg
- $d =$ diámetro nominal del cable metálico, pulg

La carga de flexión equivalente F_b es:

$$F_b = \frac{E_r * d_w * A_m}{D} \quad \text{Ecuación 93}$$

Donde:

- $E_r =$ módulo de Young para el cable metálico
- $d_w =$ diámetro del alambre, pulg
- $A_m =$ área de la sección transversal del metal, Libf/pie
- $D =$ diámetro de la polea, pulg

El factor de seguridad estático n_f se determina por:

$$n_f = \frac{F_f - F_b}{F_t} \quad \text{Ecuación 94}$$

4.3.8.5 Resistencia de pernos

En las normas para pernos, la resistencia se especifica mediante cantidades ASTM mínimas, la resistencia mínima de prueba o la carga mínima de prueba y la resistencia mínima de tensión. La carga de prueba es la carga máxima (fuerza) que un perno puede soportar sin sufrir una deformación permanente. La resistencia de prueba está dada por el cociente de la carga de prueba y el área de esfuerzo a tensión. Por ello, la resistencia de prueba corresponde aproximadamente al límite proporcional y a una deformación permanente de 0.0001 pulgadas en el sujetador (primera desviación que se puede medir a partir del comportamiento elástico).

En el

Anexo 20 se detalla las clases de propiedades mecánicas de pernos y tornillos de acero

$$\tau = \frac{F}{A_{\text{corte}}} = \frac{F}{\pi * d^2 / 4} \leq \frac{S_{yp}}{2 * n_s} \quad \text{Ecuación 95}$$

Donde:

- F es la fuerza cortante que actúa sobre el perno
- A es el área resistente al corte del perno
- d es el diámetro del perno
- S_{yp} es el esfuerzo de fluencia del material del perno

- ns es el factor de seguridad

4.4 Capítulo V: Sistema eléctrico y de control de la curvadora

4.4.1 POTENCIA TRIFÁSICA

Cada fase de una carga trifásica balanceada tiene una cantidad igual de potencia. Por consiguiente, la potencia real total existente en la carga es tres veces la potencia presente en cada fase de la carga.

$$P_{L(\text{tot})} = 3 * V_z * I_z * \cos \theta$$

Donde V_z e I_z son el voltaje y la corriente asociados con cada fase de la carga, y $\cos \theta$ es el factor de potencia (Floyd, 2007)

Y en un sistema conectado en Δ balanceado, el voltaje de línea y la corriente de línea es:

$$V_L = V_z \quad \text{y} \quad I_L = \sqrt{3} * I_z$$

Cuando cualesquiera de estas relaciones la potencia real total tanto para sistemas conectados en Y como para sistemas conectados en Δ es.

$$P_{L(\text{tot})} = \sqrt{3} * V_L * I_L * \cos \theta \quad \text{Ecuación 96}$$

La normativa que se encarga de definir el factor servicio para motores y generadores es la norma MG-1, que a su vez define potencias y velocidades. Igualmente, para cada potencia y velocidad la norma MG-1 define un número o carcasa que se asocia con el factor de servicio.

Dentro de las utilidades que proporciona el factor de servicio pensando en un reductor, podemos destacar aquellas que permiten soportar sobrecargas intermitentes y ocasionales, compensar bajas o desbalances en voltajes, alargar la vida del aislamiento mediante la reducción de la temperatura, etc.

Hp	Service Factor					
	Synchronous Speed, Rpm					
	3600	1800	1200	900	720	600
1/20	1.4	1.4	1.4	1.4
1/12	1.4	1.4	1.4	1.4
1/8	1.4	1.4	1.4	1.4
1/6	1.35	1.35	1.35	1.35
1/4	1.35	1.35	1.35	1.35
1/3	1.35	1.35	1.35	1.35
1/2	1.25	1.25	1.25	1.15*
3/4	1.25	1.25	1.15*	1.15*
1	1.25	1.15*	1.15*	1.15*
1-1/2-125	1.15*	1.15*	1.15*	1.15*	1.15*	1.15*
150	1.15*	1.15*	1.15*	1.15*	1.15*	1.15*
200	1.15*	1.15*	1.15*	1.15*	1.15*	...
250	1.0	1.15*	1.15*	1.15*

Figura 55: Factor de servicio de la normativa MG-1 (ELECTRICAL ENGINEERING, s.f.)

4.4.2 Calibre de conductores

El recubrimiento TW-Aislamiento termoplástico, resistente hasta 60°C en cualquier ambiente. El THW-Aislamiento termoplástico, resistente hasta 75°C en cualquier ambiente, resistente a la humedad. THHW - Aislamiento termoplástico, resistente hasta 75°C en ambiente húmedo y 90°C en ambiente seco, resistente a la humedad.

La distinción más básica entre los dos es que el cable THHN tiene un revestimiento exterior de nailon, mientras que el cable THWN tiene un revestimiento exterior de cloruro de polivinilo (PVC). La cubierta de nailon del cable THHN brinda mejor resistencia al calor, a las llamas y durabilidad en ambientes húmedos (ELECTROCABLES, s.f.)

Recubrimiento	Temperatura máxima de trabajo	Amperios por calibre		
		#14	#12	#10
THHN	90°C	25	30	40
TW	60°C	15	20	30

Figura 56: Amperios por calibre según el tipo de recubrimiento (ELECTROCABLES, s.f.)

Para el cálculo de protecciones con breaker o disyuntores según la norma NEC recomienda que los breakers se dimensionen al 125 de la carga continua y que en ovaciones muy particulares se podrá utilizar breaker con el 100% de la carga continua.

Lo mismos que están diseñados y evaluados para transportar el 100% de su corriente nominal durante un periodo indefinido de tiempo bajo condiciones estándar.

El NEC requiere que todos los conductores para carga continua estén clasificados para el 125%de la corriente nominal de carga.

Según la norma NEC y la NTC definen una carga continua como “una carga en la que se espera que la corriente máxima continúe durante 3 horas o más.

5. Metodología

5.1 Área de localización

Los datos requeridos para el presente proyecto se obtuvieron en la provincia de Loja, ubicada al sur del Ecuador, barrio Daniel Alvarez en taller ubicado en las calles: Jorge E. Gaitan y F. Federico de Guzman, en las siguientes coordenadas -4.018400 y -79.208563 , como se muestra en la Figura 57.

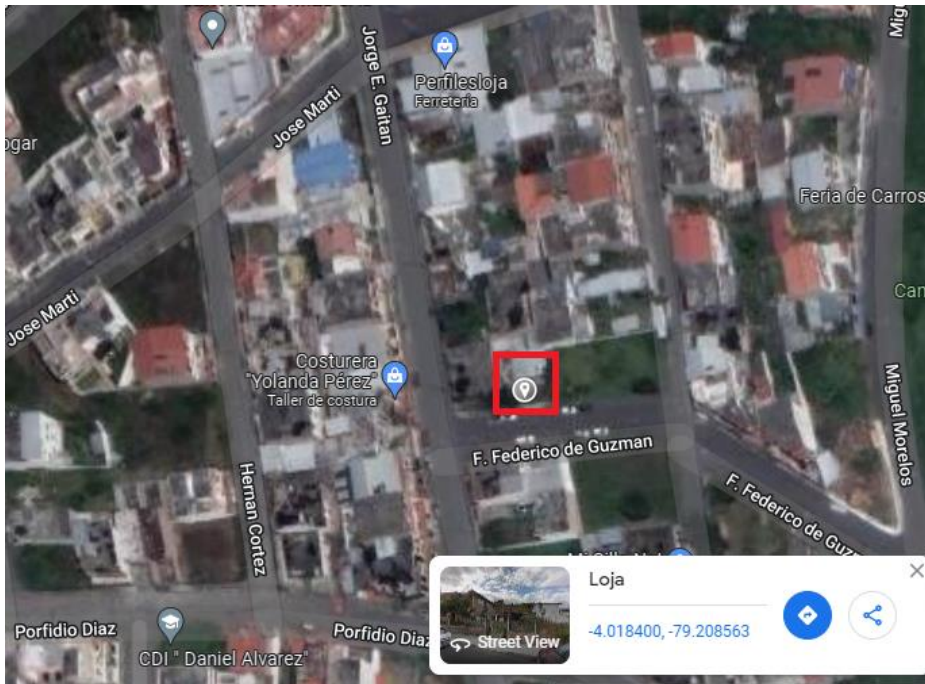


Figura 57: Área de recolección de muestras

5.2 Enfoque de investigación

El enfoque de la investigación es cuantitativo, por lo que se busca un diseño óptimo y funcional de un prototipo.

5.3 Tipo de investigación

El tipo de investigación es correlacional porque se diseñó un prototipo de curvadora que satisfaga las necesidades de la empresa.

5.4 Método de estudio

El método de estudio de la presente fue hipotético-deductivo porque se plantea la hipótesis que existe una correlación entre los modelos de las diferentes tipos de curvadoras y las características requerida por el taller.

5.5 Materiales

Dentro de los materiales que se utilizaron se encuentran:

Una computadora que sirvió como fuente de ingreso hacia la información bibliográfica, programas de computación (AutoCAD, SolidWorks, Cade Simu, MDSolids 4.0, Microsoft Word, etc.), fuentes de consulta (internet, libros, revistas técnicas).

5.6 Métodos

En este capítulo se desarrolla el procedimiento del diseño prototipo de curvadora de perfiles metálicos, el cual consiste de una serie de etapas de un proceso de selección y diseño de elementos mecánicos, necesarios para el diseño de la máquina.

En la Figura 58 se detalle el esquema del proceso para el desarrollo del proyecto el cual empieza con la definición del producto inicia con el paso **1**, el cual se refiere al planteamiento del problema tal y como se menciona en la introducción de este proyecto partiendo del problema se plantea los objetivos a cumplirse.

El planteamiento de requerimientos y necesidades de la Metalmecánica FORM-ACERO corresponden al paso **2**, ver sección 6.7.1 donde se recoge los requerimientos operativos y estos traduciéndoles en características técnicas objetivas de la máquina expresados en la Tabla 5 y Tabla 6 , con esto se evalúa los tipos de perfiles y material del mismo a emplearse en el curvado correspondiente al paso **3** mostrados en la sección 6.7.1.2 dentro de los distintos materiales utilizados en la realización de los trabajos encargados en el taller FORM-ACERO son los aceros inoxidable AISI-201 y AISI-304 debido a sus propiedades mecánicas requeridas.

El paso **4** se determina los parámetros según las especificaciones técnicas de la curvadora las mismas que son descritas en la Tabla 15.

El paso **5** inicia con la etapa de diseño conceptual que corresponde permite encontrar procedimientos para el desarrollo y cumplimiento de los objetivos del proyecto, además identifica las funciones principales y secundarias de la máquina para encontrar diversas alternativas para solucionar un problema dependiendo de la función de los componentes de la máquina en la sección 6.7.1.4, con ellos desarrollar los diagramas funcionales entendiendo como el paso **6** partiendo del inicio los procesos en donde se muestra las subfunciones también denominados módulos que realiza la máquina.

El paso **7 y 8** comprende la selección de alternativas para modulo determinado que dividen a la estructura funcional en secciones constructivas de la máquina mediante el método ordinal de criterios ponderados mostrado en la sección 6.7.1.6, determinando los módulos de acuerdo a las funciones de la curvadora y se despliega varias alternativas de solución para evaluarlas y escoger la más conveniente sin perder funcionalidad.

El diseño de materialización corresponde al paso **9** con el diseño preliminar de la máquina indicado en la sección 6.73, después de haber seleccionado las mejores alternativas de diseño.

El paso **10** se realiza el diseño de los elementos mecánicos de la curvadora desarrollado en toda la sección 7.1, empezando por los parámetros de fuerza de curvado con ello encontrar la fuerza requerida para curvar los perfiles deseados. Seguidamente calcular la potencia requerida y fuerza de arrastre con esto obtener los parámetros para calcular el sistema de transmisión el cual está comprendido todas las partes de los ejes rodamientos y cadenas.

Consecutivamente diseñar y seleccionar todas las partes que componen la estructura y demás partes.

El paso **11** corresponde el diseño, calculo y selección del sistema eléctrico y de todos los componentes que conforman dicho sistema de control, corresponde la sección 7.2.

El paso **12** corresponde al

Anexo 24.

En Figura 139 se contempla el esquema del circuito de potencia y circuito de control.

El paso **13 y 14** están descritos en la sección 7.3, Tabla 29 del costo referente de los materiales y tareas a emplearse en una construcción de esta máquina curvadora.

Llevando a cabo una comparación con máquinas de características semejantes disponible en el mercado nacional e internacional.

Finalmente, en el paso **15** corresponde a la sección 7.4 en el cual se detalla el informe de la socialización del proyecto al usuario y dueño del taller METAL-FORM.

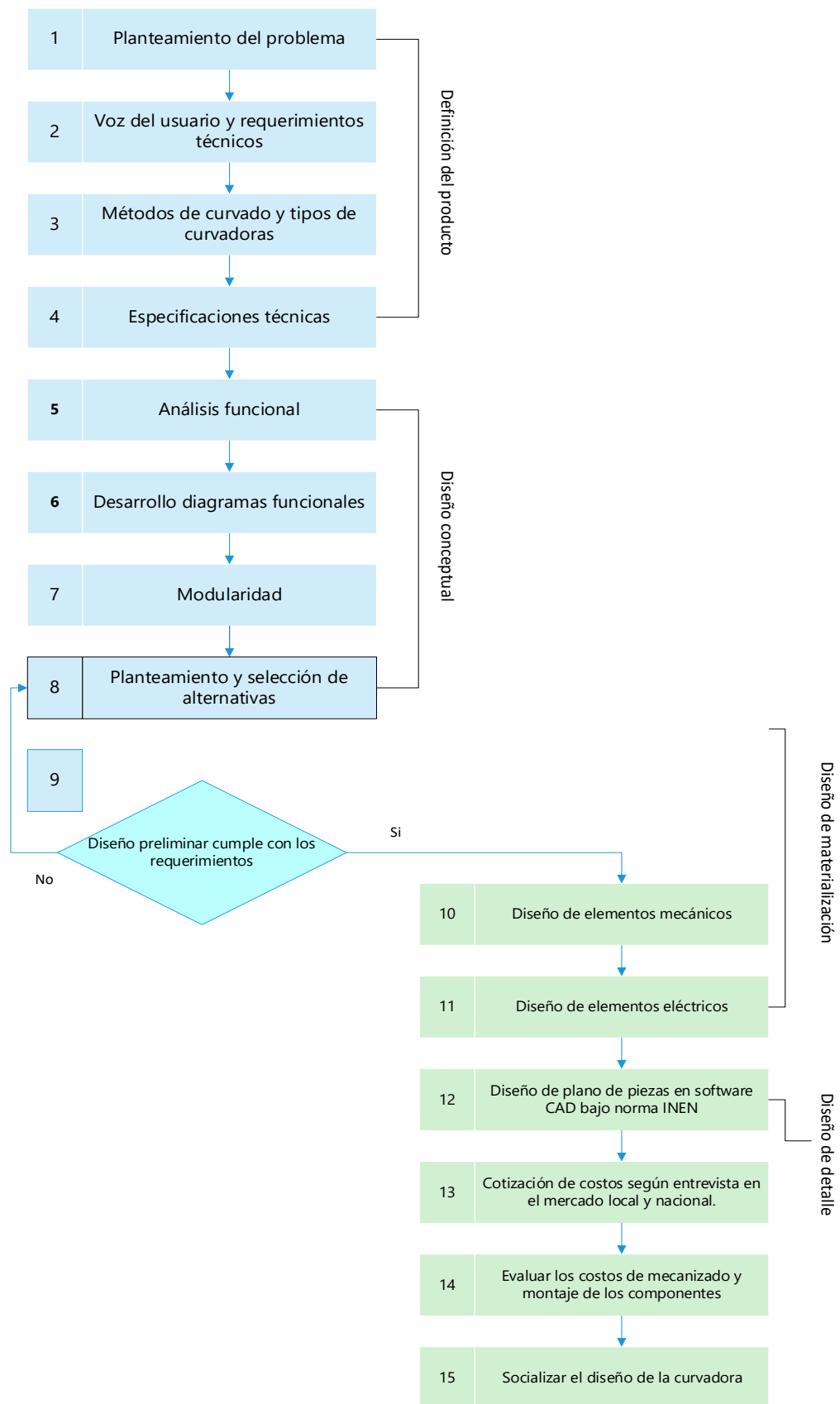


Figura 58: Esquema de la metodología planteada para el desarrollo del proyecto

5.7 Procedimiento

Para la búsqueda de información sobre tipos de curvadoras se procedió a obtener investigaciones realizadas sobre diferentes tipos de curvadoras y recomendaciones de distintos fabricantes de varios modelos de curvadoras.

5.7.1 Primer objetivo

Evaluar los tipos de curvado de perfilera metálica para determinar la alternativa adecuada.

Estudio de Alternativas

En este subcapítulo se presenta el estudio de alternativas de diseño, el cual consiste en el desarrollo del paso 2 al paso 7, los mismos que se muestran en la **Figura 58**.

5.7.1.1 Requerimientos del usuario y requerimientos técnicos

La voz del usuario es el mecanismo guía de todo el proceso de diseño, describe las demandas y requerimientos de la metalmecánica FORM-ACERO

Tabla 5

Requerimientos de usuario del taller METAL-FORM

Requerimientos del usuario del taller METAL-FORM
La máquina debe curvar perfiles de acero inoxidable AISI 201 y AISI 304 de hasta 3 pulgadas de diámetro exterior y 3 mm de espesor.
La máquina debe ser de fácil construcción con materiales accesibles en el mercado local y nacional.
La máquina debe tener larga vida útil
La máquina debe ser estable y de fácil manejo para el operario
La máquina debe ser fácil mantenimiento
La máquina debe ser segura y confiable antes y durante el funcionamiento
Y lo más importante la máquina debe ser de bajo costo

Fuente: Autor

Estos requerimientos y sugerencias personales del usuario se traducen en características técnicas objetivas de la máquina.

Tabla 6*Características técnicas*

Requerimientos técnicos del taller METAL-FORM
Capacidad de curvado
Resistencia mecánica y estabilidad
Fácil montaje y mantenimiento
Fácil operación y adaptabilidad del usuario
Fácil traslado y movilidad de la maquina
Fácil reparación sin tener que requerir o perturbar el equipo asociado
Seguridad
Costo moderado

Fuente: Autor

El proceso del desarrollo de la función de la calidad es un método que requiere de la planificación del producto, este define un producto considerando las necesidades y requerimientos del cliente.

5.7.1.2 Tipos y medidas del acero a emplearse en el curvado

Dentro de los distintos materiales utilizados en la realización de los trabajos encargados en el taller FORM-ACERO son los aceros inoxidable AISI-201 y AISI-304 debido a sus propiedades mecánicas requeridas.

Tabla 7*Propiedades de los aceros inoxidables AISI 201 y AISI 304*

Aceros austeníticos	Resistencia de fluencia	Ductilidad (porcentaje de elongación)
Número AISI	(MPa)	pulgadas
201	245.17	55
304	220	60

Fuente: (Dipac Manta, s.f.)

Tipos de perfiles a curvar

- Perfil angular “L”

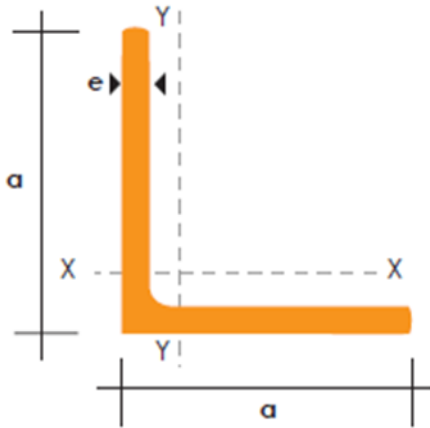


Figura 59: Perfil de (75 × 75 × 6) mm (Dipac Manta, s.f.)

Tabla 8

Perfil de alas iguales

Dimensiones		Momento de inercia	
a	e	$X_g = Y_g$	$I_x = I_y$
m	m	m	m^4
0.075	0.006	0.0216	$4.576 * 10^{-7}$

Fuente: (Dipac Manta, s.f.)

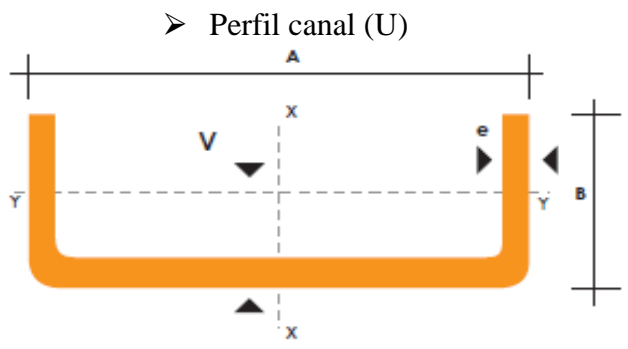


Figura 60: Perfil U (80 × 40 × 3) mm (Dipac Manta, s.f.).

Tabla 9

Perfil canal "U"

Dimensiones			Momento de inercia	Distancia al centro de gravedad
A	e	B	I_x	$C = \frac{A}{2}$
mm	mm	mm	m^4	m
76.2	3	19.05	$4.390 * 10^{-7}$	0.04

Fuente: (Dipac Manta, s.f.)

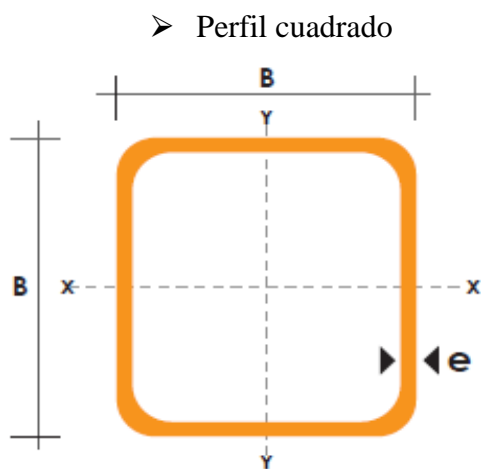


Figura 61: Perfil cuadrado (80x80x3) mm (Dipac Manta, s.f.)

Tabla 10

Dimensiones del perfil tubular cuadrado

Dimensiones		Momento de inercia	Distancia al centro de gravedad
B	E	I_x	$C = \frac{B}{2}$
mm	mm	m^4	m
76.2	3	$7.165 * 10^{-7}$	0.0381

Fuente: (Dipac Manta, s.f.)

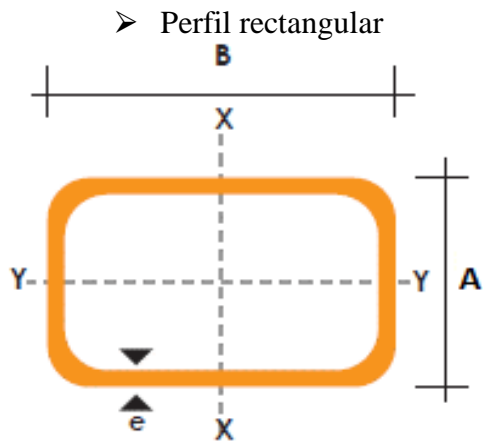


Figura 62: Perfil rectangular (80 x 40 x 3) Pulg (Dipac Manta, s.f.)

Tabla 11

Dimensiones del perfil tubular rectangular

Dimensiones			Momento de inercia	Distancia al centro de gravedad
B	A	e	I_x	$C = \frac{B}{2}$
mm	mm	mm	m^4	m
76.2	38.1	3	$5.23 \cdot 10^{-7}$	0.0381

Fuente: (Dipac Manta, s.f.)

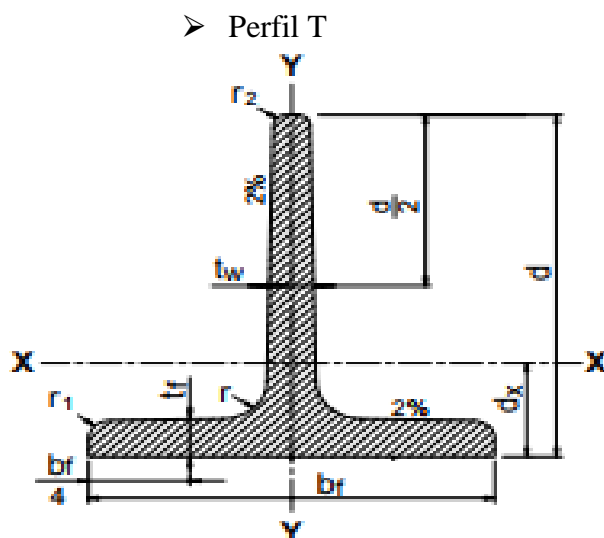


Figura 63: Perfil T ($T 2" \times 2" \times \frac{1}{4}"$) o ($51 \times 51 \times 6.4$) mm (Dipac Manta, s.f.)

Tabla 12

Características del perfil T a emplearse

Dimensiones			Momento de inercia	Distancia al centro de gravedad
d	bf	tf = tw	I_x	dx
mm	mm	mm	m^4	m
51	51	6.4	$1.352 * 10^{-7}$	0.0144

Fuente: (Dipac Manta, s.f.)

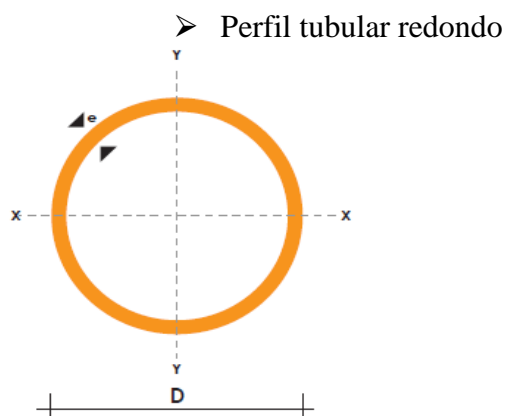


Figura 64: Tubos de Sección Circular (76.2 × 3) mm (Dipac Manta, s.f.).

Tabla 13

Características del perfil tubular redondo a emplearse

Dimensiones		Momento de inercia	Distancia al centro de gravedad
D	e	I_x	c
mm	mm	m^4	m
76.2	3	$5.39 * 10^{-7}$	0.0381

Fuente: (Dipac Manta, s.f.)

➤ Planchuelas o pletinas

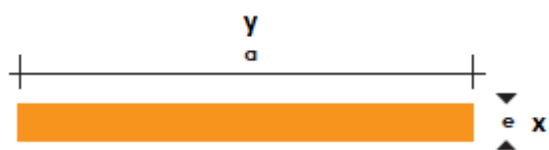


Figura 65: Planchuela o pletina (76.2 X 9) mm (Dipac Manta, s.f.).

Tabla 14

Características de la planchuelas o pletinas

Dimensiones		Momento de inercia	Distancia al centro de gravedad
a	e	I_x	$C = D/2$
mm	mm	m^4	m
76.2	9	$3.318 * 10^{-7}$	0.0381

Fuente: (Dipac Manta, s.f.)

5.7.1.3 Especificaciones técnicas

Se desarrolla en base a los requerimientos presentados en la voz del usuario y los requerimientos técnicos. La Tabla 15 muestra las características más considerables para guiar el diseño y desarrollo de la curvadora.

Tabla 15*Especificaciones técnicas de la curvadora*

Especificaciones	
Concepto	Descripción
Función	Rolado de perfiles de acero A36 y acero inoxidable
	Rolado de perfiles de acero hasta 3 [in] de ancho
Energía	Energía eléctrica para accionamiento del motor eléctrico
Materiales	Estructura: Acero A36
	Cubierta: Tol galvanizado
	Ejes: acero AISI 4340 (A 705)
Señales y control	Uso de materiales disponibles en el mercado
	Uso de materiales disponibles en la Metalmecánica
Vida útil y mantenimiento	Pulsadores de accionamiento de la máquina
	Mantenimiento preventivo cada mes
Seguridad y ergonomía	Accesible a sus componentes
	Fácil montaje y desmontaje
	Garantizar seguridad y confiabilidad durante el funcionamiento de la máquina

Fuente: Autor**5.7.1.4 Análisis funcional**


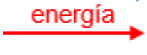


El análisis funcional permite encontrar procedimientos para el desarrollo y cumplimiento de los objetivos del proyecto, además identifica las funciones principales y

secundarias de la máquina para encontrar diversas alternativas para solucionar un problema dependiendo de la función de los componentes de la máquina (Romeva, 2002)

Se determina la función completa que realiza la máquina y posteriormente las subfunciones con interrelaciones de flujos entre ellas. La descomposición funcional se realiza con diagramas de flujo donde se indica cada función y se agrupa en módulos donde se plantean diversas alternativas de solución. La Tabla 16 muestra la simbología correspondiente a la relación de cada flujo y sus interfaces.

Tabla 16

Simbología

Tipo de interfaces	Relación	Simbología
Interfase de transferencia de materiales	Flujo de material y dirección	
Interfase de energía	Flujo de energía y dirección	
Interfase de señal	Flujo de señal y dirección	
Módulo	Sistema, subsistema	

Fuente: (Llive Guerrero & Imbaquingo Cacuangó, 2020)

5.7.1.5 Desarrollo de diagramas funcionales

La Figura 66 representa el inicio del proceso que es la función principal de la curvadora que relaciona los flujos de entrada como: intervención del operario, energía y una señal con un flujo de salida que es el perfil final curvado.



Figura 66: Diagrama inicial o principal (Llive Guerrero & Imbaquingo Cacuangó, 2020)

La Figura 67 representa el primer nivel (nivel 1) que parte del inicio de los procesos en donde se muestra las subfunciones también denominados módulos que realiza la máquina.

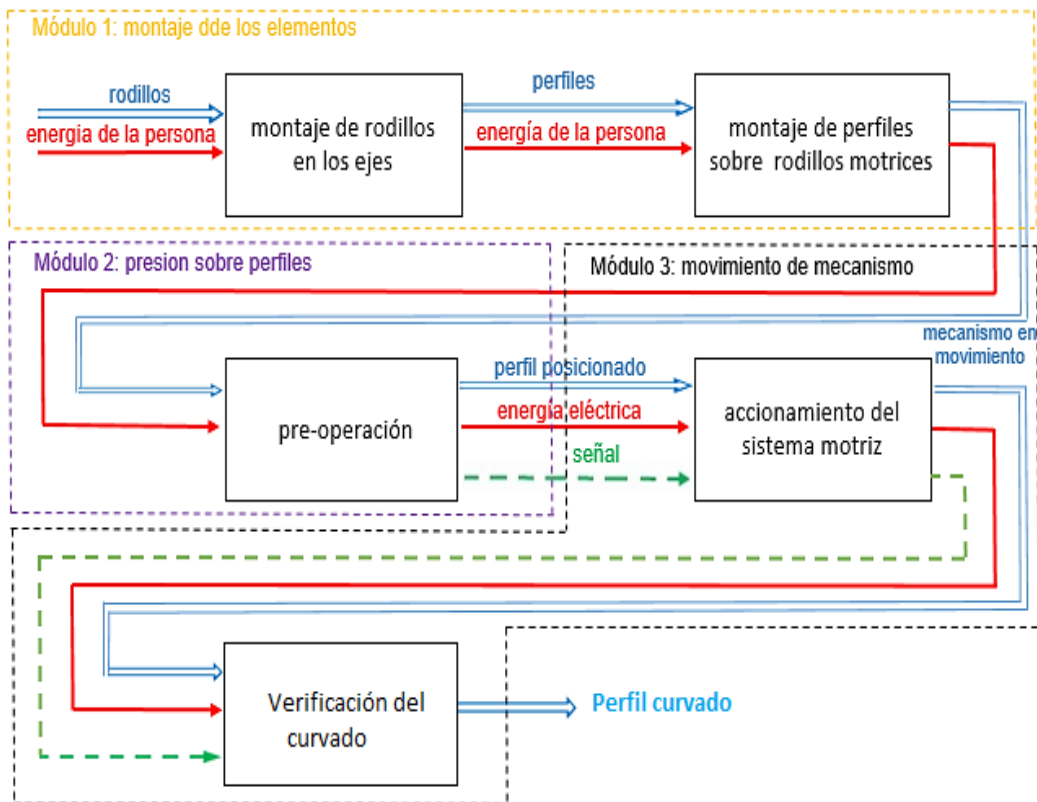


Figura 67: Diagrama de funciones secundarias (Llive Guerrero & Imbaquingo Cacuangó, 2020).

5.7.1.6 Selección de alternativas para cada módulo

En este subcapítulo se determinan los módulos que dividen a la estructura funcional en secciones funcionales o constructivas de la máquina y la evaluación de alternativas de solución, mediante el método ordinal de criterios ponderados con un análisis cuantitativo y comparativo para determinar la solución más conveniente.

5.7.1.6.1 Módulo 1

Para este módulo se presentan alternativas de solución. En las investigaciones se encontró con diferentes métodos de curvados.

Funciones del módulo 1.

- Forma de curvado

a) Solución 1: Curvado por Compresión

Dado en la Figura 68 durante el doblado por compresión, un lado dobla o comprime el material alrededor de un dado de doblez estacionario el radio del dado de doblez debe coincidir con el radio deseado. Por lo tanto, el doblado por compresión no solo puede comprometer la redondez del tubo, sino también la consecución de radios estrechos.

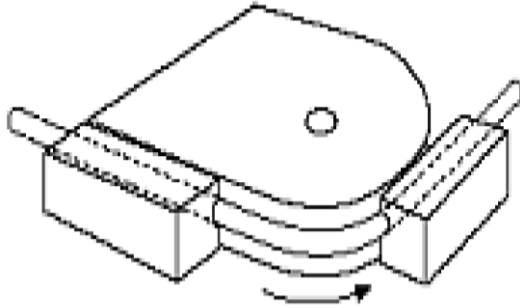


Figura 68: Curvado por compresión (Groover, 2007).

El doblado por compresión puede ser adecuado si:

- La producción es a bajo costo y alta velocidad.
- La apariencia del doblado o la redondez no es crítica.
- La parte es simétrica

El doblado por compresión no es adecuado para su parte si:

- La redondez y la estética del doblado son importantes.
- La parte es compleja y tiene varios radios de doblado.

b) Solución 2: Curvado por Presión

Pueden ser prensas verticales o bien, en los modelos más pequeños, horizontales. La matriz punzón tiene el radio de doblado y con su movimiento hacia el tubo empuja este hacia abajo contra dos matrices opuestas con la forma del tubo, las cuales empujan hacia arriba, forzando al doblado del tubo alrededor de la matriz punzón. Dado en la Figura 69 este método es adecuado para tubos de paredes gruesas y solamente para radios de gran curvatura. Las aplicaciones de las dobladoras por presión abarcan instalaciones de obras, calderas, destilerías, gasoductos, oleoductos y la industria naval (Groover, 2007).

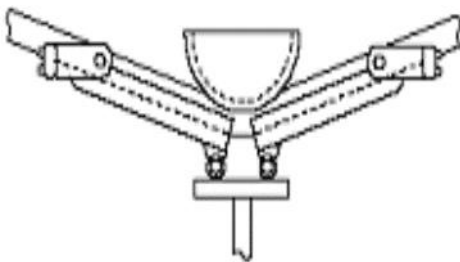


Figura 69: Curvado por presión (Groover, 2007).

c) Solución 3: Curvado por Brazo Giratorio

El curvado con brazo giratorio y mandril es la tecnología actualmente más precisa y versátil. Permite producir piezas muy complejas con una estricta calidad y gran capacidad de automatización, este método es muy utilizado en empresas que no demandan mucho material

a conformar debido a que su producción es limitada ya que tiene un radio de curvatura definido sin poder modificarse a varios radios de curvatura (Lobon Cuero , 2018).

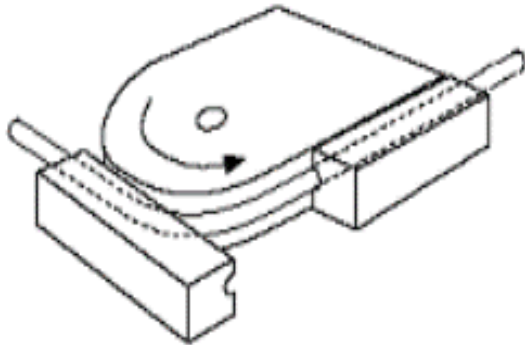


Figura 70: Curvado con brazo giratorio (Groover, 2007).

d) Solución 4: Curvado por Rodillo

El doblado por rodillo se usa típicamente para doblar radios grandes. El tubo se pasa a través de tres rodillos en una pirámide, y los rodillos aplican cantidades variables de presión para formar el curvado deseado. Aunque los rodillos necesitan coincidir con el diámetro exterior de la pieza de trabajo.

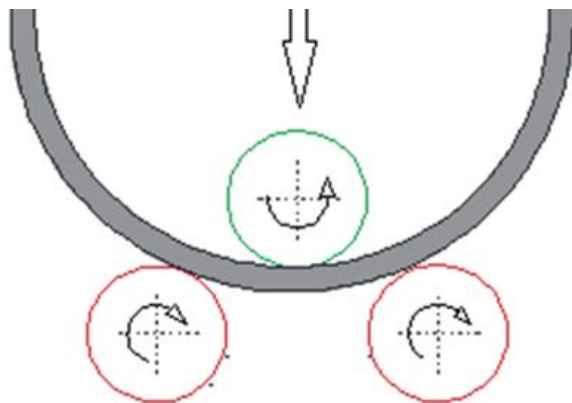


Figura 71: Curvado con rodillos.

La curvadora piramidal es fácil de reconocer, solo el rodillo superior y central se mueve y arriba y abajo, puede ser manual mediante una maneta o mediante un pistón hidráulico. La curvadora asimétrica en cambio, permite que los dos rodillos laterales sean los que tengan movimiento para determinar el diámetro del curvado.

La **dobladora piramidal** puede ser de arrastre a 2 rodillos inferiores o de arrastre a los 3 rodillos. Esta tiene más facilidad para poder rolar tubos de grandes diámetros porque la distancia entre los centros de los ejes inferiores es muy superior y siempre fija a las curvadoras asimétricas (Nargesa, 2020).

5.7.1.6.2 Evaluación de alternativas para módulo 2

- Curvadora de tres rodillos motorizadas para problemas de motricidad

- Facilidad para poder rolar tubos de grandes dimensiones
- Estructura sencilla
- Fácil uso y acceso para que la empresa la adquiera con una menor inversión
- Productos terminados de buena calidad

Si lo que se necesita es doblar tubos redondos, se recomienda utilizar una curvadora de tres rodillos motorizados, de esta forma se evitara problemas de motricidad. Con solo dos rodillos de arrastre, el rodillo resbala e impide que el trabajo sea tan rápido como con el de tres (Nargesa, 2020).

Los resultados de las ponderaciones de cada criterio con respecto a las alternativas planteadas, donde la alternativa 4 (**Curvadora piramidal por Rodillos**) tiene mayor prioridad

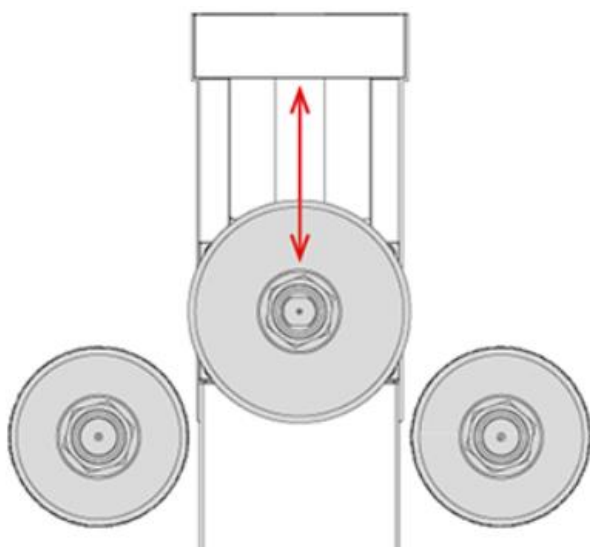


Figura 72: Curvadora piramidal (Nargesa, 2020)

Este mecanismo cumple con el objetivo de ejercer presión sobre los perfiles de acero que van a ser curvados, la misma que cumple con la siguiente función de ejercer presión sobre el perfil de acero.

5.7.1.6.3 **Modulo 2**

Esta sección cumple con el objetivo de ejercer presión sobre los perfiles de acero que van a ser curvados, la misma que cumple con la siguiente función.

a) **Solución 1: Tornillo de potencia**

Los tornillos de potencia se usan en muchas aplicaciones, como tornillos de avance en máquinas herramientas, mordazas, gatos mecánicos para elevación de vehículos, prensas y otros dispositivos de elevación de cargas, máquinas universales de tracción y compresión, etc. (Ingemecánica, s.f.).

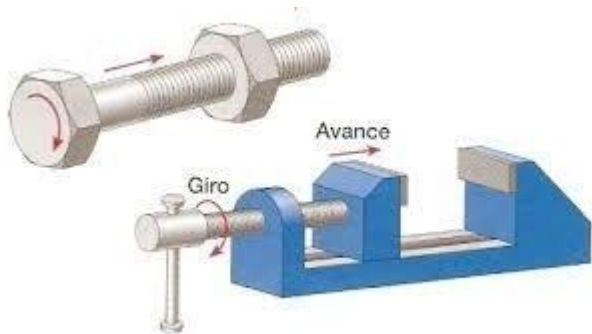


Figura 73: Principio de funcionamiento del tornillo de potencia (Ingemecánica, s.f.)

En este sentido, es muy usual el empleo de mecanismos constituidos por tornillos de potencia para la elevación o traslado de cargas, debido a que permiten desarrollar grandes fuerzas a lo largo. Así, aparte de las cualidades que han hecho muy popular el uso de tornillos de potencia, como son la sencillez de su diseño, bajo costo de fabricación y la posibilidad de su fabricación con gran exactitud, es el elevado rozamiento y por tanto la baja eficiencia en la transmisión, lo que constituye una desventaja en su uso (Ingemecánica, s.f.).

No obstante, este inconveniente puede ser solventado en parte con el uso de rodamientos de bolas o collarines, que permiten disminuir el coeficiente de rozamiento e incrementar la eficiencia del mecanismo.

b) Solución 2: Actuador hidráulico

Las máquinas que normalmente se encuentran conformadas por actuadores hidráulicos tienen mayor velocidad y mayor resistencia mecánica y son de gran tamaño, por ello, son usados para aplicaciones donde requieran de una carga pesada (México, s.f.).

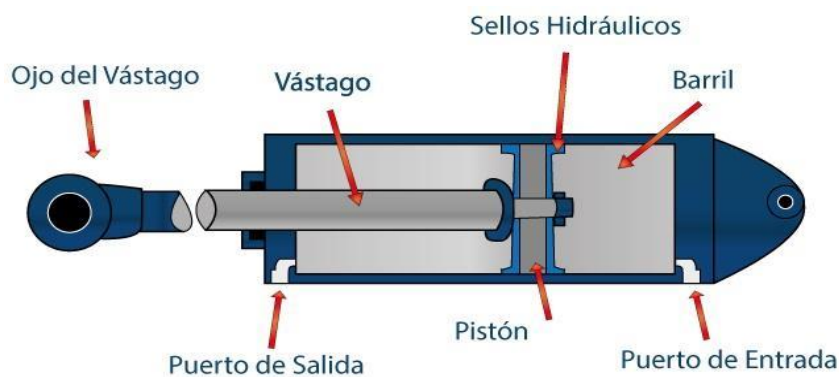


Figura 74: Partes de un cilindro hidráulico (México, s.f.)

Los actuadores hidráulicos requieren demasiado equipo para suministro de energía, así como de mantenimiento periódico.

Ventajas:

- Mayor exactitud.
- Respuesta de mayor frecuencia.

- Desempeño suave a bajas velocidades.
- Produce más fuerza que un sistema neumático de mismo tamaño.
- Altos índices entre potencia y carga.

