

INGENIERÍA MECÁNICA
PROYECTO FINAL

PICADORA INTEGRAL DE FORRAJES



Profesores:
ING. AMÉRICO DI COLA
ING. MARCELO COSTAMAGNA

Alumno:
CRISTIAN MALASISI



*Ministerio de Educación
Universidad Tecnológica
Nacional
Facultad Regional Villa María
Departamento de Ingeniería
Mecánica*

Villa María, 03 de Diciembre de 2020

En la mesa de examen del día de la fecha, el alumno Cristian Emanuel Malasisi, presentó el trabajo de grado correspondiente a la carrera de Ingeniería Mecánica en la UTN Facultad Regional Villa María. El tribunal examinador estuvo compuesto por el docente Titular de la Cátedra Proyecto Final, Ing. Di Cola Américo, el docente Jefe de Trabajos Prácticos, Ing. Costamagna Marcelo, y por el Director de Departamento de Ingeniería Mecánica, Ing. Fernández Huber.

El tribunal determinó que el alumno aprobó el examen con la siguiente calificación:.....

.....
Ing. Costamagna Marcelo
JTP de la Cátedra

.....
Ing. Di Cola Américo
Titular de la Cátedra

.....
Ing. Fernández Huber
Director Dpto. Ing. Mecánica

Dedicatoria

A mi familia completa, resaltando a mis padres, Victor Malasisi y Graciela Leoni, porque han logrado educarme y no hacerme faltar nada en momentos donde la situación no era la deseada.

A mi hermana, Lucía Malasisi.

A mi tío, Diego Leoni, que me brindó su conocimiento.

A mis abuelos maternos, Teresa Bevilaqua y Leonisio Leoni, por apoyarme en esta y todas etapas de mi vida.

A Camila Bernardi, que trajo tranquilidad, amor y felicidad a mi vida.

A mis compañeros de clases que hoy se convirtieron en amigos, Bruno Asnal, Lautaro Albil, Emilio Ambrosini, Diego Lunati, Valentín Pons, Marcelo Castrillo y Agustina Romero, por hacer más ameno el recorrido de la carrera.

A mis amigos de la vida, Andrés Butti, Franco Brunacci y Paulino Giosúe.

Nono, sé que desde el cielo estarás orgullo de este logro.

Resumen

En el presente proyecto final de grado de Ingeniería Mecánica, se analiza la función, fabricación y mejoras correspondientes a una máquina agrícola antigua: la picadora integral de forrajes. Se plantea como objetivo principal lograr una actualización de la misma, ya sea, para evitar roturas existentes en los modelos fabricados con anterioridad o para satisfacer nuevas demandas del operario. Esto se logra a partir de la observación de dos modelos de picadoras integrales fabricadas entre los años 1980 y 1990.

El resultado es satisfactorio porque se han logrado cambios importantes en el diseño, resaltando la inclusión de un sistema hidráulico inexistente hasta la actualidad.

Abstract

In this Final Project Mechanical Engineering Degree, are analyzed the functioning, manufacturing, and improvements of an integral forage harvester, an old-fashioned agricultural machine. The main goal is to allow an update of the aforementioned machine in order to avoid existing break problems, as well as to meet the operator's coming needs. This objective can be achieved by observing the 1980 and 1990 harvester models.

The result is successful because it shows important design changes, including a modern hydraulic system never used before.

Índice de Contenidos

Capítulo 1 Contexto agropecuario.....	17
1.1. Introducción	18
1.2. Cultivo de alfalfa.....	18
1.2.1. Influencia en la producción de carne bovina.....	19
1.2.2. Influencia en la producción de leche	19
1.2.3. Influencia en la producción de carne porcina.....	20
1.3. Cultivo de maíz forrajero	21
1.4. Historia del picado de los forrajes.....	21
Capítulo 2 Características constructivas y de funcionamiento de la picadora integral	23
2.1. Introducción	24
2.2. Construcción	25
2.2.1. Sistema de corte	25
2.2.2. Sistema de descarga	27
2.2.3. Otras características.....	29
2.3. Alternativas presentes en el mercado actual	29
Capítulo 3 Objetivos, alcance y cálculos del proyecto.....	31
3.1. Objetivos	32
3.2. Alcance.....	33
3.3. Cálculos.....	34
Capítulo 4 Sistema de corte.....	35
4.1. Introducción	36
4.2. Teoría del corte	36
4.3. Velocidad angular y tangencial óptima.....	37
4.4. Potencia.....	38
4.5. Estudio de rototraslación del picado	42
4.6. Distribución de las herramientas de corte	43
4.7. Diseño de las herramientas de corte.....	45
4.7.1. Material	45
4.7.2. Geometría	46
4.7.3. Fuerza de corte	48
4.7.4. Dimensionamiento	51
4.7.5. Energía de corte.....	54
4.8. Tornillo de sujeción	55
4.9. Buje de desgaste.....	57
4.10. Orejas de sujeción	57
4.11. Correas de transmisión.....	61
4.12. Rotor de corte.....	67
4.13. Selección de rodamientos del rotor de corte	83
4.14. Eje de entrada de potencia	89
4.15. Selección de rodamientos del eje de entrada de potencia	98
4.16. Selección de manguitos de fijación autocentrante	101
4.17. Selección de caja de transmisión escuadra	103

4.18. Mecanismo de traspaso entre sistema de corte y descarga	103
4.19. Calidad del picado.....	109
Capítulo 5 Sistema de descarga.....	111
5.1. Introducción	112
5.2. Primer subsistema: Acarreador	113
5.2.1. Características generales	113
5.2.2. Cinemática del movimiento	113
5.2.3. Potencia	114
5.2.4. Dimensionamiento del eje conductor	116
5.2.5. Selección de rodamiento del eje conductor.....	122
5.2.6. Dimensionamiento del eje conducido	124
5.2.7. Tensor de cadena y sujeción axial del eje conducido.....	129
5.2.8. Bujes del eje conducido.....	133
5.2.9. Selección de manguitos de fijación autocentrantes.....	134
5.2.10. Selección de cadena transportadora	134
5.3. Segundo subsistema: rolos	135
5.3.1. Características generales	135
5.3.2. Cinemática del movimiento	137
5.3.3. Caudales teóricos transportados	140
5.3.4. Potencia	143
5.3.5. Selección de cadena de transmisión	145
5.3.6. Dimensionamiento de los rolos	147
5.3.7. Selección de rodamientos	159
5.3.8. Chaveta de rueda dentada.....	161
5.3.9. Tornillo de sujeción de rolo	163
5.4. Tercer subsistema: Cintas transportadoras.....	167
5.4.1. Características generales	167
5.4.2. Cinemática del movimiento	167
5.4.3. Cálculo de la primera cinta transportadora.....	171
5.4.4. Cálculo de la segunda cinta transportadora.....	174
5.4.5. Selección de cintas transportadoras.....	177
5.4.6. Selección de cadena de transmisión	180
5.5. Sistema de lubricación centralizado.....	182
5.6. Tiempo teórico de descarga	184
Capítulo 6 Análisis estructural	186
6.1. Introducción	187
6.2. Chapa del piso del depósito	189
6.3. Estructura del piso del depósito	193
6.4. Estructura de soporte del sistema de descarga	198
6.5. Placas laterales del depósito.....	208
6.6. Chasis	211
6.6.1. Cargas transmitidas al entorno	211
6.6.2. Diseño de la estructura	214
6.6.3. Cargas propias del chasis	216
6.6.4. Sujeciones.....	220

6.6.5. Simulación.....	221
6.7. Selección de neumáticos	223
Capítulo 7 Sistema hidráulico	224
7.1. Introducción	225
7.2. Circuito hidráulico	225
7.3. Selección de actuadores	227
7.3.1. Actuador de regulación de altura de corte (CC):.....	227
7.3.2. Actuador de regulación de la pendiente de descarga (CD).....	230
7.3.3. Actuadores rotatorios - Motores del sistema de descarga	233
7.4. Selección de elementos de control de fluidos	237
7.4.1. Regulador de caudal de 3 vías compensado en presión (RCE).....	237
7.4.2. Válvula direccional para actuador lineal (VDCC y VDCCD).....	237
7.4.3. Válvula direccional para actuador rotatorio (VDM)	238
7.4.4. Válvulas contrabalanceo (VCB1 y VCB2)	238
7.4.5. Válvulas reguladoras de caudal (RC1 y RC2).....	238
7.5. Principio de funcionamiento	239
7.6. Diseño de conductos	243
7.6.1. Línea RCE-VDCC.....	243
7.6.2. Línea VDCC-CC	245
7.6.3. Línea VDCCD-CD.....	246
7.6.4. Línea VDM-M3.....	246
7.6.5. Línea M3-M2	248
7.6.6. Línea M2-M1	249
7.6.7. Línea M1-VDM.....	250
7.6.8. Mangueras seleccionadas	250
7.7. Pérdida de carga en válvulas	252
7.7.1. VDCC y VDCCD	252
7.7.2. VDM.....	255
7.7.3. RCE	256
7.7.4. VCB1 y VCB2	257
7.7.5. RA1 y RA2.....	258
7.7.6. RA3	259
7.7.7. RC1.....	259
7.7.8. RC2.....	260
7.8. Pérdida de carga en conductos	260
7.8.1. Línea RCE-VDCC.....	261
7.8.2. Línea VDCC-CC	261
7.8.3. Línea VDCCD-CD.....	262
7.8.4. Línea VDM-M3.....	262
7.8.5. Línea M3-M2	262
7.8.6. Línea M2-M1	263
7.8.7. Línea M1-VDM.....	263
7.9. Pérdidas de cargas totales	264
7.10. Central hidráulica.....	265
7.10.1. Bomba (B).....	265
7.10.2. Válvula reguladora de presión (RP).....	266

7.10.3. Manómetro (MA).....	266
7.10.4. Depósito de aceite (T).....	266
7.10.5. Filtro de succión (FS).....	267
7.10.6. Filtro de retorno (FR).....	267
Capítulo 8 Lista maestra de ingeniería y codificación	268
8.1. Estructura de codificación.....	269
8.2. Lista maestra de ingeniería	269
Bibliografía y Webgrafía.....	278
Capítulo 1	278
Capítulo 2	279
Capítulo 4	279
Capítulo 5	280
Capítulo 6	280
Capítulo 7	280

Índice de Figuras y Tablas

Figuras

Figura 1 - Perspectivas de la picadora integral de forrajes Mainero. Modelo: UF150X. Año de fabricación: 1980. Potencia requerida: 65 HP. Ancho de corte: 1,5 m. Capacidad de almacenaje: 12 m ³ . Con descarga lateral (Concesionaria El Chaparral, s.f.).....	24
Figura 2 - Picadora integral Paer. Modelo: Ideal. Año de fabricación: anterior a 1990. Ancho de corte: 1,5 m. [Fotografía de Cristian Malasisi] (Inriville. 2018).	24
Figura 3 - Herramientas de corte.	25
Figura 4 - Accionamiento del sistema de corte en la picadora Paer.	26
Figura 5 - Diseño utilizado para conducir el forraje hacia el depósito en picadora Paer (similar al utilizado por Mainero).	26
Figura 6 - Cadena cinemática para el accionamiento del primer subsistema de descarga de la picadora Paer.	27
Figura 7 - Sistema de reducción de velocidad del primer subsistema de descarga en la picadora Mainero.	28
Figura 8 - Segundo subsistema de descarga de la picadora Paer.	28
Figura 9 - Tercer subsistema de descarga en la picadora Paer. Desde la caja de transmisión, se acciona la primera cinta y desde allí la segunda.	29
Figura 10 - Picadora CLAAS modelo Jaguar 960 (CLAAS, s.f.).....	29
Figura 11 - Cosechadora picadora de forraje Mainero. Modelo: U-150-B. Ancho de corte: 1,5 m. Potencia requerida: 40 HP (Mainero, 2014).	30
Figura 12 - Esquema teórico del funcionamiento de la herramienta de corte. CM: centro de masa de la herramienta. O: eje de giro del rotor de corte. O': eje de pivoteo de la herramienta.	36
Figura 13 - Distancia de eyección en metros (distance of ejection) [m] VS Altura de eyección en metros [m] (height of ejection). Regiones denotadas como n indican la velocidad angular en revoluciones por minuto [rpm] (Kanafosky).	37
Figura 14 - Producción media de materia seca de alfalfa en quintales por hora [q/h] (Average dry-mass output) VS Potencia en kilowatt [KW]. Regiones: 1 - 45-50 % de humedad; 2 - 45-60 % de humedad; 3 - 67-69 % de humedad; 4 - 80-84 % de humedad (Kanafosky).....	39
Figura 15 - Producción media de materia seca de maíz forrajero en quintales por hora [q/h] (Average dry-mass output) VS Potencia en kilowatt [KW] (Kanafosky).	41
Figura 16 - Gráficos comparativos de espacios recorridos en una vuelta de rotor VS Tiempo (período de una vuelta).	43
Figura 17 - Clasificación de vibraciones mecánicas según ámbitos laborales (IDEARA, SL, 2014).....	44
Figura 18 - Distribución de las herramientas de corte a lo largo del rotor. La numeración 1-2-3-4 a la izquierda de la figura indica las filas. Cada herramienta se enumera del 1 al 30 de manera ascendente conforme a su ubicación a lo largo del rotor (Kanafosky).	44
Figura 19 - Partes de la herramienta de corte. “edge”: borde – “blade”: espada (Persson, 1987, p. 62).	46
Figura 20 - Partes del borde de la herramienta de corte (Persson, 1987, p. 63).	46
Figura 21 - Partes de la espada de la herramienta de corte (Persson, 1987, p. 63).....	47

Figura 22 - Ángulo de herramienta de corte. El eje X indica la dirección del movimiento “motion” (Persson, 1987, p. 100).....	47
Figura 23 - Variación de la fuerza de corte en el recorrido de la cuchilla a través del forraje. FOC: fuerza de corte, LTC: espesor del forraje, SLK: dirección del movimiento de la herramienta (Persson, 1987, p. 135).	48
Figura 24 - Vistas del ensamble de la herramienta de corte.	51
Figura 25 - Sujeción de bisagra fija ubicada en el arrollamiento de la herramienta.....	51
Figura 26 - Ubicación de cargas externas.	52
Figura 27 - Ubicación de tensión máxima en la herramienta de corte.....	53
Figura 28 - Dimensiones del arrollamiento y ubicación de la fuerza centrífuga. O: eje del rotor de corte. O': eje de pivoteo de herramienta.	54
Figura 29 - Esquema de sollicitación del tornillo de sujeción. Fc: fuerza centrífuga. As: sección del tornillo.	55
Figura 30 - Representación de Fc y área resistente a compresión del tornillo.	56
Figura 31 - Representación de Fc y área resistente a compresión del buje.	57
Figura 32. - Diagrama de fuerzas en las orejas de sujeción.	58
Figura 33 - Dimensiones de las orejas de sujeción.	59
Figura 34 - Diseño de oreja de sujeción central.....	60
Figura 35 - Gráfico Potencia teórica VS Velocidad angular.	62
Figura 36 – Desarrollo de referencia de la correa.....	64
Figura 37 - Partes del rotor de corte.....	67
Figura 38 - Esquema del rotor de corte con datos necesarios para el cálculo.....	68
Figura 39 - Diagrama de fuerzas del rotor de corte.	69
Figura 40 - Diagrama de momentos flectores del rotor de corte.	71
Figura 41 – Unión del extremo del rotor con chavetas.....	83
Figura 42 - Diagrama de cuerpo libre de fuerzas estáticas.	85
Figura 43 - Diagrama para la obtención de reacciones referidas a Sas.	85
Figura 44 - Diagrama de cuerpo libre para la obtención de la carga estática resultante....	86
Figura 45 - Esquema con dimensiones y esfuerzos presentes en el eje de entrada de potencia.	90
Figura 46 - Diagrama de momentos flectores en el eje de entrada de potencia.....	92
Figura 47 - Diagrama de cuerpo libre de fuerzas estáticas del eje de entrada de potencia.98	98
Figura 48 - Descomposición de fuerzas estáticas en el eje de entrada de potencia.	99
Figura 49 - Ubicación de la resultante de las fuerzas estáticas y reacciones en los rodamientos.....	99
Figura 50 - Plano de montaje de la caja escuadra con salida doble.	103
Figura 51 – Despiece del mecanismo de acople en la parte del sistema de corte.....	104
Figura 52 – Vista en corte del mecanismo de acople en la parte del sistema de corte. ...	104
Figura 53 – Mecanismo de acople completo en la parte del sistema de corte.	105
Figura 54 – Movimientos de acople del sistema de corte..	106
Figura 55 – Movimientos de desacople del sistema de corte.....	106
Figura 56 – Despiece del mecanismo de acople en la parte del sistema de descarga.....	107
Figura 57 – Vista en corte del mecanismo de acople en la parte del sistema de descarga.	107
Figura 58 – Mecanismo de acople completo.	108
Figura 59 – Piezas finales para el montaje.....	109
Figura 60 - Esquema del proceso de descarga.	112

Figura 61 - Despiece del acarreador.	113
Figura 62 - – Esquema de representación de los vectores fuerza y velocidad en el acarreador.	115
Figura 63 - Esquema de fuerzas del eje conductor.	116
Figura 64 - Diagrama de momentos flectores del eje conductor.	118
Figura 65 - Esquema de fuerzas del eje conducido.....	124
Figura 66 - Diagrama de momentos flectores del eje conducido.....	126
Figura 67 - Esquema de deformación del eje conducido.....	128
Figura 68 - Sistema de tensión del acarreador.	129
Figura 69 - Vistas de sección del sistema de tensión del acarreador.	130
Figura 70 – Fuerzas y momentos en el eje de empuje.	132
Figura 71 - Vista de sección del buje.....	133
Figura 72 - Cadena paso alargado con aditamento.	134
Figura 73 - Despiece del segundo subsistema.	136
Figura 74 - Despiece del rolo.....	136
Figura 75 - Esquema del trayecto del forraje desde los rolos hasta la primera cinta de descarga.....	137
Figura 76 - Variables cinemáticas del rolo. vR : velocidad tangencial, rR : radio, ωR : velocidad angular.....	138
Figura 77 - Diseño de las aletas del rolo.....	141
Figura 78 - Disposición de las aletas sobre el tubo del rolo.	141
Figura 79 - Dimensiones del rolo con las aletas. Unidad de medida: milímetros.	142
Figura 80 - Trayectoria de carga de forraje.	142
Figura 81 - Fuerza generada por el forraje.....	143
Figura 82 - Esquema de fuerzas de los rolos.	148
Figura 83 - Esquema de fuerzas del rolo superior.	149
Figura 84 - Esquema de fuerzas del rolo inferior.	151
Figura 85 - Diagrama de momentos flectores de los rolos.	153
Figura 86 - Dimensiones de la chaveta.	162
Figura 87 - Esquema de fuerzas en los tornillos.	164
Figura 88 - Despiece del tercer subsistema.....	167
Figura 89 - Modelo físico ideal del tercer subsistema.	168
Figura 90 - Gráfico coeficiente C VS Longitud de banda.	172
Figura 91 - Características de la banda nervada seleccionada.....	177
Figura 92 - Guardera lateral de caucho.....	178
Figura 93 - Tensor de cinta tipo husillo.	179
Figura 94 - Unión metálica para extremos de bandas.....	179
Figura 95 – Cepillo lubricador de cadena.	183
Figura 96 - Sistema de lubricación centralizada.	183
Figura 97 - Esquema del depósito y ubicación de los rolos.....	184
Figura 98 - Vista en perspectiva frontal/lateral derecha de las estructuras.....	187
Figura 99 - Vista en perspectiva posterior/lateral derecha de las estructuras.	187
Figura 100 - Vista superior de las estructuras.....	188
Figura 101 - Dimensiones de las placas del piso del depósito. Unidad utilizada: milímetros.	190
Figura 102 - Curva de Westergaard para bordes empotrados (Boresi, 1993, pág. 538)..	190
Figura 103 - Tensiones obtenidas en SolidWorks Simulation.....	192

Figura 104 - Deformaciones obtenidas SolidWorks Simulation.	193
Figura 105 - Esquema y cotas de forma de estructura del piso del depósito. Unidad utilizada: milímetro.	194
Figura 106 - Ubicación de las planchas de grilon sobre el piso del depósito.	194
Figura 107 - Chapas roladas en los extremos del piso del depósito.	194
Figura 108 - Modelo de simulación de la estructura del piso del depósito.	195
Figura 109 - Tensiones de la estructura del piso del depósito.	196
Figura 110 - Acercamiento a la zona de máxima tensión de la estructura del piso del depósito.	196
Figura 111 - Deformaciones de la estructura del piso del depósito.	197
Figura 112 - Coeficiente de seguridad de la estructura del piso del depósito.	197
Figura 113 - Ubicación de la fuerza $Ff1/2$, vista superior.	198
Figura 114 - Ubicación de $FP1/2$, vista lateral derecha.	199
Figura 115 - Ubicación de $Pp1/2$ y $Fmf1/2$, vista frontal.	200
Figura 116 - Ubicación de $Fa2$, vista lateral derecha.	201
Figura 117 - Ubicación de fuerzas en los rolos, vista frontal.	202
Figura 118 - Posición de los centros de masa de las cintas transportadoras.	203
Figura 119 - Tensiones en la estructura de soporte del sistema de descarga.	205
Figura 120 - Detalle de tensiones en la zona de mayor esfuerzo.	205
Figura 121 - Deformaciones en la estructura de soporte del sistema de descarga.	206
Figura 122 - Estructura de soporte del sistema de descarga con refuerzos.	206
Figura 123 - Tensiones de la estructura de soporte del sistema de descarga con refuerzos.	207
Figura 124 - Detalle de la zona de tensión máxima de la estructura con refuerzos.	207
Figura 125 - Deformaciones de la estructura de soporte del sistema de descarga con refuerzos.	208
Figura 126 - Características de la chapa trapezoidal T-98 (Curia, s.f.).	209
Figura 127 - Tensiones en las placas laterales del depósito.	210
Figura 128 - Coeficientes de seguridad en las placas laterales del depósito, tomados en tres nodos.	210
Figura 129 - Deformaciones en las placas laterales del depósito.	211
Figura 130 - Esquema de ubicación de las cargas en el chasis. Unidades utilizadas: milímetros.	212
Figura 131 - Estructura del chasis. A-A, B-B, C-C y D-D: Planos para analizar las secciones.	214
Figura 132 - Vista de sección A-A de la estructura principal.	215
Figura 133 - Vista de sección B-B de la estructura principal.	215
Figura 134 - Vista de sección C-C del ala izquierda, derecha y parte de la estructura secundaria.	215
Figura 135 - Vista de sección D-D de la estructura secundaria.	216
Figura 136 - Vista de sección A-A de los travesaños de unión.	216
Figura 137 - Ubicación de las fuerzas Fmf y Ped	217
Figura 138 - Ubicación del peso de la primera cinta transportadora.	217
Figura 139 - Ubicación del peso de la segunda cinta transportadora.	218
Figura 140 - Ubicación del peso del sistema de corte.	218
Figura 141 - Ubicación del peso del conducto de forraje.	219
Figura 142 - Ubicación del peso de la transmisión y componentes hidráulicos.	219

Figura 143 - Ubicación de la fuerza de arrastre.....	220
Figura 144 - Sujeciones de geometría fija mostrado a través de un corte longitudinal de la picadora.....	220
Figura 145 - Sujeción de rodillo.....	221
Figura 146 - Tensiones resultantes en el chasis.....	221
Figura 147 - Deformaciones resultantes en el chasis.....	222
Figura 148 – Modificación de diseño del Ala derecha e izquierda.....	222
Figura 149 – Neumático 400/60 – 15,5 TL.....	223
Figura 150 - Circuito hidráulico de la picadora integral.....	226
Figura 151 - Esquema de ubicación de las cargas. Unidades utilizadas: milímetro.....	227
Figura 152 - Descomposición de fuerzas en el cilindro de corte.....	228
Figura 153 - Diagrama de fuerzas del cilindro de descarga. Unidades: milímetros.....	231
Figura 154 - Series de válvulas direccionales.....	238
Figura 155 - Diagrama de flujo del funcionamiento en vacío. En verde, se indica el caudal prioritario y, en rojo, el caudal de retorno.....	239
Figura 156 - Diagrama de flujo del funcionamiento para elevar la altura de corte. En verde, se indica el caudal prioritario y, en rojo, el caudal de retorno.....	240
Figura 157 - Diagrama de flujo del funcionamiento para disminuir la altura de corte. En verde, se indica el caudal prioritario y, en rojo, el caudal de retorno.....	240
Figura 158 - Diagrama de flujo del funcionamiento para aumentar la pendiente. En verde, se indica el caudal prioritario y, en rojo, el caudal de retorno.....	241
Figura 159 - Diagrama de flujo del funcionamiento para disminuir la pendiente. En verde, se indica el caudal prioritario y, en rojo, el caudal de retorno.....	241
Figura 160 - Diagrama de flujo del funcionamiento de los motores. En verde, se indica el caudal prioritario y, en rojo, el caudal de retorno.....	242
Figura 161 - Características generales del monoblock formado por VDCC y VDCD....	252
Figura 162 - Pérdida de carga de VDCC y VDCD, conexión P-T neutra.....	253
Figura 163 - Pérdida de carga de VDCC y VDCD, conexión P-T operando.....	253
Figura 164 - Pérdida de carga de VDCC y VDCD, conexión P-A/B.....	254
Figura 165 - Pérdida de carga de VDCC y VDCD, conexión A/B-T.....	254
Figura 166 - Características generales de VDM.....	255
Figura 167 - Pérdida de carga de VDM en posición neutra.....	255
Figura 168 - Pérdida de carga de VDM en posición de operación.....	256
Figura 169 - Características de RCE.....	256
Figura 170 - Pérdida de carga de RCE.....	257
Figura 171 - Pérdida de carga de VCB1 y VCB2.....	257
Figura 172 - Características de RA1 y RA2.....	258
Figura 173 - Pérdida de carga de RA1 y RA2.....	258
Figura 174 - Pérdida de carga de RA3.....	259
Figura 175 - Características de RC1.....	259
Figura 176 - Pérdida de carga de RC1.....	260
Figura 177 - Pérdida de carga de RC2.....	260

Tablas

Tabla 1	Valores de velocidad angular y tangencial del rotor de corte.....	37
Tabla 2	Producción de materia seca de alfalfa en el período 2012-2013.	38
Tabla 3	Datos para la obtención del caudal máximo picado en alfalfa.	38
Tabla 4	Tamaño de picado del maíz forrajero en función de su humedad.	39
Tabla 5	Producción de MS y MV de maíz forrajero en el período 2012-2013.	40
Tabla 6	Datos para la obtención del caudal máximo picado en maíz forrajero.	40
Tabla 7	Resultado de potencias.....	41
Tabla 8	Datos utilizados para el estudio de rototraslación.	42
Tabla 9	Composición química del material de la herramienta de corte.....	45
Tabla 10	Composición química del acero AISI 5160.....	45
Tabla 11	Dimensiones recomendadas de la herramienta de corte.	47
Tabla 12	Datos para el cálculo de la fuerza de corte.	49
Tabla 13	Datos utilizados en el cálculo de correas.	61
Tabla 14	Desarrollo de correas tipo SP normalizada.	64
Tabla 15	Arco de abrazo y factor de corrección.	65
Tabla 16	Factor de desarrollo de la correa.....	66
Tabla 17	Potencia nominal de la correa SPB.....	66
Tabla 18	Datos implicados en el cálculo del rotor de corte.	68
Tabla 19	Resumen de los diámetros obtenidos del rotor de corte.	82
Tabla 20	Características del rodamiento 22214.....	89
Tabla 21	Características de la unidad de rodamiento SYT 70.....	89
Tabla 22	Propiedades mecánicas del acero SAE 1045 normalizado.	90
Tabla 23	Resumen de los diámetros obtenidos del eje de entrada de potencia.	98
Tabla 24	Características del rodamiento NJ212ECP.....	101
Tabla 25	Características de manguitos de fijación autocentrantes TLK 131 – 55 x 85 - encuadrado en color rojo- y TLK 130 – 50 x 80 -encuadrado en azul	102
Tabla 26	Resultados.....	114
Tabla 27	Resultados.....	116
Tabla 28	Resumen de los diámetros obtenidos del eje conductor.	122
Tabla 29	Características del rodamiento de bolas a rótula 2207 E-2RS1TN9.	124
Tabla 30	Resumen de los diámetros obtenidos del eje conducido.....	129
Tabla 31	Dimensiones de la cadena de paso alargado.....	134
Tabla 32	Ruedas dentadas del acarreador.....	135
Tabla 33	Resultados.....	140
Tabla 34	Resultados.....	145
Tabla 35	Ruedas dentadas de la transmisión de los rolos.....	147
Tabla 36	Resumen de los diámetros obtenidos de los rolos.	159
Tabla 37	Características del rodamiento E2 YAR 206 2F.....	161
Tabla 38	Parámetros de descarga.....	171
Tabla 39	Valores de los coeficientes de fricción.	172
Tabla 40	Tipos de tejido de la banda.	176
Tabla 41	Cantidad mínima de telas de tejido tipo L en función del ancho de la cinta y el material transportado.	176
Tabla 42	Datos de entrada.....	180
Tabla 43	Ruedas dentadas de la transmisión de la 2° cinta de descarga.....	182

Tabla 44 Datos de entrada.....	184
Tabla 45 Comparación de estructura sin refuerzos y con refuerzos.	208
Tabla 46 Componentes del circuito hidráulico.	225
Tabla 47 Cilindro hidráulico de regulación de altura de corte.....	229
Tabla 48 Presión/cilindrada del motor M3 en función del caudal de entrada.	234
Tabla 49 Presión/cilindrada del motor M2 en función del caudal de entrada.	234
Tabla 50 Presión/cilindrada del motor M1 en función del caudal de entrada.	235
Tabla 51 Condiciones de trabajo adoptadas para cada motor.....	235
Tabla 52 Especificaciones técnicas de los motores M2 y M3.	236
Tabla 53 Especificaciones técnicas del motor M1.....	236
Tabla 54 Velocidades de fluido recomendadas según el tipo de línea.	243
Tabla 55 Manguera Ø1/2” SAE 100 R1.	250
Tabla 56 Manguera Ø5/8” SAE 100 R2.	251
Tabla 57 Manguera Ø1” SAE 100 R12.	251
Tabla 58 Manguera Ø1 1/2" SAE 100 R13.	251
Tabla 59 Manguera Ø2” SAE 100 R13.	251
Tabla 60 Resultados obtenidos en el diseño de los conductos.....	252
Tabla 61 Pérdidas de cargas.....	264
Tabla 62 Características técnicas de la bomba EIPH6 160.....	266
Tabla 63 Lista maestra de ingeniería	270

Abreviaciones

” – Pulgada	m – Metro
° – Grados	m/h – Metro por hora
AISI – Instituto americano del hierro y el acero	m/s – Metro por segundo
cm – Centímetro	m ² /h – Metro cuadrado por hora
cm ³ – Centímetro cúbico	m ³ – Metro cúbico
CV – Caballo de vapor (igual a 1 HP)	mg/mm ² – Miligramo por milímetro cuadrado
g/mm – Gramo por milímetro	mg/mm ³ – Miligramo por milímetro cúbico
h – Hora	min – Minuto
HP – Caballo de fuerza (igual a 1 CV)	mm – Milímetro
Hz – Hertz	MS – Materia seca
INTA – Instituto nacional de tecnología agropecuaria	MV – Materia verde
IRAM – Instituto Argentino de Normalización y Certificación	N – Newton
Kg – Kilogramo	N/mm ² – Newton por milímetro cuadrado
Kg/cm ² – Kilogramo por centímetro cuadrado	Nm – Newton metro
Kg/h – Kilogramo por hora	Oz – Onza
Kg/ha – Kilogramo por hectárea	q/h – Quintal por hora
Kg/m – Kilogramo por metro	rad/s – Radianes por segundo
Kg/m ² – Kilogramo por metro cuadrado	rpm – Revoluciones por minuto
Kg/m ² – Kilogramo por metro cuadrado	s – Segundo
Kg/m ³ – Kilogramo por metro cúbico	SAE – Sociedad de Ingenieros Automotores
Kgcm – Kilogramo centímetro	Tn/ha – Tonelada por hectárea
Kgf – Kilogramo fuerza	
Kgm – Kilográmetro	
Kgmm – Kilogramo milímetro	
Km/h – Kilometro por hora	
KW – KiloVatios	

Capítulo 1

Contexto agropecuario

1.1. Introducción

La función útil principal de la picadora integral de forrajes es que, al final de la cadena productiva, el productor agropecuario obtenga una mayor rentabilidad basada en buena calidad de carnes y leche. Esto se lleva a cabo mediante la incorporación de forraje fresco como suplemento en la dieta del animal. Se entiende por forrajes a “todos aquellos elementos de origen vegetal, que sirven para la alimentación de los animales” (Jewsbury, 2016, p.3).

Existe una amplia clasificación, pero los forrajes que tienen mayor influencia en la región pampeana Argentina son el maíz forrajero y la alfalfa.

Esta región está conformada por las provincias de Buenos Aires, Entre Ríos, Santa Fe, Córdoba, La Pampa y San Luis. Es una extensa llanura, con ondulaciones, siendo su tierra una de las más fértiles del mundo, y es la más importante del territorio argentino desde el punto de vista económico, ya que por sus características de clima y suelo la transforman en una zona agrícola y ganadera por excelencia. Al ser una llanura sin árboles, en ella crecen especialmente cereales y oleaginosas. La economía agrícola se basa en el cultivo del trigo, maíz, lino, avena, cebada, centeno, girasol y soja; y allí también se desarrolla la actividad ganadera principalmente de bovinos, ovinos y porcinos. En Santa Fe se encuentra una parte muy importante de la llamada cuenca lechera del país, donde se producen aproximadamente unos 2.600 millones de litros de leche al año, la tercera parte de la producción de la Argentina. Dicha actividad se encuentra facilitada por las buenas pasturas que posibilitan la cría de un ganado vacuno de excelente calidad (Ministerio del Interior, Obras Públicas y Vivienda de la Nación Argentina, 2019).

La picadora integral se encarga de proveer forraje fresco al animal sin la necesidad de recurrir al pastoreo directo, ya que este trae aparejadas desventajas en cuanto a menor producción y calidad nutricional del forraje debido a la destrucción de parte de la vegetación y compactación de suelos. Por medio de un corte mecánico se logra almacenar temporalmente el forraje para luego ser distribuido, en cantidades controladas, a las distintas parcelas. También se puede utilizar, aunque de manera menos eficiente, para picar maíz forrajero destinado a ensilar.

1.2. Cultivo de alfalfa

La alfalfa es la principal especie forrajera del país y la base de la producción de carne y leche en la región pampeana. La difusión del cultivo se apoya en sus altos rendimientos de materia seca por hectárea, su excelente calidad forrajera y su gran adaptabilidad a diversas condiciones ambientales tales como suelo, clima, y manejo. Por otro lado, su capacidad para la fijación del nitrógeno atmosférico a través de la simbiosis con *Sinorhizobium meliloti*¹ la convierten también en un importante componente de la sustentabilidad de los sistemas productivos.

Una característica genética de la alfalfa es el reposo invernal por el cual, en respuesta a la disminución de las horas de luz solar y a las bajas temperaturas de otoño-invierno, las

¹ Bacteria presente en leguminosas de los géneros *Medicago*, *Melilotus* y *Trigonella* capaz de fijar nitrógeno atmosférico en las raíces.

plantas reducen su crecimiento. Esos factores ambientales desencadenan un proceso de aclimatación que permite la supervivencia de las plantas hasta tanto se reinstalen las condiciones ambientales apropiadas para volver a crecer y desarrollarse. La teoría fisiológica más aceptada indica que durante este período de aclimatación se produce una acumulación de hidratos de carbono y compuestos nitrogenados en la raíz y la corona que posibilitarán el reinicio del crecimiento en primavera. Existen once categorías de reposos invernales, cuya definición se basa en la altura de rebrote medido a los 25-30 días del último corte de otoño.

En la Argentina, según palabras del Ingeniero Basigalup (2007), la mayor parte de las pasturas de alfalfa se utilizan bajo pastoreo directo. El pastoreo continuo de esta especie, muy difundido en el pasado, ha sido sustituido progresivamente por sistemas rotativos. La alfalfa responde con mayor producción y persistencia cuando se la somete a un sistema de pastoreo rotativo que respeta sus ciclos de crecimiento. En este mismo pastoreo, las plantas individuales de alfalfa se encuentran bajo una defoliación tan frecuente que conduce al debilitamiento general de las mismas, aparejado a una menor producción de forraje y una reducción de su sistema radicular. Debido a esto, se acelera la muerte de la planta ante situaciones adversas como períodos de sequía, ataques de plagas o enfermedades, heladas intensas, etc.

1.2.1. Influencia en la producción de carne bovina

Los sistemas de producción de carne sobre pasturas se destacan por su flexibilidad para adaptarse a distintas contingencias ya sean climáticas, relación de precio del insumo/ producto, demanda, entre otras; sin necesidad de variar sustancialmente sus factores de producción. Por esta razón, la alimentación de tipo pastoril continúa siendo una característica distintiva de los sistemas de producción bovina en la Argentina. En este marco, las pasturas de alfalfa constituyen uno de los principales recursos forrajeros de los planteos pastoriles del engorde de ganado bovino en la región pampeana. Una característica muy ponderada de esta especie es su elevada capacidad de producción de forraje de calidad y fácilmente transformable en producto animal. En estos sistemas de producción es normal que, debido a variaciones en la calidad y/o cantidad de forraje disponible durante el año, se presenten deficiencias nutricionales en los animales, pudiéndose ocasionar restricciones en la ganancia de peso que afecta al sistema de producción, de diversas maneras: alargando la duración del período de engorde, restringiendo la carga animal, y/o limitando la productividad por unidad de superficie. La consecuencia de todo esto es la disminución de la rentabilidad económica de la empresa. La limitante más importante que presenta la alfalfa en la producción de carne es la energía, por lo que la suplementación con granos forrajeros aparece como la alternativa más adecuada para compensar esta deficiencia (Basigalup, 2007).

1.2.2. Influencia en la producción de leche

En Argentina, tal como explica Basigalup (2007), el 65-70% de la producción de leche proviene de vacas que son alimentadas fundamentalmente con pasturas. La alfalfa es la especie de mayor importancia en la mayoría de las cuencas lecheras con una participación variable en la dieta que va desde el 30% en otoño-invierno hasta el 80% en primavera-verano. La adopción de la alfalfa en los sistemas ganaderos y, en particular los lecheros, surge como consecuencia de sus altos rendimientos de materia seca, su elevada calidad

desde el punto de vista de digestibilidad y contenido proteico, su utilización durante todo el año y su bajo costo por kilo de materia seca.

La cantidad de materia seca consumida por una vaca depende de muchas variables, las cuales podrían dividirse en dos grandes grupos:

- a. Características de los animales (peso, edad, nivel de producción, etc.).
- b. Características del alimento (valor nutritivo).

Ambos grupos de variables están presentes tanto en condiciones de estabulación² como de pastoreo. En esta última, los animales deben cosechar ellos mismos el forraje, lo que provoca cambios en su comportamiento al incrementarse sus necesidades de mantenimiento por un aumento de la actividad voluntaria. De esta manera, se incorporan otros factores que pueden afectar el consumo, tales como:

- I. Estructura de la pastura (altura, densidad, etc.).
- II. Condiciones ambientales (si bien afectan también a los animales estabulados, son más críticas para las vacas en pastoreo).
- III. Modo de conducción del pastoreo (nivel de asignación de pastura, sistema de pastoreo, suplementación, etc.).

Esto significa que, a través del pastoreo directo, existen mayor cantidad de variables para lograr una producción de leche óptima.

1.2.3. Influencia en la producción de carne porcina

“La pastura de alfalfa, en su etapa vegetativa, puede ser utilizada exitosamente en la alimentación de cachorros en recría³ y terminación⁴ como un suplemento de la ración completa” (García, 2013).

Desde el punto de vista económico, en palabras del Ingeniero Faner (2005):

La pastura constituye un importante aporte nutricional en momentos que el precio de los alimentos balanceados representa un alto porcentaje del costo total de producción. Conociendo los requerimientos nutricionales, la forma de pastoreo, la selectividad, el manejo de la pastura y cargas, además de elegir el mejor cultivar para cada zona en particular, se puede garantizar el éxito en la producción de carne porcina a campo, a un costo inferior respecto a los sistemas confinados clásicos. A partir de esto, se logra un ahorro de entre el 10% y el 13% del alimento balanceado.

Por consiguiente, desde el punto de vista de la producción, “las reses presentan un menor contenido de grasa, siendo más magro, y la ganancia diaria es levemente menor para animales en pastoreo cuando se los compara con los de confinamiento” (Faner, 2005).

² Mantener los animales dentro de un establecimiento, ya sea confinados en compartimientos o en jaulas.

³ Período en animales jóvenes en los cuales se prioriza el desarrollo óseo y muscular por sobre el engrasamiento a través de una restricción alimentaria.

⁴ Período en donde se busca que el animal deposite tejido graso, adoptando la conformación ideal para su faena.

1.3. Cultivo de maíz forrajero

El maíz es un cultivo indispensable en la nutrición animal, se lo emplea para bovinos de carne o leche, porcinos, aves, etc. Se trata de un forraje esencialmente energético, ya que su tenor proteico es bajo y poco variable, y su calidad nutritiva depende del contenido de grano y de la calidad del resto de la planta. Es un cultivo de producción anual, es decir que, una vez cortado, no vuelve a crecer. Para poder contar con el forraje durante todo el año se realiza el ensilado. Los investigadores del INTA Ferrari y Alarcón definen este proceso como el “método de conservación de granos o forrajes verdes, picados con alto contenido de humedad, que mediante la acción de microbios y en ausencia de oxígeno producen ácidos que ayudan a la conservación del forraje impidiendo la putrefacción” (s.f.).

Según afirma Besana (2016):

Así como la siembra directa produjo un cambio que potenció la agricultura argentina, la tecnología que revolucionó la producción de carne y leche en nuestro país es el silaje de maíz. En las últimas décadas, Argentina sufrió una evolución de la superficie destinadas a silaje de maíz y sorgo en busca de una mayor eficiencia productiva de carne y leche. En los '90, el 80% del escaso silaje de maíz que se producía era destinado a la producción de leche, siendo poco significativo el destino de estos forrajes a la producción de carne. En la última década se ha originado anualmente un marcado incremento de la superficie picada para leche, pero acompañado de un fuerte aumento de las hectáreas destinadas a la producción de carne (feedlot⁵); lo que indica una evolución hacia sistemas más intensivos de producción. Es importante destacar que, este forraje conservado, ha incrementado su participación en la dieta de un 15 a un 40% y su tiempo de uso pasó de 4 a 6 meses, para cubrir baches de producción estacional de forrajes, a todo el año.

Afirman fuentes del INTA (s.f.):

En la campaña 93/94, se ensilaron unas 80 mil hectáreas de maíz y sorgo de las cuales el 90% era picado grueso. Veinte años después, en la campaña 12/13, se destinaron a silaje más de 1,5 millones de hectáreas con un record en la campaña 11/12 de 1,6 millones de hectáreas.

1.4. Historia del picado de los forrajes

A principios de la década del '70, aparecieron las primeras picadoras a mayales que se encargaban de realizar un picado grueso, sus fracciones eran mayores a 10 cm. Más tarde, en la década del '80, por medio de un sistema de doble picado, incorporado a los mayales, se pasó del picado grueso al fino, observándose en este último fracciones menores a 10 cm. En la actualidad, se utilizan picadoras de cilindro que cortan de manera perpendicular al eje de rotación, obteniendo picado fino de precisión de hasta 1 cm.

El tamaño ideal del corte de maíz destinado a ensilaje varía entre 1,2 y 1,5 cm, pero encontrándose en la mezcla de un 7 a 12% de partículas con un tamaño mayor a 2,5 cm para cumplir la función de fibra efectiva, y así ayudar a mantener la salud ruminal en caso de ser la única fuente de fibra. No debe haber partículas de más de 8 cm para evitar la

⁵ Sistema intensivo de producción de carne que permite lograr un engorde acelerado en los animales vacunos.

selección negativa de las mismas en el comedero. Este parámetro además tiene fuerte influencia en el grado de compactación y expulsión de oxígeno que se logre dentro de la bolsa o puente⁶ definiendo el tipo de fermentación del material ensilado. Otra característica sobresaliente para asegurar un buen ensilaje es el picado homogéneo de la planta (INTA, s.f.).

⁶ Métodos de ensilaje.

Capítulo 2

Características constructivas y de funcionamiento de la picadora integral

2.1. Introducción

La picadora integral de forrajes es una máquina agrícola de arrastre, de construcción muy simple estando generalmente semisuspendidas sobre dos ruedas. Son máquinas polivalentes ya que, además de usarse para cortar y cargar forrajes verdes, pueden utilizarse para el corte y la disposición del forraje en hileras para su henificación, la destrucción de rastrojos, e incluso para la distribución de estiércol. En el corte, más que un picado realiza una laceración lo que no es recomendado para ensilar. Además, en terrenos secos y polvorientos se produce una fuerte aspiración de impurezas que puede provocar fermentaciones inadecuadas y producir el rechazo del forraje por los animales. El tamaño de cada fracción de forraje lacerado supera los 10 cm, calificando la acción del picado como grueso. Desde el punto de vista nutritivo, el maíz destinado a ensilar necesita ser picado más fino, lo que no quita que pequeños productores utilicen esta tecnología para, por lo menos, cortar este forraje.

Con respecto al manejo de la alfalfa, es provechoso su uso ya que se evita el pastoreo directo y el trastorno, comentado en el capítulo anterior, que genera sacar al ganado de sus parcelas para que puedan alimentarse.

Diversas empresas han fabricado la picadora en los años 70-80 aproximadamente, como Mainero, Paer, Richiger, entre otras.

Para conocer la máquina en cuestión, en la Figura 1 se muestra la picadora Mainero UF150 y en la Figura 2 la picadora Paer.



Figura 1 - Perspectivas de la picadora integral de forrajes Mainero. Modelo: UF150X. Año de fabricación: 1980. Potencia requerida: 65 HP. Ancho de corte: 1,5 m. Capacidad de almacenaje: 12 m³. Con descarga lateral (Concesionaria El Chaparral, s.f.).



Figura 2 - Picadora integral Paer. Modelo: Ideal. Año de fabricación: anterior a 1990. Ancho de corte: 1,5 m. [Fotografía de Cristian Malasisi] (Inrville. 2018).

2.2. Construcción

Se diferencian dos etapas, una llevada a cabo por el sistema de corte y la otra por el sistema de descarga. Cada una es funcionalmente independiente de la otra.

Brevemente, se comentan ambos sistemas tomando como referencia la picadora Mainero UF150X, y la Paer Ideal. Las imágenes expuestas hasta el final del capítulo fueron tomadas por el autor del proyecto final en el establecimiento perteneciente a su familia, ubicado en la localidad de Inrville al sudeste de la provincia de Córdoba.

2.2.1. Sistema de corte

Consta de un rotor horizontal provisto de herramientas de corte en forma de paletas afiladas, montadas de manera articulada. Este rotor, que gira en sentido inverso al avance de la máquina, es accionado desde la toma de potencia del tractor.

Las herramientas cortan y desgarran el forraje, y crean una corriente de aire que lo eleva y lanza por un conducto de chapa que termina en un estrechamiento, el cual, dotado de un deflector orientable permite dirigir el forraje para llenar la totalidad del depósito. El ángulo de inclinación del conducto tiene influencia en el efecto de ventilación producido por las herramientas, pudiendo variar de 10° a 40° . En la Figura 3, se diferencian las herramientas de corte entre las picadoras Mainero y Paer.

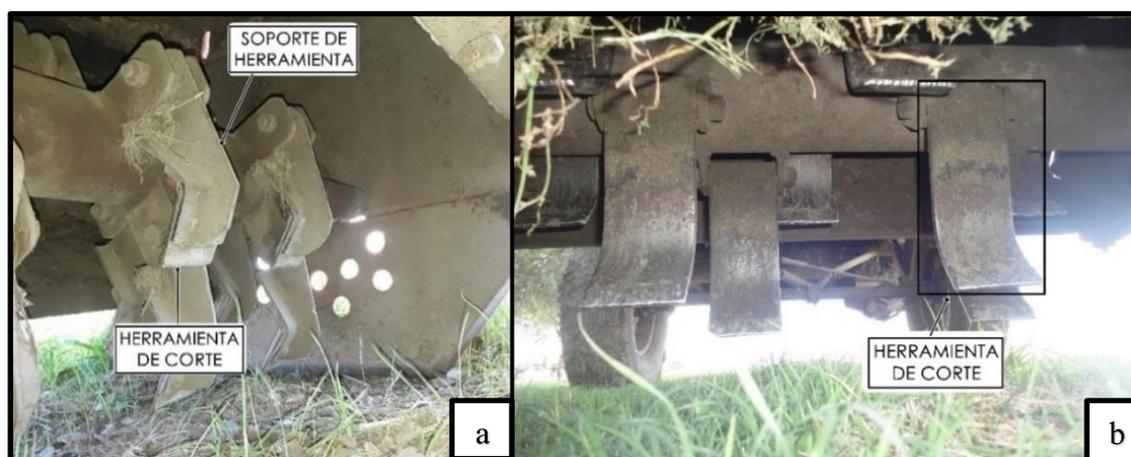


Figura 3 - Herramientas de corte.

Tal como se observa en la Figura 3, a) Picadora Paer: la herramienta es sustentada por un soporte que le brinda inercia y se encuentra articulado con respecto al rotor; b) Picadora Mainero: la herramienta es la que se encuentra articulada con respecto al rotor.

El sistema permite regular la altura de corte variando la posición de las herramientas con respecto al suelo. También, actuando sobre la velocidad de avance y la velocidad de rotación de la toma de potencia del tractor se modifica el tamaño de las fracciones de forraje. La regulación de la altura de corte se realiza mediante un mecanismo manual o a través de un cilindro hidráulico, comandado por la central del tractor.

En la Figura 4, se muestra la cadena cinemática que utiliza la picadora Paer para accionar este sistema.

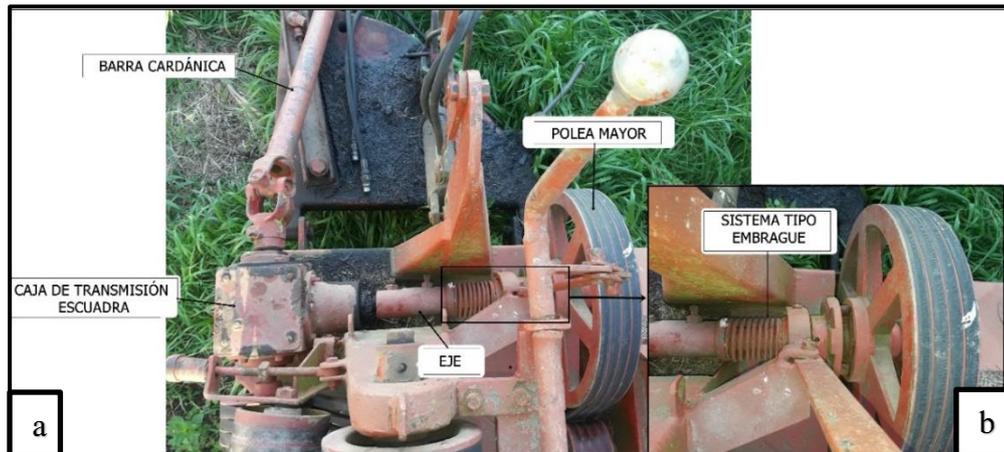


Figura 4 - Accionamiento del sistema de corte en la picadora Paer.

Para el accionamiento de este sistema, a) el tractor, a través de la toma de potencia, trasmite el movimiento a la picadora por medio de la barra cardánica. Luego, una caja de transmisión lo recepta, y le cambia la dirección a 90° para que un eje haga de intermediario con la polea mayor. Por último, unas correas conectan de manera flexible la polea mayor con la menor, estando esta solidaria al rotor. Desde el tractor hasta la polea mayor, se tiene una velocidad angular de 540 rpm, y por la relación de transmisión de las poleas aumenta a 1500 rpm. A su vez, b) el sistema de embrague permite el traspaso de mando del sistema de corte al de descarga. Mainero realiza este desacople directamente desde la caja de transmisión. El empleo de este sistema culmina cuando el forraje, ya picado, queda estanco en el depósito. Para ello, antes debe pasar por el conducto que se detalla en la Figura 5.



Figura 5 - Diseño utilizado para conducir el forraje hacia el depósito en picadora Paer (similar al utilizado por Mainero).

Este diseño está formado por: a) conducto por el cual la corriente de aire eleva el forraje picado; y por b) conjunto que permite orientar el forraje dentro del depósito. El deflector puede girar con respecto a un eje a través de un sistema de palancas controlados por el operario desde la parte delantera de la máquina. Por detrás del depósito se ubica una chapa que no permite que el forraje se pierda.

2.2.2. Sistema de descarga

La descarga del forraje se realiza mediante tres subsistemas comandados por la toma de potencia del tractor. Como se explicó anteriormente, la barra cardánica llega hasta la caja de transmisión, y cuando no está acoplado el sistema de corte, el movimiento se trasmite de manera colineal y no perpendicular. Desde allí, actúan un conjunto de mecanismos para brindarle movimiento a estos tres subsistemas. Tomando como referencia la picadora Paer, desde la caja de transmisión hasta el primer subsistema, la cadena cinemática está comprendida por los elementos que se observan en la Figura 6.