Desventajas:

Las desventajas de este sistema son que debido a las elevadas presiones a las que se trabajan propician la existencia de fugas de aceite a lo largo de la instalación y necesita mayor espacio para la instalación.

Para las dos secciones los criterios de valoración que se consideran más influyentes son:

- Tamaño: el sistema no debe ocupar demasiado espacio.
- Consumo de energía: debe consumo bajo.
- Bajo costo: el coste debe ser bajo para su posterior adquisición del usuario de la metalmecánica.
- Mantenimiento: debe ser de fácil mantenimiento, fácil acceso a todas sus partes y poco frecuente.

Por lo consultado y los criterios del usuario se opta por la **solución 1** que corresponde al tornillo de potencia por su fácil mantenimiento, bajo costo de fabricación o adquisición y fácil mantenimiento

5.7.1.6.4 Modulo 3

El accionamiento un sistema de transmisión de potencia mecánica de una curvadora el cual genera movimiento de rotación a los rodillos considerando costes moderados para su diseño se puede dar de dos modalidades, que tiene la función dar accionamiento a la máquina.

a) Solución 1: Sistema de trasmisión por cadenas

Se emplea para transmitir movimiento entre dos ejes paralelos, este sistema está compuesto de un piñón conductor el cual pasa el movimiento a una catarina conducido por medio de una cadena. En la Figura 75 se representa un sistema de trasmisión por catarinas y cadena.

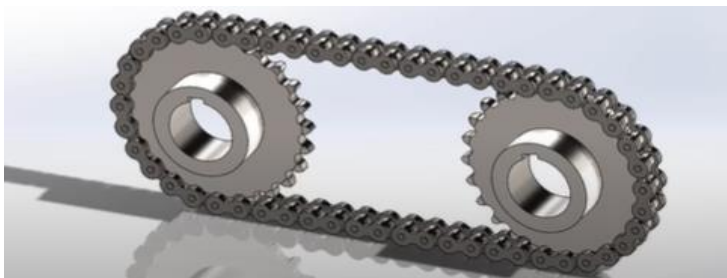


Figura 75: Sistema de trasmisión por piñones y cadena

Ventajas:

- Las transmisiones por cadena pueden transmitir grandes cargas a largas y cortas distancias.
- No existen problemas de deslizamiento.
- Tienen un diseño simple, instalación y reparación más fáciles. Las transmisiones por cadena se pueden reparar o reemplazar sin perturbar el equipo asociado.
- Sistema de bajo costo en comparación con otros sistemas de transmisión

Desventajas:

- A medida que la velocidad periférica aumenta se exige mejores condiciones de lubricación.
- Solo se aplica cuando los ejes son paralelos.

b) Solución 2: Sistema de transmisión engranes

Permite transmitir un movimiento giratorio entre dos ejes, pudiendo modificar las características de velocidad y sentido de giro. Los ejes pueden ser paralelos, coincidentes o cruzados. En la **Figura 76** se muestra un sistema de transmisión por engranajes rectos las cuales se encuentran engranadas.

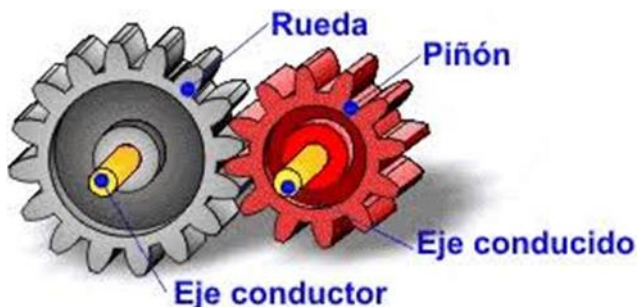


Figura 76: Sistema de transmisión por engranes rectos (MecanESO, s.f.).

Ventajas:

- Relación de transmisión constante
- No existen problemas de deslizamiento
- Alta capacidad de transmisión de potencia a grandes de velocidades.
- Alto rendimiento

Desventajas:

- Alto costo de fabricación en comparado con las cadenas
- No pueden transmitir potencia entre grandes distancias entre los centros

Evaluación de las dos soluciones planteadas

Los criterios de valoración que se consideran más influyentes son:

- Rendimiento: un buen rendimiento se puede obtener con un buen dimensionamiento y montaje de los elementos.
- Fabricación: no debe ser compleja y uso de materiales disponibles en el mercado y en la metalmecánica.
- Seguridad y fiabilidad: seleccionar un sistema que evite cualquier fallo que podría generar un contratiempo muy grave o daño al operador.
- Costo: el precio debe ser moderado ya que solo será adquirida por el usuario del taller.
- Mantenimiento: fácil mantenimiento, lubricación de las partes que lo requieren

Siguiendo estas valoraciones y los requerimientos del usuario de la metalmecánica, de acuerdo a cada criterio, donde la solución por el **Sistema de transmisión por piñones y cadena** tiene mayor prioridad.

5.7.1.6.5 Modulo 4

Para este módulo se determinan las partes o piezas que dividen a la estructura en secciones funcionales o constructivas de la máquina y la evaluación de alternativas de solución, mediante el método ordinal de criterios ponderados con un análisis cuantitativo y comparativo para determinar la solución más beneficiosa.

Se plantea emplear planchas de hierro de un espesor suficiente para fabricar la estructura de la curvadora, la cual soportará a los rodillos y el tornillo de potencia, también la estructura consta de una base, la cual integrará todos los elementos que conforman la curvadora, la misma que debe cumplir con su funcionalidad y seguridad y fácil mantenimiento y montaje.

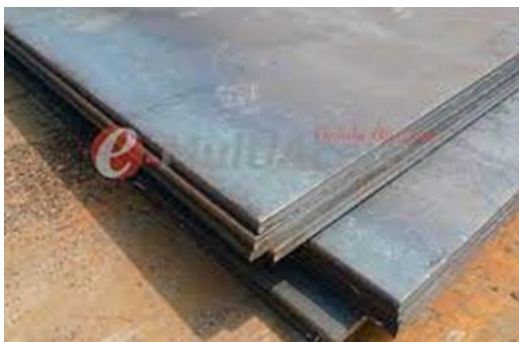


Figura 77: Planchas de acero estructural acero ASTM A-36

5.7.1.6.6 *Modulo 5*

Este módulo consiste en el accionamiento de la roladora el cual genera movimiento en el mecanismo de la máquina que se da por un sistema de transmisión de potencia desde el motor a los rodillos por medio de los ejes de transmisión y accionamiento.

La mayoría de los ejes maquinados se fabrican con acero al bajo o medio carbono, ya sea rolado en frío y rolado en caliente; sin embargo, cuando se necesitan mayores resistencias se emplean otras aleaciones de acero.

a) **Solución 1: Acero AISI 1018**

Es un acero de cementación no aleado principalmente utilizado para la elaboración de piezas pequeñas exigidas al desgaste y en donde la dureza del núcleo no es muy importante. Tales como: levas uniones, bujes, pines, pivotes, pernos grado 3.

Tabla 17

Propiedades mecánicas del acero AISI 1018

Resistencia mecánica	Punto de fluencia	Elongación
(MPa)	(MPa)	% Min.
410 - 450	235	20

Fuente: (Dipac Manta, s.f.)

b) Solución 1: Ejes acero AISI 4340

Es un acero bonificado al cromo, níquel, molibdeno, altamente resistente a la tracción, torsión y a cambios de flexión. Insensible al sobrecalentamiento en el forjado y libre de propensión a la fragilidad del revenido.

- Norma: AISI 4340 (705)
- Aplicaciones: Partes de maquinarias sometidas a altos esfuerzos, brazo de dirección, cigüeñales, árboles de leva, barras de torsión, embragues, piñones, barras de cardán, ejes de bombas, muñones, pernos de alto grado de tensión, rodillos de transportadora, etc.
- Largo: 6mts

Tabla 18

Propiedades mecánicas del acero AISI 4340

Diámetro (mm)	Límite de rotura (N/mm²)	Elongación % Min.
16 o menos	1400	9
16 - 40	1300	10
41 - 100	1200	11

Fuente: (Dipac Manta, s.f.)

5.7.1.6.7 *Modulo 6*

En este módulo se evalúa los rodamientos más acordes al tipo de curvadora a diseñarse dado que las distintas funciones requeridas a los rodamientos varían según la aplicación del rodamiento. Estas funciones se deben ejecutar durante un período de tiempo prolongado.

La vida del rodamiento se puede definir como la vida frente al ruido, la vida frente a la abrasión, la vida de la grasa o la vida frente a la fatiga de los elementos rodantes, dependiendo de cuál de ellas provoca la pérdida de servicio del rodamiento.

Los rodamientos de dos hileras completamente llenos de rodillos cilíndricos SKF incorporan una cantidad máxima de rodillos, ya que no están equipados con una jaula.

Estos rodamientos cuentan con rodillos en forma de barril entre el anillo interior, que tiene dos pistas de rodadura, y el anillo exterior que tiene una sola pista de rodadura.

Por lo tanto, si se produce desplazamiento del eje o de los soportes o desalineación de los ejes, se corrige de forma automática de forma que no se aplica un exceso de fuerza sobre los rodamientos. Los rodillos esféricos pueden soportar, no sólo elevadas cargas radiales, sino también cargas axiales en una dirección. Cuentan con una excelente capacidad para soportar cargas radiales y resultan adecuados para la mayor parte de usos en que hay cargas elevadas o impactos.

Las jaulas utilizadas son las de acero estampado y bronce mecanizado.

Características y beneficios

- Gran capacidad de carga - Los rodamientos sin jaula incorporan una cantidad máxima de rodillos. Por ello, y debido a la segunda hilera de rodillos, los rodamientos de dos hileras completamente llenos de rodillos cilíndricos son adecuados para cargas radiales muy elevadas.
- Alta rigidez - La elevada cantidad de rodillos incrementa la rigidez radial.
- Vida útil prolongada

Con un estado de cargas altas y el diámetro del eje, según el fabricante (SKF, s.f.) se recomienda a optar seleccionar una unidad de soporte de pie, con estas indicaciones se toma en consideración los rodamientos por sus características y su alta capacidad de carga radial y sus dimensiones.

a) Solución 1: Rodamientos rígidos de bolas

Los rodamientos rígidos de bolas son el tipo de rodamientos más habitual y son especialmente versátiles. Tienen una baja fricción y están optimizados para un nivel de ruido bajo y baja vibración, lo que permite altas velocidades de giro. Soportan cargas radiales y axiales en ambos sentidos, son fáciles de montar y requieren menos mantenimiento que otros tipos de rodamientos (SKF, s.f.).

- Muy alta capacidad de carga radial
- Alta rigidez radial
- Larga vida útil
- Fijan el eje axialmente en un sentido
- Función de relubricación



Figura 78: Rodamiento de bolas rígido (SKF, s.f.)

b) Solución 2: Rodamiento de rodillos

Los rodamientos pueden cumplir los desafíos de las aplicaciones que se enfrentan a cargas radiales pesadas y a altas velocidades. Al soportar el desplazamiento axial (excepto para los rodamientos con pestañas tanto en el aro interior como en el exterior), ofrecen una alta rigidez, baja fricción y larga vida útil.

Los rodamientos de rodillos cilíndricos también están disponibles en diseños sellados o de dos piezas. En los rodamientos sellados, los rodillos están protegidos de los contaminantes, el agua y el polvo, al tiempo que proporcionan retención de lubricante y exclusión de contaminantes. Esto permite una menor fricción y mayor vida útil. Los rodamientos de dos piezas están destinados principalmente a disposiciones de rodamientos en zonas de difícil acceso, como los cigüeñales, donde simplifican el mantenimiento y los reemplazos (SKF, s.f.).

Los rodamientos sin jaula incorporan un número máximo de rodillos y, por ello, son apropiados para cargas radiales muy elevadas



Figura 79: Rodamiento de rodillos cilíndricos (SKF, s.f.)

5.7.1.6.8 *Modulo 7*

En este módulo consiste en el accionamiento del sistema motriz de la curvadora con los motores eléctricos que transforman una energía eléctrica en energía mecánica de rotación en un eje. Cabe recordar al emplear motorreductores se obtiene una serie de beneficios sobre otras formas de reducción.

Solución 1: Motorreductor

Tienen múltiples ventajas, entre las que cabe citar su economía, limpieza, comodidad y seguridad de funcionamiento. Su funcionamiento se basa en las fuerzas de atracción y repulsión establecidas entre un imán y un hilo conductor (bobina) por donde hacemos circular una corriente eléctrica (Areatecnología, s.f.).

Algunos de estos beneficios son:

- Regularidad tanto en la velocidad como en la potencia entregada
- Mayor eficiencia en la transmisión de potencia
- Menor espacio requerido y mayor rigidez en el montaje
- Menor tiempo requerido para instalación
- Menos costos de mantenimiento

Para la inversión del giro del motor eléctrico del sistema de transmisión se emplea un breaker y dos contactores, uno para el giro horario y otro para el giro antihorario.

5.7.2 *Características de la Máquina con 3 Ejes Motrices*

a) Solución 1: Curvadora semiautomática

Se caracteriza por tener tracción motorizada en los rodillos inferiores, los cuales son fijos y desplazamiento vertical ascendente y descendente en el tercer rodillo para ejercer una fuerza de flexión por acción de un tornillo sin fin como se observa en la Figura 80.

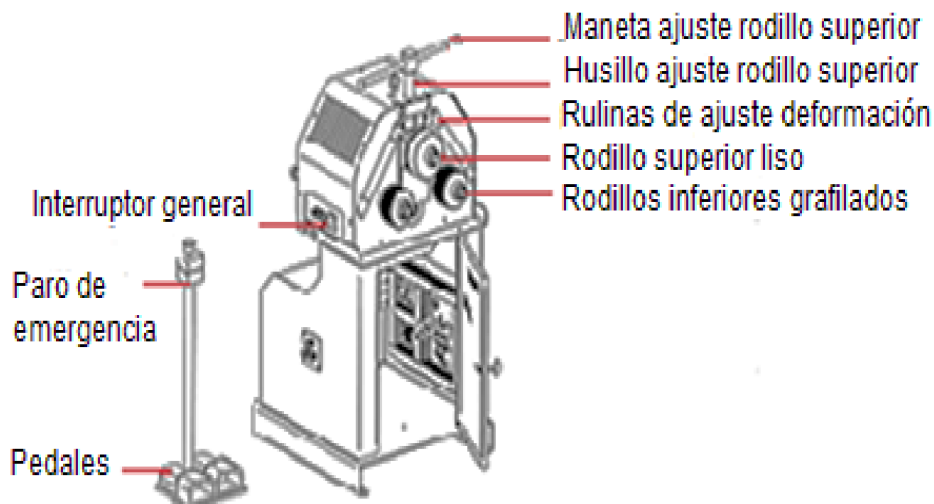


Figura 80: Roladora semiautomática (Nargesa, 2020)

Solución 2: Curvadora automática

Esta máquina garantiza mayor precisión en el doblado sin necesidad de esfuerzo físico. La tracción de sus tres rodillos es motorizada y en algunos casos el rodillo superior se acciona con un sistema hidráulico como se representa en la **Figura 81**.

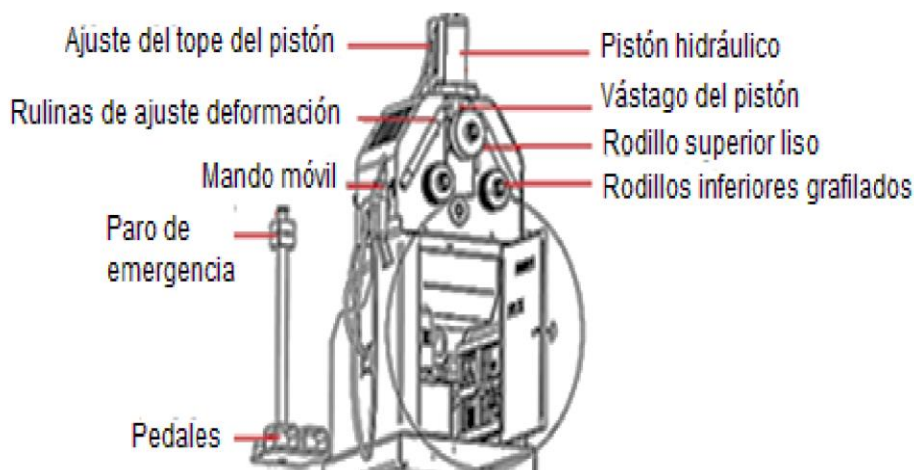


Figura 81: Roladora hidráulica con tres rodillos (Nargesa, 2020)

5.7.3 Solución general del mecanismo

La Figura 82 representa el diseño final de la roladora con sus partes principales luego de seleccionar las alternativas con mayor prioridad.

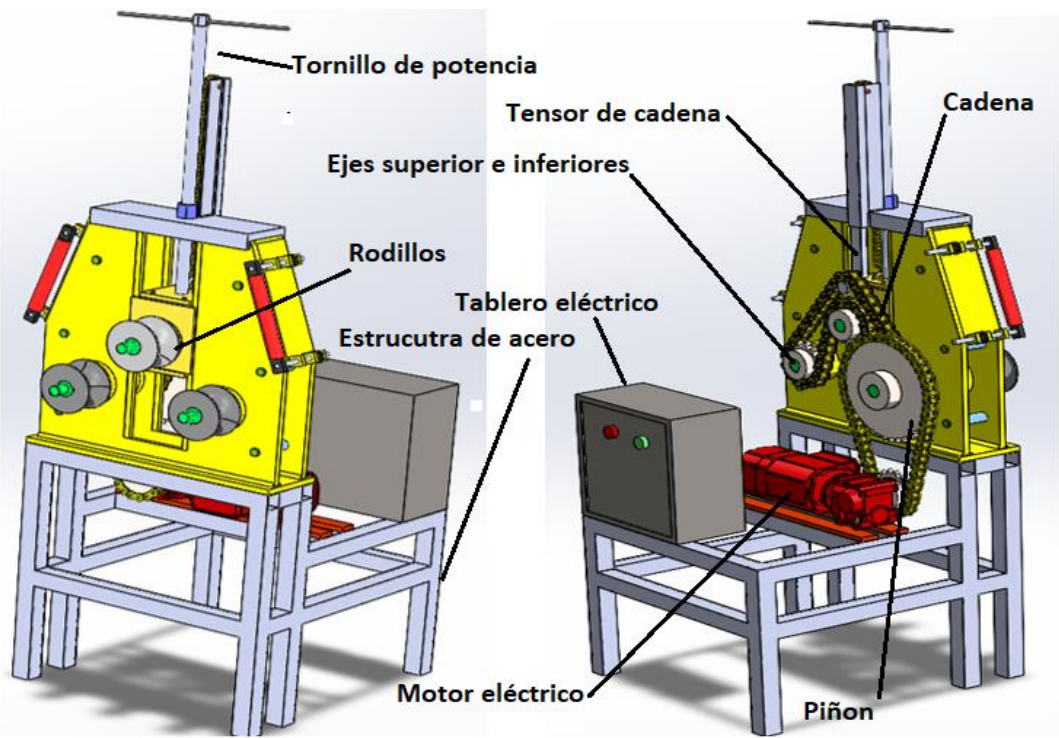


Figura 82: Esquema de las principales partes de la curvadora de perfiles (Vista frontal y posterior)

6. Resultados

Entre los requerimientos del cliente y características técnicas, los puntos que no se pueden intervenir son: capacidad de curvado, estabilidad y seguridad.

Con ellos analizado las características y requerimientos las que tiene un peso significativo son: seguridad, estabilidad, peso, tiempo de mantenimiento y bajo costo. Entonces, los parámetros más influyentes que se van a considerar son:

- Seguridad
- Estabilidad
- Peso
- Fácil mantenimiento
- Costo moderado

Con las alternativas presentadas anteriormente las mismas que hacen referencia a máquinas utilizadas comúnmente en el medio de construcción mecánica y los diferentes métodos de curvado tanto de perfiles como de tubos que aplica cada una de ellas. La elección más adecuada compensará la necesidad actual de la empresa, además deberá disminuir tiempo, distancia y espera del proceso para la construcción de sus diferentes proyectos, se aumenta así la rentabilidad de la empresa.

En consecuencia, se plantean una alternativa para la solución del problema con los datos obtenidos se opta por un diseño de una máquina con las siguientes características:

- De tres rodillos motrices
- Un solo sistema motriz para hace rotar los tres rodillos con un mecanismo de transmisión apropiada con un coste moderado en relación a su construcción.
- Adicionalmente el montaje de fácil implementación y un sencillo mantenimiento.

En la **Figura 83**, se representa el sistema de la curvadora luego de seleccionar las alternativas con mayor prioridad.

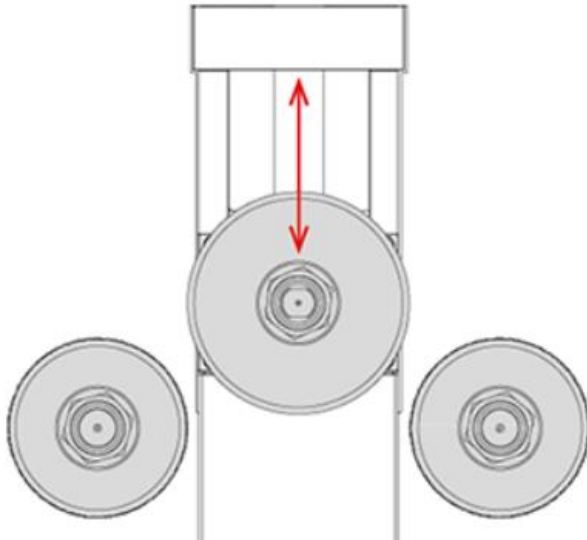


Figura 83: Curvadora piramidal (Nargesa, 2020)

6.1 Dimensiones y disposición de los elementos de la dobladora

6.1.1 Parámetros para la fuerza de doblado

Para determinar el diámetro del rodillo inferior asumido tomando en consideración el máximo medida del perfil a curvar, el cual según fabricantes (NARGESA, s.f.) recomiendan tomar en consideración un valor superior al doble del mayor perfil a curvar.

$$d1 = 0.16\text{m}$$

Para el diámetro del rodillo superior, se considera la siguiente la siguiente Ecuación 20:

$$D_s = 1.2 * D_i$$

$$D_s = 1.2 * 0.16\text{m}$$

$$D_s = 0.192 \text{ m}$$

A partir de la Ecuación 19 y con el diámetro del rodillo inferior determinamos la distancia entre los centros.

$$D_i < L_r < 3(D_i + D_i)$$

Este valor se encuentra en un intervalo nominal de 160 y 960 [mm], se toma un valor de $L_r = 400$ [mm] considerando la disposición de los rodillos y no apartarse del centro en comparación a otros modelos.

Al reemplazar los datos obtenidos previamente L_r y D_i se calcula el ángulo “ θ ” comprendido entre la línea de simetría y la línea de centro superiores en condición de trabajo, se deduce con la Ecuación 23.

$$\theta_{\max} = \sin^{-1} \left(\frac{L_r}{2 * (r_s + r_i + t)} \right)$$

$$\theta_{\max} = \sin^{-1} \left(\frac{0.400 \text{ m}}{2 * (0.096 \text{ m} + 0.08 \text{ m} + 0.08\text{m})} \right)$$

$$\theta_{\max} = \sin^{-1}(0.781)$$

$$\theta_{\max} = 46.05^\circ$$

La distancia en un plano horizontal de los rodillos inferiores con relación al rodillo superior considerado en modo sin operación, según (Cabrera & Estalfer, 2018) se recomienda incrementar 2 pulgadas ($\cong 0.05$ m) de separación adicional a la Ecuación 22 por cuestiones de montaje y desmontaje del perfil curvado empleando la siguiente ecuación:

$$R_r = (r_s + r_i + t)$$

$$R_r = (r_s + r_i + t) + 0.05\text{m}$$

$$R_r = (0.096\text{ m} + 0.08\text{ m} + 0.08\text{ m}) + 0.08\text{ m}$$

$$R_r = 0.306\text{ m} = 306\text{ mm}$$

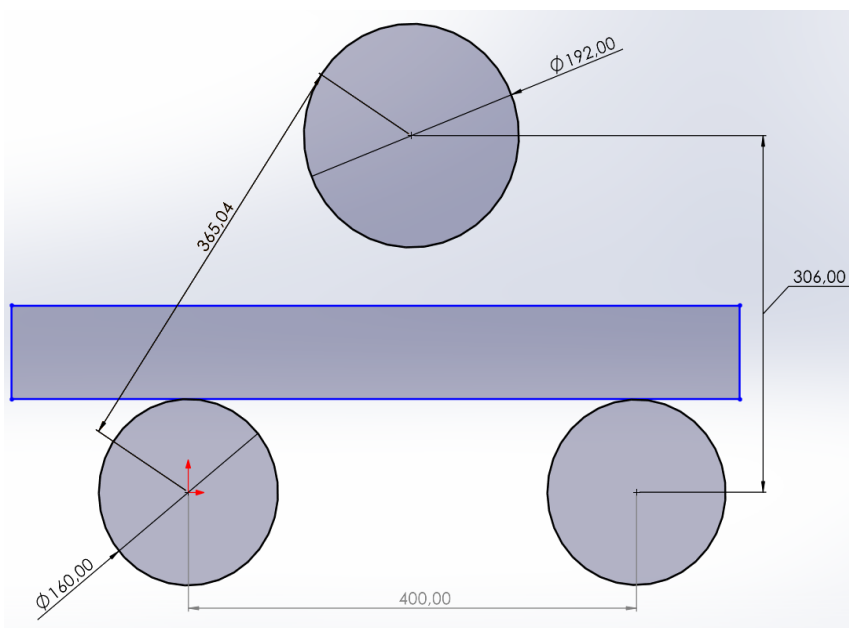


Figura 84: Triángulo de disposición de los rodillos en triángulo

Los rodillos de arrastre estarán separados según se observa en la Figura 84, el mismo que está acorde a las necesidades de curvado presentes en el taller considerando la gran variedad de tamaños de los perfiles a curvar.

6.1.2 Cálculo de parámetros para la potencia requerida en el proceso de curvado

Perfil angular “L”

Conseguidos todos los valores necesarios mediante la Ecuación 18 se determina la fuerza necesaria para deformar el cada uno de los perfiles estructurales:

$$F = \frac{4 * \sigma_f * I}{C * L}$$

Distancia del eje neutro a la fibra en estudio más alejada, se obtiene mediante la **Ecuación 26** se obtiene:

$$c = (a - X_g)$$

$$c = (0.075 - 0.0216)\text{m}$$

$$c = 0.0534 \text{ m}$$

Fuerza aplicada en perfil de acero AISI-201 el presenta más resistencia a la fluencia:

$$F_{201} = \frac{4 * 245 \times 10^6 \text{ Pa} * 4.576 * 10^{-7} \text{ m}^4}{0.0534 \text{ m} * 0.400 \text{ m}}$$

$$F_{201} = 23094.23 \text{ N}$$

Perfil canal (U)

$$F = \frac{4 * \sigma_f * I}{C * L}$$

$$F_{201} = \frac{4 * 245 \times 10^6 \text{ Pa} * 4.390 * 10^{-7} \text{ m}^4}{0.04 \text{ m} * 0.400 \text{ m}}$$

$$F_{201} = 29577.63 \text{ N}$$

Perfil cuadrado

$$F = \frac{4 * \sigma_f * I}{C * L}$$

$$F_{201} = \frac{4 * 245 \times 10^6 \text{ Pa} * 7.165 * 10^{-7} \text{ m}^4}{0.04 \text{ m} * 0.400 \text{ m}}$$

$$F_{201} = 43885.63 \text{ N}$$

Perfil rectangular

$$F = \frac{4 * \sigma_f * I}{C * L}$$

$$F_{201} = \frac{4 * 245 \times 10^6 \text{ Pa} * 5.23 * 10^{-7} \text{ m}^4}{0.04 \text{ m} * 0.400 \text{ m}}$$

$$F_{201} = 35237.13 \text{ N}$$

Perfil T

Eje neutro a la fibra as alejada del perfil se obtiene:

$$C = d - d_x$$

$$C = (0.051 - 0.0144) \text{ m}$$

$$C = 0.0366 \text{ m}$$

$$F = \frac{4 * \sigma_f * I}{C * L}$$

$$F_{201} = \frac{4 * 245 \times 10^6 \text{ Pa} * 1.352 * 10^{-7} \text{ m}^4}{0.0366 \text{ m} * 0.400 \text{ m}}$$

$$F_{201} = 9955.3 \text{ N}$$

Perfil tubular

$$F = \frac{4 * \sigma_f * I}{C * L}$$

$$F_{201} = \frac{4 * 245 \times 10^6 \text{ Pa} * 5.39 * 10^{-7} \text{ m}^4}{0.0381 \text{ m} * 0.400 \text{ m}}$$

$$F_{201} = 38126.12 \text{ N}$$

Planchuelas o pletinas

$$F = \frac{4 * \sigma_f * I}{C * L}$$

$$F_{201} = \frac{4 * 245 \times 10^6 \text{ Pa} * 3.318 * 10^{-7} \text{ m}^4}{0.0381 \text{ m} * 0.400 \text{ m}}$$

$$F_{201} = 23469.84 \text{ N}$$

Mediante los cálculos realizados, se puede concluir que la mayor fuerza concentrada por carga estática del rodillo superior corresponde al perfil cuadrado $F = 43885.63 \text{ N}$, la cual se utilizará como fuerza referente para el diseño de la máquina.

Radio de curvatura

Formula del radio de curvatura a emplearse en el perfil cuadrado de mayor esfuerzo usando la Ecuación 25:

$$r = \frac{E * I * 4}{F * L}$$

$$r = \frac{200 \times 10^9 \text{ Pa} * 8.78 * 10^{-7} \text{ m}^4 * 4}{43885.63 \text{ N} * 0.400 \text{ m}}$$

$$r = 40.01 \text{ m}$$

6.1.3 Cálculo de la Potencia Mecánica necesaria

Para determinar la potencia necesaria en el motor para vencer la inercia mecánica producida por la fricción estática y de rodadura del perfil estructural cada rodillo, se obtiene la fuerza por rozamiento (Ecuación 26), en cada uno de los inferiores, tomando en cuenta que el rodillo de arrastre deberá generar esta fuerza para realizar el proceso.

Sistema y Fuerza de arrastre

Para el diseño se considera el sistema de tres rodillos móviles en el cual, la curvadora piramidal es fácil de reconocer, solo el rodillo superior y central se mueve verticalmente, para determinar el diámetro del curvado, puede ser manual mediante una maneta, los rodillos inferiores se moverán rotatoriamente, los mismos que estarán sujetos fijos en la base y estos serán motorizados, como se muestra en la Figura 85.

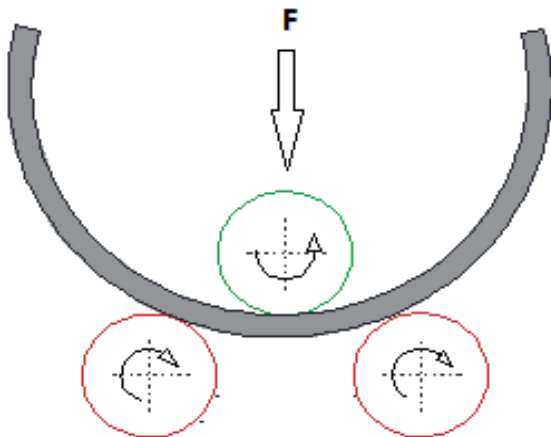


Figura 85: Tracción de los ejes de curvatura acorde a los distintos tipos de perfiles y modos de curvado

Fuente: Autor

A continuación, se determinan las reacciones en los rodillos inferiores R_{Ay} y R_{By} mediante la Ecuación 12 y la Ecuación 13:

$$R_{Ay} = \frac{F}{2} \quad R_{Ay} = \frac{N}{2}$$

$$R_{Ay} = \frac{43885.63 \text{ N}}{2}$$

$$R_{Ay} = 21942.82 \text{ N}$$

$$R_{By} = \frac{F}{2}$$

$$R_{By} = 21942.82 \text{ N}$$

Entonces según la Ecuación 24, las reacciones totales son:

$$R_A = \frac{R_{Ay}}{\cos \theta}$$

$$R_A = \frac{24137.09 \text{ N}}{\cos 46.05}$$

$$R_A = 31616.51 \text{ N}$$

$$R_B = \frac{R_{By}}{\cos \theta}$$

$$R_B = 31616.51 \text{ N}$$

Cálculo de la fuerza de rozamiento entre el rodillo superior e inferior y el perfil a curvar se obtiene aplicando la Ecuación 27 y el coeficiente de fricción de toma de la Tabla 1 tomando como referencia los materiales en contacto de acero/acero $\mu_s = 0.15$:

$$F_{sA} = \mu_s * R_A$$

$$F_{sA} = 0.15 * 31616.51 \text{ N}$$

$$F_{sA} = 4742.48 \text{ N}$$

$$F_{sB} = \mu_s * R_B$$

$$F_{sB} = 4742.48 \text{ N}$$

$$F_{sS} = \mu_s * F$$

$$F_{sS} = 0.15 * 48274.18 \text{ N}$$

$$F_{sS} = 6585.84 \text{ N}$$

6.1.4 Potencia del Motor

El momento torsor T en los rodillos laterales inferiores y superior para que deformen al perfil se obtiene con la Ecuación 28:

$$T_i = F * R$$

$$T_A = F_{TA} * r_i \quad T_B = F_{TB} * r_i \quad T_S = F_{TS} * r_s$$

$$T_A = 4742.48 \text{ N} * 0.08 \text{ m} \quad T_B = 4742.48 \text{ N} * 0.08 \text{ m} \quad T_S = 6585.84 \text{ N} * 0.096 \text{ m}$$

$$T_A = 379.4 \text{ Nm} \quad T_B = 379.4 \text{ Nm} \quad T_S = 632.24 \text{ Nm}$$

$$T_t = T_A + T_B + T_S$$

$$T_t = 379.4 \text{ Nm} + 379.4 \text{ Nm} + 632.24 \text{ Nm}$$

$$\mathbf{T_t = 1391.04 \text{ Nm}}$$

La potencia requerida H para lograr el curvado del perfil metálico y la velocidad angular la misma que se considera a la velocidad lineal relativa de la herramienta respecto de la pieza en la dirección y sentido del movimiento de corte según la Tabla 2 se recomienda una velocidad de rolado de 3 m/min. En los procesos de torneado, fresado o rolado, esta velocidad angular se define con la Ecuación 31 obteniendo lo siguiente.

$$n = \frac{1000 * V}{\pi * D}$$

$$n = \frac{1000 * 3 \text{ m/min}}{\pi * 160}$$

$$n = 5.97 \approx 6 \text{ rpm}$$

Al reemplazar este valor en la Ecuación 31 se obtiene:

$$w = \frac{n1 * 2 * \pi}{60}$$

$$w = \frac{6 \text{ rpm} * 2 * \pi}{60}$$

$$w = 0.628 \text{ rad/s}$$

La potencia requerida H_r para lograr el curvado de la pieza metálica se deduce empleando la Ecuación 29.

$$H = T * w$$

$$H = 1529.83 \text{ Nm} * 0.628 \text{ rad/s}$$

$$H = 873.57 \text{ W}$$

Según la (ELECTRICAL ENGINEERING, s.f.) los motores trifásicos de eficiencia de hoy en día tienen eficiencias que van desde el 86,5 % a 1 hp hasta el 95,8 % a 300 hp. El valor

de eficiencia que aparece en la placa de identificación de un motor, es la eficiencia nominal a plena carga descrito por el estándar IEEE 112.

$$P_{\text{real}} = \frac{H}{0.86}$$

$$P_{\text{real}} = 1015.78 \text{ W}$$

$$P = 1015.78 \text{ W}$$

6.1.5 Sistema de Transmisión

Tomando en consideración el fenómeno de deslizamiento que se puede producir por bajo coeficiente de fricción entre las piezas de trabajo, se considera transmitir la potencia mecánica producida por el motor hasta el segundo rodillo inferior mediante un sistema de cadena catarina. Ya que en el cálculo anterior se considera que el motor genera la potencia mecánica necesaria para girar los tres rodillos.

6.1.5.1 Cálculo de cadena y piñones

Determinar el número de dientes que tendrá nuestros piñones es un factor muy importante ya que se debe considerar que la relación de transmisión debe satisfacer los requerimientos, por lo tanto, la relación de transmisión debe permitir obtener torque y potencia necesario.

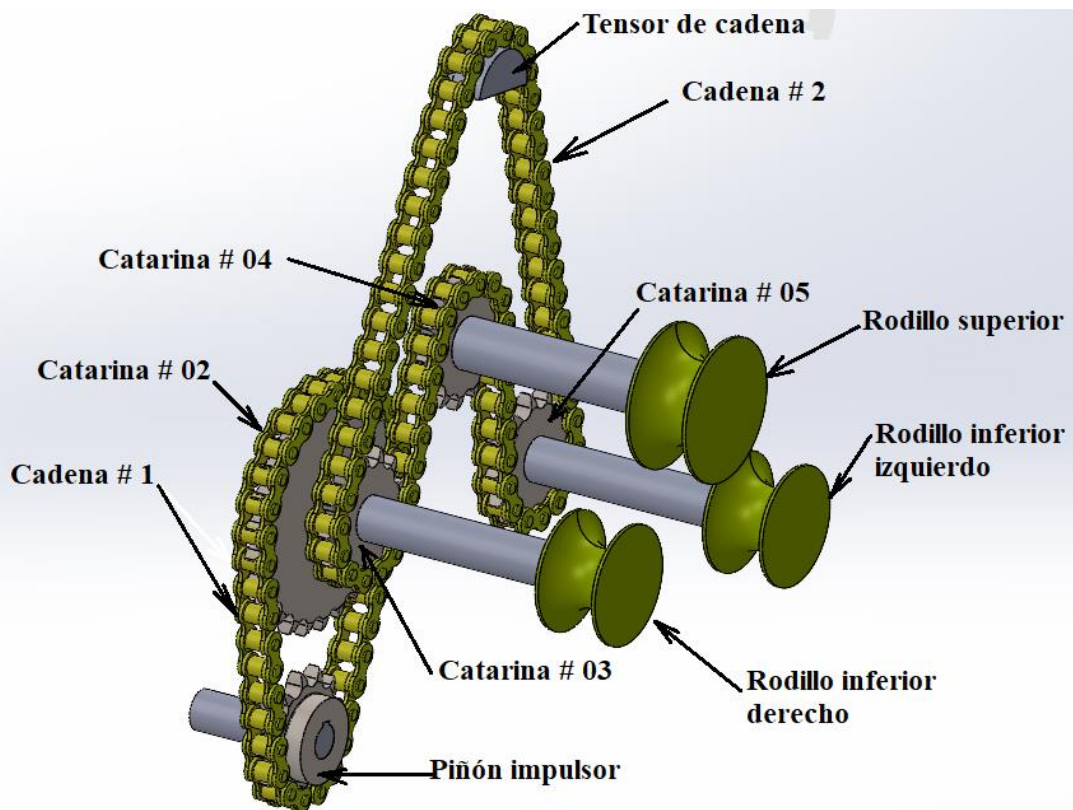


Figura 86: Diagrama cadena #1 y #2

La relación de velocidad entre el piñón conductor 1 y la catarina conducida 1 para el cual se requiere una salida de velocidad de 6 rpm, se calcula con la Ecuación 35, tomando en consideración que el motorreductor entrega una velocidad de salida de 20 rpm.

$$i = \frac{n_2}{n_1} = \frac{20 \text{ rpm}}{6 \text{ rpm}} = 3.333$$

Potencia a transmitir desde el piñón conductor a los dos piñones conducidos de los ejes inferiores

La potencia de diseño se obtiene empleando la Ecuación 33, por lo cual se define el factor de servicio según la Tabla 3, se tiene tipo de carga un choque moderado con carga uniforme y motor eléctrico $f.s = 1.3$

$$P_d = f.s * P_B = 1.3 * 1015.78 \text{ W}$$

$$P_d = 1.77 \text{ Hp}$$

Por consiguiente, la potencia necesaria para el sistema será:

Estandarizando en el mercado **P = 2 HP = 1.5 kW**

6.1.6 Selección del motor-reductor

Motorreductor angular

Obtenido los cálculos anteriores el motor seleccionado se describe en la Tabla 19 los mismos datos que están recopilados de la ficha técnica del motor expuesto en el **Anexo 1** y placa del motor indicado en el **Anexo 2**.

Sucesivamente según fabricantes como (NARGESA, s.f.) recomienda velocidad de 6 rpm para perfiles de 2.5 pulgadas hasta 3 pulgadas y menor a 2 pulgadas velocidades de 8 rpm, se selecciona un motor trifásico de bajas revoluciones para alcanzar dicha velocidad y facilitar la inversión de giro, con ello se exhibe una dificultad al carecer en el taller de acometida y línea de baja tensión trifásica, con ello se concluye la necesidad de implementar un variador de frecuencia de entrada monofásica 200...240 V con salida trifásica proporcional al voltaje de entrada, serie **VFD015E21A**, potencia de salida 1.5 kw / 2 hp, 8 A, factor de potencia (normalmente, aprox. 0,75). El mismo que está expuesto en el Anexo 3, Anexo 4 y Anexo 5; con esto logrando mantener el par nominal al variar la frecuencia y tensión

Mantener el torque constante, depende de la relación $\frac{V}{f}$

Tabla 19.*Datos del motor trifásico con brida*

Datos del motor eléctrico	Valores
Marca	LEROY-SOMER tipo LS 90 L
Potencia	1.5 kW
Modelo del motor	Motor asíncrono trifásico cerrados, 4 polos
Velocidad nominal	1400 rpm
Frecuencia	50 HZ
Intensidad nominal	7.20 A
Voltaje	Trifásico Δ 220/ Y 440
Par nominal	10 Nm
Factor de potencia	0.83
Rendimiento	86.7

Fuente: (Leroy-Somer, 2019)**Tabla 20.***Datos de la caja reductora en mismo que está expuesto en el Anexo 6.*

Datos de la caja reductora	Valores
Marca	KRAFTMANN
Tipo	Reductor sin fin corona NMRV, $i = 80$
Revoluciones por minuto	17.5 rpm finales

Fuente: Autor

Con la potencia corregida, para el cálculo del sistema de transmisión se usará piñones y cadena de una hilera, según la tabla del Anexo 7, de paso $p = 24B$ ($1\ 1/2'' = 38.1\ mm$) y 13 dientes para la catarina impulsora, según Budynas & Nisbett, (2008) donde las limitaciones de espacio son grandes o para velocidades muy bajas, se emplean números menores de dientes, seguidamente se calcula el largo de la cadena (L) entre la catarina impulsora del motor a la catarina conducida 2 del tramo #1.

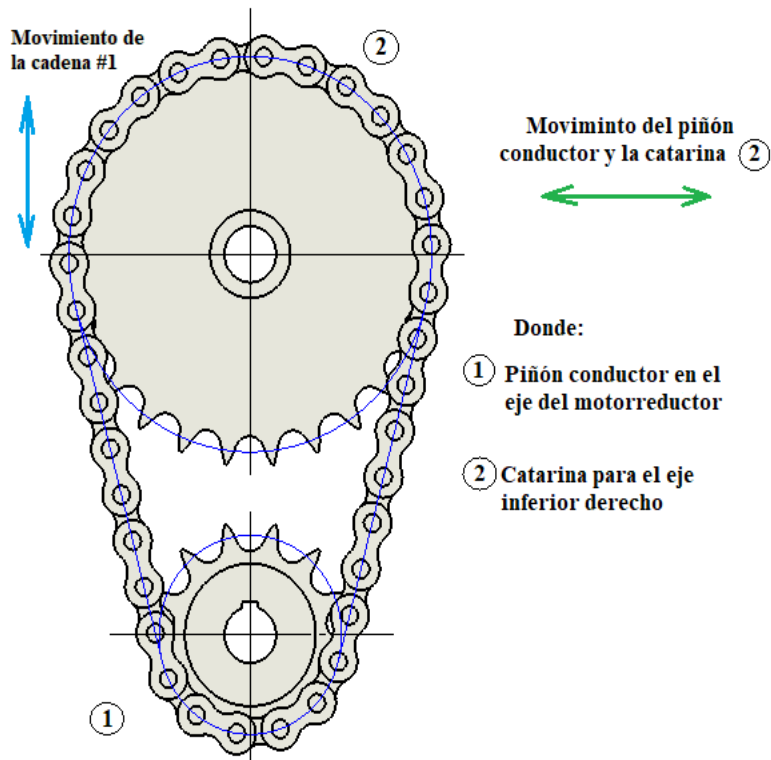


Figura 87: Esquema de movimiento de la cadena #1

Con la velocidad entregada por el motorreductor de 17.5 rpm, y con cotización en el mercado local y nacional se implementa la catarina # 02 de 26 dientes para evitar patinaje en la transmisión de potencia entre el piñón impulsor #01 y la cadena, con ello se analiza la opción de implementar un variador de frecuencia para conseguir los rpm deseados en la transmisión de final.