En dicha figura, desde la entrada del movimiento hasta el final, se observa lo siguiente:
 a) El movimiento colineal de la caja de transmisión deriva en un juego de poleas del mismo tamaño. b) El eje de mando, que se puede acoplar y desacoplar, recorre longitudinalmente la máquina. c) Otra caja de transmisión deriva el movimiento a 90° y se disminuye la velocidad angular por medio de una doble reducción.

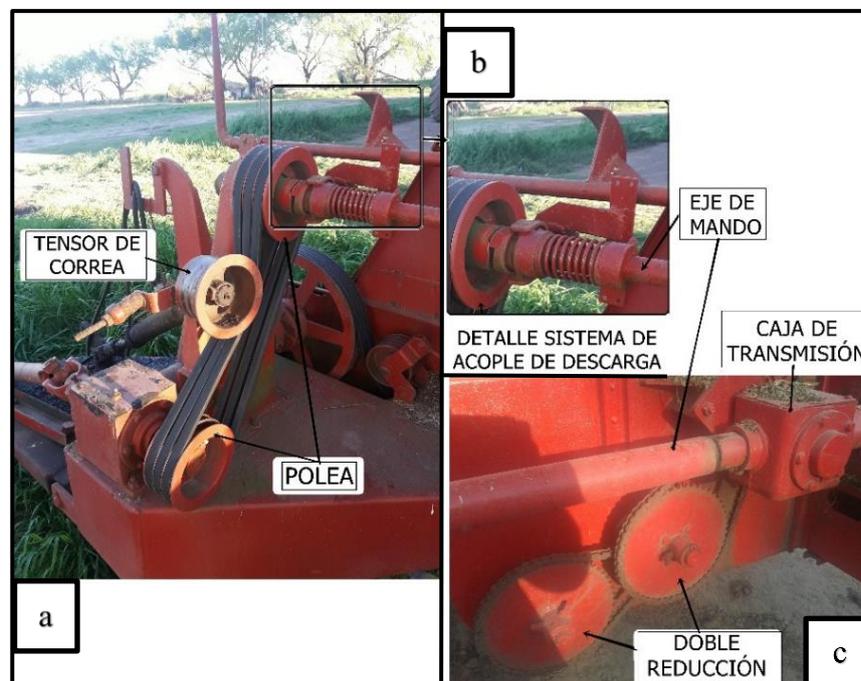


Figura 6 - Cadena cinemática para el accionamiento del primer subsistema de descarga de la picadora Paer.

La función del primer subsistema es desplazar el forraje hacia la parte posterior del depósito mediante zarandas. Por su parte, Mainero cuenta con un sistema acarreador en donde dos cadenas paralelas, dotadas de caños que las cruzan transversalmente, son las encargadas de transportar el forraje picado. A través de varias reducciones se logra adecuar la velocidad para que el acarreador se mueva lentamente.

La Figura 7 muestra el mecanismo de reducciones, en donde: a) Lateral izquierdo de la máquina muestra una doble reducción. b) Lateral derecho de la máquina muestra que, a la salida de la caja de transmisión, se encuentra una reducción simple.



Figura 7 - Sistema de reducción de velocidad del primer subsistema de descarga en la picadora Mainero.

El segundo subsistema está conformado por dos rolos que proyectan el forraje, acercado previamente por las zarandas o acarreador, hacia el tercer subsistema. Además, estos bloquean el paso del mismo, y variando su velocidad angular se establece el caudal que circula por ellos. En ambas picadoras, el segundo subsistema respeta el mismo mecanismo con algunas diferencias en el diseño de los rolos. La transmisión se realiza a través de dos cadenas, una de ellas uniendo la caja de transmisión con el primer rolo, y la otra el primero con el segundo. La Figura 8 muestra detalles de este subsistema en la picadora Paer.



Figura 8 - Segundo subsistema de descarga de la picadora Paer.

Este segundo subsistema está formado por: a) Dos rolos de descarga ubicados en el interior del depósito. b) Cadenas de transmisión para ambos rolos.

Por último, dos cintas transportadoras dispuestas transversalmente a la máquina culminan el proceso de descarga, siendo estas el tercer subconjunto. La primera cinta recibe el forraje proveniente de los rolos y lo dirige hacia la segunda, que tiene la particularidad de poder aumentar o disminuir su pendiente con respecto al suelo y así variar la altura y el alcance del forraje eyectado. Ambas picadoras comparten el uso de cintas transportadoras;

y también la manera de cambiar la pendiente de la segunda, siendo ésta manual. Detalles de este subsistema se aprecian en la Figura 9.



Figura 9 - Tercer subsistema de descarga en la picadora Paer. Desde la caja de transmisión, se acciona la primera cinta y desde allí la segunda.

2.2.3. Otras características

Cuenta con un chasis fabricado en perfilería tipo U en donde se monta el depósito de forraje con la totalidad del sistema de descarga. Su prolongación soporta al sistema de corte. Además, el depósito está forrado con chapas lisas reforzadas desde el lado exterior.

2.3. Alternativas presentes en el mercado actual

En el mercado existe gran variedad de modelos con la misma función, picar forraje, pero la forma de hacerlo incide directamente en la calidad obtenida y en el costo del producto. Si el productor desea adquirir un equipo para cortar maíz forrajero con objetivos de ensilar, es necesario que pueda lograr la máxima eficiencia y calidad. Una picadora apta para dicha tarea es aquella que realiza un picado fino de precisión, como por ejemplo de la marca CLAAS modelo Jaguar 960, Figura 10.



Figura 10 - Picadora CLAAS modelo Jaguar 960 (CLAAS, s.f.).

Las marcas multinacionales predominan en el segmento de picadoras autopropulsadas de este tipo, con marcas de la talla de Claas (línea Jaguar), John Deere (serie 8000), New Holland (serie FR), Gomselmash (serie FS), y Marani (serie Cobra). Las máquinas que se pueden adquirir en Argentina están, actualmente, al mismo nivel de tecnología que se maneja en el orden internacional, lo que permite hacer silajes de máxima calidad desde el punto de vista de la mecanización, siendo los contratistas forrajeros los clientes habituales. Más de la mitad de las picadoras autopropulsadas vendidas corresponde a unidades con potencia mayor a 500 HP (Freites y Sargiotto, 2015).

Una alternativa a las picadoras autopropulsadas son las de arrastre, estas poseen una tecnología muy inferior y realizan un picado grueso de mala calidad en comparación con las antes mencionadas. Este tipo de equipos, dependiendo del fabricante, tienen un sistema de corte similar a la picadora integral pero no poseen el depósito con el sistema de descarga; sino que el forraje picado se lanza a un acoplado. El modelo U-150-B de Mainero se expone en la Figura 11, tiene el sistema de corte de la picadora integral y es utilizado para la cosecha y carga de forrajes de gran rendimiento como maíz, sorgo, etc., y de menor volumen como alfalfa, pasturas, moha, etc. (Mainero, 2014).



Figura 11 - Cosechadora picadora de forraje Mainero. Modelo: U-150-B. Ancho de corte: 1,5 m. Potencia requerida: 40 HP (Mainero, 2014).

Capítulo 3

Objetivos, alcance y cálculos del proyecto

3.1. Objetivos

Se plantea lograr una modernización de la picadora integral de forrajes a través de la utilización de nuevos insumos estándares que se encuentran en el mercado, aplicando nuevas tecnologías de fabricación, equipándola con un complejo, pero útil, sistema hidráulico, agregándole ingeniería a sus piezas y nuevos diseños. Las mejoras que se proponen surgen del análisis de las picadoras ya mencionadas, haciendo hincapié no solamente en las fallas que tienen sino también en las oportunidades de mejoras que surgen de:

- Nuevas tecnologías.
- Nuevos materiales.
- Comodidad del operario.
- Disminución de pérdidas de potencia.
- Robustez.
- Mantenimiento.

Si se agrupan por sistemas o conjuntos, se tienen las siguientes:

A. Sistema de corte:

1. Implementación de correas tipo europeas o estrechas: son correas métricas con capacidad de transmisión de potencia ligeramente mayor a las correas clásicas. Están diseñadas para funcionar en el mismo canal de polea que las correas clásicas.
2. Utilización de manguitos de fijación autocentrantes: se logra rapidez en el montaje sin la necesidad de que el eje y el cubo tengan demasiada precisión, y sin debilitar al eje con chaveteros.
3. Regulación de la altura de corte por medios hidráulicos: mejora la comodidad del operario haciendo más agradable el uso de la máquina.
4. Utilización de rodamientos de fácil montaje en el rotor de corte: por su peso e incomodidad de manipulación, al tener las herramientas de corte suspendidas, estos rodamientos agilizan el mantenimiento.
5. Mecanismo de traspaso entre el sistema de corte y el de descarga por medio de actuadores eléctricos: de esta manera el operario puede accionar cualquier sistema o, inclusive, los dos juntos desde el tractor.

B. Sistema de descarga:

1. Transmisión a través de motores hidráulicos colocados en serie: se logra mayor rendimiento. Si bien esto incrementa el costo del equipo, se realiza a modo de involucrar nuevos diseños en la máquina.
2. Nuevo diseño de aletas perteneciente a los rolos: se logra facilidad en el montaje y mejoras en el proceso de soldadura, aprovechando la tecnología de corte en pantógrafo CNC.

3. Regulación de altura de descarga por medios hidráulicos: brinda comodidad al operario.
 4. Implementación de guarderas en las cintas transportadoras: a los laterales de las cintas, estas guarderas de caucho impiden que el forraje caiga al piso.
 5. Sistema centralizado de lubricación de cadenas: hace que una tarea de mantenimiento tan delicada no corra por cuenta del operario, y así se disminuyen las posibilidades de fallo.
- C. Depósito de forrajes:
1. Nuevo diseño de la estructura que soporta el sistema de descarga: por medio de una estructura de perfilera soldada, se soportan todos los elementos pertenecientes al sistema de descarga. También, se fijan las chapas laterales logrando mayor rigidez.
 2. Nuevo diseño del piso del depósito: fabricado con caños estructurales cuadrados y rectangulares para lograr una mejora en el montaje sobre el nuevo diseño de la estructura mencionada anteriormente.
 3. Utilización de chapas tipo trapezoidal para forrar el depósito: al tener mayor momento de inercia que la chapa lisa, se logra reducir el espesor.
 4. Utilización de grilon (poliamida 6) como elemento de fricción: el coeficiente de rozamiento del grilon es menor que el del acero.

3.2. Alcance

La picadora integral de forrajes está destinada a productores chicos y medianos que priorizan el costo del equipo por sobre la calidad de la pastura picada. Estos suelen utilizar el forraje, generalmente alfalfa, como complemento del alimento balanceado en animales criados en estabulación.

Existe una amplia clasificación de forrajes, pero de aquí en más se hablará solamente de aquellos que tienen mayor influencia en la región pampeana Argentina, tales como el maíz forrajero y la alfalfa. La selección de éstos se debe a:

- La alfalfa, por ser la más importante desde el punto de vista nutricional, por su rendimiento y adaptabilidad a los climas.
- El maíz forrajero, por su mayor producción de materia seca y verde que genera una sollicitación mecánica superior en la picadora integral.

Es decir que, mecánicamente, la picadora se verá sometida a esfuerzos mayores cuando se trabaje con maíz forrajero. Por más ineficiente que resulte el picado de maíz, no quita que se pueda realizar y la máquina debe responder con fiabilidad ante esto.

El sistema hidráulico que se propone eleva los costos y el pequeño productor podría no estar dispuesto a pagarlo; sin embargo, resulta interesante su desarrollo.

Utilizando componentes normalizados (rodamientos, manguitos de fijación, etc.) se facilita el recambio y el productor dispondrá de una gama de marcas comerciales que se ajustarán a sus requerimientos.

3.3. Cálculos

Los elementos de máquina calculados en este proyecto se enumeran a continuación:

1. Herramienta de corte: apartado 4.7.
2. Tornillo de sujeción de la herramienta de corte: apartado 4.8.
3. Buje de desgaste de la herramienta de corte: apartado 4.9.
4. Orejas de sujeción de la herramienta de corte: apartado 4.10.
5. Correas de transmisión del sistema de corte: apartado 4.11.
6. Rotor del sistema de corte: apartado 4.12.
7. Rodamientos del rotor del sistema de corte: apartado 4.13.
8. Eje de entrada de potencia del sistema de corte: apartado 4.14.
9. Rodamientos del eje de entrada de potencia del sistema de corte: apartado 4.15.
10. Manguitos de fijación autocentrantes de las poleas del sistema de corte: apartado 4.16.
11. Caja de transmisión escuadra del sistema de corte: apartado 4.17.
12. Eje conductor del acarreador del sistema de descarga: apartado 5.2.4.
13. Rodamientos del eje conductor del acarreador del sistema de descarga: apartado 5.2.5.
14. Eje conducido del acarreador del sistema de descarga: apartado 5.2.6.
15. Buje del eje conducido del acarreador del sistema de descarga: apartado 5.2.8.
16. Manguitos de fijación autocentrantes de las ruedas dentadas del acarreador del sistema de descarga: apartado 5.2.9.
17. Cadena transportadora del acarreador del sistema de descarga: apartado 5.2.10.
18. Cadena de transmisión de los rolos del sistema de descarga: apartado 5.3.5.
19. Rolos del sistema de descarga: apartado 5.3.6.
20. Rodamientos de los rolos del sistema de descarga: apartado 5.3.7.
21. Chaveta de las ruedas dentadas de los rolos del sistema de descarga: apartado 5.3.8.
22. Tornillos de sujeción de los rolos del sistema de descarga: apartado 5.3.9.
23. Primera cinta transportadora del sistema de descarga: apartado 5.4.3.
24. Segunda cinta transportadora del sistema de descarga: apartado 5.4.4.
25. Cadena de transmisión de las cintas transportadoras del sistema de descarga: apartado 5.4.6.
26. Chapa del piso del depósito: apartado 6.2.
27. Estructura del piso del depósito: apartado 6.3.
28. Estructura de soporte del sistema de descarga: apartado 6.4.
29. Placas laterales del depósito: apartado 6.5.
30. Chasis de la picadora integral: apartado 6.6.

Capítulo 4

Sistema de corte

4.1. Introducción

Se realiza un análisis que comprende, desde la teoría del corte, condiciones de operación, diseño y dimensionamiento de las mismas.

Anteriormente, se indicó que los forrajes de alfalfa y maíz se utilizarán para guiar el proyecto por su importancia en la región pampeana Argentina. De aquí surge la necesidad de definir las densidades de ambas plantas:

- Densidad de la alfalfa con 20 % de materia seca, $\delta_a = 250 \text{ Kg/m}^3$
- Densidad del maíz forrajero con 30 % de materia seca, $\delta_m = 287 \text{ Kg/m}^3$

Cabe destacar que, el bajo contenido de materia seca hace que el forraje se denomine fresco.

A lo largo del capítulo, se compararán los efectos generados por picar alfalfa o maíz forrajero para respaldar las decisiones tomadas.

4.2. Teoría del corte

La picadora integral pertenece al grupo de cosechadoras que se denominan *flail type choppers*, en donde *flail* se puede traducir como azotar o golpear, y *choppers* hace referencia a cuchilla o utensilio para picar. Básicamente, esto indica que, un rotor dispuesto de manera horizontal dotado de herramientas de corte, golpea el forraje para realizar el picado.

Esta herramienta no es más que una hoja metálica que se mueve sin restricciones en el sentido de giro, es decir, no está fija sino que puede pivotear con respecto a un centro O' . Por lo tanto, una vez que impactó sobre el forraje pierde parte de la energía cinética rotacional que le brinda la velocidad angular del conjunto con centro en O . Como la energía no se crea ni se destruye, se la utiliza para generar el corte en la planta, y en el resto de la trayectoria circular se la recupera para volver a perderla en el próximo corte. La energía utilizada para efectuar el corte es la que brinda la inercia que posee la hoja metálica al girar a una determinada velocidad angular. Todo esto, se puede observar en la Figura 12.

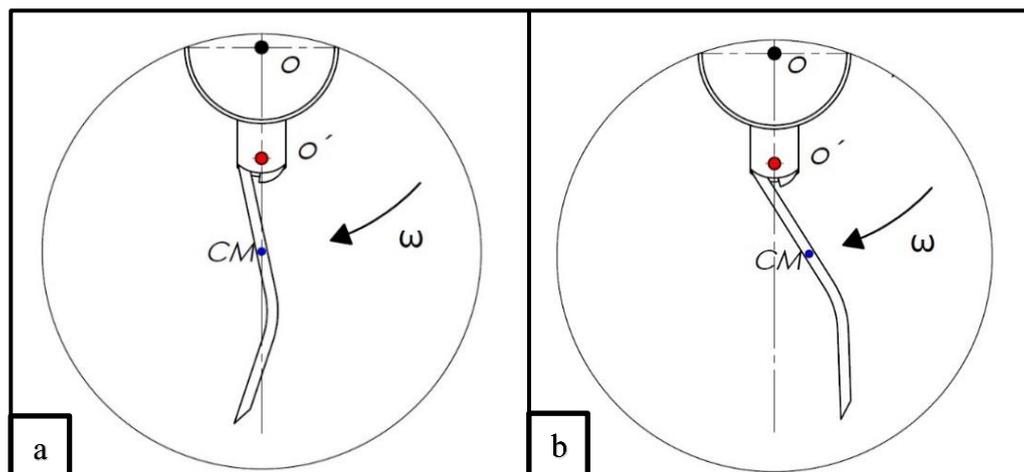


Figura 12 - Esquema teórico del funcionamiento de la herramienta de corte. CM: centro de masa de la herramienta. O: eje de giro del rotor de corte. O': eje de pivoteo de la herramienta.

Es relevante destacar que, dicha figura contiene: a) antes del impacto con el forraje, la herramienta posee una energía cinética rotacional máxima; b) después del impacto, la energía disminuye impulsando a la herramienta en sentido contrario al giro. El desplazamiento depende de la diferencia de energía que existe antes y después del impacto.

4.3. Velocidad angular y tangencial óptima

La velocidad angular del sistema es uno de los parámetros que tienen influencia en el corte del forraje y debe asegurar que el mismo llegue al depósito atravesando el conducto.

En la Figura 13, extraída de una bibliografía cuyo autor es Kanafosky (no se dispone de más datos sobre esta bibliografía), es posible obtener la velocidad angular que necesita el sistema en función de la altura y distancia a la que se debe lanzar el forraje. En base a las picadoras nombradas en capítulos anteriores, se estima que la distancia de eyección es alrededor de 4 m y la altura de 3,5 m. La velocidad angular resultante es 1500 rpm.

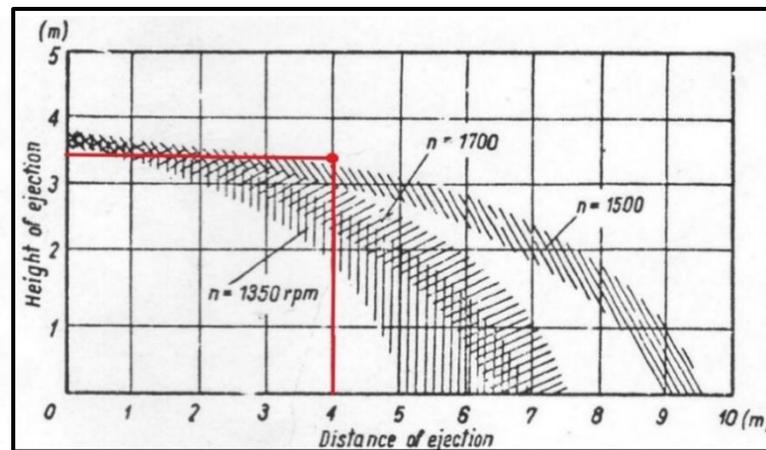


Figura 13 - Distancia de eyección en metros (distance of ejection) [m] VS Altura de eyección en metros [m] (height of ejection). Regiones denotadas como n indican la velocidad angular en revoluciones por minuto [rpm] (Kanafosky).

Por otra parte, la velocidad tangencial adecuada de la herramienta de corte varía entre 31 m/s y 47 m/s⁷, siendo la menor para el picado de plantas con tallos gruesos (maíz, girasol, etc.) y la mayor para tallos finos (alfalfa). Se toma como referencia 47 m/s debido a que, en esta máquina, la alfalfa es el forraje ideal para picar.

Dicho esto, la Tabla 1 muestra los valores seleccionados.

Tabla 1
Valores de velocidad angular y tangencial del rotor de corte.

Velocidad angular	$n_c = 1500 \text{ rpm}$	$\omega_c = 157 \text{ rad/s}^1$
Velocidad tangencial	$v_{tc} = 47 \text{ m/s}$	

¹ Equivalencia de n_c .

⁷ Extraído de Kanafosky.

4.4. Potencia

Investigaciones alemanas mencionadas por Kanafosky, han demostrado que el valor de la potencia consumida depende principalmente del caudal de forraje que sale por el conducto de la máquina y no de propiedades mecánicas de los tallos, como ser, resistencia a la flexión o estructura interna.

Un ensayo comparativo de cultivares de alfalfa a cargo del Área de investigación agropecuaria EEA INTA (Gral. Villegas) tuvo como objetivo evaluar la producción anual y cobertura entre distintas marcas comerciales de alfalfa en el período 2012-2013 en campos experimentales ubicados en Drabble, provincia de Buenos Aires, en un suelo de características franco arenoso. La Tabla 2, extraída de dicho ensayo, indica que la mayor producción de materia seca se obtuvo en el tercer corte de los cultivares WL 818 y MAGNA 860, siendo esta de 4,8 toneladas por hectáreas.

Tabla 2
Producción de materia seca de alfalfa en el período 2012-2013.

	1° corte	2° corte	3° corte	4° corte	5° corte	6° corte	7° corte	8° corte	Anual (t MS ha ⁻¹)	Cobertura (%)
CULTIVAR	03/09	24/10	04/12	26/12	22/01	25/02	05/04	07/05		
WL 1058	1,7	3,1	4,5	2,9	2,9	1,9	2,1	1,6	20,7 A	83,1 a
WL 818	1,2	3,3	4,8	2,7	2,9	1,9	2,2	1,6	20,7 A	83,2 a
CW 830	1,4	2,9	4,4	2,6	3,1	1,7	1,9	1,6	19,6 A	81,7 a
WL 903	1,6	3,1	4,3	2,6	2,6	1,7	1,9	1,6	19,6 A	81,0 a
Panalfa 90	1,5	3,6	4,5	2,6	2,6	1,5	1,8	1,5	19,6 A	79,2 a
Verdor	1,2	3,2	4,5	2,6	2,7	1,6	1,9	1,7	19,5 A	79,0 a
LPS 8500	1,2	3,2	4,2	2,6	2,6	1,7	1,9	1,5	19,0 A	86,7 a
Magna 868	1,2	3,1	4,5	2,8	2,7	1,6	1,8	1,4	19,0 A	76,3 a
Magna 860	1,3	3,0	4,8	2,6	2,4	1,8	1,7	1,4	19,0 A	85,2 a
G 909	1,5	2,7	4,1	2,3	2,7	1,8	2,1	1,7	18,9 A	87,3 a
CW 194	1,5	2,8	3,9	2,5	2,7	1,8	1,8	1,8	18,8 A	82,5 a
Ruano	1,2	2,9	4,6	2,7	2,7	1,3	1,7	1,6	18,6 A	83,5 a
Baralfa 9242	1,4	2,7	3,9	2,5	2,6	1,6	1,7	1,6	18,0 B	85,0 a
DK 192	1,0	3,0	3,8	2,4	2,7	1,6	1,8	1,5	17,8 B	81,6 a
Milonga II	1,4	2,9	3,9	2,4	2,3	1,5	1,8	1,5	17,5 B	78,6 a
Bacana	1,2	2,6	4,0	2,6	2,5	1,5	1,6	1,5	17,5 B	84,1 a

(Área de investigación agropecuaria EEA INTA Gral. Villegas, 2013).

Para conocer el caudal máximo que se puede picar, de acuerdo con el ensayo utilizado como referencia, se necesitan los datos expuestos en la Tabla 3.

Tabla 3
Datos para la obtención del caudal máximo picado en alfalfa.

Producción de MS (Pms _a)	4,8 Tn/ha	4800 Kg/ha ¹	0,48 Kg/m ² ¹
Velocidad de avance del tractor (v _{ca})	8 Km/h	8000 m/h ²	2,22 m/s ²
Ancho de corte (Lc)	1,6 m		

¹ Equivalencia de 4,8 Tn/ha.

² Equivalencia de 8 Km/h.

El área de forraje picada en una hora es:
 $A_{ca} = v_{ca} \times Lc = 8000 \text{ m/h} \times 1,6 \text{ m}$
 $A_{ca} = 12800 \text{ m}^2/\text{h}$

La cantidad de materia seca picada por hora es:
 $m_{sa} = A_{ca} \times P_{msa} = 12800 \text{ m}^2/\text{h} \times 0,48 \text{ Kg/m}^2$
 $m_{sa} = 6144 \text{ Kg/h} = 61,44 \text{ q/h}$

Por medio de la Figura 14, se obtiene la potencia necesaria para picar esa cantidad de alfalfa, ingresando con m_{sa} y el porcentaje de humedad correspondiente a la región 2 (45-60%), con el cual comúnmente se corta.

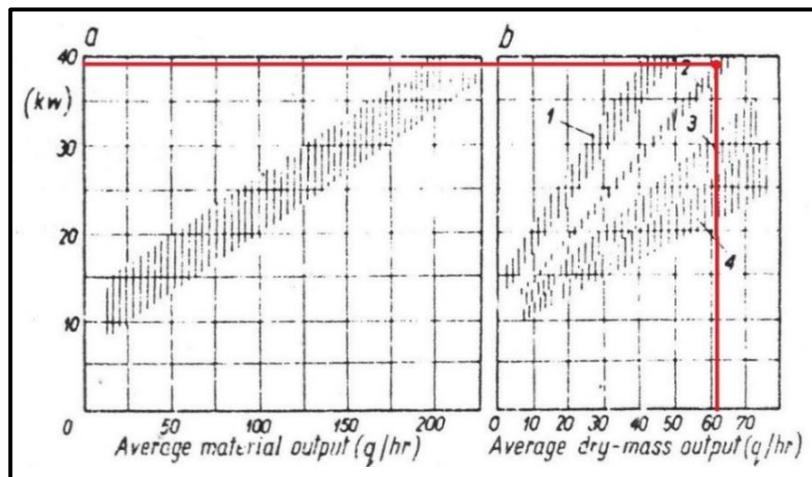


Figura 14 - Producción media de materia seca de alfalfa en quintales por hora [q/h] (Average dry-mass output) VS Potencia en kilowatt [KW]. Regiones: 1 - 45-50 % de humedad; 2 - 45-60 % de humedad; 3 - 67-69 % de humedad; 4 - 80-84 % de humedad (Kanafosky).

La potencia resultante es:
 $P_{ca} = 39 \text{ KW}$

A diferencia de lo expuesto sobre la alfalfa, las condiciones para picar maíz son más hostiles al presentar mayor producción por hectárea, debido a esto la velocidad de avance del tractor se debe disminuir o la potencia necesaria para el picado aumentará en demasía.

En la Tabla 4, se describen distintos tamaños de picado en función del contenido de humedad de la planta entera.

Tabla 4
 Tamaño de picado del maíz forrajero en función de su humedad.

Contenido de humedad de la planta entera	Tamaño de picado
70-75% (grano lechoso-pastoso)	Mayor a 50 mm (picado simple)
65-70% (grano pastoso)	30 a 40 mm (doble picado)
Menos del 65% (grano semiduro)	20 a 25 mm (doble picado)
Más del 75% (grano lechoso)	8 a 12 mm (picado fino o ultra picado)

(Estación experimental agropecuaria INTA Bordenave, s. f.)

La picadora integral se ubica dentro de la categoría de tamaño mayor a 50 mm, por ende, se recomienda que la humedad de la planta esté entre el 70-75%.

A fin de evaluar la producción de materia seca y verde en distintos híbridos comerciales de maíz forrajero, semejante a lo expuesto en la Tabla 2, el área de investigación agropecuaria EEA INTA (Gral. Villegas) a través de ensayos obtuvo los resultados observados en la Tabla 5, en donde la producción máxima se logró con el semillero KM 4020 GL Stack dando 18933 Kg/ha de materia seca (MS) y 53333 Kg/ha de materia verde (MV).

Tabla 5
Producción de MS y MV de maíz forrajero en el período 2012-2013.

Híbrido	Semillero	MS (kg/ha)	MV (kg/ha)	Proporción de MS (%)	Proporción de grano en MS (%)	Densidad (plantas/ha)
KM 4020 GL Stack	KWS	18.933	53.333	35,5	62	65.000
P 1833 VYHR	Pioneer	18.664	49.770	37,5	60	70.500
KM 4500 GL Stack	KWS	17.691	50.403	35,1	58	70.000
DUO 28 PW	Forratec	17.475	44.241	39,5	62	69.841
NS 1313	Natal Seed	17.309	49.454	35,0	50	67.476
DK 7250 VT	Monsanto	17.179	41.395	41,5	54	66.586
SRM 6600 VT3PRO	Sursem	17.034	48.670	35,0	63	66.305
DM 2741 MGRR2	Don Mario	17.025	41.025	41,5	61	70.000
KM 4060 GL Stack	KWS	16.970	43.513	39,0	58	67.586
AX 7784 VT3PRO	Nidera	16.452	39.172	42,0	57	70.000
NS Z8 Plus	Natal Seeds	16.214	46.327	35,0	50	65.476
EM 14200 PW	Dow AgroSciences	16.063	45.894	35,0	67	70.500
SRM 553 VT3PRO	Sursem	16.026	47.839	33,5	67	70.000
KM 4360 AS-G	KWS	16.145	49.222	32,8	57	68.323
P 2005 YHR	Pioneer	15.350	36.989	41,5	58	70.000
P 1815 YHR	Pioneer	14.811	42.931	34,5	72	68.323
DUO 575 PW	Forratec	14.730	47.517	31,0	56	70.500
SRM 566 MGRR2	Sursem	14.669	39.117	37,5	57	65.476
ADV 8101 MGRR2	Advanta	12.968	35.050	37,0	60	70.000
Buyan PW	Morgan	12.629	30.954	40,8	65	67.734
AG 9200 RR	AGseed	10.870	31.056	35,0	75	66.305

(Área de investigación agropecuaria EEA INTA Gral. Villegas, 2013)

Con los datos de la Tabla 6, se obtiene el caudal máximo que se puede picar.

Tabla 6
Datos para la obtención del caudal máximo picado en maíz forrajero.

Producción de MS (P_{ms_m})	18933 Kg/ha	1,89 Kg/m ² ¹	
Velocidad de avance del tractor (v_{cm})	2 Km/h	2000 m/h ²	0,56 m/s ²
Ancho de corte (L_c)	1,6 m		

¹ Equivalencia de 18933 Kg/ha.

² Equivalencia de 2 Km/h.

El área de forraje picada en una hora es:

$$Ac_m = v_{cm} \times L_c = 2000 \text{ m/h} \times 1,6 \text{ m}$$

$$Ac_m = 3200 \text{ m}^2/\text{h}$$

La cantidad de materia seca picada por hora es:
 $m_{sm} = A_{cm} \times P_{msm} = 3200 \text{ m}^2/\text{h} \times 1,89 \text{ Kg/m}^2$
 $m_{sm} = 6048 \text{ Kg/h} = 60,48 \text{ q/h}$

En la Figura 15, se obtiene la potencia requerida para picar maíz forrajero en las condiciones dadas por la tabla 6 y la humedad corresponde a la región 3, entre 67-69%.

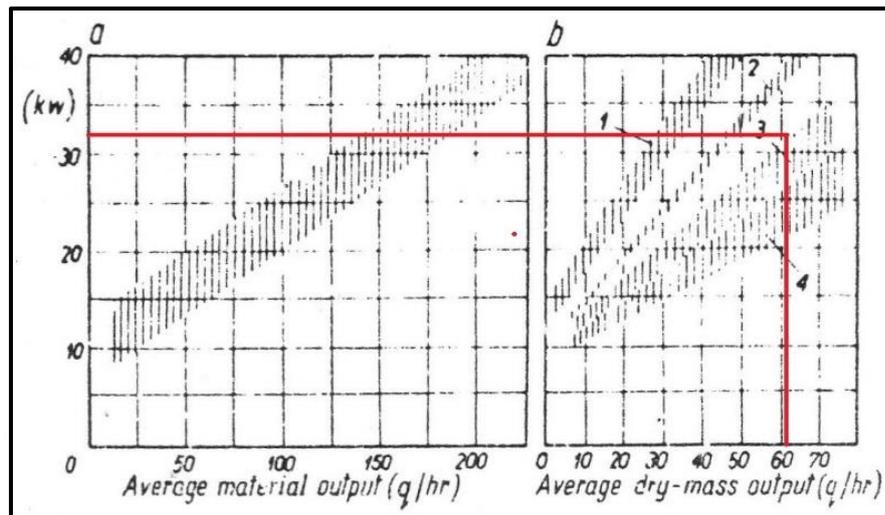


Figura 15 - Producción media de materia seca de maíz forrajero en quintales por hora [q/h] (Average dry-mass output) VS Potencia en kilowatt [KW] (Kanafosky).

La potencia resultante es:

$P_{cm} = 32 \text{ KW}$

Para que la Figura 15 sea útil, se debe tomar una velocidad de arrastre del tractor menor a la normal para que la potencia resultante se encuentre dentro del rango de valores. Esto significa que, si aumenta la velocidad de arrastre, aumenta la potencia consumida. Esta relación a simple vista es lineal, primero porque la pendiente superior de la región 3 lo es y segundo porque las ecuaciones utilizadas también lo son.

A una velocidad de 4 Km/h (1,11 m/s), siendo el doble de lo calculado, se requiere el doble de potencia.

$P_{cm} = 64 \text{ KW}$

La potencia tomada para los cálculos de resistencia mecánica seguidos en este proyecto es la requerida por el maíz forrajero cuando la velocidad de arrastre es de 4 Km/h.

En la Tabla 7, se muestran las potencias calculadas.

Tabla 7
 Resultado de potencias.

Potencia necesaria en alfalfa a 8 Km/h (P_{ca})	39 KW	52 HP ¹
Potencia necesaria en maíz a 4 Km/h (P_{cm})	64 KW	86 HP ²

¹ Equivalencia de 39 KW

² Equivalencia de 64 KW.

4.5. Estudio de rototraslación del picado

Interesa conocer la superficie de forraje que es picado en una vuelta del rotor de corte. Las herramientas de corte poseen un movimiento de rototraslación, en donde la traslación está dada por la velocidad de arrastre del tractor y la rotación proviene del rotor de corte. Los datos utilizados para el estudio figuran en la Tabla 8.

Tabla 8
Datos utilizados para el estudio de rototraslación.

Velocidad angular del rotor de corte	$\omega_c = 157 \text{ rad/s}$	$n_{\text{cHz}} = 25 \text{ Hz}^1$
Ancho de corte	$L_c = 1,6 \text{ m}$	
Velocidad de avance del tractor en alfalfa	$v_{\text{ca}} = 2,22 \text{ m/s}$	
Producción de MS de alfalfa	$P_{\text{ms}_a} = 0,48 \text{ Kg/m}^2$	
Velocidad de avance del tractor en maíz	$v_{\text{cm}} = 1,11 \text{ m/s}$	
Producción de MS de maíz	$P_{\text{ms}_m} = 1,89 \text{ Kg/m}^2$	

¹ Equivalencia de 157 rad/s.

El tiempo que demoran las herramientas en dar una vuelta al eje del rotor se denomina período.

$$T_c = \frac{1}{n_{\text{cHz}}} = \frac{1}{25 \text{ Hz}}$$

$$T_c = \mathbf{0,04 \text{ s}}$$

En ese tiempo, la máquina recorre una distancia debido a la velocidad de avance del tractor, en este caso, para el cultivo de alfalfa:

$$e_{\text{al}} = v_{\text{ca}} \times T_c = 2,22 \text{ m/s} \times 0,04 \text{ s}$$

$$e_{\text{al}} = \mathbf{0,088 \text{ m}}$$

La superficie picada es:

$$A_{\text{al}} = e_{\text{al}} \times L_c = 0,088 \text{ m} \times 1,6 \text{ m}$$

$$A_{\text{al}} = \mathbf{0,14 \text{ m}^2}$$

Traducidos a masa de materia seca:

$$MS_{\text{al}} = A_{\text{al}} \times P_{\text{ms}_a} = 0,14 \text{ m}^2 \times 0,48 \text{ Kg/m}^2$$

$$MS_{\text{al}} = \mathbf{0,067 \text{ Kg}}$$

Es decir que, en una vuelta del rotor, se pican 0,067 Kg de materia seca de alfalfa.

Se seguirá el mismo procedimiento para el maíz forrajero.

$$e_{\text{ma}} = v_{\text{cm}} \times T_c = 1,11 \text{ m/s} \times 0,04 \text{ s}$$

$$e_{\text{ma}} = \mathbf{0,044 \text{ m}}$$

$$A_{ma} = e_m \times Lc = 0,044 \text{ m} \times 1,6 \text{ m}$$

$$A_{ma} = 0,07 \text{ m}^2$$

$$MS_{ma} = A_{ma} \times Pms_m = 0,07 \text{ m}^2 \times 1,89 \text{ Kg/m}^2$$

$$MS_{ma} = 0,13 \text{ Kg}$$

En una vuelta del rotor se pican 0,13 Kg de maíz forrajero.

En la Figura 16 se comparan ambas rototraslaciones apreciándose que, la frecuencia en el picado del maíz es el doble.

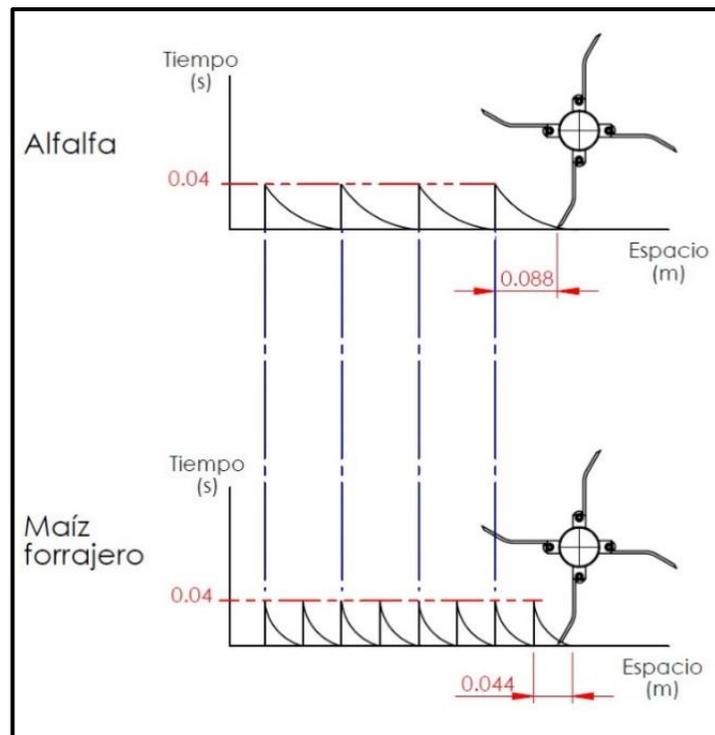


Figura 16 - Gráficos comparativos de espacios recorridos en una vuelta de rotor VS Tiempo (período de una vuelta).

4.6. Distribución de las herramientas de corte

La distribución de las herramientas de corte a lo largo del rotor tiene gran influencia en las vibraciones que se transmiten al resto de la máquina. Estas vibraciones deben mantenerse en cierto rango para no generar alteraciones en el cuerpo humano, ya que el medio de arrastre, en donde se ubica el conductor, las percibe.

IDEARA SL es una empresa que brinda servicios de investigación social y estudios de mercado, radicada en España. En uno de sus estudios de vibraciones mecánicas que generan riesgos laborales establece una clasificación de las mismas, expuestas en la Figura 17. En ella, establece que las máquinas agrícolas se ubican en un rango de frecuencia bajo, de 1-20 Hz.

Kanafosky, propone que las 30 herramientas de corte estén dispuestas en 4 filas a 90° y alternadas como indica la Figura 18, de esta manera el conjunto producirá vibraciones menores a 25 Hz.

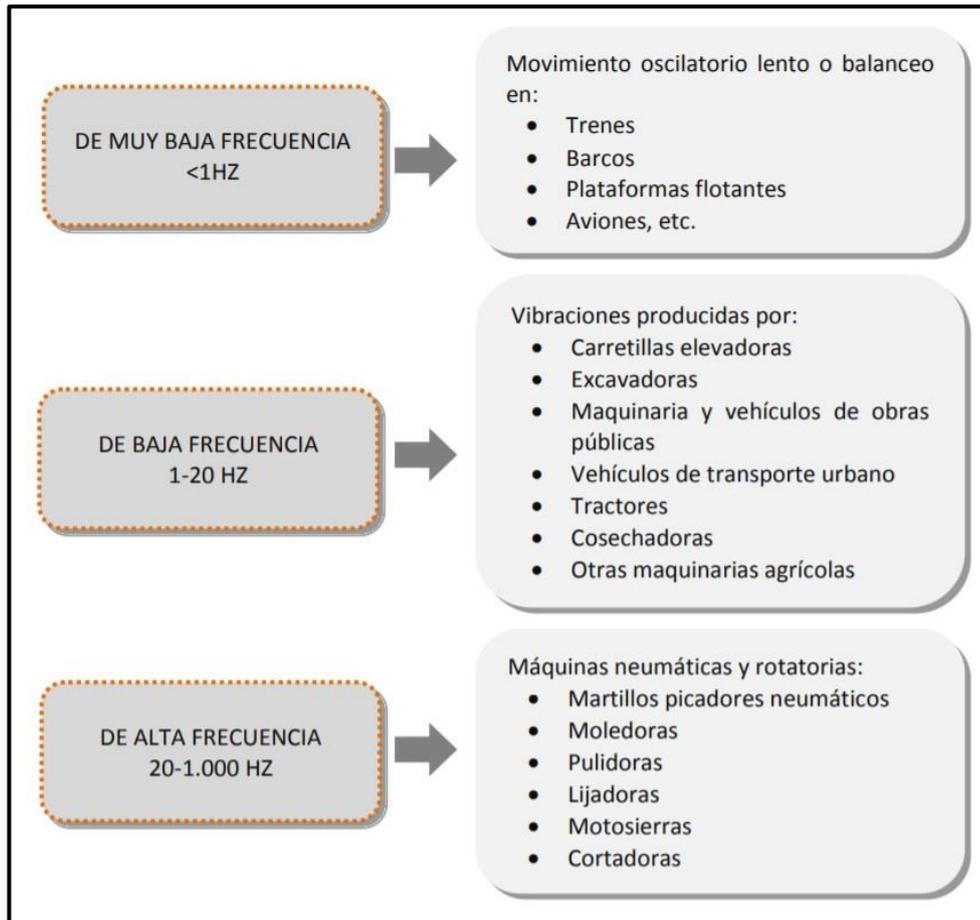


Figura 17 - Clasificación de vibraciones mecánicas según ámbitos laborales (IDEARA, SL, 2014).

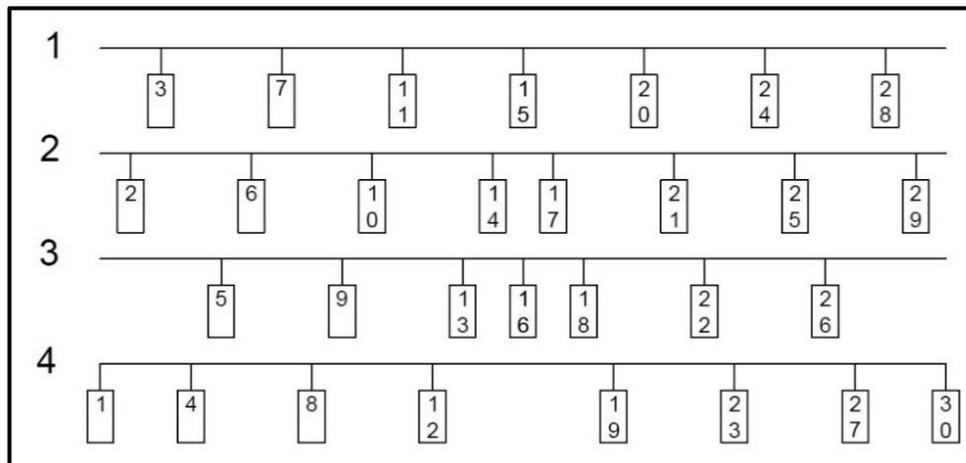


Figura 18 - Distribución de las herramientas de corte a lo largo del rotor. La numeración 1-2-3-4 a la izquierda de la figura indica las filas. Cada herramienta se enumera del 1 al 30 de manera ascendente conforme a su ubicación a lo largo del rotor (Kanafosky).

4.7. Diseño de las herramientas de corte

4.7.1. Material

En la Tabla 9, se indica la composición química adecuada del material para las herramientas de corte, mientras que la dureza debe ser de entre 55 a 59 RockwellC en el borde y de 25 a 35 RockwellC en el núcleo.

Tabla 9
Composición química del material de la herramienta de corte.

Elemento químico	Porcentaje en la composición
Carbono	0,82 %
Silicio	0,13 %
Manganeso	0,51 %
Cromo	0,12 %

(Persson, 1987, p. 64)

El acero que se asemeja a lo anteriormente dicho es el AISI 5160, el cual posee alto contenido de carbono y es aleado al cromo – manganeso, caracterizado por su gran durabilidad en trabajos de compresión y tracción, gran tenacidad, templeabilidad, resistencia a la fatiga y a la tracción. La Tabla 10 muestra su composición química.

Tabla 10
Composición química del acero AISI 5160

Elemento químico	Porcentaje en la composición
Carbono	0,56-0,64 %
Silicio	0,15-0,30 %
Manganeso	0,75-1,00 %
Cromo	0,70-0,90 %

(Instituto Argentino de normalización y certificación, IRAM)

Desde el punto de vista metalográfico, tener mayor contenido de manganeso aumenta la penetración del temple y contribuye a la resistencia y dureza. El cromo, por su parte, aumenta la profundidad del endurecimiento provisto por el silicio y mejora la resistencia al desgaste y a la corrosión. El menor contenido de carbono hace que el material sea más dúctil.

Tal como afirma el IRAM, este acero laminado en caliente posee una resistencia de rotura de 9700 Kg/cm² y 5400 Kg/cm² de fluencia. Las aplicaciones más comunes son en la industria automotriz, en la fabricación de ballestas, muelles helicoidales para automóvil y ferrocarril, árboles de transmisión y barras de torsión. También, se utiliza para la fabricación de grandes engranajes, cuchillas para corte en frío de metales, cuchillas para desbaste de maderas, placas de presión para piezas de extrusión, bielas, rotores de turbinas y demás piezas sometidas al desgaste.

El filo de la herramienta se debe enriquecer mediante la aplicación de un tratamiento con aporte de material a base de carburo para incrementar su vida útil, como ser la

carbonitruración que, con la incorporación de nitrógeno en una atmósfera carburante, genera endurecimiento. Las piezas que se carbonitruran son calentadas a temperaturas de austenización un tiempo determinado para que la atmósfera gaseosa ceda al acero, simultáneamente, carbono y nitrógeno. Luego, se temple para obtener gran dureza en la zona superficial con buena tenacidad en el núcleo. Una ventaja muy importante del tratamiento es que el nitrógeno absorbido en el proceso disminuye la velocidad crítica de temple del acero, haciéndolo más fácil. El espesor de la capa enriquecida, en general, oscila entre 0,07 y 1 mm.

4.7.2. Geometría

Está compuesta, principalmente, por el borde y la espada, siendo el primero parte del segundo. Representado en la Figura 19.

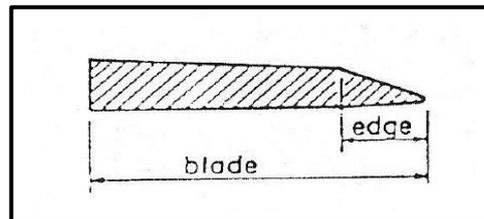


Figura 19 - Partes de la herramienta de corte. "edge": borde – "blade": espada (Persson, 1987, p. 62).

En el borde (Figura 20), se puede identificar:

1. Ángulo de borde (ANE).
2. Radio de borde (LRE).
3. Espesor de borde (LTE).

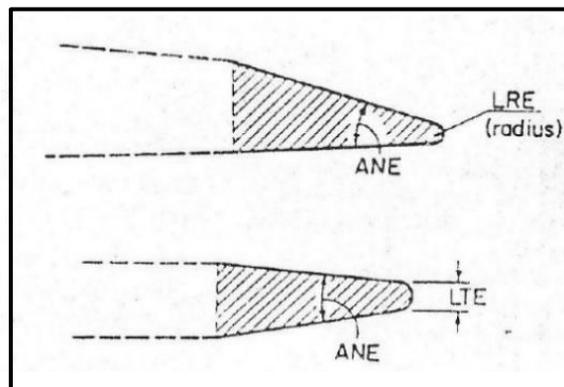


Figura 20 - Partes del borde de la herramienta de corte (Persson, 1987, p. 63).

La espada (Figura 21) posee:

1. Ángulo de cuña (ANEB).
2. Espesor de la espada (LTB).
3. Largo de la espada (LWB).

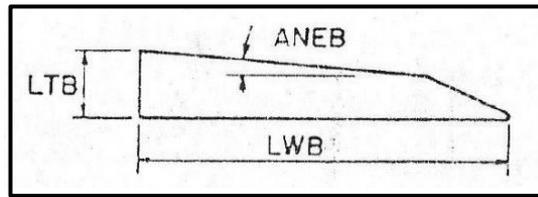


Figura 21 - Partes de la espada de la herramienta de corte (Persson, 1987, p. 63).

Cabe destacar que, la herramienta cuenta con dos propiedades, a saber:

1. Afilado: está relacionado con el radio de borde (LRE), en donde con un menor radio se obtiene una cuchilla más afilada.
2. Finura: está relacionada con el ángulo de borde (ANE), un menor ángulo significa mayor finura.

En la Tabla 11, se encuentran las dimensiones recomendadas.

Tabla 11
Dimensiones recomendadas de la herramienta de corte.

ANE	30° ¹
LTE	0,01-0,03 mm ²
LRE	0,5 mm ²
ANEB	0° ²

1 Persson, 1987, tabla 4, apéndice 1, p. 238.

2 Persson, 1987, p. 68.

Queda por definir LWB y LTB, el primero se hace teniendo en cuenta la velocidad tangencial del sistema de corte, y el segundo en base a cálculos obtenidos por simulación.

Como en toda herramienta de corte, existe un ángulo de ataque (ANR) y un ángulo de incidencia (ANC). La Figura 22 los identifica.

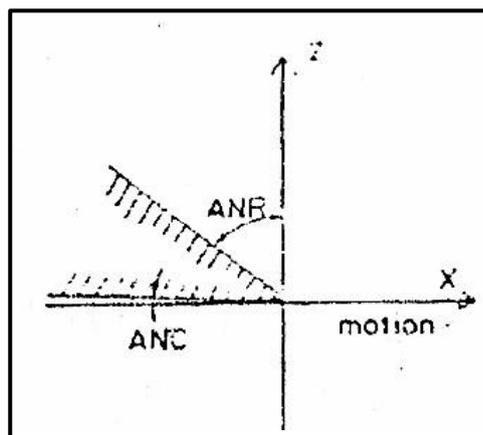


Figura 22 - Ángulo de herramienta de corte. El eje X indica la dirección del movimiento "motion" (Persson, 1987, p. 100).

La velocidad del forraje a través del conducto que lo transporta hasta el depósito disminuye linealmente a medida que el ángulo de ataque aumenta de 20° a 60°. A su vez, la distancia de tiro del forraje disminuye del 20% al 60% cuando el ángulo de ataque

aumenta de 20° a 60° (Silsoe Research Institute, 2001). Por lo tanto, se adopta de 30° el ángulo de ataque (ANR) para obtener una situación de compromiso entre las pérdidas en cuanto a velocidad y distancias alcanzadas por el forraje, y las fuerzas generadas por el corte. La suma entre ANR (30°), ANE (30°) y ANC es 90°, por lo que resulta que el ángulo de incidencia (ANC) sea, también, 30°.

4.7.3. Fuerza de corte

Es la fuerza externa que debe ser aplicada por la herramienta al forraje para cortarlo. El único componente de la fuerza que actúa de manera activa es aquel que se encuentra en dirección al movimiento de la herramienta, distinguiéndose dos partes del mismo:

1. Fuerza de borde: genera tensiones locales altas en el forraje.
2. Fuerza de cuña: actúa sobre los lados del corte ampliándolo.

Durante el recorrido de la herramienta a través del forraje, la fuerza varía desde cero hasta un máximo y vuelve a cero al finalizar el corte; esto está graficado en la Figura 23.

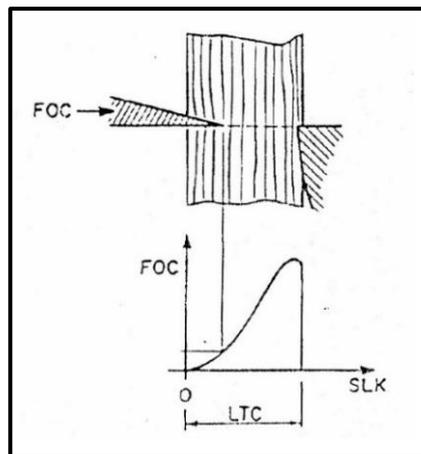


Figura 23 - Variación de la fuerza de corte en el recorrido de la cuchilla a través del forraje. FOC: fuerza de corte, LTC: espesor del forraje, SLK: dirección del movimiento de la herramienta (Persson, 1987, p. 135).

Es relevante destacar que, a continuación, se utilizan ecuaciones descriptas por Persson (1987) en el capítulo 6, p.127, quien también indica lo siguiente: la fuerza de corte específica por unidad de área (FOCSA) para el picado de alfalfa con una humedad de 70% es 0,96 N/mm² y para el maíz forrajero con un 75-80% de humedad tiene un valor máximo de 3 N/mm². A la fuerza de corte máxima la define como (unidades entre corchetes):

$$FOCMX [N] = \frac{FOCSA [N/mm^2] \times Lc [mm] \times MAAE [mg/mm^2]}{\delta [mg/mm^3]}$$

En donde:

δ (Densidad del forraje).

Lc (Ancho de corte , Lc = 1600 mm).

MAAE (Material cargado por unidad de área).

FOCSA (Fuerza de corte específica por unidad de área).

A su vez,

$$MAAE \text{ [mg/mm}^2\text{]} = \frac{MAI \text{ [g/mm]}}{Lc \text{ [mm]}} \times 10^3$$

Siendo MAI la masa de materia seca por unidad de longitud, y se define como:

$$MAI \left[\frac{\text{Kg}}{\text{m}} = \frac{\text{g}}{\text{mm}} \right] = \frac{m_s \text{ [Kg/s]}}{v_c \text{ [m/s]}}$$

En donde:

m_s (Cantidad de materia seca por unidad de tiempo).

v_c (Velocidad de arrastre).

En la Tabla 12, se encuentran los datos necesarios para el cálculo.

Tabla 12
Datos para el cálculo de la fuerza de corte.

Alfalfa	Maíz
$\delta a = 0,25 \text{ mg/mm}^3$ ¹	$\delta m = 0,287 \text{ mg/mm}^3$ ²
$FOCSA_a = 0,96 \text{ N/mm}^2$	$FOCSA_m = 3 \text{ N/mm}^2$
$m_{sa} = 1,7 \text{ Kg/s}$ ³	$m_{sm} = 3,36 \text{ Kg/s}$ ⁴
$v_{ca} = 2,22 \text{ m/s}$	$v_{cm} = 1,11 \text{ m/s}$

¹ Conversión de 250 Kg/m³.

² Conversión de 287 Kg/m³.

³ Conversión de 6144 Kg/h.

⁴ conversión de 12096 Kg/h. Obtenido de: $m_{sm} \times 2 = 6048 \text{ Kg/h} \times 2$ debido al aumento de la velocidad de avance del tractor.

La fuerza máxima para el corte de alfalfa es:

$$MAI_a = \frac{1,7 \text{ Kg/s}}{2,22 \text{ m/s}}$$

$$MAI_a = 0,765 \text{ g/mm}$$

$$MAAE_a = \frac{0,765 \text{ g/mm}}{1600 \text{ mm}} \times 10^3$$

$$MAAE_a = 0,478 \text{ mg/mm}^2$$

$$FOCMX_a = \frac{0,96 \text{ N/mm}^2 \times 1600 \text{ mm} \times 0,478 \text{ mg/mm}^2}{0,25 \text{ mg/mm}^3}$$

$$FOCMX_a = 2937 \text{ N}$$

La fuerza máxima para el corte de maíz es:

$$MAI_m = \frac{3,36 \text{ Kg/s}}{1,11 \text{ m/s}}$$

$$MAI_m = 3,03 \text{ g/mm}$$

$$MAAE_m = \frac{3,03 \text{ g/mm}}{1600 \text{ mm}} \times 10^3$$

$$MAAE_m = 1,89 \text{ mg/mm}^2$$

$$FOCMX_m = \frac{3 \text{ N/mm}^2 \times 1600 \text{ mm} \times 1,89 \text{ mg/mm}^2}{0,287 \text{ mg/mm}^3}$$

$$FOCMX_m = 31610 \text{ N}$$

A partir de este análisis, la fuerza necesaria para cortar maíz es, aproximadamente, 11 veces mayor que la necesaria para cortar alfalfa, por tal motivo la herramienta de corte es dimensionada para tal fuerza. Esta se ubica en todo el ancho de corte, en donde hay 30 herramientas, por esta razón cada una estará expuesta a 1/30 partes de la misma. Entonces, se define como Fuc a la fuerza a la cual está sometida cada una de las herramientas.

$$Fuc = \frac{1}{30} \times 31610 \text{ N}$$

$$Fuc = 1054 \text{ N} = 108 \text{ Kgf}$$

Para encontrar una analogía entre la fuerza y la potencia necesaria para el corte, se expone el siguiente análisis.

Sabiendo qué:

- 1- Cada herramienta necesita Fuc = 1054 N para efectuar el corte.
- 2- Las filas 2 y 4 (apartado 4.6. Distribución de las herramientas de corte) poseen 8 herramientas.
- 3 El tiempo que demora una fila de herramientas en dar una vuelta al eje del rotor es $T_c = 0,04 \text{ s}$ (apartado 4.5. Estudio de rototraslación del picado).
- 4 El radio en donde se ubica la fuerza de corte es $r = 0,3 \text{ m}$.

La fuerza necesaria por fila de herramientas es:

$$Ffc = Fuc \times 8 \text{ herramientas} = 1054 \text{ N} \times 8 \text{ herramientas}$$

$$Ffc = 8432 \text{ N}$$

El par necesario por fila es:

$$Tfc = Ffc \times r = 8432 \text{ N} \times 0,3 \text{ m}$$

$$Tfc = 2529,6 \text{ Nm}$$

A este par, el sistema lo tiene que entregar en cada vuelta del rotor; la potencia necesaria para lograrlo es:

$$P = \frac{Tfc}{T_c} = \frac{2529,6 \text{ Nm}}{0,04 \text{ s}}$$

$$P = 63240 \text{ J/s} = 84,8 \text{ Hp}$$

Valor muy cercano al obtenido en el apartado 4.4. Potencia (86 Hp).

4.7.4. Dimensionamiento

Primero, hay que conocer cómo se sujeta la herramienta en el rotor. En la Figura 24, una serie de imágenes pretenden explicar esto.

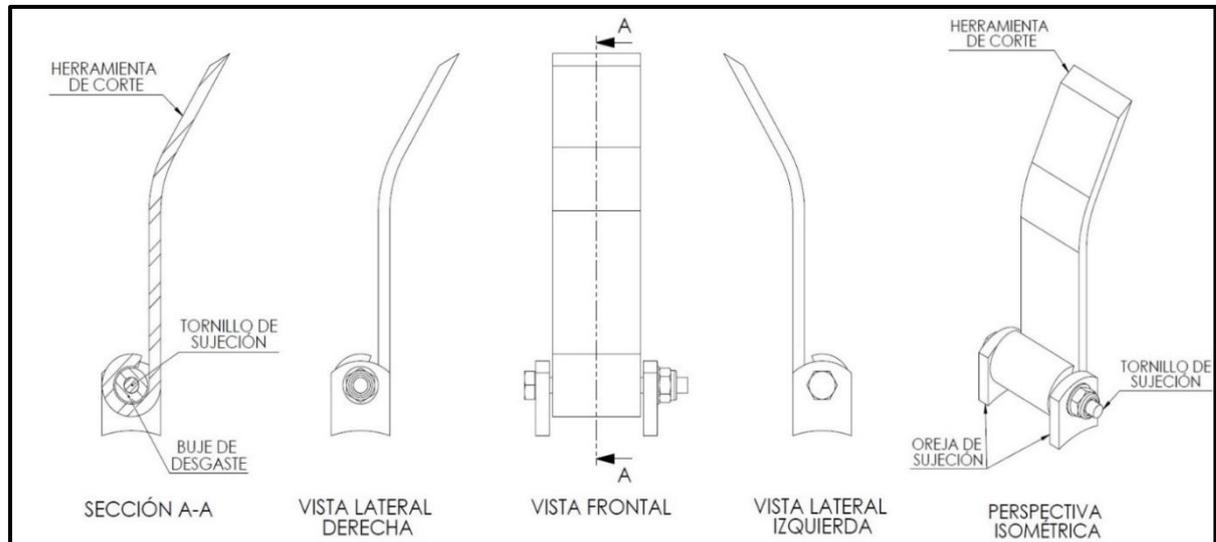


Figura 24 - Vistas del ensamble de la herramienta de corte.

La herramienta de corte posee ajuste sin deslizamiento con respecto al buje de desgaste, a su vez, ambos pivotean sobre el tornillo de sujeción. El conjunto es soportado por las orejas de sujeción que se sueldan al rotor.

Las condiciones reales que definen al análisis en SolidWorks Simulation son las siguientes:

1. Sujeciones:

- a. Bisagra fija: restringe la arista circular seleccionada en la Figura 25 para que gire sobre su propio eje. Dicha arista pertenece al arrollamiento⁸ realizado en un extremo de la herramienta.

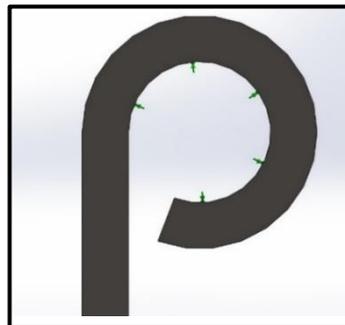


Figura 25 - Sujeción de bisagra fija ubicada en el arrollamiento de la herramienta.

⁸ Operación que consiste en curvar el extremo de una chapa plana.

- b. Soporte elástico: permite que el “solver” del simulador pueda llegar a un resultado, ya que se producen grandes desplazamientos solamente con la sujeción de bisagra fija. Se comprobó que el valor del coeficiente del soporte elástico no influye en el resultado de tensiones.

2. Cargas externas:

Representadas en la Figura 26.

- a. Fuerza Centrífuga (F_c), en el centro del rotor.
- b. F_{uc} , a lo largo del filo de la herramienta.

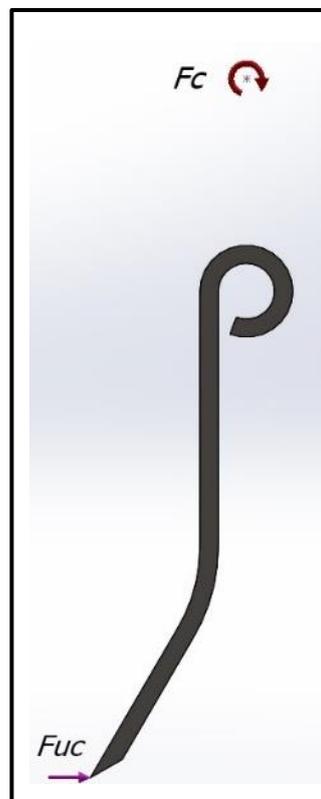


Figura 26 - Ubicación de cargas externas.

- 3. Material: AISI 5160. Límite de fluencia: $S_y = 5400 \text{ kg/cm}^2$.
- 4. Espesor propuesto: $LTB = 5/16''$ (7,93 mm).

La tensión máxima obtenida es 971 Kg/cm^2 , mostrado en la Figura 27.
El Coeficiente de seguridad resultante es:

$$N = \frac{S_y}{971 \text{ Kg/cm}^2} = \frac{5400 \text{ Kg/cm}^2}{971 \text{ Kg/cm}^2}$$

N = 5,6

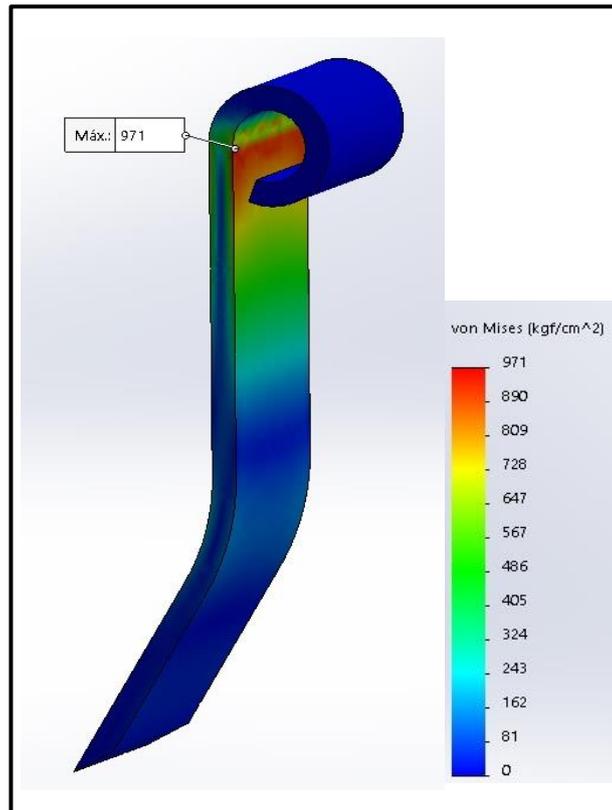


Figura 27 - Ubicación de tensión máxima en la herramienta de corte.

El arrollamiento está solicitado a compresión por la fuerza centrífuga que genera la masa de la misma herramienta (m_h) en movimiento, su valor es:

$$F_c = m_h \times \omega_c^2 \times r$$

En donde:

$$m_h = 1,1 \text{ kg}$$

$$\omega_c = 157 \text{ rad/s}$$

$$r = 0,17 \text{ m}$$

La masa de la herramienta se obtiene de SolidWorks, mientras que r corresponde a la distancia desde el centro del rotor hasta el centro de masa de la herramienta.

Entonces:

$$F_c = 1,1 \text{ Kg} \times (157 \text{ rad/s})^2 \times 0,17 \text{ m}$$

$$F_c = 4610 \text{ N} = 470,3 \text{ Kgf}$$

El área resistente a esta compresión es:

$$A_d = D_d \times L_d$$

En donde:

$$L_d = 6 \text{ cm (longitud del arrollamiento).}$$

$$D_d = 4 \text{ cm (diámetro exterior del arrollamiento).}$$

Entonces:
 $A_d = 4 \text{ cm} \times 6 \text{ cm}$
 $A_d = 24 \text{ cm}^2$

En la Figura 28, se aprecian las dimensiones del arrollamiento y la ubicación de la fuerza centrífuga.

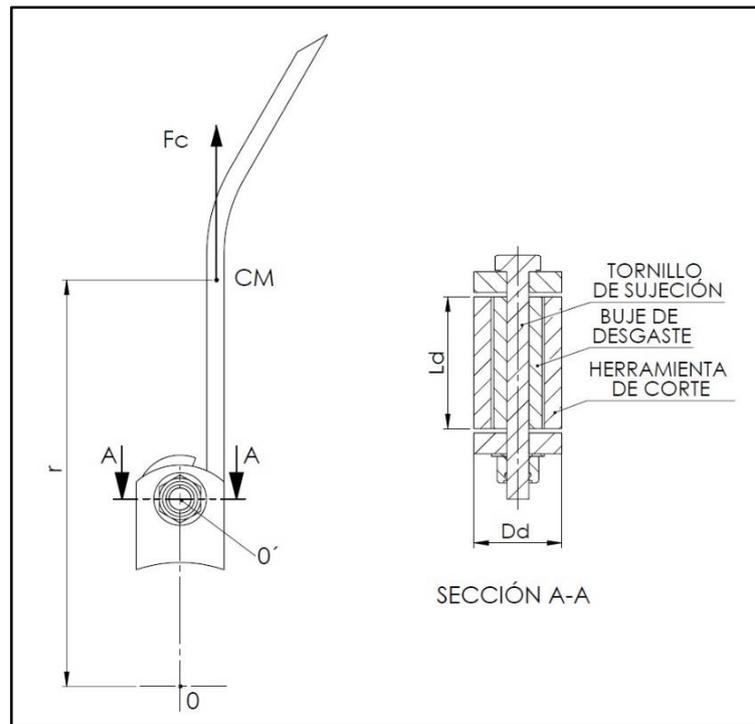


Figura 28 - Dimensiones del arrollamiento y ubicación de la fuerza centrífuga. O: eje del rotor de corte. O': eje de pivoteo de herramienta.

El coeficiente de seguridad es:

$$N = \frac{S_y \times A}{F_c} = \frac{5400 \text{ Kg/cm}^2 \times 24 \text{ cm}^2}{470,3 \text{ Kgf}}$$

$N = 275,6$

El espesor de la herramienta queda establecido por la simulación en donde se obtuvo el coeficiente de seguridad de 5,6. La comprobación en el arrollamiento, por el elevado coeficiente de seguridad resultante, indica que la compresión en él no es el factor que producirá la falla.

4.7.5. Energía de corte

La energía cinética rotacional que posee el sistema de corte es:

$$E_{ci} = \frac{1}{2} \times I \times \omega_c^2$$

Siendo el momento de inercia de masa del sistema $I = 1,47 \text{ Kgm}^2$ con respecto al eje de rotación (obtenido de SolidWorks).

Entonces:

$$E_{ci} = \frac{1}{2} \times 1,47 \text{ Kgm}^2 \times (157 \text{ rad/s})^2$$

$E_{ci} = 18117 \text{ Nm}$

La energía destinada a cortar el forraje resulta, según Persson (1987):
 $ENC = 3,5 \times FOCMX \times LTS$

Siendo LTS el espesor a cortar.

Interesa conocer el espesor máximo de maíz forrajero que el sistema puede cortar; entonces se reemplaza en la ecuación ENC por Eci:

$$LTS = \frac{E_{ci}}{3,5 \times FOCMX_m} = \frac{18117 \text{ Nm}}{3,5 \times 31610 \text{ N}}$$

$LTS = 0,16 \text{ m} = 160 \text{ mm}$

Dada las características morfológicas del maíz, este jamás podrá poseer dicho grosor.

4.8. Tornillo de sujeción

La fuerza centrífuga debida a la masa de la herramienta, uniformemente distribuida a lo largo del tornillo, genera un esfuerzo de corte en los apoyos brindados por las orejas de sujeción, como indica la Figura 29.

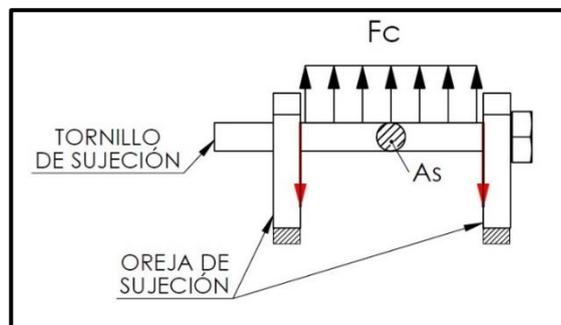


Figura 29 - Esquema de sollicitación del tornillo de sujeción. Fc: fuerza centrífuga. As: sección del tornillo.

La herramienta está impactando constantemente con el forraje y una parte de la energía del impacto es absorbida por el tornillo, por esto el coeficiente de seguridad se toma para cargas de choque, siendo $N = 5$ (Faires, 1995, p. 24).

El tornillo seleccionado es de grado 2 con un límite de fluencia $Sy = 3870 \text{ Kg/cm}^2$ (Sistema imperial americano, SAE).

La ecuación de esfuerzos cortantes es:

$$\frac{S_{ys}}{N} = \frac{F_c}{2 \times A_s}$$

Siendo S_{ys} el límite de fluencia bajo esfuerzos cortantes.

$$S_{ys} = 0,6 \times 3870 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\text{Sys} = 2320 \text{ Kg/cm}^2$$

Despejando As:

$$\text{As} = \frac{\text{Fc} \times \text{N}}{2 \times \text{Sys}} = \frac{470,3 \text{ Kgf} \times 5}{2 \times 2320 \text{ Kg/cm}^2}$$

$$\text{As} = 0,5 \text{ cm}^2$$

El tornillo Ø3/8" UNC posee el área resistente requerida.

Por otra parte, Fc provoca compresión en el tornillo. El área resistente, en este caso, es:
 $\text{Ac} = d \times (2 \times t)$

Siendo t⁹ el espesor de la oreja de sujeción y d = 0,76 cm el diámetro menor del tornillo 3/8" UNC.

$$\text{Ac} = 0,76 \text{ cm} \times (2 \times 0,476 \text{ cm})$$

$$\text{Ac} = 0,72 \text{ cm}^2$$

El coeficiente de seguridad resultante es:

$$\text{Nc} = \frac{\text{Sy} \times \text{Ac}}{\text{Fc}} = \frac{3870 \text{ Kg/cm}^2 \times 0,72 \text{ cm}^2}{470,3 \text{ Kgf}}$$

$$\text{Nc} = 5,9$$

Como el coeficiente de seguridad es mayor cuando a la pieza se la somete a compresión, la dimensión del tornillo queda definida por el esfuerzo cortante.

La Figura 30 muestra estas dimensiones.

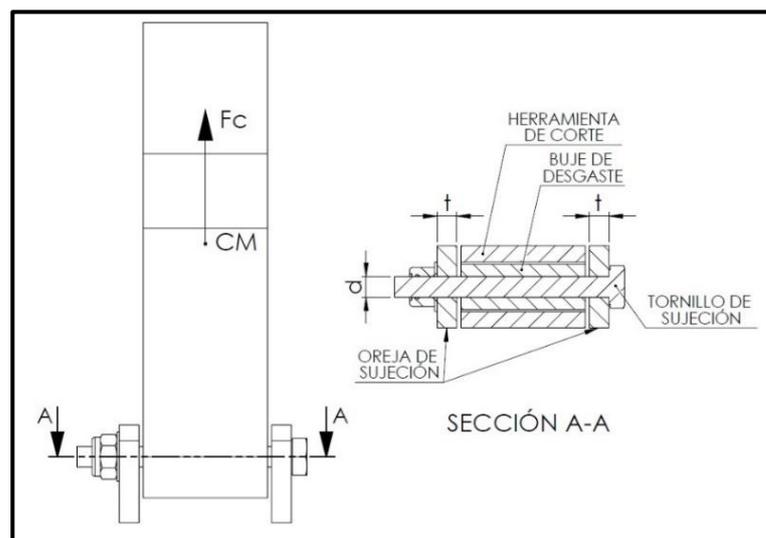


Figura 30 - Representación de Fc y área resistente a compresión del tornillo.

⁹ Valor obtenido en la sección 4.10 "Orejas de sujeción", siendo t = 0,476 cm.

4.9. Buje de desgaste

Colocado entre la herramienta de corte y el tornillo de sujeción, sirve de elemento de sacrificio. El material del buje es bronce grafitado con una porosidad del 27% y un límite de fluencia $S_y = 2000 \text{ Kg/cm}^2$. Se verifica, a continuación, a la compresión que le provoca la fuerza centrífuga debido a la masa de la herramienta F_c .

Observando la Figura 31, el área resistente a esa compresión es:

$$A_b = D_b \times L_b$$

Siendo $D_b = 2,2 \text{ cm}$ el diámetro externo del buje y $L_b = 6 \text{ cm}$ el largo del mismo.

$$A_b = 2,2 \text{ cm} \times 6 \text{ cm}$$

$$\mathbf{A_b = 13,2 \text{ cm}^2}$$

El coeficiente de seguridad es:

$$N = \frac{S_y \times A_b}{F_c} = \frac{2000 \text{ Kg/cm}^2 \times 13,2 \text{ cm}^2}{470,3 \text{ Kgf}}$$

$$\mathbf{N = 56,1}$$

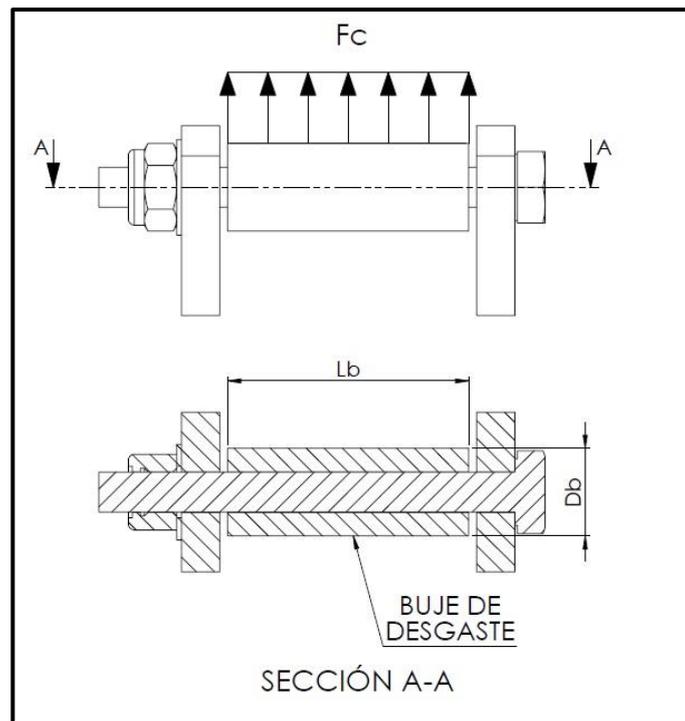


Figura 31 - Representación de F_c y área resistente a compresión del buje.

4.10. Orejas de sujeción

La masa rotante, comprendida por la herramienta de corte, el buje de desgaste y el tornillo de sujeción, provoca esfuerzos de tracción en las orejas. La fuerza centrífuga total que genera tracción es:

$$F_{tr} = F_c + F_t + F_b$$

Siendo $F_c = 470,3$ Kgf la perteneciente a la herramienta, F_t al tornillo de sujeción y F_b al buje de desgaste. Las dos últimas se obtienen a continuación:

$$F_t = m_t \times \omega_c^2 \times r_t$$

En donde m_t es la masa del tornillo (obtenido en SolidWorks) y r_t es la distancia comprendida desde el centro del rotor hasta el centro de masa del tornillo.

$$F_t = 0,1 \text{ Kg} \times (157 \text{ rad/s})^2 \times 0,093 \text{ m}$$

$$F_t = 229,2 \text{ N} = 23,4 \text{ Kgf}$$

Y,

$$F_b = m_b \times \omega_c^2 \times r_b$$

En donde m_b es la masa del buje (obtenido en SolidWorks) y r_b es la distancia comprendida desde el centro del rotor hasta el centro de masa del buje.

$$F_b = 0,16 \text{ Kg} \times (157 \text{ rad/s})^2 \times 0,093 \text{ m}$$

$$F_b = 366,8 \text{ N} = 37,4 \text{ Kgf}$$

Entonces:

$$F_{tr} = 470,3 \text{ Kgf} + 23,4 \text{ Kgf} + 37,4 \text{ Kgf}$$

$$F_{tr} = 531,1 \text{ Kgf}$$

En la Figura 32, se muestra el diagrama de fuerzas para obtener las reacciones.

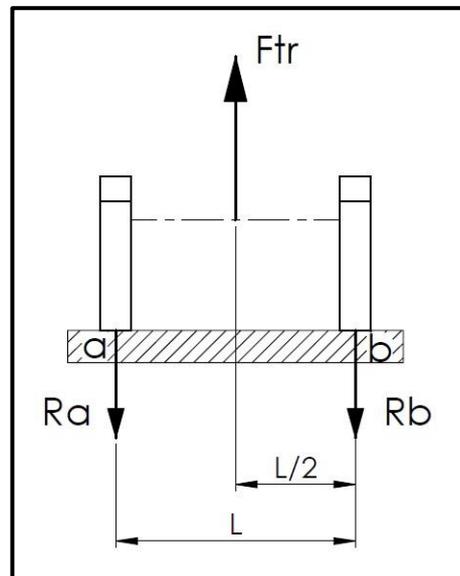


Figura 32. - Diagrama de fuerzas en las orejas de sujeción.

Planteando la sumatoria de fuerzas y momentos:

$$\Sigma F = F_t - R_a - R_b = 0$$

$$\Sigma M^b = (F_{tr} \times L/2) - (R_a \times L) = 0$$

Siendo $L = 64 \text{ mm}$.

Las reacciones son:

$$R_a = \frac{F_{tr} \times L}{2 \times L} = \frac{F_{tr}}{2} = \frac{531,1 \text{ Kgf}}{2}$$

$$R_a = R_b \cong 265,5 \text{ Kgf}$$

El material utilizado para las orejas es chapa F24, cuya resistencia a la fluencia es $S_y = 2549 \text{ Kg/cm}^2$ y se toma un coeficiente de seguridad $N = 5$.

La ecuación de esfuerzo normal resulta:

$$\frac{S_y}{N} = \frac{R_a}{A}$$

El área resistente a tracción es:

$$A_t = t \times K - t \times G = t \times (K - G)$$

Siendo $K = 4 \text{ cm}$ y $G = 1 \text{ cm}$.

Las dimensiones de las orejas se muestran en la Figura 33.

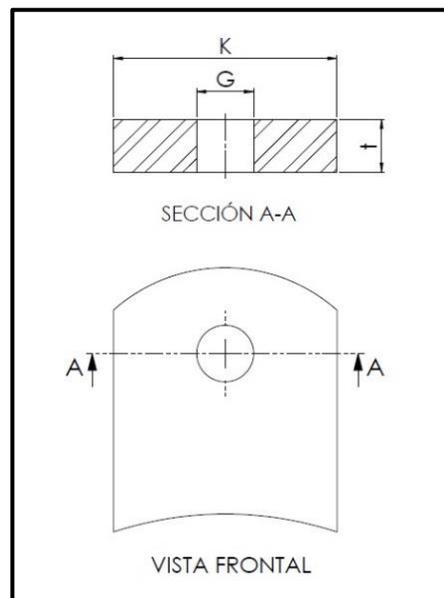


Figura 33 - Dimensiones de las orejas de sujeción.

Reemplazando el área en la ecuación del esfuerzo:

$$\frac{S_y}{N} = \frac{R_a}{t \times (K - G)}$$

$$\frac{2549 \text{ kg/cm}^2}{5} = \frac{265,5 \text{ Kgf}}{t \times (4 \text{ cm} - 1 \text{ cm})}$$

$$509,8 \text{ kg/cm}^2 = \frac{265,5 \text{ Kgf}}{t \times 3 \text{ cm}}$$

$$509,8 \text{ kg/cm}^2 = \frac{88,5 \text{ Kg/cm}}{t}$$

Despejando el espesor:

$$t = \frac{88,5 \text{ Kg/cm}}{509,8 \text{ kg/cm}^2}$$

$$t = 0,174 \text{ cm} = 1,74 \text{ mm}$$

Las orejas de sujeción pertenecientes a la cuchilla central son distintas a las demás debido a la imposibilidad que se presenta de colocar y retirar el tornillo de sujeción. El diseño de este par de orejas, junto con las fuerzas actuantes, se observan en la Figura 34.

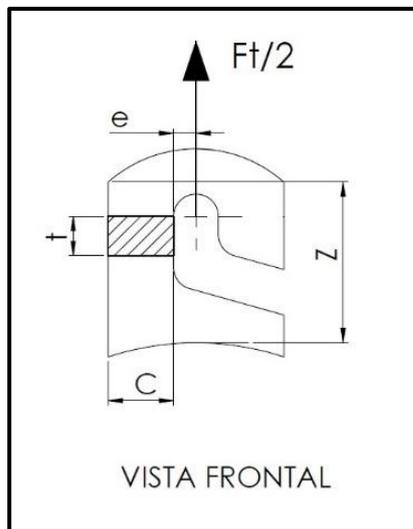


Figura 34 - Diseño de oreja de sujeción central.

El área resistente a la tracción se reduce y aparece una flexión generada por la excentricidad e .

El momento flector dado por la excentricidad, siendo $e = 0,5 \text{ cm}$, es:

$$Mf_1 = Ra \times e = 265,5 \text{ Kgf} \times 0,5 \text{ cm}$$

$$Mf_1 = 132,8 \text{ Kgcm}$$

La combinación de esfuerzos es:

$$\frac{Sy}{N} = \frac{Ra}{An} + \frac{Mf_1}{W_1}$$

La nueva área resistente a tracción es:

$$An = t \times C$$

Siendo $C = 1,5 \text{ cm}$.

El módulo resistente a la flexión debido a la excentricidad es:

$$W_1 = \frac{Z^2 \times t}{6}$$

En donde $Z = 3,7$ cm.

Al sustituir estos valores en la ecuación, se obtiene:

$$\frac{S_y}{N} = \frac{Ra}{t \times C} + \frac{Mf_1 \times 6}{Z^2 \times t}$$

$$\frac{2549 \text{ kg/cm}^2}{5} = \frac{265,5 \text{ Kgf}}{t \times 1,5 \text{ cm}} + \frac{132,8 \text{ Kgcm} \times 6}{(3,7 \text{ cm})^2 \times t}$$

$$509,8 \text{ kg/cm}^2 = \frac{177 \text{ Kg/cm}}{t} + \frac{58,2 \text{ Kg/cm}}{t}$$

$$509,8 \text{ kg/cm}^2 = \frac{235,2 \text{ Kg/cm}}{t}$$

Despejando el espesor:

$$t = \frac{235,2 \text{ Kg/cm}}{509,8 \text{ kg/cm}^2}$$

$$t = 0,461 \text{ cm} = 4,61 \text{ mm}$$

Para unificar espesores, se selecciona una chapa F24 de 4,76 mm (3/16") de espesor para todas las orejas de sujeción.

4.11. Correas de transmisión

Se utiliza el procedimiento de cálculo brindado por un fabricante de correas en su manual técnico para transmisiones por correas trapeciales. En la Tabla 13, se establecen las condiciones del cálculo.

Tabla 13
Datos utilizados en el cálculo de correas.

Velocidad angular en la toma de potencia del tractor	$n_t = 540 \text{ rpm}$
Velocidad angular del rotor de corte	$n_c = 1500 \text{ rpm}$
Potencia a transmitir	$P_{c_m} = 64 \text{ KW}$

Potencia teórica (P_b)

$$P_b = P_{c_m} \times C_2$$

Un motor de combustión interna, como máquina motriz, cuya velocidad angular es menor a 600 rpm accionando una transmisión media, en un servicio diario menor a 10 horas, resulta en un factor de carga de:

$$C_2 = 1,1$$

Entonces:

$$P_b = 64 \text{ KW} \times 1,1$$

$$P_b = 70,4 \text{ KW}$$

Selección del tipo de correa

En la Figura 35, el gráfico permite seleccionar la clase de correa que se adapta mejor a las condiciones planteadas. Se utiliza como referencia la polea de menor diámetro, cuya velocidad angular es 1500 rpm.

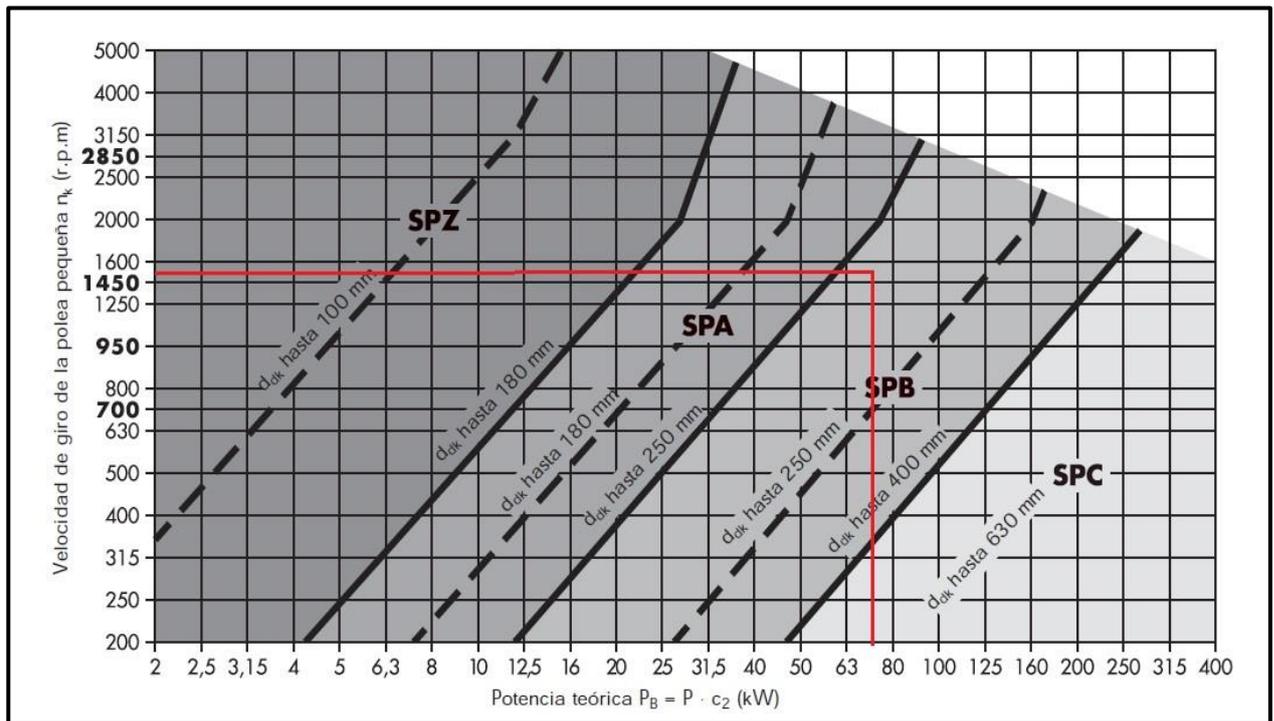


Figura 35 - Gráfico Potencia teórica VS Velocidad angular.

Las correas SP, también llamadas correas tipo europeas o estrechas, tienen de 1,5 a 2 veces la potencia nominal de una correa clásica (A, B, C, etc.). El gráfico recomienda la clase SPB.

Diámetro de referencia de las poleas

El diámetro de referencia, también llamado primitivo, de la polea menor se establece en:

$$d_1 = 200 \text{ mm}$$

La relación de transmisión es:

$$i = \frac{n_c}{n_t} = \frac{1500 \text{ rpm}}{540 \text{ rpm}}$$

$$i = 2,78$$

Por ende, el diámetro de referencia de la polea mayor es:

$$d_2 = d_1 \times i = 200 \text{ mm} \times 2,78$$

$$d_2 = 556 \text{ mm}$$

Con el fin de que las poleas tengan dimensiones normalizadas:

$$d_1 = 200 \text{ mm}$$

$$d_2 = 560 \text{ mm}$$

Distancia entre ejes (cálculo provisorio)

Por recomendación, debe ser mayor a:

$$ap_{\min} = 0,7 (d_1 + d_2) = 0,7 \times (200 \text{ mm} + 560 \text{ mm})$$

$$ap_{\min} = 532 \text{ mm}$$

A su vez, menor a:

$$ap_{\max} = 2 (d_1 + d_2) = 2 \times (200 \text{ mm} + 560 \text{ mm})$$

$$ap_{\max} = 1520 \text{ mm}$$

De acuerdo a los espacios disponibles en la máquina se preseleccionará la menor distancia:

$$ap = 532 \text{ mm}$$

Desarrollo de referencia de la correa

Pertenece al perímetro que se forma entre los diámetros de referencia o primitivos de las poleas, Figura 36.

Se obtiene de la ecuación expresada a continuación:

$$Ld = 2 ap + 1,57 \times (d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4 ap}$$

En donde:

$$ap = 532 \text{ mm}$$

Entonces:

$$Ld = 2 \times 532 \text{ mm} + 1,57 \times (200 \text{ mm} + 560 \text{ mm}) + \frac{(560 \text{ mm} - 200 \text{ mm})^2}{4 \times 532 \text{ mm}}$$

Ld = 2333 mm

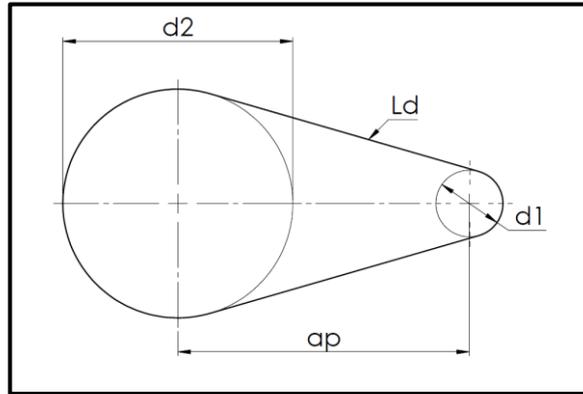


Figura 36 – Desarrollo de referencia de la correa.

Los desarrollos normalizados se encuentran en la Tabla 14.

Tabla 14
Desarrollo de correas tipo SP normalizada.

Perfil SPZ			Perfil SPA				Perfil SPB	Perfil SPC
Desarrollo de referencia ISO (mm) L _d			Desarrollo de referencia ISO (mm) L _d				Desarrollo de referencia ISO (mm) L _d	Desarrollo de referencia ISO (mm) L _d
487	1037	1637	732	1382	2120	3350	1250	2000
512	1047	1662	757	1400	2132	3382	1320	2120
562	1060	1687	782	1407	2182	3550	1400	2240
587	1077	1700	800	1432	2207	3750	1500	2360
612	1087	1737	807	1457	2232	4000	1600	2500
630	1112	1762	832	1482	2240	4250	1700	2650
637	1120	1787	850	1500	2282	4500	1800	2800
662	1137	1800	857	1507	2300		1900	3000
670	1162	1812	882	1532	2307		2000	3150
687	1180	1837	900	1557	2332		2120	3350
710	1187	1862	907	1582	2360		2240	3550
722	1202	1887	932	1600	2382		2360	3750
737	1212	1900	950	1607	2432		2500	4000
750	1237	1937	957	1632	2482		2650	4250
762	1250	1987	982	1657	2500		2800	4500
772	1262	2000	1000	1682	2532		3000	4750
787	1287	2037	1007	1700	2582		3150	5000
800	1312	2120	1032	1707	2607		3250	5300
812	1320	2137	1060	1732	2632		3350	5600
825	1337	2187	1082	1757	2650		3550	6000

Para mantenerse dentro de las correas estándar, se selecciona el inmediato superior de la Tabla 14.

Ld = 2360 mm

Distancia real entre ejes

Está definida por:

$$ar = \frac{Ld - \frac{\pi}{2} \times (d_1 + d_2)}{4} + \sqrt{\left[\frac{Ld - \frac{\pi}{2} \times (d_1 + d_2)}{4} \right]^2 - \frac{(d_1 + d_2)^2}{8}}$$

En donde:

$Ld = 2360 \text{ mm}$

$$ar = \frac{2360 \text{ mm} - \frac{\pi}{2} \times (200 \text{ mm} + 560 \text{ mm})}{4} + \sqrt{\left[\frac{2360 \text{ mm} - \frac{\pi}{2} \times (200 \text{ mm} + 560 \text{ mm})}{4} \right]^2 - \frac{(200 \text{ mm} + 560 \text{ mm})^2}{8}}$$

ar = 583 mm

Arco de abrazo y factor de corrección (C₁)

El coeficiente se obtiene de la Tabla 15, a partir del resultado de la siguiente ecuación:

$$\frac{d_2 - d_1}{ar} = \frac{560 \text{ mm} - 200 \text{ mm}}{583 \text{ mm}} \cong 0,65$$

*Tabla 15
Arco de abrazo y factor de corrección.*

$\frac{d_{dg} - d_{dk}}{a_{nom}}$	$\beta \approx$	c_1
0	180°	1,00
0,05	177°	1,00
0,10	174°	1,00
0,15	171°	1,00
0,20	168°	0,99
0,25	165°	0,99
0,30	162°	0,99
0,35	160°	0,99
0,40	156°	0,99
0,45	153°	0,98
0,50	150°	0,98
0,55	147°	0,98
0,60	144°	0,98
0,65	141°	0,97
0,70	139°	0,97
0,75	136°	0,97
0,80	133°	0,96

El arco de abrazo resulta ser 141°, mientras que el coeficiente:
C₁ = 0,97

Factor de desarrollo (C₃)

Se obtiene de la Tabla 16, en función del desarrollo de referencia.
Siendo, este:

C₃ = 0,93



Tabla 16
Factor de desarrollo de la correa

Perfil SPZ, XPZ		Perfil SPA, XPA		Perfil SPB, XPB		Perfil SPC, XPC	
Desarrollo de referencia (mm)	c ₃						
630	0,83	800	0,81	1250	0,83	2000	0,85
670	0,84	850	0,82	1320	0,84	2120	0,86
710	0,85	900	0,83	1400	0,85	2240	0,86
750	0,86	950	0,84	1500	0,86	2360	0,87
800	0,87	1000	0,85	1600	0,87	2500	0,88
850	0,88	1060	0,86	1700	0,88	2650	0,89
900	0,89	1120	0,86	1800	0,89	2800	0,90
950	0,90	1180	0,87	1900	0,90	3000	0,91
1000	0,91	1250	0,88	2000	0,91	3150	0,91
1060	0,92	1320	0,89	2120	0,92	3350	0,92
1120	0,93	1400	0,90	2240	0,93	3550	0,93
1180	0,94	1500	0,91	2360	0,93	3750	0,94
1250	0,95	1600	0,92	2500	0,94	4000	0,95
1320	0,96	1700	0,93	2650	0,95	4250	0,96
1400	0,98	1800	0,94	2800	0,96	4500	0,97

Potencia nominal por correa

A la nominal, se le suma un suplemento de acuerdo a la relación de transmisión. La Tabla 17 indica la potencia por correa.

$P_N = 12,85 \text{ KW} + 1,24 \text{ KW}$
 $P_N = 14,09 \text{ KW}$

Tabla 17
Potencia nominal de la correa SPB

Poleas	v (m/s)	n _k (min ⁻¹)	Diámetro de referencia de la polea pequeña d _{sk} (mm)														Suplemento de potencia (kW) por correa para i					
			140	150	160	180	190	200	212	224	236	250	280	315	355	375	400	1,01 hasta 1,05	1,06 hasta 1,26	1,27 hasta 1,57	>1,57	
Equilibradas estáticamente	5	700	3,46	4,04	4,62	5,77	6,34	6,91	7,59	8,26	8,92	9,70	11,33	13,21	15,30	16,33	17,59	0,05	0,33	0,47	0,58	
		950	4,42	5,19	5,95	7,46	8,20	8,94	9,82	10,69	11,56	12,56	14,66	17,04	19,67	20,94	22,50	0,07	0,45	0,64	0,78	
		1450	6,09	7,20	8,29	10,44	11,49	12,53	13,76	14,96	16,15	17,50	20,30	23,36	26,59	28,08	29,83	0,11	0,69	0,97	1,20	
		2850	9,07	10,83	12,53	15,71	17,18	18,57	20,13	21,57	22,87	24,21	26,40	27,68					0,21	1,35	1,92	2,35
		100	0,66	0,76	0,85	1,04	1,14	1,23	1,35	1,46	1,57	1,70	1,98	2,30	2,66	2,84	3,07		0,01	0,05	0,07	0,08
		200	1,21	1,39	1,57	1,94	2,12	2,30	2,51	2,73	2,94	3,19	3,72	4,33	5,02	5,36	5,79		0,01	0,09	0,13	0,16
		300	1,71	1,97	2,24	2,77	3,03	3,29	3,61	3,92	4,23	4,59	5,36	6,24	7,25	7,74	8,36		0,02	0,14	0,20	0,25
		400	2,17	2,52	2,87	3,56	3,91	4,25	4,66	5,06	5,47	5,94	6,93	8,08	9,38	10,03	10,82		0,03	0,19	0,27	0,33
		500	2,62	3,05	3,48	4,32	4,75	5,16	5,66	6,16	6,66	7,23	8,45	9,85	11,43	12,22	13,18		0,04	0,24	0,34	0,41
		600	3,05	3,55	4,06	5,06	5,56	6,05	6,64	7,23	7,81	8,48	9,92	11,56	13,41	14,32	15,44		0,04	0,28	0,40	0,49
		700	3,46	4,04	4,62	5,77	6,34	6,91	7,59	8,26	8,92	9,70	11,33	13,21	15,30	16,33	17,59		0,05	0,33	0,47	0,58
		800	3,85	4,51	5,17	6,46	7,10	7,74	8,50	9,26	10,00	10,87	12,70	14,79	17,11	18,25	19,64		0,06	0,38	0,54	0,66
		900	4,23	4,96	5,69	7,13	7,84	8,55	9,39	10,22	11,05	12,00	14,02	16,30	18,84	20,07	21,57		0,07	0,43	0,61	0,74
		1000	4,60	5,40	6,20	7,78	8,56	9,33	10,25	11,16	12,06	13,10	15,28	17,75	20,47	21,79	23,39		0,07	0,47	0,67	0,82
1100	4,95	5,83	6,69	8,41	9,25	10,09	11,08	12,06	13,03	14,15	16,50	19,13	22,01	23,40	25,07		0,08	0,52	0,74	0,91		
1200	5,29	6,24	7,17	9,01	9,92	10,82	11,88	12,93	13,97	15,16	17,65	20,44	23,46	24,89	26,62		0,09	0,57	0,81	0,99		
1300	5,62	6,63	7,63	9,60	10,57	11,52	12,65	13,77	14,87	16,13	18,76	21,67	24,79	26,26	28,02		0,10	0,62	0,87	1,07		
1400	5,94	7,01	8,08	10,16	11,19	12,20	13,40	14,57	15,73	17,06	19,80	22,82	26,02	27,51	29,27		0,10	0,66	0,94	1,15		
1500	6,24	7,38	8,51	10,71	11,79	12,85	14,11	15,34	16,55	17,93	20,78	23,88	27,12	28,62	30,35		0,11	0,71	1,01	1,24		
1600	6,54	7,73	8,92	11,23	12,36	13,48	14,79	16,07	17,33	18,76	21,69	24,86	28,11	29,58	31,26		0,12	0,76	1,08	1,32		
1700	6,82	8,07	9,31	11,73	12,91	14,07	15,44	16,77	18,07	19,54	22,54	25,74	28,96	30,39	31,99		0,12	0,81	1,14	1,40		
1800	7,08	8,40	9,69	12,21	13,44	14,64	16,05	17,42	18,76	20,27	23,31	26,52	29,68	31,04	32,53		0,13	0,85	1,21	1,48		
1900	7,34	8,71	10,05	12,67	13,93	15,18	16,63	18,04	19,40	20,94	24,02	27,20	30,25	31,53	32,86		0,14	0,90	1,28	1,57		
2000	7,58	9,00	10,39	13,10	14,41	15,68	17,17	18,61	20,00	21,56	24,64	27,77	30,68	31,84	32,99		0,15	0,95	1,34	1,65		
2100	7,81	9,28	10,72	13,51	14,85	16,15	17,67	19,14	20,55	22,11	25,19	28,24	30,94	31,96	32,89		0,15	0,99	1,41	1,73		
2200	8,02	9,54	11,03	13,89	15,26	16,59	18,14	19,62	21,04	22,61	25,65	28,58	31,05	31,90	32,57		0,16	1,04	1,48	1,81		
2300	8,22	9,79	11,31	14,24	15,64	17,00	18,57	20,06	21,48	23,05	26,03	28,81	30,98	31,63			0,17	1,09	1,55	1,90		
2400	8,41	10,02	11,58	14,57	16,00	17,37	18,95	20,45	21,87	23,41	26,31	28,91	30,74	31,16			0,18	1,14	1,61	1,98		
2500	8,58	10,23	11,83	14,88	16,32	17,70	19,29	20,79	22,20	23,72	26,50	28,88	30,31				0,18	1,18	1,68	2,06		

Cantidad de correas

$$Z = \frac{P_b}{P_N \times C_1 \times C_3} = \frac{70,4 \text{ KW}}{14,09 \text{ KW} \times 0,97 \times 0,93}$$

Z = 5,54 ≈ 6

Se seleccionan **6 correas SPB 2360**.

4.12. Rotor de corte

Está construido en tres partes mecanizadas por separado y unidas, posteriormente, por medio de soldadura. Ellas son:

1. Tubo estructural de 5” (127 mm) de diámetro exterior, con pared de 1/8” (3,175 mm) y 1600 mm de largo.
2. Extremo izquierdo formado por redondo SAE 1020 normalizado.
3. Extremo derecho formado por redondo de SAE 1020 normalizado.

Observando la Figura 37, ambos extremos poseen un disco que ayuda a centrar el conjunto al momento de soldarlo.

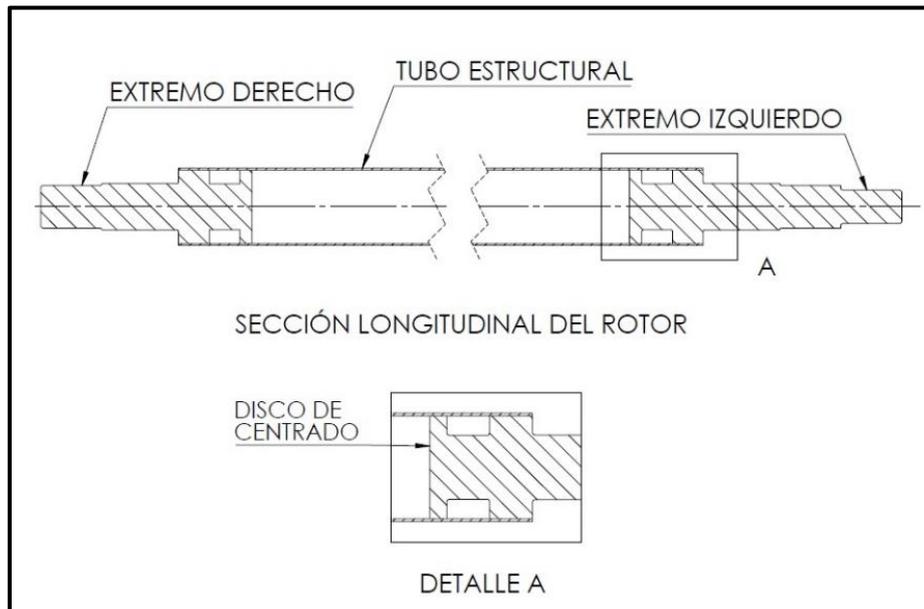


Figura 37 - Partes del rotor de corte.