Para obtener la nueva relación de transmisión se procede a calcular con los datos obtenidos de los fabricantes.

$$i = \frac{z2}{z1}$$

$$i = \frac{26}{13}$$

$$i = 2$$

Con estos datos se encuentra la velocidad rpm de catarina conducida #1

$$i1 * Z1 = i2 * Z2$$

$$Z2 = \frac{i1 * Z1}{i2}$$

$$Z2 = \frac{17.5 * 13}{26}$$

$$Z2 = 8.75 \text{ rpm}$$

La distancia recomendada que el arco de enrollamiento de la cadena sobre la rueda más pequeña no sea menor a 120 °, con esto se procede a realizar el cálculo del número de eslabones de la cadena #1 mediante la Ecuación 37.

$$n_e = \frac{2 * C_0}{p} + \frac{N_2 + N_1}{2} + \left[\frac{N_2 - N_1}{2 * \pi} \right]^2 * \frac{p}{C_0}$$

$$n_e = \frac{2 * 304.1 \text{ mm}}{38.1 \text{ mm}} + \frac{26 + 13}{2} + \left[\frac{26 - 13}{2 * \pi} \right]^2 * \frac{38.1 \text{ mm}}{304.1 \text{ mm}}$$

$$n_e = 36 \text{ eslabones}$$

Obteniendo un ángulo de contacto de 150.1° superior a los 120° como se muestra en la **Figura 88**, con ello cumpliendo con la distancia mínima entre centros de las ruedas.

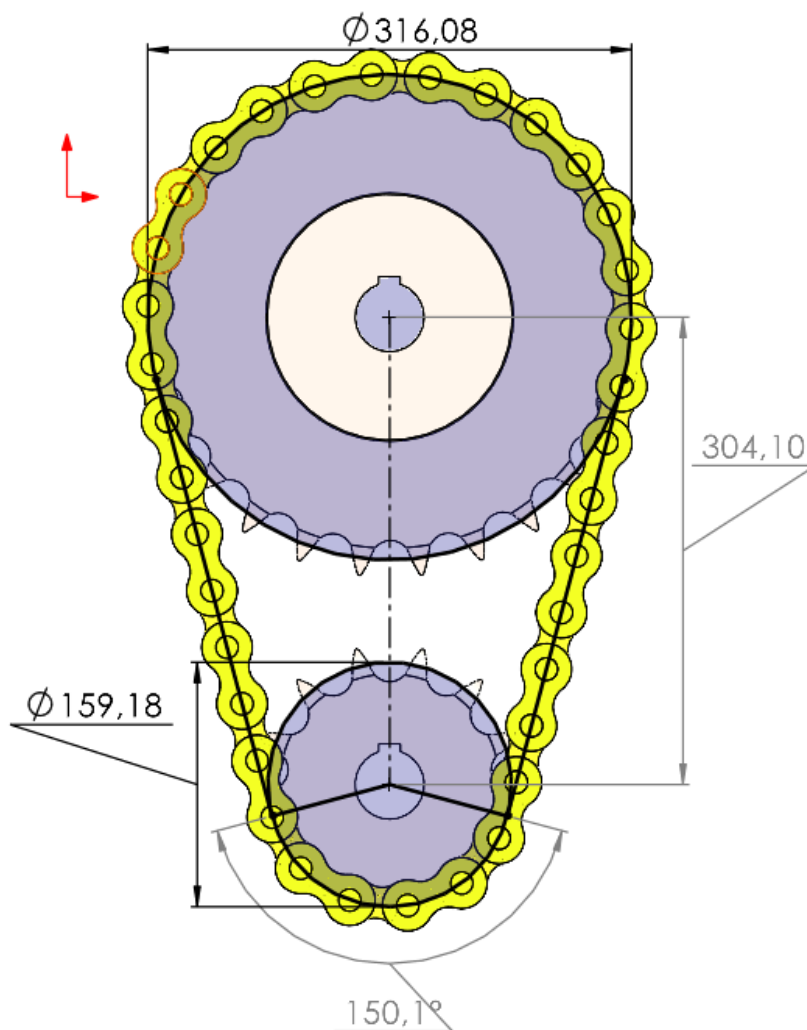


Figura 88: Diagrama de distribución de la cadena #1, ángulos obtenidos mediante software CAD

Por lo tanto, la longitud de la cadena se calcula con multiplicando los pasos por el número de eslabones obtenidos.

$$L = n_e * p$$

$$L = 36 * 38.1 \text{ mm}$$

$$L = 1371.6 \text{ mm}$$

La velocidad lineal en la catarina impulsora de la cadena #1 se obtiene mediante la Ecuación 34.

$$v = \frac{Z1 * p * n1}{60}$$

$$v = \frac{13 * 0.0381\text{m} * 8.75 \text{ rpm}}{60}$$

$$v = 0.07223 \text{ m/s}$$

Este valor es inferior a los 16 m/s que marca como límite máximo la Tabla 21, de velocidades máximas en cadenas, que para una cadena de paso 38,1 mm marca los siguientes valores límites:

Tabla 21

Valores límites de una cadena según su paso

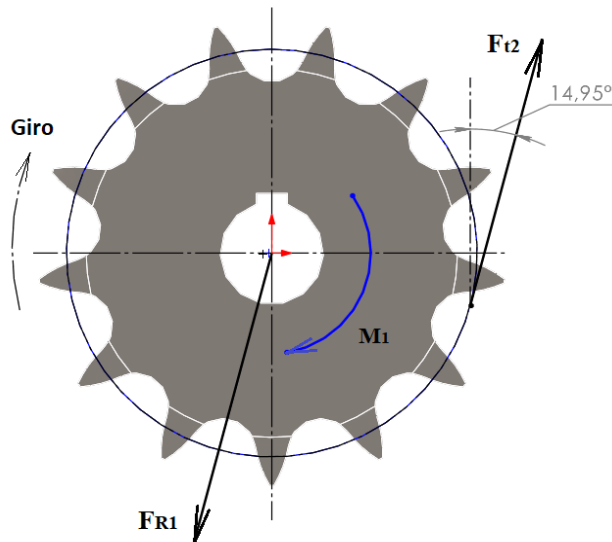
Paso de la cadena (mm)	Velocidad de giro máxima (r. p. m)	Velocidad lineal máxima (m/s)
38.1	1300	16

Fuente: (P.E, 2006)

Conociendo que la potencia es igual en los ejes de transmisión de la cadena y la velocidad tangencial será diferente en las catarinas, por tanto, se procede a calcular la fuerza tangencial en el piñón conductor y la catarina conducida #1 mostrada en la Figura 89

6.1.6.1 Determinación de las fuerzas en el piñón impulsor # 01.

Para determinar, el torque entregado por el motorreductor en el eje del piñón impulsor # 01, se utiliza la Ecuación 52.



Donde:

F_{t2} : Fuerza tangencial producida en la catarina # 02

F_{R1} : Fuerza resultante en el piñón impulsor # 01

M₁ : Momento resultante en el piñón impulsor # 01

Figura 89: Diagrama de cuerpo de libre del piñón # 01, ángulo obtenido mediante software CAD

Para determinar el momento producido por la catarina se utiliza la Ecuación 52

$$T_1 = \frac{P * 60}{w * 2 * \pi}$$

$$T_1 = \frac{1500 \text{ W} * 60}{17.5 \text{ rpm} * 2 * \pi}$$

$$\mathbf{T_1 = 818.5 \text{ Nm}}$$

Para determinar, las fuerzas que actúan en la catarina # 02, se utiliza la Ecuación 53 y Ecuación 54.

$$F_{T1} = F_{T2} = \frac{T_1}{R_1}$$

$$F_{T1} = \frac{818.5 \text{ Nm}}{0.07959 \text{ m}}$$

$$\mathbf{F_{T1} = 10283.96 \text{ N}}$$

$$F_{T1} = F_{T2}$$

$$\mathbf{F_{T2} = 10283.96 \text{ N}}$$

El momento producido el piñón impulsor #01 es:

$$M_1 = F_{t2} * \frac{D}{2}$$

$$M_1 = T_1 = 818.5 \text{ Nm}$$

$$\mathbf{M_1 = 818.5 \text{ Nm}}$$

Para determinar las componentes de la fuerza resultante para este piñón impulsor, de acuerdo al gráfico y a la sumatoria de fuerzas se obtiene:

$$\sum F_y = 0$$

$$F_{T2} * \cos 14.95 - (F_{R1})_y = 0$$

$$(F_{R1})_y = 10283.96 \text{ N} * \cos 14.95$$

$$(F_{R1})_y = 9935.86 \text{ N}$$

$$\sum F_z = 0$$

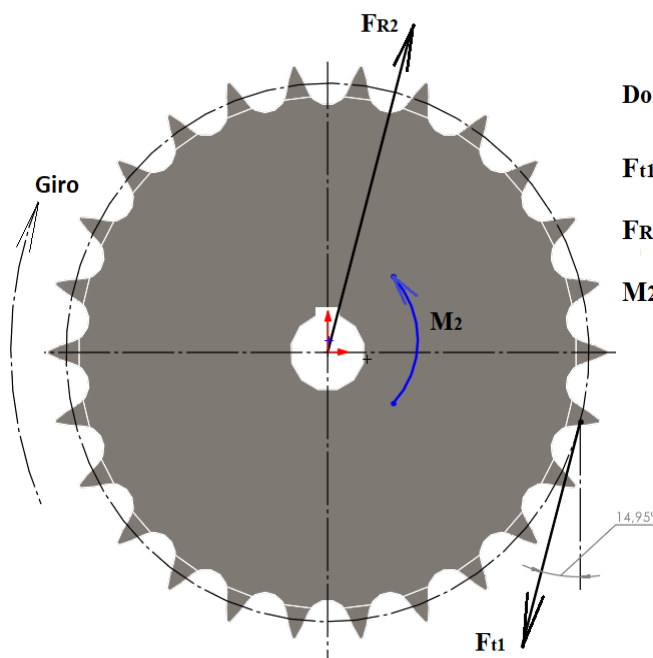
$$F_{T2} * \text{sen } 14.95 - (F_{R1})_z = 0$$

$$(F_{R1})_z = 10283.96 \text{ N} * \text{sen } 14.95$$

$$(F_{R1})_z = 2656.02 \text{ N}$$

$$\vec{F}_{R1} = (9935.86 \vec{j} + 2656.02 \vec{k}) \text{ N}$$

6.1.6.2 Determinación de las fuerzas en la catarina # 02.



Donde:

F_{t1} : Fuerza tangencial producida por el piñón impulsor # 01

F_{R2} : Fuerza resultante en la catarina # 02

M_2 : Momento resultante en la catarina # 02

Figura 90: Diagrama de cuerpo libre de la catarina # 02, ángulo obtenido mediante software CAD

El momento producido por la catarina según la Ecuación 43

$$M_2 = F_{t1} * \frac{D}{2} \quad F_{T1} = F_{T2}$$

$$F_{T2} = 10283.96 \text{ N}$$

$$T_2 = F_{T2} * R_2$$

$$T_2 = 10283.96 \text{ N} * 0.15804 \text{ m}$$

$$\mathbf{M_2 = 1625.28 Nm}$$

El momento en la catarina #02 es mayor al momento torsor que se opone al movimiento del eje de transmisión ($M_t = 1529.83 \text{ Nm}$), garantizando el movimiento de las catarinas en todo el sistema de transmisión de las cadenas del sistema.

$$M_2 > M_t$$

Para determinar las componentes de la fuerza resultante para esta catarina, de acuerdo al gráfico y a la sumatoria de fuerzas se obtiene

$$\sum F_y = 0$$

$$F_{T2} * \cos 14.95 - (F_{R2})_y = 0$$

$$(F_{R2})_y = 10283.96 \text{ N} * \cos 14.95$$

$$(F_{R2})_y = 9935.86 \text{ N}$$

$$\sum F_z = 0$$

$$F_{T2} * \text{sen } 14.95 - (F_{R2})_z = 0$$

$$(F_{R2})_z = 10283.96 \text{ N} * \text{sen } 14.95$$

$$(F_{R2})_z = 2656.02 \text{ N}$$

$$\vec{F}_{R2} = (9935.86 \vec{j} + 2656.02 \vec{k}) \text{ N}$$

A continuación, se muestra la transmisión de la cadena # 2 que se utilizará para mover los rodillos en condición de trabajo.

Antes de la determinación de las diferentes clases de fuerzas presentes en los rodillos es necesario tener presente cuales son los diferentes elementos a los que se hace referencia en el cálculo, para esto se ha elaborado la siguiente figura:

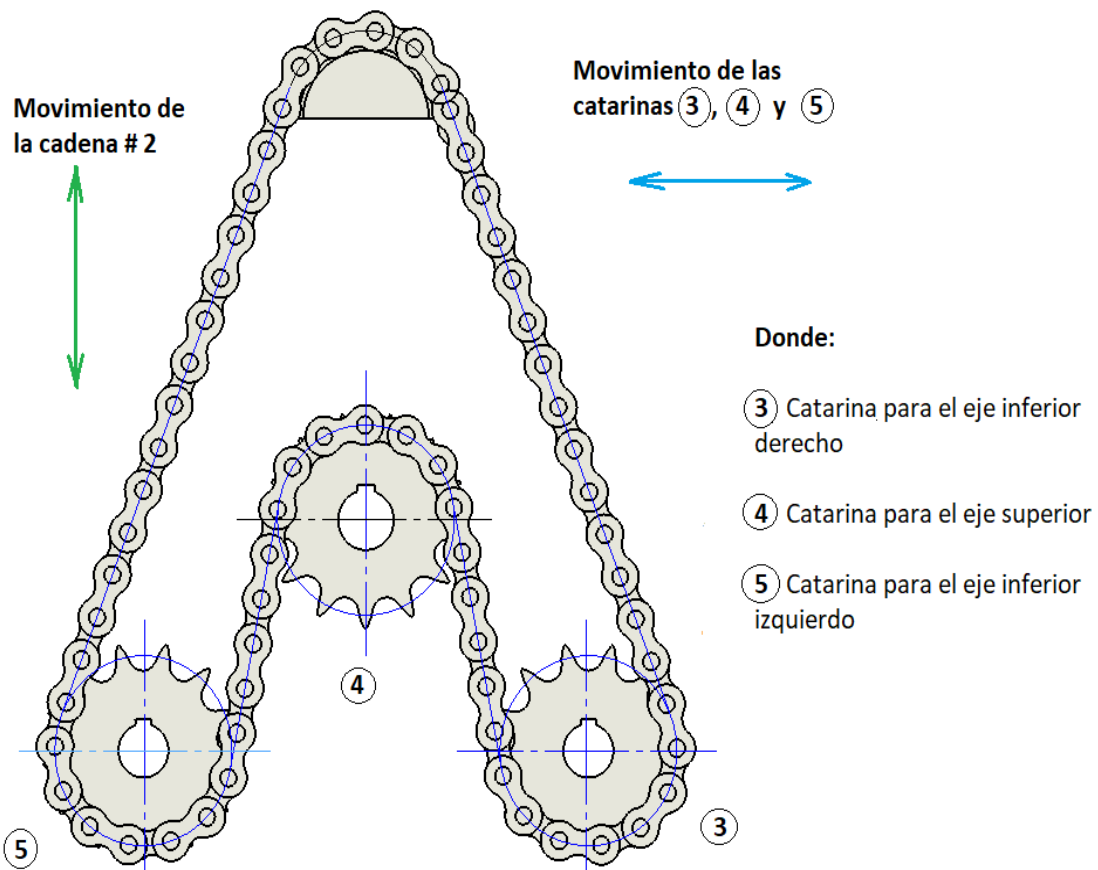


Figura 91: Determinación del movimiento de la cadena # 2, junto a las catarinas #03, #04 y #05

Para el cálculo de la cadena #2 se procede a realizar un diagrama, cuando el perfil está en proceso de curvado con ello formando un ángulo “ θ ” comprendido entre la línea de simetría y la línea de centro superiores en condición de trabajo $\theta_{\max} = 46.05^\circ$.

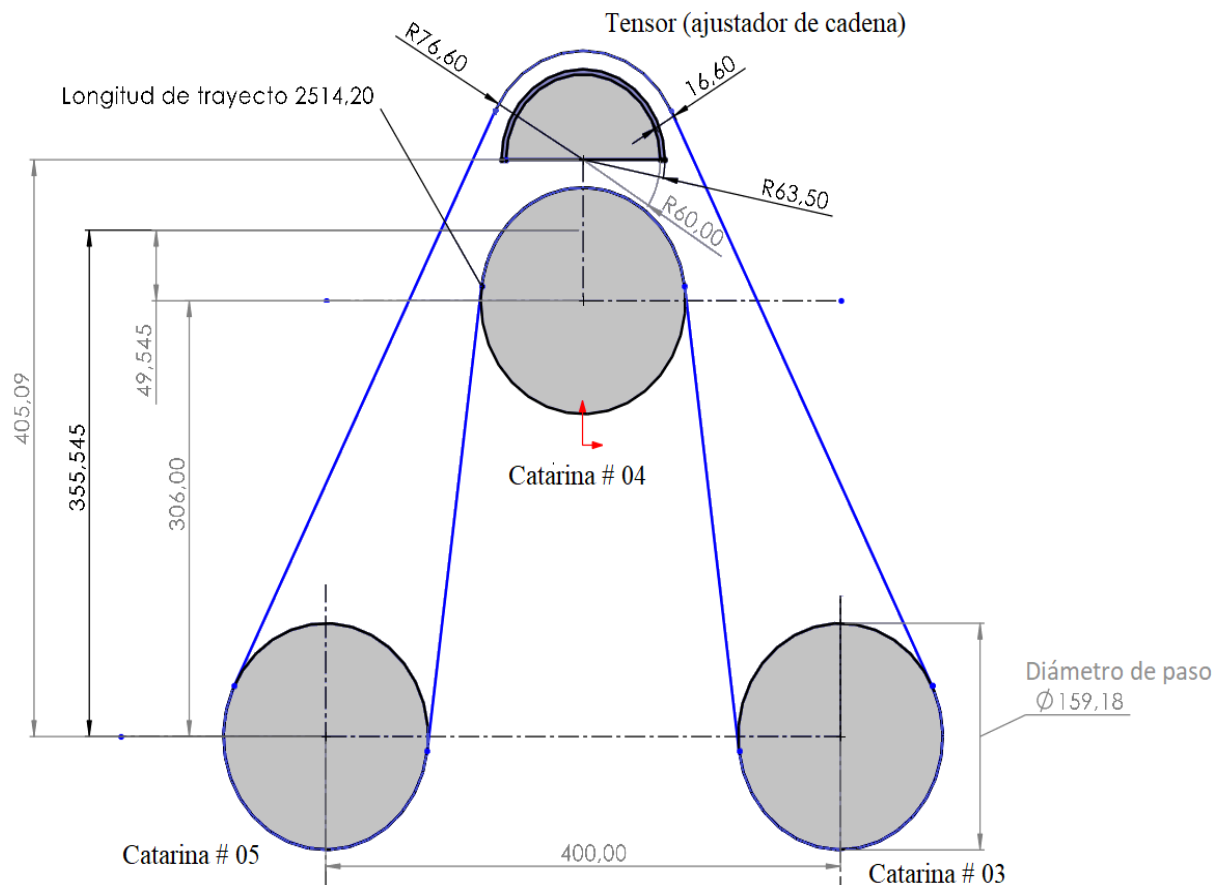


Figura 92: Diagrama cadena #2, en modo descanso antes de ingresar el perfil, medidas obtenidos mediante software CAD.

Obteniendo la longitud del trayecto de la cadena según las distancias cuando ingresa el perfil a curvarse.

$$L_t = 2514.20 \text{ mm}$$

La Longitud corregida, el cual se ajustará a la nueva medida ajustado con el tensor de cadena.

$$L = n_e * p$$

$$L = 66 * 38.1 \text{ mm}$$

$$L = 2514.6 \text{ mm}$$

En condición de trabajo según la Figura 93, se obtiene el desplazamiento simétrico del rodillo superior junto con la catarina # 04 en referencia al tensor ajustador de la cadena, dando una distancia de **113.20 mm** de recorrido en ambas direcciones.

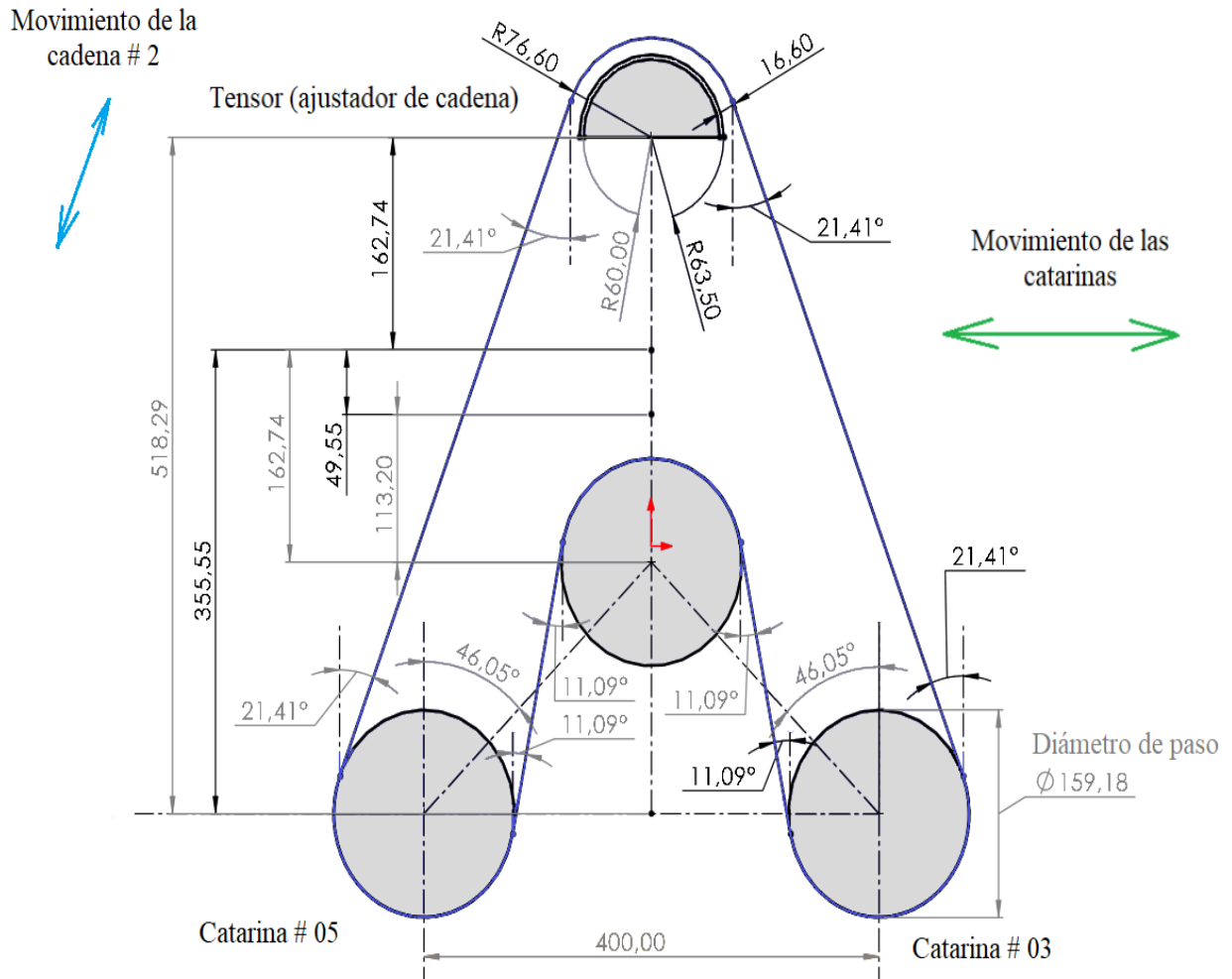


Figura 93: Diagrama de distribución de la cadena #2 en condición de trabajo $\theta_{\max} = 46.05$, ángulos y medidas obtenidos mediante software CAD.

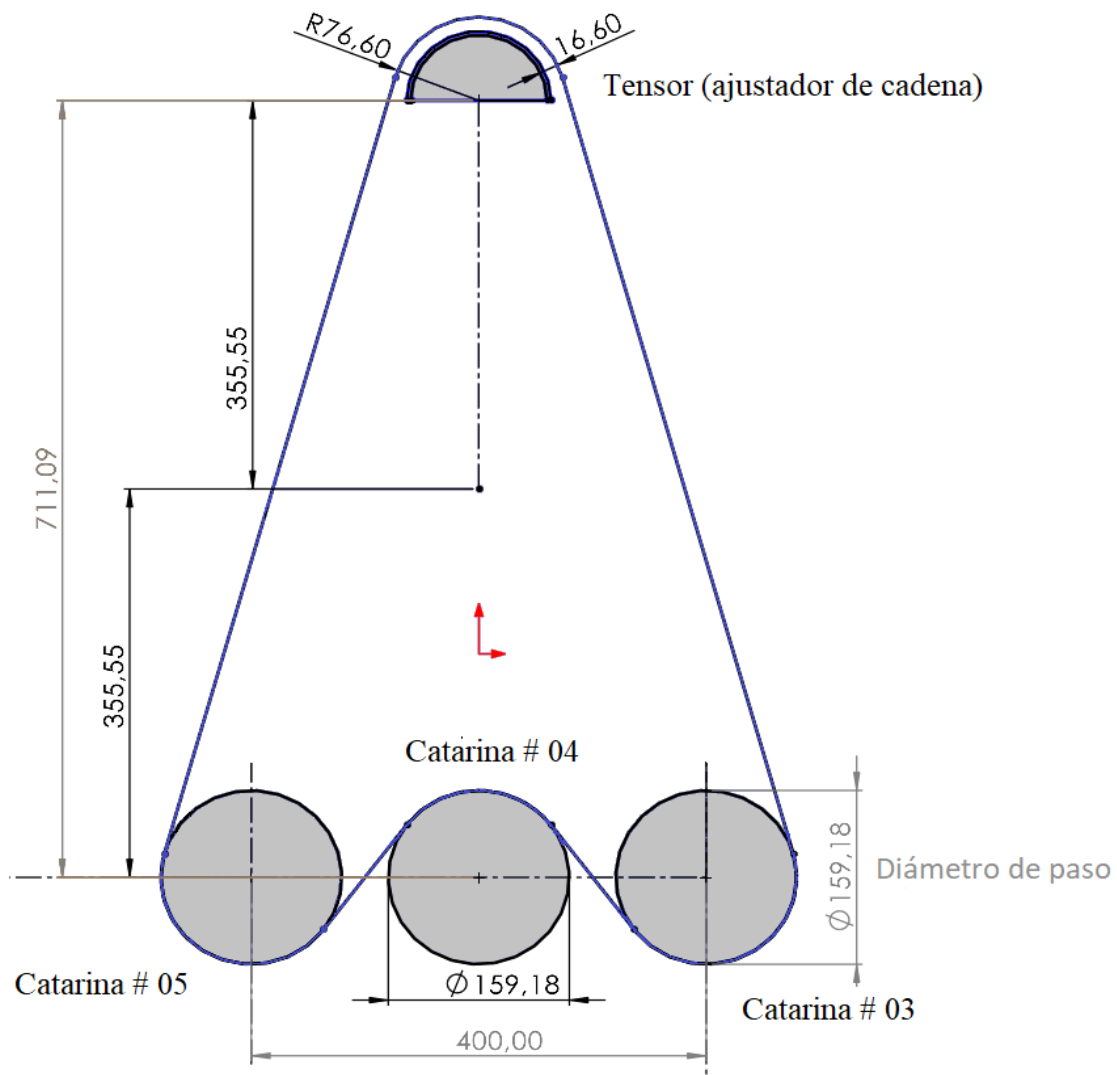


Figura 94: Diagrama cadena # 2, en modo trabajo en el máximo desplazamiento de curvado, medidas obtenidos mediante software CAD.

Obteniendo un máximo desplazamiento entre el rodillo superior y el tensor de la cadena con una longitud de **711.09 mm**.

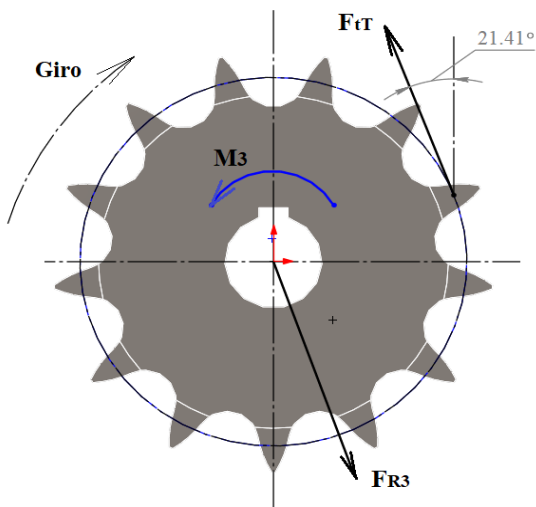
La velocidad lineal en la catarina impulsora de la cadena #3 se obtiene mediante la Ecuación 34.

$$v = \frac{Z3 * p * w3}{60}$$

$$v = \frac{13 * 0.0381m * 6 \text{ rpm}}{60}$$

$$v = 0.04953 \text{ m/s}$$

6.1.6.3 Determinación de las fuerzas en la catarina # 03



Donde:

F_{tT} : Fuerza tangencial necesaria para moverse por el tensor T

F_{R3} : Fuerza resultante en la catarina # 03

M_3 : Momento resultante en la catarina # 03

Figura 95: Diagrama de cuerpo libre de la catarina # 03, ángulo obtenido mediante software CAD

La catarina # 02 y la catarina # 03 comparten el mismo eje poseen la misma velocidad angular y el torque con diferente fuerza tangencial según el radio de las ruedas de las catarinas,

El momento producido por la catarina es:

$$M_1 = M_2$$

$$M_2 = 1625.28 \text{ Nm}$$

El momento producido por la catalina según la Ecuación 51 de la cual despejando la fuerza tangencial obtenemos:

$$M_3 = F_{tT} * \frac{D}{2}$$

$$F_{tT} = \frac{1625.28 \text{ Nm}}{0.07959 \text{ m}}$$

$$F_{tT} = 20420.66 \text{ N}$$

Para determinar las componentes de la fuerza resultante para esta catalina, de acuerdo al gráfico y a la sumatoria de fuerzas se obtiene:

$$\sum F_y = 0$$

$$F_{tT} * \cos 14.95 - (F_{R3})_y = 0$$

$$(F_{R3})_y = 20420.66 \text{ N} * \cos 21.41$$

$$(F_{R3})_y = 19011.47 \text{ N}$$

$$\sum F_z = 0$$

$$F_{tT} * \sin 21.15 - (F_{R3})_z = 0$$

$$(F_{R3})_z = 20420.66 \text{ N} * \text{sen } 21.41$$

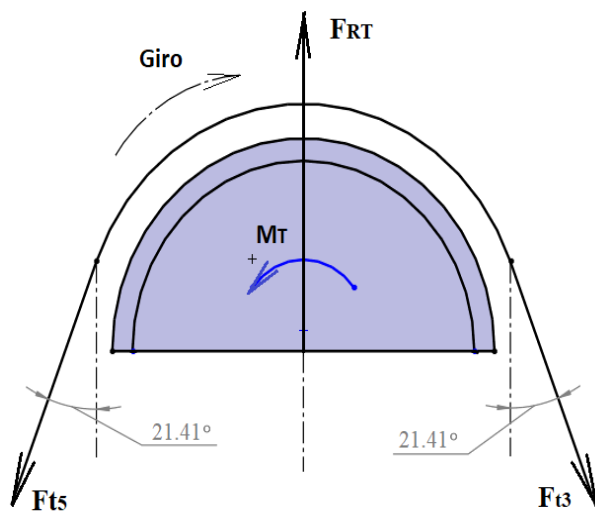
$$(F_{R3})_z = 7454.34 \text{ N}$$

$$\vec{F}_{R3} = (19011.47 \vec{j} + 7454.34 \vec{k}) \text{ N}$$

6.1.6.4 Determinación de las fuerzas en el tensor de cadena

De la Ecuación 96 y la Ecuación 49 se determina la fuerza que produce el movimiento en la catalina # 00:

Para determinar las fuerzas, se asume que el momento generado en este tensor es igual a cero, por lo tanto; la fuerza tangencial para mover la catalina # 05 es igual a la fuerza tangencial producida por la catalina # 03.



Donde:

F_{t5} : Fuerza tangencial necesaria para mover la catalina # 05

F_{t3} : Fuerza tangencial producida la catalina # 03

F_{RT} : Fuerza resultante en el tensor

M_T : Momento resultante en el tensor

Figura 96: Diagrama de cuerpo de libre del ajustador y tensor de la cadena # 2, ángulos obtenidos mediante software CAD.

El momento producido en el tensor:

$$M_T = 0$$

Puesto el ajustador o tensor de la cadena #2 no necesita mover nada, entonces se tiene:

$$F_{T5} = F_{t3} = F_{tT}$$

Aplicando el ΣF se determina el valor de la fuerza resultante para esta catalina.

$$\sum F_y = 0$$

$$-F_{t5} * \cos 21.25 - F_{tT} * \cos 21.25 + (F_{RT})_y = 0$$

$$(F_{RT})_y = (20420.66 \text{ N} * \cos 21.41) + (20420.66 \text{ N} * \cos 21.41)$$

$$(F_{RT})_y = 38022.95 \text{ N}$$

$$\sum F_z = 0$$

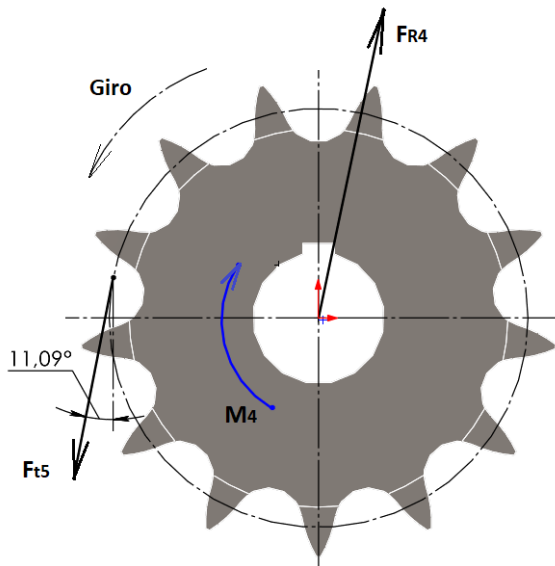
$$-F_{t5} * \text{sen } 21.25 + F_{tT} * \text{sen } 21.25 + (F_{RT})_z = 0$$

$$(F_{RT})_z = 0$$

$$\vec{F}_{R3} = (38022.95 \vec{j} + 70 \vec{k}) \text{ N}$$

6.1.6.5 Determinación de las fuerzas en la catarina # 04

Para el cálculo en esta catarina, la fuerza debe ser lo suficientemente grande, como para producir un momento que sea capaz de vencer; el momento requerido para desplazar el perfil en el rodillo superior.



Donde:

F_{t5} : Fuerza tangencial producida en la catarina # 05

F_{R4} : Fuerza resultante en la catarina # 04

M₄ : Momento resultante en la catarina # 04

Figura 97: Diagrama de cuerpo libre de la catarina # 04, ángulo obtenido mediante software CAD

Según la **Figura 36** Las fuerzas

$$F_{t5} = F_{t4}$$

El momento producido por la catalina según la Ecuación 48 es:

$$M_4 = F_{t5} * \frac{D}{2}$$

Para que la catarina pueda mover al rodillo se necesita el momento necesario para mover el eje que conecta al rodillo superior ($M_S = 695.15 \text{ Nm}$), obtenido anteriormente.

$$M_S = M_4$$

$$M_4 = 695.15 \text{ Nm}$$

Igualando las dos ecuaciones se obtiene:

$$M_S = F_{t5} * R_4$$

$$695.15 \text{ Nm} = F_{t5} * 0.07959 \text{ m}$$

$$\mathbf{F_{t5} = 8734.14 \text{ N}}$$

Para determinar las componentes de la fuerza resultante para esta catalina, de acuerdo al gráfico y a la sumatoria de fuerzas se obtiene:

$$\sum F_y = 0$$

$$(F_{R4})_y - F_{t5} * \cos 11.09 = 0$$

$$(F_{R4})_y = 8734.14 \text{ N} * \cos 11.09$$

$$(F_{R4})_y = 8571.04 \text{ N}$$

$$\sum F_z = 0$$

$$(F_{R4})_z - F_{t5} * \text{sen } 11.09 = 0$$

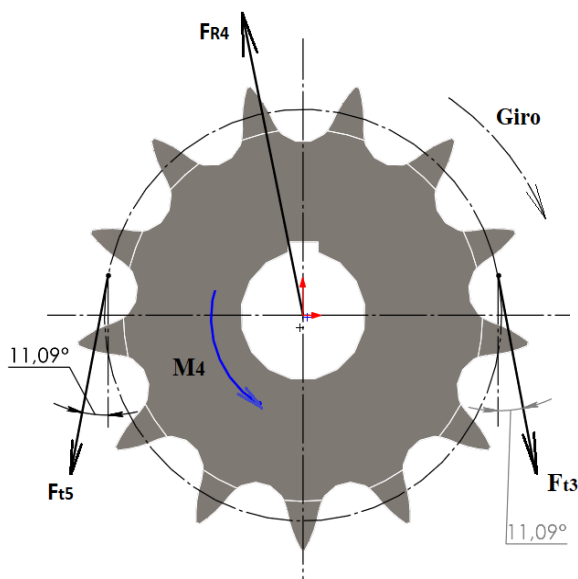
$$(F_{R4})_z = 8734.14 \text{ N} * \text{sen } 11.09$$

$$(F_{R4})_z = 1680.02 \text{ N}$$

$$\vec{F}_{R3} = (8571.04 \vec{j} + 1680.02 \vec{k}) \text{ N}$$

6.1.6.5.1 Determinación de las fuerzas en la catarina # 04 en giro inverso

Para el cálculo la fuerza debe ser lo suficientemente grande, como para producir un momento que sea capaz de vencer; el momento requerido para desplazar el perfil en el rodillo superior y la fuerza necesaria para mover el rodillo inferior izquierdo.



Donde:

- Ft3 : Fuerza tangencial producida en la catarina # 03
- Ft5 : Fuerza tangencial necesaria para mover la catarina # 05
- FR4 : Fuerza resultante en la catarina # 04
- M4 : Momento resultante en la catarina # 04

Figura 98: Diagrama de cuerpo de libre de la catarina # 04 en sentido de giro inverso de la cadena, ángulos obtenidos mediante software CAD

Para que la catarina #05 en giro inverso de la cadena pueda mover al rodillo se necesita el momento necesario para mover el eje que conecta al rodillo ($T_A = 417.34 \text{ Nm}$), obtenido anteriormente.

La fuerza tangencial producido por la catarina según la Ecuación 96 es:

$$F_{t5} = \frac{T_B}{R_5}$$

$$F_{t5} = \frac{417.34 \text{ Nm}}{0.07959 \text{ m}}$$

$$F_{t5} = 5234.62 \text{ N}$$

El momento producido por la catalina según la Ecuación 44 es:

$$M_4 = (F_{t3} - F_{t5}) * R_4$$

$$F_{tT} = F_{t3} = 20420.66 \text{ N}$$

$$F_{t3} = 20420.66 \text{ N}$$

$$M_4 = (20420.66 \text{ N} - 5234.62 \text{ N}) * 0.07959 \text{ m}$$

$$M_4 = 1208.66 \text{ Nm}$$

Para determinar las componentes de la fuerza resultante para esta catalina, de acuerdo al gráfico y a la sumatoria de fuerzas se obtiene:

$$\sum F_y = 0$$

$$(F_{R4})_y - F_{t5} * \cos 11.09 - F_{t3} * \cos 11.09 = 0$$

$$(F_{R4})_y = 5234.62 \text{ N} * \cos 11.09 + 20420.66 \text{ N} * \cos 11.09$$

$$(F_{R4})_y = 25176.2 \text{ N}$$

$$\sum F_z = 0$$

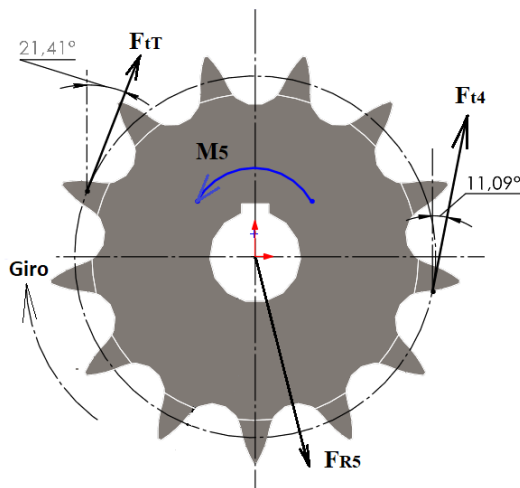
$$F_{t3} * \cos 11.09 - (F_{R4})_z - F_{t5} * \sin 11.09 = 0$$

$$(F_{R4})_z = 20420.66 \text{ N} * \sin 11.09 - 5234.62 \text{ N} * \sin 11.09$$

$$(F_{R4})_z = 2921.05 \text{ N}$$

$$\vec{F}_{R3} = (25176.2 \vec{j} + 12921.05 \vec{k}) \text{ N}$$

6.1.6.6 Determinación de las fuerzas en la catarina # 05



Donde:

F_{tT} : Fuerza tangencial producida en el tensor T

F_{t4} : Fuerza tangencial necesaria para mover la catarina # 04

F_{R5} : Fuerza resultante en la catarina # 05

M_5 : Momento resultante en la catarina # 05

Figura 99: Diagrama de cuerpo libre de la catarina # 05, ángulos obtenidos mediante software CAD

El momento producido por la catarina según la Ecuación 48 es:

$$M_5 = (F_{tT} - F_{t4}) * \frac{D}{2}$$
$$M_5 = (20420.66 \text{ N} - 8734.14 \text{ N}) * R_5$$
$$M_5 = 11686.52 \text{ N} * 0.07959 \text{ m}$$
$$\mathbf{M_5 = 930.13 Nm}$$

Para determinar las componentes de la fuerza resultante para esta catarina, de acuerdo al gráfico y a la sumatoria de fuerzas se obtiene:

$$\sum F_y = 0$$
$$F_{tT} * \cos 21.25 + F_{t4} * \cos 11.09 - (F_{R5})_y = 0$$
$$(F_{R5})_y = (20420.66 \text{ N} * \cos 21.41) + (8734.14 \text{ N} * \cos 11.09)$$
$$(F_{R5})_y = 27582.5 \text{ N}$$
$$\sum F_z = 0$$
$$F_{t4} * \sen 11.09 - F_{tT} * \sen 21.25 + (F_{R5})_z = 0$$
$$(F_{R5})_z = (20420.66 \text{ N} * \sen 21.41) - (8734.14 \text{ N} * \sen 11.09)$$
$$(F_{R4})_z = 5774.33 \text{ N}$$
$$\mathbf{\vec{F}_{R3} = (27582.5 \vec{j} + 5774.33 \vec{k}) N}$$

6.1.6.6.1 SELECCIÓN DE LOS PIÑONES (CATARINAS)

En Translink los **piñones y discos para cadena** son de máxima calidad producidos en acero C45 UNI7847 (o hierro fundido GG-25 según tipología y tamaño), su marca con el logotipo TL de Translink es ya en muchos países garantía de calidad y durabilidad.

Según la tabla del Anexo 7 es cadena con lubricación manual y según el

Anexo 9 es una cadena de una hilera.

Datos de la catarina impulsora seleccionado:

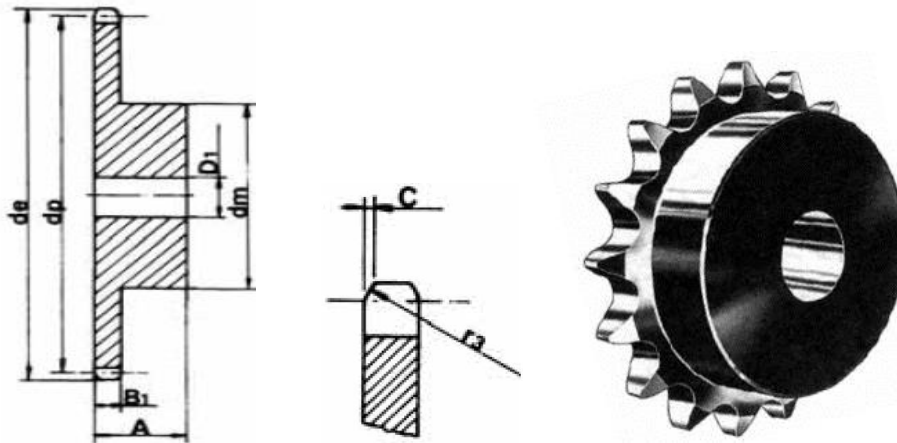


Figura 100: Diagrama para cadenas de rodillos conformes a la norma ISO (Power Transmission, 2001).

Datos del piñón impulsor y catarinas #03, #04 y #05

- Radio de los dientes $r_3 = 3 \text{ mm}$
- Ancho del radio $C = 4 \text{ mm}$
- Ancho de los dientes $B_1 = 24.1 \text{ mm}$
- Numero de dientes: $Z1 = 13$ dientes
- Diámetro externo: $d_e = 174.2 \text{ mm}$
- Diámetro del eje chavetero: $D1 = 25 \approx 76.02 \text{ mm}$
- Diámetro del cubo: $Dm = 114 \text{ mm}$
- Diámetro de paso: $Dp = 159.18 \text{ mm}$
- Longitud total del piñón: $A = 50 \text{ mm}$
- Paso de la cadena: $p = 38.1 \text{ mm}$

Datos de la catarina #02

- Radio de los dientes $r_3 = 3 \text{ mm}$
- Ancho del radio $C = 4 \text{ mm}$
- Ancho de los dientes $B_1 = 24.1 \text{ mm}$
- Numero de dientes: $Z1 = 26$ dientes
- Diámetro externo: $d_e = 331 \text{ mm}$
- Diámetro del eje chavetero: $D1 = 30 \approx 101.2 \text{ mm}$
- Diámetro del cubo: $Dm = 160 \text{ mm}$
- Diámetro de paso: $Dp = 316.08 \text{ mm}$
- Longitud total del piñón: $A = 60 \text{ mm}$
- Paso de la cadena: $p = 38.1 \text{ mm}$

6.1.6.2 SELECCIÓN DE CADENA

Así, la cadena a utilizar en el sistema de transmisión será una cadena de Rodillos serie ISO 24B-1 (una hilera), con un paso igual a 38,1 mm, designación EUROPEAN NORM (ISO)

Características de la cadena

En cuanto a los materiales de fabricación, las cadenas Translink se comercializan en acero y acero inoxidable (para trabajos en entornos corrosivos, alimentación, productos químicos o farmacéuticos), acero niquelado (adecuadas para trabajos a la intemperie), acero zincado o galvanizado, según modelo y referencia.

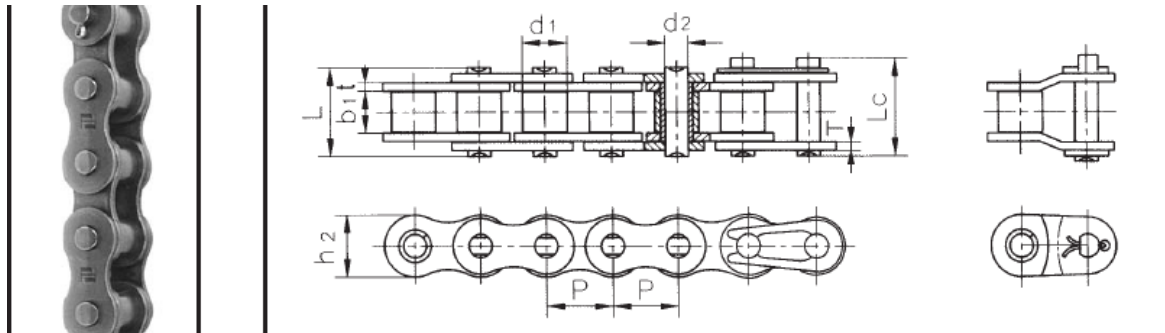


Figura 101: Diagrama para cadenas con rodillos para transmisión (Power Transmission, 2001).

Datos de la cadena seleccionada (serie ISO):

- Paso de la cadena: $p = 38.1 \text{ mm}$
- Diámetro del rodillo: $d1 = 25.40 \text{ mm}$
- Longitud entre las placas interiores: $b1 = 25.40 \text{ mm}$
- Diámetro del pasador: $d2 = 14.63 \text{ mm}$
- Longitud del pasador: $L_{\max} = 53.40 \text{ mm}$ y $L_{c\max} = 57.80 \text{ mm}$
- Profundidad de la placa interior: $h2 = 33.20 \text{ mm}$
- Resistencia máxima a la tracción: $Q = 160 \text{ kN}$

6.1.7 Diseño de los ejes inferiores y superior

Para determinar cuáles son los diferentes rodillos que actúan en el sistema curvador, se realizó la siguiente Figura 102:

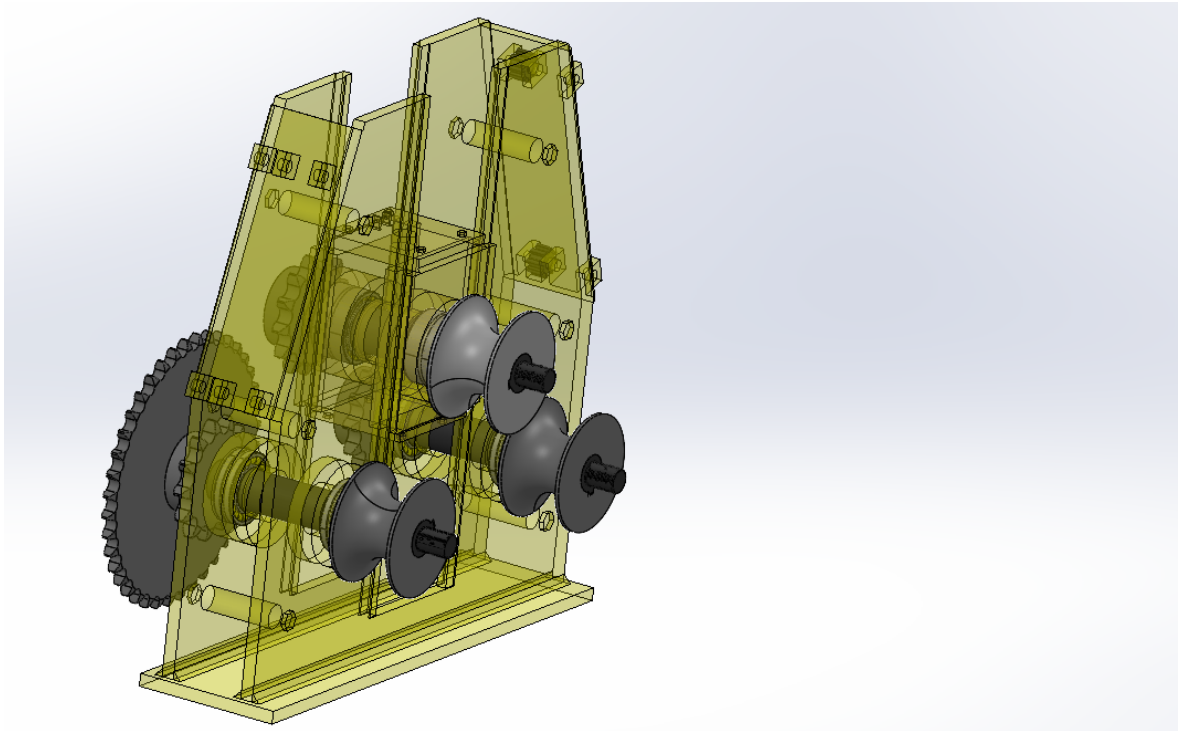


Figura 102: distribución de los ejes y componentes en el cuerpo de la curvadora

Tomando en cuenta el sistema de transmisión de tipo piñón y cadena, es posible considerar el dimensionamiento de los ejes a los cuales se transmite la potencia mecánica del motorreductor, para este análisis, hay que tomar en consideración que el eje de transmisión estará sometido a un esfuerzo de corte por efecto del fenómeno de torsión. Inicialmente, se considera la ecuación de deformación de una barra circular por efecto de la torsión:

6.1.7.1 Acero de transmisión AISI 4340 (705)

Por la disponibilidad que se tiene de este material conocido en el mercado como acero de transmisión; es factible considerar para la construcción de los ejes de la curvadora, al ser un acero bonificado al cromo, níquel, molibdeno, altamente resistente a la tracción, torsión y a cambios de flexión. Con aplicaciones como: partes de maquinarias sometidas a altos esfuerzos, brazo de dirección, cigüeñales, árboles de leva, barras de torsión, embragues, piñones, barras de cardán, ejes de bomba, rodillos de transportadora, etc.

6.1.7.2 Diseño del eje de transmisión inferior derecho

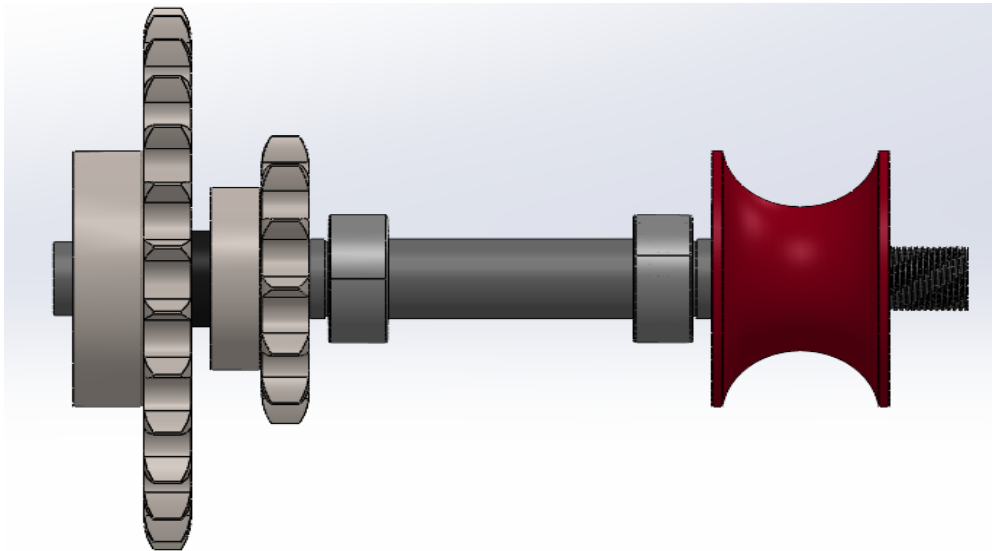


Figura 103: Diseño del eje inferior derecho de la curvadora

Según la Figura 104 en el rodillo del eje inferior actúan la fuerza de reacción R_B y la fuerza de rozamiento F_{SB} obtenido en base al coeficiente de fricción se tiene:

$$R_A = R_B = 34778.15 \text{ N}$$

$$F_{sA} = F_{sB} = 5216.72 \text{ N}$$

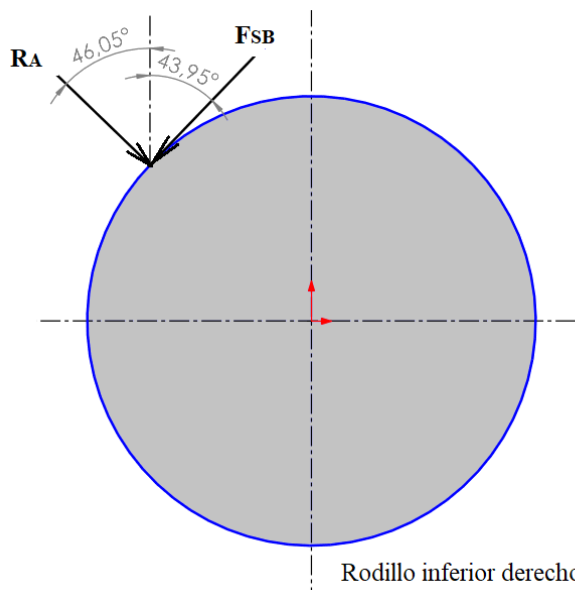


Figura 104: Diagrama de la fuerza R_B y la fuerza de rozamiento F_{sB} en el rodillo inferior derecho

La fuerza R_B y la fuerza de rozamiento F_{sB} se descomponen en dos fuerzas según el eje de Y y Z, resultando:

$$R_{B-Y} = R_B * \cos 46.05 = 34778.15 \text{ N} * \cos 46.05$$

$$\mathbf{R_{A-Y} = R_{B-Y} = 24137.09 \text{ N}}$$

$$R_{B-Z} = R_B * \sin 46.05 = 34778.15 \text{ N} * \sin 46.05$$

$$\mathbf{R}_{A-Z} = \mathbf{R}_{B-Z} = 25038.38 \text{ N}$$

$$F_{SB-Y} = F_{SB} * \cos 43.95 = 5216.72 \text{ N} * \cos 43.95$$

$$\mathbf{F}_{SA-Y} = \mathbf{F}_{SB-Y} = 3755.76 \text{ N}$$

$$F_{SB-Z} = F_{SB} * \sin 43.95 = 5216.72 \text{ N} * \sin 43.95$$

$$\mathbf{F}_{SA-Z} = \mathbf{F}_{SB-Z} = 3620.56 \text{ N}$$

Las fuerzas que participan en el proceso de curvado en eje son:

Tabla 22

Fuerzas que participan en el proceso de curvado

$F_{t2-Y} = 9935.86 \text{ N} \downarrow$	Fuerza tangencial producida el piñón impulsor en el eje Y
$F_{t2-Z} = 2656.02 \text{ N} \leftarrow$	Fuerza tangencial producida el piñón impulsor en el eje Z
$F_{tT-Y} = 19011.47 \text{ N} \uparrow$	Fuerza tangencial necesaria para desplazarse por el tensor en el eje Y
$F_{tT-Z} = 7454.34 \text{ N} \leftarrow$	Fuerza tangencial necesaria para desplazarse por el tensor en el eje Z
$R_{B-Y} = 24137.09 \text{ N} \downarrow$	Reacción B en el rodillo inferior derecho eje Y
$R_{B-Z} = 25038.38 \text{ N} \leftarrow$	Reacción B en el rodillo inferior derecho eje Z
$F_{SB-Y} = 3755.76 \text{ N} \downarrow$	Fuerza de rozamiento que se opone al movimiento en el eje Y
$F_{SB-Z} = 3620.56 \text{ N} \rightarrow$	Fuerza de rozamiento que se opone al movimiento en el eje Z

En la Figura 105 se realiza un diagrama de cuerpo libre del eje portarodillo, con todas las fuerzas que actúan en el mismo, donde en los puntos A y B irán los rodamientos.

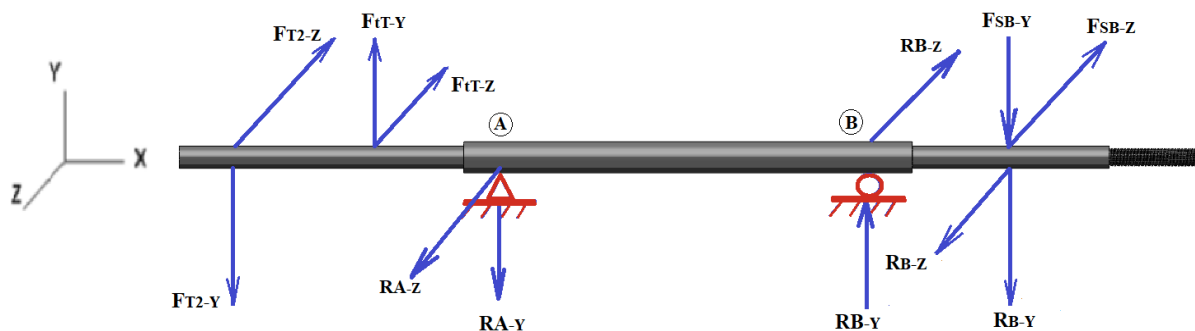


Figura 105: Diagrama de Cuerpo libre del eje inferior derecho, donde operan las catarinas #02 y #03 en los planos X-Y-Z

Sistema de fuerzas plano X-Y

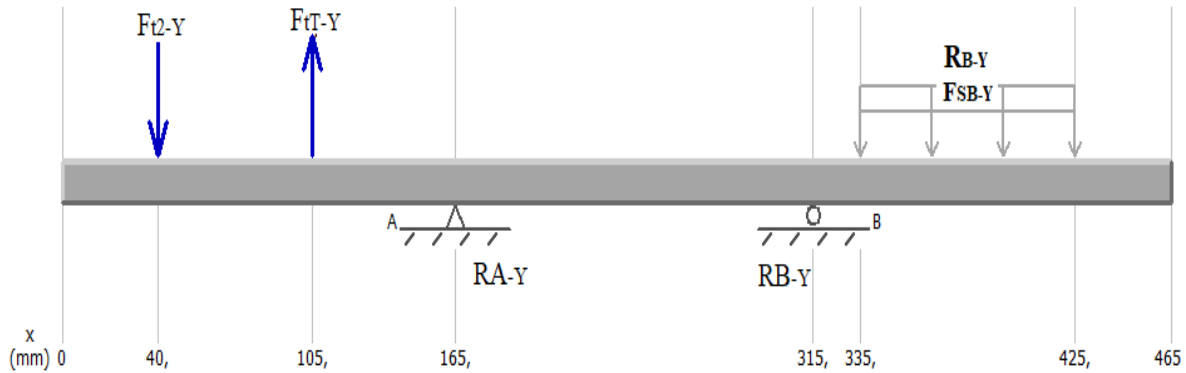


Figura 106: Diagrama de fuerzas del eje inferior de las catarinas #02 y #03, plano X-Y

Seguidamente se realiza la sumatoria de momentos en el punto R_{BY}

$$\sum M_{R_{B-Y}} = 0$$

$$-F_{t2-Y} * 0.275 \text{ m} + F_{tT-Y} * 0.21 \text{ m} - R_{A-Y} * 0.15 \text{ m} + R_{B-Y} * 0.065 \text{ m} + F_{SB-Y} * 0.065 \text{ m} = 0$$

$$R_{A-Y} = \frac{(F_{tT-Y} * 0.21 \text{ m} + R_{B-Y} * 0.065 \text{ m} + F_{SB-Y} * 0.065 \text{ m}) - F_{t2-Y} * 0.275 \text{ m}}{0.15 \text{ m}}$$

R_{A-Y}

$$= \frac{(19011.47 \text{ N} * 0.21 \text{ m} + 24137.09 \text{ N} * 0.065 \text{ m} + 3755.76 \text{ N} * 0.065 \text{ m}) - 9935.86 \text{ N} * 0.275 \text{ m}}{0.15 \text{ m}}$$

$$R_{A-Y} = 20487.22 \text{ N} \downarrow$$

Se realiza la sumatoria de fuerzas en el eje Y

$$\sum F_Y = 0$$

$$F_{tT-Y} - F_{t2-Y} - R_{AY} + R_{BY} - R_{B-Y} - F_{SB-Y} = 0$$

$$R_{B-Y} = R_{B-Y} + F_{SB-Y} + F_{t2-Y} + R_{AY} - F_{tT-Y}$$

$$R_{B-Y} = 24137.09 \text{ N} + 3755.76 \text{ N} + 9935.86 \text{ N} + 20487.22 \text{ N} - 19011.47 \text{ N}$$

$$R_{B-Y} = 39304.46 \text{ N} \uparrow$$

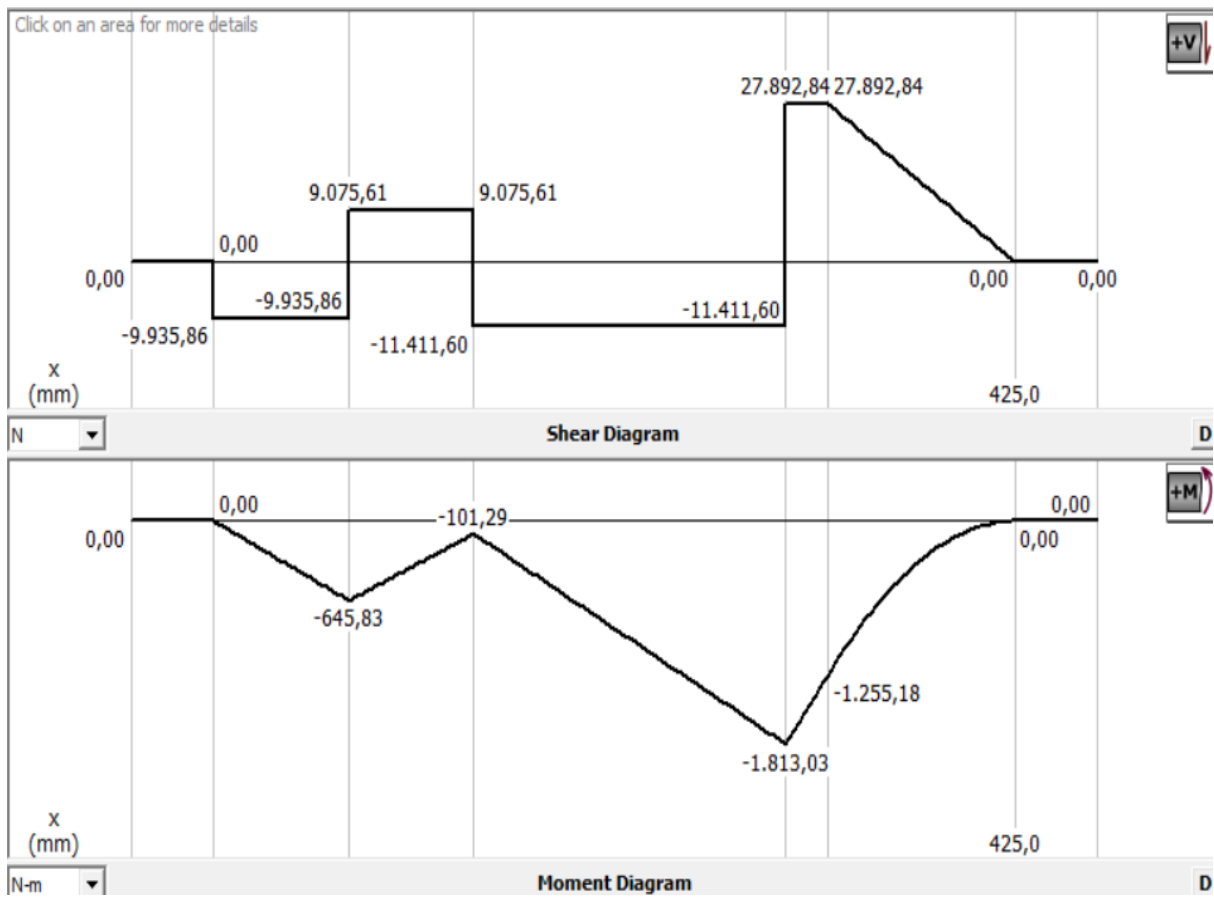


Figura 107: Diagramas de fuerza cortante y momento flector del eje inferior derecho, plano X-Y.

Plano X-Z

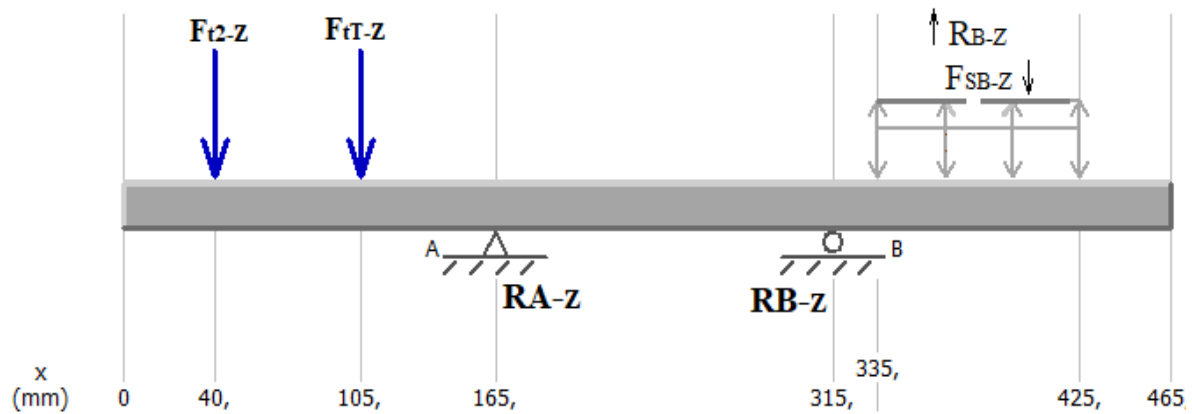


Figura 108: Diagrama de fuerzas del eje inferior derecho, plano X-Z

Seguidamente se realiza la sumatoria de momentos en el punto R_{Bz}

$$\sum M_{R_{B-z}} = 0$$

$$-F_{t2-z} * 0.275 \text{ m} - F_{tT-z} * 0.21 \text{ m} + R_{A-z} * 0.15 \text{ m} - R_{B-z} * 0.065 \text{ m} + F_{SB-z} * 0.065 \text{ m} = 0$$

$$R_{A-Z} = \frac{F_{t2-Z} * 0.275 \text{ m} + F_{tT-Z} * 0.21 \text{ m} + R_{B-Z} * 0.065 \text{ m} - F_{SB-Z} * 0.065 \text{ m}}{0.15 \text{ m}}$$

R_{A-Z}

$$= \frac{2656.02 \text{ N} * 0.275 \text{ m} + 7454.34 * 0.21 \text{ m} + 25038.38 \text{ N} * 0.065 \text{ m} - 3620.56 \text{ N} * 0.065 \text{ m}}{0.15 \text{ m}}$$

$$R_{A-Z} = 24586.5 \text{ N } \uparrow$$

Se realiza la sumatoria de fuerzas en el eje Z

$$\sum F_Z = 0$$

$$-F_{t2-Z} - F_{tT-Z} + R_{A-Z} - R_{B-Z} - F_{SB-Z} + R_{B-Z} = 0$$

$$R_{B-Z} = -F_{t2-Z} - F_{tT-Z} + R_{A-Z} - F_{SB-Z} + R_{B-Z}$$

$$R_{B-Z} = 24586.5 \text{ N} - 2656.02 \text{ N} - 7454.34 - 3620.56 \text{ N} + 25038.38 \text{ N}$$

$$R_{B-Z} = 35890.96 \text{ N } \downarrow$$

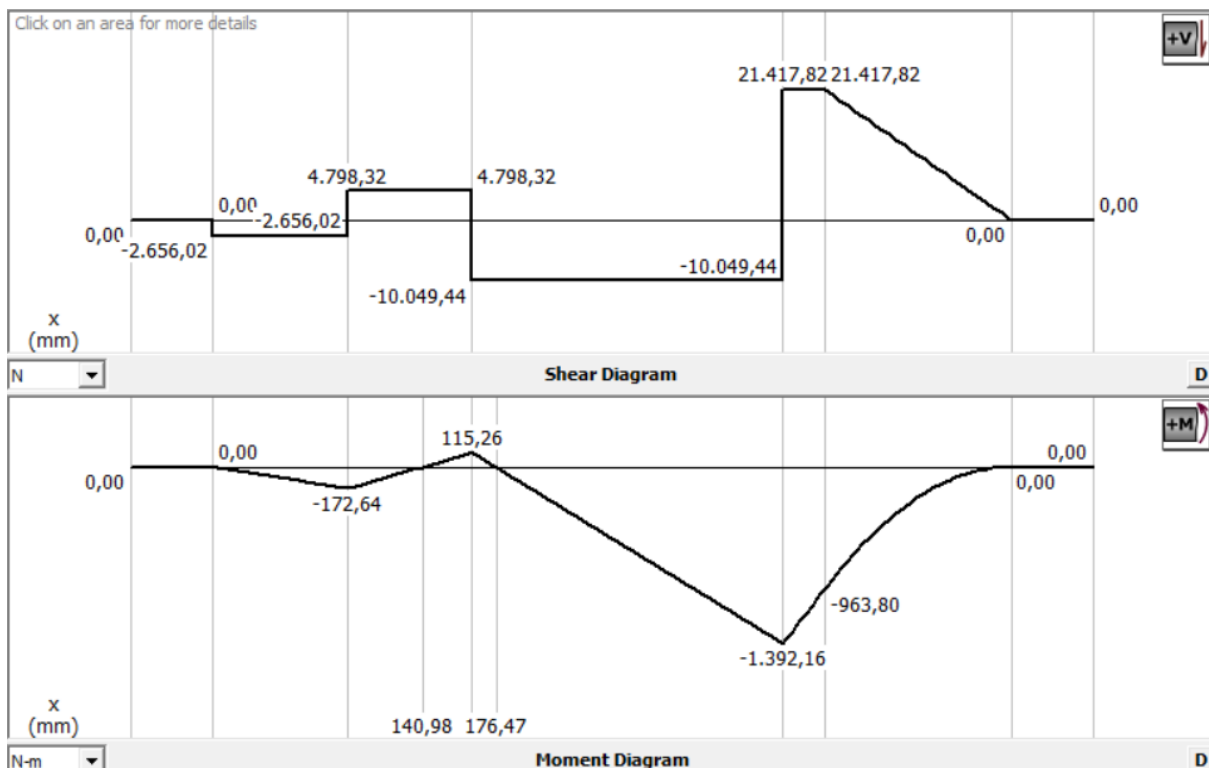


Figura 109: Diagrama de fuerzas del eje inferior, en el plano X-Z

Por medio de una combinación de momentos se obtiene momento flector máximo, el momento indicado para soportar las cargas ejercidas mediante la Ecuación 60.

$$M_{\max} = \sqrt{M_{xy}^2 + M_{xz}^2}$$

$$M_{\max} = \sqrt{(1813.04 \text{ Nm})^2 + (1392.16 \text{ Nm})^2}$$

$$M_{\max} = 2285.87 \text{ Nm}$$

Tomando en cuenta los diferentes materiales para la utilización de sistemas de transmisión de potencia, se selecciona un acero para ejes AISI 4340, según el Anexo 13 el AISI 4340 tipo de proceso y acabado con tratamiento de templado y revenido tiene un esfuerzo a la tensión de 1124 MPa y una resistencia mecánica de 1200 MPa para diámetros entre 41~100 mm.

Según (Mott, 2006) sugiere un factor de diseño $N = 2$

Para establecer el diámetro del eje principal se calcula el esfuerzo de flexión mínimo y el cortante máximo.

EL criterio ED-Goodman es bueno para el diseño inicial, puesto que es simple y conservador mediante la Ecuación 66:

$$D = \sqrt[3]{\frac{16 * N}{\pi} * \left(\frac{2 * K_f * M_a}{S_e} + \frac{\sqrt{3 * (K_{tf} * T_m)^2}}{S_{ut}} \right)}$$

De la Figura 37 se obtiene K_f y K_{tf}

Para un filete de hombro redondo: $K_f = 1.7$ y $K_{tf} = 1.5$

Cuñero fresado: $K_f = 2.2$ y $K_{tf} = 3.0$

Cuñero trapezoidal: $K_f = 1.7$ y $K_{tf} = 1$

El valor del factor de superficie k_a se obtiene según la Ecuación 58 con los parámetros de la Figura 38 denominado acabado superficial esmerilado.

$$K_a = a * S_{ut}^b$$

$$a = 1.58 \text{ y } b = -0.086$$

$$K_a = 1.58 * S_{ut}^{-0.086}$$

$$K_a = 1.58 * 1124 \text{ MPa}^{-0.086}$$

$$K_a = 0.864$$

$$k_b = 0.8$$

$$k_c = k_d = k_e = 1$$

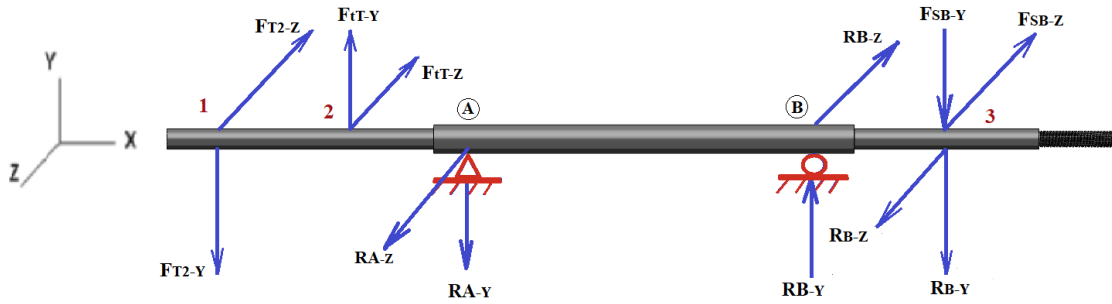
$$S'_n = 0.5 S_u$$

$$S_u = 1124 \text{ MPa}$$

$$S_e = 0.864 * 0.8 * 0.506 * 1124 \text{ MPa}$$

$$\mathbf{S_e = 393.16 \text{ MPa}}$$

Momentos resultantes en los diferentes puntos localizados mostrados en la Figura 105



Punto (1)

Momento total Punto (1) $T = 1625.28 \text{ Nm}$

Con la **Ecuación 63** y **Ecuación 64** se calcula el eje en los diferentes puntos.

Cuñero fresado: $K_f = 2.2$ y $K_{tf} = 3.0$

$$D_1 = \sqrt[3]{\frac{16 * N}{\pi} * \left(\frac{2 * K_f * M_a}{Se} + \frac{\sqrt{3 * (K_{tf} * T_m)^2}}{Sut} \right)}$$

$$D_1 = \sqrt[3]{\frac{16 * 2}{\pi} * \left(\frac{2 * 2.2 * 0}{393.16 \text{ MPa}} + \frac{\sqrt{3 * (3 * 1625.28 \text{ Nm})^2}}{1124 \text{ MPa}} \right)}$$

$$D_1 = 42.46 \text{ mm}$$

Punto 2

Momento total $M_{MmaxA} = 668.5 \text{ Nm}$

Empleando la **Ecuación 59** se calcula el momento máximo

Cuñero fresado: $K_f = 2.2$ y $K_{tf} = 3.0$

$$D_2 = \sqrt[3]{\frac{16 * N}{\pi} * \left(\frac{2 * K_f * M_a}{Se} + \frac{\sqrt{3 * (K_{tf} * T_m)^2}}{Sut} \right)}$$

$$D_2 = \sqrt[3]{\frac{16 * 2}{\pi} * \left(\frac{2 * 2.2 * 668.5 \text{ Nm}}{393.16 \text{ MPa}} + \frac{\sqrt{3 * (3 * 1625.28 \text{ Nm})^2}}{1124 \text{ MPa}} \right)}$$

$$D_2 = 53.45 \text{ mm}$$

Punto A

Momento total Punto (A) $M_{maxA} = 785.82 \text{ Nm}$

Empleando la **Ecuación 59** se calcula el momento máximo

$$D_A = \sqrt[3]{\frac{16 * N}{\pi} * \left(\frac{2 * K_f * M_a}{Se} + \frac{\sqrt{3 * (K_{tf} * T_m)^2}}{Sut} \right)}$$

$$D_A = \sqrt[3]{\frac{16 * 2}{\pi} * \left(\frac{2 * 1 * 785.82 \text{ Nm}}{393.16 \text{ MPa}} + \frac{\sqrt{3 * (1 * 1625.28 \text{ Nm})^2}}{1124 \text{ MPa}} \right)}$$

$$D_A = 40.45 \text{ mm}$$

Punto B

Momento total Punto (B) $M_{\max} = 2285.87 \text{ Nm}$

$$D_B = \sqrt[3]{\frac{16 * N}{\pi} * \left(\frac{2 * K_f * M_a}{Se} + \frac{\sqrt{3 * (K_{tf} * T_m)^2}}{Sut} \right)}$$

$$D_B = \sqrt[3]{\frac{16 * 2}{\pi} * \left(\frac{2 * 1 * 2285.87 \text{ Nm}}{393.16 \text{ MPa}} + \frac{\sqrt{3 * (1 * 1625.28 \text{ Nm})^2}}{1124 \text{ MPa}} \right)}$$

$$D_B = 52.41 \text{ mm}$$

Punto (3)

Momento total Punto (3) $M_{\max3} = 1394.84 \text{ Nm}$

Cuñero trapezoidal: $K_f = 1.7$ y $K_{tf} = 1$

$$D_3 = \sqrt[3]{\frac{16 * N}{\pi} * \left(\frac{2 * K_f * M_a}{Se} + \frac{\sqrt{3 * (K_{tf} * T_m)^2}}{Sut} \right)}$$

$$D_3 = \sqrt[3]{\frac{16 * 2}{\pi} * \left(\frac{2 * 1.3 * 1582.53 \text{ Nm}}{393.16 \text{ MPa}} + \frac{\sqrt{3 * (1.3 * 1625.28 \text{ Nm})^2}}{840 \text{ MPa}} \right)}$$

$$D_3 = 54.84 \text{ mm}$$

El último tramo de 4 cm dependerá de la magnitud de la rosca de sujeción, en resumen:

Tabla 23

Diámetros calculados

Diámetros calculados	Diámetros
D(1) = 42.46 mm	D(1) = 46 mm
D(2) = 53.45 mm	D(2) = 55 mm
D(A) = 40.45 mm	D(A) = 55 mm
D(B) = 52.41 mm	D(B) = 55 mm
D(3) = 54.84 mm	D(3) = 55mm

Fuente: Autor

Según el catálogo de (Dipac Manta, s.f.) se toma de los diámetros existentes de un eje de diámetro (D = 6 cm), con las medidas mostradas en el Anexo 12.

6.1.7.2.1 *Calculo y selección de rodamientos*

Ahora que se sabe los diámetros finales que tendrá el eje de transmisión se deberá seleccionar los rodamientos adecuados para cada uno de ellos; Por ello se requiere conocer la capacidad de carga dinámica y estática que deberán resistir estos rodamientos.

Lo cual los rodamientos en el punto A y B tienen cargas solo radiales, donde P es la carga del rodamiento se calcula empleando la c.

Punto A

$$P_A = \sqrt{R_{AY}^2 + R_{AZ}^2}$$
$$P_A = \sqrt{(20487.22 \text{ N})^2 + (24586.5 \text{ N})^2}$$
$$P_A = 32.003 \text{ kN}$$

La capacidad dinámica es la magnitud de carga y dirección constante bajo la cual una cantidad de rodamientos idénticos alcanza una duración de vida de 1 millón de revoluciones nominales, por alta capacidad de carga exigida se selecciona una unidad de rodamientos de rodillos, la cual se determina mediante la **Ecuación 69**.

$$C = P * \sqrt{\frac{10}{3} \frac{60 * n * L_h}{1000000}}$$

Según la Figura 39 se estima una vida de 20000 horas de duración de la vida útil según la aplicación.

$$L_h = 20000 \text{ horas y } n = 6 \text{ rpm}$$

$$C = 32.003 \text{ kN} * \sqrt{\frac{10}{3} \frac{60 * 6 * 20000}{1000000}}$$
$$C = 57.86 \text{ kN}$$

Punto B

$$P_B = \sqrt{R_{BY}^2 + R_{BZ}^2}$$
$$P_B = \sqrt{(39304.46 \text{ N})^2 + (35890.96 \text{ N})^2}$$
$$P_B = 39.30 \text{ kN}$$

De igual manera se estima una vida de 20000 horas de duración de la vida útil según la aplicación.

$$L_h = 15000 \text{ horas y } n = 4.1 \text{ rpm}$$

$$C = 39.30 \text{ kN} * \sqrt[10]{\frac{60 * 4.1 * 20000}{1000000}}$$

$$C = 71.054 \text{ kN}$$

Con estos valores conocidos como: un estado de cargas altos y el diámetro del eje, se procede a optar con la mayor carga en el punto B para seleccionar una unidad de soporte de pie.

Según el catálogo de (SKF, s.f.) :

Datos:

C 6911 V

Rodamiento completamente lleno de rodillos toroidales CARB

Los rodamientos de rodillos toroidales CARB se adaptan a la desalineación sin aumentar los niveles de tensión, también proporcionan un movimiento axial sin fricción dentro del rodamiento en la posición libre en disposiciones de rodamientos autoalineables. Este rodamiento que tiene un índice de velocidad menor, utiliza el mayor número de rodillos posible, lo que le confiere la mayor capacidad de carga posible.

- Admiten desalineación y desplazamiento axial dentro del rodamiento
- Muy alta capacidad de carga radial
- Proporcionan un movimiento axial sin fricción
- Larga vida útil del sistema de rodamientos

Especificaciones técnicas

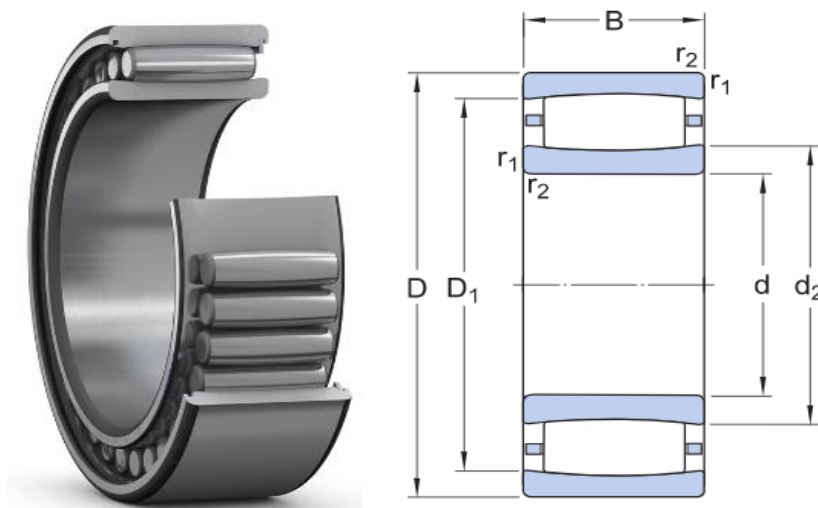


Figura 110: Diagrama del rodamiento (SKF, s.f.).