La Figura 38 muestra un esquema que comprende al rotor con sus dimensiones, secciones (S1 a S8) en las cuales se verificará el cálculo, apoyos y esfuerzos presentes. Estos últimos se identifican como:

- Ff: fuerza de flexión debido a la transmisión por medio de correas.
- Tc: par torsor propio de la potencia transmitida.
- A y B: rodamientos en donde se sustenta el sistema.

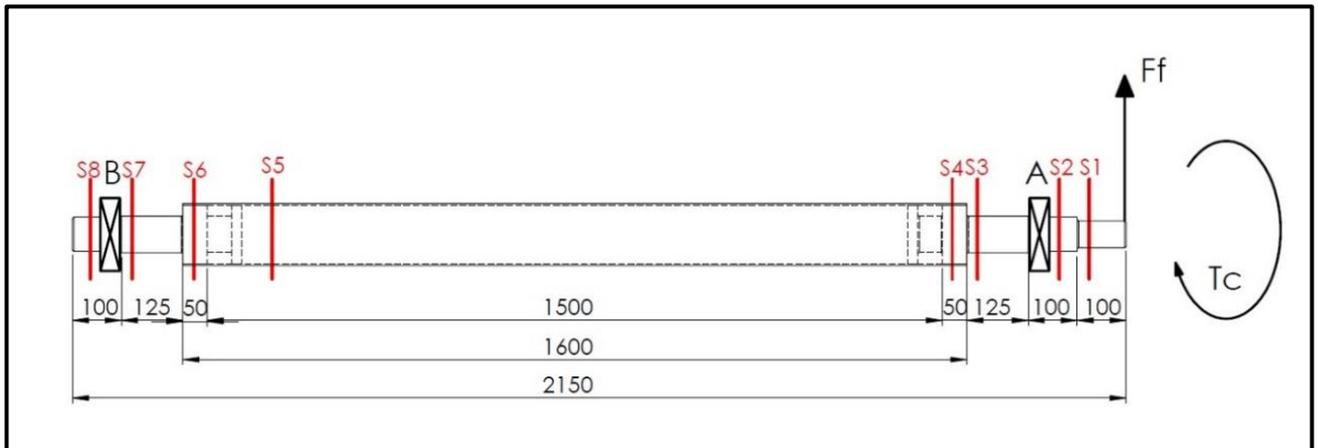


Figura 38 - Esquema del rotor de corte con datos necesarios para el cálculo.

El resto de los datos se encuentran en la Tabla 18.

Tabla 18
Datos implicados en el cálculo del rotor de corte.

Radio de la polea menor	$r_1 = 10 \text{ cm}$
Velocidad angular del rotor de corte	$n_c = 1500 \text{ rpm}$
Potencia a transmitir	$P_{C_m} = 86 \text{ CV}$

Determinación de fuerzas

El par torsor resulta:

$$T_c = \frac{71620 \times P_{C_m}}{n_c} = \frac{71620 \times 86 \text{ CV}}{1500 \text{ rpm}}$$

$$T_c = 4106,2 \text{ Kgcm}$$

La fuerza de flexión es:

$$F_f = \frac{2 \times T_c}{r_1} = \frac{2 \times 4106,2 \text{ Kgcm}}{10 \text{ cm}}$$

$$F_f = 821,2 \text{ Kgf}$$

Por medio de la sumatoria de fuerzas y momentos se obtienen las reacciones en A y B.

$$\sum F = 0$$

$$F_f - R_A + R_B = 0$$

$$\sum M^B = 0$$

$$F_f \times 2050 \text{ mm} - R_A \times 1850 \text{ mm} = 0$$

De la sumatoria de fuerzas se despeja R_A .

$$R_A = F_f + R_B$$

Se reemplaza en la sumatoria de momentos y se obtiene RB.

$$F_f \times 2050 \text{ mm} - (F_f + RB) \times 1850 \text{ mm} = 0$$

$$821,2 \text{ Kgf} \times 2050 \text{ mm} - (821,2 \text{ Kgf} + RB) \times 1850 \text{ mm} = 0$$

$$1683460 \text{ Kgmm} - 1519220 \text{ Kgmm} - RB \times 1850 \text{ mm} = 0$$

$$164240 \text{ Kgmm} - RB \times 1850 \text{ mm} = 0$$

$$RB = \frac{164240 \text{ Kgmm}}{1850 \text{ mm}}$$

$$RB = 88,8 \text{ Kgf}$$

Se reemplaza RB en la sumatoria de fuerzas, obteniendo así:

$$RA = 821,2 \text{ Kgf} + 88,8 \text{ Kgf}$$

$$RA = 910 \text{ Kgf}$$

La configuración resultante de esfuerzos se indica en la Figura 39.

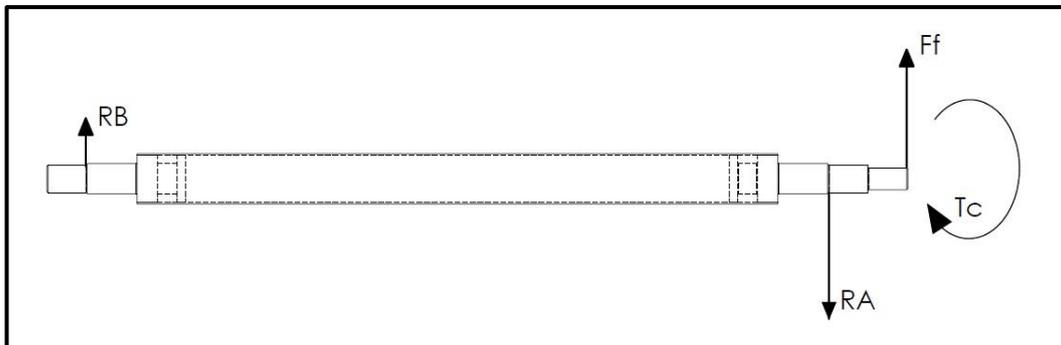


Figura 39 - Diagrama de fuerzas del rotor de corte.

Cálculo de momentos flectores

- S1 ($0 \text{ mm} \leq X \leq 100 \text{ mm}$)

$$M_{f_1} = F_f \times X$$

$$\text{Si } X = 0 \text{ mm}$$

$$M_{f_{1a}} = 0 \text{ Kgmm} = 0 \text{ Kgcm}$$

$$\text{Si } X = 100 \text{ mm}$$

$$M_{f_{1b}} = 821,2 \text{ Kgf} \times 100 \text{ mm}$$

$$M_{f_{1b}} = 82120 \text{ Kgmm} = 8212 \text{ Kgcm}$$

- S2 ($100 \text{ mm} \leq X \leq 200 \text{ mm}$)

$$Mf_2 = Ff \times X$$

$$Si \ X = 100 \text{ mm}$$

$$\mathbf{Mf_{1b} = 82120 \text{ Kgmm} = 8212 \text{ Kgcm}}$$

$$Si \ X = 200 \text{ mm}$$

$$Mf_2 = 821,2 \text{ Kgf} \times 200 \text{ mm}$$

$$\mathbf{Mf_2 = 164240 \text{ Kgmm} = 16424 \text{ Kgcm}}$$

- S3 ($200 \text{ mm} \leq X \leq 325 \text{ mm}$)

$$Mf_3 = Ff \times X - RA \times (X - 200 \text{ mm})$$

$$Si \ X = 200 \text{ mm}$$

$$\mathbf{Mf_2 = 164240 \text{ Kgmm} = 16424 \text{ Kgcm}}$$

$$Si \ X = 325 \text{ mm}$$

$$Mf_3 = 821,2 \text{ Kgf} \times 325 \text{ mm} - 910 \text{ Kgf} \times (325 \text{ mm} - 200 \text{ mm})$$

$$\mathbf{Mf_3 = 153140 \text{ Kgmm} = 15314 \text{ Kgcm}}$$

- S4 ($325 \text{ mm} \leq X \leq 375 \text{ mm}$)

$$Mf_4 = Ff \times X - RA \times (X - 200 \text{ mm})$$

$$Si \ X = 325 \text{ mm}$$

$$\mathbf{Mf_3 = 153140 \text{ Kgmm} = 15314 \text{ Kgcm}}$$

$$Si \ X = 375 \text{ mm}$$

$$Mf_4 = 821,2 \text{ Kgf} \times 375 \text{ mm} - 910 \text{ Kgf} \times (375 \text{ mm} - 200 \text{ mm})$$

$$\mathbf{Mf_4 = 148700 \text{ Kgmm} = 14870 \text{ Kgcm}}$$

- S5 ($375 \text{ mm} \leq X \leq 1875 \text{ mm}$)

$$Mf_5 = Ff \times X - RA \times (X - 200 \text{ mm})$$

$$Si \ X = 375 \text{ mm}$$

$$\mathbf{Mf_4 = 148700 \text{ Kgmm} = 14870 \text{ Kgcm}}$$

$$Si \ X = 1875 \text{ mm},$$

$$Mf_5 = 821,2 \text{ Kgf} \times 1875 \text{ mm} - 910 \text{ Kgf} \times (1875 \text{ mm} - 200 \text{ mm})$$

$$\mathbf{Mf_5 = 15500 \text{ Kgmm} = 1550 \text{ Kgcm}}$$

- S6 ($1875 \text{ mm} \leq X \leq 1925 \text{ mm}$)

$$Mf_6 = Ff \times X - RA \times (X - 200 \text{ mm})$$

$$Si \ X = 1875 \text{ mm}$$

$$\mathbf{Mf_5 = 15500 \text{ Kgmm} = 1550 \text{ Kgcm}}$$

$$Si \ X = 1925 \text{ mm},$$

$$Mf_6 = 821,2 \text{ Kgf} \times 1925 \text{ mm} - 910 \text{ Kgf} \times (1925 \text{ mm} - 200 \text{ mm})$$

$$\mathbf{Mf_6 = 11060 \text{ Kgmm} = 1106 \text{ Kgcm}}$$

- S7 ($1925 \text{ mm} \leq X \leq 2050 \text{ mm}$)

$$Mf_7 = Ff \times X - RA \times (X - 200 \text{ mm})$$

$$Si \ X = 1925 \text{ mm}$$

$$\mathbf{Mf_6 = 11060 \text{ Kgmm} = 1106 \text{ Kgcm}}$$

Si $X = 2050 \text{ mm}$

$Mf_7 = 821,2 \text{ Kg} \times 2050 \text{ mm} - 910 \text{ Kg} \times (2050 \text{ mm} - 200 \text{ mm})$

$Mf_7 = 0 \text{ Kgmm} = 0 \text{ Kgcm}$

En la Figura 40, se grafican los momentos flectores obtenidos.

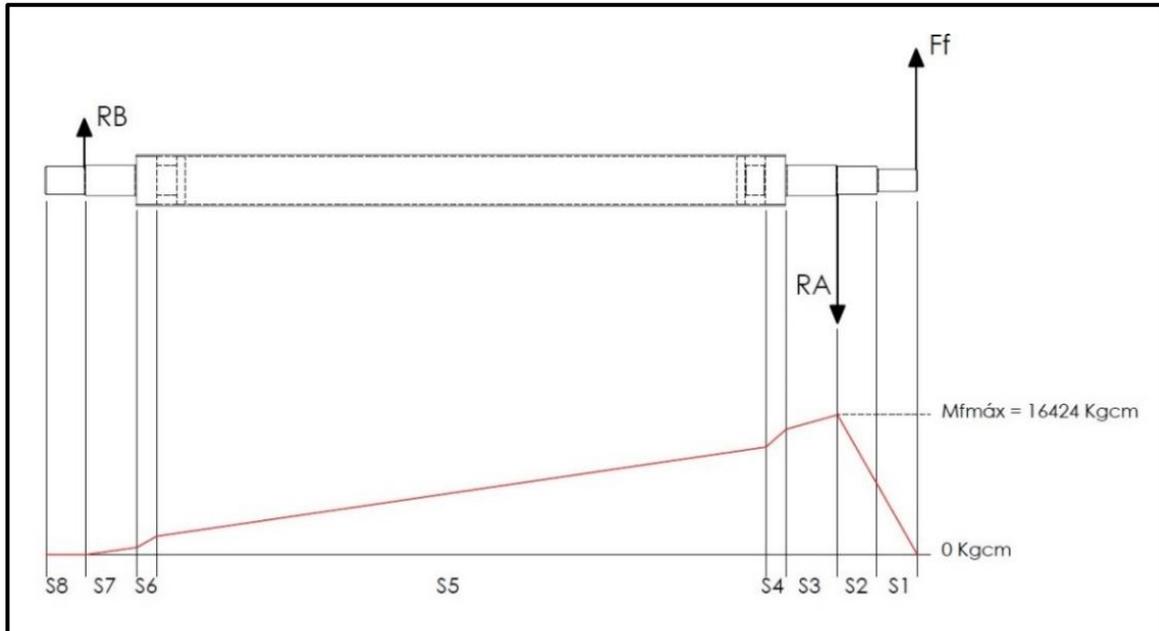


Figura 40 - Diagrama de momentos flectores del rotor de corte.

Dimensionamiento de las secciones

Se analiza cada sección para obtener la dimensión o verificarla. La primera de ellas, tiene las ecuaciones identificadas y las siguientes son análogas a esta.

El esfuerzo de fatiga es repetido e invertido y el par torsor es constante, por lo que el esfuerzo es únicamente medio.

- Sección S5

- a. Material: Tubo estructural

$Sy = 2300 \text{ Kg/cm}^2$ (tensión de fluencia)

$Su = 3200 \text{ Kg/cm}^2$ (tensión de rotura)

- b. Propiedades de la sección:

$De = 127 \text{ mm} = 12,7 \text{ cm}$ (diámetro exterior)

$Di = 120,6 \text{ mm} = 12,06 \text{ cm}$ (diámetro interior)

$e = 3,175 \text{ mm} \cong 0,32 \text{ cm}$ (espesor de pared)

$$W = \frac{\pi}{32} \times \left(\frac{De^4 - Di^4}{De} \right) = \frac{\pi}{32} \times \left(\frac{(12,7 \text{ cm})^4 - (12,06 \text{ cm})^4}{12,7 \text{ cm}} \right)$$

W = 37,6 cm³ (Módulo resistente)

$$W_0 = \frac{\pi}{16} \times \left(\frac{De^4 - Di^4}{De} \right) = \frac{\pi}{16} \times \left(\frac{(12,7 \text{ cm})^4 - (12,06 \text{ cm})^4}{12,7 \text{ cm}} \right)$$

W₀ = 75,2 cm³ (Módulo resistente polar)

c. Solicitaciones:

Mf₄ = 14870 Kgcm (momento flector)

Tc = 4106,2 Kgcm (par torsor)

d. Verificación:

I. Flexión:

Mfmáx = 14870 Kgcm (momento flector máximo)

Mfmín = -14870 Kgcm (momento flector mínimo)

$$Mfm = \frac{Mfmín + Mfmáx}{2} = \frac{-14870 \text{ Kgcm} + 14870 \text{ Kgcm}}{2}$$

Mfm = 0 Kgcm (momento flector medio)

$$Mfa = \frac{Mfmáx - Mfmín}{2} = \frac{14870 \text{ Kgcm} - (-14870 \text{ Kgcm})}{2}$$

Mfa = 14870 Kgcm (momento flector alterno)

$$Sm = \frac{Mfm}{W} = \frac{0 \text{ Kgcm}}{37,6 \text{ cm}^3}$$

Sm = 0 Kg/cm² (esfuerzo flector medio)

$$Sa = \frac{Mfa}{W} = \frac{14870 \text{ Kgcm}}{37,6 \text{ cm}^3}$$

Sa = 385,1 Kg/cm² (esfuerzo flector alterno)

El esfuerzo equivalente en flexión es:

$$Se = \frac{Sn}{Sy} \times Sm + Kf \times Sa$$

Al ser Sm = 0 Kg/cm², el primer término se anula, y se considera al coeficiente de reducción de la resistencia a la fatiga Kf = 1, debido a que no existe concentrador de esfuerzo en esta sección. Entonces:

Se = Sa = 385,1 Kg/cm²

II. Torsión:

$T_{cm\acute{a}x} = 4106,2 \text{ Kgcm}$ (par torsor máximo)

$T_{cm\acute{m}n} = 4106,2 \text{ Kgcm}$ (par torsor mínimo)

$$T_{cm} = \frac{T_{cm\acute{m}n} + T_{cm\acute{a}x}}{2} = \frac{4106,2 \text{ Kgcm} + 4106,2 \text{ Kgcm}}{2}$$

$T_{cm} = 4106,2 \text{ Kgcm}$ (par torsor medio)

$$T_{ca} = \frac{T_{cm\acute{a}x} - T_{cm\acute{m}n}}{2} = \frac{4106,2 \text{ Kgcm} - 4106,2 \text{ Kgcm}}{2}$$

$T_{ca} = 0 \text{ Kgcm}$ (par torsor alterno)

$$S_{ms} = \frac{T_{cm}}{W_0} = \frac{4106,2 \text{ Kgcm}}{75,2 \text{ cm}^3}$$

$S_{ms} = 54,6 \text{ Kg/cm}^2$ (esfuerzo torsor medio)

$$S_{as} = \frac{T_{ca}}{W_0} = \frac{0 \text{ Kgcm}}{75,2 \text{ cm}^3}$$

$S_{as} = 0 \text{ Kg/cm}^2$ (esfuerzo torsor alterno)

El esfuerzo torsor equivalente es:

$$S_{es} = \frac{S_{ns}}{S_{ys}} \times S_{ms} + K_{fs} \times S_{as}$$

Al ser $S_{as} = 0 \text{ Kg/cm}^2$, el segundo término se anula; S_{ns} representa la resistencia a la fatiga bajo esfuerzos cortantes y S_{ys} la tensión de fluencia bajo el mismo esfuerzo.

La resistencia a la fatiga, si el esfuerzo normal, es:

$$S_n = K_1 \times K_2 \times K_3 \times 0,5 \times S_u$$

Siendo, K_1 un coeficiente que depende de la rugosidad la superficie del eje¹⁰. K_2 tiene en cuenta el diámetro del eje, ya que en una sección mayor existen mayores probabilidades de encontrar una falla; toma el valor 0,85 si el diámetro del eje supera la 1/2" (12,7 mm) y si es menor, el coeficiente, será igual a la unidad. Por último, K_3 corresponde al esfuerzo, toma el valor 1 cuando se trata de flexión y 0,85 si el esfuerzo es cortante puro. Vale aclarar que el término $0,5 \times S_u$ representa el límite de fatiga (S'_n). Dicho esto:

$$K_1 = 0,92 \text{ (rugosidad de mecanizado)}$$

$$K_2 = 0,85$$

$$K_3 = 1$$

¹⁰ Faires, 1995. Figura AF 5 p. 751.

Entonces:

$$S_n = 0,92 \times 0,85 \times 1 \times 0,5 \times 3200 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\mathbf{S_n = 1251,2 \text{ Kg/cm}^2}$$

La resistencia a la fatiga, si el esfuerzo es cortante, es:

$$S_{ns} = 0,6 \times S_n = 0,6 \times 1251,2 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\mathbf{S_{ns} = 750,7 \text{ Kg/cm}^2}$$

La tensión de fluencia para esfuerzos cortantes se considera:

$$S_{ys} = 0,6 \times S_y = 0,6 \times 2300 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\mathbf{S_{ys} = 1380 \text{ Kg/cm}^2}$$

En consecuencia:

$$S_{es} = \frac{750,7 \text{ Kg/cm}^2}{1380 \text{ Kg/cm}^2} \times 54,6 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\mathbf{S_{es} = 29,7 \text{ Kg/cm}^2}$$

III. Combinación de esfuerzos:

Con los datos obtenidos, se verifica si el coeficiente de seguridad es mayor a uno.

$$\frac{1}{N^2} = \left(\frac{S_e}{S_n}\right)^2 + \left(\frac{S_{es}}{S_{ns}}\right)^2$$

$$\frac{1}{N^2} = \left(\frac{385,1 \text{ Kg/cm}^2}{1251,2 \text{ Kg/cm}^2}\right)^2 + \left(\frac{29,7 \text{ Kg/cm}^2}{750,7 \text{ Kg/cm}^2}\right)^2$$

$$\frac{1}{N^2} = 0,094 + 1,56 \times 10^{-3}$$

$$\frac{1}{N^2} = 0,0955$$

$$N = \sqrt{\frac{1}{0,0955}}$$

$$\mathbf{N = 3,2}$$

- Sección S4

a. Material: Acero SAE 1020 Normalizado

$$S_y = 3515 \text{ Kg/cm}^2$$

$$S_u = 4499 \text{ Kg/cm}^2$$

b. Propiedades de la sección:

$$D = 120,6 \text{ mm} = 12,06 \text{ cm (diámetro)}$$

$$W = \frac{\pi}{32} \times D^3 = \frac{\pi}{32} \times (12,06 \text{ cm})^3$$

$$W = 172,2 \text{ cm}^3$$

$$W_0 = \frac{\pi}{16} \times D^3 = \frac{\pi}{16} \times (12,06 \text{ cm})^3$$

$$W_0 = 344,4 \text{ cm}^3$$

c. Solicitaciones:

$$Mf_3 = 15314 \text{ Kgcm}$$

$$Tc = 4106,2 \text{ Kgcm}$$

d. Verificación:

I. Flexión:

$$Mf_{\text{máx}} = 15314 \text{ Kgcm}$$

$$Mf_{\text{mín}} = -15314 \text{ Kgcm}$$

$$Mfm = 0 \text{ Kgcm}$$

$$Mfa = 15314 \text{ Kgcm}$$

$$S_m = \frac{0 \text{ Kgcm}}{172,2 \text{ cm}^3}$$

$$S_m = 0 \text{ Kg/cm}^2$$

$$S_a = \frac{15314 \text{ Kgcm}}{172,2 \text{ cm}^3}$$

$$S_a = 88,9 \text{ Kg/cm}^2$$

$$S_e = K_f \times S_a$$

El concentrador de esfuerzo es el radio de acuerdo entre las dos secciones; queda determinado por la ecuación:

$$K_f = 1 + q \times (K_t - 1)$$

Siendo K_t el coeficiente teórico de concentración de esfuerzos¹¹, y q el coeficiente de sensibilidad a la entalla¹². Para seleccionarlos, se establece que la relación entre el diámetro

¹¹ Faires, 1995. Figura AF 12 pág. 754.

¹² Faires, 1995. Figura AF 7 pág. 752.

mayor (D) y menor (d) del acuerdo sea 2, la razón entre el radio del acuerdo y el diámetro menor sea 0,05 y que el radio de acuerdo (r) sea 3 mm. Dicho de otra manera:

$$\frac{r}{d} = 0,05$$

$$\frac{D}{d} = 2$$

Igualando el diámetro menor de ambas ecuaciones, se obtiene:

$$\frac{r}{0,05} = \frac{D}{2}$$

Despejando el diámetro mayor:

$$D = \frac{r \times 2}{0,05}$$

En donde D = 120,6 mm, perteneciente al diámetro interior del tubo estructural.

El diámetro menor es:

$$d = \frac{D}{2} = \frac{120,6 \text{ mm}}{2}$$

$$d = 60,3 \text{ mm}$$

En base a esto, se definen los coeficientes:

$$q = 0,94$$

$$K_t = 2,2$$

Entonces:

$$K_f = 1 + 0,94 \times (2,2 - 1)$$

$$\mathbf{K_f = 2,1}$$

El esfuerzo combinado es:

$$S_e = 2,1 \times 88,9 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\mathbf{S_e = 186,7 \text{ Kg/cm}^2}$$

II. Torsión:

$$T_{\text{cmáx}} = 4106,2 \text{ Kgcm}$$

$$T_{\text{cmín}} = 4106,2 \text{ Kgcm}$$

$$T_{\text{cm}} = 4106,2 \text{ Kgcm}$$

$$T_{\text{ca}} = 0 \text{ Kgcm}$$

$$S_{\text{ms}} = \frac{4106,2 \text{ Kgcm}}{344,4 \text{ cm}^3}$$

$$\mathbf{S_{ms} = 10,5 \text{ Kg/cm}^2}$$

$$S_{as} = \frac{0 \text{ Kgcm}}{344,4 \text{ cm}^3}$$

$$\mathbf{S_{as} = 0 \text{ Kg/cm}^2}$$

$$S_{es} = \frac{S_{ns}}{S_{ys}} \times S_{ms}$$

$$S_n = K_1 \times K_2 \times K_3 \times 0,5 \times S_u$$

$$K_1 = 0,90 \text{ (rugosidad de mecanizado)}$$

$$K_2 = 0,85$$

$$K_3 = 1$$

$$S_n = 0,90 \times 0,85 \times 1 \times 0,5 \times 4499 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\mathbf{S_n = 1720,9 \text{ Kg/cm}^2}$$

$$S_{ns} = 0,6 \times S_n = 0,6 \times 1720,9 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\mathbf{S_{ns} = 1032,5 \text{ Kg/cm}^2}$$

$$S_{ys} = 0,6 \times S_y = 0,6 \times 3515 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\mathbf{S_{ys} = 2109 \text{ Kg/cm}^2}$$

$$S_{es} = \frac{1032,5 \text{ Kg/cm}^2}{2109 \text{ Kg/cm}^2} \times 10,5 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\mathbf{S_{es} = 5,1 \text{ Kg/cm}^2}$$

III. Combinación de esfuerzos

$$\frac{1}{N^2} = \left(\frac{S_e}{S_n}\right)^2 + \left(\frac{S_{es}}{S_{ns}}\right)^2$$

$$\frac{1}{N^2} = \left(\frac{186,7 \text{ Kg/cm}^2}{1720,9 \text{ Kg/cm}^2}\right)^2 + \left(\frac{5,1 \text{ Kg/cm}^2}{1032,5 \text{ Kg/cm}^2}\right)^2$$

$$\frac{1}{N^2} = 0,012 + 2,4 \times 10^{-5}$$

$$\frac{1}{N^2} = 0,01202$$

$$N = \sqrt{\frac{1}{0,01202}}$$

$$\mathbf{N = 9,1}$$

- Sección S3

a. Material: Acero SAE 1020 Normalizado.

b. Propiedades de la sección:

$$N = 1,4$$

$$W = \frac{\pi}{32} \times D^3$$

$$W_0 = \frac{\pi}{16} \times D^3$$

c. Solicitaciones:

$$Mf_2 = 16424 \text{ Kgcm}$$

$$Tc = 4106,2 \text{ Kgcm}$$

d. Cálculo:

I.Flexión:

$$Mf_{\text{máx}} = 16424 \text{ Kgcm}$$

$$Mf_{\text{mín}} = -16424 \text{ Kgcm}$$

$$Mfm = 0 \text{ Kgcm}$$

$$Mfa = 16424 \text{ Kgcm}$$

$$\mathbf{S_m = 0 \text{ Kg/cm}^2}$$

$$S_a = \frac{16424 \text{ Kgcm}}{\frac{\pi}{32} \times D^3}$$

$$\mathbf{S_a = \frac{167293,5 \text{ Kgcm}}{D^3}}$$

$$S_e = K_f \times S_a$$

La concentración de esfuerzos está dada por el radio de acuerdo, se toma igual que la sección S4.

$$K_f = 2,1$$

$$S_e = 2,1 \times \frac{167293,5 \text{ Kgcm}}{D^3}$$

$$\mathbf{S_e = \frac{351316,3 \text{ Kgcm}}{D^3}}$$

II. Torsión:

$$S_{ms} = \frac{4106,2 \text{ Kgcm}}{\frac{\pi}{16} \times D^3}$$

$$S_{ms} = \frac{20912,7 \text{ Kgcm}}{D^3}$$

$$S_{es} = \frac{S_{ns}}{S_{ys}} \times S_{ms}$$

Los valores de S_n , S_{ns} , S_y , S_{ys} y S_u son los mismos que en la sección S4, y se repetirán en las secciones siguientes.

$$S_{es} = \frac{1032,5 \text{ Kg/cm}^2}{2109 \text{ Kg/cm}^2} \times \frac{20912,7 \text{ Kgcm}}{D^3}$$

$$S_{es} = \frac{10238,2 \text{ Kgcm}}{D^3}$$

III. Combinación de esfuerzos:

$$\frac{1}{N^2} = \left(\frac{S_e}{S_n}\right)^2 + \left(\frac{S_{es}}{S_{ns}}\right)^2$$

$$\frac{1}{1,4^2} = \left(\frac{351316,3 \text{ Kgcm}}{1720,9 \text{ Kg/cm}^2 \times D^3}\right)^2 + \left(\frac{10238,2 \text{ Kgcm}}{1032,5 \text{ Kg/cm}^2 \times D^3}\right)^2$$

$$0,51 = \frac{41675,9 \text{ cm}^6}{D^6} + \frac{98,3 \text{ cm}^6}{D^6}$$

$$0,51 = \frac{41774,2 \text{ cm}^6}{D^6}$$

$$D = \sqrt[6]{\frac{41774,2 \text{ cm}^6}{0,51}}$$

$$D = 7 \text{ cm} = 70 \text{ mm}$$

e. Verificación de Kf

Pertenece al radio de acuerdo comprendido por las secciones S4 y S3.

$$\frac{D}{d} = \frac{120,6 \text{ mm}}{70 \text{ mm}} = 1,72$$

$$\frac{r}{d} = \frac{3 \text{ mm}}{70 \text{ mm}} = 0,043$$

Se había propuesto que $r/d = 0,05$, pero como no existe una variación apreciable en el valor de K_t , entre ambas relaciones, se considera correcto el uso del coeficiente seleccionado.

- Sección S2

Las solicitaciones de esta sección son las mismas que en S3, ya que Mf_2 se comparte. Según esta lógica, el diámetro de esta sección queda definida en 70 mm, y S3 pasa a tener un diámetro de 76 mm para hacer de apoyo axial del rodamiento.

- Sección S1

a. Material: Acero SAE 1020 Normalizado.

b. Propiedades de la sección:

$$N = 1,4$$

$$W = \frac{\pi}{32} \times D^3$$

$$W_0 = \frac{\pi}{16} \times D^3$$

c. Solicitaciones:

$$Mf_{1b} = 8212 \text{ Kgcm}$$

$$Tc = 4106,2 \text{ Kgcm}$$

d. Cálculo:

I. Flexión:

$$Mf_{\text{máx}} = 8212 \text{ Kgcm}$$

$$Mf_{\text{mín}} = -8212 \text{ Kgcm}$$

$$Mfm = 0 \text{ Kgcm}$$

$$Mfa = 8212 \text{ Kgcm}$$

$$S_m = 0 \text{ Kg/cm}^2$$

$$S_a = \frac{8212 \text{ Kgcm}}{\frac{\pi}{32} \times D^3}$$

$$S_a = \frac{83646,7 \text{ Kgcm}}{D^3}$$

$$S_e = K_f \times S_a$$

El concentrador de esfuerzo es, también, un radio de acuerdo. Al elegir las mismas relaciones que se tomaron en S4:

$$\frac{r}{d} = 0,05$$

$$\frac{D}{d} = 2$$

$$K_f = 2,1$$

El diámetro mayor pertenece a S2 (D = 70 mm) y el diámetro que debería tener S1 para satisfacer lo propuesto es:

$$d = 35 \text{ mm}$$

Entonces:

$$S_e = 2,1 \times \frac{83646,7 \text{ Kgcm}}{D^3}$$

$$S_e = \frac{175658 \text{ Kgcm}}{D^3}$$

II. Torsión:

Al igual que S3:

$$S_{es} = \frac{10238,2 \text{ Kgcm}}{D^3}$$

III. Combinación de esfuerzos:

$$\frac{1}{N^2} = \left(\frac{S_e}{S_n}\right)^2 + \left(\frac{S_{es}}{S_{ns}}\right)^2$$

$$\frac{1}{1,4^2} = \left(\frac{175658 \text{ Kgcm}}{1720,9 \text{ Kg/cm}^2 \times D^3}\right)^2 + \left(\frac{10238,2 \text{ Kgcm}}{1032,5 \text{ Kg/cm}^2 \times D^3}\right)^2$$

$$0,51 = \frac{10419 \text{ cm}^6}{D^6} + \frac{98,3 \text{ cm}^6}{D^6}$$

$$0,51 = \frac{10517,3 \text{ cm}^6}{D^6}$$

$$D = \sqrt[6]{\frac{10517,3 \text{ cm}^6}{0,51}}$$

$$D = 5,5 \text{ cm} = 55 \text{ mm}$$

e. Verificación de Kf

Las relaciones obtenidas son:

$$\frac{D}{d} = \frac{70 \text{ mm}}{55 \text{ mm}} = 1,3$$

$$\frac{r}{d} = \frac{3 \text{ mm}}{55 \text{ mm}} = 0,054$$

Si se toma la curva $D/d = 1,5$ y se intercepta la abscisa $r/d = 0,054$, se obtiene $K_t = 2$ (Faires, 1995. Fig. AF 12 pág. 754), resultando $K_f = 1,94$. En conclusión, se ha sobredimensionado la sección, ya que el K_f utilizado en el cálculo es mayor que el real.

- Sección S6: toma el diámetro de S4.
- Sección S7: toma el diámetro de S3.
- Sección S8: toma el diámetro de S2.

En la Tabla 19, se agrupan los diámetros del rotor de corte.

*Tabla 19
Resumen de los diámetros obtenidos del rotor de corte.*

Sección	S1	S2	S3	S4	S5	S6	S7	S8
Diámetro (mm)	55	70	76	120,6	Ext:127 Di:120,6	120,6	76	70

Como alternativa, se puede plantear que los extremos del rotor sean de acero de mejor calidad para lograr menores diámetros, rodamientos y manguitos de fijación. Con un acero AISI 1045, las secciones tendrían los siguientes diámetros¹³:

- Sección S1: 45 mm
- Sección S2: 60 mm
- Sección S3: 66 mm
- Sección S7: 66 mm
- Sección S8: 60 mm

Se obtiene una reducción de 10 mm en cada sección, pero plantea un problema con respecto a la soldadura por el elevado porcentaje de carbono que posee este acero.

En función de los espesores a soldar, puede ser necesario un precalentamiento y postcalentamiento. Si la soldadura es con gas, la zona afectada por el calor es mayor y el enfriamiento es más lento, por lo que hay menos necesidad de precalentar y postcalentar.

¹³ El cálculo con AISI 1045 no se expone en el proyecto.

Se recomienda el uso de electrodos de bajo hidrógeno que están diseñados para evitar la absorción de este gas de la atmosfera del arco y los efectos motivados por el mismo, como las porosidades y pequeñas fisuras bajo el cordón.

Para evitar la soldadura, se puede unir el extremo de AISI 1045 a un disco de AISI 1020, previamente soldado al tubo, con chavetas (Figura 41).

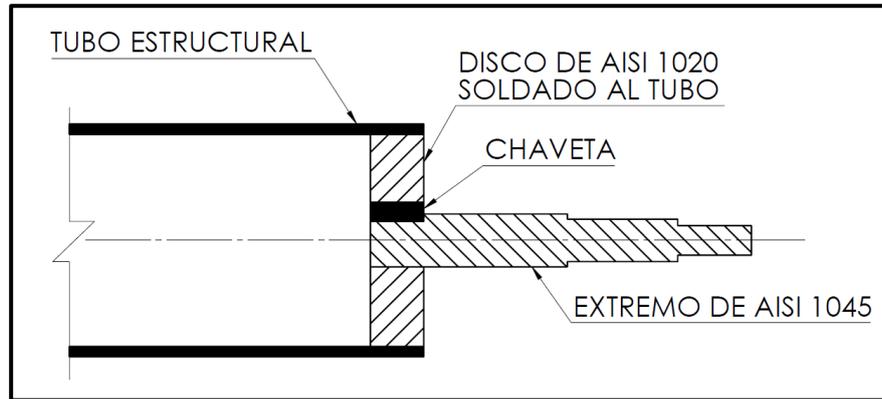


Figura 41 – Unión del extremo del rotor con chavetas.

En conclusión, la opción elegida es la que posee los extremos de AISI 1020 soldados al tubo.

4.13. Selección de rodamientos del rotor de corte

Los rodamientos son de rodillos a rótula, capaces de nivelar el sistema de corte. Las cargas que actúan son puramente radiales, siendo estas:

$$F_p = 100 \text{ Kgf (peso del sistema de corte)}$$

$$S_{as} \text{ (fuerza estática sobre el eje)}$$

$$RA = 910 \text{ Kgf (reacción en el rodamiento A del rotor de corte)}$$

La fuerza estática sobre el eje está definida como:

$$S_a = 2 \times T \times \sin\left(\frac{\beta}{2}\right) \times Z$$

Siendo la tensión estática mínima por correa:

$$T = \frac{500 \times (2,02 - C_1) \times Pb}{C_1 \times Z \times V} + K \times V^2$$

Esta tensión posee las siguientes variables extraídas del apartado 4.11. Correas de transmisión:

$$\beta = 141^\circ \text{ (arco de abrazo)}$$

$Z = 6$ correas (cantidad de correas)

$C_1 = 0,97$ (factor de corrección del arco de abrazo)

$P_b = 70,4$ KW (potencia teórica)

La velocidad de flexión de la correa es:

$$V = \frac{d_1 \times n_t}{19100} = \frac{200 \text{ mm} \times 540 \text{ rpm}}{19100}$$

$$V = 16 \text{ m/s}$$

La constante K , que depende del tipo de correa, es:

$$K = 0,19$$

Reemplazando:

$$T = \frac{500 \times (2,02 - 0,97) \times 70,4 \text{ KW}}{0,97 \times 6 \text{ correas} \times 16 \text{ m/s}} + 0,19 \times (16 \text{ m/s})^2$$

$$T = 445,5 \text{ N}$$

Es recomendable tomar, para el primer montaje, el 30% extra de esta tensión, es decir:

$$T_s = T \times 1,3 = 445,5 \text{ N} \times 1,3$$

$$T_s = 592 \text{ N} = 59 \text{ Kgf}$$

Entonces, la fuerza estática sobre el eje es:

$$S_a = 2 \times 59 \text{ Kgf} \times \sin\left(\frac{141^\circ}{2}\right) \times 6 \text{ correas}$$

$$S_a = 667,4 \text{ Kgf}$$

En este caso, también se recomienda sumarle un 30%:

$$S_{as} = S_a \times 1,3 = 667,4 \text{ Kgf} \times 1,3$$

$$S_{as} = 867,6 \text{ Kgf}$$

La carga estática se determina con F_p y S_{as} . La Figura 42 corresponde al diagrama de cuerpo libre, mostrando que la dirección de S_{as} coincide con la de los centros de ambas poleas.

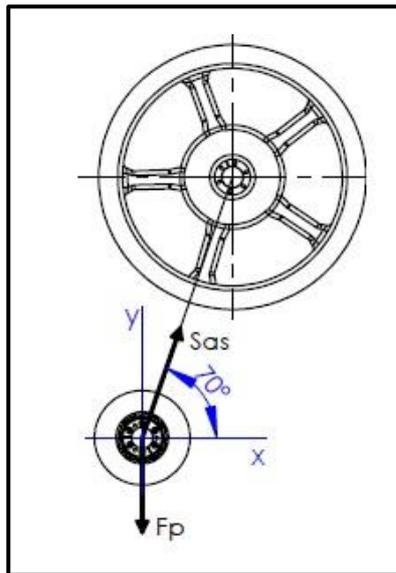


Figura 42 - Diagrama de cuerpo libre de fuerzas estáticas.

El peso del sistema de corte se supone centrado entre ambos rodamientos, siendo $F_p/2$ la fuerza en uno de ellos. S_{as} no se distribuye de manera igualitaria, sino que el rodamiento más cercano a la polea está más solicitado. La Figura 43 ayuda a encontrar las reacciones que genera S_{as} en los rodamientos.

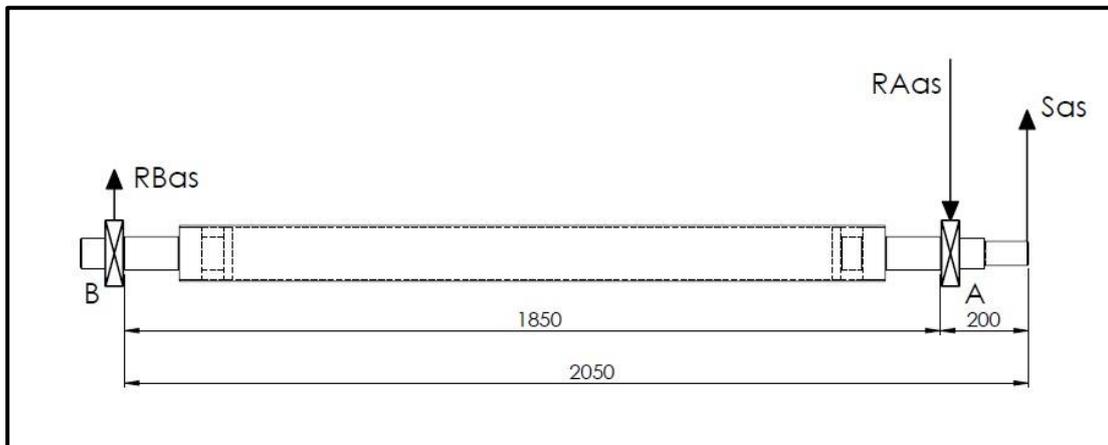


Figura 43 - Diagrama para la obtención de reacciones referidas a S_{as} .

Planteando la sumatoria de fuerzas y momentos:

$$\sum F = 0$$

$$S_{as} - RA_{as} + RB_{as} = 0$$

$$\sum M^B = 0$$

$$S_{as} \times 2050 \text{ mm} - RA_{as} \times 1850 \text{ mm} = 0$$

De la sumatoria de fuerzas, se despeja RA_{as} :

$$RA_{as} = S_{as} + RB_{as}$$

Se reemplaza en la sumatoria de momentos y se obtiene RB_{as} .

$$S_{as} \times 2050 \text{ mm} - (S_{as} + RB_{as}) \times 1850 \text{ mm} = 0$$

$$867,6 \text{ Kgf} \times 2050 \text{ mm} - (867,6 \text{ Kgf} + RB_{as}) \times 1850 \text{ mm} = 0$$

$$1778580 \text{ Kgmm} - 1605060 \text{ Kgmm} - RB_{as} \times 1850 \text{ mm} = 0$$

$$173520 \text{ Kgmm} - RB_{as} \times 1850 \text{ mm} = 0$$

$$RB_{as} = \frac{173520 \text{ Kgmm}}{1850 \text{ mm}}$$

$$RB_{as} = 93,8 \text{ Kgf}$$

Reemplazando RB_{as} en la sumatoria de fuerzas, se obtiene:

$$RA_{as} = 867,6 \text{ Kgf} + 93,8 \text{ Kgf}$$

$$RA_{as} = 961,4 \text{ Kgf}$$

Se llama RA_f a la fuerza que anula a la reacción RA_{as} . Es decir:

$$RA_f = -RA_{as}$$

Realizado este análisis, se concluye que el cálculo de carga estática se realiza con:

$$F_p = 50 \text{ Kgf}$$

$$RA_f = 961,4 \text{ Kgf}$$

El diagrama de cuerpo libre de la Figura 44 permite visualizar la resultante de ambas fuerzas.

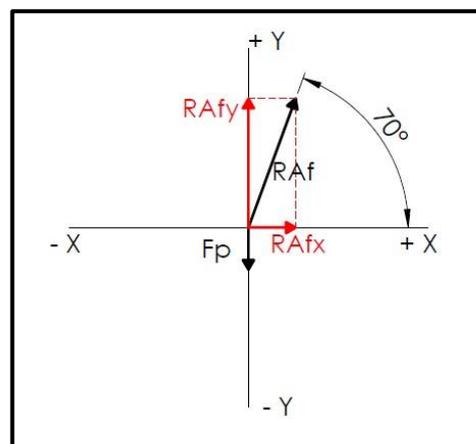


Figura 44 - Diagrama de cuerpo libre para la obtención de la carga estática resultante.

De esta figura, se deduce:

$$\begin{aligned}\sum F^X &= RA_{fx} = RA_f \times \cos 70^\circ = 961,4 \text{ Kgf} \times \cos 70^\circ \\ \sum F^X &= \mathbf{328,8 \text{ Kgf}}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sum F^Y &= RA_{fy} - F_p = (RA_f \times \sin 70^\circ) - F_p = (961,4 \text{ Kgf} \times \sin 70^\circ) - 50 \text{ Kgf} \\ \sum F^Y &= \mathbf{853,4 \text{ Kgf}}\end{aligned}$$

La fuerza estática resultante en el rodamiento A es:

$$R_{RA} = \sqrt{\sum F_x^2 + \sum F_y^2} = \sqrt{(328,8 \text{ Kgf})^2 + (853,4 \text{ Kgf})^2}$$

$$R_{RA} = \mathbf{914,5 \text{ Kgf}}$$

Como fuerza dinámica se toma la reacción en el rodamiento A, dada por la flexión generada por las correas de transmisión. Esta reacción se extrae del apartado 4.12. Rotor de corte.

$$RA = \mathbf{910 \text{ Kgf}}$$

A continuación, se definen las capacidades de carga que someten al rodamiento.

Capacidad de carga estática (Co):

La carga estática equivalente se define como:

$$P_0 = X_0 \times F_{r0} + Y_0 \times F_{a0}$$

En donde:

$$X_0 = 1 \text{ (coeficiente radial de la fuerza)}$$

$$Y_0 = 0 \text{ (coeficiente axial de la fuerza)}$$

$$F_{r0} = R_{RA} = 914,5 \text{ Kgf (carga radial estática)}$$

$$F_{a0} = 0 \text{ Kgf (carga axial estática)}$$

Entonces:

$$P_0 = 1 \times 914,5 \text{ Kgf}$$

$$P_0 = \mathbf{914,5 \text{ Kgf}}$$

La capacidad de carga estática es:

$$C_0 = S_0 \times P_0$$

Siendo, $S_0 = 2$ para cargas de choque, cuya consideración se fundamenta en los esfuerzos que pueden aparecer debido a las irregularidades del terreno.

$$C_0 = 2 \times 914,5 \text{ Kgf}$$

$$C_0 = \mathbf{1829 \text{ Kgf} = 17,9 \text{ KN}}$$

Capacidad de carga dinámica (C):

La carga dinámica equivalente se define como:

$$P = X \times F_r + Y \times F_a$$

Cuando $F_a/F_r \leq e$, siendo $e = 0,23$ para un rodamiento de estas características, las constantes son las siguientes:

$X = 1$ (coeficiente radial de la fuerza)

$Y = 2,9$ (coeficiente axial de la fuerza)

$F_r = RA = 910$ Kgf (carga radial dinámica)

$F_a = 0$ Kgf (carga axial dinámica)

Entonces:

$$P = 1 \times 910 \text{ Kgf} + 2,9 \times 0 \text{ Kgf}$$

$$P = \mathbf{910 \text{ Kgf}}$$

La capacidad de carga dinámica es:

$$C = P \times L^{\frac{1}{\rho}}$$

Siendo la duración del rodamiento, medida en millones de revoluciones:

$$L = \frac{60 \times n_c \times L_h}{1000000}$$

L_h es la duración nominal, medida en horas de funcionamiento. Para máquinas agrícolas se suele tomar entre 4000 y 8000 horas. Definiendo:

$$L_h = 8000 \text{ hs}$$

Entonces:

$$L = \frac{60 \times 1500 \text{ rpm} \times 8000 \text{ hs}}{1000000}$$

$$L = \mathbf{720 \text{ Mrev}}$$

El coeficiente ρ , que depende del tipo de rodamiento, es:

$$\rho = 10/3$$

La capacidad de carga dinámica es:

$$C = 910 \text{ Kgf} \times (720 \text{ Mrev})^{\frac{3}{10}}$$

$$C = \mathbf{6550 \text{ Kgf} = 64,2 \text{ KN}}$$

En la Tabla 20, se muestran las características del rodamiento de rodillos a rótula 22214 de agujero cilíndrico.

Tabla 20
Características del rodamiento 22214.

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga P_u	Velocidades		Masa	Designaciones	
d	D	B	dinámica C	estática C_0		Velocidad de referencia	Velocidad límite		Rodamiento con agujero cilíndrico	agujero cónico
mm			kN		kN	rpm		kg	-	
70	125	31	208	228	25,5	5 000	6 700	1,55	* 22214 E	* 22214 EK
	150	35	285	325	34,5	4 000	5 600	3,10	* 21314 E	* 21314 EK
	150	51	400	430	45	3 400	4 500	4,55	* 22314 E	* 22314 EK

El soporte de la clase SNL, denominado “de pie”, es el que se adapta mejor al diseño del sistema de corte; sin embargo, para hacer más eficiente el montaje y desmontaje del mismo se utiliza una unidad de rodamiento de rodillos del tipo ConCentra, así denominado por una marca líder a nivel mundial. Esta unidad consta de un rodamiento de la clase 22214 en conjunto con un soporte de pie SNL. La unidad de rodamiento seleccionada es la SYT 70, en la Tabla 21 se encuentran sus características.

Tabla 21
Características de la unidad de rodamiento SYT 70.

Unit Basic designation	Bearing Basic designation	Basic load ratings		Fatigue load limit P_u	Calculation factors				Speed ratings		Grease quantity Relubrication	Appropriate Designation	end cover Protrusion A_5
		dynamic C	static C_0		e	Y_1	Y_2	Y_0	Double-lip seals Limiting speed	Labyrinth seals Reference speed			
-	-	kN		kN	-				r/min		g	-	mm
SYT 35	22207	86,5	85	9,3	0,31	2,2	3,3	2,2	4 400	9 000	10	ECY 207	22
SYT 40	22208	96,5	90	9,8	0,28	2,4	3,6	2,5	4 000	8 000	10	ECY 208	23,5
SYT 45	22209	102	98	10,8	0,26	2,6	3,9	2,5	3 700	7 500	10	ECY 209	23
SYT 50	22210	104	108	11,8	0,24	2,8	4,2	2,8	3 500	7 000	10	ECY 210	29,5
SYT 55	22211	125	137	13,7	0,24	2,8	4,2	2,8	3 250	6 300	15	ECY 211	34
SYT 60	22212	156	166	18,6	0,24	2,8	4,2	2,8	3 000	5 600	15	ECY 212	35,5
SYT 65	22213	193	216	24	0,24	2,8	4,2	2,8	2 900	5 300	20	ECY 213	35,5
SYT 70	22214	208	228	25,5	0,22	3	4,6	2,8	2 650	5 000	20	ECY 214	38,5
SYT 75	22215	212	240	26,5	0,22	3	4,6	2,8	2 600	4 800	20	ECY 215	38,5

4.14. Eje de entrada de potencia

Es el nexos entre la caja de transmisión escuadra y la polea de diámetro mayor, y posee una velocidad angular $n_t = 540$ rpm.

El material utilizado es acero SAE 1045 normalizado, cuyas propiedades muestran en la Tabla 22:

Tabla 22
Propiedades mecánicas del acero SAE 1045 normalizado.

Sy	Su
4288 Kg/cm ²	6960 Kg/cm ²

La Figura 45 muestra un esquema que comprende al eje con sus dimensiones, secciones (S1 a S4) en las cuales se verificará el cálculo, apoyos y esfuerzos presentes. Estos últimos se identifican como:

$F_f = 821,2 \text{ Kg}$ (fuerza de flexión debido a la transmisión por medio de correas)

$P_p = 70 \text{ Kg}$ (peso de la polea mayor)

T_{ce} : par torsor en el eje de entrada

A y B: representan los rodamientos en donde se sustenta el eje.

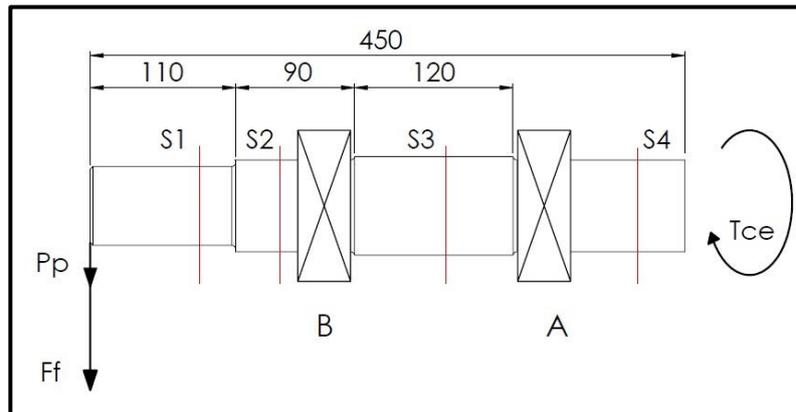


Figura 45 - Esquema con dimensiones y esfuerzos presentes en el eje de entrada de potencia.