- Dinámica: $C = 180 \text{ kN}$
- Estática: $C_o = 300 \text{ kN}$

- Diámetro del eje: $d_a = 55 \text{ mm}$
- Velocidad límite: $v = 2200 \text{ rpm}$
- Diámetro exterior total: $D = 80 \text{ mm}$
- Ancho total: $B = 45 \text{ mm}$

6.1.7.3 Diseño del eje inferior izquierdo

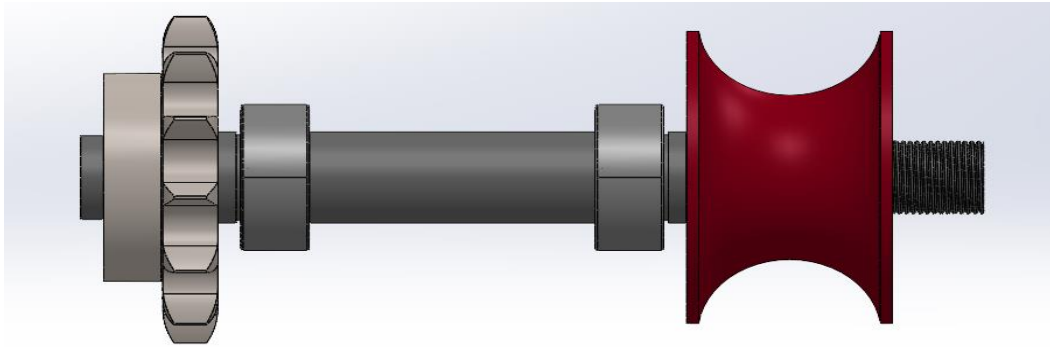


Figura 111: Diseño del eje inferior izquierdo de la curvadora

Según la Figura 112 en el rodillo del eje inferior actúan la fuerza de reacción R_A y la fuerza de rozamiento F_{SA} obtenido en base al coeficiente de fricción se tiene:

$$R_A = 34778.15 \text{ N}$$

$$F_{SA} = 5216.72 \text{ N}$$

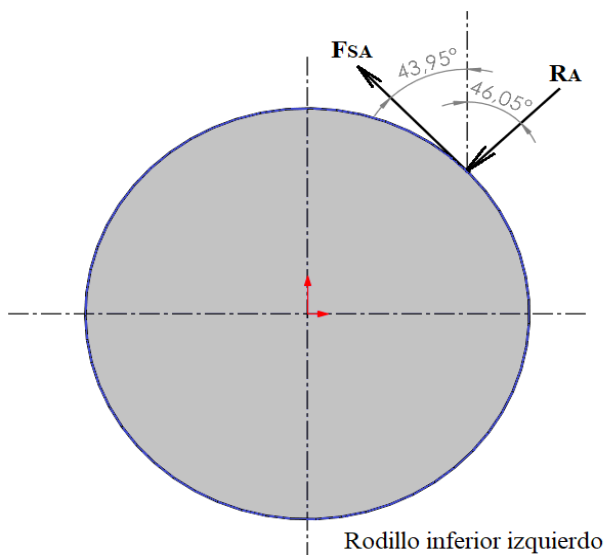


Figura 112: Diagrama de la fuerza R_A y la fuerza de rozamiento F_{SA} en el rodillo inferior izquierdo.

La fuerza R_B y la fuerza de rozamiento F_{SB} se descompone en dos fuerzas según el eje de Y y Z, resultando:

Las fuerzas que participan en el proceso de curvado en eje son:

Tabla 24

Fuerzas que participan en el proceso de curvado

$F_{t4-Y} = 8571.04 \text{ N} \uparrow$	Fuerza tangencial necesaria para mover la catrina # 04 en el eje Y
$F_{t4-Z} = 1680.02 \text{ N} \rightarrow$	Fuerza tangencial necesaria para mover la catrina # 04 en el eje Z
$F_{tT-Y} = 19011.47 \text{ N} \uparrow$	Fuerza tangencial producida en el tensor en el eje Y
$F_{tT-Z} = 7454.34 \text{ N} \rightarrow$	Fuerza tangencial producida en el tensor en el eje Z
$R_{A-Y} = 24137.09 \text{ N} \downarrow$	Reacción B en el rodillo inferior derecho eje Y
$R_{A-Z} = 25038.38 \text{ N} \leftarrow$	Reacción B en el rodillo inferior derecho eje Z
$F_{SA-Y} = 3755.76 \text{ N} \uparrow$	Fuerza de rozamiento que se opone al movimiento en el eje Y
$F_{SA-Z} = 3620.56 \text{ N} \leftarrow$	Fuerza de rozamiento que se opone al movimiento en el eje Z

En la Figura 113 se realiza un diagrama de cuerpo libre del eje portarodillo, con todas las fuerzas que actúan en el mismo, donde en los puntos A y B irán los rodamientos.

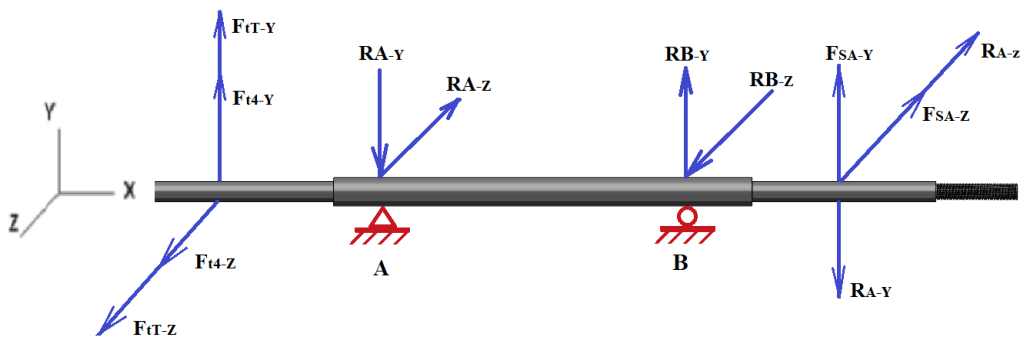


Figura 113: Diagrama de Cuerpo libre del eje inferior izquierdo, donde operan la catrina #05 en los planos X-Y-Z

Sistema de fuerzas plano X-Y

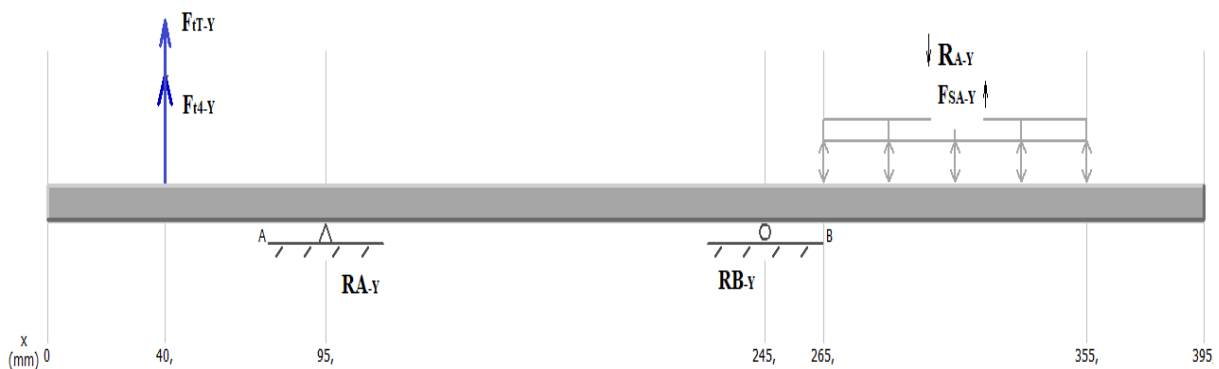


Figura 114: Diagrama de fuerzas del eje inferior de las catarina #05, plano X-Y

Seguidamente se realiza la sumatoria de momentos en el punto RB_Y

$$\sum M_{RB-Y} = 0$$

$$F_{t4-y} * 0.21 \text{ m} + F_{tT-Y} * 0.21 \text{ m} - R_{A-Y} * 0.15 \text{ m} + R_{A-Y} * 0.065 \text{ m} - F_{SA-Y} * 0.065 \text{ m} = 0$$

$$R_{AY} = \frac{F_{t4-y} * 0.21 \text{ m} + F_{tT-Y} * 0.21 \text{ m} + R_{A-Y} * 0.065 \text{ m} - F_{SA-Y} * 0.065 \text{ m}}{0.15 \text{ m}}$$

R_{AY}

$$= \frac{8571.04 \text{ N} * 0.21 \text{ m} + 19011.47 \text{ N} * 0.21 \text{ m} + 24137.09 \text{ N} * 0.065 \text{ m} - 3755.76 \text{ N} * 0.065 \text{ m}}{0.15 \text{ m}}$$

$$R_{A-Y} = 46528.01 \text{ N} \downarrow$$

Se realiza la sumatoria de fuerzas en el eje Y

$$\sum F_Y = 0$$

$$F_{t4-y} + F_{tT-Y} - R_{A-Y} + R_{B-Y} - R_{A-Y} - F_{SA-Y} = 0$$

$$R_{BY} = R_{A-Y} + F_{SA-Y} + R_{A-Y} - F_{t4-y} - F_{tT-Y}$$

$$R_{BY} = 24137.09 \text{ N} + 3755.76 \text{ N} + 46528.01 \text{ N} - 8571.04 \text{ N} - 19011.47 \text{ N}$$

$$R_{BY} = 39326.83 \text{ N} \uparrow$$

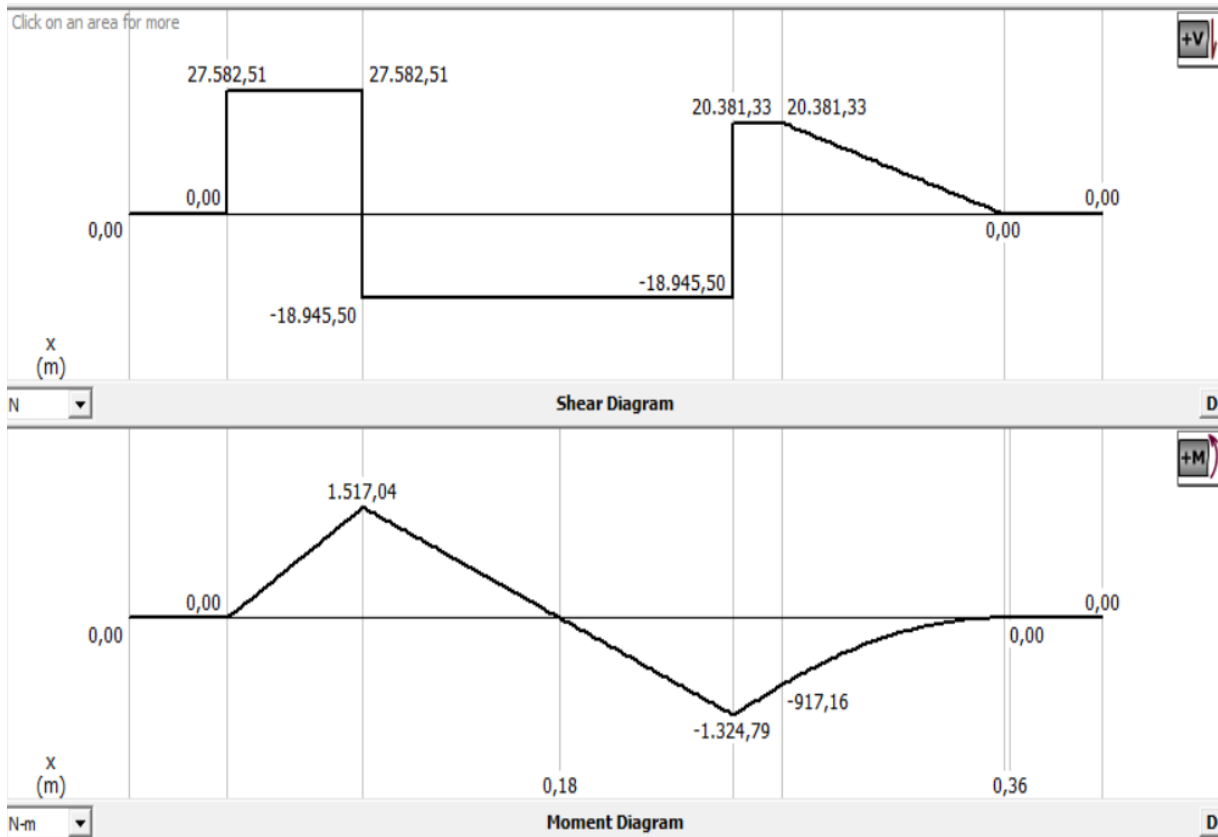


Figura 115: Diagramas de fuerza cortante y momento flector del eje inferior, plano X-Y.

Plano X-Z

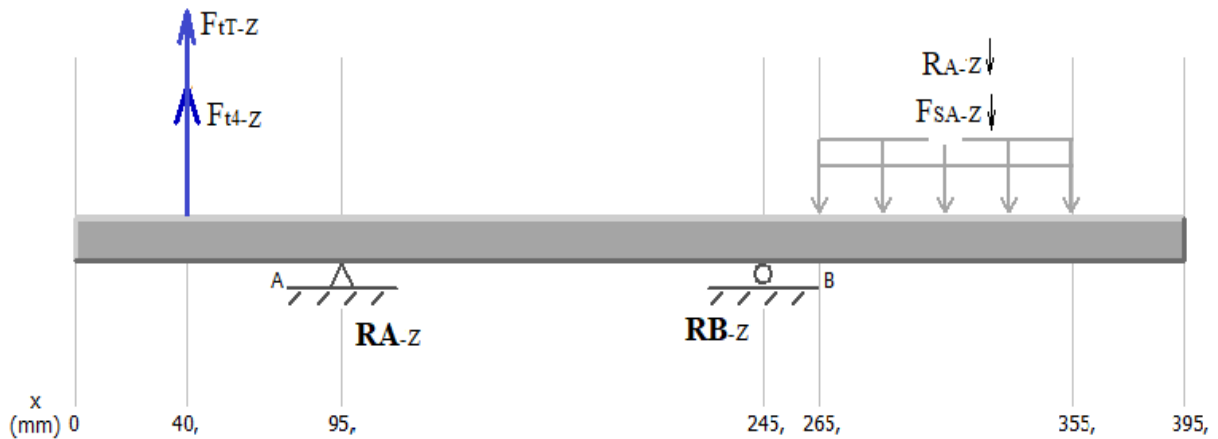


Figura 116: Diagrama de fuerzas del eje inferior izquierdo, plano X-Z

Seguidamente se realiza la sumatoria de momentos en el punto R_{BZ}

$$\sum M_{RB-Z} = 0$$

$$F_{t4-Z} * 0.21 \text{ m} + F_{tT-Z} * 0.21 \text{ m} - R_{A-Z} * 0.15 \text{ m} + R_{A-Z} * 0.065 \text{ m} + F_{SA-Z} * 0.065 \text{ m} = 0$$

$$R_{A-Z} = \frac{F_{t4-Z} * 0.21 \text{ m} + F_{tT-Z} * 0.21 \text{ m} + R_{A-Z} * 0.065 \text{ m} + F_{SA-Z} * 0.065 \text{ m}}{0.15 \text{ m}}$$

R_{A-Z}

$$= \frac{1680.02 \text{ N} * 0.21 \text{ m} + 7454.34 \text{ N} * 0.21 \text{ m} + 25038.38 \text{ N} * 0.065 \text{ m} + 3620.56 \text{ N} * 0.065 \text{ m}}{0.15 \text{ m}}$$

$$R_{A-Z} = 24902.5 \text{ N} \downarrow$$

Se realiza la sumatoria de fuerzas en el eje Z

$$\sum F_Z = 0$$

$$F_{t4-Z} + F_{tT-Z} - R_{A-Z} + R_{B-Z} - R_{A-Z} - F_{SA-Z} = 0$$

$$R_{B-Z} = R_{A-Z} + F_{SA-Z} + R_{A-Z} - F_{t4-Z} - F_{tT-Z}$$

$$R_{B-Z} = 25038.38 \text{ N} + 3620.56 \text{ N} + 24902.5 \text{ N} - 1680.02 \text{ N} - 7454.34 \text{ N}$$

$$R_{B-Z} = 44427.08 \text{ N} \uparrow$$

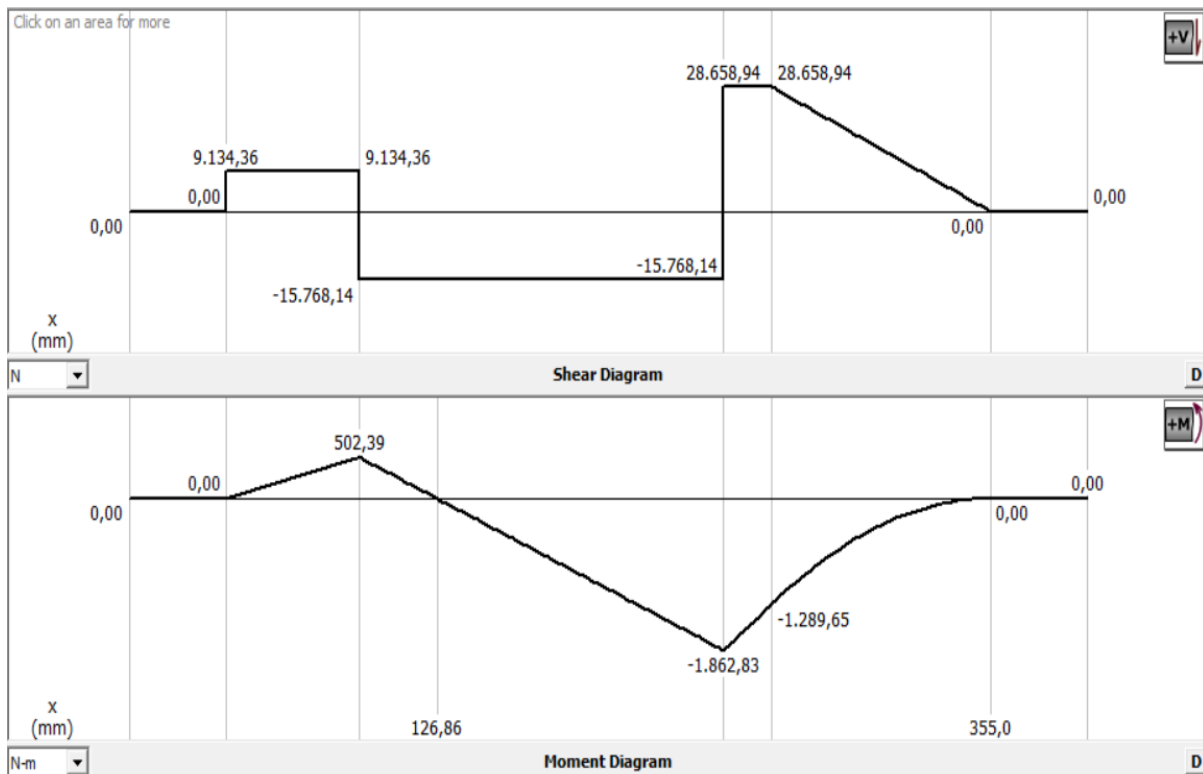


Figura 117: Diagrama de fuerzas del eje inferior izquierdo, en el plano X-Z

Por medio de una combinación de momentos se obtiene momento flector máximo, el momento indicado para soportar las cargas ejercidas mediante la Ecuación 60.

$$M_{\max} = \sqrt{M_{xy}^2 + M_{xz}^2}$$

$$M_{\max} = \sqrt{(1862.83 \text{ Nm})^2 + (1324.79 \text{ Nm})^2}$$

$$M_{\max} = 2285.87 \text{ Nm}$$

Acero para eje, AISI 4340 (705) de acabado con tratamiento de templado y revenido, que tiene un esfuerzo a la tensión de 1124 MPa y una resistencia mecánica de 1200 MPa para diámetros entre 41~100 mm.

Según (Mott, 2006) se utiliza un factor de diseño $N = 2$

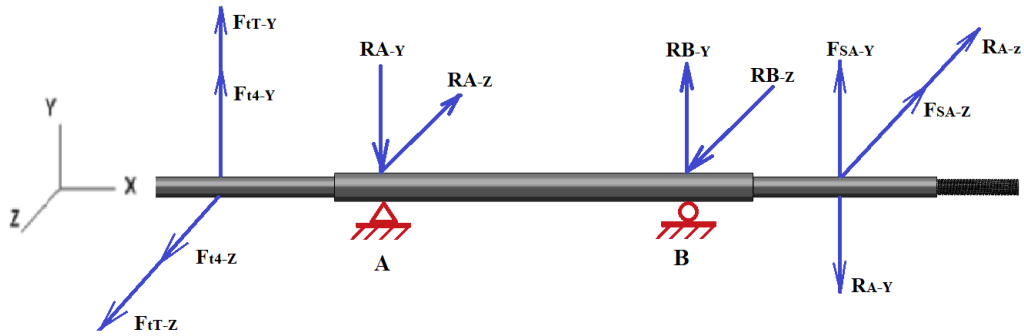
Para establecer el diámetro del eje principal se calcula el esfuerzo de flexión mínimo y el cortante máximo.

$$\mathbf{Se = 393.16 \text{ MPa}}$$

EL criterio ED-Goodman es bueno para el diseño inicial, puesto que es simple y conservador mediante la Ecuación 66:

$$D = \sqrt[3]{\frac{16 * N}{\pi} * \left(\frac{2 * K_f * M_a}{Se} + \frac{\sqrt{3} * (K_{tf} * T_m)^2}{Sut} \right)}$$

Momentos resultantes en los diferentes puntos localizados mostrados en la Figura 113.



Punto (1)

Momento total Punto (1) $T_5 = 930.13 \text{ Nm}$

Con la **Ecuación 63** y **Ecuación 64** se calcula el eje en los diferentes puntos.

Cuñero fresado: $K_f = 2.2$ y $K_{tf} = 3.0$

$$D_1 = \sqrt[3]{\frac{16 * N}{\pi} * \left(\frac{2 * K_f * M_a}{S_e} + \frac{\sqrt{3 * (K_{tf} * T_m)^2}}{S_{ut}} \right)}$$

$$D_1 = \sqrt[3]{\frac{16 * 2}{\pi} * \left(\frac{2 * 2.2 * 0}{393.16 \text{ MPa}} + \frac{\sqrt{3 * (3 * 930.13 \text{ Nm})^2}}{1124 \text{ MPa}} \right)}$$

$$D_1 = 35.25 \text{ mm}$$

Punto A

Momento total Punto (A) $M_{\max A} = 1598.06 \text{ Nm}$

Empleando la Ecuación 59 se calcula el momento máximo

$$D_A = \sqrt[3]{\frac{16 * N}{\pi} * \left(\frac{2 * K_f * M_a}{S_e} + \frac{\sqrt{3 * (K_{tf} * T_m)^2}}{S_{ut}} \right)}$$

$$D_A = \sqrt[3]{\frac{16 * 2}{\pi} * \left(\frac{2 * 1 * 1598.06 \text{ Nm}}{393.16 \text{ MPa}} + \frac{\sqrt{3 * (1 * 930.13 \text{ Nm})^2}}{1124 \text{ MPa}} \right)}$$

$$D_A = 46.01 \text{ mm}$$

Punto B

Momento total Punto (B) $M_{\max} = 2285.87 \text{ Nm}$

$$D_B = \sqrt[3]{\frac{16 * N}{\pi} * \left(\frac{2 * K_f * M_a}{S_e} + \frac{\sqrt{3 * (K_{tf} * T_m)^2}}{S_{ut}} \right)}$$

$$D_B = \sqrt[3]{\frac{16 * 2}{\pi} * \left(\frac{2 * 1 * 2285.87 \text{ Nm}}{393.16 \text{ MPa}} + \frac{\sqrt{3 * (1 * 930.13 \text{ Nm})^2}}{1124 \text{ MPa}} \right)}$$

$$D_B = 51.05 \text{ mm}$$

Punto (2)

Momento total Punto (2) $M_{\max 3} = 1582.52 \text{ Nm}$

Cuñero trapezoidal: $K_f = 1.7$ y $K_{tf} = 1$

$$D_2 = \sqrt[3]{\frac{16 * N}{\pi} * \left(\frac{2 * K_f * M_a}{S_e} + \frac{\sqrt{3 * (K_{tf} * T_m)^2}}{S_{ut}} \right)}$$

$$D_2 = \sqrt[3]{\frac{16 * 2}{\pi} * \left(\frac{2 * 1.7 * 1582.52 \text{ Nm}}{393.16 \text{ MPa}} + \frac{\sqrt{3 * (1 * 930.13 \text{ Nm})^2}}{1124 \text{ MPa}} \right)}$$

$$D_2 = 53.60 \text{ mm}$$

El último tramo de 4 cm dependerá de la magnitud de la rosca de sujeción, en resumen:

Tabla 25

Diámetros calculados

Diámetros calculados	Diámetros
D(1) = 35.25 mm	D(1) = 46 mm
D(A) = 46.01 mm	D(A) = 55 mm
D(B) = 51.05 mm	D(B) = 55 mm
D(2) = 53.60 mm	D(2) = 55 mm

Fuente: Autor

Según el catálogo de (Dipac Manta, s.f.) se toma de los diámetros existentes de un eje de diámetro ($D = 6 \text{ cm}$).

6.1.7.3.1 Cálculo y selección de rodamientos

Ahora que se sabe los diámetros finales que tendrá el eje de transmisión se deberá seleccionar los rodamientos adecuados para cada uno de ellos; Para ello se requiere conocer la capacidad de carga dinámica y estática que deberán resistir estos rodamientos.

Lo cual los rodamientos en el punto A y B tienen cargas solo radiales, donde P es la carga del rodamiento se calcula empleando la Ecuación 65.

Punto A

$$P_A = \sqrt{R_{AY}^2 + R_{AZ}^2}$$

$$P_A = \sqrt{(46528.01 \text{ N})^2 + 24902.5 \text{ N}^2}$$

$$P_A = 52.77 \text{ kN}$$

La capacidad dinámica es la magnitud de carga y dirección constante bajo la cual una cantidad de rodamientos idénticos alcanza una duración de vida de 1 millón de revoluciones nominales, por alta capacidad de carga exigida se opta por seleccionar una unidad de rodamientos de rodillos, la cual se determina mediante la Ecuación 69.

$$C = P * \sqrt[10]{\frac{60 * n * L_h}{1000000}}$$

Según la Figura 39 se estima una vida de 20000 horas de duración de la vida útil según la aplicación.

$$L_h = 15000 \text{ horas y } n = 6 \text{ rpm}$$

$$C = 52.77 \text{ kN} * \sqrt[10]{\frac{60 * 6 * 20000}{1000000}}$$

$$C = 95.41 \text{ kN}$$

Punto B

$$P_B = \sqrt{R_{BY}^2 + R_{BZ}^2}$$

$$P_B = \sqrt{(39326.83 \text{ N})^2 + 44427.08 \text{ N}^2}$$

$$P_B = 59.33 \text{ kN}$$

De igual manera se estima una vida de 20000 horas de duración de la vida útil según la aplicación.

$$L_h = 20000 \text{ horas y } n = 6 \text{ rpm}$$

$$C = 59.33 \text{ kN} * \sqrt[10]{\frac{60 * 6 * 20000}{1000000}}$$

$$C = 107.38 \text{ kN}$$

Con estos valores conocidos como: un estado de cargas altos y el diámetro del eje, se procede a optar con la mayor carga en el punto B para seleccionar una unidad de soporte de pie.

Según el catálogo de (SKF, s.f.) :

Datos:

C 6911 V

Rodamiento completamente lleno de rodillos toroidales CARB

- Admiten desalineación y desplazamiento axial dentro del rodamiento
- Muy alta capacidad de carga radial
- Proporcionan un movimiento axial sin fricción
- Larga vida útil del sistema de rodamientos

Especificaciones técnicas

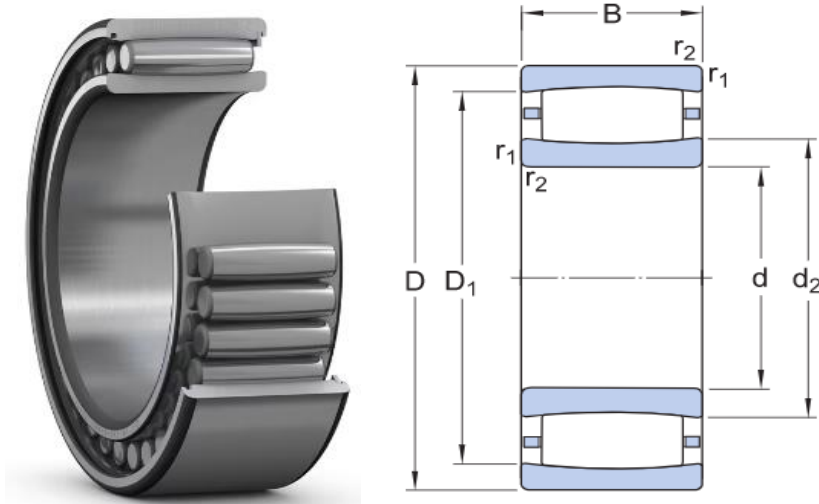


Figura 118: Diagrama de fuerzas del eje inferior, en el plano X-Z (SKF, s.f.).

- Dinámica: $C = 180 \text{ kN}$
- Estática: $C_0 = 300 \text{ kN}$
- Diámetro del eje: $d_a = 55 \text{ mm}$
- Velocidad límite: $v = 2200 \text{ rpm}$
- Diámetro exterior total: $D = 80 \text{ mm}$
- Ancho total: $B = 45 \text{ mm}$

6.1.8 Diseño de eje del rodillo superior

Para el diseño del eje del rodillo superior, hay que considerar que estos ejes van a estar sujetos a una fuerza cortante en los puntos de contacto con cada rodillo, producida por la fuerza externa necesaria para deformar la perfilería, sin embargo, esta fuerza generara el momento interno máximo para proceder a dimensionar el eje. De manera análoga, la figura anterior se puede representar con el siguiente DCL.

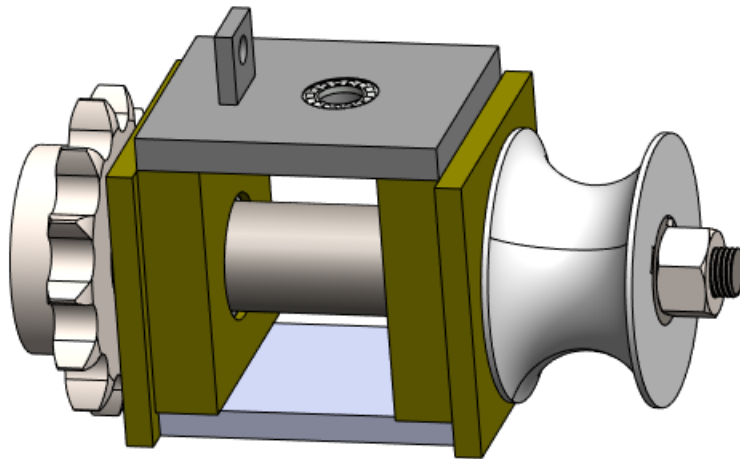


Figura 119: Diagrama del eje del rodillo superior

Para el diseño de este eje se considera las fuerzas presentes en la catarina #04 con giro inverso de la cadena, obteniendo una fuerza suficientemente grande, como para producir un momento capaz de vencer; el momento requerido para desplazar el perfil.

Las fuerzas que participan en el proceso de curvado en eje superior son:

Tabla 26

Fuerzas que participan en el proceso de curvado

$F_{t5-Y} = 5136.87 \text{ N} \downarrow$	Fuerza tangencial necesaria para mover la catarina #05 en el eje Y
$F_{t5-Z} = 1006.88 \text{ N} \leftarrow$	Fuerza tangencial necesaria para mover la catarina #05 en el eje Z
$F_{t3-Y} = 20039.33 \text{ N} \downarrow$	Fuerza tangencial producida en la catarina #03 el eje Y
$F_{t3-Z} = 3927.93 \text{ N} \rightarrow$	Fuerza tangencial producida en la catarina #03 el eje Z
$F_{C-Y} = 48274.18 \text{ N} \uparrow$	Fuerza de curvado en el eje Y
$F_{SS-Z} = 7241.13 \text{ N} \leftarrow$	Fuerza de rozamiento que se opone al movimiento en el eje Z

En la Figura 120 se realiza un diagrama de cuerpo libre del eje portarodillo, con todas las fuerzas que actúan en el mismo, donde en los puntos A y B irán los rodamientos.

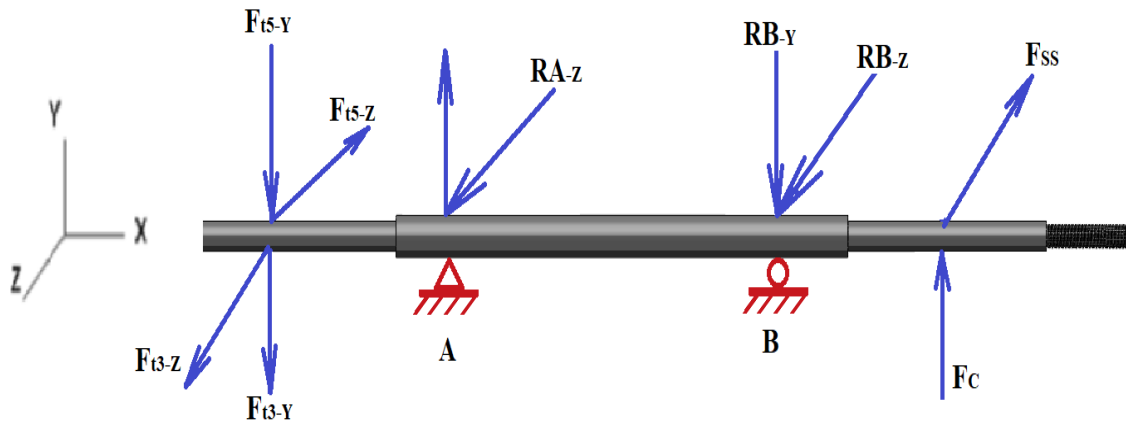


Figura 120: Diagrama de fuerzas del eje superior, plano X-Y-Z

Plano X-Y

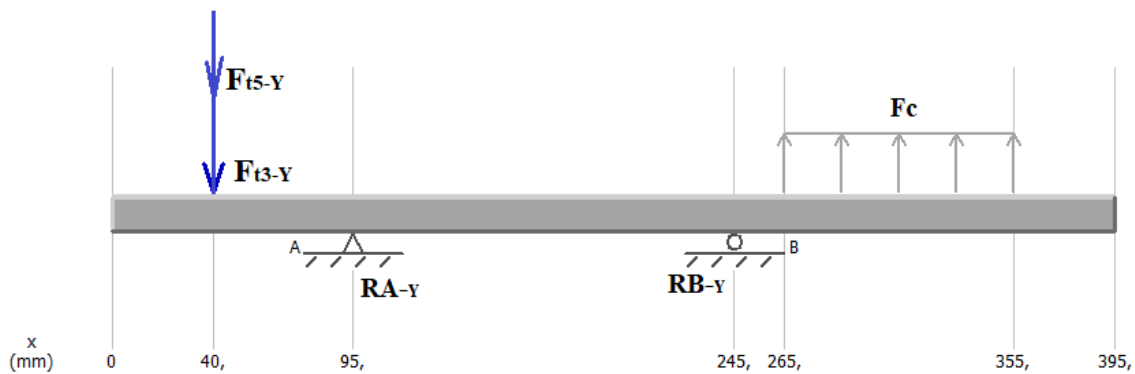


Figura 121: Diagrama de fuerzas del eje superior, plano X-Y

Posteriormente se realiza la sumatoria de momentos en el punto R_{BY}

$$\sum M_{RB-Y} = 0$$

$$-F_{t5-Y} * 0.21 \text{ m} - F_{t3-Y} * 0.21 \text{ m} + R_{A-Y} * 0.15 \text{ m} - F_c * 0.065 \text{ m} = 0$$

$$R_{A-Y} = \frac{F_c * 0.065 \text{ m} + F_{t3-Y} * 0.21 \text{ m} + F_{t5-Y} * 0.21 \text{ m}}{0.15 \text{ m}}$$

$$R_{A-Y} = \frac{48274.18 \text{ N} * 0.065 \text{ m} + 20039.33 \text{ N} * 0.21 \text{ m} + 5136.87 \text{ N} * 0.21 \text{ m}}{0.15 \text{ m}}$$

$$R_{A-Y} = 55326.28 \text{ N} \uparrow$$

Se realiza la sumatoria de fuerzas en el eje Y

$$\sum F_Y = 0$$

$$-F_{t5-Y} - F_{t3-Y} + R_{A-Y} - R_{B-Y} + F_c = 0$$

$$R_{B-Y} = F_c - F_{t5-Y} - F_{t3-Y} + R_{A-Y}$$

$$R_{BY} = 48274.18 \text{ N} - 5136.87 \text{ N} - 20039.33 \text{ N} + 55326.28 \text{ N}$$

$$R_{BY} = 78424.25 \text{ N } \downarrow$$

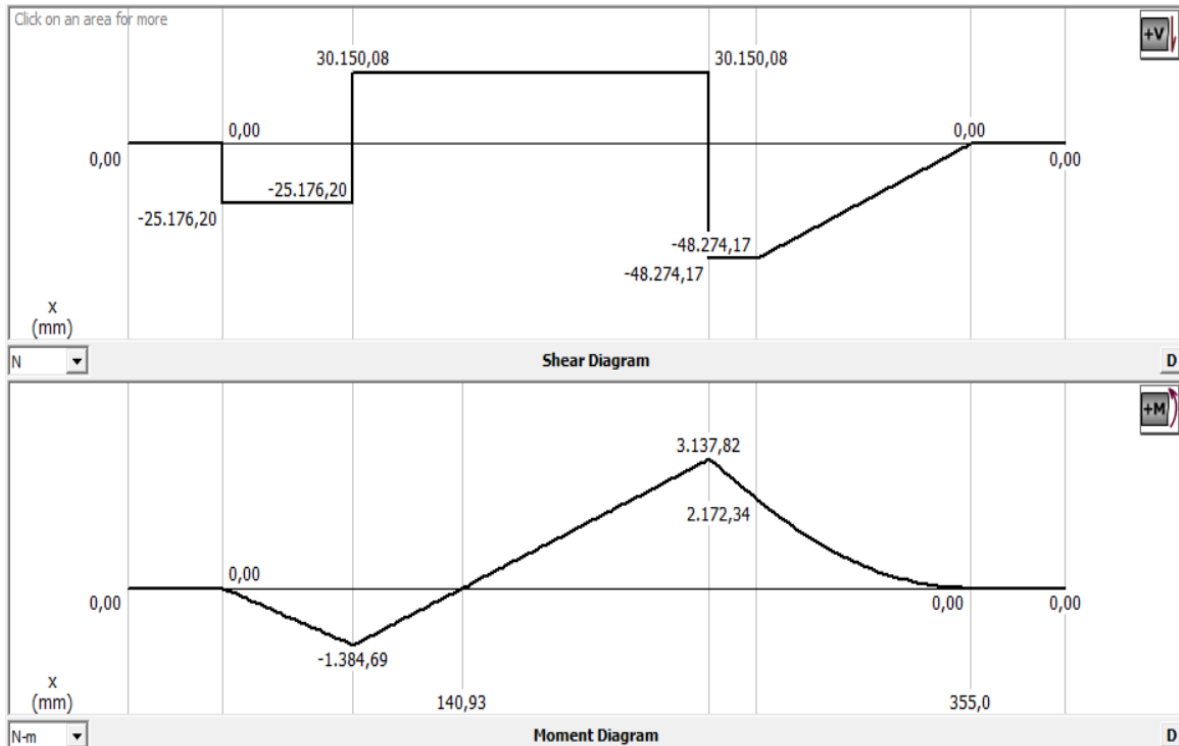


Figura 122: Diagramas de fuerza cortante y momento flector del eje superior, plano X-Y.

Plano X-Z

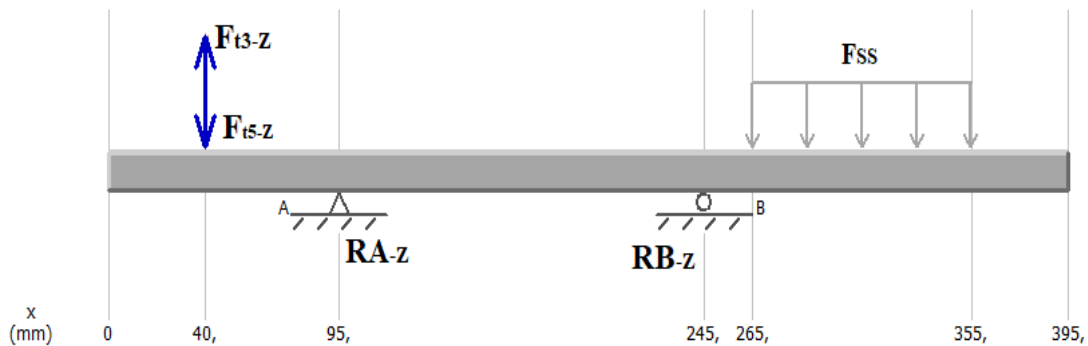


Figura 123: Diagrama de fuerzas del eje superior, plano X-Z

Seguidamente se realiza la sumatoria de momentos en el punto R_{BZ}

$$\sum M_{R_{BZ}} = 0$$

$$F_{t3-z} * 0.21 \text{ m} - F_{t5-z} * 0.21 \text{ m} - R_{A-z} * 0.15 \text{ m} + F_{ss} * 0.065 \text{ m} = 0$$

$$R_{A-z} = \frac{F_{t3-z} * 0.21 \text{ m} - F_{t5-z} * 0.21 \text{ m} + F_{ss} * 0.065 \text{ m}}{0.15 \text{ m}}$$

$$R_{A-z} = \frac{3927.93 \text{ N} * 0.21 \text{ m} - 1006.88 \text{ N} * 0.21 \text{ m} + 7241.13 \text{ N} * 0.065 \text{ m}}{0.15 \text{ m}}$$

$$R_{A-z} = 7129.92 \text{ N } \downarrow$$

Se realiza la sumatoria de fuerzas en el eje Z

$$\sum F_Z = 0$$

$$F_{t3-z} - F_{t5-z} - R_{A-z} + R_{B-z} - F_{SS} = 0$$

$$R_{B-z} = F_{SS} + R_{AZ} + F_{t5-z} - F_{t3-z}$$

$$R_{B-z} = 7241.13 \text{ N} + 7129.92 \text{ N} + 1006.88 \text{ N} - 3927.93 \text{ N}$$

$$R_{B-z} = 11450 \text{ N} \uparrow$$

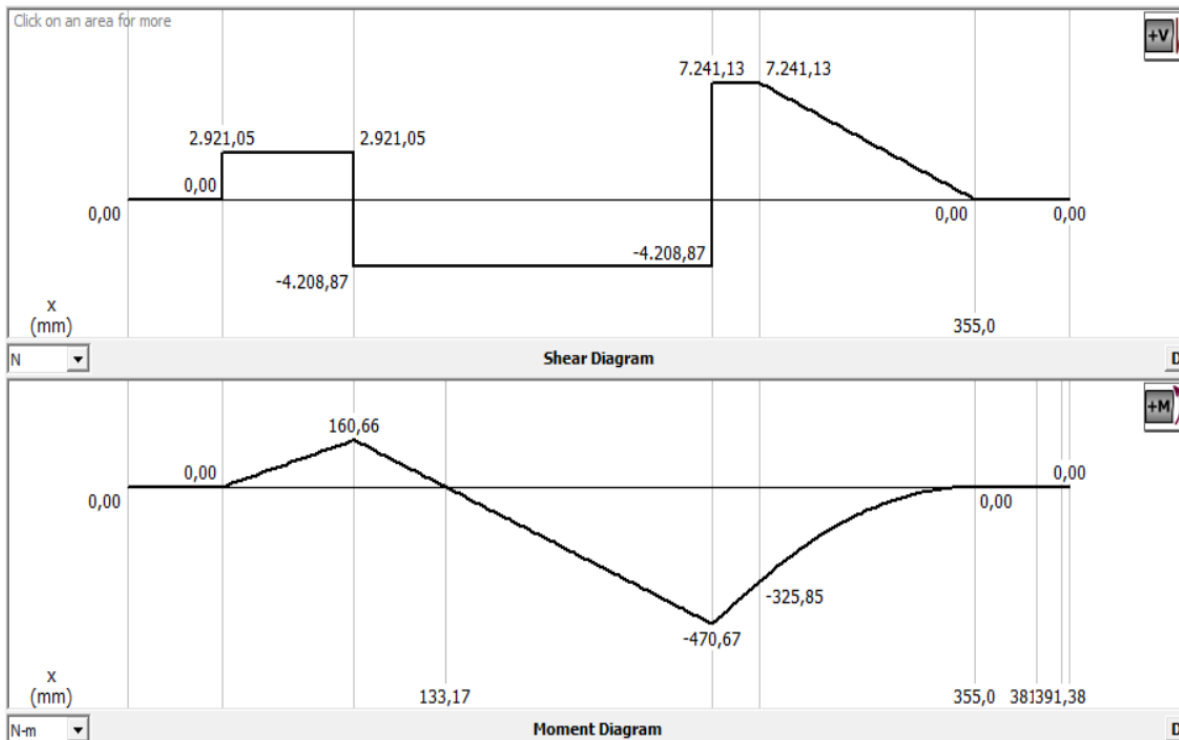


Figura 124: Diagrama de fuerzas del eje superior en los ejes, plano X-Z

Por medio de una combinación de momentos se obtiene momento flector máximo, el momento indicado para soportar las cargas ejercidas mediante la Ecuación 60.

$$M_{\max} = \sqrt{M_{xy}^2 + M_{xz}^2}$$

$$M_{\max} = \sqrt{(3137.82 \text{ Nm})^2 + (470.67 \text{ Nm})^2}$$

$$M_{\max} = 3172.92 \text{ Nm}$$

Las fuerzas presentes en la catarina #04 con giro inverso de la cadena, obteniendo una fuerza suficientemente grande, como para producir un momento capaz de vencer; el momento requerido para desplazar el perfil, con ello tomando en cuenta los diferentes materiales para la utilización de sistemas de transmisión de potencia.