Determinación de fuerzas

El par torsor en el eje de entrada es:

$$T_{ce} = \frac{71620 \times P_{cm}}{n_t} = \frac{71620 \times 86 \text{ CV}}{540 \text{ Rpm}}$$

$$T_{ce} = 11406 \text{ Kgcm}$$

Para obtener las reacciones:

$$\sum F = 0$$

$$-F_f - P_p - R_A + R_B = 0$$

$$\sum M^A = 0$$

$$(-F_f - P_p) \times 320 \text{ mm} + R_B \times 120 \text{ mm} = 0$$

De la sumatoria de fuerzas se despeja R_B :

$$RB = Ff + Pp + RA$$

Se reemplaza en la sumatoria de momentos y se obtiene RA.

$$(-Ff - Pp) \times 320 \text{ mm} + (RA + Ff + Pp) \times 120 \text{ mm} = 0$$

$$(-821,2 \text{ Kgf} - 70 \text{ Kgf}) \times 320 \text{ mm} + (RA + 821,2 \text{ Kgf} + 70 \text{ Kgf}) \times 120 \text{ mm} = 0$$

$$-285184 \text{ Kgmm} + 106944 \text{ Kgmm} + RA \times 120 \text{ mm} = 0$$

$$-178240 \text{ Kgmm} + RA \times 120 \text{ mm} = 0$$

$$RA = \frac{178240 \text{ Kgmm}}{120 \text{ mm}}$$

$$RA = 1485,3 \text{ Kgf}$$

Se reemplaza RA en la sumatoria de fuerzas y se obtiene:

$$RB = 821,2 \text{ Kgf} + 70 \text{ Kgf} + 1485,3 \text{ Kgf}$$

$$RB = 2376,5 \text{ Kgf}$$

Cálculo de momentos flectores

- S1 ($0 \text{ mm} \leq X \leq 110 \text{ mm}$)

$$Mf_1 = -(Ff + Pp) \times X$$

$$\text{Si } X = 0 \text{ mm}$$

$$Mf_{1a} = 0 \text{ Kgmm} = 0 \text{ Kgcm}$$

$$\text{Si } X = 110 \text{ mm}$$

$$Mf_{1b} = -(821,2 \text{ Kgf} + 70 \text{ Kgf}) \times 110 \text{ mm}$$

$$Mf_{1b} = -98032 \text{ Kgmm} = -9803,2 \text{ Kgcm}$$

- S2 ($110 \text{ mm} \leq X \leq 200 \text{ mm}$)

$$Mf_2 = -(Ff + Pp) \times X$$

$$\text{Si } X = 110 \text{ mm}$$

$$Mf_{1b} = -98032 \text{ Kgmm} = -9803,2 \text{ Kgcm}$$

$$\text{Si } X = 200 \text{ mm}$$

$$Mf_2 = -(821,2 \text{ Kgf} + 70 \text{ Kgf}) \times 200 \text{ mm}$$

$$Mf_2 = -178240 \text{ Kgmm} = -17824 \text{ Kgcm}$$

- S3 ($200 \text{ mm} \leq X \leq 320 \text{ mm}$)

$$Mf_3 = -(Ff + Pp) \times X + RB \times (X - 200 \text{ mm})$$

$$\text{Si } X = 200 \text{ mm}$$

$$Mf_2 = -178240 \text{ Kgmm} = -17824 \text{ Kgcm}$$

$$\text{Si } X = 450 \text{ mm}$$

$$Mf_3 = -(821,2 \text{ Kgf} + 70 \text{ Kgf}) \times 450 \text{ mm} + 2376,5 \text{ Kgf} \times (450 \text{ mm} - 200 \text{ mm})$$

$$Mf_3 = 0 \text{ Kgmm} = 0 \text{ Kgcm}$$

- S4 (320 mm ≤ X ≤ 450 mm)

$$Mf_3 = 0 \text{ Kgmm} = 0 \text{ Kgcm}$$

El diagrama de momentos flectores se aprecia en la Figura 46.

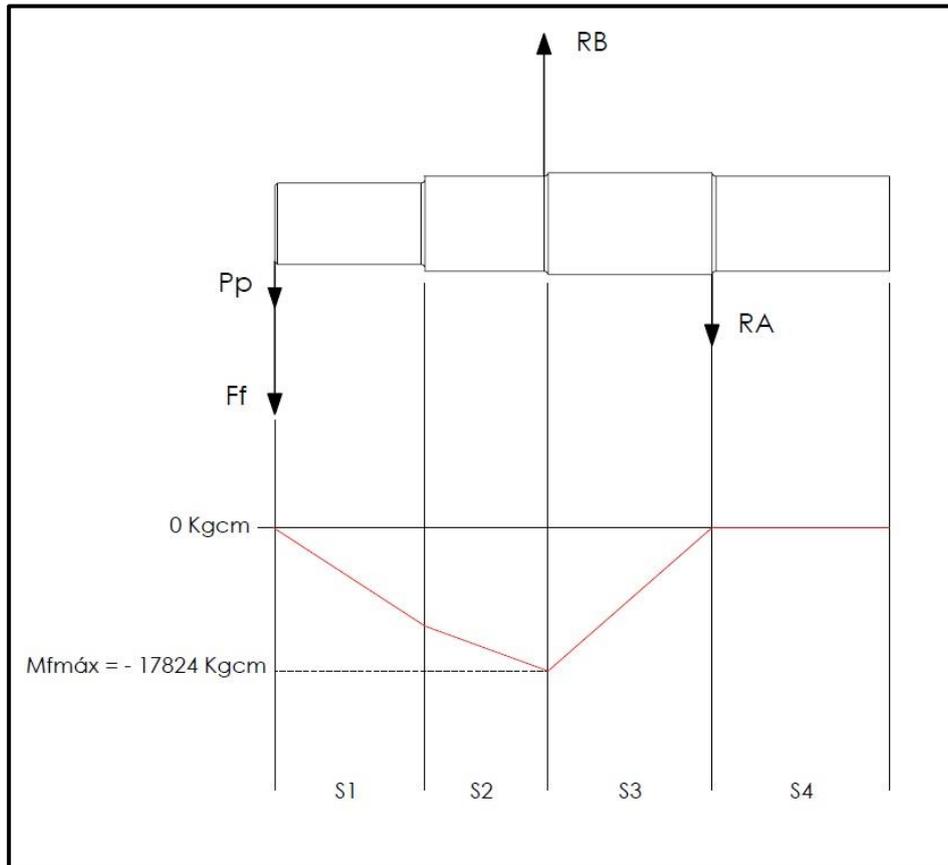


Figura 46 - Diagrama de momentos flectores en el eje de entrada de potencia.

Dimensionamiento de las secciones

El esfuerzo de fatiga es repetido e invertido y el par torsor es constante, por lo que el esfuerzo es únicamente medio. Las ecuaciones utilizadas son semejantes a las expuestas en el apartado 4.12. Rotor de corte.

Todas las secciones tienen las mismas propiedades:

$$N = 1,4$$

$$W = \frac{\pi}{32} \times D^3$$

$$W_0 = \frac{\pi}{16} \times D^3$$

- Sección S1

- a. Solicitaciones:

$$M_{f_{1b}} = -9803,2 \text{ Kgcm}$$
$$T_{ce} = 11406 \text{ Kgcm}$$

- b. Cálculo:

- I. Flexión:

$$M_{f_{\text{máx}}} = 9803,2 \text{ Kgcm}$$
$$M_{f_{\text{mín}}} = -9803,2 \text{ Kgcm}$$

$$M_{fm} = 0 \text{ Kgcm}$$
$$M_{fa} = 9803,2 \text{ Kgcm}$$

$$S_m = \frac{0 \text{ Kgcm}}{\frac{\pi}{32} \times D^3}$$

$$S_m = 0 \text{ Kg/cm}^2$$

$$S_a = \frac{M_{fa}}{W} = \frac{9803,2 \text{ Kgcm}}{\frac{\pi}{32} \times D^3}$$

$$S_a = \frac{99854,6 \text{ Kgcm}}{D^3}$$

$$S_e = K_f \times S_a$$

La concentración de esfuerzos está dada por el radio de acuerdo. Se establece que:

$$\frac{r}{d} = 0,05$$

$$\frac{D}{d} = 1,5$$

Obteniendo los valores de las tablas¹⁴:

$$q = 0,94$$

$$K_t = 1,9$$

¹⁴ Extraídas de: Faires, 1995. Figura AF 7 y 12, pág. 752 y 754.

Entonces:

$$K_f = 1 + 0,94 \times (1,9 - 1)$$

$$\mathbf{K_f = 1,85}$$

El esfuerzo equivalente es:

$$S_e = 1,85 \times \frac{99854,6 \text{ Kgcm}}{D^3}$$

$$\mathbf{S_e = \frac{184731 \text{ Kgcm}}{D^3}}$$

II. Torsión:

$$T_{\text{máx}} = 11406 \text{ Kgcm}$$

$$T_{\text{mín}} = 11406 \text{ Kgcm}$$

$$T_{\text{cm}} = 11406 \text{ Kgcm}$$

$$T_{\text{ca}} = 0 \text{ Kgcm}$$

$$S_{\text{ms}} = \frac{11406 \text{ Kgcm}}{\frac{\pi}{16} \times D^3}$$

$$\mathbf{S_{\text{ms}} = \frac{58090,3 \text{ Kgcm}}{D^3}}$$

$$S_{\text{as}} = \frac{0 \text{ Kgcm}}{\frac{\pi}{16} \times D^3}$$

$$\mathbf{S_{\text{as}} = 0 \text{ Kg/cm}^2}$$

$$S_{\text{es}} = \frac{S_{\text{ns}}}{S_{\text{ys}}} \times S_{\text{ms}}$$

$$S_{\text{n}} = K_1 \times K_2 \times K_3 \times 0,5 \times S_{\text{u}}$$

$$K_1 = 0,86 \text{ (rugosidad de mecanizado)}$$

$$K_2 = 0,85$$

$$K_3 = 1$$

$$S_{\text{n}} = 0,86 \times 0,85 \times 1 \times 0,5 \times 6960 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\mathbf{S_{\text{n}} = 2543,9 \text{ Kg/cm}^2}$$

$$S_{\text{ns}} = 0,6 \times S_{\text{n}} = 0,6 \times 2543,9 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\mathbf{S_{\text{ns}} = 1526,3 \text{ Kg/cm}^2}$$

$$\text{Sys} = 0,6 \times \text{Sy} = 0,6 \times 4288 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\text{Sys} = \mathbf{2572,8 \text{ Kg/cm}^2}$$

En consecuencia:

$$\text{Ses} = \frac{1526,3 \text{ Kg/cm}^2}{2572,8 \text{ Kg/cm}^2} \times \frac{58090,3 \text{ Kgcm}}{D^3}$$

$$\text{Ses} = \frac{\mathbf{34461,8 \text{ Kgcm}}}{D^3}$$

III. Combinación de esfuerzos:

$$\frac{1}{N^2} = \left(\frac{\text{Se}}{\text{Sn}}\right)^2 + \left(\frac{\text{Ses}}{\text{Sns}}\right)^2$$

$$\frac{1}{1,4^2} = \left(\frac{184731 \text{ Kgcm}}{2543,9 \text{ Kg/cm}^2 \times D^3}\right)^2 + \left(\frac{34461,8 \text{ Kgcm}}{1526,3 \text{ Kg/cm}^2 \times D^3}\right)^2$$

$$0,51 = \frac{5273,3 \text{ cm}^6}{D^6} + \frac{509,8 \text{ cm}^6}{D^6}$$

$$0,51 = \frac{5783,1 \text{ cm}^6}{D^6}$$

$$D = \sqrt[6]{\frac{5783,1 \text{ cm}^6}{0,51}}$$

$$\mathbf{D = 4,7 \text{ cm} = 47 \text{ mm}}$$

La polea se fija mediante un manguito autocentrante estándar, por tal motivo, el diámetro se debe adecuar:

$$\mathbf{D = 5 \text{ cm} = 50 \text{ mm}}$$

- Sección S2

a. Solicitaciones:

$$Mf_2 = -17824 \text{ Kgcm}$$

$$Tc = 11406 \text{ Kgcm}$$

b. Cálculo:

I. Flexión:

$$M_{f\text{máx}} = 17824 \text{ Kgcm}$$
$$M_{f\text{mín}} = -17824 \text{ Kgcm}$$

$$M_{fm} = 0 \text{ Kgcm}$$
$$M_{fa} = 17824 \text{ Kgcm}$$

$$S_m = \frac{0 \text{ Kgcm}}{\frac{\pi}{32} \times D^3}$$

$$S_m = 0 \text{ Kg/cm}^2$$

$$S_a = \frac{17824 \text{ Kgcm}}{\frac{\pi}{32} \times D^3}$$

$$S_a = \frac{181553,8 \text{ Kgcm}}{D^3}$$

$$S_e = K_f \times S_a$$

El coeficiente K_f se toma igual que en la sección S1.

$$K_f = 1,85$$

El esfuerzo equivalente es:

$$S_e = K_f \times S_a = 1,85 \times \frac{181553,8 \text{ Kgcm}}{D^3}$$

$$S_e = \frac{335874,5 \text{ Kgcm}}{D^3}$$

II. Torsión:

El esfuerzo equivalente en torsión se mantiene constante.

$$S_{es} = \frac{34461,8 \text{ Kgcm}}{D^3}$$

III. Combinación de esfuerzos:

$$\frac{1}{N^2} = \left(\frac{S_e}{S_n}\right)^2 + \left(\frac{S_{es}}{S_{ns}}\right)^2$$

$$\frac{1}{1,4^2} = \left(\frac{335874,5 \text{ Kgcm}}{2543,9 \text{ Kg/cm}^2 \times D^3} \right)^2 + \left(\frac{34461,8 \text{ Kgcm}}{1526,3 \text{ Kg/cm}^2 \times D^3} \right)^2$$

$$0,51 = \frac{17432,3 \text{ cm}^6}{D^6} + \frac{509,8 \text{ cm}^6}{D^6}$$

$$0,51 = \frac{17942,1 \text{ cm}^6}{D^6}$$

$$D = \sqrt[6]{\frac{17942,1 \text{ cm}^6}{0,51}}$$

$$D = 5,7 \text{ cm} = 57 \text{ mm}$$

El rodamiento estándar determina el diámetro de esta sección:

$$D = 6 \text{ cm} = 60 \text{ mm}$$

c. Verificación de Kf

Con los diámetros ya conocidos, se obtiene la relación verdadera:

$$\frac{D}{d} \text{ real} = \frac{60 \text{ mm}}{50 \text{ mm}} = 1,2$$

Lo propuesto es:

$$\frac{D}{d} = 1,5$$

En comparación con la relación propuesta, resulta ser una condición más desfavorable, ya que la curva $D/d = 1,1$ (que es la más cercana a 1,2), posee valores de K_t menores para un mismo r/d .

- Sección S3

Al estar solicitada al mismo momento flector que la sección S2, se elige un diámetro mayor solo para que sirva de apoyo axial al rodamiento. Entonces, el diámetro de la sección S3 es:

$$D = 65 \text{ mm}$$

- Sección S4: toma el diámetro de S2.

En la Tabla 23, se agrupan los diámetros del eje de entrada.

Tabla 23
Resumen de los diámetros obtenidos del eje de entrada de potencia.

Sección	S1	S2	S3	S4
Diámetro (mm)	50	60	65	60

4.15. Selección de rodamientos del eje de entrada de potencia

Los rodamientos son de rodillos cilíndricos de una hilera. Las cargas que actúan en él son:

$$P_p = 70 \text{ Kgf (peso de la polea mayor)}$$

$$S_{as} = 867,6 \text{ Kgf (fuerza estática sobre el eje)}^{15}$$

$$R_A = 1485,3 \text{ Kgf (reacción en el rodamiento A del eje de entrada)}$$

$$R_B = 2376,5 \text{ Kgf (reacción en el rodamiento B del eje de entrada)}^{16}$$

P_p y S_{as} son fuerzas estáticas, mientras que R_A y R_B son dinámicas, pero todas son radiales. La Figura 47 corresponde al diagrama de cuerpo libre de las fuerzas estáticas.

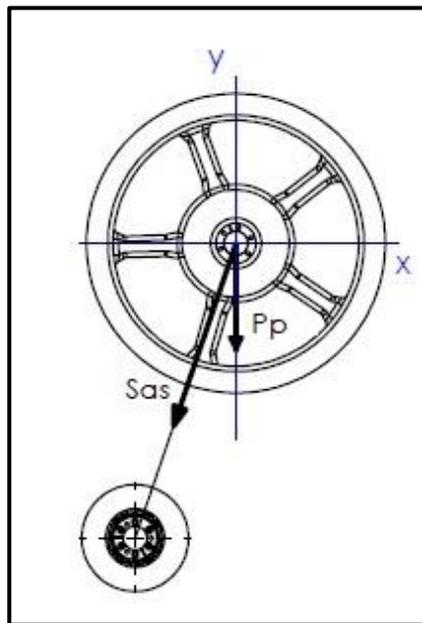


Figura 47 - Diagrama de cuerpo libre de fuerzas estáticas del eje de entrada de potencia.

Visto de otro modo, en la Figura 48, se descomponen las fuerzas según los ejes cartesianos.

¹⁵ Valor extraído del apartado 4.13. Selección de rodamientos del rotor de corte.

¹⁶ Los valores R_A y R_B fueron extraídos del apartado 4.14. Eje de entrada de potencia.

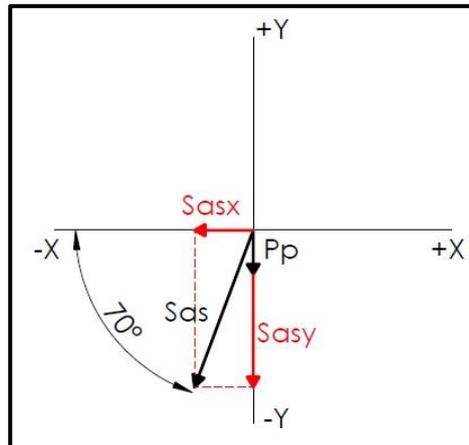


Figura 48 - Descomposición de fuerzas estáticas en el eje de entrada de potencia.

La fuerza estática resultante es:

$$\Sigma F^X = -S_{asx} = -(S_{as} \times \cos 70^\circ) = -(867,6 \text{ Kgf} \times \cos 70^\circ)$$

$$\Sigma F^X = -296,7 \text{ Kgf}$$

$$\Sigma F^Y = -S_{asy} - P_p = -(S_{as} \times \sin 70^\circ) - P_p = -(867,6 \text{ Kgf} \times \sin 70^\circ) - 70 \text{ Kgf}$$

$$\Sigma F^Y = -885,3 \text{ Kgf}$$

$$R_{ext} = \sqrt{\Sigma F^{X^2} + \Sigma F^{Y^2}} = \sqrt{(-296,7 \text{ Kgf})^2 + (-885,3 \text{ Kgf})^2}$$

$$R_{ext} = 933,7 \text{ Kgf}$$

Esta resultante se ubica en un extremo del eje, basta saber cuáles son las reacciones en los rodamientos, Figura 49.

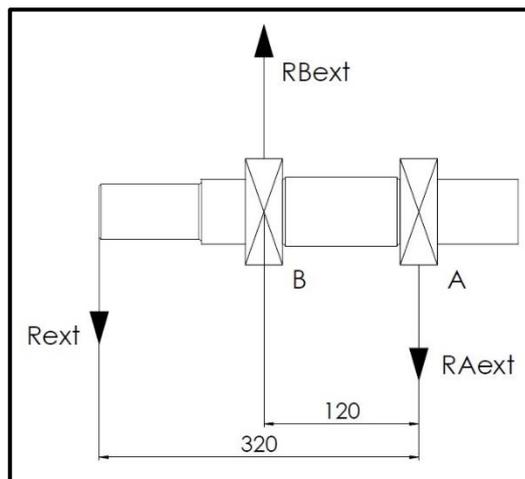


Figura 49 - Ubicación de la resultante de las fuerzas estáticas y reacciones en los rodamientos.

$$\Sigma F = 0$$

$$-R_{ext} - R_{Aext} + R_{Bext} = 0$$

$$\sum M^A = 0$$

$$(-R_{ext}) \times 320 \text{ mm} + RB_{ext} \times 120 \text{ mm} = 0$$

De la sumatoria de fuerzas se despeja RB_{ext} :

$$RB_{ext} = R_{ext} + RA_{ext}$$

Se reemplaza en la sumatoria de momentos y se obtiene RA_{ext} :

$$(-R_{ext}) \times 320 \text{ mm} + (R_{ext} + RA_{ext}) \times 120 \text{ mm} = 0$$

$$(-933,7 \text{ Kgf}) \times 320 \text{ mm} + (933,7 \text{ Kgf} + RA_{ext}) \times 120 \text{ mm} = 0$$

$$-298784 \text{ Kgmm} + 112044 \text{ Kgmm} + RA_{ext} \times 120 \text{ mm} = 0$$

$$-186740 \text{ Kgmm} + RA_{ext} \times 120 \text{ mm} = 0$$

$$RA_{ext} = \frac{186740 \text{ Kgmm}}{120 \text{ mm}}$$

$$RA_{ext} = 1556,2 \text{ Kgf}$$

Reemplazando en la sumatoria de fuerzas se llega a:

$$RB_{ext} = 933,7 \text{ Kgf} + 1556,2 \text{ Kgf}$$

$$RB_{ext} = 2489,9 \text{ Kgf}$$

El rodamiento más solicitado es el B y las fuerzas utilizadas para el cálculo son:

$$RB_{ext} = 2489,9 \text{ Kgf (estática)}$$

$$RB = 2376,5 \text{ Kgf (dinámica)}$$

De la misma manera que se calculó el rodamiento del rotor de corte, en el apartado 4.13, se procede ahora.

Capacidad de carga estática (C_0):

$$P_0 = RB_e = 2489,9 \text{ Kgf}$$

$$C_0 = 2 \times 2489,9 \text{ Kgf}$$

Siendo 2, el coeficiente para cargas de choque.

$$C_0 = 4979,8 \text{ Kgf} = 48,8 \text{ KN}$$

Capacidad de carga dinámica (C):

Cuando $F_a/F_r \leq e$, siendo $e = 0,2$ para el tipo de rodamiento seleccionado, la carga equivalente es igual a la carga radial.

$$P = F_r = RB = 2376,5 \text{ Kgf}$$

$$C = P \times L^{\frac{1}{p}}$$

$$L = \frac{60 \times n_t \times L_h}{1000000} = \frac{60 \times 540 \text{ Rpm} \times 8000 \text{ Hs}}{1000000}$$

$$L = 216 \text{ Mrev}$$

$$C = 2376,5 \text{ Kgf} \times (216 \text{ Mrev})^{\frac{3}{10}}$$

$$C = 11903,9 \text{ Kgf} = 116,7 \text{ KN}$$

El rodamiento lleno de rodillos cilíndricos de una hilera NJ212ECP cumple con las capacidades de carga y la velocidad angular permitida. El diseño NJ permite que el rodamiento fije el eje axialmente en un sentido; mientras que en el otro sentido es fijado por el acuerdo entre los diámetros del eje. La designación EC indica que, internamente, se encuentra optimizado e incorpora más rodillos y/o más grandes y modificado el contacto extremo del rodillo/pestaña. En cuanto a la letra P, jaula de poliamida 6,6 reforzada con fibra de vidrio, moldeada por inyección y centrada en los rodillos. En la Tabla 24., se muestran las características de este rodamiento que se monta en un soporte de pie tipo SNL.

Tabla 24
Características del rodamiento NJ212ECP.

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades		Masa	Designaciones	Jaulas estándar de diseño alternativo ¹⁾
d	D	B	C	estática C ₀	P _u	Velocidad de referencia	Velocidad límite	Rodamiento con jaula estándar	Rodamiento con jaula estándar	
mm			kN		kN	rpm		kg	-	
60	95	18	37,4	44	5,3	8 000	11 000	0,48	NU 1012 ML	-
	110	22	108	102	13,4	6 700	7 500	0,80	* NU 212 ECP	J, M, ML
	110	22	108	102	13,4	6 700	7 500	0,83	* NJ 212 ECP	J, M, ML
	110	22	108	102	13,4	6 700	7 500	0,86	* NUP 212 ECP	J, ML
	110	22	108	102	13,4	6 700	7 500	0,80	* N 212 ECP	M

4.16. Selección de manguitos de fijación autocentrante

Polea menor

Se consulta al catálogo de un reconocido fabricante para la selección.

El par torsor referido a la potencia teórica, la que fue obtenida para el cálculo de las correas ($P_b = 70,4 \text{ Kw} = 94,4 \text{ CV}$), es:

$$T_{pb} = \frac{71620 \times P_b}{n_c} = \frac{71620 \times 94,4 \text{ CV}}{1500 \text{ rpm}}$$

$$T_{pb} = 4510 \text{ Kgcm} = 442 \text{ Nm}$$

El manguito de fijación seleccionado es el TLK 131-55x85. Siendo 55 mm el diámetro del rotor de corte en la sección S1.

Polea mayor

$$T_{pb} = \frac{71620 \times P_b}{n_t} = \frac{71620 \times 94,4 \text{ CV}}{540 \text{ Rpm}}$$

$$T_{pb} = 12520 \text{ Kgc} = 1227 \text{ Nm}$$

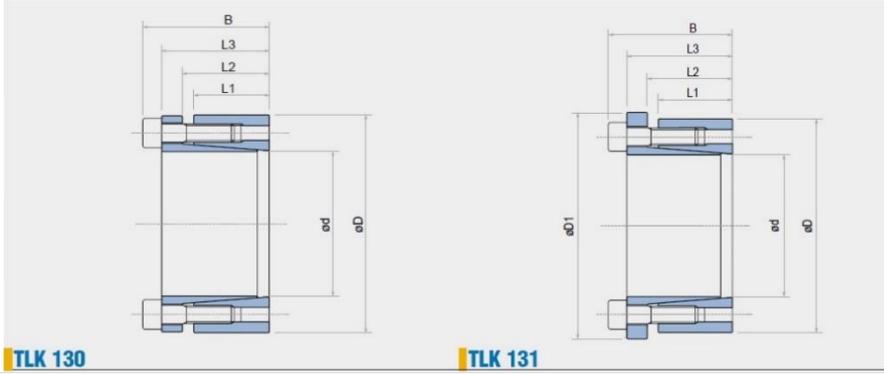
El manguito de fijación seleccionado es TLK 130–50x80. Siendo 50 mm el diámetro del eje de entrada de potencia en la sección S1.

La serie 130, ubicada en la polea mayor, tiene un ligero desplazamiento axial con respecto al eje durante el apriete de los tornillos; en cambio, la serie 131, colocada en la menor, no lo posee. Esto permite que la alineación de las correas se realice sin dificultades de la siguiente manera:

- 1- Ajustar la polea mayor.
- 2- Alinear las correas, desplazando axialmente la polea menor.
- 3- Ajustar la polea menor.

En la Tabla 25, se encuentran las características de ambos manguitos.

Tabla 25
Características de manguitos de fijación autocentrantes TLK 131 – 55 x 85 -encuadrado en color rojo- y TLK 130 – 50 x 80 -encuadrado en azul



TLK 130										TLK 131							
dxD	L1	L2	L3	B	D1	Tornillos de apriete		Par	Fuerza axial	Presiones superficiales sobre		Peso	Par	Fuerza axial	Presiones superficiales sobre		Peso
						DIN 912	Par de apriete			Eje	Moyú				Eje	Moyú	
mm	mm	mm	mm	mm	mm	12,9	Ms	Mt	F ax	Pw	Pn	Kg	Mt	F ax	Pw	Pn	Kg
						Nr x typo	Nm	Nm	KN	N/mm²	N/mm²		Nm	KN	N/mm²	N/mm²	
20 x 47	26	30	41	47	53	6 x M6	17	540	54	280	120	0,4	330	34	175	75	0,5
22 x 47	26	30	41	47	53	6 x M6	17	600	54	255	120	0,4	370	34	160	75	0,5
24 x 50	26	30	41	47	56	6 x M6	17	650	54	235	115	0,4	400	34	145	70	0,5
25 x 50	26	30	41	47	56	6 x M6	17	680	54	225	115	0,4	420	34	140	70	0,5
28 x 55	26	30	41	47	61	6 x M6	17	760	54	200	105	0,5	470	34	125	65	0,6
30 x 55	26	30	41	47	61	6 x M6	17	820	54	185	105	0,5	510	34	115	65	0,6
32 x 60	26	30	41	47	66	8 x M6	17	1160	73	235	125	0,6	720	45	145	80	0,7
35 x 60	26	30	41	47	66	8 x M6	17	1270	73	215	125	0,5	790	45	135	80	0,6
38 x 65	26	30	41	47	71	8 x M6	17	1380	73	200	115	0,6	860	45	125	70	0,8
40 x 65	26	30	41	47	71	8 x M6	17	1450	73	190	115	0,6	900	45	120	70	0,6
42 x 75	30	35	49	57	81	6 x M8	41	2130	101	215	120	1	1320	63	135	75	1,2
45 x 75	30	35	49	57	81	6 x M8	41	2280	101	200	120	1	1410	63	125	75	1,1
48 x 80	30	35	49	57	86	6 x M8	41	2430	101	190	115	1,1	1510	63	120	70	1,3
50 x 80	30	35	49	57	86	6 x M8	41	2530	101	180	115	1	1570	63	110	70	1,1
55 x 85	30	35	49	57	91	8 x M8	41	3700	135	220	140	1,1	2310	84	135	90	1,2
60 x 90	30	35	49	57	96	8 x M8	41	4000	135	200	135	1,2	2520	84	124	85	1,3
65 x 95	30	35	49	57	102	8 x M8	41	4380	135	185	125	1,3	2730	84	115	80	1,4

4.17. Selección de caja de transmisión escuadra

Su función es cambiar la dirección del movimiento proveniente de la toma de potencia del tractor hacia el sistema de corte, a un ángulo de 90°. Además, se prevé una salida extra para el accionamiento hidráulico de la máquina. La relación de velocidades es 1:1, decir que se alimenta con 540 rpm, provenientes de la toma de potencia del tractor, y entrega la misma velocidad angular hacia el sistema de corte y de descarga.

Se selecciona la caja de transmisión mostrada en la Figura 50.

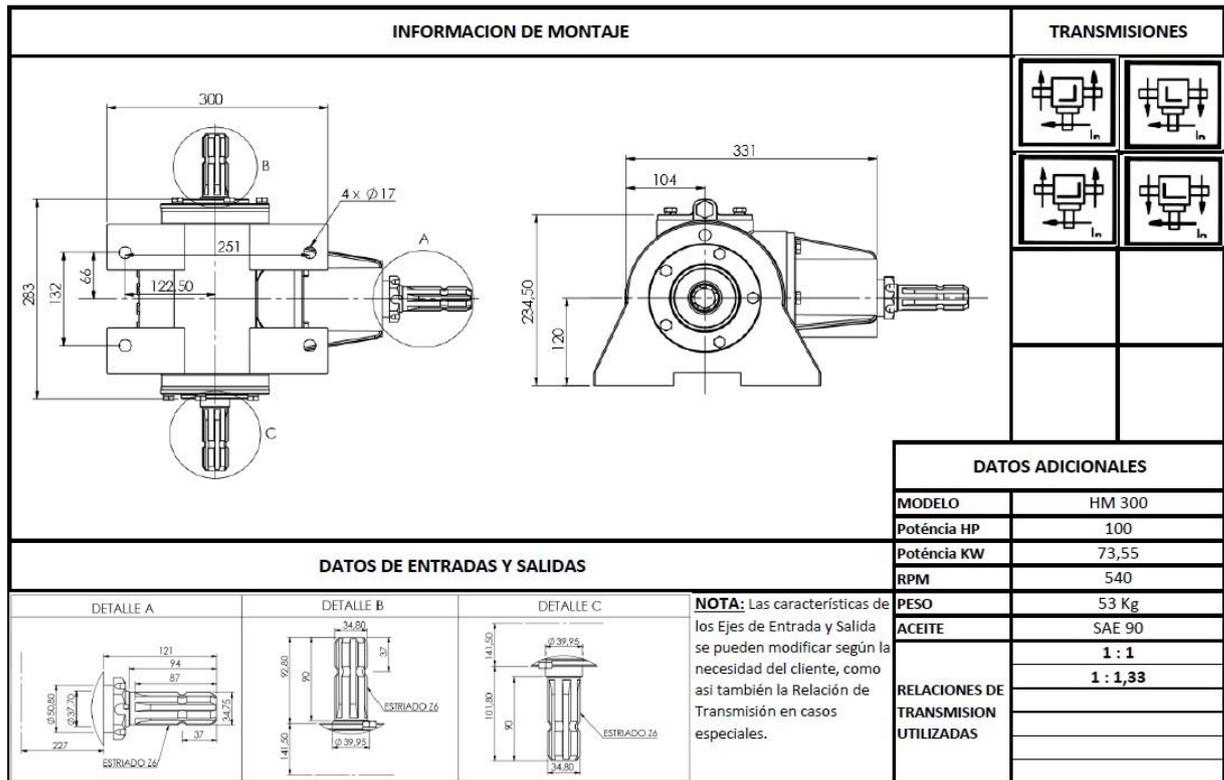


Figura 50 - Plano de montaje de la caja escuadra con salida doble.

4.18. Mecanismo de traspaso entre sistema de corte y descarga

Mediante dos actuadores lineales eléctricos es posible acoplar y desacoplar el sistema de corte y de descarga de manera independiente. Estos actuadores, montados en una estructura, logran que cada salida de la caja escuadra se acople con el eje de entrada de potencia del sistema de corte y con la polea que lleva movimiento a la bomba hidráulica mediante un sistema tipo garra. A continuación, se comenta cada parte de este mecanismo.

En primer lugar, la salida de la caja de transmisión hacia el sistema de corte presenta el despiece de la Figura 51. Estas piezas son:

- 1- Caja de transmisión a escuadra.
- 2- Aro porta rodamiento.
- 3- Brazo de palanca.
- 4- Rodamiento de bolas de contacto angular.
- 5- Garra móvil.
- 6- Garra fija sistema de corte.
- 7- Eje de entrada de potencia y polea sobre sus rodamientos.

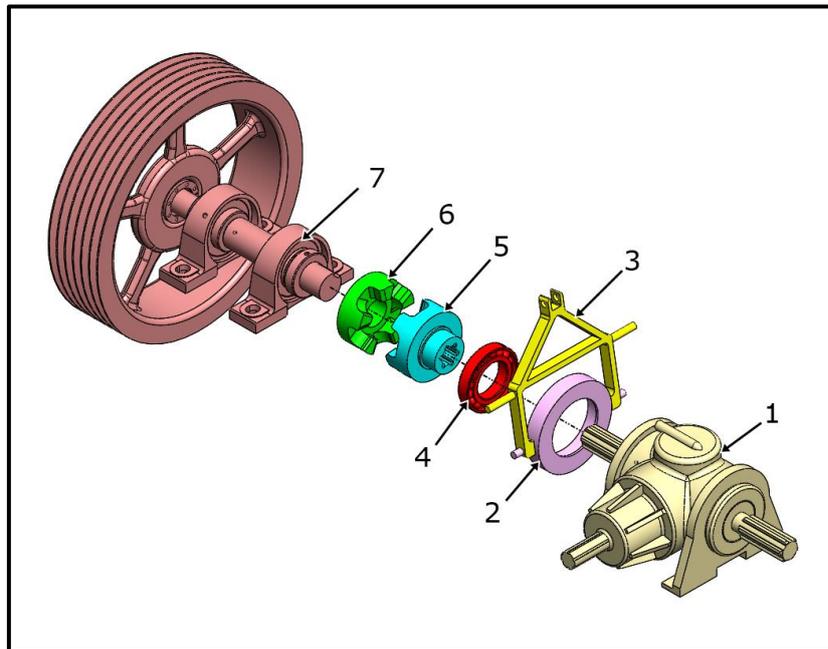


Figura 51 – Despiece del mecanismo de acople en la parte del sistema de corte.

En la Figura 52, se muestra una vista en corte.

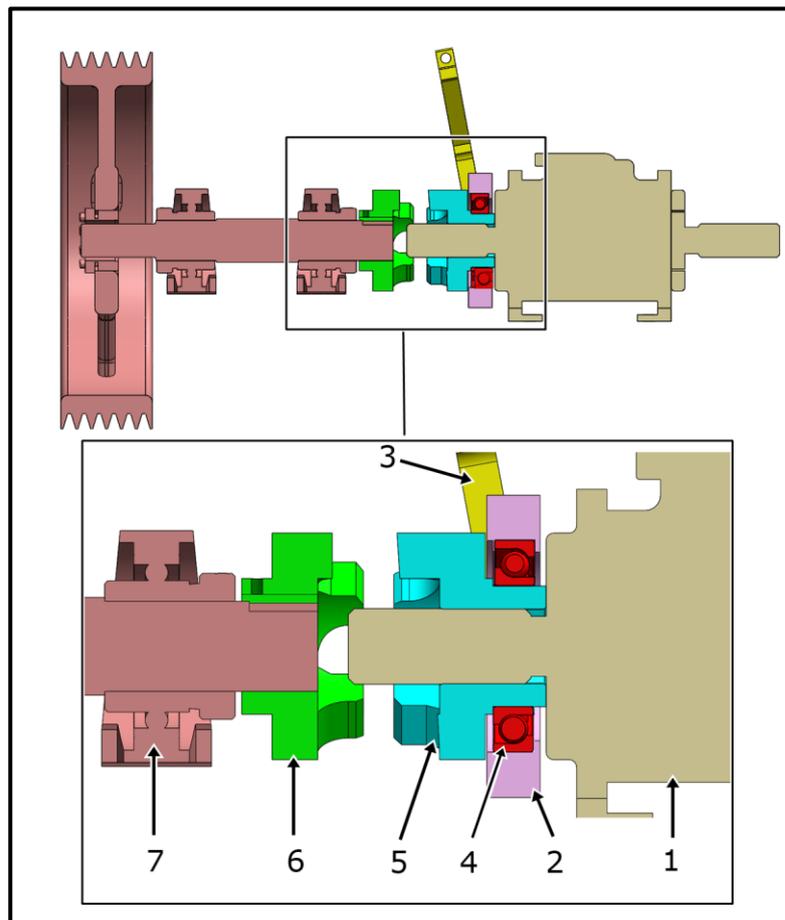


Figura 52 – Vista en corte del mecanismo de acople en la parte del sistema de corte.

El eje de salida de la caja escuadra (1) posee ranuras machos para transmitir la potencia a la garra móvil (5), que tiene ranuras hembras. La garra móvil siempre está girando si la caja escuadra está siendo accionada, entonces el rodamiento (4) aísla el movimiento del aro porta rodamiento (2) y del brazo de palanca (3), permaneciendo estos fijos. El rodamiento de bolas de contacto angular es capaz de soportar las cargas axiales que se produzcan durante el desplazamiento de la garra móvil.

La garra fija se monta al eje de entrada de potencia mediante chaveta y dos prisioneros, la garra móvil se desliza sobre las ranuras del eje de salida de la caja escuadra cuando el brazo de palanca es accionado por el actuador eléctrico.

La Figura 53 completa esta parte del mecanismo, con las piezas:

- 8- Soporte de brazo de palanca.
- 9- Actuador eléctrico lineal.

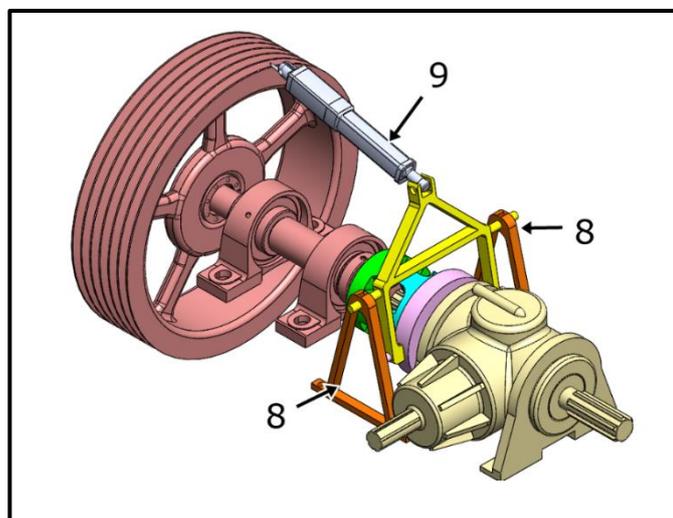


Figura 53 – Mecanismo de acople completo en la parte del sistema de corte.

En la Figura 54, se muestran los movimientos que hacen que la garra se mueva y acople al eje de entrada. En ella, se aprecia:

- a- Punto de unión entre el actuador (9) y una estructura fija.
- b- Punto de unión entre el vástago del actuador y el brazo de palanca (3).
- c- Punto de unión entre el brazo de palanca y su soporte (8).
- d- Punto de unión entre el brazo de palanca y el aro porta rodamiento (2).
- e- Puntos en donde el soporte del brazo de palanca tiene libertad para desplazarse hacia arriba y hacia abajo.

Cuando el vástago del actuador se extiende, desplaza al punto **b**. El brazo de palanca pivotea en el punto **c** desplazando al punto **d**, acoplando las garras. Por su parte, los puntos **e** se desplazan hacia abajo.

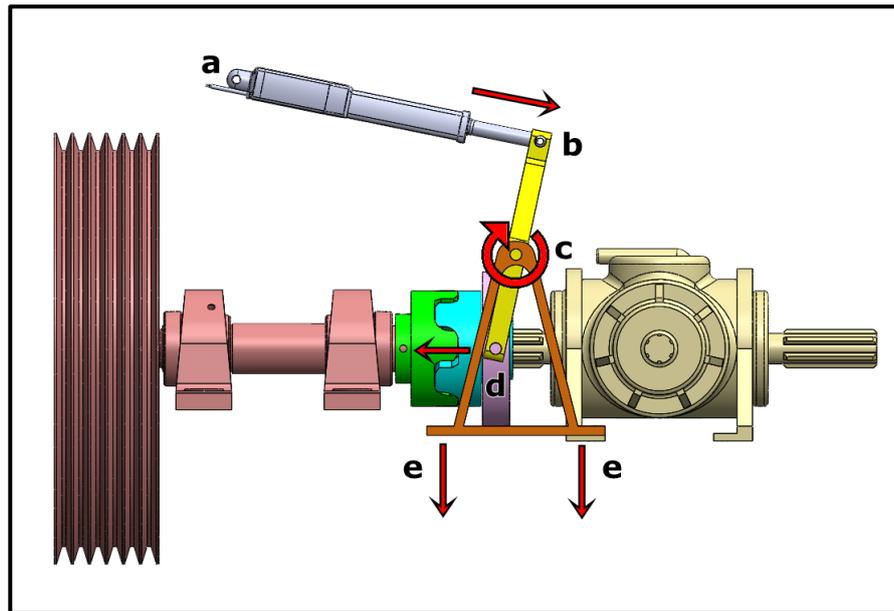


Figura 54 – Movimientos de acople del sistema de corte..

Cuando el vástago del actuador se retrae, el brazo de palanca hace que el punto **d** se mueva y desacople las garras. Los puntos **e** se desplazan hacia arriba para acompañar el movimiento. La Figura 55, detalla el desacople de las garras.

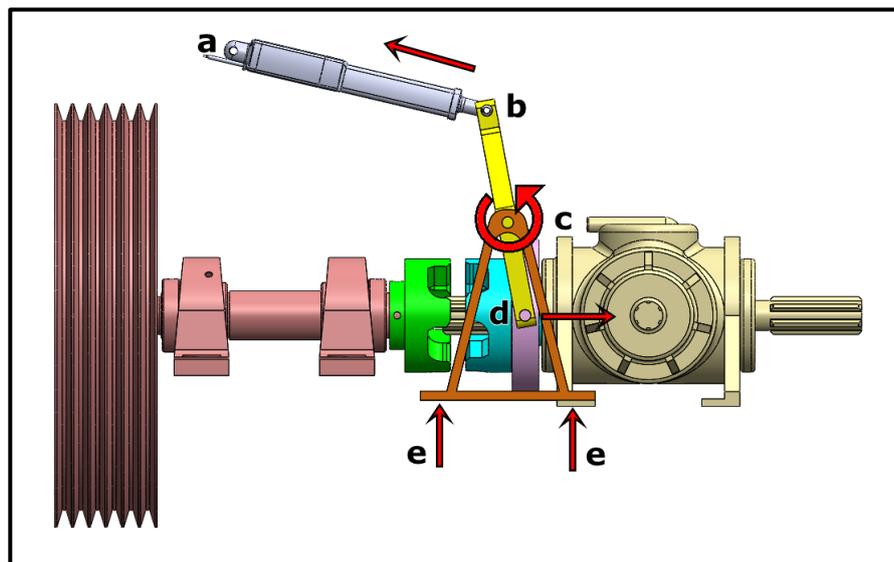


Figura 55 – Movimientos de desacople del sistema de corte..

El mecanismo se completa con el acople del sistema de descarga, cuyo despiece se observa en la Figura 56 y comprende:

- 1- Caja de transmisión a escuadra.
- 2- Aro porta rodamiento.
- 3- Brazo de palanca.
- 4- Rodamiento de bolas de contacto angular.
- 5- Garra móvil.

- 8- Soporte de brazo de palanca.
- 9- Actuador eléctrico lineal.
- 10- Garra fija sistema de descarga.
- 11- Soporte fijo rodamiento.
- 12- Rodamiento bolas de contacto angular.
- 13- Eje de garra fija.

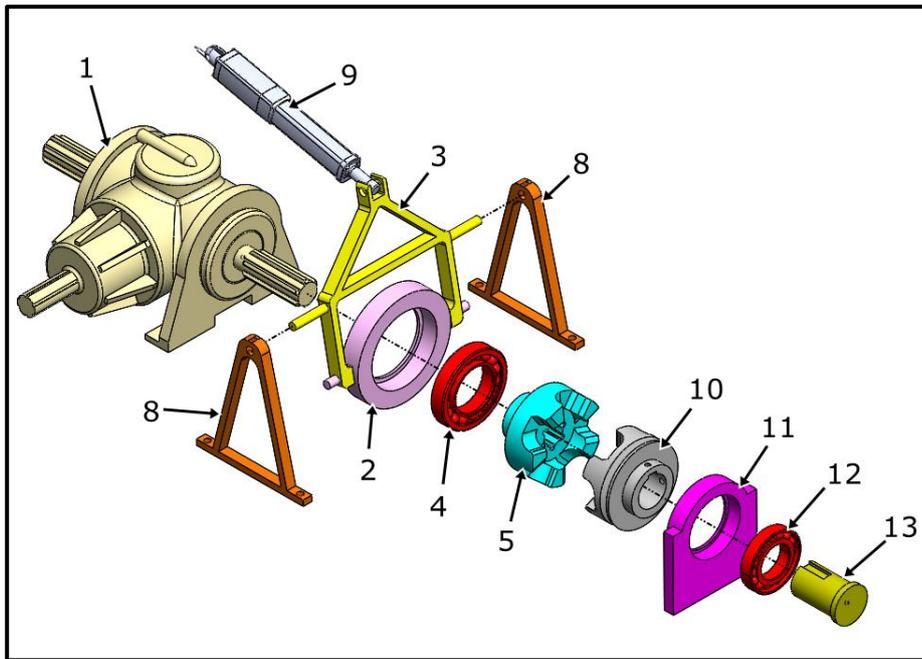


Figura 56 – Despiece del mecanismo de acople en la parte del sistema de descarga.

En la Figura 57, se muestra una vista en corte.

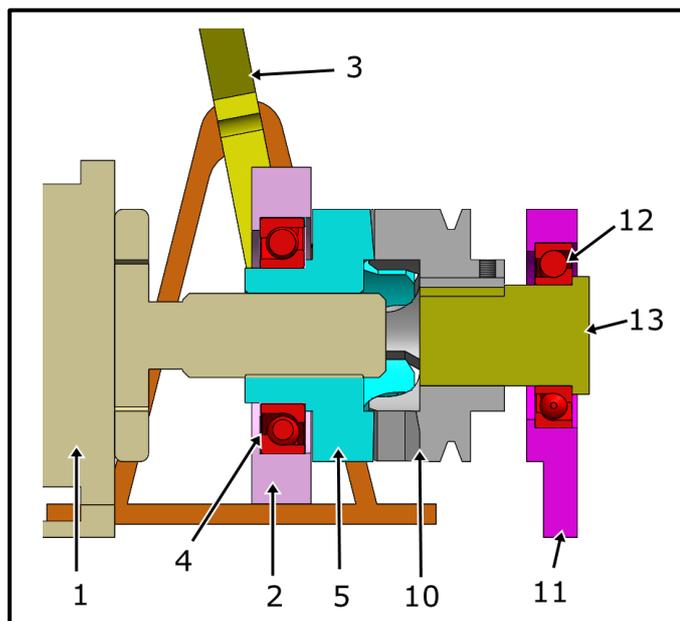


Figura 57 – Vista en corte del mecanismo de acople en la parte del sistema de descarga.

Al igual que en la otra parte del mecanismo, el eje de salida de la caja escuadra (1) posee ranuras machos y la garra móvil (5) tiene ranuras hembras. El rodamiento (4), el aro porta rodamiento (2), el brazo de palanca (3) y la garra móvil (5) son iguales y cumplen la misma función que las nombrada anteriormente.

La garra fija (10), que en este caso posee un canal para correa, se monta a su eje (13) mediante chaveta y dos prisioneros. Por medio de otro rodamiento (12), este eje se fija al soporte (11), quedando en voladizo. El acople y desacople entre las garras se efectúa de la manera explicada en las Figuras 54 y 55.

El montaje del mecanismo completo se observa en la Figura 58, en donde:

- 14- Estructura fija.
- 15- Bomba del sistema hidráulico.
- 16- Polea de accionamiento de bomba.
- 17- Correa de transmisión.

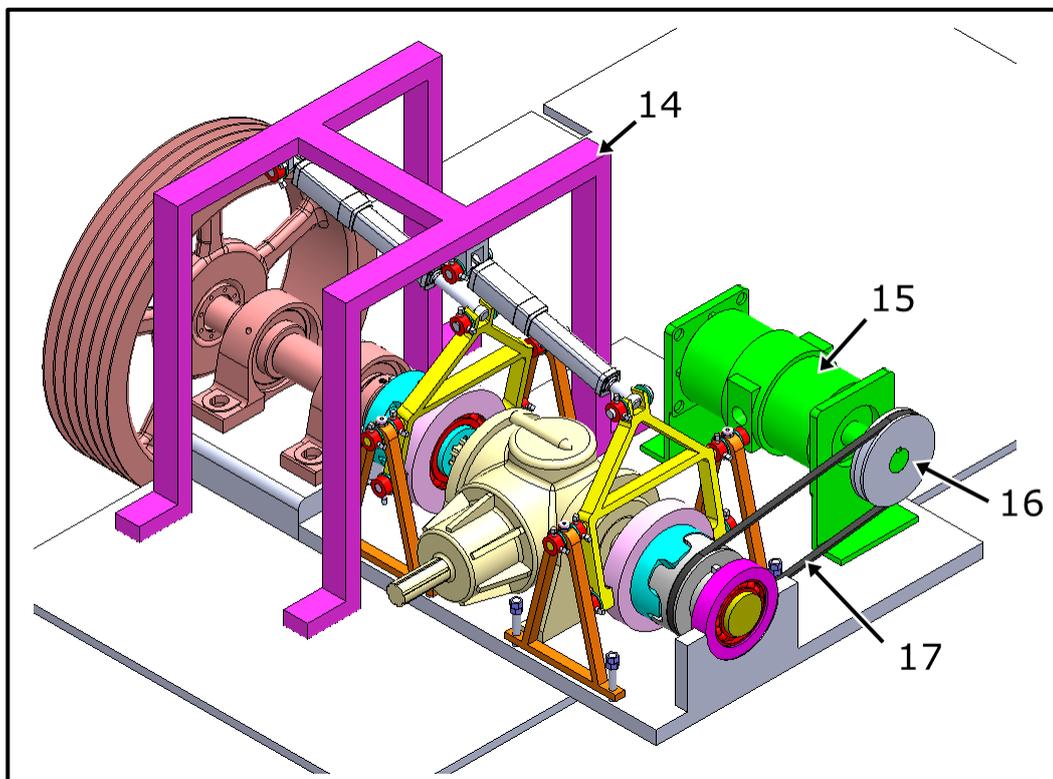


Figura 58 – Mecanismo de acople completo.

Acercando la imagen (Figura 59), se ve en detalle:

- 18- Guía de movimiento del soporte del brazo de palanca.
- 19- Tuerca y contra tuerca limitadora de movimiento.
- 20- Collarín sujeto con pernos y arandela de bronce de por medio.
- 21- Alemite para engrasar partes en movimiento.

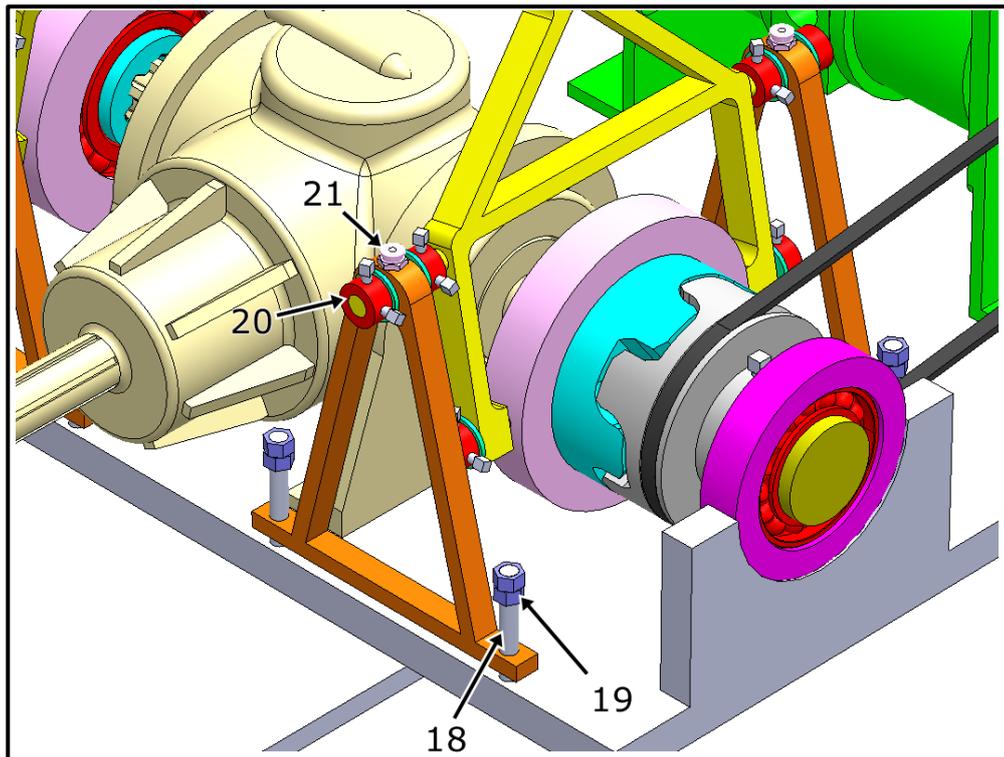


Figura 59 – Piezas finales para el montaje.

4.19. Calidad del picado

Se basa, entre otras cosas, en la longitud del picado. La Sociedad americana de ingenieros agrícolas y biológicos (“American society of agricultural and biological engineers”, ASAE) ha desarrollado métodos para determinar la distribución del tamaño de las partículas de forraje para las distintas cosechadoras. La picadora integral pertenece a un grupo de cosechadoras (“Flail type choppers”) que no está incluida en estos métodos contemplados por ASAE. Ante la falta de información, únicamente se puede establecer la longitud de corte teórica, pudiendo estar algo alejada de la real.

Persson (1987) define a la longitud teórica de corte como:

$$LLF = \frac{VLF}{(NOK \times \omega_c)}$$

Siendo:

VLF (velocidad relativa del rotor de corte [m/s])

NOK = 4 (cantidad de filas de herramientas)

$\omega_c = 157$ rad/s (velocidad angular del rotor de corte)

Para determinar VLF, se supone un sistema de referencia en el cual el observador se encuentre estático y ve que el rotor de corte se mueve a una velocidad que es la resultante entre la de arrastre del tractor (v_{tc}) y la tangencial de las herramientas (v_{ca}). Tomando los valores pertenecientes al picado de alfalfa:

$$VLF = v_{tc} + v_{ca}$$

$$VLF = 47 \text{ m/s} + 2,22 \text{ m/s}$$

$$VLF = 49,22 \text{ m/s}$$

Finalmente:

$$LLF = \frac{49,22 \text{ m/s}}{(4 \times 157 \text{ rad/s})}$$

$$LLF = 0,078 \text{ m} = 78 \text{ mm}$$

Esta ecuación indica que, si VLF es menor LLF disminuye. A su vez, si ω_c aumenta LLF, también, disminuye.

La práctica indica que el largo ronda los 100 mm, pero no es viable obtener este valor por medio de ecuaciones, ya que depende de muchas variables.

Capítulo 5

Sistema de descarga

5.1. Introducción

En el presente capítulo, se detalla el sistema que posee la picadora integral para realizar la descarga del forraje, previamente picado, hacia el exterior de la máquina.

Se divide el proceso en tres partes, que se denotan como subsistemas, en donde cada una de ellas tiene un propósito, pero no son independientes; lo que hace un subsistema le afecta al otro. Estos son:

1. Primer subsistema: Acarreador
2. Segundo subsistema: Rolos
3. Tercer subsistema: Cintas transportadoras

El acarreador está ubicado a lo largo del depósito, por lo que el forraje picado se encuentra encima de él, y lo recorre a muy baja velocidad. Los rolos funcionan como una barrera entre el primer y el tercer subsistema, controlando el caudal de forraje al girar a una determinada velocidad angular. El caudal controlado cae a la primera cinta transportadora, dispuesta transversalmente a la máquina, y por último una segunda cinta, móvil, completa la descarga.

Se analizan los subsistemas por separado, incluyendo:

- Velocidades adecuadas para producir la descarga.
- Consumos de potencia.
- Componentes.

En la Figura 60, el esquema pertenece al proceso de descarga.

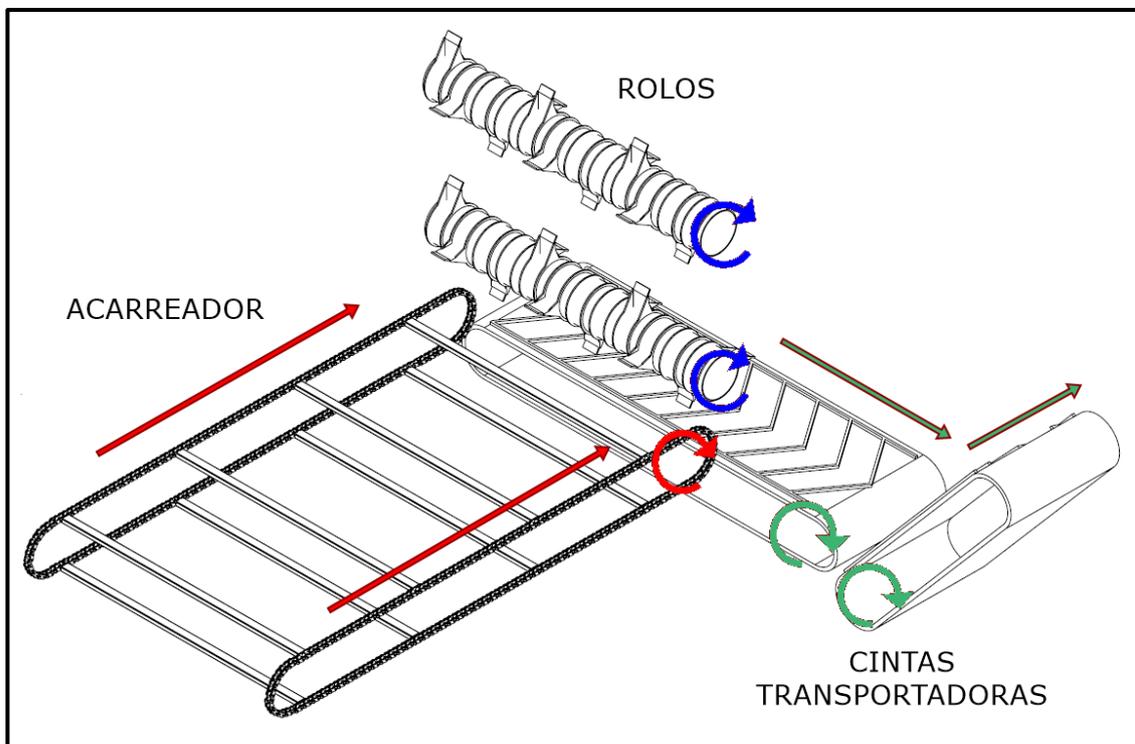


Figura 60 - Esquema del proceso de descarga.

5.2. Primer subsistema: Acarreador

5.2.1. Características generales

En la Figura 61, se identifican las piezas que lo conforman, siendo estas:

1. Eje conductor: recibe la potencia del motor hidráulico.
2. Ruedas dentadas: todas tienen las mismas dimensiones.
3. Cadenas: están provistas de aditamentos para colocar los impulsores.
4. Impulsores: empujan el forraje hacia los rolos. Son ocho, distribuidos en toda la longitud de las cadenas.
5. Eje conducido: gira libremente por la acción de las cadenas.
6. Tensores de cadena: permiten ajustar la tensión que se pierde por el desgaste o alargamiento de la cadena. Además, soportan al eje conducido.
7. Rodamientos: soportan al eje conductor.
8. Manguitos de fijación autocentrantes: fijan las ruedas dentadas a los ejes.

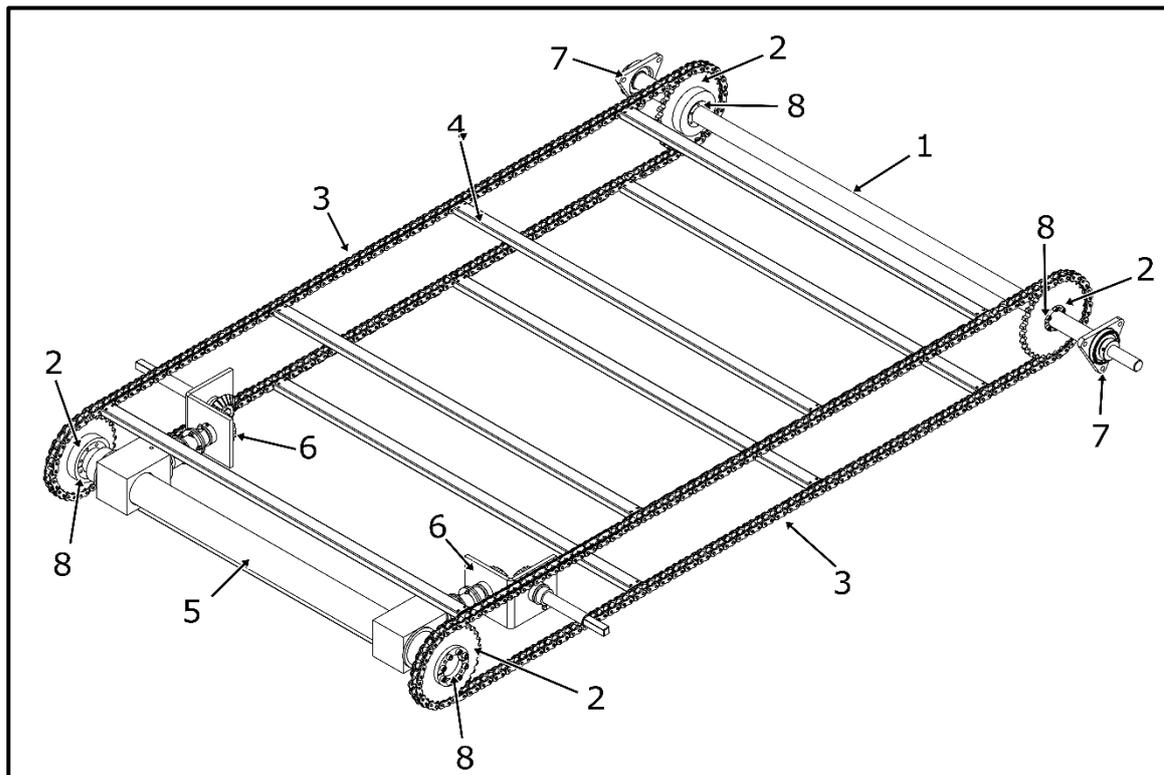


Figura 61 - Despiece del acarreador.

5.2.2. Cinemática del movimiento

Para establecer la velocidad angular del acarreador se debe definir la velocidad tangencial de la cadena. Para esto, se propone que, en un minuto, la cadena recorra el largo del depósito, siendo este:

$$a = 2,4 \text{ m}$$

Por lo tanto, la cadena se mueve a una velocidad:

$$v_1 = \frac{a}{t} = \frac{2,4 \text{ m}}{1 \text{ min}}$$

$$v_1 = 2,4 \text{ m/min} = 0,04 \text{ m/s}$$

Si el radio de la rueda dentada es $r_1 = 0,125 \text{ m}$, la velocidad angular, para que la cadena tenga velocidad tangencial v_1 , es:

$$\omega_1 = \frac{v_1}{r_1} = \frac{0,04 \text{ m/s}}{0,125 \text{ m}}$$

$$\omega_1 = 0,32 \text{ rad/s}$$

En la Tabla 26, se muestran los resultados obtenidos, en conjunto con la conversión de unidades que van a ser de utilidad.

Tabla 26
Resultados

Velocidad angular	$\omega_1 = 0,32 \text{ rad/s}$	$n_1 = 3 \text{ rpm}$
Velocidad tangencial (v_1)	2,4 m/min	0,04 m/s
Radio de rueda dentada (r_1)	0,125 m	12,5 cm

5.2.3. Potencia

La mayor masa de forraje que el acarreador puede transportar se da cuando el depósito está lleno de maíz forrajero. El volumen del depósito es:

$$V_D = 7 \text{ m}^3$$

Entonces, la masa de forraje es:

$$mf_1 = \delta m^{17} \times V_D$$

$$mf_1 = 287 \text{ Kg/m}^3 \times 7 \text{ m}^3$$

$$mf_1 = 2000 \text{ Kg}$$

Por la acción de la gravedad, mf_1 ejerce una fuerza sobre el acarreador que provoca el rozamiento entre las cadenas y el piso del depósito. La misma es:

$$F_{r1} = F_{mf} \times \mu_g$$

Siendo el peso del forraje:

$$F_{mf} = 2000 \text{ Kg} \times 9,8 \text{ m/s}^2$$

$$F_{mf} = 19600 \text{ N} = 2000 \text{ Kgf}$$

¹⁷ Densidad del maíz forrajero.

La única manera de disminuir el rozamiento es utilizar un material con bajo coeficiente, por tal motivo se colocan tres planchas de grilon, dos debajo de las cadenas y uno en el centro. El coeficiente de rozamiento para el contacto acero-grilon es:

$$\mu_g = 0,54$$

Entonces:

$$F_{r1} = 2000 \text{ Kgf} \times 0,54$$

$$F_{r1} = \mathbf{1080 \text{ Kgf}}$$

En la Figura 62, se esquematizan los vectores de fuerzas y velocidad.

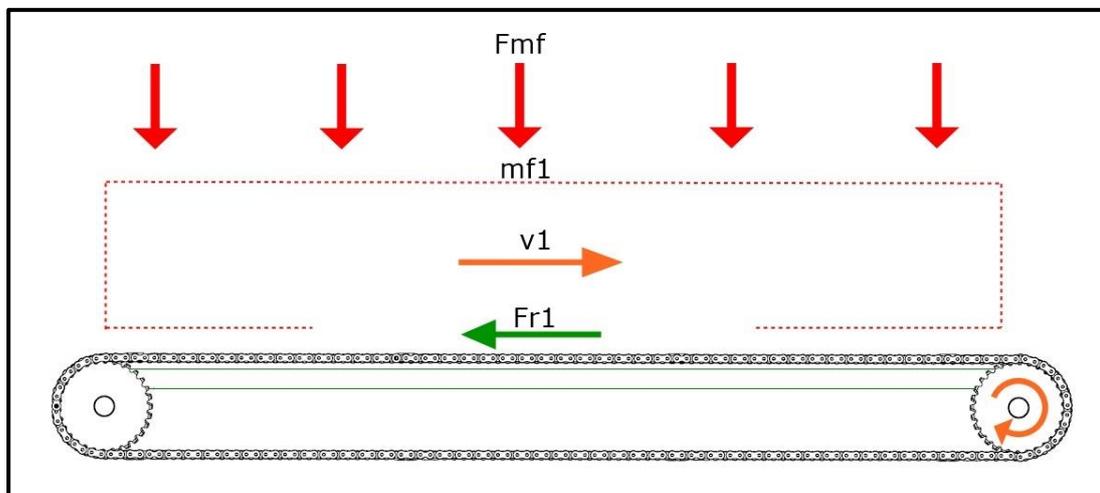


Figura 62 - - Esquema de representación de los vectores fuerza y velocidad en el acarreador.

El par torsor, o trabajo, necesario para producir el giro es:

$$T_{FR1} = F_{r1} \times r_1 = 1080 \text{ Kgf} \times 0,125 \text{ m}$$

$$T_{FR1} = \mathbf{135 \text{ Kgm}}$$

Se define que en 3 segundos el acarreador pase del reposo a la velocidad de trabajo. La aceleración angular resultante es:

$$a = \frac{\omega_1}{t} = \frac{0,32 \text{ rad/s}}{3 \text{ s}} = 0,11 \text{ rad/s}^2$$

La potencia mecánica necesaria es:

$$P_1 = \frac{T_{FR1}}{t} = \frac{135 \text{ Kgm}}{3 \text{ s}}$$

$$P_1 = 45 \text{ Kgm/s} = 0,625 \text{ Hp}$$

Como el encargado de brindar el movimiento al subsistema es un motor hidráulico, cuya eficiencia ronda el 90%, la potencia hidráulica necesaria es:

$$Ph_1 = P_1 \times 1,1 = 45 \text{ Kgm/s} \times 1,1$$

$$Ph_1 = 49,5 \text{ Kgm/s} = 0,69 \text{ Hp}$$

En la Tabla 27, se muestran los resultados más destacados.

Tabla 27
Resultados.

Peso del forraje (Fmf)	19600 N	2000 Kgf
Par torsor (T_{FR1})	135 Kgm	13500 Kgcm
Potencia mecánica (P_1)	45 Kgm/s	0,625 Hp
Potencia hidráulica (Ph_1)	49,5 Kgm/s	0,69 Hp

5.2.4. Dimensionamiento del eje conductor

El material elegido es acero AISI 1045 normalizado, cuyos valores de resistencia son:

$$S_y = 4288 \text{ Kg/cm}^2 \text{ (esfuerzo de fluencia)}$$

$$S_u = 6960 \text{ Kg/cm}^2 \text{ (esfuerzo de rotura)}$$

Determinación de fuerzas

La fuerza de flexión debida a la transmisión por las dos cadenas es:

$$F_{f1} = \frac{T_{FR1}}{r_1} = \frac{13500 \text{ Kgcm}}{12,5 \text{ cm}}$$

$$F_{f1} = 1080 \text{ Kgf}$$

Cada cadena provoca la mitad de esa fuerza sobre el eje:

$$F_{f1/2} = \frac{F_{f1}}{2} = \frac{1080 \text{ Kgf}}{2}$$

$$F_{f1/2} = 540 \text{ Kgf}$$

En la Figura 63, se esquematiza el eje conductor con sus apoyos, fuerzas y reacciones.

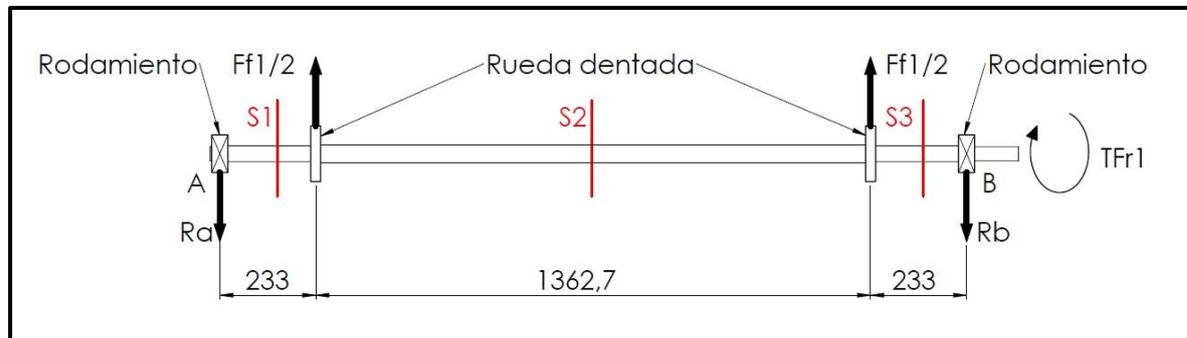


Figura 63 - Esquema de fuerzas del eje conductor.

Las reacciones son las siguientes:

$$\sum M^A = 0$$

$$F_{f1/2} \times 233 \text{ mm} + F_{f1/2} \times (233 \text{ mm} + 1362,7 \text{ mm}) - R_b \times (233 \text{ mm} + 1362,7 \text{ mm} + 233 \text{ mm}) = 0$$

$$F_{f1/2} \times 233 \text{ mm} + F_{f1/2} \times 1595,7 \text{ mm} - R_b \times 1828,7 \text{ mm} = 0$$

$$F_{f1/2} \times (233 \text{ mm} + 1595,7 \text{ mm}) - R_b \times 1828,7 \text{ mm} = 0$$

$$F_{f1/2} \times 1828,7 \text{ mm} - R_b \times 1828,7 \text{ mm} = 0$$

$$F_{f1/2} \times 1828,7 \text{ mm} = R_b \times 1828,7 \text{ mm}$$

$$F_{f1/2} = R_b$$

$$\mathbf{R_b = 540 \text{ Kgf}}$$

$$\sum F = 0$$

$$-R_a + F_{f1/2} + F_{f1/2} - R_b = 0$$

$$R_a = F_{f1/2} + F_{f1/2} - R_b$$

$$R_a = (2 \times F_{f1/2}) - R_b$$

$$R_a = (2 \times 540 \text{ Kgf}) - 540 \text{ Kgf}$$

$$R_a = 1080 \text{ Kgf} - 540 \text{ Kgf}$$

$$\mathbf{R_a = 540 \text{ Kgf}}$$

Cálculo de momentos flectores

- S1 ($0 \text{ mm} \leq X \leq 233 \text{ mm}$)

$$M_{f1} = R_a \times X$$

$$\text{Si } X = 0 \text{ mm}$$

$$\mathbf{M_{f1a} = 0 \text{ Kgmm} = 0 \text{ Kgcm}}$$

$$\text{Si } X = 233 \text{ mm}$$

$$M_{f1b} = 540 \text{ Kgf} \times 233 \text{ mm}$$

$$\mathbf{M_{f1b} = 125820 \text{ Kgmm} = 12582 \text{ Kgcm}}$$

- S2 ($233 \text{ mm} \leq X \leq 1595,7 \text{ mm}$)

$$M_{f2} = (R_a \times X) - F_{f1/2} \times (X - 233 \text{ mm})$$

$$\text{Si } X = 233 \text{ mm}$$

$$\mathbf{M_{f1b} = 125820 \text{ Kgmm} = 12582 \text{ Kgcm}}$$

$$\text{Si } X = 1595,7 \text{ mm}$$

$$M_{f2} = (540 \text{ Kgf} \times 1595,7 \text{ mm}) - 540 \text{ Kgf} \times (1595,7 \text{ mm} - 233 \text{ mm})$$

$$\mathbf{M_{f2} = 125820 \text{ Kgmm} = 12582 \text{ Kgcm}}$$

- S3 ($1595,7 \text{ mm} \leq X \leq 1828,7 \text{ mm}$)

$$Mf_3 = (Ra \times X) - F_{f1/2} \times (X - 233 \text{ mm}) - F_{f1/2} \times (X - 1595,7 \text{ mm})$$

Si $X = 1595,7 \text{ mm}$

$Mf_2 = 125820 \text{ Kgmm} = 12582 \text{ Kgcm}$

Si $X = 1828,7 \text{ mm}$

$$Mf_3 = (540 \text{ Kgf} \times 1828,7 \text{ mm}) - 540 \text{ Kgf} \times (1828,7 \text{ mm} - 233 \text{ mm}) - 540 \text{ Kgf} \times (1828,7 \text{ mm} - 1595,7 \text{ mm})$$

$Mf_3 = 0 \text{ Kgmm} = 0 \text{ Kgcm}$

En la Figura 64, se grafica el diagrama de momentos flectores.

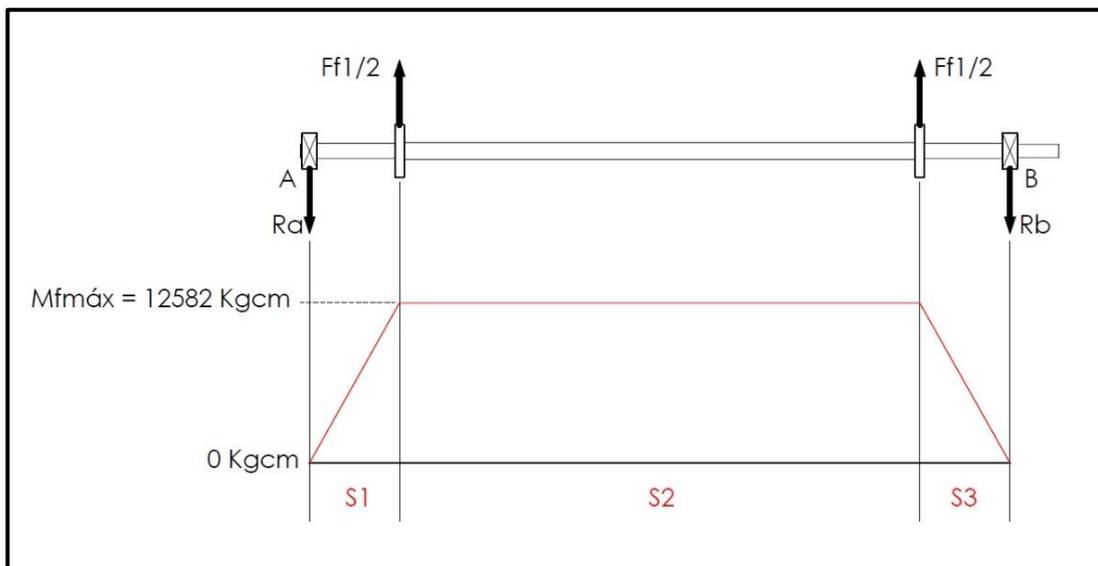


Figura 64 - Diagrama de momentos flectores del eje conductor.

Dimensionamiento

El momento flector máximo corresponde a la sección S2:

$Mf_2 = 12582 \text{ Kgcm}$

El esfuerzo de fatiga es repetido e invertido, por ende:

$Mf_{max} = 12582 \text{ Kgcm}$ (momento flector máximo)

$Mf_{min} = -12582 \text{ Kgcm}$ (momento flector mínimo)

$$Mfm = \frac{Mf_{mín} + Mf_{máx}}{2} = \frac{-12582 \text{ Kgcm} + 12582 \text{ Kgcm}}{2}$$

$Mfm = 0 \text{ Kgcm}$ (momento flector medio)

$$M_{fa} = \frac{M_{f\text{máx}} - M_{f\text{mín}}}{2} = \frac{12582 \text{ Kgcm} - (-12582 \text{ Kgcm})}{2}$$

$$\mathbf{M_{fa} = 12582 \text{ Kgcm}} \text{ (momento flector alterno)}$$

$$S_m = \frac{M_{fm}}{W} = \frac{0 \text{ Kgcm}}{W}$$

$$\mathbf{S_m = 0 \text{ Kg/cm}^2}$$
 (esfuerzo flector medio)

$$S_a = \frac{M_{fa}}{W}$$

En donde, W es el módulo resistente de la sección circular.

$$S_a = \frac{12582 \text{ Kgcm} \times 32}{\pi \times D^3}$$

$$\mathbf{S_a = \frac{128159,2 \text{ Kgcm}}{D^3}}$$

(esfuerzo flector alterno)

El esfuerzo equivalente es:

$$S_e = \frac{S_n}{S_y} \times S_m + K_f \times S_a$$

Como $S_m = 0 \text{ Kg/cm}^2$:

$$S_e = K_f \times S_a$$

Se estima que el concentrador de esfuerzos ronda en:

$$K_f = 1,6$$

Entonces:

$$S_e = 1,6 \times \frac{128159,2 \text{ Kgcm}}{D^3}$$

$$\mathbf{S_e = \frac{205054,7 \text{ Kgcm}}{D^3}}$$

El par torsor es constante, por lo que el esfuerzo es únicamente medio.

$$S_{ms} = \frac{T_{FR1}}{W_0}$$

Siendo W_0 el módulo resistente polar de la sección circular.

$$S_{ms} = \frac{13500 \text{ Kgcm} \times 16}{\pi \times D^3}$$

$$\mathbf{S_{ms} = \frac{68755 \text{ Kgcm}}{D^3}}$$

El esfuerzo torsor equivalente es:

$$Ses = \frac{Sns}{Sys} \times Sms + Kfs \times Sas$$

Siendo, la resistencia a la fatiga bajo esfuerzo normal:

$$Sn = K_1 \times K_2 \times K_3 \times 0,5 \times Su$$

En donde:

$$K_1 = 0,87 \text{ (rugosidad de mecanizado)}^{18}$$

$$K_2 = 0,85 \text{ (tamaño mayor a 1/2")}$$

$$K_3 = 1 \text{ (sometido a flexión)}$$

$$Sn = 0,87 \times 0,85 \times 1 \times 0,5 \times 6960 \text{ Kg/cm}^2$$

$$Sn = 2573,5 \text{ Kg/cm}^2$$

$$Sns = 0,6 \times Sn = 0,6 \times 2573,5 \text{ Kg/cm}^2 \text{ (resistencia a la fatiga bajo esfuerzo cortante)}$$

$$Sns = 1544 \text{ Kg/cm}^2$$

$$Sys = 0,6 \times Sy = 0,6 \times 4288 \text{ Kg/cm}^2 \text{ (esfuerzo de fluencia bajo esfuerzo cortante)}$$

$$Sys = 2573 \text{ Kg/cm}^2$$

Reemplazando:

$$Ses = \frac{1544 \text{ Kg/cm}^2}{2573 \text{ Kg/cm}^2} \times \frac{68755 \text{ Kgcm}}{D^3}$$

$$Ses = \frac{41258,3 \text{ Kgcm}}{D^3}$$

Combinando los esfuerzos:

$$\frac{1}{N^2} = \left(\frac{Se}{Sn}\right)^2 + \left(\frac{Ses}{Sns}\right)^2$$

Se utiliza un coeficiente de seguridad $N = 1,4$.

$$\frac{1}{1,4^2} = \left(\frac{205054,7 \text{ Kgcm}}{2573,5 \text{ Kg/cm}^2 \times D^3}\right)^2 + \left(\frac{41258,3 \text{ Kgcm}}{1544 \text{ Kg/cm}^2 \times D^3}\right)^2$$

$$0,51 = \frac{6348,8 \text{ cm}^6}{D^6} + \frac{714 \text{ cm}^6}{D^6}$$

¹⁸ Faires, 1995. Figura AF 5 p. 751.

$$0,51 = \frac{7062,8 \text{ cm}^6}{D^6}$$

$$D = \sqrt[6]{\frac{7062,8 \text{ cm}^6}{0,51}}$$

$$\mathbf{D = 4,9 \text{ cm} = 49 \text{ mm}}$$

Todas las secciones tienen un diámetro $D_2 = 5 \text{ cm} = 50 \text{ mm}$.

Los extremos del eje, en donde se ubican los rodamientos, poseen el esfuerzo medio que le brinda el par torsor y un esfuerzo de corte puro proporcionado por las reacciones, Dicho esfuerzo no se tiene en cuenta por su poca influencia en el resultado final. Entonces:

$$\frac{1}{1,4^2} = \left(\frac{41258,3 \text{ Kgcm}}{1544 \text{ Kg/cm}^2 \times D^3} \right)^2$$

$$0,51 = \frac{714 \text{ cm}^6}{D^6}$$

$$D = \sqrt[6]{\frac{714 \text{ cm}^6}{0,51}}$$

$$\mathbf{D = 3,35 \text{ cm} = 33,5 \text{ mm}}$$

Se toma $D_1 = 3,5 \text{ cm} = 35 \text{ mm}$.

Se verifica K_f , ya que fue tomado de manera estimativa. Este concentrador representa el radio de acuerdo entre los extremos y la parte central del eje; su valor es $r = 2,5 \text{ mm}$. Las relaciones para obtener el coeficiente de sensibilidad a la entalla y el teórico de concentración de esfuerzos son:

$$\frac{D_2}{D_1} = \frac{50 \text{ mm}}{35 \text{ mm}} = 1,4$$

$$\frac{r}{D_1} = \frac{2,5 \text{ mm}}{35 \text{ mm}} = 0,07$$

Los coeficientes resultan¹⁹:

$$q = 0,9$$

$$k_t = 1,7$$

¹⁹ Faires, 1995. Figura AF 7 pág. 752 y Figura AF 12 pág. 754.

Por lo tanto, Kf es:

$$K_f = 1 + q \times (k_t - 1) = 1 + 0,9 \times (1,7 - 1)$$

$$K_f = 1,6$$

El coeficiente seleccionado es correcto.

En la Tabla 28, se agrupan los diámetros del eje conductor.

*Tabla 28
Resumen de los diámetros obtenidos del eje conductor.*

Sección	EXT 1	S1	S2	S3	EXT 2
Diámetro (mm)	35	50	50	50	35

5.2.5. Selección de rodamiento del eje conductor

Si bien la velocidad angular del eje conductor es muy baja, se opta por colocar rodamientos de bolas a rótula para contrarrestar el desgaste desigual de los bujes del eje conducido, alineando el sistema.

Las cargas que actúan sobre cada rodamiento son:

$$F_{P1/2} = 15 \text{ Kgf (mitad del peso del eje)}$$

$$F_{f1/2} = 540 \text{ Kgf (fuerza de flexión debida a la transmisión de cada cadena)}$$

Ambas son radiales y, $F_{f1/2}$ se utiliza para el cálculo de la capacidad de carga dinámica y $F_{P1/2}$ para la carga estática.

A continuación, se definen las capacidades de carga que someten al rodamiento, para esto, se recurre al manual de SKF.

Capacidad de carga estática (Co):

Carga estática equivalente es:

$$P_0 = X_0 \times F_{r0} + Y_0 \times F_{a0}$$

Siendo:

$$X_0 = 1 \text{ (coeficiente radial)}$$

$$Y_0 = 0 \text{ (coeficiente axial)}$$

$$F_{r0} = F_{P1/2} = 15 \text{ Kgf (carga radial estática)}$$

$$F_{a0} = 0 \text{ Kgf (carga axial estática)}$$

Entonces:

$$P_0 = 15 \text{ Kgf}$$

La capacidad de carga estática es:

$$C_0 = S_0 \times P_0$$

En donde, el factor de seguridad S_0 para cargas normales equivale a la unidad.
Resultando:

$$C_0 = 15 \text{ Kgf} = 0,147 \text{ KN}$$

Capacidad de carga dinámica (C):

La carga dinámica equivalente se define como:

$$P = X \times F_r + Y \times F_a$$

Cuando $F_a/F_r \leq e$, siendo $e = 0,23$ para un rodamiento de estas características y de diámetro interior 35 mm, las constantes son las siguientes:

$$X = 1 \text{ (Coeficiente radial)}$$

$$Y = 2,7 \text{ (Coeficiente axial)}$$

Como:

$$F_r = F_{f1/2} = 540 \text{ Kgf}$$

$$F_a = 0 \text{ Kgf}$$

Resulta:

$$P = 540 \text{ Kgf}$$

La capacidad de carga dinámica es:

$$C = P \times L^{\frac{1}{\rho}}$$

Siendo la duración del rodamiento, medido en miles de revoluciones:

$$L = \frac{60 \times n_1 \times L_h}{1000000}$$

$$L_h = 8000 \text{ hs (duración de horas funcionamiento para máquinas agrícolas)}$$

$$L = \frac{60 \times 3 \text{ rpm} \times 8000 \text{ hs}}{1000000}$$

$$L = 1,44 \text{ Mrev}$$

El coeficiente ρ , para rodamientos de bolas es:

$$\rho = 3$$

La capacidad de carga dinámica resulta:

$$C = 540 \text{ Kgf} \times (1,44 \text{ Mrev})^{\frac{1}{3}}$$

$$C = 610 \text{ Kgf} = 6 \text{ KN}$$

El rodamiento seleccionado es el 2207 E-2RS1TN9, las características se muestran en la Tabla 29.

Tabla 29
Características del rodamiento de bolas a rótula 2207 E-2RS1TN9.

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga P_u	Velocidad límite	Masa	Designaciones	
d	D	B	dinámica C	estática C_0				Rodamiento con agujero cilíndrico	agujero cónico
mm			kN		kN	rpm	kg	-	
35	72	23	19	6	0,31	6 300	0,41	2207 E-2RS1TN9	2207 E-2RS1KTN9
	80	31	26,5	8,5	0,43	5 600	0,70	2307 E-2RS1TN9	-

El asiento es cilíndrico, la designación 2RS1 hace referencia a una obturación rasante de caucho nitrilo (NBR) con refuerzo de chapa de acero a ambos lados del rodamiento y, TN9 indica que posee una jaula de poliamida 6,6 reforzada con fibra de vidrio y moldeada por inyección, de montaje a presión y centrada en las bolas. La letra E señala un diseño interior optimizado.

El soporte es del tipo brida. En un extremo, se coloca el FNL507 A que posee una tapa lateral que evita la entrada de suciedad; en el otro, el FNL507 B indicado para eje pasante.

5.2.6. Dimensionamiento del eje conducido

El material, al igual que el eje conductor, es AISI 1045 Normalizado.

Determinación de fuerzas

Se disponen como muestra la Figura 65.

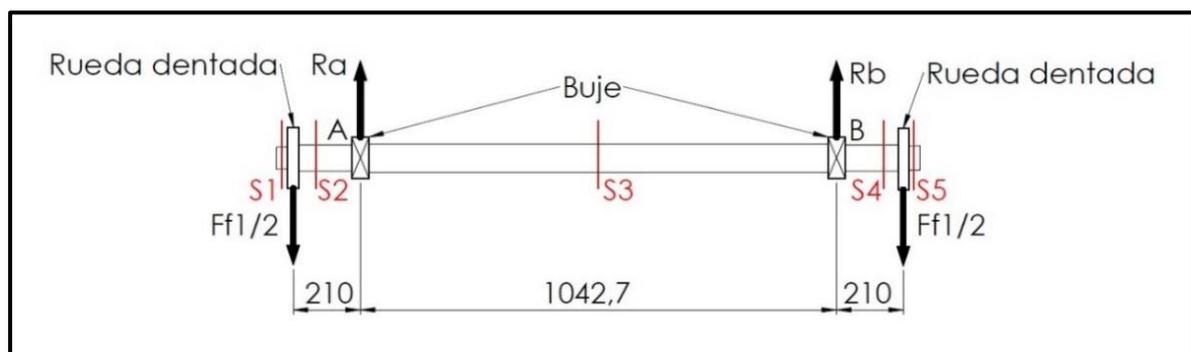


Figura 65 - Esquema de fuerzas del eje conducido.

Las reacciones son:

$$\sum M^A = 0$$

$$F_{f1/2} \times 210 \text{ mm} + R_b \times 1042,7 \text{ mm} - F_{f1/2} \times (1042,7 \text{ mm} + 210 \text{ mm}) = 0$$

$$F_{f1/2} \times 210 \text{ mm} + R_b \times 1042,7 \text{ mm} - F_{f1/2} \times 1252,7 \text{ mm} = 0$$

$$F_{f1/2} \times (210 \text{ mm} - 1252,7 \text{ mm}) + R_b \times 1042,7 \text{ mm} = 0$$

$$F_{f1/2} \times (-1042,7 \text{ mm}) + (R_b \times 1042,7 \text{ mm}) = 0$$

$$-F_{f1/2} \times 1042,7 \text{ mm} = -R_b \times 1042,7 \text{ mm}$$

$$F_{f1/2} = R_b$$

$$\mathbf{R_b = 540 \text{ Kgf}}$$

$$\Sigma F = 0$$

$$-F_{f1/2} + R_a + R_b - F_{f1/2} = 0$$

$$R_a = F_{f1/2} + F_{f1/2} - R_b$$

$$R_a = (2 \times F_{f1/2}) - R_b$$

$$R_a = (2 \times 540 \text{ Kgf}) - 540 \text{ Kgf}$$

$$R_a = 1080 \text{ Kgf} - 540 \text{ Kgf}$$

$$\mathbf{R_a = 540 \text{ Kgf}}$$

Cálculo de momentos flectores

- S1 (X = 0)

$$\mathbf{Mf_1 = 0 \text{ Kgmm} = 0 \text{ Kgcm}}$$

- S2 (0 mm ≤ X ≤ 210 mm)

$$Mf_2 = -(F_{f1/2} \times X)$$

$$\text{Si } X = 0 \text{ mm}$$

$$\mathbf{Mf_1 = 0 \text{ Kgmm} = 0 \text{ Kgcm}}$$

$$\text{Si } X = 210 \text{ mm}$$

$$Mf_2 = -(540 \text{ Kgf} \times 210 \text{ mm})$$

$$\mathbf{Mf_2 = -113400 \text{ Kgmm} = -11340 \text{ Kgcm}}$$

- S3 (210 mm ≤ X ≤ 1252,7 mm)

$$Mf_3 = -(F_{f1/2} \times X) + R_a \times (X - 210 \text{ mm})$$

$$\text{Si } X = 210 \text{ mm}$$

$$\mathbf{Mf_2 = -113400 \text{ Kgmm} = -11340 \text{ Kgcm}}$$

$$\text{Si } X = 1252,7 \text{ mm}$$

$$Mf_3 = -(540 \text{ Kgf} \times 1252,7 \text{ mm}) + 540 \text{ Kgf} \times (1252,7 \text{ mm} - 210 \text{ mm})$$

$$\mathbf{Mf_3 = -113400 \text{ Kgmm} = -11340 \text{ Kgcm}}$$

- S4 ($1252,7 \text{ mm} \leq X \leq 1462,7 \text{ mm}$)

$$Mf_4 = -(F_{f1/2} \times X) + Ra \times (X - 210 \text{ mm}) + Rb \times (X - 1252,7 \text{ mm})$$

Si $X = 1252,7 \text{ mm}$

$$Mf_3 = -113400 \text{ Kgmm} = -11340 \text{ Kgcm}$$

Si $X = 1462,7 \text{ mm}$

$$Mf_4 = -(540 \text{ Kgf} \times 1462,7 \text{ mm}) + 540 \text{ Kgf} \times (1462,7 \text{ mm} - 210 \text{ mm}) + Rb \times (1462,7 \text{ mm} - 1252,7 \text{ mm})$$

$$Mf_4 = 0 \text{ Kgmm} = 0 \text{ Kgcm}$$

- S5

$$Mf_4 = 0 \text{ Kgmm} = 0 \text{ Kgcm}$$

En la Figura 66, se observa el diagrama de momentos flectores.

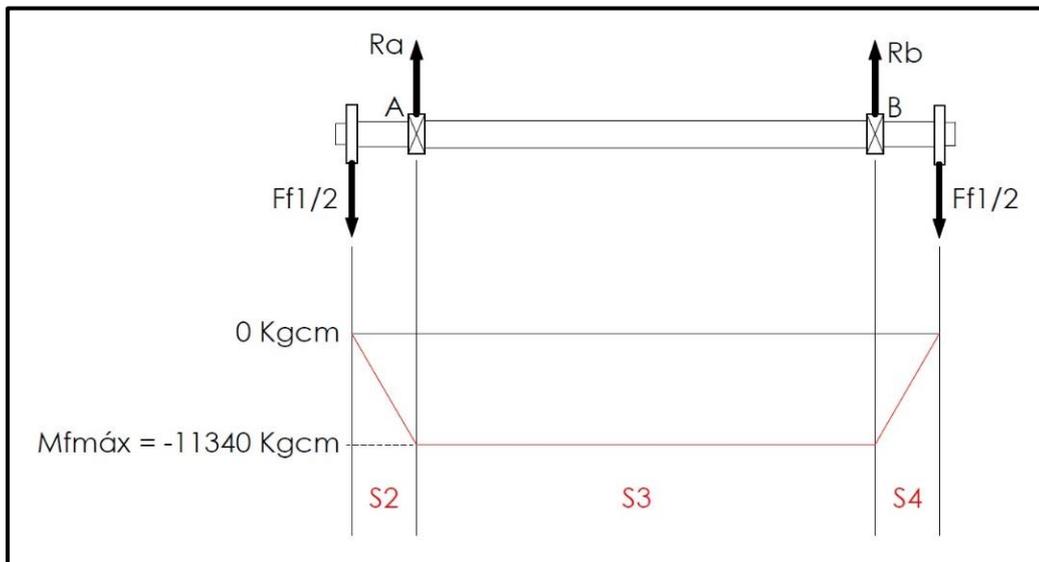


Figura 66 - Diagrama de momentos flectores del eje conducido.

Dimensionamiento

El momento flector máximo se mantiene constante en toda la sección S3, siendo este:

$$Mf_3 = -11340 \text{ Kgcm}$$

El esfuerzo de fatiga es repetido e invertido, por ende, siguiendo el procedimiento y los valores de resistencias utilizados en el apartado 5.2.4. Dimensionamiento del eje conductor, se obtiene:

$$Mf_{max} = 11340 \text{ Kgcm}$$

$$Mf_{min} = -11340 \text{ Kgcm}$$

$$Mf_m = 0 \text{ Kgcm}$$

$$Mf_a = 11340 \text{ Kgcm}$$

$$S_a = \frac{M_{fa}}{W}$$

Siendo W el módulo resistente de la sección circular.

$$S_a = \frac{11340 \text{ Kgcm} \times 32}{\pi \times D^3}$$

$$S_a = \frac{115508,3 \text{ Kgcm}}{D^3}$$

$$S_e = K_f \times S_a$$

Se adopta, como en el eje conductor:

$$K_f = 1,6$$

$$S_e = 1,6 \times \frac{115508,3 \text{ Kgcm}}{D^3}$$

$$S_e = \frac{184813,3 \text{ Kgcm}}{D^3}$$

El esfuerzo de corte por torsión es el mismo que afecta al eje conductor, siendo:

$$S_{es} = \frac{41258,3 \text{ Kgcm}}{D^3}$$

Combinando los esfuerzos, y aplicando un coeficiente de seguridad $N = 1,4$:

$$\frac{1}{N^2} = \left(\frac{S_e}{S_n}\right)^2 + \left(\frac{S_{es}}{S_{ns}}\right)^2$$

$$\frac{1}{1,4^2} = \left(\frac{184813,3 \text{ Kgcm}}{2573,5 \text{ Kg/cm}^2 \times D^3}\right)^2 + \left(\frac{41258,3 \text{ Kgcm}}{1544 \text{ Kg/cm}^2 \times D^3}\right)^2$$

$$0,51 = \frac{5157,3 \text{ cm}^6}{D^6} + \frac{714 \text{ cm}^6}{D^6}$$

$$0,51 = \frac{5871,3 \text{ cm}^6}{D^6}$$

$$D = \sqrt[6]{\frac{5871,3 \text{ cm}^6}{0,51}}$$

$$D = 4,8 \text{ cm} = 48 \text{ mm}$$

Al estar en voladizo, se debe tener en cuenta la deformación en los extremos del eje, debiéndose aumentar el momento de inercia de la sección para obtener una deformación admisible. En la Figura 67, se muestra cómo se produce la deformación, siendo δ la deformación del centro con relación a los extremos, obteniéndose a través de la siguiente ecuación:

$$\delta = \frac{F_{f1/2} \times a}{6 E I} \times \left[3 \times \frac{L^2}{4} - a^2 \right]$$

En donde, E es el módulo de elasticidad cuyo valor es $2,1 \times 10^6 \text{ Kg/cm}^2$ para los aceros, e I es el momento de inercia de la sección.

$$I = \frac{\pi \times D^4}{64} = \frac{\pi \times (4,8 \text{ cm})^4}{64}$$

$$I = 26 \text{ cm}^4$$

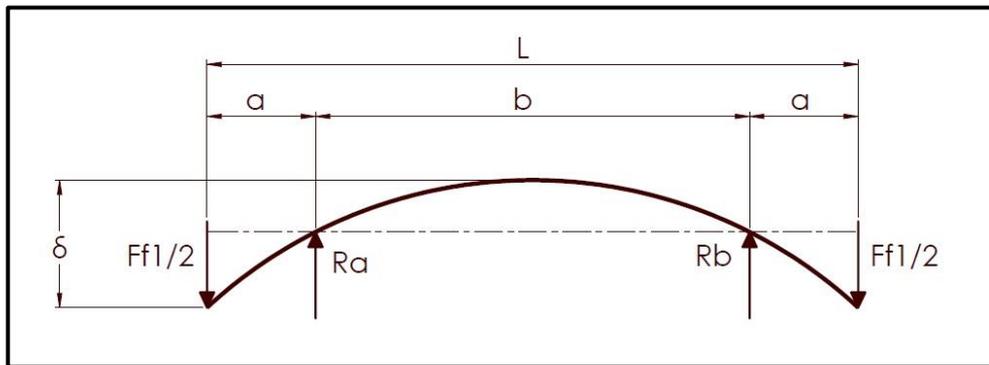


Figura 67 - Esquema de deformación del eje conducido.

La deformación resulta:

$$\delta = \frac{540 \text{ Kgf} \times 21 \text{ cm}}{6 \times 2,1 \times 10^6 \text{ Kg/cm}^2 \times 26 \text{ cm}^4} \times \left[3 \times \frac{(146,27 \text{ cm})^2}{4} - (21 \text{ cm})^2 \right]$$

$$\delta = 0,54 \text{ cm} = 5,4 \text{ mm}$$

Se recomienda que no supere los 0,83 mm por metro de longitud entre soportes. En este caso, la longitud entre soportes es 1042,7 mm (1,04 m); por ende, la deformación resultante es 5,1 mm por metro, siendo excesiva.

En pos de esta deformación, se propone obtener los 0,83 mm por metro (0,083 cm). Entonces, el momento de inercia tiene que ser:

$$I = \frac{540 \text{ Kgf} \times 21 \text{ cm}}{6 \times 2,1 \times 10^6 \text{ Kg/cm}^2 \times 0,083 \text{ cm}} \times \left[3 \times \frac{(146,27 \text{ cm})^2}{4} - (21 \text{ cm})^2 \right]$$

$$I = 168,5 \text{ cm}^4$$

El diámetro del eje, despejado de la ecuación del momento de inercia, es:

$$D = \sqrt[4]{\frac{I \times 64}{\pi}} = \sqrt[4]{\frac{168,5 \text{ cm}^4 \times 64}{\pi}}$$

$$D = 7,5 \text{ cm} = 75 \text{ mm}$$

Debido a la gran deformación, al diámetro del eje lo define este último cálculo. Las que cuentan con ese diámetro son las secciones S1 y S5. Las demás secciones tienen:

- S2 y S4 = 80 mm
- S3 = 95 mm

La diferencia de diámetros entre las secciones S2/S4 y S3 se realiza para que los bujes tengan mejor apoyo axial.

En la Tabla 30, se agrupan los diámetros del eje conducido.

Tabla 30
Resumen de los diámetros obtenidos del eje conducido.

Sección	S1	S2	S3	S4	S5
Diámetro (mm)	75	80	95	80	75

Es importante aclarar que los diámetros obtenidos se pueden disminuir achicando el voladizo. De esta manera, se logra que el costo del eje y de los manguitos de fijación sean menores.

5.2.7. Tensor de cadena y sujeción axial del eje conducido

El mecanismo para tensar la cadena del acarreador le permite al operario hacerlo desde los laterales de la máquina. La Figura 68, destaca la vista superior del mecanismo y cómo se ensambla a la estructura de soporte del sistema de descarga.

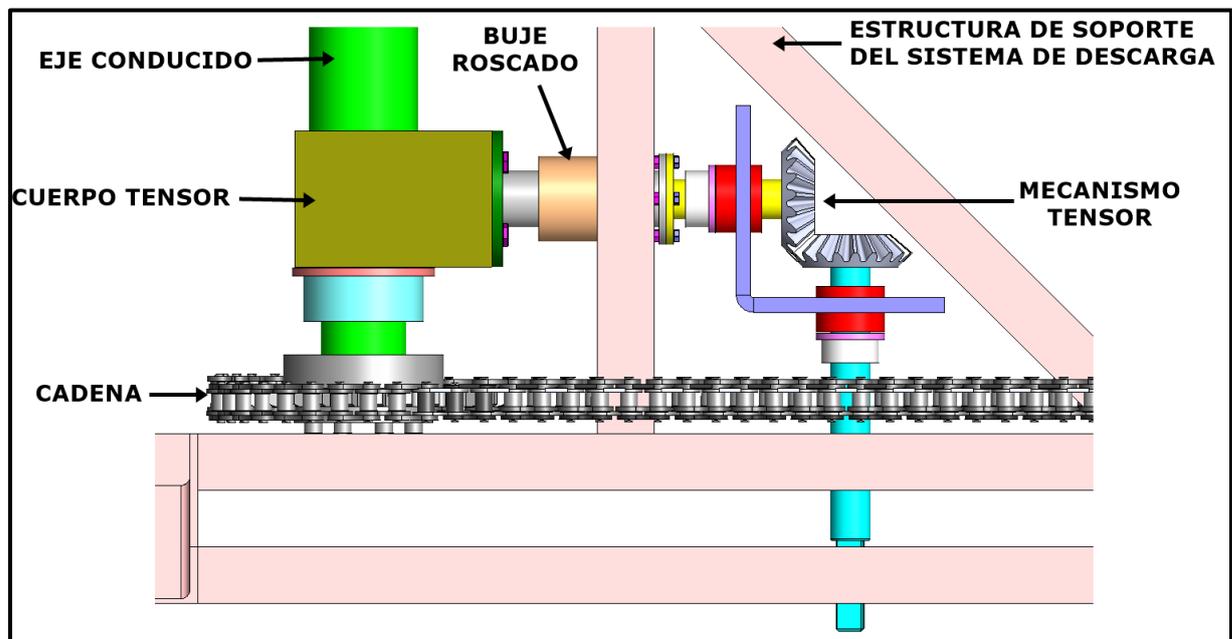


Figura 68 - Sistema de tensión del acarreador.