Acero para eje, AISI 4340 (705) de acabado con tratamiento de templado y revenido, que tiene un esfuerzo a la tensión de 1124 MPa y una resistencia mecánica de 1200 MPa para diámetros entre 41~100 mm.

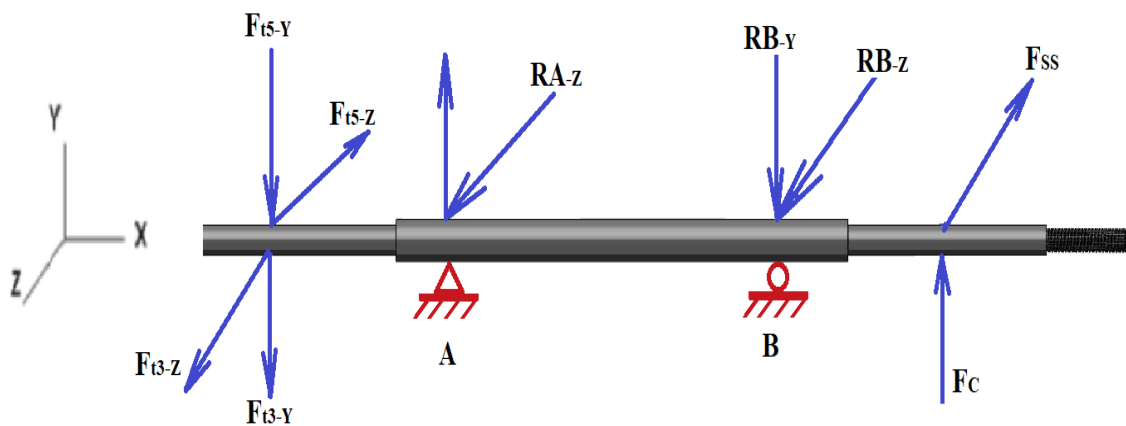
Según (Mott, 2006) se utiliza un factor de diseño $N = 2$

$$S_e = 393.16 \text{ MPa}$$

EL criterio ED-Goodman es bueno para el diseño inicial, puesto que es simple y conservador mediante la Ecuación 66:

$$D = \sqrt[3]{\frac{16 * N}{\pi} * \left(\frac{2 * K_f * M_a}{S_e} + \frac{\sqrt{3 * (K_{tf} * T_m)^2}}{S_{ut}} \right)}$$

Momentos resultantes en los diferentes puntos localizados mostrados en la Figura 120



Punto (1)

Momento total Punto (1) $T_4 = 1208.66 \text{ Nm}$

Con la Ecuación 63 y Ecuación 64 se calcula el eje en los diferentes puntos.

Cuñero fresado: $K_f = 2.2$ y $K_{tf} = 3.0$

$$D_1 = \sqrt[3]{\frac{16 * N}{\pi} * \left(\frac{2 * K_f * M_a}{S_e} + \frac{\sqrt{3 * (K_{tf} * T_m)^2}}{S_{ut}} \right)}$$

$$D_1 = \sqrt[3]{\frac{16 * 2}{\pi} * \left(\frac{2 * 2.2 * 0}{393.16 \text{ MPa}} + \frac{\sqrt{3 * (3 * 1208.66 \text{ Nm})^2}}{1124 \text{ MPa}} \right)}$$

$$D_1 = 38.46 \text{ mm}$$

Punto A

Momento total Punto (A) $M_{\text{maxA}} = 1393.98 \text{ Nm}$

Empleando la Ecuación 59 se calcula el momento máximo

$$D_A = \sqrt[3]{\frac{16 * N}{\pi} * \left(\frac{2 * K_f * M_a}{S_e} + \frac{\sqrt{3 * (K_{tf} * T_m)^2}}{S_{ut}} \right)}$$

$$D_A = \sqrt[3]{\frac{16 * 2}{\pi} * \left(\frac{2 * 1 * 1393.98 \text{ Nm Nm}}{393.16 \text{ MPa}} + \frac{\sqrt{3 * (1 * 1208.66 \text{ Nm})^2}}{1124 \text{ MPa}} \right)}$$

$$D_A = 45.01 \text{ mm}$$

Punto B

Momento total Punto (B) $M_{\max} = 3172.92 \text{ Nm}$

$$D_B = \sqrt[3]{\frac{16 * N}{\pi} * \left(\frac{2 * K_f * M_a}{Se} + \frac{\sqrt{3 * (K_{tf} * T_m)^2}}{Sut} \right)}$$

$$D_B = \sqrt[3]{\frac{16 * 2}{\pi} * \left(\frac{2 * 1 * 3172.82 \text{ Nm}}{393.16 \text{ MPa}} + \frac{\sqrt{3 * (1 * 1208.66 \text{ Nm})^2}}{1124 \text{ MPa}} \right)}$$

$$D_B = 56.81 \text{ mm}$$

Punto (2)

Momento total Punto (2) $M_{\max3} = 2196.64 \text{ Nm}$

Cuñero trapezoidal: $K_f = 1.7$ y $K_{tf} = 1$

$$D_2 = \sqrt[3]{\frac{16 * N}{\pi} * \left(\frac{2 * K_f * M_a}{Se} + \frac{\sqrt{3 * (K_{tf} * T_m)^2}}{Sut} \right)}$$

$$D_2 = \sqrt[3]{\frac{16 * 2}{\pi} * \left(\frac{2 * 1.7 * 2196.64 \text{ Nm}}{393.16 \text{ MPa}} + \frac{\sqrt{3 * (1 * 1208.66 \text{ Nm})^2}}{1124 \text{ MPa}} \right)}$$

$$D_2 = 59.67 \text{ mm}$$

El último tramo de 4 cm dependerá de la magnitud de la rosca de sujeción, en resumen:

Tabla 27

Diámetros calculados

Diámetros calculados	Diámetros
D(1) = 38.46 mm	D(1) = 50 mm
D(A) = 45.01 mm	D(A) = 60 mm
D(B) = 56.81 mm	D(B) = 60 mm
D(2) = 59.67 mm	D(2) = 60 mm

Fuente: Autor

Según el catálogo de (Dipac Manta, s.f.) se toma de los diámetros existentes de un eje de diámetro (D = 6 cm).

El último tramo de 40 mm de los ejes inferiores y superior se cilindrará a un diámetro según las tuercas disponibles en el taller o mercado.

6.1.8.1 Cálculo y selección del rodamiento para el eje del rodillo superior

Ahora que se sabe los diámetros finales que tendrá el eje de transmisión se deberá seleccionar los rodamientos adecuados para cada uno de ellos; Para ello se requiere conocer la capacidad de carga dinámica y estática que deberán resistir estos rodamientos.

Rodamientos en el punto A

Donde P es la carga del rodamiento se calcula empleando la Ecuación 65.

$$P = \sqrt{R_{AY}^2 + R_{AZ}^2}$$

$$P_A = \sqrt{(55326.28 \text{ N})^2 + (7129.92 \text{ N})^2}$$

$$P_A = 55.78 \text{ KN}$$

La capacidad dinámica es la magnitud de carga y dirección contante bajo la cual una cantidad de rodamientos idénticos alcanza una duración de vida de 1 millón de revoluciones nominales, por alta capacidad de carga exigida se selecciona una unidad de rodamientos de rodillos, la cual se determina mediante la Ecuación 64.

$$C = P * \sqrt[10]{\frac{60 * n * L_h}{1000000}}$$

Con la vida estimada en 20000 horas de duración de la vida útil según la aplicación.

$L_h = 20000$ horas y $n = 6$ rpm

$$C = 55.78 \text{ kN} * \sqrt[10]{\frac{60 * 6 * 20000}{1000000}}$$

$$C = 100.85 \text{ kN}$$

Rodamientos en el punto B

$$P = \sqrt{R_{BY}^2 + R_{BZ}^2}$$

$$P_B = \sqrt{(78424.25 \text{ N})^2 + (11450 \text{ N})^2}$$

$$P_B = 79.26 \text{ KN}$$

De igual manera se estima una vida de 15000 horas de duración de la vida útil según la aplicación.

$L_h = 20000$ horas y $n = 6$ rpm

$$C = 79.26 \text{ kN} * \sqrt[10]{\frac{60 * 6 * 20000}{1000000}}$$

$$C = 143.3 \text{ kN}$$

Con estos valores conocidos como un estado de cargas altas y el diámetro del eje.

Según el catálogo de (SKF, s.f.) se selecciona una unidad de rodamientos de rodillos de dos hileras completamente llenos por su alta prestación de cargas.

Datos:

C 2214 V

Rodamiento completamente lleno de rodillos toroidales CARB

- Admiten desalineación y desplazamiento axial dentro del rodamiento
- Muy alta capacidad de carga radial
- Proporcionan un movimiento axial sin fricción
- Larga vida útil del sistema de rodamientos

Especificaciones técnicas

- Dinámica: $C = 190 \text{ kN}$
- Estática: $C_o = 335 \text{ kN}$
- Diámetro del eje: $d_a = 60 \text{ mm}$
- Diámetro exterior total: $D = 85 \text{ mm}$
- Ancho total: $D = 45 \text{ mm}$
- Velocidad límite: $v = 1900 \text{ rpm}$

6.1.9 Cálculo de chavetas y chaveteros

Cálculo de chaveta de la catarina #02 y catarina #03 del eje inferior derecho

El diámetro del eje para las catarinas inferiores en los rodillos será de 50 mm, por lo tanto, se procede a seleccionar las chavetas y chaveteros adecuados.

De la Figura 39 Chavetas paralelas Figura 40: Chavetas paralelas Figura 45 se ha seleccionado la chaveta cuadrada de $[(1/2 \times 1/2) \text{ in} = 0.0127 \text{ m}]$ (W), medida en el mercado ($W = 12 \text{ mm}$). El material seleccionado para las chavetas es el SAE 1045 es el más adecuado para casi todas las aplicaciones de chavetas, con un $S_y = 390 \text{ MPa}$.

El momento torsor T total de los rodillos inferiores y superior, calculados anteriormente se obtiene el torque de cada rodillo inferior:

$$T_t = 1625.28 \text{ Nm}$$

$$T = T_t/2$$

$$T = \frac{1625.28 \text{ Nm}}{2}$$

$$T = 812.64 \text{ Nm}$$

La longitud mínima por aplastamiento mediante la Ecuación 71.

$$L = \frac{4 * T * N}{S_y * D * W}$$

$$L = \frac{4 * 812.64 \text{ Nm} * 3}{390 * 10^6 \text{ Pa} * 0.050 \text{ m} * 0.012 \text{ m}}$$

$$L = 41.64 \text{ mm}$$

La longitud mínima para las chavetas para flecha será de $L_{\text{mín}} = 41 \text{ mm}$.

Altura de la cuerda (Y) se obtiene mediante la Ecuación 72.

$$Y = \frac{D - \sqrt{D^2 - W^2}}{2}$$

$$Y = \frac{0.055 \text{ m} - \sqrt{(0.055 \text{ m})^2 - (0.012 \text{ m})^2}}{2}$$

$$Y = 0.66 \text{ mm}$$

Profundidad del cuñero en el eje (S), mediante la Ecuación 73.

$$S = \frac{D - W + \sqrt{D^2 - W^2}}{2}$$

$$S = \frac{0.055 \text{ m} - 0.012 \text{ m} + \sqrt{(0.055 \text{ m})^2 - (0.012 \text{ m})^2}}{2}$$

$$S = 48.34 \text{ mm}$$

Profundidad del cuñero en el cubo (T), mediante la Ecuación 74.

$$S_T = \frac{D + W + \sqrt{D^2 - W^2}}{2} + C$$

$$S_T = \frac{0.055 \text{ m} + 0.012 \text{ m} + \sqrt{(0.055 \text{ m})^2 - (0.012 \text{ m})^2}}{2} + 0.000127$$

$$S_T = 60 \text{ mm}$$

Cálculo de chaveta de la catarina #04 y del eje superior

Con el diámetro conocido de $D = 60 \text{ mm}$, la longitud mínima será:

$$T_4 = 1208.66 \text{ Nm}$$

$$T = \frac{T_t}{2}$$

$$T = \frac{1208.66 \text{ Nm}}{2}$$

$$T = 604.33 \text{ Nm}$$

$$L = \frac{4 * T * N}{S_y * D * W}$$

$$L = \frac{4 * 604.33 \text{ Nm} * 3}{390 * 10^6 \text{ Pa} * 0.060 \text{ m} * 0.012 \text{ m}}$$

$$L = 25.83 \text{ mm}$$

La longitud mínima para las chavetas para flecha será de $L_{\text{mín}} = 26 \text{ mm}$.

Altura de la cuerda (Y) se obtiene mediante la Ecuación 72.

$$Y = \frac{D - \sqrt{D^2 - W^2}}{2}$$

$$Y = \frac{0.06 \text{ m} - \sqrt{(0.06 \text{ m})^2 - (0.012 \text{ m})^2}}{2}$$

$$Y = 0.61 \text{ mm}$$

Profundidad del cuñero en el eje (S), mediante la Ecuación 73.

$$S = \frac{D - W + \sqrt{D^2 - W^2}}{2}$$

$$S = \frac{0.06 \text{ m} - 0.012 \text{ m} + \sqrt{(0.06 \text{ m})^2 - (0.012 \text{ m})^2}}{2}$$

$$S = 53.39 \text{ mm}$$

Profundidad del cuñero en el cubo (T), mediante la Ecuación 74.

$$S_T = \frac{D + W + \sqrt{D^2 - W^2}}{2} + C$$

$$S_T = \frac{0.06 \text{ m} + 0.012 \text{ m} + \sqrt{(0.06 \text{ m})^2 - (0.012 \text{ m})^2}}{2} + 0.000127$$

$$S_T = 65.52 \text{ mm}$$

Cálculo de chavetas y chaveteros para la catarina #05 y del eje inferior derecho

Con el diámetro conocido de $D = 55 \text{ mm}$, la longitud mínima será:

$$T_5 = 930.13 \text{ Nm}$$

$$T = \frac{T_t}{2}$$

$$T = \frac{930.13 \text{ Nm}}{2}$$

$$T = 465.07 \text{ Nm}$$

La longitud mínima por aplastamiento mediante la Ecuación 71.

$$L = \frac{4 * T * N}{S_y * D * W}$$

$$L = \frac{4 * 465.07 \text{ Nm} * 3}{390 * 10^6 \text{ Pa} * 0.055 \text{ m} * 0.012 \text{ m}}$$

$$L = 22.68 \text{ mm}$$

La longitud mínima para las chavetas para flecha será de $L_{\text{mín}} = 23 \text{ mm}$.

Altura de la cuerda (Y) se obtiene mediante la Ecuación 72.

$$Y = \frac{D - \sqrt{D^2 - W^2}}{2}$$

$$Y = \frac{0.055 \text{ m} - \sqrt{(0.055 \text{ m})^2 - (0.012 \text{ m})^2}}{2}$$

$$Y = 0.66 \text{ mm}$$

Profundidad del cuñero en el eje (S), mediante la Ecuación 73.

$$S = \frac{D - W + \sqrt{D^2 - W^2}}{2}$$

$$S = \frac{0.055 \text{ m} - 0.012 \text{ m} + \sqrt{(0.055 \text{ m})^2 - (0.012 \text{ m})^2}}{2}$$

$$S = 48.34 \text{ mm}$$

Profundidad del cuñero en el cubo (T), mediante la Ecuación 74.

$$S_T = \frac{D + W + \sqrt{D^2 - W^2}}{2} + C$$

$$S_T = \frac{0.055 \text{ m} + 0.012 \text{ m} + \sqrt{(0.055 \text{ m})^2 - (0.012 \text{ m})^2}}{2} + 0.000127$$

$$S_T = 60 \text{ mm}$$

6.1.10 Cálculo del tornillo de potencia

El máximo desplazamiento máximo del tornillo de potencia desde el modo reposo hasta su máximo desplazamiento es de **306 mm = 30.6 cm**.

Del

Anexo **14** el tornillo de potencia tiene las siguientes características:

Diámetro exterior: $d = 40 \text{ mm}$

Paso: $p = 10 \text{ mm}$

Material: Acero AISI 1095 laminado en frío con $S_y = 550 \text{ [MPa]}$.

Parámetros a obtenerse del tornillo de potencia:

El diámetro medio se calcula con la Ecuación 76.

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

$$d_m = 50 \text{ mm} - \frac{10 \text{ mm}}{2}$$

$$d_m = 55 \text{ mm}$$

El diámetro de raíz se obtiene con la Ecuación 77.

$$d_r = d - p$$

$$d_r = (40 - 10) \text{ mm} = 30 \text{ mm}$$

La profundidad y el ancho de la rosca son los mismos y resultan es igual al paso de la rosca.

$$l = 1 * p$$

$$l = 1 * 10 \text{ mm} = 10 \text{ mm}$$

El ángulo de avance se calcula con la Ecuación 78

$$\lambda = \arctan * \left(\frac{l}{\pi - d_m} \right)$$

$$\lambda = \arctan * \left(\frac{10 \text{ mm}}{\pi * 45 \text{ mm}} \right)$$

$$\lambda = 4.05^\circ$$

EL coeficiente de fricción para el acero es de $f_r = 0.15$. Si, $f > \tan \lambda$ el tornillo de potencia tiene autobloqueo.

$$\tan \lambda = 0,052$$

La fuerza que se aplica al tornillo de potencia es igual a la resistencia de cada elemento a doblarse, el par de torsión para hacer girar el tornillo se calcula con la Ecuación 75

$$T_R = \frac{F * d_m}{2} * \left[\frac{1 + (\pi * f_r * d_m)}{(\pi * d_m) - (f_r * l)} \right] + \frac{F * f_r * d_c}{2}$$

Donde:

$\left\{ \frac{F * d_m}{2} * \left[\frac{1 + (\pi * f_r * d_m)}{(\pi * d_m) - (f_r * l)} \right] \right\}$: es el par para vencer la fuerza de oposición

$\left\{ \frac{F * f_r * d_c}{2} \right\}$: es el par debido a la fricción del collarín

Según la Figura 47 se obtiene:

$$f_{r-acero-fundicon} = 0.15$$

$$f_{c-acero-acero} = 0.15$$

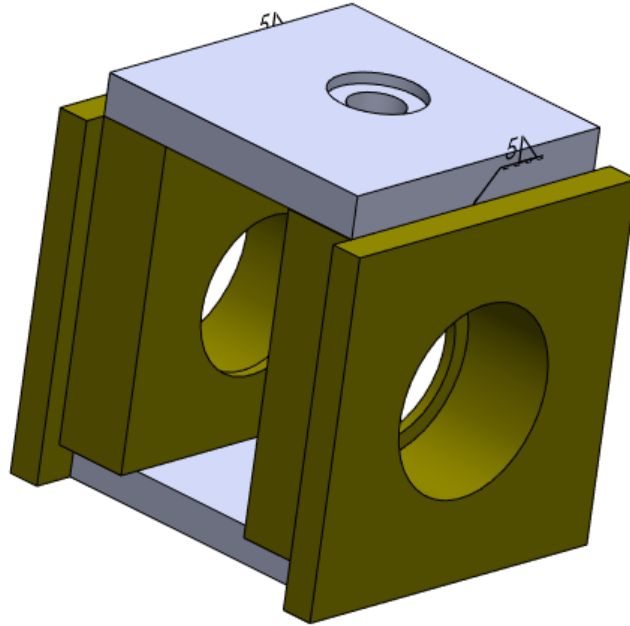


Figura 125: Distancia del tornillo de potencia al centro del rodillo

$$Tr = F_c * D$$

Donde:

F_c : es la fuerza para curvar el perfil

$$Tr = 48274.18 \text{ N} * 0.05 \text{ m}$$

$$Tr = 2413.71 \text{ Nm}$$

$$F = \frac{2 * T_R}{d_m \left[\frac{1 + (\pi * f_r * d_m)}{(\pi * d_m) - (f_r * l)} \right] + (f_r * d_c)}$$

$$F = \frac{2 * 2413.71 \text{ Nm}}{0.045 \text{ m} * \left[\frac{0.01 \text{ m} + (\pi * 0.15 * 0.045 \text{ m})}{(\pi * 0.045 \text{ m}) - (0.15 * 0.01 \text{ m})} \right] + (0.15 * 0.044 \text{ m})}$$

$$F = 187.9 \text{ kN}$$

Esfuerzos

El esfuerzo cortante en el cuerpo τ , debido al momento de torsión T en el exterior del cuerpo del tornillo, es:

$$\tau = \frac{16 * T_R}{\pi * d_r^3}$$

$$\tau = \frac{16 * 2413.71 \text{ Nm}}{\pi * (0.034 \text{ m})^3}$$

$$\tau = 192.08 \text{ MPa}$$

El esfuerzo axial normal nominal σ es.

$$\sigma = -\frac{4 * F}{\pi * d_r^2}$$

$$\sigma = -\frac{4 * 187.9 \text{ kN}}{\pi * (0.034 \text{ m})^2}$$

$$\sigma = -149.53 \text{ MPa}$$

Mediante la teoría de energía de distorsión se obtiene con la Ecuación 79

$$\sigma = \sqrt{(\sigma)^2 + [3 * (\tau)^2]}$$

$$\sigma = \sqrt{(-149.53 \text{ MPa})^2 + [3 * (192.08 \text{ MPa})^2]}$$

$$\sigma = 364.75 \text{ MPa}$$

Factores de seguridad contra falla por fluencia

El factor de seguridad en el tornillo se verifica empleando la Ecuación 83

$$F_s = \frac{S_y}{\sigma}$$

$$F_s = \frac{550 \text{ MPa}}{364.75 \text{ MPa}}$$

$$F_s = 1.51$$

El esfuerzo flexionante (σ_b) en la raíz de la rosca se obtiene con la Ecuación 81.

$$\sigma_b = \frac{6 * F}{\pi * d_r * n_c * p}$$

$$\sigma_b = \frac{6 * 187.9 \text{ kN}}{\pi * 0.04 \text{ m} * 3 * 0.01 \text{ m}}$$

$$\sigma_b = 299.05 \text{ MPa}$$

Factor de seguridad de la rosca se verifica empleando la Ecuación 83

$$F_s = \frac{S_y}{\sigma}$$

$$F_s = \frac{550 \text{ MPa}}{299.05 \text{ MPa}}$$

$$F_s = 1.84$$

Los factores de seguridad son mayores que 1 lo que garantiza que el tornillo de potencia y la tuerca no fallaran, son aceptable tomando en cuenta que su esfuerzo de trabajo no es de una magnitud aproximada a esfuerzo máximo del material y no se requirió un material de alta resistencia.

Se asume para este caso un operador de peso igual a 70 Kgf con el fin de determinar la ventaja mecánica referente a una palanca de 70 mm mediante la Ecuación 84

$$V_m = \frac{F}{F_{entr}}$$

$$V_m = \frac{187.9 \text{ kN}}{70 \text{ kg} * 9.81 * 0.7}$$

$$V_m = 390.89$$

El mecanismo de tornillo amplifica 390 veces la fuerza de entrada por el operador u usuario.

La carga crítica según la Figura 48 es una columna fija-fija, mediante la Ecuación 96 es:

$$P_c = \frac{4 * \pi * E * I}{L^2}$$

$$P_c = \frac{4 * \pi^2 * 200 \times 10^9 \text{ Pa} * \frac{\pi * r^4}{4}}{(L)^2}$$

$$P_c = \frac{4 * \pi^2 * 200 \times 10^9 \text{ Pa} * \frac{\pi * 0.02^4 \text{ m}}{4}}{(0.4 \text{ m})^2}$$

$$P_c = 2.067 \text{ MPa}$$

Rodamiento axial de rodillos cilíndricos

Las coronas axiales de rodillos cilíndricos están diseñadas para admitir grandes cargas axiales y cargas máximas en un sentido, pero no cargas radiales. Las coronas axiales pueden utilizarse en aplicaciones en las que los componentes adyacentes sirven como caminos de rodadura y permiten disposiciones de rodamientos con bajas alturas de sección axial. Cuando los componentes adyacentes no pueden servir como caminos de rodadura, pueden combinarse con una o dos arandelas de rodamientos para crear rodamientos completos.

Según el catálogo de (SKF, s.f.) se selecciona una unidad de rodamientos de rodillos de corona axial de rodillos cilíndricos

Datos:

Modelo: K 81105 TN

Rodamiento completamente lleno de rodillos toroidales CARB

- Alta capacidad de carga axial
- Alta rigidez
- Larga vida útil
- Requieren poco espacio axial
- Pueden combinarse con arandelas de rodamientos

Especificaciones técnicas

- Dinámica: C = 45 kN

- Estática: $C_o = 85 \text{ kN}$
- Diámetro externo: $D_{\text{ext}} = 42 \text{ mm}$
- Diámetro exterior total: $d_{\text{int}} = 25 \text{ mm}$
- Espesor: $D = 5 \text{ mm}$
- Velocidad límite: $v = 3200 \text{ rpm}$

Uniones con pernos

Cortante del perno, todos los pernos activos: si las roscas de los pernos no se extienden en los planos de cortante para seis cuerpos:

$$\tau = \frac{F}{6 * \pi * d^2 / 4} \leq 0.577 \frac{S_{yp}}{ns}$$

$$F = 0.577 * \pi * (9,52 \text{ mm})^2 * \frac{420 \text{ MPa}}{1.5}$$

$$F = 7.25 \text{ kN}$$

Con base en el cortante del perno, el valor limitante de la fuerza es 7.25 kN, suponiendo que las roscas se extienden en un plano cortante.

6.1.11 Cálculo de la estructura de la curvadora

La estructura de la curvadora está compuesta por la bancada, la cual soportará a los rodillos y el tornillo de potencia, también la estructura consta de una base, la cual integrará todos los elementos que conforman la curvadora.

Como ya se expresó anteriormente, la bancada será calculada como columna, a cada extremo de los rodillos, la bancada será tomada en cuenta para el cálculo, por ser ésta la de mayor complejidad, por su diseño. Esta bancada móvil está compuesta por dos placas unidas entre sí.

Las placas frontales de la bancada están sujetas a una carga de $P = 48257.18 \text{ N}$, serán calculadas de la siguiente manera.

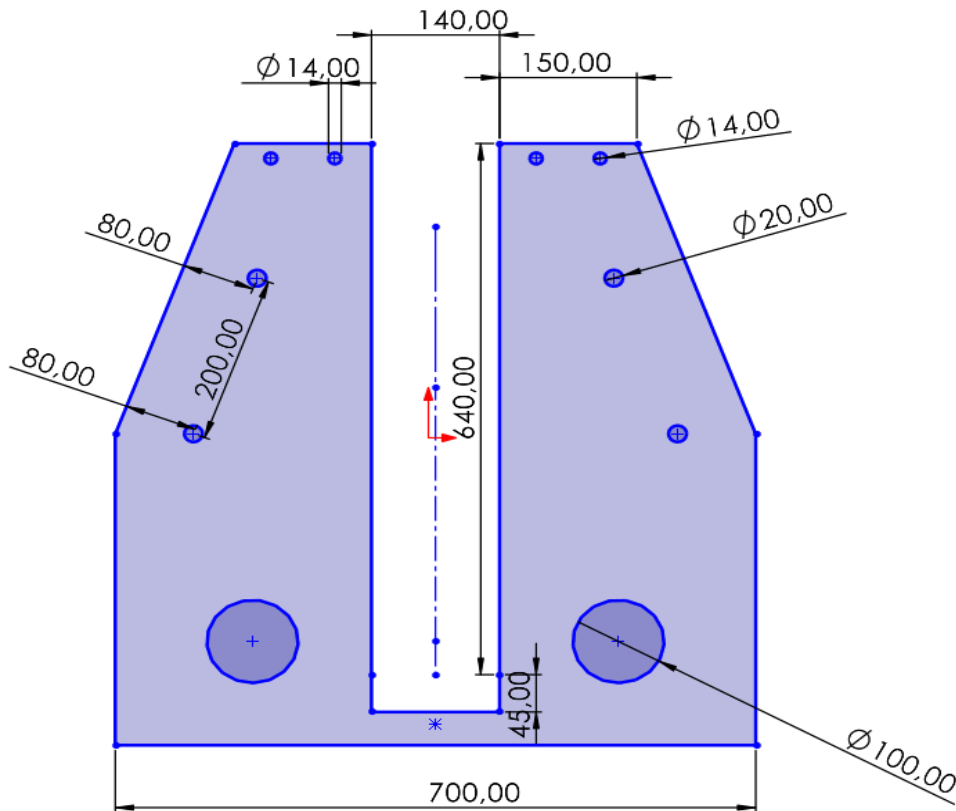


Figura 126: Diagrama de cuerpo libre de la bancada

Para el diseño de la bancada se ha seleccionado una placa de acero ASTM A-36, con un espesor de $e = 16$ mm. La fuerza crítica de pandeo según la Figura 49 es obtenida mediante la Ecuación 96 será:

La carga crítica según la Figura 48 es una columna fija-fija, mediante la Ecuación 96 es:

$$P_c = \frac{9 * \pi^2 * E * I}{4 * L^2}$$

$$P_c = \frac{9 * \pi^2 * 200 \times 10^9 \text{ Pa} * \frac{0.2 \text{ m} * (0.016 \text{ m})^3}{12}}{4 * (0.7)^2}$$

$$P_c = 618.76 \text{ kN}$$

Por lo tanto, el esfuerzo de pandeo calculado será:

$$\sigma_e = \frac{F_p}{A}$$

$$\sigma_e = \frac{618.76 \text{ kN}}{0.2 \text{ m} * 0.016 \text{ m}}$$

$$\sigma_e = 193.36 \text{ MPa}$$

Sabiendo que el esfuerzo admisible de los planchones es de $\sigma_{adm} = 250$ MPa

Con esto se cumple que:

$$\sigma_{adm} \geq \sigma_e$$

Este elemento de la bancada expuesto a carga es la placa base donde se ubicará el tornillo de potencia, esta placa está sujeta a flexión por la fuerza ejercida por mismo. A esta placa se la calculará como una placa plana, la fuerza aplicada en la placa se puede observar en la siguiente figura.

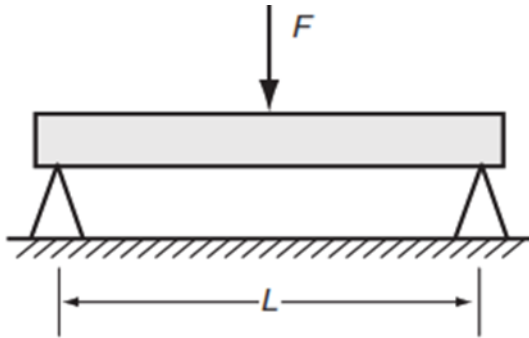


Figura 127: Diagrama de cuerpo libre de la placa de apoyo del tornillo de potencia (Ringegni, 2013)

La fuerza aplicada en la placa es la que genera el tornillo de potencia ($F = 187.9 \text{ kN}$). Mediante la siguiente la de la fuerza de curvado, deduciendo de la Ecuación 18 se logra obtener la ecuación para el espesor de la plancha.

Espesor de la placa sobre la base de los rodamientos del eje superior

Placa de sujeción del tornillo de potencia al eje superior y rodamientos.

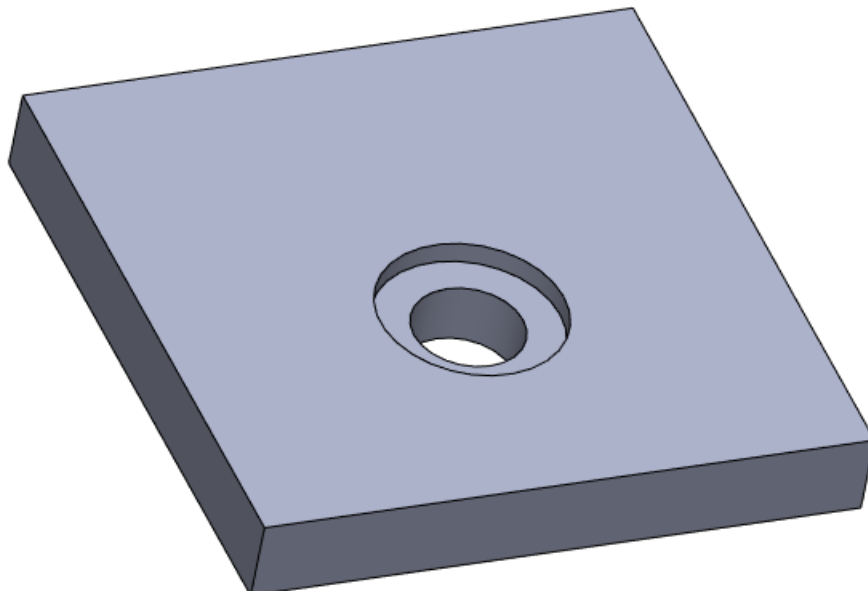


Figura 128: Placa de sujeción tornillo

Espesor de la placa sobre la estructura de la curvadora

$$h = \sqrt{\frac{3 * F * L}{\sigma_f * b * 2}}$$

$$h = \sqrt{\frac{3 * 187.9 \text{ kN} * 0.14 \text{ m}}{250 \times 10^6 \text{ Pa} * (0.2 + 0.2 + 0.15) \text{ m} * 2}}$$

$$h = 0.01601 \text{ m}$$

$h = 19 \text{ mm}$ existentes en el mercado

Cálculo de las paredes.

La función principal de las paredes es soportar la carga aplicada por el tornillo, rodamientos y sobrellevar los pesos de cada elemento, se toma en cuenta el esfuerzo permisible de la Ecuación 96.

Para la fuerza aplicada en las paredes se tomará en cuenta el valor máximo de los apoyos en los ejes principales, en este caso de 187.9 kN.

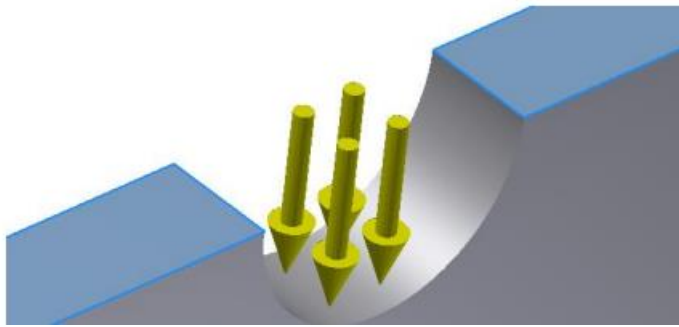


Figura 129: Área de los rodamientos

$$\sigma = \frac{F}{A}$$

$$\sigma = \frac{F}{L * (R * \pi)}$$

Donde:

h: es el espesor de la pared

R: es el radio del eje

$$250 \times 10^6 \text{ Pa} = \frac{187.9 \text{ kN}}{L * (0.0275 \text{ m} * \pi)}$$

$$L = 8.6 \text{ mm}$$

Espesor estándar $e = 16 \text{ mm}$

Cálculo de soldadura en la estructura

La bancada tiene la forma de una caja metálica, unida mediante soldadura, esto permite tener una estructura firme y sólida. Las conexiones de las placas que conforman la bancada se lo realizarán mediante juntas a tope con penetración parcial.

Para el cálculo de las placas laterales que conforman la bancada se tiene que:

$$F = 187.9 \text{ kN}$$

$$L = 0.7 \text{ m}$$

$$A = 0.17 \text{ m} * 0.016 \text{ m}$$

La carga que puede soportar la placa usando electrodo E70 de las gráficas del Anexo 15, se tiene que el esfuerzo permisible es $\sigma = 144,6 \text{ N/mm}^2$, mediante la Ecuación 87 es:

$$F = 144,6 \text{ N/mm}^2 * 2720 \text{ mm}$$

$$F = 393.31 \text{ kN}$$

Siendo esta fuerza casi el doble de veces mayor a la que va estar expuesta la carga, este diseño no fallará.

La carga que cada mm de soldadura debe soportar se calcula mediante la Ecuación 89, obteniendo el siguiente valor:

$$q = \frac{F}{L}$$

$$q = \frac{187.9 \text{ kN}}{0.00272 \text{ m}}$$

$$187.9 \text{ kN}$$

$$q = 69.08 \text{ MPa}$$

Por lo tanto, el tamaño de la soldadura calculado mediante la Ecuación 96 será:

$$a = \frac{69.08 \text{ MPa}}{144,6 \text{ MPa} * 0.707}$$

$$a = 0.675 \text{ mm}$$

Tensor de cadena

Para el tensor de cadena se decide como material base un eje 1020 de 5 in de diámetro, con ello obtener un tensor tipo lineal.

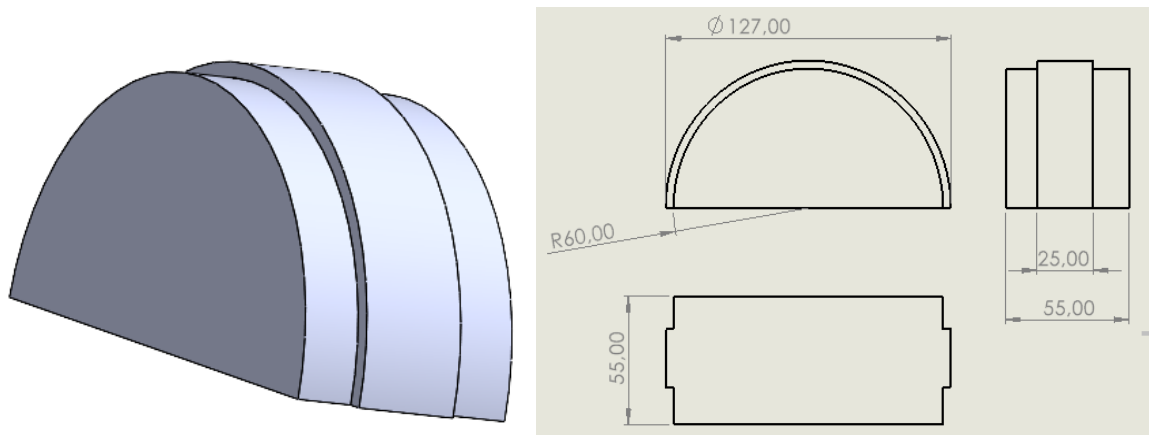


Figura 130:Tensor tipo lineal

El tensor metálico ira unido mediante soldadura al sujetador de la cuerda metálica, esto permite tener una estructura firme y sólida.

El momento producido en el tensor:

$$(F_{RT})_y = 38022.95 \text{ N}$$

Cables metálicos

La tensión en el cable metálico F_t debida a carga y aceleración/desaceleración es según la Ecuación 96 es:

$$F_t = \left(\frac{W}{m} + wl \right) \left(1 + \frac{a}{g} \right)$$

$$F_t = \left(\frac{8547.9 \text{ libf}}{1} + (1.50 * d^2 * 1.31) \right) \left(1 + \frac{1}{32.2} \right)$$

$$F_t = 8813.36 + 2.07 * d^2 \text{ Libf}$$

La tensión de fatiga F_f de la Ecuación 92 está dada por:

$$F_f = \frac{(p/S_u) * S_u * D * d}{2}$$

$$F_f = \frac{0.002 * 240 \text{ kPSI} * 72d * d}{2}$$

$$F_f = 17096 * d^2 \text{ Libf}$$

La tensión por flexión equivalente F_b de la Ecuación 93 se calcula por medio de:

$$F_b = \frac{E_r * d_w * A_m}{D}$$

$$F_b = \frac{12 * 10^6 * 0.067 * d * 0.38 * d^2}{72 * d}$$

$$F_b = 4243.3 d^2 \text{ Libf}$$

El factor de seguridad n_f en fatiga de la Ecuación 96 está dado por:

$$n_f = \frac{F_f - F_b}{F_t}$$

$$n_f = \frac{17096 * d^2 \text{ Lib} - 4243.3 d^2 \text{ Libf}}{8813.36 + 2.07 * d^2 \text{ Libf}}$$

$$n_f = \frac{17096 * 0.5^2 \text{ Lib} - 4243.3 0.5^2 \text{ Libf}}{8813.36 + 2.07 * 0.5^2 \text{ Libf}}$$

$$n_f = 3.52$$

Para una cuerda 6x7 diámetro $d = 0.5$ pulgadas cumpliendo con el factor mínimo de $n_f = 3.2$

6.1.12 Rodillos

Pueden ser fabricados con acero F1140 templado y rectificado, aceros tratados y grilon o nylon para perfiles de acero inoxidable. Además, son diseñados de acuerdo a la forma del tubo o del perfil que se vaya a trabajar como se observa en la siguiente figura.