Básicamente, el mecanismo tensor cambia la dirección del giro de manera perpendicular y el buje roscado, solidario a la estructura de soporte del sistema de descarga, permite el avance o retroceso del cuerpo del tensor, y con ello, el tensado o destensado de la cadena.

Una vista en corte de la figura anterior se muestra en la Figura 69.

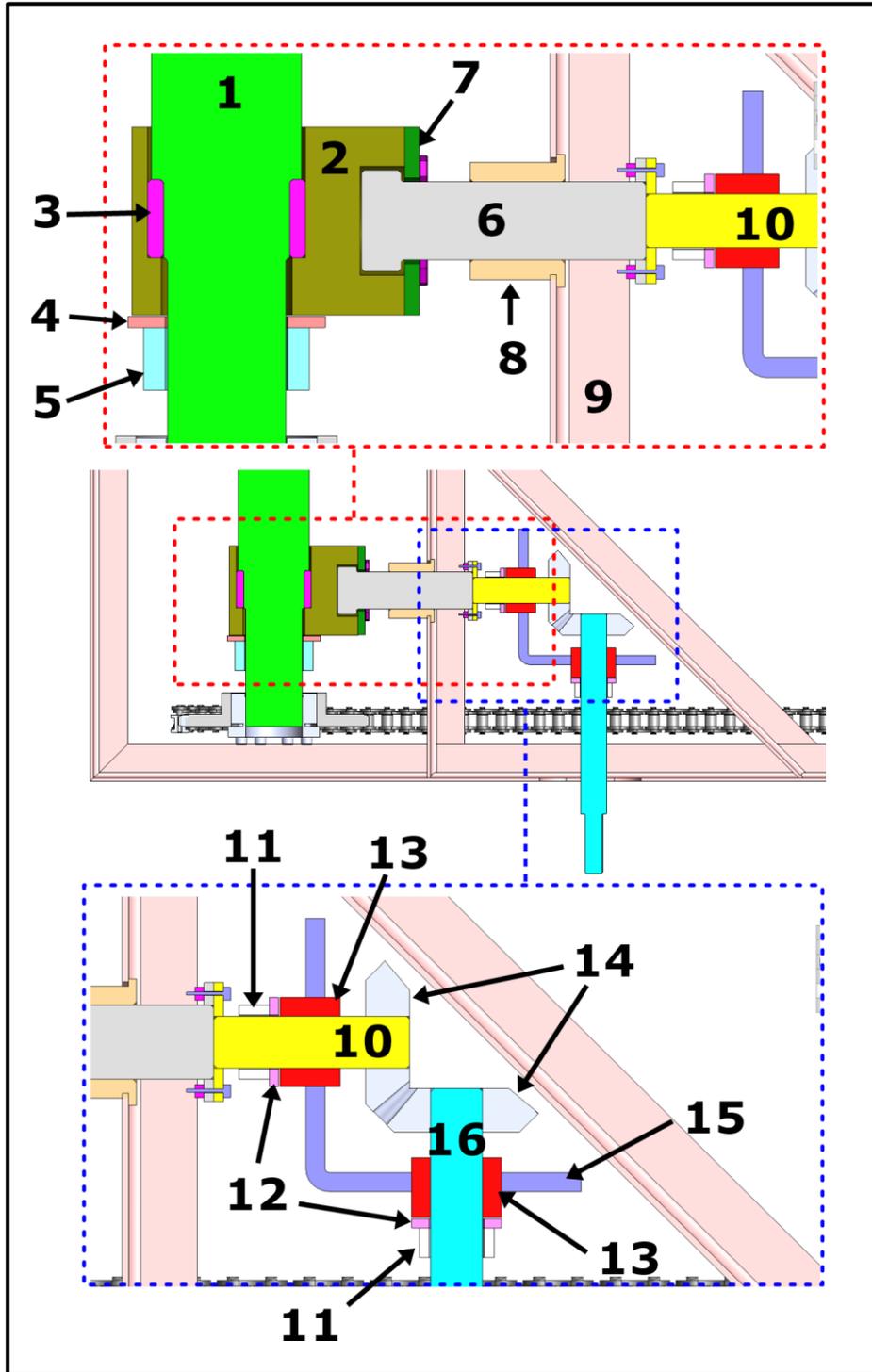


Figura 69 - Vistas de sección del sistema de tensión del acarreador.

En esta, se detalla:

1. Eje conducido: el resalte le permite fijarse axialmente en una dirección.
2. Cuerpo tensor: posee el alojamiento para el buje (3) y para el eje de empuje (6). Un alemita colocado en el alojamiento permite lubricar la zona en donde se desplaza el eje de empuje.
3. Buje del eje conducido.
4. Arandela de bronce del eje conducido.
5. Collarín del eje conducido: restringe el movimiento axial del eje en la dirección restante.
6. Eje de empuje: del lado del cuerpo tensor, posee una sección mayor encargada de desplazar el mismo hacia adelante y atrás. En el otro extremo, tiene una brida sujeta por chaveta. Además, se mecaniza una rosca Trapecial métrica en el centro para, que al girar dentro del buje roscado (8), desplace al cuerpo tensor.
7. Tapa del cuerpo tensor: unida por tornillos al cuerpo tensor, permite que el eje de empuje desplace hacia atrás al mismo.
8. Buje roscado: soldado a la estructura de soporte del sistema de descarga y con rosca Trapecial métrica en su interior.
9. Estructura de soporte del sistema de descarga.
10. Eje intermedio: En un extremo tiene una brida soldada, y en el otro, un corte chaveta para acoplar el engranaje cónico (14).
11. Collarín: fija al eje intermedio (10) y al eje de accionamiento (16) para que las posiciones de los engranajes no varíen y tengan siempre el mismo contacto.
12. Arandela de bronce.
13. Buje de hierro: van soldados a la chapa de soporte (15) y poseen alemitas para lubricar el giro de los ejes (10 y 16).
14. Engranajes cónicos: sujetos con chavetas.
15. Chapa de soporte.
16. Eje de accionamiento: desde allí, el operario regula la tensión de las cadenas.

El eje de empuje (6), además de mover el cuerpo tensor, es el que soporta los esfuerzos debido a la transmisión de las cadenas. Este se encuentra solicitado a:

- Compresión en el plano X-Y, debido a la fuerza de transmisión. $F_{f1/2} = 540 \text{ Kgf}$
- Flexión en el plano X-Y, debido al peso del eje. $F_{P1/2} = 15 \text{ Kgf}$
 $M_{Fp} = F_{P1/2} \times d$
 $M_{Fp} = 15 \text{ Kgf} \times 20,5 \text{ cm}$
 $M_{Fp} = 308 \text{ Kgcm}$
- Flexión en el plano X-Z, debido a la fuerza de transmisión. $M_{f2} = 11340 \text{ Kgcm}$

En la Figura 70, se muestran las fuerzas y momentos que solicitan este eje.

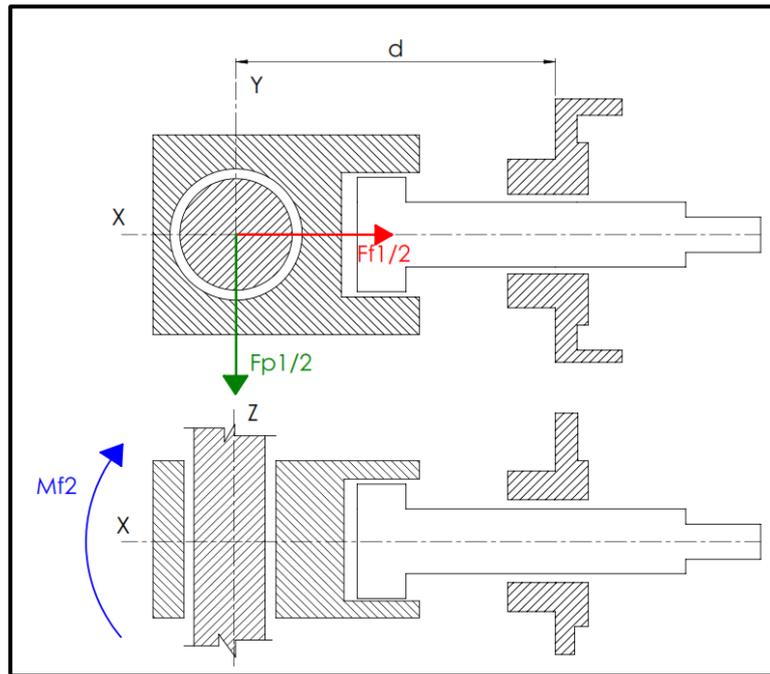


Figura 70 – Fuerzas y momentos en el eje de empuje.

La combinación de esfuerzos resulta:

$$\frac{S_y}{N} = \frac{F_{f1/2}}{A} + \frac{M_{FP}}{W} + \frac{M_{f2}}{W}$$

En donde, W es el módulo resistente, A representa el área y el coeficiente de seguridad es N = 2.

El material es acero SAE1020 Normalizado, con un límite de fluencia:

$$S_y = 3515 \text{ Kg/cm}^2$$

Reemplazando en la ecuación:

$$\frac{S_y}{N} = \frac{4 \times F_{f1/2}}{\pi \times D^2} + \frac{32 \times M_{FP}}{\pi \times D^3} + \frac{32 \times M_{f2}}{\pi \times D^3}$$

$$\frac{3515 \text{ Kg/cm}^2}{2} = \frac{4 \times 540 \text{ Kgf}}{\pi \times D^2} + \frac{32 \times 308 \text{ Kgcm}}{\pi \times D^3} + \frac{32 \times 11340 \text{ Kgcm}}{\pi \times D^3}$$

$$1757,5 \text{ Kg/cm}^2 = \frac{687,6 \text{ Kgf}}{D^2} + \frac{3137 \text{ Kgcm}}{D^3} + \frac{115503,3 \text{ Kgcm}}{D^3}$$

La ecuación se satisface cuando $D \cong 4,5 \text{ cm} \cong 45 \text{ mm}$.

La rosca trapecial de 50 x 8 mm tiene un diámetro medio de 45,8 mm, por ende, ésta es la seleccionada.

5.2.8. Bujes del eje conducido

El material es bronce grafitado con una porosidad de 27 % y un límite de fluencia:

$$S_y = 2000 \text{ Kg/cm}^2$$

El diámetro interior del buje corresponde a las secciones S2 y S4 del eje conducido, siendo:

$$d_b = 80 \text{ mm} = 8 \text{ cm.}$$

Se propone que el espesor de pared sea $t = 10 \text{ mm} = 1 \text{ cm}$, por ende, el diámetro exterior es:

$$D_b = 100 \text{ mm} = 10 \text{ cm}$$

El área resistente a la compresión es:

$$A_b = D_b \times L_b$$

Siendo, la longitud:

$$L_b = 50 \text{ mm} = 5 \text{ cm}$$

Entonces:

$$A_b = 10 \text{ cm} \times 5 \text{ cm}$$

$$A_b = 55 \text{ cm}^2$$

El coeficiente de seguridad resulta:

$$N = \frac{S_y \times A_b}{F_{f1/2}} = \frac{2000 \text{ Kg/cm}^2 \times 55 \text{ cm}^2}{540 \text{ kgf}}$$

$$N = 204$$

Si bien el coeficiente es elevado, las dimensiones del mismo son impuestas por el tamaño del eje y el espesor de 10 mm se define por la necesidad de poseer un apoyo axial que brinde robustez.

En la Figura 71, se detallan las dimensiones.

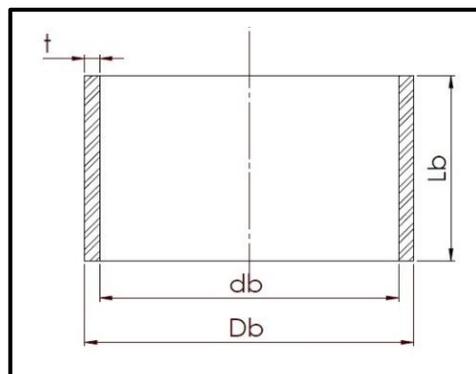


Figura 71 - Vista de sección del buje.

5.2.9. Selección de manguitos de fijación autocentrantes

Eje conductor

D = 50 mm (diámetro del eje en las secciones S1 y S3. Apartado 5.2.4)

T_{FR1} = 13500 Kgcm = 1324 Nm (par torsor)

El manguito de fijación seleccionado es el TLK130–50x80, cuyo par máximo es 2530 Nm.

Eje conducido

D = 75 mm (diámetro del eje en las secciones S1 y S5. Apartado 5.2.6)

T_{FR1} = 13500 Kgcm = 1324 Nm

El manguito de fijación seleccionado es el TLK131–75x115, cuyo par máximo es 5000 Nm.

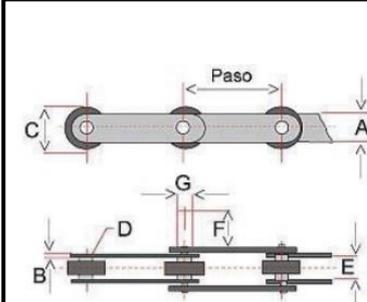
5.2.10. Selección de cadena transportadora

Se selecciona una cadena de paso alargado del catálogo de un fabricante argentino.

Una cadena de 2" (50,8 mm) de paso posee una carga de rotura de 1000 Kgf superando a la fuerza de rozamiento (obtenida en el apartado 5.2.3. Potencia) $F_{f1/2} = 540$ Kgf.

En la Tabla 31, se muestran las dimensiones de la cadena.

Tabla 31
Dimensiones de la cadena de paso alargado.



PASO	Carga de rotura	DIMENSIONES mm								Peso por Mts. sin aletas
		CADENA				PERNOS				
	Kg.	A	B	C	D	E	F	G		
50,8 2"	1000	19,5	2,5	25,4	12,75	12	25	9,5	1,9	
76,2 3"	1000	19,5	2,5	25,4	12,75	12	25	9,5	1,35	
76,2 3"	3000	25,4	3,17	31,75	15,87	15	30	12,7	2,8	
101,6 4"	1000	19,5	2,5	25,4	12,75	12	25	9,5	1,2	
101,6 4"	3000	25,4	3,17	31,75	15,87	15	30	12,7	2,4	
101,6 4"	6000	38,1	4,75	47,6	19,05	19	38	15,8	6,1	

Se dispone de aditamentos para sujetar los impulsores, Figura 72.

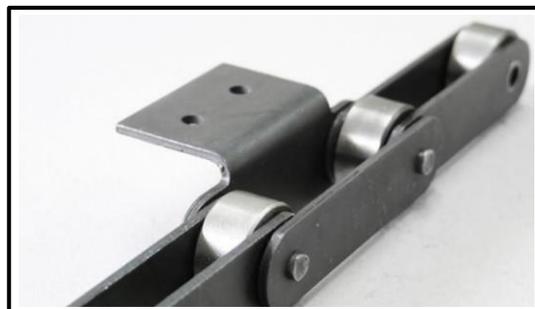


Figura 72 - Cadena paso alargado con aditamento.

Las ruedas dentadas son de acero, con las características expresadas en la Tabla 32.

Tabla 32
Ruedas dentadas del acarreador.

Paso - Pitch 2" 50,8 mm		ASA 160 BS 32		ØRodillo - Roller 28,57 mm ØRodillo - Roller 29,21 mm					
Z	Diámetro Primitivo(d) Pitch Circle Diameter(d)	Diámetro Exterior(A) Top Diameter(A)	Diámetro Cubo(B) Hub Diameter(B)			Largo Total(C) Total Length(C)			
			S	D	T	S	D	T	
9	148.53	170.05	92	92	92	70	125	180	
10	164.39	186.83	108	108	108	70	125	180	
11	180.31	203.49	140	140	140	70	125	180	
12	196.28	220.07	130	130	130	80	125	180	
13	212.27	236.58	130	140	140	80	125	180	
14	228.29	253.05	140	150	150	80	125	180	
15	244.33	269.48	140	150	150	80	125	180	
16	260.39	285.87	150	160	160	80	125	180	
17	276.46	302.24	150	180	180	80	125	180	
18	292.55	318.58	150	200	200	80	125	180	
19	308.64	334.91	150	200	200	80	125	180	
20	324.74	351.22	160	200	200	80	125	180	
21	340.84	367.52	160	200	200	80	125	180	

Z: número de dientes, S: simple, D: doble, T: triple.

El diámetro primitivo es 244,33 mm, valor cercano al propuesto al comienzo del capítulo (250 mm).

5.3. Segundo subsistema: rolos

5.3.1. Características generales

En la Figura 73 y 74, se identifican las piezas que lo conforman, siendo estas:

1. Rolo de descarga superior: por medio de cadena de transmisión se vincula al rolo inferior.
2. Rolo de descarga inferior: recibe la potencia del motor hidráulico.
3. Rodamientos: soportan a los rolos.
4. Ruedas dentadas: ambas tienen las mismas dimensiones.
5. Cadena de transmisión.
6. Cuerpo del rolo: formado por un tubo de acero.
7. Aletas: son las encargadas de empujar el forraje.
8. Tapa extremo del rolo: permite sujetar la punta del rolo.
9. Sujeción del extremo.
10. Extremo.

Las piezas 8, 9 y 10 forman la punta del rolo.

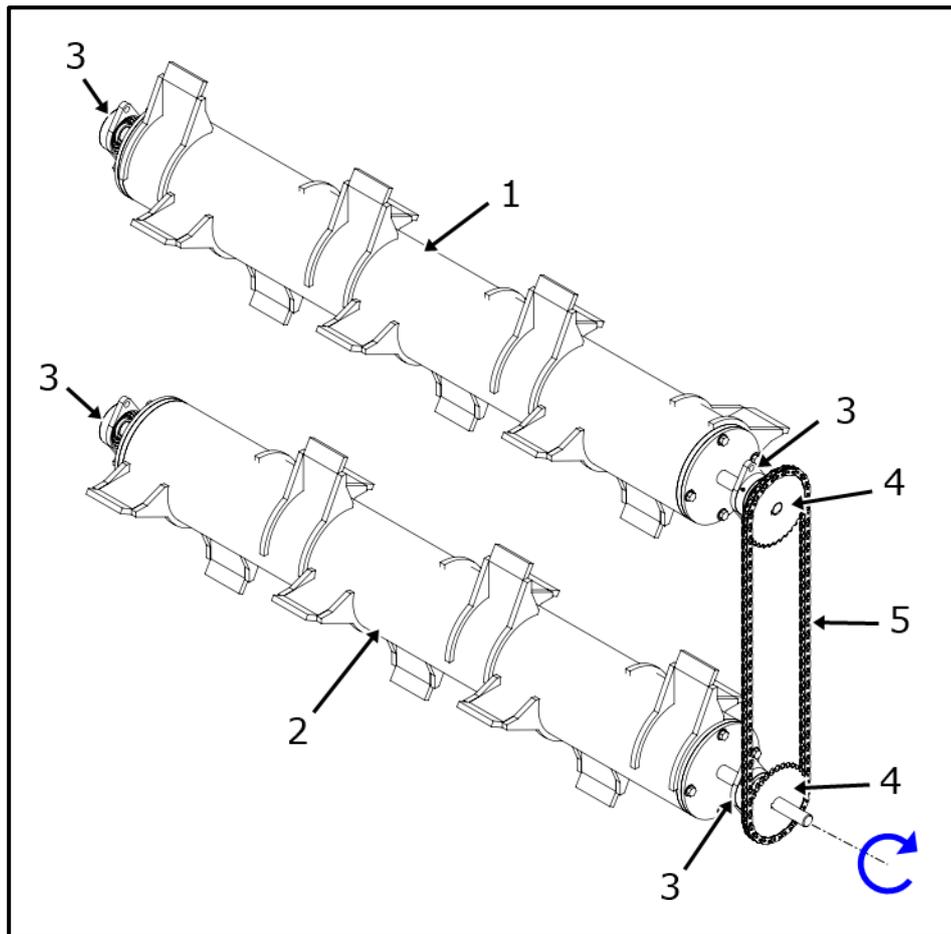


Figura 73 - Despiece del segundo subsistema.

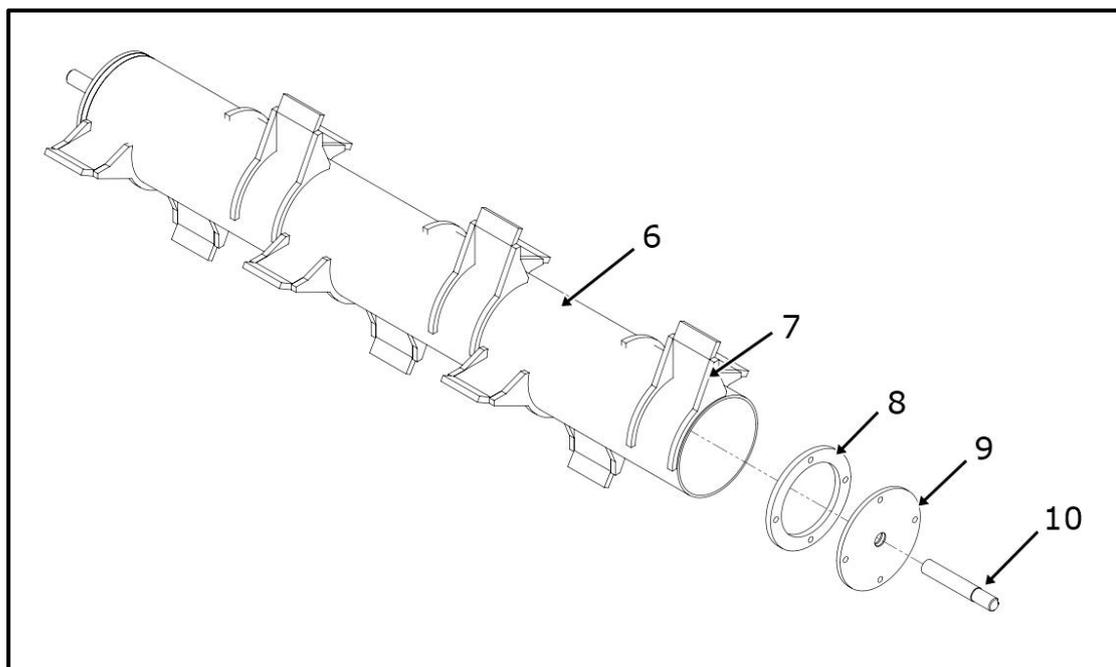


Figura 74 - Despiece del rolo.

5.3.2. Cinemática del movimiento

En el primer subsistema, se propuso que en un minuto la cadena transportadora recorra 2,4 metros. Si el depósito se encuentra completo, el caudal másico a transportar es:

$$Qm_1 = \frac{mf_1}{t}$$

Siendo, $mf_1 = 2000 \text{ Kg}$ la masa de forraje y $t = 1 \text{ min} = 60 \text{ s}$.

$$Qm_1 = \frac{2000 \text{ Kg}}{60 \text{ s}}$$

$$Qm_1 = 33,3 \text{ Kg/s}$$

Como se comenta al principio del capítulo, los rolos funcionan como una barrera controlando el caudal de forraje al girar a una determinada velocidad angular. Dicha velocidad se encuentra planteando un sistema ideal de tiro horizontal.

En la Figura 75, se observan las distancias, en los ejes X – Y, que debe recorrer el forraje para alcanzar la primera cinta de descarga.

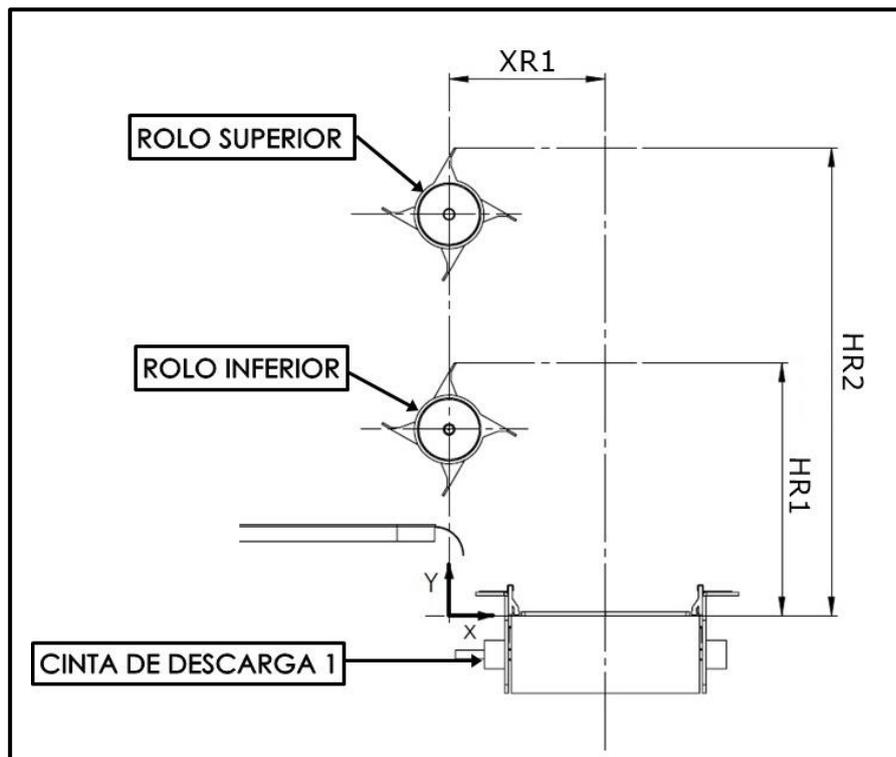


Figura 75 - Esquema del trayecto del forraje desde los rolos hasta la primera cinta de descarga.

En la Figura 76, se muestra el rolo con las variables a calcular.

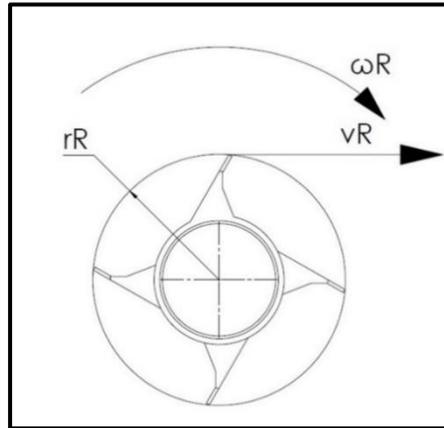


Figura 76 - Variables cinemáticas del rolo. v_R : velocidad tangencial, r_R : radio, ω_R : velocidad angular.

La idealización del modelo comprende la composición del movimiento en dos dimensiones. En el eje horizontal (X) el movimiento es rectilíneo uniforme (MRU) y en el vertical (Y) es uniformemente variado (MRUV). Esto significa que en el primero no existe aceleración y que en el segundo sí, siendo esta la correspondiente a la gravedad.

Para conocer la velocidad angular necesaria para impulsar el forraje hasta la cinta de descarga, se debe primero definir otras variables como ser el tiempo y la velocidad inicial de impulsión.

Rolo inferior

El MRUV describe la altura que va tomando el forraje en función del tiempo a través de la siguiente ecuación:

$$y = H_{R1} - \frac{1}{2} \times g \times (t_{R1})^2$$

En donde:

$H_{R1} = 0,89$ m, es la altura de tiro del forraje.

$g = 9,81$ m/s², es la aceleración de la gravedad.

t_{R1} es el tiempo.

A la altura $y = 0$ m, cuando el forraje toca la cinta, el tiempo transcurrido es:

$$t_{R1} = \sqrt{\frac{(y - H_{R1}) \times 2}{-g}} = \sqrt{\frac{(0 \text{ m} - 0,89 \text{ m}) \times 2}{-9,81 \text{ m/s}^2}}$$

$$t_{R1} = 0,43 \text{ s}$$

Debido a que el movimiento en el eje X se realiza de manera uniforme, la velocidad tangencial se obtiene de:

$$v_{R1} = \frac{x_{R1}}{t_{R1}}$$

Siendo, $x_{R1} = 0,55 \text{ m}$

$$v_{R1} = \frac{0,55 \text{ m}}{0,43 \text{ s}}$$

$$v_{R1} = \mathbf{1,28 \text{ m/s}}$$

La velocidad angular necesaria para obtener esta velocidad tangencial es:

$$\omega_{R1} = \frac{v_{R1}}{r_R}$$

Siendo, $r_R = 0,23 \text{ m}$.

$$\omega_{R1} = \frac{1,28 \text{ m/s}}{0,23 \text{ m}}$$

$$\omega_{R1} = \mathbf{5,6 \text{ rad/s}}$$

Convirtiendo la unidad:

$$n_{R1} = \mathbf{54 \text{ rpm}}$$

Rolo superior

Siguiendo el procedimiento anterior:

$$t_{R2} = \sqrt{\frac{(y - H_{R2}) \times 2}{-g}}$$

Si, $H_{R2} = 1,64 \text{ m}$:

$$t_{R2} = \sqrt{\frac{(0 \text{ m} - 1,64 \text{ m}) \times 2}{-9,81 \text{ m/s}^2}}$$

$$t_{R2} = \mathbf{0,58 \text{ s}}$$

$$v_{R2} = \frac{x_{R1}}{t_{R2}} = \frac{0,55 \text{ m}}{0,58 \text{ s}}$$

$$v_{R2} = \mathbf{0,95 \text{ m/s}}$$

$$\omega_{R2} = \frac{v_{R2}}{r_R} = \frac{0,95 \text{ m/s}}{0,23 \text{ m}}$$

$$\omega_{R2} = \mathbf{4,2 \text{ rad/s}}$$

$$n_{R2} = \mathbf{40 \text{ rpm}}$$

Por la fricción que genera el roce entre el mismo forraje, se adopta como velocidad angular:

$$\omega_R = 6,28 \text{ rad/s}$$

$$n_R = 60 \text{ rpm}$$

Si ambos rolos giran a $\omega_R = 6,28 \text{ rad/s}$, la velocidad tangencial resulta:

$$v_R = \omega_R \times r_R = 6,28 \text{ rad/s} \times 0,23 \text{ m}$$

$$v_R = 1,44 \text{ m/s}$$

Por ende, la distancia teórica que alcanza el forraje desde el rolo inferior es:

$$x_{TR1} = v_R \times t_{R1} = 1,44 \text{ m/s} \times 0,43 \text{ s}$$

$$x_{TR1} = 0,62 \text{ m}$$

Y desde el rolo superior:

$$x_{TR2} = v_R \times t_{R2} = 1,44 \text{ m/s} \times 0,58 \text{ s}$$

$$x_{TR2} = 0,84 \text{ m}$$

Con esta diferencia de distancias alcanzadas, se consigue una mejor distribución del forraje sobre la cinta de descarga.

En la Tabla 33, se muestran los resultados obtenidos.

Tabla 33
Resultados.

Velocidad angular	$\omega_R = 6,28 \text{ rad/s}$	$n_R = 60 \text{ rpm}$
Velocidad tangencial (v_R)	1,44 m/s	

5.3.3. Caudales teóricos transportados

Se adopta que el caudal másico mínimo que llegue a la primera cinta de descarga sea:

$$Q_{2\min} = 9 \text{ Kg/s}$$

Esto ocurre cuando la altura del forraje dentro del depósito es tal que únicamente el rolo inferior lo impulsa.

El caudal máximo adoptado es:

$$Q_{2\max} = 18 \text{ Kg/s}$$

En este momento, el forraje es impulsado por ambos rolos. En conclusión, cada rolo debe impulsar:

$$Q_R = 9 \text{ Kg/s}$$

Sabiendo que los rolos en 1 minuto dan 60 vueltas sobre su eje, es decir que, en 1 segundo concluyen 1 vuelta, y que por cada segundo deben desplazar una masa de 9 Kg/s, se deduce que en 1 vuelta cada rolo debe arrojar $m_d = 9 \text{ Kg}$ sobre la primera cinta. El volumen que ocupa esa masa de forraje, considerando al maíz forrajero, es:

$$V_2 = \frac{m_d}{\delta m} = \frac{9 \text{ Kg}}{287 \text{ Kg/m}^3}$$

$$V_2 = 0,032 \text{ m}^3$$

El diseño de las aletas debe permitir que 0,032 m³ de forraje salten hacia la cinta en 1 vuelta del rolo. Constructivamente, las aletas son como se muestra en la Figura 77.

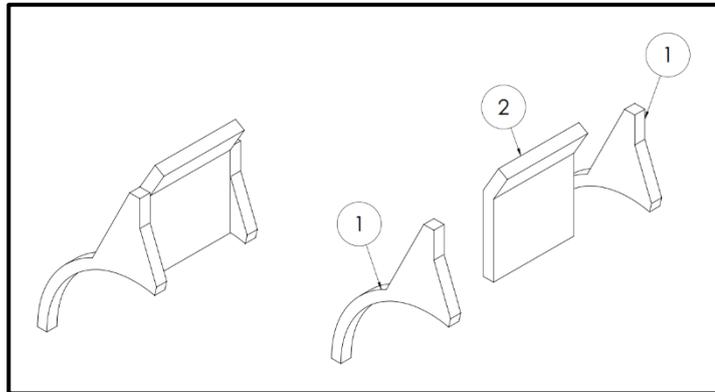


Figura 77 - Diseño de las aletas del rolo.

Dichas aletas están constituidas en tres partes, unidas por soldadura. Las piezas N°1 hacen de extremos de la pieza N°2, siendo esta la encargada de impulsar el forraje. La ventaja del diseño es la facilidad del montaje sobre el tubo, ya que se colocan de manera concéntrica y se suelda alrededor del anillo, aumentando el área de contacto para efectuar el cordón de soldadura. En la Figura 78, se encuentran las aletas montadas sobre el tubo del rolo, en donde se observa que cada rolo está constituido por 4 filas de aletas desplazadas 90°, y cada fila posee 3 aletas. En total se dispone de 12 aletas por rolo.

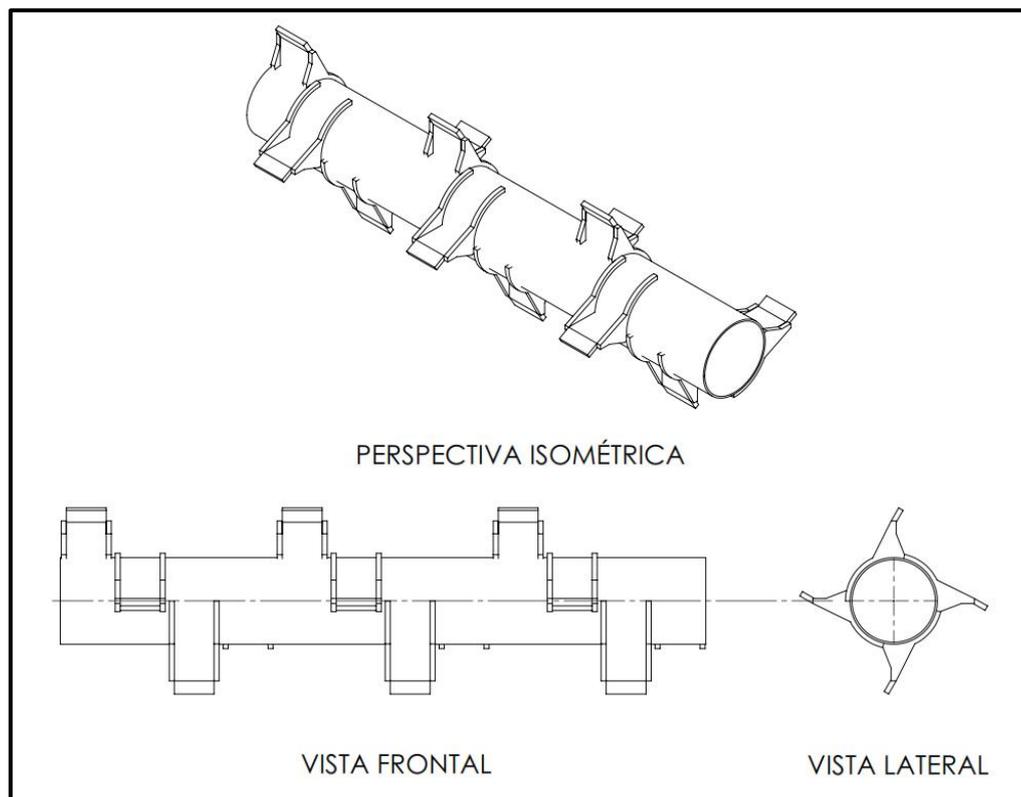


Figura 78 - Disposición de las aletas sobre el tubo del rolo.

Si el diámetro mayor del rolo es $D_R = 460 \text{ mm} = 0,46 \text{ m}$, y el menor es $d_R = 220 \text{ mm} = 0,22 \text{ m}$ (Figura 79), el área del anillo es:

$$A_R = \left(\frac{\pi \times D_R^2}{4} \right) - \left(\frac{\pi \times d_R^2}{4} \right) = \left(\frac{\pi \times (0,46 \text{ m})^2}{4} \right) - \left(\frac{\pi \times (0,22 \text{ m})^2}{4} \right)$$

$$A_R = 0,127 \text{ m}^2$$

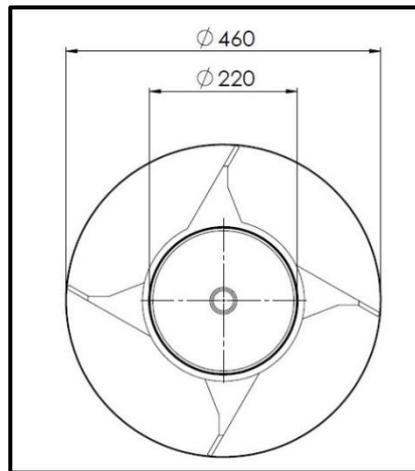


Figura 79 - Dimensiones del rolo con las aletas. Unidad de medida: milímetros.

Se supone que la trayectoria recorrida desde que las aletas toman el forraje (a) hasta que lo arrojan (b), se da en una cuarta parte del giro, como indica la Figura 80.

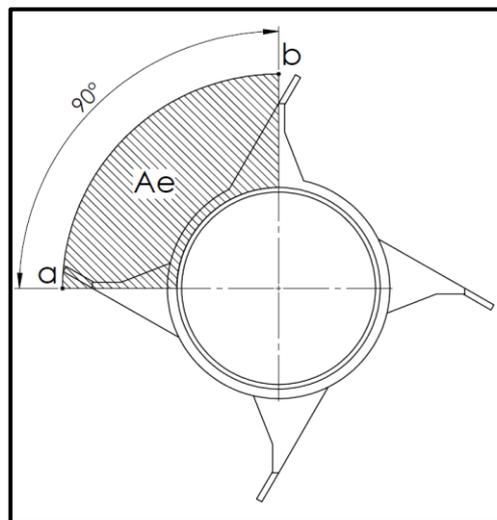


Figura 80 - Trayectoria de carga de forraje.

El área efectiva, en donde se carga el forraje en las aletas, es:

$$A_e = \frac{1}{4} \times A_R = \frac{1}{4} \times 0,127 \text{ m}^2$$

$$A_e = 0,032 \text{ m}^2$$

Cada aleta debe impulsar:

$$V_A = \frac{V_2}{12 \text{ aletas}} = \frac{0,032 \text{ m}^3}{12 \text{ aletas}}$$

$$V_A = \mathbf{0,0026 \text{ m}^3}$$

El ancho de la pieza N°2 de cada aleta, para lograr juntar la cantidad de forraje V_A , es:

$$S = \frac{V_A}{A_e} = \frac{0,0026 \text{ m}^3}{0,032 \text{ m}^2}$$

$$S = \mathbf{0,08 \text{ m} = 80 \text{ mm}}$$

5.3.4. Potencia

La masa de forraje que se tiene en cuenta es la mitad de m_d , ya que únicamente es posible que 2 filas de aletas estén cubiertas de forraje a la vez, entonces:

$$m_{d1/2} = 4,5 \text{ Kg}$$

La fuerza que se genera por el impulso del forraje es:

$$F_{a2} = m_{d1/2} \times a_2$$

Siendo la aceleración tangencial:

$$a_2 = \omega_R^2 \times r_R = (6,28 \text{ rad/s})^2 \times 0,23 \text{ m}$$

$$a_2 = \mathbf{9,1 \text{ m/s}^2}$$

Entonces:

$$F_{a2} = 4,5 \text{ Kg} \times 9,1 \text{ m/s}^2$$

$$F_{a2} = \mathbf{41 \text{ N} = 4,2 \text{ Kgf}}$$

En la Figura 81, se aprecia esta fuerza descompuesta en las filas de aletas en contacto con el forraje.

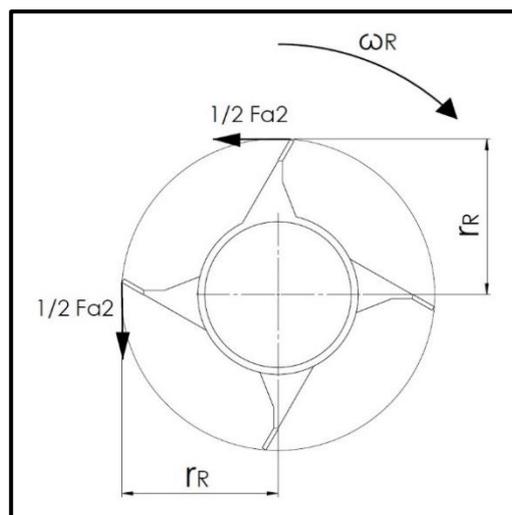


Figura 81 - Fuerza generada por el forraje.

El par torsor es:

$$T_{Fa2} = F_{a2} \times r_R = 41 \text{ N} \times 0,23 \text{ m}$$

$$T_{Fa2} = \mathbf{9,4 \text{ J}}$$

La potencia es:

$$P_{Fa2} = T_{Fa2} \times \omega_R = 9,4 \text{ J} \times 6,28 \text{ rad/s}$$

$$P_{Fa2} = \mathbf{59 \text{ W} = 0,08 \text{ Hp}}$$

Como son dos rolos, la potencia total es:

$$P_{Fa2T} = \mathbf{0,16 \text{ Hp}}$$

En el momento que el rolo comienza a girar bajo carga es cuando más potencia demanda, ya que el motor hidráulico debe vencer la inercia propia de ambos rolos y la perteneciente al forraje que se encuentra sobre las aletas.

El momento de inercia perteneciente a cada rolo es:

$$I_R = 51,1 \text{ Kgm}^2 \text{ (valor extraído de SolidWorks).}$$

El trabajo que el motor debe efectuar para poner en rotación a cada rolo es:

$$T_I = 1/2 \times I_R \times \omega_R^2 = \frac{1}{2} \times 51,1 \text{ Kgm}^2 \times (6,28 \text{ rad/s})^2$$

$$T_I = \mathbf{1007,6 \text{ J}}$$

El momento de inercia de la masa de forraje que descansa sobre las aletas del rolo con respecto al eje de giro es:

$$I_f = m_{d1/2} \times r_R^2 = 4,5 \text{ Kg} \times (0,23 \text{ m})^2$$

$$I_f = \mathbf{0,24 \text{ Kgm}^2}$$

El trabajo que se debe realizar es:

$$T_f = \frac{1}{2} \times I_f \times \omega_R^2 = \frac{1}{2} \times 0,24 \text{ Kgm}^2 \times (6,28 \text{ rad/s})^2$$

$$T_f = \mathbf{4,7 \text{ J}}$$

Sumando ambos trabajos y teniendo en cuenta a los 2 rolos:

$$T_t = 2 \times (T_I + T_f) = 2 \times (1007,6 \text{ J} + 4,7 \text{ J})$$

$$T_t = \mathbf{2024,6 \text{ J}}$$

Los rolos deben ponerse en régimen de revoluciones en muy corto tiempo para que no se produzca un empuje excesivo debido al forraje transportado por el acarreador. Ese tiempo se estima en $t = 1 \text{ s}$. La potencia necesaria es:

$$P_{TR} = \frac{T_t}{t} = \frac{2024,6 \text{ J}}{1 \text{ s}}$$

$$P_{TR} = \mathbf{2024,6 \text{ W} = 2,7 \text{ Hp}}$$

Es decir que cada rolo demanda:

$$P_R = \frac{2,7 \text{ Hp}}{2}$$

$$P_R = 1,35 \text{ Hp}$$

Como el subsistema se acciona mediante un motor hidráulico, se debe tener en cuenta la eficiencia del 90% que posee el mismo; por lo tanto, la potencia que debe tener el motor hidráulico es:

$$P_{h_{TR}} = \frac{2,7 \text{ Hp}}{0,9}$$

$$P_{h_{TR}} = 3 \text{ Hp}$$

En conclusión, al momento del arranque el subsistema consume 2,7 Hp, pero una vez que se vence la inercia, se necesita únicamente 0,16 Hp para mantener el movimiento.

En la Tabla 34, se muestran los resultados más destacados.

Tabla 34
Resultados.

Potencia mecánica por rolo (P_R)	1,35 Hp
Potencia mecánica total (P_{TR})	2,7 Hp
Potencia hidráulica total ($P_{h_{TR}}$)	3 Hp

*1 Hp = 1 CV

5.3.5. Selección de cadena de transmisión

El motor hidráulico se acopla al rolo inferior y mediante una transmisión por cadenas se transmite el movimiento al rolo superior. Se propone una cadena ASA 60, con dos ruedas dentadas de 35 dientes, cuyo diámetro primitivo es:

$$D_{rd} = 212,52 \text{ mm}$$

El paso de la cadena ASA 60 es 3/4" o su equivalente:

$$p = 19,05 \text{ mm} = 1,905 \text{ cm}$$

Faires (1995) propone las siguientes ecuaciones para la verificación de la cadena de transmisión.

La potencia de proyecto es:

$$P_{pr} = N_{sf} \times P_{TR}$$

En donde, el coeficiente de servicio es $N_{sf} = 1,2$

$$P_{pr} = 1,2 \times 2,7 \text{ CV}$$

$$P_{pr} = 3,25 \text{ CV}$$

Las ecuaciones utilizadas para calcular la potencia nominal son:

$$1 - CV = 0,004056 \times Nt^{1,08} \times n_R^{0,9} \times \left(\frac{p}{2,54}\right)^{3-0,275 p}$$

(fatiga placa-eslabón)

$$2 - CV = 0,481 \times Kr \times \left(\frac{100 \times Nts}{n_R}\right)^{1,5} \times p^{0,8}$$

(impacto casquillo-rodillo)

La potencia nominal resultante de la primera ecuación es:

$$CV = 0,004056 \times (35 \text{ dientes})^{1,08} \times (60 \text{ rpm})^{0,9} \times \left(\frac{1,905 \text{ cm}}{2,54}\right)^{3-(0,275 \times 1,905 \text{ cm})}$$

$$CV = 3,7 \text{ CV}$$

La potencia nominal resultante de la segunda ecuación, teniendo en cuenta que $Kr = 29$ para la cadena ASA 60 y $Nts = 35$ (número de dientes de la rueda dentada menor), es:

$$CV = 0,481 \times 29 \times \left(\frac{100 \times 35 \text{ dientes}}{60 \text{ rpm}}\right)^{1,5} \times 1,905 \text{ cm}^{0,8}$$

$$CV = 10407 \text{ CV}$$

Por la baja velocidad angular, la cadena rompe por fatiga placa-eslabón.

La velocidad media de la cadena es:

$$V_m = \frac{p \times N \times n_R}{100} = \frac{1,905 \text{ cm} \times 35 \text{ dientes} \times 60 \text{ rpm}}{100}$$

$$V_m = 40 \text{ mpm}$$

La longitud de la cadena es:

$$L = 2 \times C + \frac{N_1 + N_2}{2} + \frac{(N_2 - N_1)^2}{40 \times C} \text{ pasos}$$

En donde:

C es la distancia entre centros de los rolos medida en pasos de cadena. Si la distancia entre centros es 75 cm:

$$C = \frac{75 \text{ cm}}{1,905 \text{ cm}}$$

$$C = 39 \text{ pasos}$$

Por otra parte:

$$N_1 = N_2 = 35 \text{ dientes}$$

En donde N_1 pertenece al eje motriz y N_2 al eje conducido.

Entonces:

$$L = 2 \times 39 \text{ pasos} + \frac{35 \text{ dientes} + 35 \text{ dientes}}{2} + \frac{35 \text{ dientes} - 35 \text{ dientes}}{2}$$

$$L = 113 \text{ pasos}$$

Expresado en centímetros:
 Lcm = 113 pasos x 1,905 cm
Lcm = 215,3 cm

Las ruedas dentadas son de acero, con las características expresadas en la Tabla 35.

Tabla 35
 Ruedas dentadas de la transmisión de los rolos.

Paso - Pitch 3/4" ASA 60 19,05 mm BS 12			ØRodillo - Roller 11,913 mm ØRodillo - Roller 12,07 mm					
Z	Diámetro Primitivo(d) Pitch Circle Diameter(d)	Diámetro Exterior(A) Top Diameter(A)	Diámetro Cubo(B) Hub Diameter(B)			Largo Total(C) Total Length(C)		
			S	D	T	S	D	T
27	164.09	174.41	95	120	120	40	56	70
28	170.14	180.50	95	120	120	40	56	70
29	176.19	186.59	95	120	120	40	56	70
30	182.25	192.68	95	120	120	40	56	70
35	212.52	223.09	90	100	120	40	63	80
38	230.69	241.33	100	110	120	40	63	80
40	242.80	253.48	100	110	120	40	63	80

Z: número de dientes, S: simple, D: doble, T: triple.

5.3.6. Dimensionamiento de los rolos

Determinación de fuerzas

El par torsor al que está sometido cada rolo es:

$$T_2 = \frac{P_R \times 71620}{n_R} = \frac{1,35 \text{ CV} \times 71620}{60 \text{ rpm}}$$

$$T_2 = 1611,5 \text{ Kgcm}$$

La fuerza de flexión es:

$$F_{f2} = \frac{T_2}{R_{rd}}$$

Siendo R_{rd} el radio primitivo de la rueda dentada.

$$R_{rd} = \frac{D_{rd}}{2} = \frac{212,52 \text{ mm}}{2}$$

$$R_{rd} = 106,26 \text{ mm} = 10,626 \text{ cm}$$

Entonces:

$$F_{f2} = \frac{1611,5 \text{ Kgcm}}{10,626 \text{ cm}}$$

$$F_{f2} = 151,7 \text{ Kgf}$$

El peso propio del tubo y las aletas del rolo es:

$$W_R = 100 \text{ Kgf}$$

La masa de forraje desplazada por el acarreador, al chocar contra los rolos, genera una fuerza sobre ellos:

$$F = mf_1 \times \omega_1^2 \times r_1$$

En donde:

$$mf_1 = 2000 \text{ Kg (masa de forraje de maíz con el depósito lleno)}^{20}$$

$$\omega_1 = 0,32 \text{ rad/s (velocidad angular del acarreador)}^{21}$$

$$r_1 = 0,122 \text{ m (radio de la rueda dentada del acarreador)}^{22}$$

$$F = 2000 \text{ Kg} \times (0,32 \text{ rad/s})^2 \times 0,122 \text{ m}$$

$$F = 25 \text{ N} = 2,55 \text{ Kgf}$$

Esta fuerza no es tenida en cuenta por su pequeño valor.

La Figura 82 representa a los rolos montados en la estructura de descarga por los rodamientos A y B, con la fuerza de flexión, el peso del tubo y las aletas considerado como una carga puntual y las reacciones.

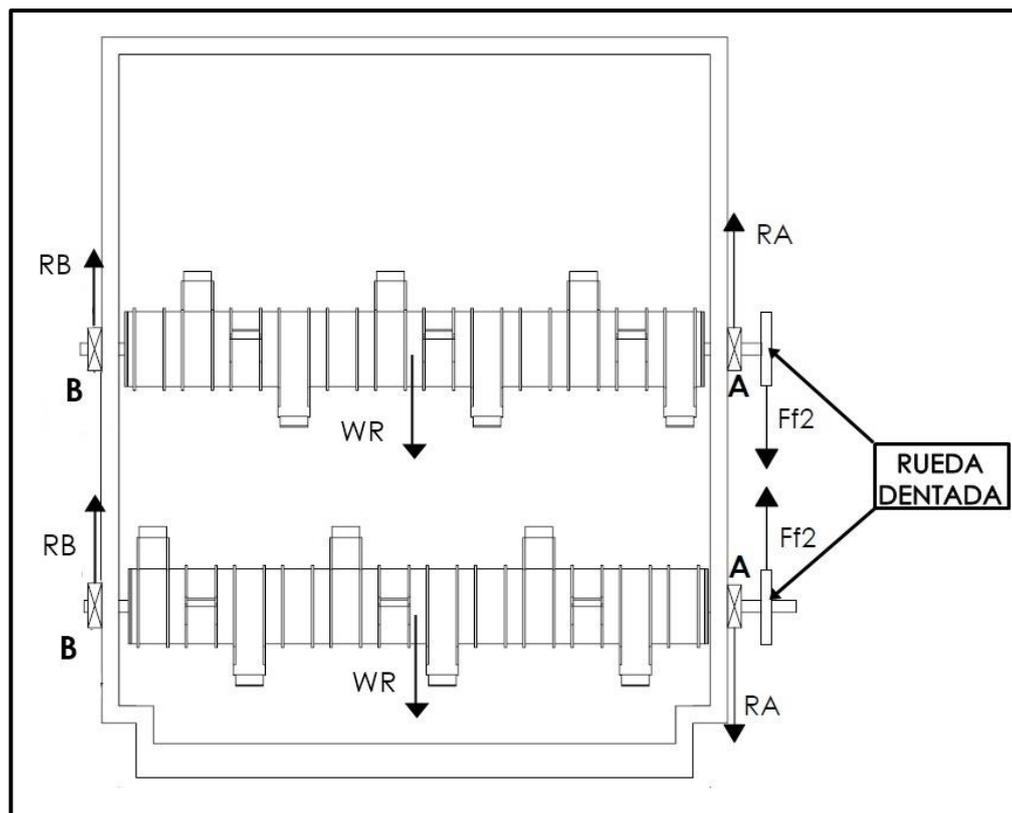


Figura 82 - Esquema de fuerzas de los rolos.