Figura 131: Material para los rodillos (Clomea, 2020)

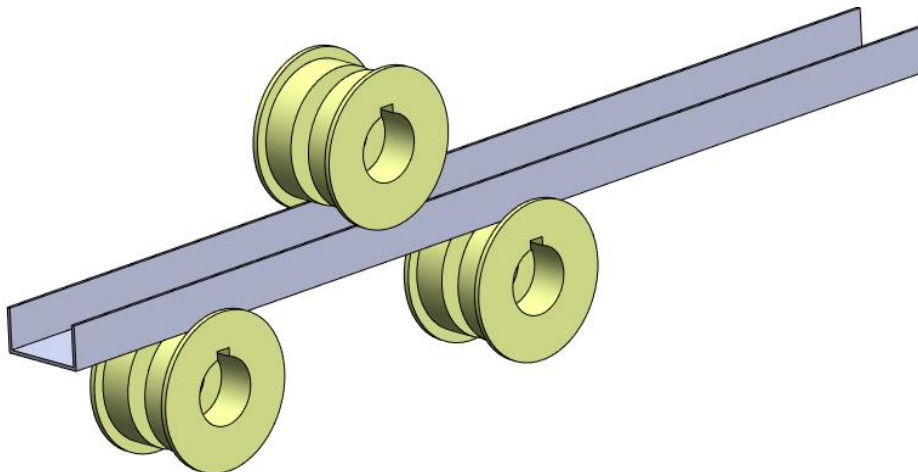


Figura 132: Disposición de rodillos para perfil canal U

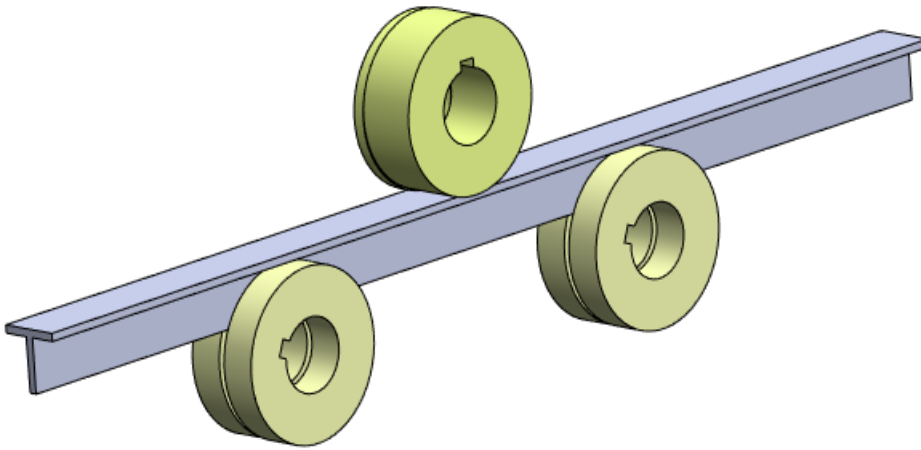


Figura 133: Disposición de rodillos para perfil T

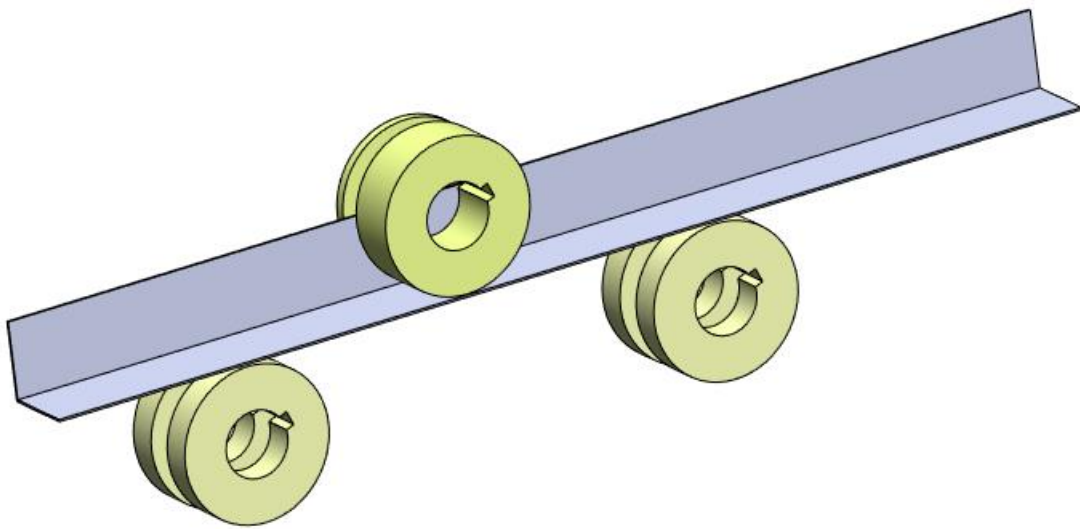


Figura 134: Disposición de rodillos para perfil L

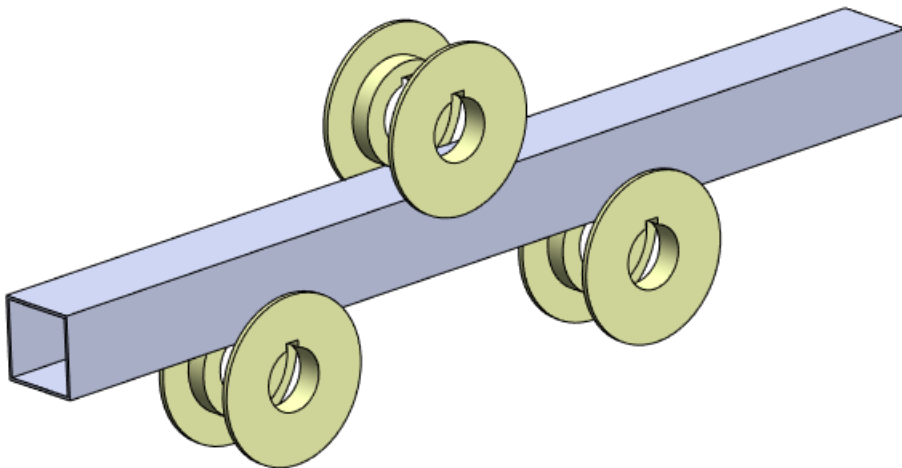


Figura 135: Disposición de rodillos para perfil cuadrado

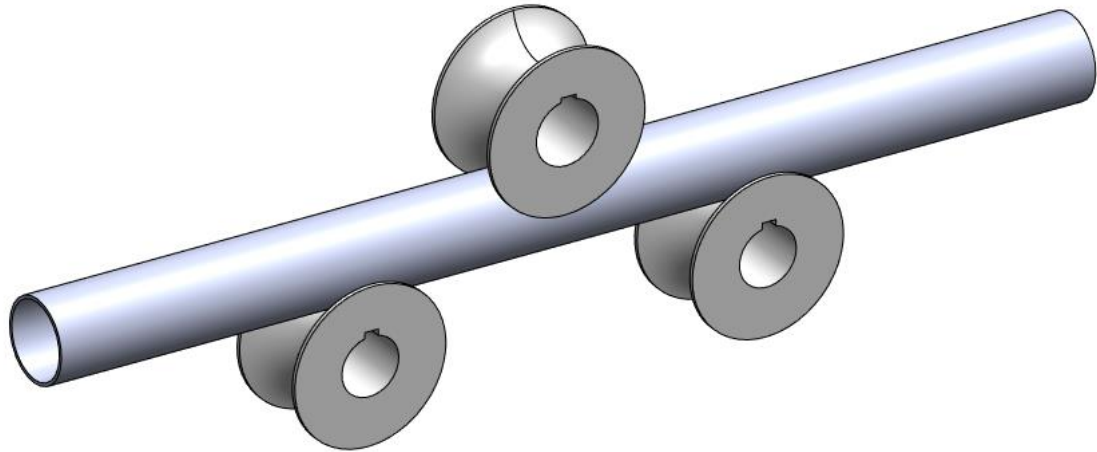


Figura 136: Disposición de rodillos para perfil redondo

6.2 Sistema eléctrico y de control de la curvadora

Sistema de control

Para el diseño del sistema de control se toma en cuenta la potencia del motor de 1.5 [HP] con 220 [V] y se obtiene la corriente la cual es de 7.2 amperios datos proporcionados por la placa del motor

De la Ecuación 96 despejamos le corriente nominal para con ello dimensionar conductores y protecciones del sistema eléctrico.

$$P_{L(\text{tot})} = \sqrt{3} * V_L * I_L * \cos \theta$$

$$I_n = \frac{P(\text{HP}) * 746 \text{ W} * F_s}{\sqrt{3} * V_L * \cos \theta * n}$$

Donde n es el rendimiento y $\cos \theta$ el factor de potencia descrito en el Anexo 1.

Con ello obteniendo la corriente nominal descrita en la placa del motor en el Anexo 2.

$$I_n = 7.2 \text{ A}$$

Según el modelo de variador de frecuencia (VDF015EL21A), VDF de 1.5 kW, serie EL, voltaje de entrada monofásica 200-240 V, 50/60Hz, con salida de voltaje trifásico proporcional al voltaje de entrada descrito en el Anexo 4

Corriente nominal de entrada:

$$I_{n-\text{in}} = 15.7 \text{ A}$$

Corriente nominal de salida:

$$I_{n-\text{out}} = 7.5 \text{ A}$$

Con estos valores de corriente de entrada y salida procedemos a seleccionar los cables conductores según la Figura 56.

Conductores para alimentar el tablero de control

Desde la acometida hasta alimentar a la bornera y conectar al variador de frecuencia conociendo la corriente nominal de entrada $I_{n-in} = 15.7 A$

Cable #12 de recubrimiento TW, soportando un amperaje de 20 A y temperatura máxima de trabajo 60° C

Con estos datos seleccionamos la protección de entrada de la alimentación de la red: Según la Norma NEC se dimensionan al 125 %

$$I_{n-in} = 15.7 A * 1.25$$

$$I_{n-in} = 19.65 A$$

Breaker seleccionado: **Breaker bipolar 20 A**

Contactador trifásico 20A, bobina 220 v

Conductores para alimentar el motor desde la salida del variador de frecuencia

Conociendo la corriente nominal de salida $I_{n-out} = 7.5 A$

Cable #14 de recubrimiento TW, soportando un amperaje de 15 A y temperatura máxima de trabajo 60° C.

Todos estos equipos se instalarán dentro de un gabinete eléctrico, dentro del cual se instalará el centro de control del motorreductor, el mismo que estará compuesto componentes principales como:

- Contactor
- Motor-reductor 2 HP
- Variador de velocidad
- Breaker bipolar
- Selector 2 posiciones
- Botonera de 3 servicios
- Cables conductores
- Luces piloto



Figura 137: Gabinete eléctrico

El mando de la máquina consta de una botonera con cuatro pulsadores, dos pulsadores encargados de realizar el giro del motor del sistema de transmisión de potencia (giro horario y antihorario de los rodillos motrices). El otro pulsador es el encargado de anular el sistema del suministro de energía eléctrica para la parada de emergencia.



Figura 138: Botonera de mando de 3 servicios

El siguiente circuito se describe el esquema de fuerza y mando del tablero de control y la botonera de mando para operar la curvadora, a partir de estos datos se seleccionan los dispositivos de la caja de control siguiendo el circuito de un arrancador-inversor de un motor trifásico, el cual está compuesto de 3 pulsadores: stop, giro a la izquierda y giro a la derecha.

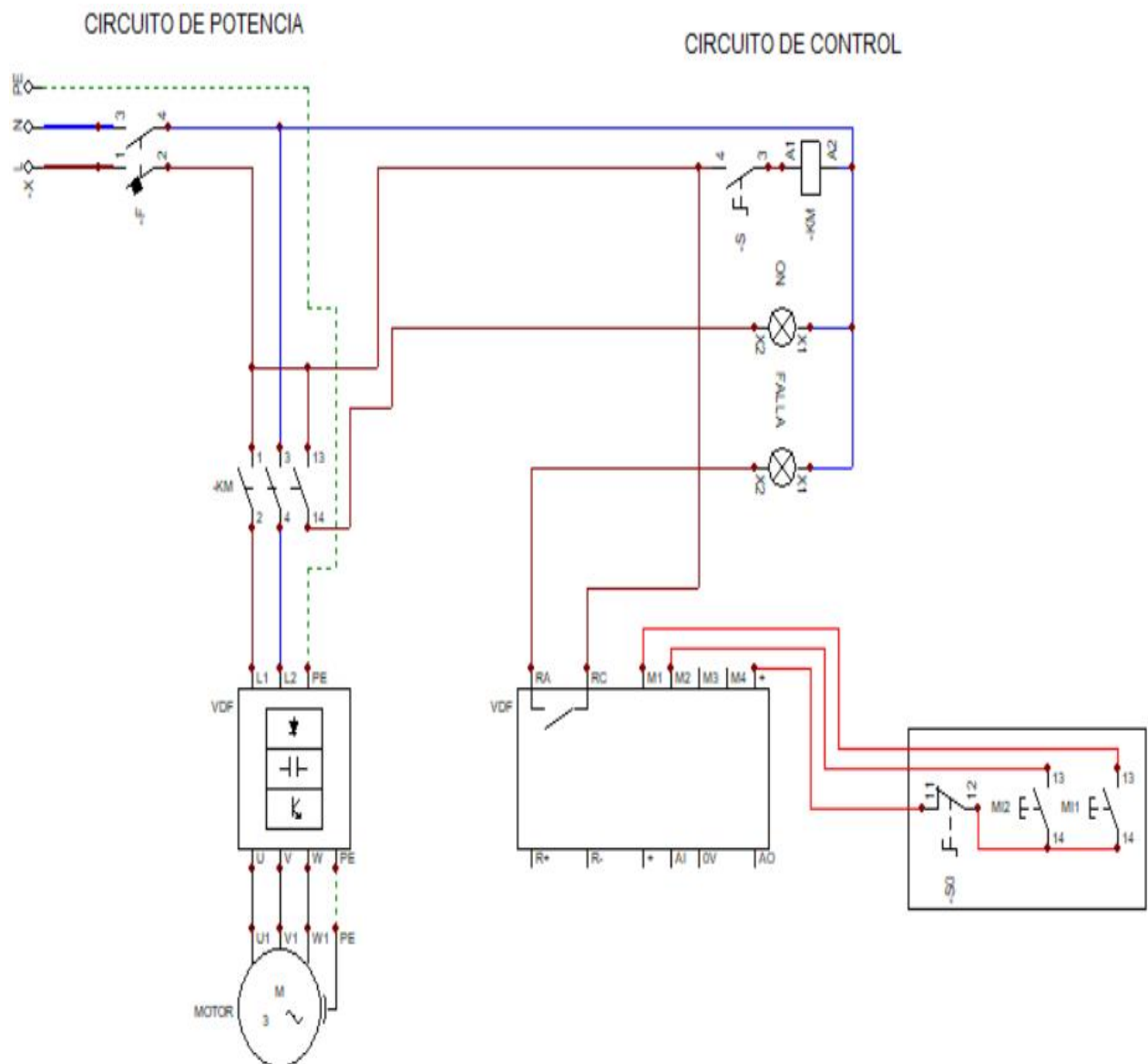


Figura 139: Esquema del circuito inversor de giro del motor

Tabla 28

Simbología de circuito del esquema de fuerza y mando a aplicarse en la curvadora

Nº	SÍMBOLO	DESCRIPCIÓN
1		-Alimentación desde la red
2		-Contactor trifásico
3		-Motor
4		-Variador de velocidad
5		-Breaker bipolar
6		-Selector 2 posiciones
7		-Botonera de 3 servicios
8		-Servicio de parada de emergencia
9		-Servicio de pulsador de puesto en marcha
10		-Servicio de pulsador de puesto en marcha con giro inverso
11		-Luces piloto
12		-Gabinete metálico
13		-Cables conductores

Fuente: Autor

Materiales utilizados para marcha e inversión de giro del motorreductor

- 1 contactor trifásico 20A, bobina 220 v
- 1 motorreductor angular de 2 HP, 17.5 rpm
- 1 variador de velocidad 2 HP, 1F, 220v, DELTA
- 1 breaker bipolar 20 A
- 1 selector de dos posiciones
- 1 botonera de 3 servicios
- 3 luces piloto 22mm, 220 v
- Gabinete metálico 30x30x20 cm
- Cables conductores # 12
- Cables conductores # 14
- 1 bornera

6.3 Costos de los materiales

Tabla 29

Costos de los materiales a emplearse

Materiales	Coste	Unidades	Valor total
Piñones #13	\$50	4	200,00
Piñones #26.	\$116	1	116,00
Cadena (caja de 3 metros).	\$150	2	300,00
Contactador trifásico 25A, bobina 220 v.	\$12	1	12,00
Motorreductor angular de 2 HP, 17.5 rpm	\$1010	1	1010,00
Planchas de hierro de 16 mm.	\$	3	110,00
Planchas de hierro de 10 mm..	\$5	2	10,00
Plancha de hierro de 19 mm..	\$20	1	20,00
Variador de velocidad 2 HP, 1F, 220v, DELTA.	\$258	1	258,00
Breaker bipolar 10 A.	\$10	1	10,00
Luces piloto 22mm, 220 v.	\$5	3	15,00
Selector dos posiciones.	\$6	1	6,00
Botonera de 3 servicios.	\$12	1	12,00
Cable conductor #12.	\$5	1	5,00
Cable conductor #14.	\$10	1	10,00
Gabinete metálico 30x30x20 cm.	\$25	1	25,00
Bornera.	\$5	1	5,00
Rodamientos de rodillos $D = 55$ mm.	\$58	4	232,00
Rodamientos de rodillos $D = 60$ mm.	\$65	2	130,00
Rodamiento axial de tornillo de potencia.	\$20	1	20,00
Fresado de planchas.	\$150	1	150,00
Torneado.	\$100	1	100,00
Perfiles cuadrados de 50x50x 3 mm.	\$15	2	30,00
Pintura anticorrosiva.	\$18	1	18,00
Electrodo 7018 en 1/8 3 kg.	\$12	1	12,00
Pernos.	varios	13	40,00
Tornillo de potencia.	\$50	1	50,00
Eje AISI 4340, $d = 6$ cm, 1.5 metros.	\$105	1	105,00
Separadores tipo arandela.	\$2	5	10,00
Chavetas.	\$34	1	34,00
Nylon en barra 1 m	\$200	1	200,00

Polea de rueda de ranura tipo V 16 mm..	\$10	1	10,00
Cuerda de acero 6x7, d = 0.5 pulgada, 1.5 m.	\$6	1	6,00
Abrazaderas de clip de cable M6 de 1/2 de pulgada.	\$1,50	2	3,00
Eje AISI 1020, d = 5 pulgadas, 2 m, para los rodamientos inferiores y torneado del tensor y modelo para los rodillos.	\$120	1	120,00
Costo de mano de obra en el ensamblado.	\$300	1	300,00
Total			\$3694

Fuente: Autor

Uno de los fabricantes y expendedores de este tipo de máquinas curvadoras tubos & perfiles nuevos con similares características se encuentra disponible en WORKPAAL el cual tiene un costo desde:

Curvadora perfiles METALLKRAFT PRM31F (3062.92€) (Workpaal, MAQUINARIAPARACARPINTERO.COM, s.f.).

- Alimentación V 380 / F3
- Potencia 0,75 kW
- Máx. Capacidad tubo de acero mm. 30x2
- Máx. Capacidad cuadrado de acero mm. 40x40x2
- Máx. Capacidad varilla de acero mm. 30
- Máx. Capacidad pletina de acero mm. 30x10
- Velocidad rotación eje principal r.p.m. 9
- Dimensiones mm. 600x800x1400
- Dos rodillos Motorizados

Hasta la curvadora perfiles motorizada FORTEX FTX-35-CTK 400V/F3 1,5KW (5852.39€) (Workpaal, MAQUINARIAPARACARPINTERO.COM, s.f.).

- Alimentación V 380 / F3
- Potencia KW / Hp: 1,5 / 2
- Máx. Capacidad tubo de acero mm. 70x2
- Máx. Capacidad cuadrado de acero mm. 50x50x3
- Máx. Capacidad varilla de acero mm. 35
- Máx. Capacidad pletina de acero mm. 60x10
- Velocidad rotación eje principal r.p.m. 6,5

- Peso Neto-Bruto Kg. 400
- Dimensiones mm. 900X1355x1400
- Dos rodillos Motorizados

6.4 Informe de socialización

PROYECTO:

Diseño de un prototipo de curvadora de perfiles metálicos para el taller metalmecánico FORM-ACERO.

Tabla 30

Ficha del proyecto

Nombre del proyecto	Diseño de un prototipo de curvadora de perfiles metálicos para el taller metalmecánico FORM-ACERO
Sector	Loja, barrio Daniel Álvarez en el taller ubicado en las calles: Jorge E. Gaitán y F. Federico de Guzmán
Fecha de socialización	<ul style="list-style-type: none"> • 18 de marzo del 2023
Personas socializadas	<ul style="list-style-type: none"> • 1
Responsable de la socialización	<ul style="list-style-type: none"> • Armijos Pineda Armando Martin

Fuente: Autor

a) Objetivo

a.1.1. Objetivo general

Las socializaciones del proyecto tienen por objetivo general compartir las generalidades del mismo para que en el taller conozcan sobre los beneficios obtenidos y de esta manera se encuentren en entendimiento de las diferentes etapas del desarrollo del proyecto para tenerlo en cuenta en una ejecución a corto plazo.

a.1.2. Objetivo específico

Proporcionar mecanismos efectivos para que las personas o talleres de interés conozcan el proyecto y mediante la socialización puedan acceder con facilidad a dicho proyecto y expresar sus inquietudes, de modo que, obtengan respuestas a sus preguntas e ideas relevantes.

b) METODOLOGÍA

b.1. LEVANTAMIENTO DE INFORMACIÓN

En la fase de levantamiento de información de campo se utilizaron métodos y técnicas de la investigación científica como la observación participante y la entrevista a los actores sociales.

b.2. OBSERVACION PARTICIPANTE

La visita se realizó al taller mecánico interesado, posibilitando de mejor forma para la posterior socialización.

c) ENTREVISTA

Se conversó con el dueño del taller mecánico industrial, con el objetivo de socializar el proyecto y medir la aceptación del beneficiario directo, el mismo que manifestó la necesidad la información de dicho proyecto.

d) ANALISIS DE RESULTADOS DE LA OBSERVACION REALIZADA

Con base a la información levantada y conversaciones con el propietario del taller, se determinó realizar una reunión informativa para dar a conocer el proyecto.

e) DESARROLLO DE LA SOCIALIZACIÓN

e.1. CONVOCATORIA

El día 17 de marzo del 2023 se emplazó al propietario para la reunión.

e.2. REUNIÓN INFORMATIVA

Se realizó la reunión como estaba prevista, exponiendo brevemente la importancia del proyecto, seguido se presenta los diseños, recalando que estos diseños se consideran viables en comparación costes y accesibilidad de obtenerlos en el mercado local y nacional.

e.3. Foro de preguntas y respuestas

En el proceso de socialización, en donde se obtuvo la siguiente información:

Tabla 31

Preguntas y respuestas

Preguntas	Respuestas
¿Cuánto tiempo promedio se emplearía para llevar a cabo la realización del proyecto?	Se explica que, los plazos de ejecutarse dependerán de la disponibilidad del tiempo y disponibilidad del capital económico.

Fuente: Autor

7. Discusión

En este proyecto se enfocó en diseñar una curvadora de perfiles a bajo coste y con materias y equipos disponibles en el mercado local según los requerimientos del usuario del taller METAL-FORM, sobre todo se pretendió diseñar una maquina segura y operativa cumpliendo con los estándares de producción requeridos.

Luego de realizar los métodos de curvador y modelo de curvadora se consiguió los cálculos constructivos, llegando a la obtención de las dimensiones de piñones y de la cadena que componen el sistema de transmisión de la misma, los diámetros de los ejes, los diámetros de los rodillos de rolado, la potencia del motor que acciona la máquina.

Con todo esto se pudo cumplir con los requerimientos del usuario descrita en la metodología, al final obteniendo como resultado el diseño de una maquina con un sistema accionado por cadena entregando torque a sus 3 ejes, con ellos a sus 3 rodillos evitando que al curvar tubos redondos patine con ello rayando los tubos, mencionado por el fabricante (Nargesa, 2020) en su blog denominado ¿cómo elegir una curvadora de tubos y perfiles?

En este diseño se planeó curvar máximos perfiles tubulares redondos de 76.2 x 3 mm, tubos cuadrados de 80x80x3 [mm] entre otras tipos; algunos fabricantes en sus modelos similares recomiendan velocidades de 6 rpm, en cambio para perfiles de menor medida de 2 pulgadas x 3 mm u 2 mm recomiendan desde 8 rpm hasta 9 rpm (BUSTAMANTE, 2010), al implementar el variador de frecuencia ente diseño se puede llegar desde los 8.75 rpm a 60 HZ, obtenidos en la relación de transmisión entre el piñón impulsor y la catarina #1, hasta los 6 rpm al variar a 40 HZ ajustado en el variador de frecuencia con ello manteniendo el torque constante. Con esto se tendría ventaja al curvar perfiles de menor tamaño avanzando más rápido con el trabajo.

Una de las alternativas en máquinas curvadoras nuevas se encuentra disponible en el mercado a 5852.39€, con el costo de inversión de este proyecto fue de un valor referencial de los 3694 \$, ya que este precio puede variar al hacerle mejoras como la implementación de un actuador hidráulico dando mayor exactitud, respuesta de mayor frecuencia, produce más fuerza a demás dependerá de la disponibilidad de materiales y herramientas como es: Torno, en FORM-SCERO el proceso de maquinado de las piezas se puede realizar en el taller por disponer del torno, maquinas reduciendo el coste del presupuesto planteado.

El la botonera de mando se puede pasar de 3 a 5 servicios disponiendo de 2 botones extras para trabajar a 60 HZ y 40 HZ según el perfil a curvar con ello no estar manipulando directamente el variador de frecuencia.

8. Conclusiones

Se alcanzó el objetivo general del proyecto, de diseñar un prototipo de curvadora semiautomática para tubos redondos de 76.2 x 3 mm, tubos cuadrados de 80x80x3 [mm] y tubos rectangulares de 80x40x3 [mm], entre otros según los requerimientos establecidos por la metalmecánica FORM-ACERO.

Al evaluar los diversos métodos de curvados se pudo establecer el procedimiento de curvado por rodillos, mediante una curvadora tipo piramidal, según fabricantes (NARGESA, s.f.) al doblar un tubo redondo de grandes diámetros se recomienda utilizar una curvadora de tres rodillos motorizadas de esta forma evitando el problema que el rodillo resbale e impedir que el trabajo sea rápido.

Se realizó un diseño adecuado de curvadora con el fin de lograr una buena adaptación entre el operario y la máquina, esto se logró con un buen dimensionamiento y logrando dar motricidad a los tres ejes.

Se determinó que la curvadora debe operar a bajas velocidades (6 [rpm]) para tubos redondos de 76.2 x 3 mm, tubos cuadrados de 80x80x3 [mm] esto evita que el elemento estructural doblado tenga una mala curvatura o achacaduras, para perfiles de menor medida se puede operar hasta los 9 rpm.

Con esto se determinó que la mejor opción fue la implementación de un variador de frecuencia, el cual garantiza entregar un torque nominal variando la frecuencia y tensión ya que la corriente de magnetización depende la relación $\frac{V}{f}$ a determinadas rpm, con ello obteniendo un alto rendimiento y un espacio de instalación reducido.

El costo de inversión calculado para este proyecto fue de 3694 \$, está proyectado para una futura construcción en un corto o largo plazo, una de las alternativas en máquinas curvadoras nuevas con características funcionales próximas es el modelo **FORTEX FTX-35-CTK 400V/F3 1,5KW (5852.39€)** (Workpaal, MAQUINARIAPARACARPINTERO.COM, s.f.) el mismo que contempla un coste en otro país (España), genera un ahorro cerca del 40%.

El control eléctrico de la máquina curvadora de perfiles permite un manejo fácil y seguro para el operador.

Los materiales y elementos mecánicos a emplearse en la máquina se pueden encontrar en el mercado nacional o local, o como también pueden ser: desde restos planchas en los depósitos de chatarra a un cómodo precio. La construcción requiere de un taller mecánico industrial, equipado con máquinas herramientas como: torno, cizalla, suelda eléctrica, taladro, equipo oxicorte y fresadora.

9. Recomendaciones

Es de gran importancia antes de seleccionar el tipo de curvadora y los servicios que va prestar la misma, realizar un análisis de las diferentes alternativas que existientes, para lograr con esto tener una perspectiva más amplia de lo que se quiere lograr y cuál será la mejor opción.

Tomar en cuenta que los elementos que conformarán la curvadora sean de fácil adquisición en el mercado local y nacional y la construcción sea accesible en el mercado local.

Al utilizar en posibles construcciones de este modelo de curvadora se recomienda utilizar motores de bajas revoluciones.

Seleccionar elementos normalizados que comprenden el 50% de la máquina, como son rodamientos, catarinas, cadenas y chavetas que disminuyen las necesidades de diseño y fabricación de estos elementos.

Se debe analizar más adelante la posibilidad de implementar un cilindro hidráulico y una bomba hidráulica manual o motorizada para reducir espacio y mejorar la operación de la misma facilitando ajustar los radios de curvaturas deseados.

10. Bibliografía

- © 2019 NKS. (s.f.). *NATIONAL KWIKMETAL SERVICE*. (© 2015-2017 National Kwikmetal Service. Todos los derechos reservados.) Retrieved 5 de Febrero de 2017, from Productos de acero inoxidable: <https://nks.com/es/distribuidor-de-acero-inoxidable/acero-inoxidable-304/>
- Areatecnologia. (s.f.). *AREA TECNOLOGIA*. <https://www.areatecnologia.com/EL%20MOTOR%20ELECTRICO.htm>
- Budynas, R. G., & Nisbett, J. K. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley* (Vol. Octava edición). (J. E. Murrieta Murrieta, & E. M. Alatorre, Trads.) México, México, México: MCGRAW-HILL/INTERAMERICANA EDITORES, S.A. DE C.V.
- BUSTAMANTE, H. D. (2010). *DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA MÁQUINA CURVADORA DE PERFILES PARA LA EMPRESAMETAL MECÁNICA AGS INGENIEROS LIMITADA*. FACULTAD DE INGENIERÍA. CONCEPCION: DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA.
- Cabrera, W., & Estalfer, R. (2018). *DISEÑO DE UNA MÁQUINA HÍBRIDA PARA PROCESOS DE ROLADO DE LÁMINA DE ½" Y CURVADO DE PERFILES SCHEDULE 40 DE 4" DE DIÁMETRO EN LA EMPRESA SOLINPA E I R L EN LA CIUDAD DE TRUJILLO*. Tesis, Universidad César Vallejo, Trujillo, Peru.
- científica Instrumentación, A. (s.f.). *Sistemas de Medida Fricción*. (S. ANAME, Productor, & Copyright © 2021 ANAME Instrumentación Científica) Coeficientes de rozamiento de algunos materiales: <https://www.medidafuerzaytorsion.com/index.php/es/equipos-de-medicion/category/52-medida-de-friccion/lang-es-ES?jjj=1615708633345>
- DELTA ELECTRONICS, INC. (2008). *Funciones multiples/microvariador de frecuencia para motores de CA*. Monterrey, N.L., Mexico . www.termoprosos.com - www.termo-tienda.com
- Dipac Manta. (s.f.). *Eje AISI 4340 (705)*. (D. M. S.A., Productor) DIPAC productos de acero: www.dipacmanta.com

- ELECTRICAL ENGINEERING, P. (s.f.). *NEMA standard MG1-12.54.2*. (E. Csanyi, Editor, & © 2021 EEP - Portal de ingeniería eléctrica) NEMA standard MG1-12.54.2: <https://electrical-engineering-portal.com/nema-definition-of-motor-full-load-nominal-efficiency-standard-mg1-12-54-2>
- ELECTROCABLES. (s.f.). *ELECTROCABLES C.A.* (E. 2. reservados, Editor) ELECTROCABLES C.A.: <https://www.electrocable.com/>
- EURODRIVE, S. (s.f.). *SEW EURODRIVE*. <https://www.sew-eurodrive.es/inicio.html>
- Floyd, T. (2007). *PRINCIPIOS DE CIRCUITOS ELÉCTRICOS* (Vol. Octava edición). (L. Cruz Castillo, Ed.) México, México: 53519 Naucalpan de Juárez, Edo. de México.
- Gangotena, R. (1986). *Análisis del doblado con rodillo e instrumentacion del equipo de laboratorio*. EPN, Quito. <http://bibdigital.epn.edu.ec/handle/15000/1504>
- Groover, M. (2007). *Fundamentos de Manufactura Moderna*. México: McGraw-Hill.
- Hall, A., Holowenco, A., & LAUGHLIN, H. (s.f.). *Diseño de máquinas* (Vol. Series SHAUM). (D. L. Arango, & G. S. Bolivar, Trads.)
- Hibbeler, R. (2011). *Mecánica de Materiales*. México: Pearson.
- Ingemecánica. (s.f.). *Ingemecánica Ingeniería Consultoría y Formación*. <https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn131.html>
- Iza Iza, B. S. (2007). Dimensionamiento y construcción de una roladora manual para laboratorio. *Tesis Procesos de Producción Mecánica (PPM)*. Escuela Politecnica Nacional, Quito, Quito, Ecuador.
- Leroy-Somer. (2019). *Motores y alternadores eléctricos Leroy-Somer*. <https://acim.nidec.com/motors/leroy-somer/about-us/leroy-somer>
- Llive Guerrero, B. G., & Imbaquingo Cacuango, K. S. (2020). *DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA ROLADORA SEMIAUTOMÁTICA PARA ELEMENTOS ESBELTOS ESTRUCTURALES PARA LA METALMECÁNICA DE SAN BARTOLO*. ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL, FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA. Quito: Escuela Politecnica Nacional.

- Lobon Cuero , A. F. (2018). *DISEÑO DE UN PROTOTIPO DE CURVADORA DE PERFILES PARA LA EMPRESA ESTRUCTURAS METALICAS ACABADOS INDUSTRIALES* S.A.S. red.uao.edu.co: <https://red.uao.edu.co/bitstream/10614/10520/5/T08196.pdf>
- MecanESO. (s.f.). *Transmisión por engranajes*. (©2005 CEJAROSU) Transmisión por engranajes:
http://concurso.cnice.mec.es/cnice2006/material107/mecanismos/mec_eng_multiplicador.htm
- México, A. y. (s.f.). *Partes de los Cilindros Hidráulicos*. <http://www.ashm.mx/blog/partes-de-los-cilindros-hidraulicos/>
- Mott, R. L. (2006). *Diseño de elementos de máquinas* (Cuarta ed.). (P. M. Gerrero Rosas, Trad.) México, México: Pearson educacion de México, S.A de C.V.
- Mott, Robert L. (2006). *Diseño de elementos de máquinas* (Cuarta edición ed.). Nauculpan de Juárez, Edo. de México, México: PEARSON EDUCATION, México, 2006. Retrieved 2 de Septiembre de 2017.
- Nargesa, P. (20 de 12 de 2020). *COMO COMPRAR UNA CURVADORA DE TUBOS Y PERFILES*. COMO COMPRAR UNA CURVADORA DE TUBOS Y PERFILES:
<https://www.nargesa.com/es/noticias-sector-industrial/como-comprar-una-curvadora-de-tubos-perfiles/>
- NARGESA, P. (s.f.). *PRADA NARGESA, S.L. Ctra. Curvadoras o dobladoras de tubos*:
<https://www.nargesa.com/es/maquinaria-industrial/curvadoras-o-dobladoras-de-tubos>
- Norton, R. L. (2011). Síntesis y análisis de máquinas y mecanismos. En R. L. Norton, & E. C. Zúñiga Gutiérrez (Ed.), *Diseño de maquinaria* (J. E. Murrieta Murrieta, Trad., Cuarta ed., págs. 430 - 437). Massachusetts, Estados Unidos: McGRAW-HILL/INTERAMERICANA EDITORES, S.A. DE C.V.
- Ochoa Suarez, A., Uñeta Zuleta, E. E., & Vasquez Guerra , L. (2001). *Diseño de una máquina para procesos de rolado y doblado de laminas comerciales*. CORPORACIÓN UNIVERSITARIA TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR, Cartagena.

- P.E, R. M. (2006). *Diseño de elementos de máquinas* (Cuarta edición ed.). Nauculpan de Juárez, Edo. de México, México: PEARSON EDUCATION, México, 2006. Retrieved 2 de Septiembre de 2017.
- Power Transmission, S. (2001). *TranslinkTL*. [https://doi.org/Carrer Galicia 7, 08700 Igualada \(España\)](https://doi.org/Carrer Galicia 7, 08700 Igualada (España))
- Ringegni, P. (2013). *Mecanismos y Elementos de Máquinas* (Vol. Sexta edición). (P. Ringegni, Ed.) Provincia de Buenos Aires, Argentina.
- Rodríguez Galbarro, H. (02 de 20 de 2021). *Fundamentos de los Procesos de Mecanizado*. *ingemecanica*: <https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn38.html>
- RoyDisa. (s.f.). *Tensores automaticos Spann Box*. Tensores automaticos Spann Box: <https://www.roydisa.es/archivos/productos/tensores-automaticos-spann-box>
- Salazar, S. (29 de Febrero de 2016). https://es.slideshare.net/solsireesalazar/cargas-estructurales-58925493?next_slideshow=1
- Shimao International . (s.f.). *SHIMAO*. (LLC Featured on Houzz) Retrieved 2 de Mayo de 2017, from SHIMAO STAINLEES STEEL: <http://www.shimao.com/index.php/es/main/tipo-304-vs-201>
- SKF. (s.f.). *Unidades de rodamientos de rodillos*. Soportes y rodamientos montados: <https://www.skf.com/co/products/mounted-bearings>
- Workpaal. (s.f.). *MAQUINARIAPARACARPINTERO.COM*. MAQUINARIA HIERRO, Curvadoras tubos & perfiles: <https://www.maquinariaparacarpintero.com/es/p1/curvadoras-tubos-perfiles/dobladoras-de-tubos-perfiles/curvadora-perfiles-metallkraft-prm31f>
- Workpaal. (s.f.). *MAQUINARIAPARACARPINTERO.COM*. MAQUINARIA HIERRO, Curvadoras tubos & perfiles : https://www.maquinariaparacarpintero.com/es/p1/curvadoras-tubos-perfiles/dobladoras-de-tubos-perfiles/curvadora_perfiles_motorizada_fortex_ftx35ctk_400v_f3_15kw

11. Anexos

Anexo 1. Ficha técnica del motor trifásico Leroy-Somer Tipo LS90L

IMfinity® moteurs asynchrones triphasés - Rendements IE2 - IE3 - IE4 - Non IE
Carter Aluminium IP55

Caractéristiques électriques et mécaniques
Rendement Non IE - Alimentation réseau

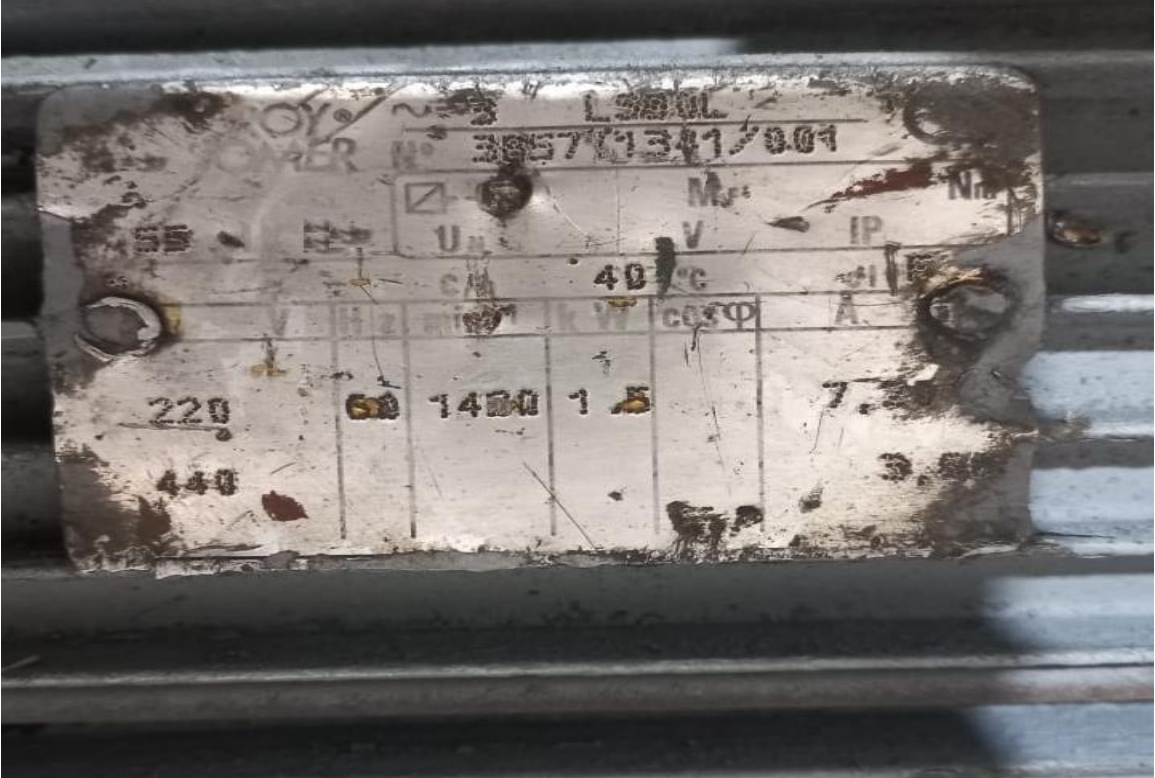
Type	Puissance nominale	Moment nominal	Moment démarrage/ Moment nominal	Moment maximum/ Moment nominal	Intensité démarrage/ Intensité nominale	Moment d'inertie	Masse	Bruit	Rendement	Facteur de puissance
	P_n kW	M_n N.m	M_d/M_n	M_m/M_n	I_d/I_n	J kg.m ²	IM B3 kg	LP db(A)	η 4/4	Cos ϕ 4/4
4 pôles										
LS 56 M*	0,09	0,61	2,75	2,75	3,2	0,00025	4	47	70,60	0,75
LS 63 M*	0,12	0,83	2,41	2,31	3,2	0,00035	4,8	49	71,60	0,70
LS 63 M*	0,18	1,24	2,61	2,61	3,7	0,00048	5	49	73,30	0,76
LS 71 M*	0,25	1,68	2,73	2,93	4,63	0,00068	6,4	49	76,70	0,70
LS 71 M*	0,37	2,49	2,41	2,81	4,9	0,00085	7,3	49	78,80	0,84
LS 71 L*	0,55	3,75	2,32	2,53	4,8	0,0011	8,3	49	81,20	0,83
LS 80 L	0,55	3,75	2,15	2,3	3,9	0,00128	8,2	61	81,80	0,82
LS 80 L	0,75	5,1	1,8	2,15	4,25	0,00164	9,2	61	82,40	0,82
LS 80 L	0,9	6,05	3,1	3,1	5,33	0,0024	11,8	61	83,80	0,84
LS 90 SL	1,1	7,35	1,5	2,15	4,5	0,00265	12	48	83,40	0,80
LS 90 L	1,5	10	1,9	2,4	5,25	0,00337	13,8	49	86,70	0,83
LS 90 L	1,8	12	2	2,55	5,6	0,0038	14,8	54	88,00	0,82
LS 100 L	2,2	14,6	2,3	2,7	5,7	0,0043	18,8	52	89,40	0,85
LS 100 L	3	20	2,6	3,1	6,65	0,0057	22,5	50	90,20	0,84
LS 112 M	4	26,7	2,65	3,05	5,85	0,0062	22,8	51	90,40	0,81
LS 132 S	5,5	36,1	2,41	3,06	6,33	0,0145	38,3	58	92,10	0,84
LS 132 M	7,5	49,6	2,29	2,99	5,9	0,0192	47,9	63	92,70	0,85
LS 132 M	9	59,5	2,4	2,95	6,64	0,0228	51,8	63	92,90	0,85
LS 160 MP	11	72,3	2,9	3,3	6,85	0,0278	66	63	92,30	0,83
LS 160 LR	15	98,4	2,85	3,35	7,45	0,0357	79	64	92,60	0,84
LS 180 MT	18,5	121	2,1	3,15	7,95	0,0844	100	58	92,60	0,83
LS 180 LR	22	143	2,6	3,35	8,35	0,0956	108	60	93,00	0,82
LS 200 LR	30	196	1,95	2,55	7,6	0,1563	166	64	93,10	0,83
LS 225 ST	37	240	2,65	2,7	6,14	0,2294	205	64	93,90	0,80
LS 225 MR	45	292	2,25	2,35	6,72	0,2885	230	70	94,40	0,81

MOTEURS ALUMINIUM IP55

Nidec Leroy-Somer - IMfinity® moteurs asynchrones triphasés - 5147 fr - 2019.08 / i



Fuente: (Leroy-Somer, 2019)

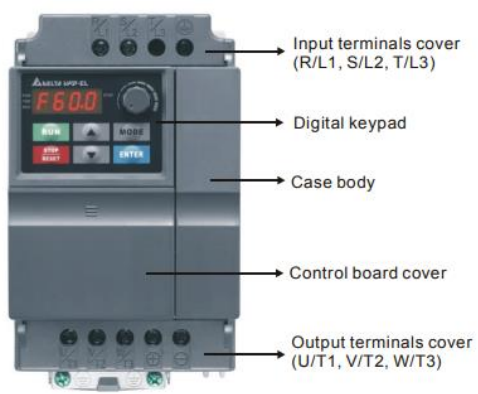
Anexo 2. Placa del motor trifásico Leroy-Somer Tipo LS90L



Fuente: Autor

Anexo 3. Serie del variador de frecuencia

Estructura	Rango del suministro eléctrico	Modelos		
A	0,25 a 2 hp (0,2 a 1,5 kW)	VFD002EL11A/21A/23A, VFD004EL11A/21A/23A/43A, VFD007EL21A/23A/43A, VFD015EL23A/43A		
B	1 a 5 hp (0,75 a 3.7 kW)	VFD007EL11A, VFD015EL21A, VFD022EL21A/23A/43A, VFD037EL23A/43A		
Símbolo del terminal		Explicación de la función Terminal		
R/L1, S/L2, T/L3		Terminales de entrada de línea de CA (monofásica / trifásica)		
U/T1, V/T2, W/T3		Terminales de salida del variador de frecuencia para motores de CA para conectar un motor de inducción de 3 fases		
+, -		Conexiones para la unidad externa de frenado (serie BUE)		
		Conexion a tierra, respete las reglamentaciones locales.		
Estructura	Terminales de suministro eléctrico	Par motor	Cable	Tipo de cable
B	R/L1, S/L2, T/L3	16,3 a 19,3 kg fuerza-cm (14-17 pulg-libra pie)	8-18 AWG. (8,4-0,8 mm ²)	Sólo cobre, 75 °C
	U/T1, V/T2, W/T3			
	+, -, 			

1-5 a 2 HP / 0,75 a 3,7 kW (Estructura B)	
	

Fuente: (DELTA ELECTRONICS, INC., 2008)

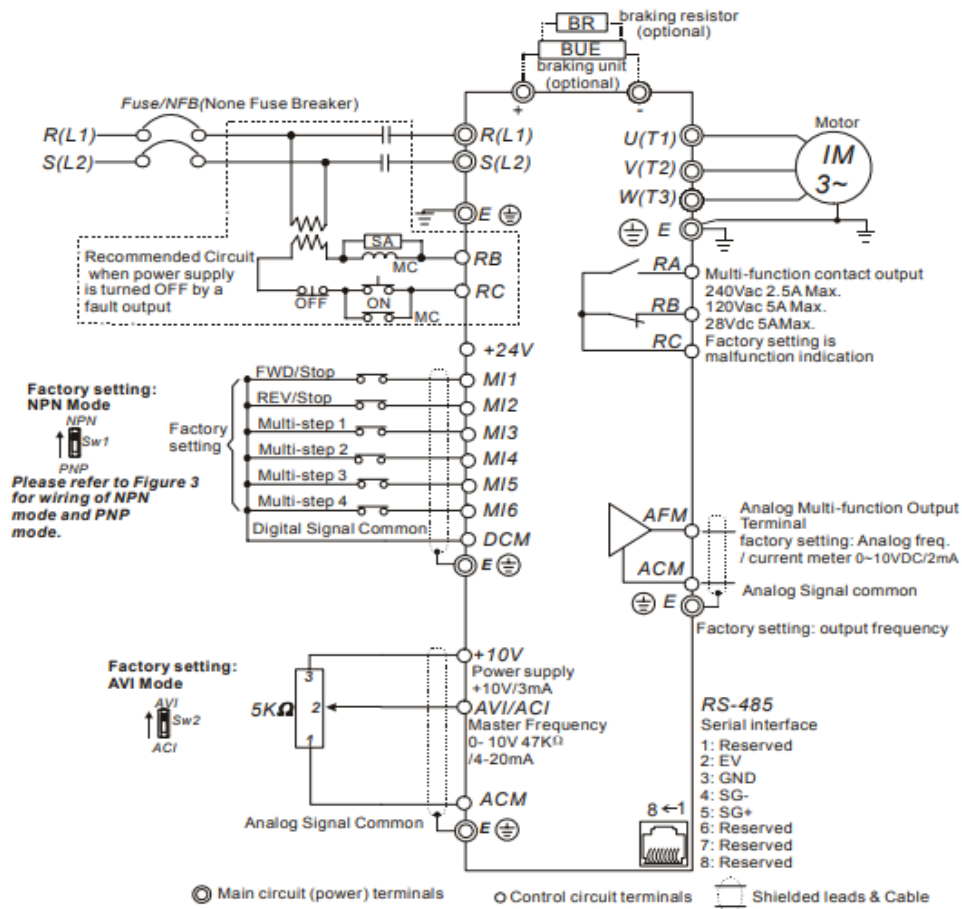
Anexo 4. Especificaciones de entrada y salida

Clase de voltaje		Clase 230 V						
Número de modelo VFD-XXXEL		002	004	007	015	022	037	
Máx. Salida aplicable del motor (kW)		0,2	0,4	0,75	1,5	2,2	3,7	
Máx. Salida aplicable del motor (hp)		0,25	0,5	1,0	2,0	3,0	5,0	
Salida nominal	Capacidad nominal de salida (kVA)	0,6	1,0	1,6	2,9	4,2	6,5	
	Corriente nominal de salida (A)	1,6	2,5	4,2	7,5	11,0	17	
	Salida máxima de voltaje (V)	Trifásico proporcional al voltaje de entrada						
	Frecuencia de salida (Hz)	0,1~600 Hz						
	Frecuencia de la portadora (kHz)	2 a 12						
Entrada nominal	XXXEL 21A	Corriente nominal de entrada (A)	4,9	6,5	9,5	15,7	24	--
		Voltaje y frecuencia nominales	Monofásico, 200-240 V, 50/60 Hz					
	Tolerancia de voltaje	$\pm 10\%$ (180~264 V)						
	Tolerancia de frecuencia	$\pm 5\%$ (47~63 Hz)						
Método de enfriamiento		Enfriamiento natural		Enfriamiento por ventilador				
Peso (kg)		1,2	1,2	1,2	1,7	1,7	1,7	

Fuente: (DELTA ELECTRONICS, INC., 2008)

Anexo 5. Instalación y cableado

Figure 1 for models of VFD-EL Series
 VFD002EL11A/21A, VFD004EL11A/21A, VFD007EL11A/21A, **VFD015EL21A**, VFD022EL21A



Fuente: (DELTA ELECTRONICS, INC., 2008)

Anexo 6. Hoja técnica de la caja reductora

Reductor Sin Fin Corona NMRV

Material de Carcasa: Aleación de Aluminio Fundido (25-110) Fierro Fundido (110-185)

Corona: Bronce

Tornillo Sin fin: Acero Cementado y Curtido 20CrMnTi (40-90), 40CrMnTi (25,30,110-185)

Eje de Salida: Acero C45

Tipo de Aceite: Sintético (25-90), Mineral ISO VG 320 (110-185)



Datos Técnicos NMRV ($n_1 = 1750$ rpm)

Ratio	n_2 [rpm]	P_{1MAX} / M_{2MAX}	30	40	50	63	75	90	110	130	150
7.5	233	P_{1MAX} [kW]	0.51	113	1.98	3.55	5.08	7.88	13.00	20.13	32.25
		M_{2MAX} [Nm]	18	40	71	128	185	290	480	750	1200
10	175	P_{1MAX} [kW]	0.40	0.86	1.54	2.74	4.06	6.39	10.71	16.88	25.25
		M_{2MAX} [Nm]	18	40	72	130	195	310	520	820	1240
15	117	P_{1MAX} [kW]	0.29	0.60	1.10	2.06	2.88	5.11	8.10	12.88	17.38
		M_{2MAX} [Nm]	18	40	74	140	200	360	570	920	1250
20	88	P_{1MAX} [kW]	0.23	0.46	0.85	1.53	2.35	3.88	6.04	9.70	13.75
		M_{2MAX} [Nm]	18	39	73	135	210	355	560	910	1300
25	70	P_{1MAX} [kW]	0.23	0.38	0.68	1.23	1.84	3.04	5.15	8.11	10.50
		M_{2MAX} [Nm]	21	38	70	130	200	340	590	930	1200
30	58	P_{1MAX} [kW]	0.19	0.39	0.71	1.33	1.85	3.21	4.88	7.94	8.75
		M_{2MAX} [Nm]	20	45	84	160	230	410	630	1040	1200
40	44	P_{1MAX} [kW]	0.14	0.29	0.53	0.95	1.40	2.20	3.59	6.16	9.13
		M_{2MAX} [Nm]	18	41	76	145	220	360	610	1050	1550
50	35	P_{1MAX} [kW]	0.11	0.23	0.43	0.75	1.11	1.73	2.94	4.79	6.75
		M_{2MAX} [Nm]	17	39	73	135	210	340	600	980	1400
60	29	P_{1MAX} [kW]	0.10	0.19	0.35	0.64	0.94	1.41	2.38	3.81	5.25
		M_{2MAX} [Nm]	16	36	68	130	200	320	560	900	1260
80	22	P_{1MAX} [kW]	0.06	0.15	0.28	0.49	0.73	1.04	1.68	2.83	3.88
		M_{2MAX} [Nm]	13	33	65	122	190	285	490	840	1150
100	18	P_{1MAX} [kW]	-	0.11	0.20	0.43	0.60	0.84	1.34	2.13	2.86
		M_{2MAX} [Nm]	-	29	55	118	180	270	460	740	1000
Diámetro Eje Hueco [mm] H7			14	18	25	25	28	35	42	45	50

Los Reductores Kraftmann han sido diseñados para trabajar en fajas transportadoras y en aplicaciones generales en distintos sectores.

Anexo 7. Selección de la cadena ISO

5.6 Transmittable output's (kW)

for Rex-High-Capacity-Roller Chains 24 B - 1

38.1 mm pitch, European version

DIN 8187

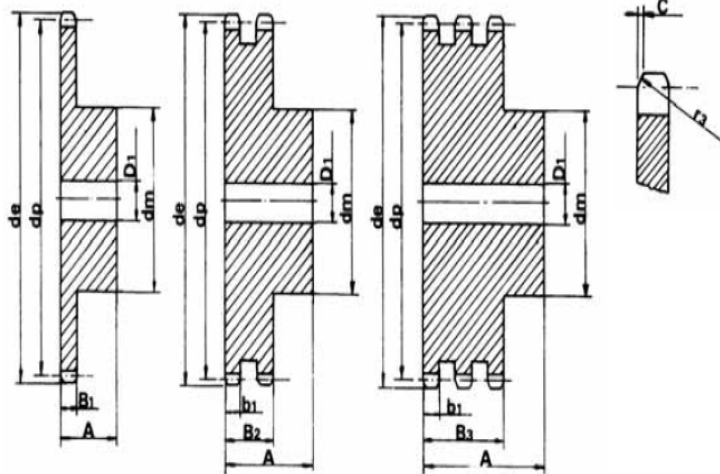
Number of teeth	Reference \varnothing mm	Small sprocket revolution																			
		10	25	50	100	150	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600
		Hand lubrication		Drip lubrication			Oil bath lubrication					Forced feed lubrication									
13	159.20	1.64	3.74	6.97	13.00	18.67	24.33	35.00	45.42	55.42	65.42	59.42	47.83	40.67	34.83	30.08	26.50	23.50	21.00	18.92	-
14	171.20	1.77	4.05	7.54	14.08	20.33	26.33	37.92	49.17	60.00	70.75	66.42	54.33	45.50	38.92	34.58	29.67	26.17	23.50	12.58	-
15	183.30	1.91	4.36	8.14	15.25	21.92	28.33	40.83	52.83	64.58	76.08	69.50	60.33	50.50	43.17	37.42	32.83	29.17	26.00	4.50	-
16	195.30	2.05	4.67	8.75	16.33	23.42	30.42	43.83	56.67	69.42	81.67	81.08	66.33	55.67	47.50	41.17	36.17	32.00	28.75	-	-
17	207.30	2.19	4.99	9.33	17.42	25.00	32.42	46.67	60.58	74.08	87.50	89.17	72.67	60.83	52.00	45.17	39.58	35.17	31.42	-	-
18	219.40	2.33	5.32	9.92	18.50	26.58	34.50	49.17	64.33	78.58	92.50	96.67	79.17	66.42	56.67	49.17	43.17	38.33	28.58	-	-

Fuente: (Power Transmission, 2001)

Anexo 8. PIÑONES Y DISCOS NORMA EUROPEA (ISO)

1" 1/2 x 1" / 24B-1-2-3

Para cadenas de rodillos conformes a la norma DIN 8187 ISO/R 606 / Po
For roller chains in compliance with DIN 8187 ISO/R 606



Piñón / Pignon / Sprocket

mm

Radio de los dientes r3 / Rayon des dents r3 / Tooth radius r3	38
Ancho del radio C / Largeur du rayon C / Radius width C	4
Ancho de los dientes B1 / Largeur des dents B1 / Sprocket tooth width B1	24.1
Ancho de los dientes b1 / Largeur des dents b1 / Sprocket tooth width b1	23.6
Ancho de los dientes B2 / Largeur des dents B2 / Sprocket tooth width B2	72
Ancho de los dientes B3 / Largeur des dents B3 / Sprocket tooth width B3	120.3

Cadena / Chaîne / Chain

mm

Paso de cadena / Passage de chaîne / Pitch	38.1
Ancho interior / Largeur intérieure / Internal width	25.4
Diám. rodillo / Rouleaux - \varnothing / Roller - \varnothing	25.4

Z	de	dp	Simple / Simple / Single		
			dm	D1	A
8	115.0	99.55	58	20	45
9	126.4	111.40	70	20	45
10	138.0	123.29	80	20	45
11	150.0	135.21	90	25	50
12	162.0	147.22	102	25	50
13	174.2	159.18	114	25	50
14	186.2	171.22	128	25	50
15	198.2	183.26	140	25	50
16	210.3	195.30	*140	25	55
17	222.3	207.34	*140	25	55
18	234.3	219.42	*140	25	55
19	246.5	231.49	*140	25	55
20	258.6	243.57	*140	25	55
21	270.6	255.65	*150	25	60
22	282.7	267.73	*150	25	60
23	294.8	279.80	*150	25	60
24	306.8	291.88	*150	25	60
25	319.0	304.00	*150	25	60
26	331.0	316.08	*160	30	60
27	343.2	328.19	*160	30	60
28	355.2	340.27	*160	30	60
29	367.3	352.38	*160	30	60
30	379.5	364.50	*160	30	60

Fuente: (Power Transmission, 2001)

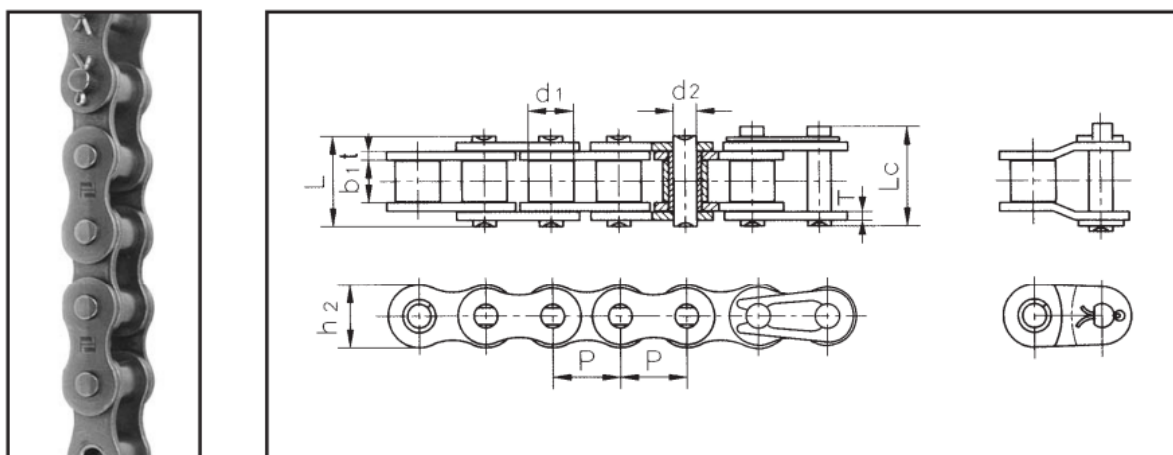
Anexo 9. Cadenas de rodillo seri ISO

CADENAS CON RODILLOS DE PRECISI3N PARA TRANSMISIONES CON PASOS CORTOS (SERIE ISO)

SHORT PITCH TRANSMISSION PRECISION ROLLER CHAINS (ISO SERIES)

CHAÎNES À ROULEAUX DE PRÉCISION POUR TRANSMISSION À PAS COURTS (SÉRIE ISO)

Cadena con rodillos simples
Single strand roller chains
Chaînes à rouleaux simples



DIN ISO Nº Cadena	Paso	Diámetro del rodillo	Longitud entre las placas interiores	Diámetro del pasador	Longitud del pasador		Profundidad de la placa interior	Resistencia max. a la tracción	Resistencia media a la tracción	Peso por metro
DIN ISO Chain No.	Pitch	Roller diameter	Width between inner plates	Pin diameter	Pin length		Inner plate depth	Ultimate tensile strength	Average tensile strength	Weight per meter
Nº de chaîne DIN ISO	Pas	Diamètre du rouleau	Largeur entre les plaques intérieures	Diamètre de la goupille	Longueur de la goupille		Profondeur de la plaque intérieure	Résistance maximum à la traction	Résistance moyenne à la traction	Poids par mètre
	P mm	d1 max mm	b1 min mm	d2 max mm	L max mm	Lc max mm	h2 max mm	Q min kN	Qo kN	q kg/m
04B-1	6,00	4,00	2,80	1,85	6,80	7,80	5,00	3,00	3,20	0,11
05B-1	8,00	5,00	3,00	2,31	8,20	8,90	7,10	5,00	5,80	0,20
*06B-1	9,525	6,35	5,72	3,28	13,15	14,10	8,20	9,00	10,00	0,41
08B-1	12,70	8,51	7,75	4,45	16,70	18,20	11,80	18,00	19,30	0,69
10B-1	15,875	10,16	9,65	5,08	19,50	20,90	14,70	22,40	26,50	0,93
12B-1	19,05	12,07	11,68	5,72	22,50	24,20	16,00	29,00	32,20	1,15
16B-1	25,40	15,88	17,02	8,28	36,10	37,40	21,00	60,00	70,50	2,71
20B-1	31,75	19,05	19,56	10,19	41,30	45,00	26,40	95,00	101,30	3,70
24B-1	38,10	25,40	25,40	14,63	53,40	57,80	33,20	160,00	174,00	7,10
28B-1	44,45	27,94	30,99	15,90	65,10	69,50	36,70	200,00	214,00	8,50

Fuente: (Power Transmission, 2001)

Anexo 10. Velocidad tangencial de las cadenas

Vitesse maximale de la chaîne.		
Pas mm	Vitesse de rotation tr/min	Vitesse linéaire m/s
9,525	10 000	30
12,7	7 000	28
15,875	5 000	24
19,05	4 000	24
25,4	2 500	18
31,75	1 600	16
38,1	1 300	16
44,45	1 000	14
50,8	700	11
63,5	500	10
76,2	400	9,5

Anexo 11. Dimensiones de ejes de acero AISI 1018

DIÁMETRO
3/8"
1/4"
5/8"
3/4"
7/8"
1"
1-1/4"
1-1/2"
1-3/4"
2"
2-1/4"
2-1/2"
2-3/4"
3"
3-1/2"
4"
4-1/2"
5"
6"

Fuente: (Dipac Manta, s.f.)

Anexo 12. Dimensiones de ejes de acero AISI 4340(705)

DIÁMETRO
12 mm
19 mm
25 mm
32 mm
38 mm
45 mm
50 mm
60 mm
70 mm
90 mm

Fuente: (Dipac Manta, s.f.)

Anexo 13. Propiedades del Acero 4340 en tipo de Proceso y acabado

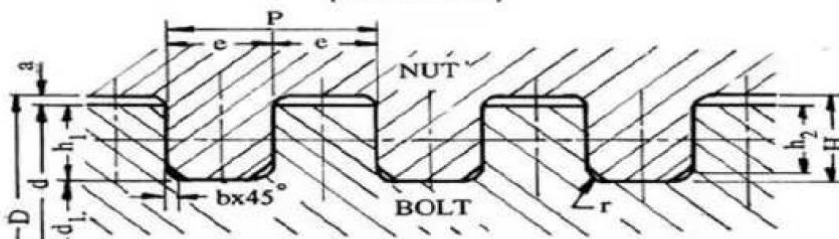
Tipo de proceso y acabado	Resistencia a la tracción		Límite de Fluencia		Alarga/ en 2" (%)	Reducción de área (%)	Dureza (HB)	Relación de maquinabilidad 1212 EF =100%
	MPa	PSI	MPa	PSI				
Caliente y maquinado	1227	178000	689	100000	10	30	363	50
Templado y revenido	1200	174000	1124	163000	16	48	352	

Fuente: (Dipac Manta, s.f.)

Anexo 14. Características de roscas cuadradas para tornillos de potencia

TABLA DE ROSCAS CUADRADAS PARA TORNILLOS DE POTENCIA

Table 6.13 Basic Dimensions for Square Threads - Fine Series
(Dimensions in mm)



Nom. Dia	Major Dia.		Minor Dia. d_1	Pitch P	e	r	h_2	b	h_1	a	H	Area of Core, mm^2
	Bolt d	Nut D										

Table 6.15 Basic Dimensions for Square Threads—Coarse Series
(All Dimensions in mm)

Nom. Dia.	Major Dia.		Minor Dia.	Pitch	e	r	h_2	b	h_1	a	H	Area of Core mm^2
	Bolt d	Nut D										
22	22	22.5	14									164
24	24	24.5	16									201
26	26	25.5	18	8	4	0.25	3.5	0.5	4	0.25	4.25	254
28	28	28.5	20									314
30	30	30.5	20									314
32	32	32.5	22									380
(34)	34	34.5	24	10	5	0.25	4.5	0.5	5	0.25	5.25	452
36	36	36.5	26									531
(38)	38	38.5	28									616

Table 6.15 (Contd.)

Nom. Dia.	Major Dia.		Minor Dia.	Pitch	e	r	h_2	b	h_1	a	H	Area of Core mm^2
	Bolt d	Nut D										
(40)	40	40.5	28									616
(42)	42	42.5	30									707
44	44	44.5	32									804

Anexo 15. Propiedades del metal de aporte de electrodos

Tabla 9-3

Propiedades mínimas del metal de aporte

Número de electrodo AWS*	Resistencia a la tensión, kpsi (MPa)	Resistencia a la fluencia, kpsi (MPa)	Elongación porcentual
E60xx	62 (427)	50 (345)	17-25
E70xx	70 (482)	57 (393)	22
E80xx	80 (551)	67 (462)	19
E90xx	90 (620)	77 (531)	14-17
E100xx	100 (689)	87 (600)	13-16
E120xx	120 (827)	107 (737)	14

*Sistema de numeración del código de especificaciones de la American Welding Society (AWS) para electrodos. En este sistema se usa como prefijo la letra E, en un sistema de numeración de cuatro o cinco dígitos en el cual los primeros dos o tres números designan la resistencia aproximada a la tensión. El último dígito incluye variables en la técnica de soldadura, como la fuente de corriente. El penúltimo dígito indica la posición de la soldadura, por ejemplo, plana, vertical o sobre la cabeza. El conjunto completo de especificaciones se puede obtener solicitándolo a la AWS.

Anexo 16. Esfuerzos permisibles (Budynas y Nisbett, 2008)

Tabla 9-4

Esfuerzos permisibles del Código AISC para metal de aporte

Tipo de carga	Tipo de soldadura	Esfuerzo permisible	n^{\dagger}
Tensión	A tope	$0.60S_y$	1.67
Aplastamiento	A tope	$0.90S_y$	1.11
Flexión	A tope	$0.60-0.66S_y$	1.52-1.67
Compresión simple	A tope	$0.60S_y$	1.67
Cortante	A tope o de filete	$0.30S_u^{\ddagger}$	

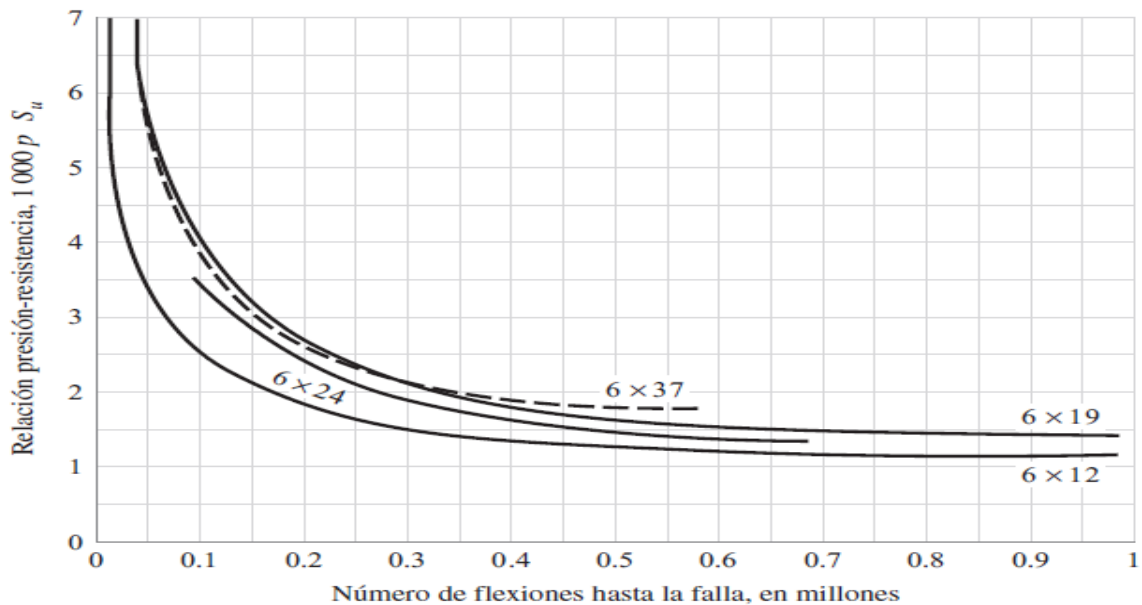
*El factor de seguridad n se ha calculado mediante la teoría de la energía de distorsión.

[†]El esfuerzo cortante en el metal base no debe exceder de $0.40S_y$ del metal base.

Anexo 17. Datos de cables metálicos (Budynas y Nisbett, 2008)

Cable	Peso por pie, lbf	Diámetro mínimo de la polea, pulg	Tamaños estándares d , pulg	Material	Tamaño de alambres exteriores	Módulo de elasticidad, * Mpsi	Resistencia, kpsi
De arrastre de 6×9	$1.50d^2$	$42d$	$\frac{1}{4}$ a $1\frac{1}{4}$	Acero monitor	$d/9$	14	100
				Acero de arado	$d/9$	14	88
				Acero dulce de arado	$d/9$	14	76
De izar o estándar de 6×19	$1.60d^2$	$26d-34d$	$\frac{1}{4}$ a $1\frac{1}{4}$	Acero monitor	$d/13-d/16$	12	106
				Acero de arado	$d/13-d/16$	12	93
				Acero dulce de arado	$d/13-d/16$	12	80
Flexible especial de 6×37	$1.55d^2$	$18d$	$\frac{1}{4}$ a $1\frac{1}{4}$	Acero monitor	$d/22$	11	100
				Acero de arado	$d/22$	11	88
Extraflexible de 8×19	$1.45d^2$	$21d-26d$	$\frac{1}{4}$ a $1\frac{1}{4}$	Acero monitor	$d/15-d/19$	10	92
				Acero de arado	$d/15-d/19$	10	80
Aeronáutico de 7×7	$1.70d^2$	—	$\frac{1}{4}$ a $1\frac{1}{4}$	Acero resistente a la corrosión	—	—	124
				Acero al carbono	—	—	124
Aeronáutico de 7×9	$1.75d^2$	—	$\frac{1}{4}$ a $1\frac{1}{4}$	Acero resistente a la corrosión	—	—	135
				Acero al carbono	—	—	143
Aeronáutico de 19 alambres	$2.15d^2$	—	$\frac{1}{4}$ a $1\frac{1}{4}$	Acero resistente a la corrosión	—	—	165
				Acero al carbono	—	—	165








Anexo 18. Relación determinada en forma experimental entre la vida para la fatiga de un cable de acero y la presión de la polea.



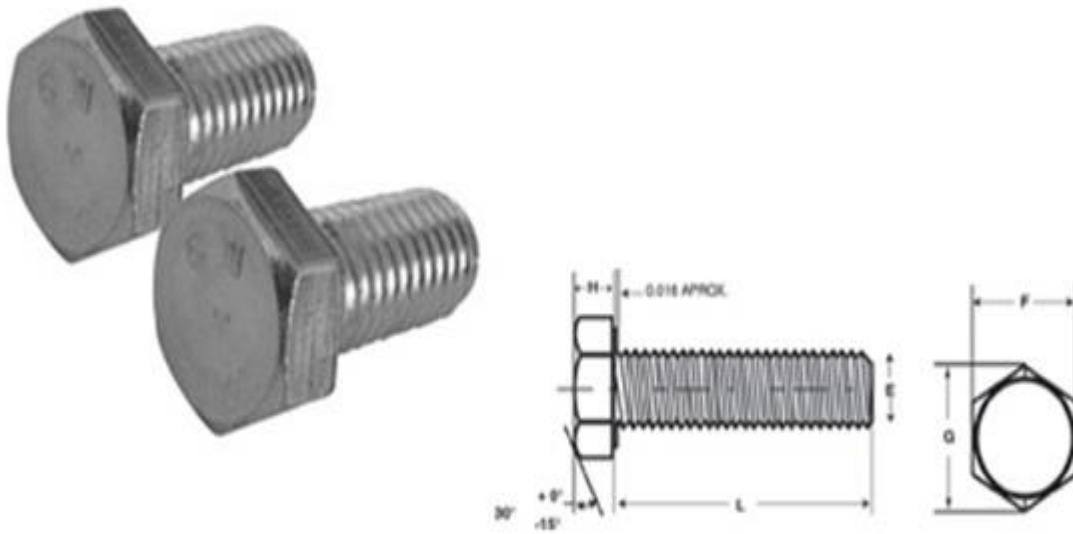
Anexo 19. Algunas propiedades útiles de cables de acero 6 x 7, 6 x 19 y 6 x 37 (Budynas y Nisbett, 2008)

Cable de acero	Peso por pie w , lbf/pie	Peso por pie incluyendo el núcleo w , lbf/pie	Diámetro mínimo de la polea D , pulg	Mejor diámetro de la polea D , pulg	Diámetro de alambres d_w , pulg	Área del metal A_m , pulg ²	Módulo de Young del cable E_r , psi
6 x 7	$1.50d^2$		$42d$	$72d$	$0.111d$	$0.38d^2$	13×10^6
6 x 19	$1.60d^2$	$1.76d^2$	$30d$	$45d$	$0.067d$	$0.40d^2$	12×10^6
6 x 37	$1.55d^2$	$1.71d^2$	$18d$	$27d$	$0.048d$	$0.40d^2$	12×10^6

Anexo 20. Imagen de clases métricas de propiedad mecánica de pernos, tornillos y birlos de acero (Budynas y Nisbett, 2008)

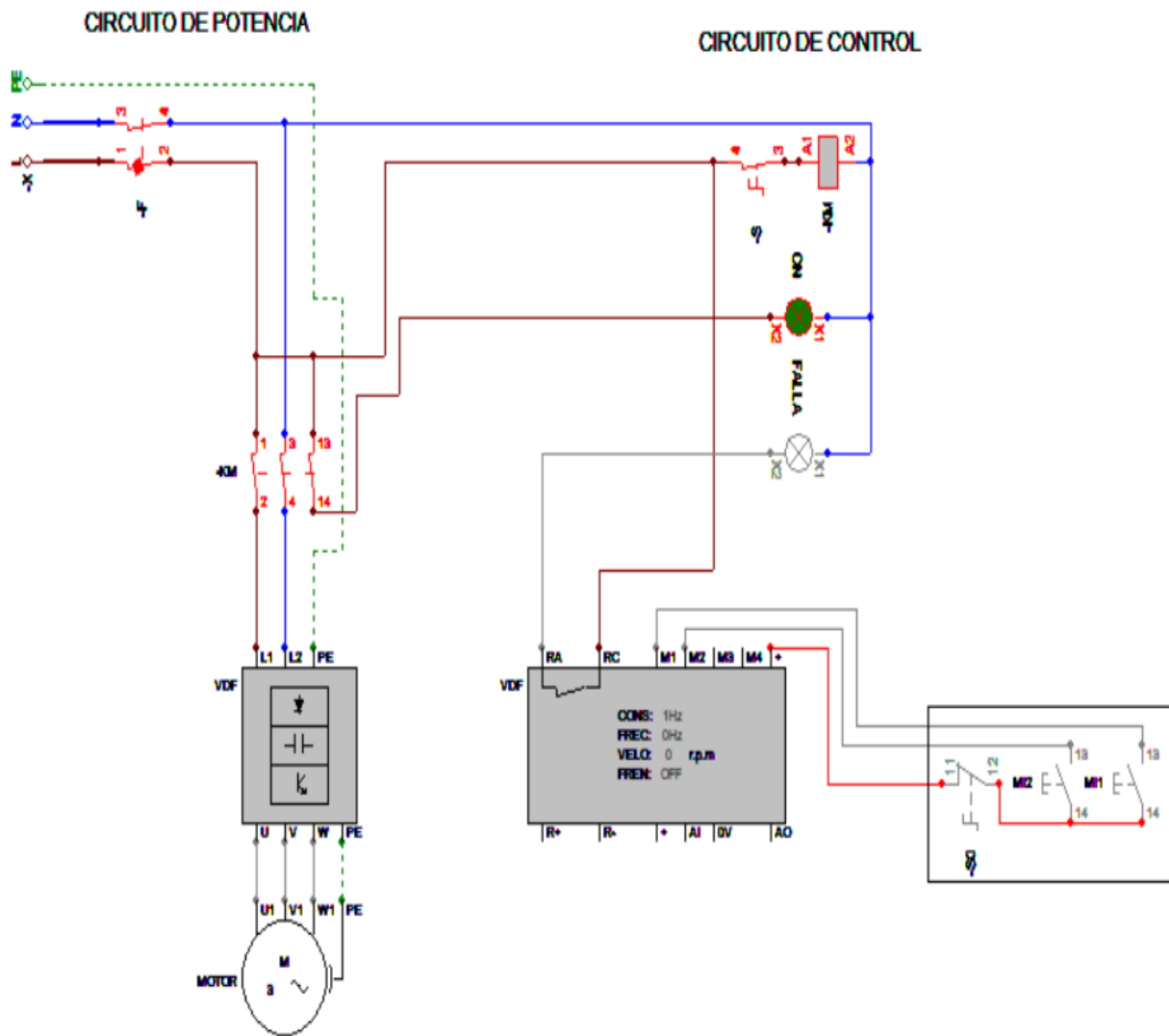
Clase de propiedad	Intervalo de tamaños, inclusive	Resistencia de prueba mínima, [†] MPa	Resistencia mínima a la tensión, [†] MPa	Resistencia mínima a la fluencia, [†] MPa	Material	Marca en la cabeza
4.6	M5-M36	225	400	240	Acero de bajo o medio carbono	
4.8	M1.6-M16	310	420	340	Acero de bajo o medio carbono	
5.8	M5-M24	380	520	420	Acero de bajo o medio carbono	
8.8	M16-M36	600	830	660	Acero de medio carbono, T y R	
9.8	M1.6-M16	650	900	720	Acero de medio carbono, T y R	
10.9	M5-M36	830	1 040	940	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	
12.9	M1.6-M36	970	1 220	1 100	Acero aleado, T y R	

Anexo 21. Imagen de clases métricas de pernos

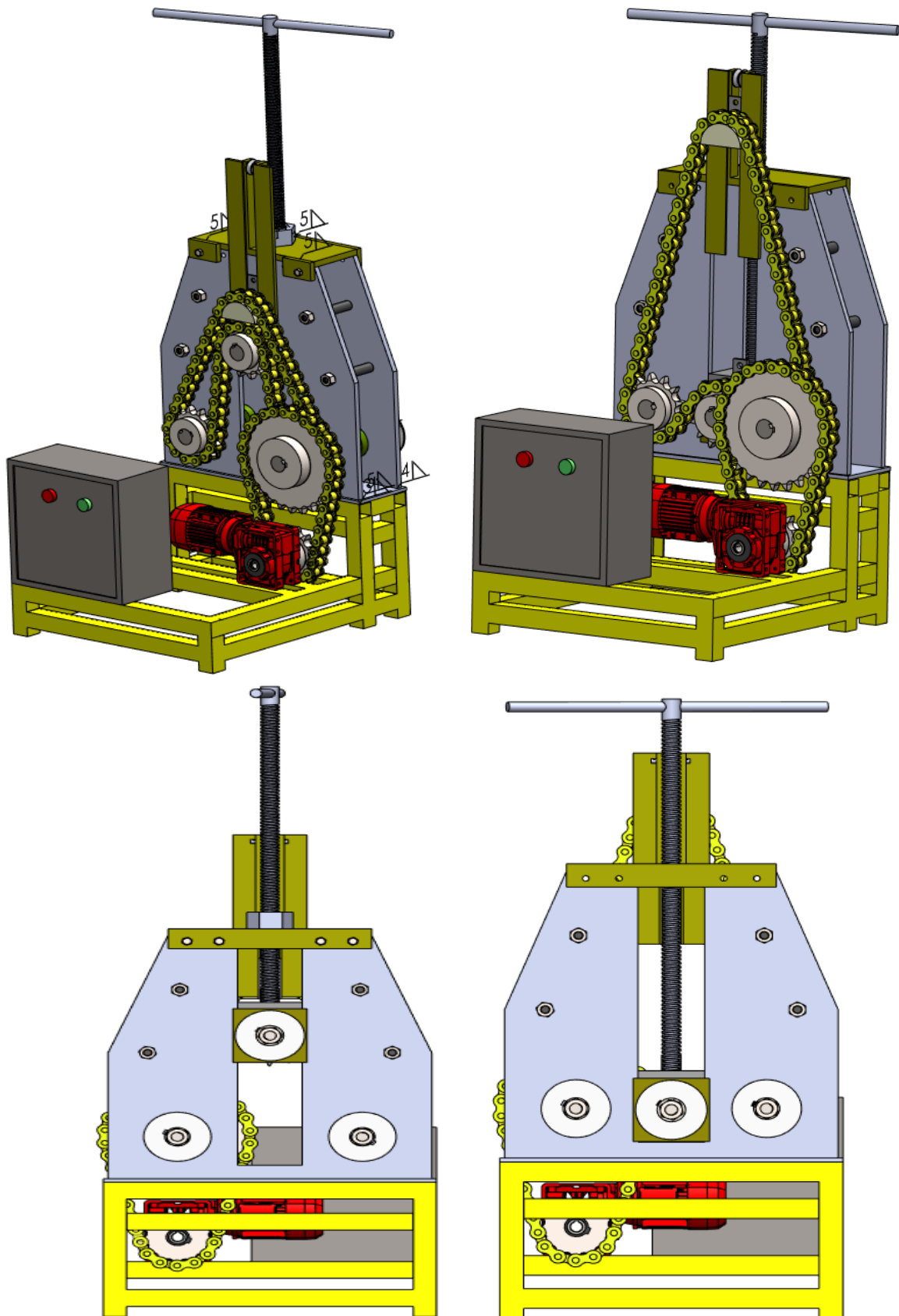


Diámetro Nominal		E		F			G		H			L
		Diámetro del cuerpo		Distancia entre caras			Distancia entre esquinas		Altura			
Pulg	mm	Max	Min	Básico	Max	Min	Max	Min	Básico	Max	Min	
1/4"	6.35	0.250	0.245	7/16	0.438	0.428	0.505	0.488	5/32	0.163	0.150	1/2" a 4"
5/16"	7.93	0.312	0.306	1/2	0.500	0.489	0.577	0.557	13/64	0.211	0.195	1/2" a 4"
3/8"	9.52	0.375	0.369	9/16	0.562	0.551	0.650	0.628	15/64	0.243	0.226	3/4" a 4"
7/16"	11.11	0.437	0.430	5/8	0.625	0.612	0.722	0.698	9/32	0.291	0.272	3/4" a 4"
1/2"	12.7	0.500	0.493	3/4	0.750	0.736	0.866	0.840	5/16	0.323	0.302	3/4" a 5"
5/8"	15.87	0.625	0.617	15/16	0.938	0.922	1.083	1.051	25/64	0.403	0.378	1 1/4" a 5"
3/4"	19.05	0.750	0.741	1 1/8	1.125	1.100	1.299	1.254	15/32	0.483	0.455	1 1/4" a 5"
7/8"	22.22	0.875	0.866	1 5/16	1.312	1.285	1.516	1.465	35/64	0.563	0.531	1 1/2" a 6"
1"	25.4	1.000	0.990	1 1/2	1.500	1.469	1.732	1.675	39/64	0.627	0.591	1 1/2" a 6"
1 1/8"	28.57	1.125	1.114	1 11/16	1.688	1.631	1.949	1.859	11/16	0.718	0.658	3" a 12"
1 1/4"	31.75	1.250	1.239	1 7/8	1.875	1.812	2.165	2.066	25/32	0.813	0.749	3" a 12"
1 3/8"	34.92	1.375	1.363	2 1/16	2.062	1.994	2.382	2.273	27/32	0.878	0.810	3" a 12"
1 1/2"	38.1	1.500	1.488	2 1/4	2.250	2.175	2.589	2.480	1 5/16	0.974	0.902	3" a 12"

Anexo 22. Encendido del sistema eléctrico, de control



Anexo 23. Vistas 3D a) modo antes de ingresar el perfil y b) en modo de su máximo desplazamiento



Anexo 24. Planos técnicos de cada componente de la curvadora
(Ubicado en el CD-R Nro.1)

Anexo 25. Certificación de traducción del resumen.



ESCUELA DE EDUCACIÓN BÁSICA FISCOMISIONAL "EDUVIGES PORTALET"
HERMANAS DOMINICAS DE LA INMACULADA CONCEPCIÓN
PREDICAR LA VERDAD Y PORTAR LA LUZ DE CRISTO
Teléf. 072571695 Correo: escuela2eduviges@hotmail.com
AÑO LECTIVO 2022 – 2023



Mgs. Katherine Alexandra López López

DOCENTE DE INGLÉS - ESCUELA DE EDUCACIÓN BÁSICA FISCOMISIONAL "EDUVIGES PORTALET"

CERTIFICA:

Que, la traducción del documento adjunto solicitado por el Sr. **ARMANDO MARTIN ARMIJOS PINEDA**, con cédula de ciudadanía No. **1900683424**, cuyo tema de investigación se titula: **DISEÑO DE UN PROTOTIPO DE CURVADORA DE PERFILES METÁLICOS PARA EL TALLER METALMECÁNICO FORM-ACERO**, ha sido realizado por la Mgs. Katherine López, docente de Escuela De Educación Básica Fiscomisional "Eduviges Portalet". Esta es una traducción textual del documento adjunto, y el traductor es competente para realizar traducciones. Lo certifico en honor a la verdad, facultando al portador del presente documento, hacer el uso legal pertinente.

Loja, 10 de julio del 2023

Mgs. Katherine Alexandra López López
DOCENTE DE INGLÉS

Mgs. Katherine López
DOCENTE DE INGLÉS
ID. 1105890568
REG. 72411922R1