²⁰ Extraído del apartado 5.2.3. Potencia.

²¹ Extraído del apartado 5.2.2. Cinemática del movimiento.

²² Extraído del apartado 5.2.10. Selección de cadena transportadora.

Reacciones y momentos flectores en el rolo superior

En la Figura 83 se encuentra el esquema de fuerzas perteneciente al rolo superior.

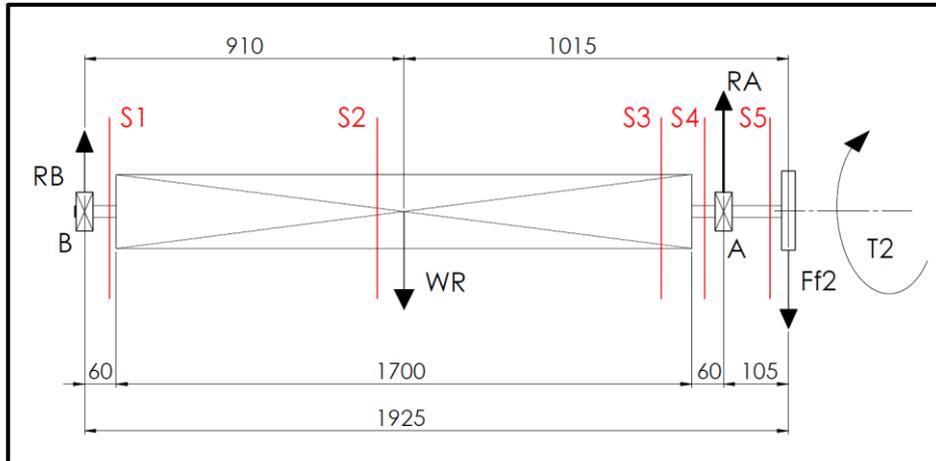


Figura 83 - Esquema de fuerzas del rolo superior.

$$\sum F = 0$$

$$R_B + R_A - F_{f2} - W_R = 0$$

$$\sum M^{F_{f2}} = 0$$

$$R_B \times 1925 \text{ mm} + R_A \times 105 \text{ mm} - W_R \times 1015 \text{ mm} = 0$$

Despejando R_A de la sumatoria de fuerzas:

$$R_A = F_{f2} - R_B + W_R$$

Reemplazando en la sumatoria de momentos:

$$R_B \times 1925 \text{ mm} + (F_{f2} - R_B + W_R) \times 105 \text{ mm} - W_R \times 1015 \text{ mm} = 0$$

$$R_B \times 1925 \text{ mm} + F_{f2} \times 105 \text{ mm} - R_B \times 105 \text{ mm} + W_R \times 105 \text{ mm} - W_R \times 1015 \text{ mm} = 0$$

$$R_B \times (1925 \text{ mm} - 105 \text{ mm}) + W_R \times (105 \text{ mm} - 1015 \text{ mm}) + F_{f2} \times 105 \text{ mm} = 0$$

$$R_B \times 1820 \text{ mm} - W_R \times 910 \text{ mm} + F_{f2} \times 105 \text{ mm} = 0$$

$$R_B = \frac{W_R \times 910 \text{ mm} - F_{f2} \times 105 \text{ mm}}{1820 \text{ mm}}$$

$$R_B = \frac{100 \text{ Kgf} \times 910 \text{ mm} - 151,7 \text{ Kgf} \times 105 \text{ mm}}{1820 \text{ mm}}$$

$$R_B = \frac{91000 \text{ Kgmm} - 15928,5 \text{ Kgmm}}{1820 \text{ mm}}$$

$$R_B = 41,25 \text{ Kgf}$$

Reemplazando este valor en la sumatoria de fuerzas se obtiene R_A :

$$R_A = F_{f2} - R_B + W_R$$

$$R_A = 151,7 \text{ Kgf} - 41,25 \text{ Kgf} + 100 \text{ Kgf}$$

$$R_A = 210,45 \text{ Kgf}$$

- S1 ($0 \text{ mm} \leq X \leq 60 \text{ mm}$)

$$Mfs_1 = R_B \times X$$

$$\text{Si } X = 0 \text{ mm}$$

$$\mathbf{Mfs_{1a} = 0 \text{ Kgmm} = 0 \text{ Kgcm}}$$

$$\text{Si } X = 60 \text{ mm}$$

$$Mfs_{1b} = 41,25 \text{ Kgf} \times 60 \text{ mm}$$

$$\mathbf{Mfs_{1b} = 2475 \text{ Kgmm} = 247,5 \text{ Kgcm}}$$

- S2 ($60 \text{ mm} \leq X \leq 910 \text{ mm}$)

$$Mfs_2 = R_B \times X$$

$$\text{Si } X = 60 \text{ mm}$$

$$\mathbf{Mfs_{1b} = 2475 \text{ Kgmm} = 247,5 \text{ Kgcm}}$$

$$\text{Si } X = 910 \text{ mm}$$

$$Mfs_2 = 41,25 \text{ Kgf} \times 910 \text{ mm}$$

$$\mathbf{Mfs_2 = 37537,5 \text{ Kgmm} = 3753,75 \text{ Kgcm}}$$

- S3 ($910 \text{ mm} \leq X \leq 1760 \text{ mm}$)

$$Mfs_3 = R_B \times X - W_R \times (X - 910 \text{ mm})$$

$$\text{Si } X = 910 \text{ mm}$$

$$\mathbf{Mfs_2 = 37537,5 \text{ Kgmm} = 3753,75 \text{ Kgcm}}$$

$$\text{Si } X = 1760 \text{ mm}$$

$$Mfs_3 = 41,25 \text{ Kgf} \times 1760 \text{ mm} - 100 \text{ Kgf} \times (1760 \text{ mm} - 910 \text{ mm})$$

$$\mathbf{Mfs_3 = -12400 \text{ Kgmm} = -1240 \text{ Kgcm}}$$

- S4 ($1760 \text{ mm} \leq X \leq 1820 \text{ mm}$)

$$Mfs_4 = R_B \times X - W_R \times (X - 910 \text{ mm})$$

$$\text{Si } X = 1760 \text{ mm}$$

$$\mathbf{Mfs_3 = -12400 \text{ Kgmm} = -1240 \text{ Kgcm}}$$

$$\text{Si } X = 1820 \text{ mm}$$

$$Mfs_4 = 41,25 \text{ Kgf} \times 1820 \text{ mm} - 100 \text{ Kgf} \times (1820 \text{ mm} - 910 \text{ mm})$$

$$\mathbf{Mfs_4 = -15925 \text{ Kgmm} = -1592,5 \text{ Kgcm}}$$

- S5 ($1820 \text{ mm} \leq X \leq 1925 \text{ mm}$)

$$Mfs_5 = R_B \times X - W_R \times (X - 910 \text{ mm}) + R_A \times (X - 1820 \text{ mm})$$

$$\text{Si } X = 1820 \text{ mm}$$

$$\mathbf{Mfs_4 = -15925 \text{ Kgmm} = -1592,5 \text{ Kgcm}}$$

$$\text{Si } X = 1925 \text{ mm}$$

$$Mfs_5 = 41,25 \text{ Kgf} \times 1925 \text{ mm} - 100 \text{ Kgf} \times (1925 \text{ mm} - 910 \text{ mm}) + 210,45 \text{ Kgf} \times (1925 \text{ mm} - 1820 \text{ mm})$$

$$\mathbf{Mfs_5 = 0 \text{ Kgmm} = 0 \text{ Kgcm}}$$

Reacciones y momentos flectores en el rolo inferior

En la Figura 84 se encuentra el esquema de fuerzas perteneciente al rolo inferior.

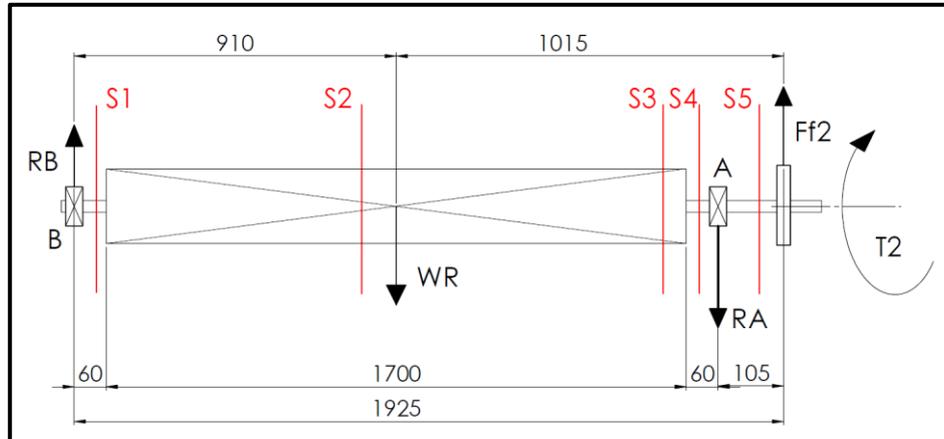


Figura 84 - Esquema de fuerzas del rolo inferior.

$$\sum F = 0$$

$$R_B - R_A + F_{f2} - W_R = 0$$

$$\sum M^{F_{f2}} = 0$$

$$R_B \times 1925 \text{ mm} - R_A \times 105 \text{ mm} - W_R \times 1015 \text{ mm} = 0$$

Despejando R_A de la sumatoria de fuerzas:

$$R_A = R_B + F_{f2} - W_R$$

Reemplazando en la sumatoria de momentos:

$$R_B \times 1925 \text{ mm} - (R_B + F_{f2} - W_R) \times 105 \text{ mm} - W_R \times 1015 \text{ mm} = 0$$

$$R_B \times 1925 \text{ mm} - R_B \times 105 \text{ mm} - F_{f2} \times 105 \text{ mm} + W_R \times 105 \text{ mm} - W_R \times 1015 \text{ mm} = 0$$

$$R_B \times (1925 \text{ mm} - 105 \text{ mm}) + W_R \times (105 \text{ mm} - 1015 \text{ mm}) - F_{f2} \times 105 \text{ mm} = 0$$

$$R_B \times 1820 \text{ mm} - W_R \times 910 \text{ mm} - F_{f2} \times 105 \text{ mm} = 0$$

$$R_B = \frac{W_R \times 910 \text{ mm} + F_{f2} \times 105 \text{ mm}}{1820 \text{ mm}}$$

$$R_B = \frac{100 \text{ Kgf} \times 910 \text{ mm} + 151,7 \text{ Kgf} \times 105 \text{ mm}}{1820 \text{ mm}}$$

$$R_B = \frac{91000 \text{ Kgmm} + 15928,5 \text{ Kgmm}}{1820 \text{ mm}}$$

$$R_B = 58,75 \text{ Kgf}$$

Reemplazando este valor en la sumatoria de fuerzas se obtiene R_A :

$$R_A = R_B + F_{f2} - W_R$$

$$R_A = 58,75 + 151,7 \text{ Kgf} - 100 \text{ Kgf}$$

$$R_A = 110,45 \text{ Kgf}$$

- S1 ($0 \text{ mm} \leq X \leq 60 \text{ mm}$)

$$Mfi_1 = R_B \times X$$

$$\text{Si } X = 0 \text{ mm}$$

$$\mathbf{Mfi_{1a} = 0 \text{ Kgmm} = 0 \text{ Kgcm}}$$

$$\text{Si } X = 60 \text{ mm}$$

$$Mfi_{1b} = 58,75 \text{ Kgf} \times 60 \text{ mm}$$

$$\mathbf{Mfi_{1b} = 3525 \text{ Kgmm} = 352,5 \text{ Kgcm}}$$

- S2 ($60 \text{ mm} \leq X \leq 910 \text{ mm}$)

$$Mfi_2 = R_B \times X$$

$$\text{Si } X = 60 \text{ mm}$$

$$\mathbf{Mfi_{1b} = 3525 \text{ Kgmm} = 352,5 \text{ Kgcm}}$$

$$\text{Si } X = 910 \text{ mm}$$

$$Mfi_2 = 58,75 \text{ Kgf} \times 910 \text{ mm}$$

$$\mathbf{Mfi_2 = 53462,5 \text{ Kgmm} = 5346,25 \text{ Kgcm}}$$

- S3 ($910 \text{ mm} \leq X \leq 1760 \text{ mm}$)

$$Mfi_3 = R_B \times X - W_R \times (X - 910 \text{ mm})$$

$$\text{Si } X = 910 \text{ mm}$$

$$\mathbf{Mfi_2 = 53462,5 \text{ Kgmm} = 5346,25 \text{ Kgcm}}$$

$$\text{Si } X = 1760 \text{ mm}$$

$$Mfi_3 = 58,75 \text{ Kgf} \times 1760 \text{ mm} - 100 \text{ Kgf} \times (1760 \text{ mm} - 910 \text{ mm})$$

$$\mathbf{Mfi_3 = 18400 \text{ Kgmm} = 1840 \text{ Kgcm}}$$

- S4 ($1760 \text{ mm} \leq X \leq 1820 \text{ mm}$)

$$Mfi_4 = R_B \times X - W_R \times (X - 910 \text{ mm})$$

$$\text{Si } X = 1760 \text{ mm}$$

$$\mathbf{Mfi_3 = 18400 \text{ Kgmm} = 1840 \text{ Kgcm}}$$

$$\text{Si } X = 1820 \text{ mm}$$

$$Mfi_4 = 58,75 \text{ Kgf} \times 1820 \text{ mm} - 100 \text{ Kgf} \times (1820 \text{ mm} - 910 \text{ mm})$$

$$\mathbf{Mfi_4 = 15925 \text{ Kgmm} = 1592,5 \text{ Kgcm}}$$

- S5 ($1820 \text{ mm} \leq X \leq 1925 \text{ mm}$)

$$Mfi_5 = R_B \times X - W_R \times (X - 910 \text{ mm}) - R_A \times (X - 1820 \text{ mm})$$

$$\text{Si } X = 1820 \text{ mm}$$

$$\mathbf{Mfi_4 = 15925 \text{ Kgmm} = 1592,5 \text{ Kgcm}}$$

$$\text{Si } X = 1925 \text{ mm}$$

$$Mfi_5 = 58,75 \text{ Kgf} \times 1925 \text{ mm} - 100 \text{ Kgf} \times (1925 \text{ mm} - 910 \text{ mm}) -$$

$$110,45 \text{ Kgf} \times (1925 \text{ mm} - 1820 \text{ mm})$$

$$\mathbf{Mfi_5 = 0 \text{ Kgmm} = 0 \text{ Kgcm}}$$

El diagrama de momentos flectores de ambos rolos se muestra en la Figura 85.

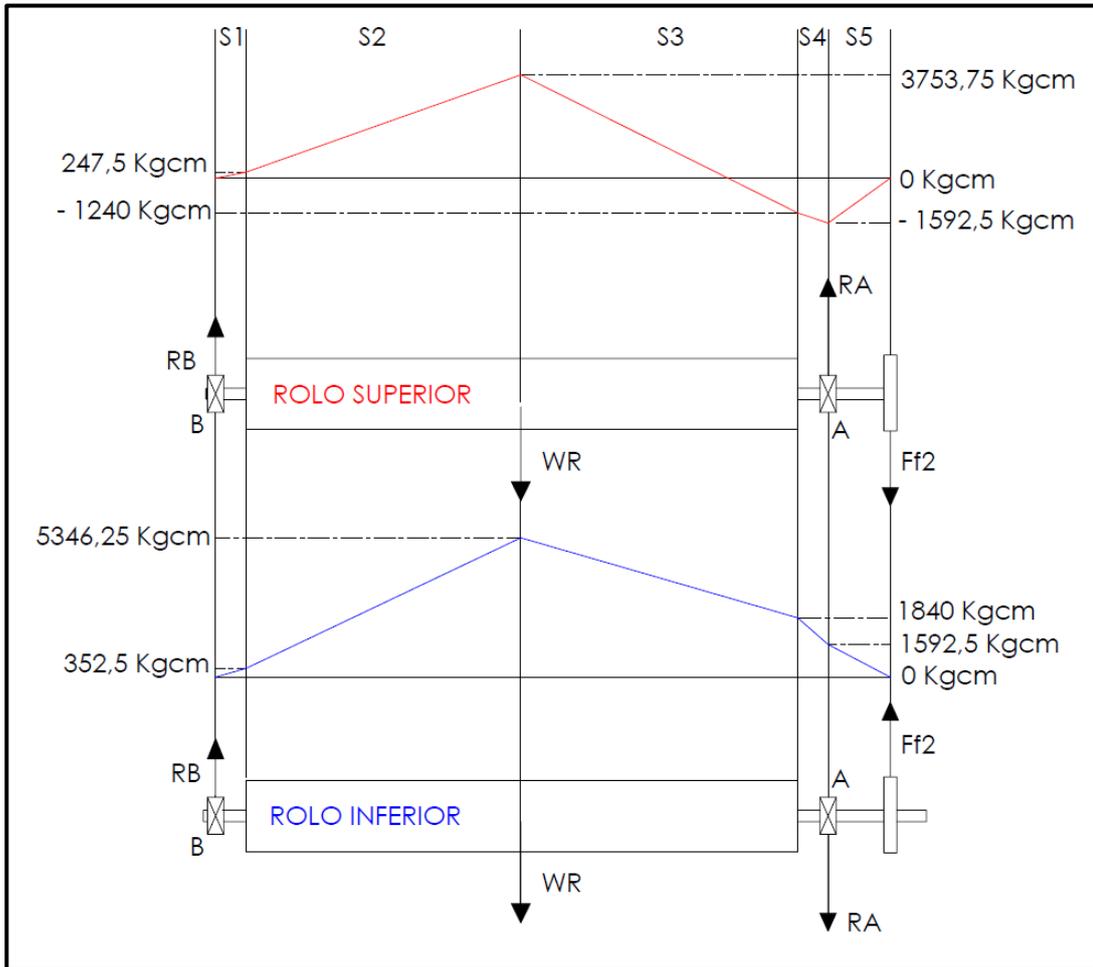


Figura 85 - Diagrama de momentos flectores de los rolos.

Dimensionamiento

Para obtener la dimensión o verificarla se analiza cada sección. La primera de ellas, tiene las ecuaciones identificadas y las siguientes son análogas a esta.

El esfuerzo de fatiga es repetido e invertido y el par torsor es constante, por lo que el esfuerzo es únicamente medio.

- Sección S1

Se adopta el diámetro de la sección S4/S5, ya que los esfuerzos son mayores.

- Sección S2/S3

- Material:

Tubo estructural conformado en caliente con 0,17 % de carbono (Protubsa, 2015).

$$S_y = 2350 \text{ Kg/cm}^2 \text{ (esfuerzo de fluencia)}$$

$$Su = 3400 \text{ Kg/cm}^2 \text{ (esfuerzo de rotura)}$$

b. Propiedades de la sección:

$$De = 219,1 \text{ mm} = 21,91 \text{ cm (diámetro exterior)}$$

$$Di = 209,1 \text{ mm} = 20,91 \text{ cm (diámetro interior)}$$

$$e = 5 \text{ mm (espesor)}$$

$$W = \frac{\pi}{32} \times \left(\frac{De^4 - Di^4}{De} \right) = \frac{\pi}{32} \times \left(\frac{(21,91 \text{ cm})^4 - (20,91 \text{ cm})^4}{21,91 \text{ cm}} \right)$$

$$W = 175,8 \text{ cm}^3 \text{ (módulo resistente)}$$

$$W_0 = \frac{\pi}{16} \times \left(\frac{De^4 - Di^4}{De} \right) = \frac{\pi}{16} \times \left(\frac{(21,91 \text{ cm})^4 - (20,91 \text{ cm})^4}{21,91 \text{ cm}} \right)$$

$$W_0 = 350 \text{ cm}^3 \text{ (módulo resistente polar)}$$

c. Solicitaciones:

El rolo inferior posee, en esta sección, el momento flector mayor.

$$Mfi_2 = 5346,25 \text{ Kgcm}$$

$$T_2 = 1611,5 \text{ Kgcm}$$

d. Verificación:

I. Flexión:

$$Mfm_{\text{máx}} = 5346,25 \text{ Kgcm (momento flector máximo)}$$

$$Mfm_{\text{mín}} = -5346,25 \text{ Kgcm (momento flector mínimo)}$$

$$Mfm = \frac{Mfm_{\text{máx}} + Mfm_{\text{mín}}}{2} = \frac{5346,25 \text{ Kgcm} + (-5346,25 \text{ Kgcm})}{2}$$

$$\mathbf{Mfm = 0 Kgcm}$$
 (momento flector medio)

$$Mfa = \frac{Mfm_{\text{máx}} - Mfm_{\text{mín}}}{2} = \frac{5346,25 \text{ Kgcm} - (-5346,25 \text{ Kgcm})}{2}$$

$$\mathbf{Mfa = 5346,25 Kgcm}$$
 (momento flector alterno)

$$Sm = \frac{Mfm}{W} = \frac{0 \text{ Kgcm}}{175,8 \text{ cm}^3}$$

$$\mathbf{Sm = 0 Kg/cm}^2 \text{ (esfuerzo flector medio)}$$

$$Sa = \frac{Mfa}{W} = \frac{5346,25 \text{ Kgcm}}{175,8 \text{ cm}^3}$$

$$S_a = 30,4 \text{ Kg/cm}^2 \text{ (esfuerzo flector alterno)}$$

El esfuerzo equivalente es:

$$S_e = \frac{S_n}{S_y} \times S_m + K_f \times S_a$$

Como $S_m = 0 \text{ Kg/cm}^2$:

$$S_e = K_f \times S_a$$

Se toma $K_f = 1$ debido a que no existe concentrador de esfuerzo. Entonces:

$$S_e = S_a = 30,4 \text{ Kg/cm}^2$$

II. Torsión:

$$T_{2\max} = 1611,5 \text{ Kgcm (par torsor máximo)}$$

$$T_{2\min} = 1611,5 \text{ Kgcm (par torsor mínimo)}$$

$$T_{2m} = \frac{T_{2\max} + T_{2\min}}{2} = \frac{1611,5 \text{ Kgcm} + 1611,5 \text{ Kgcm}}{2}$$

$$T_{2m} = 1611,5 \text{ Kgcm (par torsor medio)}$$

$$T_{2a} = \frac{T_{2\max} - T_{2\min}}{2} = \frac{1611,5 \text{ Kgcm} - 1611,5 \text{ Kgcm}}{2}$$

$$T_{2a} = 0 \text{ Kgcm (par torsor alterno)}$$

$$S_{ms} = \frac{T_{2m}}{W_0} = \frac{1611,5 \text{ Kgcm}}{350 \text{ cm}^3}$$

$$S_{ms} = 4,6 \text{ Kg/cm}^2 \text{ (esfuerzo torsor medio)}$$

$$S_{as} = \frac{T_{2a}}{W_0} = \frac{0 \text{ Kgcm}}{350 \text{ cm}^3}$$

$$S_{as} = 0 \text{ Kg/cm}^2 \text{ (esfuerzo torsor alterno)}$$

El esfuerzo equivalente es:

$$S_{es} = \frac{S_{ns}}{S_{ys}} \times S_{ms} + K_{fs} \times S_{as}$$

Como $S_{as} = 0 \text{ Kg/cm}^2$:

$$S_{es} = \frac{S_{ns}}{S_{ys}} \times S_{ms}$$

La resistencia a la fatiga, si el esfuerzo normal, es:

$$S_n = K_1 \times K_2 \times K_3 \times 0,5 \times S_u$$

Siendo:

$$K_1 = 0,95 \text{ (rugosidad de mecanizado)}^{23}$$

$$K_2 = 0,85 \text{ (diámetro mayor a } 1/2\text{'')}$$

$$K_3 = 1 \text{ (sometido a flexión)}$$

Entonces:

$$S_n = 0,95 \times 0,85 \times 1 \times 0,5 \times 3400 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\mathbf{S_n = 1373 \text{ Kg/cm}^2}$$

La resistencia a la fatiga bajo esfuerzos cortantes es:

$$S_{ns} = 0,6 \times S_n = 0,6 \times 1373 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\mathbf{S_{ns} = 823,8 \text{ Kg/cm}^2}$$

La resistencia a la fluencia bajo esfuerzos cortantes es:

$$S_{ys} = 0,6 \times S_y = 0,6 \times 2350 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\mathbf{S_{ys} = 1410 \text{ Kg/cm}^2}$$

Entonces:

$$S_{es} = \frac{823,8 \text{ Kg/cm}^2}{1410 \text{ Kg/cm}^2} \times 4,6 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\mathbf{S_{es} = 2,68 \text{ Kg/cm}^2}$$

III. Combinación de esfuerzos:

$$\frac{1}{N^2} = \left(\frac{S_e}{S_n}\right)^2 + \left(\frac{S_{es}}{S_{ns}}\right)^2$$

$$\frac{1}{N^2} = \left(\frac{30,4 \text{ Kg/cm}^2}{1373 \text{ Kg/cm}^2}\right)^2 + \left(\frac{2,68 \text{ Kg/cm}^2}{823,8 \text{ Kg/cm}^2}\right)^2$$

$$\frac{1}{N^2} = 4,9 \times 10^{-4} + 1,06 \times 10^{-5}$$

$$\frac{1}{N^2} = 5 \times 10^{-4}$$

²³ Faires, 1995. Figura AF 5 p. 751.

$$N = \sqrt{\frac{1}{5 \times 10^{-4}}}$$

$$N = 44,7$$

- Sección S4/S5

- a. Material:

Acero SAE 1020 Normalizado.

$$S_y = 3515 \text{ Kg/cm}^2 \text{ (esfuerzo de fluencia)}$$

$$S_u = 4499 \text{ Kg/cm}^2 \text{ (esfuerzo de rotura)}$$

- b. Propiedades de la sección:

$$N = 1,4 \text{ (coeficiente de seguridad)}$$

$$W = \frac{\pi}{32} \times D^3 \text{ (módulo resistente)}$$

$$W_0 = \frac{\pi}{16} \times D^3 \text{ (módulo resistente polar)}$$

- c. Solicitaciones:

En esta sección, también, el rolo inferior posee el mayor momento flector.

$$M_{fi_3} = 1840 \text{ Kgcm}$$

$$T_2 = 1611,5 \text{ Kgcm}$$

- d. Cálculo:

- I. Flexión:

$$M_{f\text{máx}} = 1840 \text{ Kgcm}$$

$$M_{f\text{mín}} = -1840 \text{ Kgcm}$$

$$M_{fm} = 0 \text{ Kgcm}$$

$$M_{fa} = 1840 \text{ Kgcm}$$

$$S_m = 0 \text{ Kg/cm}^2$$

$$S_a = \frac{1840 \text{ Kgcm}}{\frac{\pi}{32} \times D^3}$$

$$S_a = \frac{18742,1 \text{ Kgcm}}{D^3}$$

$$S_e = K_f \times S_a$$

Siendo $K_f = 1,6$. Correspondiente a la concentración de esfuerzos que genera un chavetero de perfil²⁴.

$$S_e = 1,6 \times \frac{18742,1 \text{ Kgcm}}{D^3}$$

$$S_e = \frac{29987,4 \text{ Kgcm}}{D^3}$$

II. Torsión:

$$T_{2\max} = 1611,5 \text{ Kgcm}$$

$$T_{2\min} = 1611,5 \text{ Kgcm}$$

$$T_{2m} = 1611,5 \text{ Kgcm}$$

$$T_{2a} = 0 \text{ Kgcm}$$

$$S_{ms} = \frac{1611,5 \text{ Kgcm}}{\frac{\pi}{16} \times D^3}$$

$$S_{ms} = \frac{8207,3 \text{ Kgcm}}{D^3}$$

$$S_{as} = 0 \text{ Kg/cm}^2$$

$$S_{es} = \frac{S_{ns}}{S_{ys}} \times S_{ms}$$

$$S_n = K_1 \times K_2 \times K_3 \times 0,5 \times S_u$$

$$K_1 = 0,9 \text{ (rugosidad de mecanizado)}$$

$$K_2 = 0,85 \text{ (diámetro mayor a 1/2")}$$

$$K_3 = 1 \text{ (sometido a flexión)}$$

$$S_n = 0,9 \times 0,85 \times 1 \times 0,5 \times 4499 \text{ Kg/cm}^2$$

$$S_n = 1720,9 \text{ Kg/cm}^2$$

$$S_{ns} = 0,6 \times S_n = 0,6 \times 1720,9 \text{ Kg/cm}^2$$

$$S_{ns} = 1032,5 \text{ Kg/cm}^2$$

$$S_{ys} = 0,6 \times S_y = 0,6 \times 3515 \text{ Kg/cm}^2$$

$$S_{ys} = 2109 \text{ Kg/cm}^2$$

²⁴ Faires, 1995. Tabla AT 13, p. 751.

$$Ses = \frac{1032,5 \text{ Kg/cm}^2}{2109 \text{ Kg/cm}^2} \times \frac{8207,3 \text{ Kgcm}}{D^3}$$

$$Ses = \frac{4018 \text{ Kgcm}}{D^3}$$

III. Combinación de esfuerzos:

$$\frac{1}{N^2} = \left(\frac{Se}{Sn}\right)^2 + \left(\frac{Ses}{Sns}\right)^2$$

$$\frac{1}{1,4^2} = \left(\frac{29987,4 \text{ Kgcm}}{1720,9 \text{ Kg/cm}^2 \times D^3}\right)^2 + \left(\frac{4018 \text{ Kgcm}}{1032,5 \text{ Kg/cm}^2 \times D^3}\right)^2$$

$$0,51 = \frac{303,7 \text{ cm}^6}{D^6} + \frac{15,2 \text{ cm}^6}{D^6}$$

$$0,51 = \frac{318,9 \text{ cm}^6}{D^6}$$

$$D = \sqrt[6]{\frac{318,9 \text{ cm}^6}{0,51}}$$

D = 2,9 cm = 29 mm

Se adopta para la sección S1 y S4/S5 un diámetro de **3 cm = 30 mm**.

En la Tabla 36, se agrupan los diámetros de las secciones de los rolos.

*Tabla 36
Resumen de los diámetros obtenidos de los rolos.*

Sección	S1	S2/S3	S4/S5
Diámetro (mm)	30	De = 219,1 Di = 209,1	30

Se aclara que, por más que el coeficiente de seguridad de la sección S2 es muy elevado cuando se lo comprueba a la resistencia mecánica, está sometido a tensiones generadas por la soldadura de las aletas, aumentando el grado de desconfianza de los cálculos. El espesor de pared elegido es para evitar deformaciones por estas soldaduras.

5.3.7. Selección de rodamientos

Se seleccionan rodamientos de bolas a rótula, debido a que, ante una posible desalineación, tenderán a corregirla absorbiendo esfuerzos axiales.

Las fuerzas que interactúan son radiales:

$R_A = 210,45 \text{ Kg}$ (reacción en el rodamiento A del rolo superior)

$$W_r = 100 \text{ Kgf (peso del rolo)}$$

R_A se tiene en cuenta en el cálculo de carga dinámica, mientras que W_r en el de carga estática.

Capacidad de carga estática (C_0):

Cada rodamiento es sometido a la mitad del peso del rolo.

$$W_{r/2} = \frac{W_r}{2}$$

$$W_{r/2} = 50 \text{ Kgf}$$

La carga combinada resulta igual a la carga radial.

$$P_0 = 50 \text{ Kgf}$$

Tomando un factor de seguridad $S_0 = 2$, la capacidad de carga estática es:

$$C_0 = S_0 \times P_0 = 50 \text{ Kgf} \times 2$$

$$C_0 = 100 \text{ Kgf} = 1 \text{ KN}$$

Capacidad de carga dinámica (C):

La carga combinada es igual a la carga radial:

$$P = 210,45 \text{ Kgf}$$

La capacidad de carga dinámica es:

$$C = P L^{\frac{1}{\rho}}$$

Siendo:

$$L = \frac{60 \times n_R \times L_h}{1000000} = \frac{60 \times 60 \text{ Rpm} \times 8000 \text{ hs}}{1000000}$$

$$L = 28,8 \text{ Mrev}$$

Mientras que:

$$\rho = 3$$

Por lo tanto:

$$C = 210,45 \text{ Kgf} \times (28,8 \text{ Mrev})^{\frac{1}{3}}$$

$$C = 638 \text{ Kgf} = 6,3 \text{ KN}$$

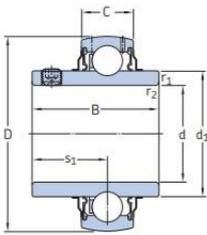
El rodamiento E2 YAR 206 2F cumple con las capacidades de cargas. El significado de la nomenclatura es:

- E2: energéticamente eficiente.
- YAR: con prisionero y aro extendido para ambos lados.
- 2F: con sello de contacto, aro deflector plano adicional en ambos lados.

Los rodamientos se colocan en soportes de brida ovalados, este conjunto se designa FYTBK 30 TF.

En la Tabla 37, se encuentran sus características.

Tabla 37
Características del rodamiento E2 YAR 206 2F.



Dimensiones				Capacidad de carga básica			Carga límite de fatiga	Velocidad límite con tolerancia de eje h6	Masa	Designación		
d	D	B	C	d ₁	s ₁	r _{1,2}	C	C ₀	P _u	r. p. m.	kg	-
mm						mín.	kN		kN			
20	47	31	14	28,2	18,3	0,6	12,7	6,55	0,28	8 500	0,14	E2.YAR 204-2F
25	52	34,1	15	33,7	19,8	0,6	14	7,8	0,335	7 000	0,19	E2.YAR 205-2F
30	62	38,1	18	39,7	22,2	0,6	19,5	11,2	0,475	6 300	0,30	E2.YAR 206-2F
35	72	42,9	19	46,1	25,4	1	25,5	15,3	0,655	5 300	0,44	E2.YAR 207-2F
40	80	49,2	21	51,8	30,2	1	30,7	19	0,8	4 800	0,59	E2.YAR 208-2F
45	85	49,2	22	56,8	30,2	1	33,2	21,6	0,915	4 300	0,65	E2.YAR 209-2F

5.3.8. Chaveta de rueda dentada

El material de la chaveta es acero AISI 1010, cuya resistencia a la fluencia es:
 $S_y = 3867 \text{ Kg/cm}^2$

Se comprueba a esfuerzo de cizalladura y compresión, con un coeficiente de seguridad $N = 2$ correspondiente a cargas de choque ligeras. Las ruedas dentadas son de acero más resistentes que la chaveta.

Esfuerzo de cizalladura

El par torsor bajo este esfuerzo es:

$$T_2 = \frac{S_s \times b \times L_s \times D_1}{2}$$

Siendo b la base de la chaveta, L_s la longitud, D_1 el diámetro del eje y S_s el esfuerzo cortante. Los datos conocidos, obtenidos en el apartado 5.3.6. Dimensionamiento de los rolos, son:

$$D_1 = 30 \text{ mm} = 3 \text{ cm}$$

$$T_2 = 1611,5 \text{ Kgcm}$$

El esfuerzo cortante es:

$$S_s = \frac{0,5 \times S_y}{N} = \frac{0,5 \times 3867 \text{ Kg/cm}^2}{2}$$

$$S_s = 967 \text{ Kg/cm}^2$$

Se recomienda que la longitud de la chaveta no supere el doble del diámetro del eje; por lo tanto, L no debe ser mayor a 6 cm.

La norma DIN 6885 de chavetas paralelas recomienda que las dimensiones, para un eje de entre 30 mm a 38 mm, sean:

$$b = 1 \text{ cm}$$

$$t = 0,8 \text{ cm}$$

Siendo, b la base y t la altura, Figura 86.

La longitud resulta:

$$L_s = \frac{2 \times T_2}{S_s \times b \times D_1} = \frac{2 \times 1611,5 \text{ Kgcm}}{967 \text{ Kg/cm}^2 \times 1 \text{ cm} \times 3 \text{ cm}}$$

$$L_s = 1,1 \text{ cm}$$

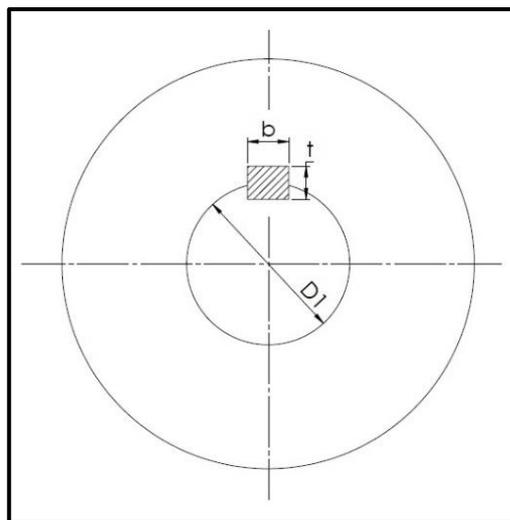


Figura 86 - Dimensiones de la chaveta.

Esfuerzo de compresión

El par torsor en compresión es:

$$T_2 = \frac{Sc \times t \times Lc \times D_1}{4}$$

Siendo, t la altura de la chaveta, Lc la longitud, D₁ el diámetro del eje y Sc el esfuerzo normal que se obtiene de la siguiente manera:

$$Sc = \frac{Sy}{N} = \frac{3867 \text{ Kg/cm}^2}{2}$$

$$Sc = 1933,5 \text{ Kg/cm}^2$$

La longitud resulta:

$$Lc = \frac{4 \times T_2}{Sc \times t \times D_1} = \frac{4 \times 1611,5 \text{ Kgcm}}{1933,5 \text{ Kg/cm}^2 \times 0,8 \text{ cm} \times 3 \text{ cm}}$$

$$Lc = 1,4 \text{ cm}$$

El esfuerzo de compresión define que la chaveta tenga una longitud de 1,4 cm (14 mm).

5.3.9. Tornillo de sujeción de rolo

Se dispone de 4 tornillos W1/2" grado 2 (G2) en cada lateral del tubo para sujetarlo a la punta del rolo, es decir, un total de 8 tornillos por rolo. De esta manera, se facilita el desmontaje del mismo para realizar tareas de mantenimiento. El esfuerzo que deben soportar es corte por torsión, dado por el par torsor entregado por el motor, y corte puro debido al peso del rolo.

Un tornillo G2, de acuerdo al Sistema imperial americano SAE, tiene una tensión de fluencia: Sy = 3870 Kg/cm² y una de rotura: Su = 5204 Kg/cm².

Se llama Ftan a la fuerza tangencial dada por el par torsor, esta es:

$$Ftan = \frac{T_2}{4 \times r}$$

Siendo el par torsor T₂ = 1611,5 Kgcm, la distancia del eje de giro a los tornillos es r = 19 cm y 4 son la cantidad de tornillos.

$$Ftan = \frac{1611,5 \text{ Kgcm}}{4 \times 19 \text{ cm}}$$

$$Ftan = 21,2 \text{ Kgf}$$

La influencia del peso del rolo sobre cada tornillo se denomina Fw, siendo:

$$F_w = \frac{W_r}{8}$$

En donde, el peso del rolo es $W_r = 100 \text{ Kgf}$ y se divide en los 8 tornillos.

$$F_w = \frac{100 \text{ Kgf}}{8}$$

$$F_w = 12,5 \text{ Kgf}$$

A cada fuerza, se le suma el 30% debido a las sollicitaciones dinámicas que puedan existir. Entonces:

$$F_{tan} = 1,3 \times 21,2 \text{ Kgf}$$

$$\mathbf{F_{tan} = 28 \text{ Kgf}}$$

$$F_w = 1,3 \times 12,5 \text{ Kgf}$$

$$\mathbf{F_w = 17 \text{ Kgf}}$$

En la Figura 87, se encuentra el esquema de fuerzas. Cada tornillo sigue el recorrido 1-2-3-4 en donde el grado de sollicitación va cambiando, siendo mínimo en 2 y máximo en 4. Este caso representa un esfuerzo variable a medida que el rolo gira.

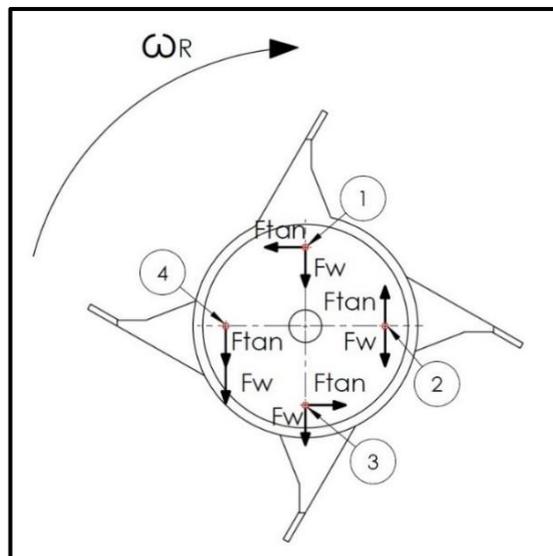


Figura 87 - Esquema de fuerzas en los tornillos.

Las resultantes de las fuerzas son las siguientes:

Tornillo 1

$$R_1 = \sqrt{F_{tan}^2 + F_w^2} = \sqrt{28 \text{ Kgf}^2 + 17 \text{ Kgf}^2}$$

$$\mathbf{R_1 = 33 \text{ Kgf}}$$

Tornillo 2

$$R2 = F_{tan} - F_w = 28 \text{ Kgf} - 17 \text{ Kgf}$$

$$\mathbf{R2 = 11 Kgf}$$

Tornillo 3

$$\mathbf{R3 = R1 = 33 Kgf}$$

Tornillo 4

$$R4 = F_{tan} + F_w = 28 \text{ Kg} + 17 \text{ Kgf}$$

$$\mathbf{R4 = 45 Kgf}$$

La fuerza media es:

$$F_{ms} = \frac{R4 + R2}{2} = \frac{45 \text{ Kgf} + 11 \text{ Kgf}}{2}$$

$$\mathbf{F_{ms} = 28 Kgf}$$

La fuerza alterna es:

$$F_{as} = \frac{R4 - R2}{2} = \frac{45 \text{ Kgf} - 11 \text{ Kgf}}{2}$$

$$\mathbf{F_{as} = 17 Kgf}$$

El esfuerzo medio es:

$$S_{ms} = \frac{F_{ms}}{A_s}$$

Siendo $A_s = 0,9154 \text{ cm}^2$ para un tornillo W1/2".

$$S_{ms} = \frac{28 \text{ Kgf}}{0,9157 \text{ cm}^2}$$

$$\mathbf{S_{ms} = 30,6 \text{ Kg/cm}^2}$$

El esfuerzo alterno es:

$$S_{as} = \frac{F_{as}}{A_s} = \frac{17 \text{ Kgf}}{0,9157 \text{ cm}^2}$$

$$\mathbf{S_{as} = 18,6 \text{ Kg/cm}^2}$$

La resistencia a la fatiga es:

$$S_n = K_1 \times K_2 \times K_3 \times 0,5 \times S_u$$

En donde:

$$K_1 = 0,9 \text{ (Terminación de la rosca: mecanizada)}$$

$$K_2 = 0,85 \text{ (Diámetro igual a 1/2")}$$

$$K_3 = 1 \text{ (Sometido a torsión)}$$

Entonces:

$$S_n = 0,9 \times 0,82 \times 1 \times 0,5 \times 5204 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\mathbf{S_n = 1920,3 \text{ Kg/cm}^2}$$

Combinando los esfuerzos:

$$\frac{1}{N} = \frac{S_{ms}}{S_{ys}} + K_f \times \frac{S_{as}}{S_{ns}}$$

En donde, el esfuerzo de fluencia bajo cargas de corte es:

$$S_{ys} = 0,6 \times S_y = 0,6 \times 3870 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\mathbf{S_{ys} = 2322 \text{ Kg/cm}^2}$$

La resistencia a la fatiga considerada en esfuerzos cortantes es:

$$S_{ns} = 0,6 \times S_n = 0,6 \times 1920,3 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\mathbf{S_{ns} = 1152,2 \text{ Kg/cm}^2}$$

El coeficiente de concentración de esfuerzos para una rosca Whitworth recocida y tallada es:

$$K_f = 1,8^{25}$$

Reemplazando estos valores:

$$\frac{1}{N} = \frac{30,6 \text{ Kg/cm}^2}{2322 \text{ Kg/cm}^2} + 1,8 \times \frac{18,6 \text{ Kg/cm}^2}{1152,2 \text{ Kg/cm}^2}$$

$$\frac{1}{N} = 0,013 + 0,029$$

$$\frac{1}{N} = 0,042$$

$$N = \frac{1}{0,042}$$

$$\mathbf{N = 23,8}$$

La humedad ambiente y la suciedad del entorno en donde se encuentran los tornillos, son los factores principales que se consideraron para seleccionar el diámetro del mismo.

²⁵ Faires, 1995. Tabla AT 12, p. 751.

5.4. Tercer subsistema: Cintas transportadoras

5.4.1. Características generales

En la Figura 88, se mencionan los componentes más sobresalientes de este subsistema.

1. Primera cinta transportadora: se encuentra de manera horizontal.
2. Segunda cinta transportadora: puede cambiar su pendiente desde 30° a 45° gracias a un cilindro hidráulico. Esto permite eludir obstáculos, como el alambrado de un corral, y obtener distintas alturas y alcances del forraje eyectado.
3. Cilindro hidráulico: logra variar la pendiente de la segunda cinta.
4. Tensor de cinta: permite ajustar la tensión de la cinta.
5. Tambor motriz de la primera cinta: impulsado por un motor hidráulico.
6. Tambor motriz de la segunda cinta: acoplado al tambor motriz de la primera cinta.
7. Tambor conducido de la primera cinta: posee un tensor a cada lado.
8. Tambor conducido de la segunda cinta: posee un tensor a cada lado.

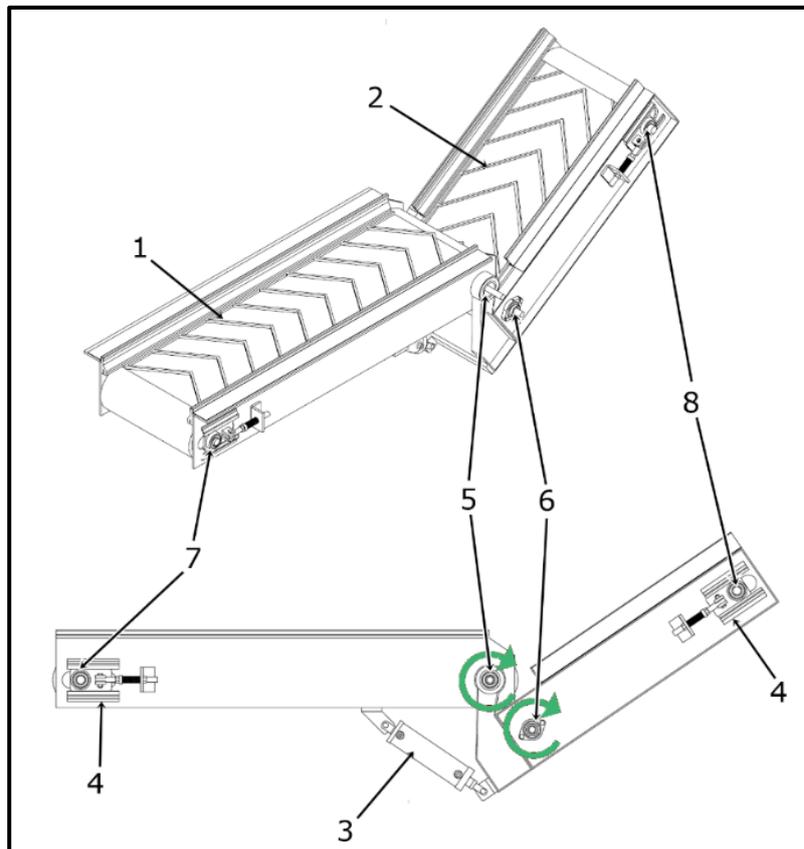


Figura 88 - Despiece del tercer subsistema.

5.4.2. Cinemática del movimiento

Mediante un modelo físico idealizado de tiro oblicuo, se obtienen las velocidades tangenciales de ambas cintas y, por consecuencia, alturas y distancias alcanzadas por el forraje. Se analizan dos casos, siendo el primero cuando la pendiente de la segunda cinta es 45° , y el segundo, cuando es 30° .

En la Figura 89, se observa un esquema del modelo físico, en donde:

- α : ángulo formado por la pendiente de la cinta y el eje X.
- h : altura a la que el forraje sale disparado.
- Y_{max} : altura máxima que alcanza el forraje, con respecto a h.
- A_t : altura máxima alcanzada por el forraje, con respecto al nivel del suelo.
- X_1 : distancia recorrida por el forraje hasta alcanzar la altura h.
- X_2 : distancia recorrida por el forraje desde la altura h hasta el nivel del suelo.
- X_t : distancia total recorrida por el forraje.

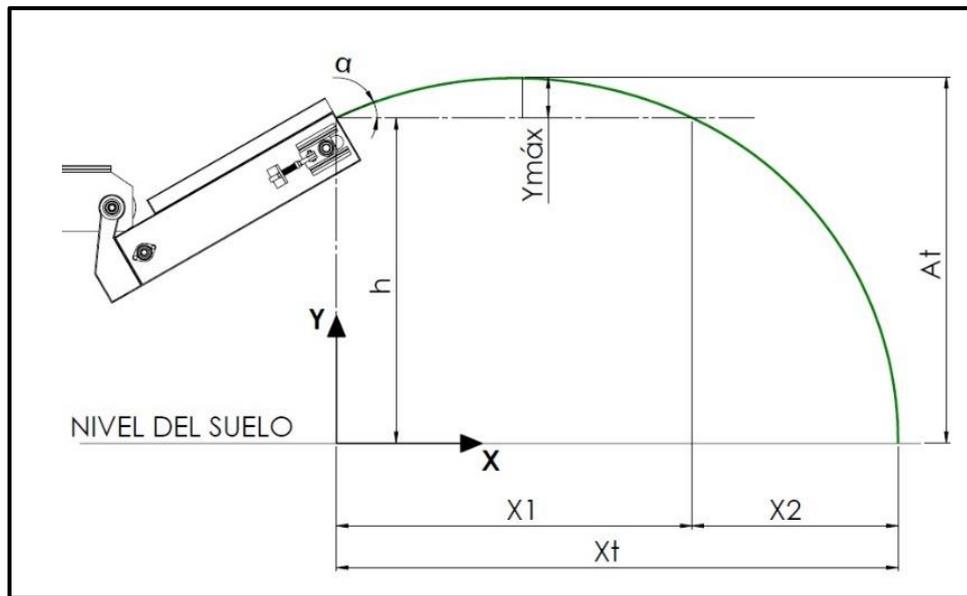


Figura 89 - Modelo físico ideal del tercer subsistema.

Cuando la segunda cinta se encuentra a 45° , las condiciones del modelo son:

$$h = 1,8 \text{ m}$$

$$Y_{max} = 0,2 \text{ m}$$

Según las ecuaciones del modelo físico planteado:

$$Y_{max} = \frac{V_0^2 \times \text{sen } \alpha^2}{2 \times g}$$

$$X_1 = \frac{V_0^2 \times \text{sen}(2 \alpha)}{g}$$

Siendo V_0 la velocidad de salida y g la aceleración de la gravedad. Despejando V_0 de la primera ecuación:

$$V_0 = \sqrt{\frac{Y_{max} \times 2 \times g}{\text{sen } \alpha^2}} = \sqrt{\frac{0,2 \text{ m} \times 2 \times 9,81 \text{ m/s}^2}{\text{sen } (45^\circ)^2}}$$

$$V_0 = 2,8 \text{ m/s}$$

Reemplazando V_0 en la segunda ecuación:

$$X_1 = \frac{(2,8 \text{ m/s})^2 \text{ sen } (2 \times 45^\circ)}{9,81 \text{ m/s}^2}$$

$$X_1 = \mathbf{0,8 \text{ m}}$$

El tiempo en el que el forraje recorre la distancia X_1 es:

$$t_1 = \frac{X_1}{V_0 \times \cos \alpha} = \frac{0,8 \text{ m}}{2,8 \text{ m/s} \times \cos 45^\circ}$$

$$t_1 = \mathbf{0,4 \text{ s}}$$

Si se desprecia la resistencia que ofrece el aire, la velocidad inicial es la misma que la velocidad final al término de la trayectoria parabólica. De esta manera, se obtiene la velocidad en el eje Y con la que el forraje llega al nivel del suelo:

$$V_{fy} = \sqrt{V_{0y}^2 + (2 \times g \times h)}$$

En donde, la velocidad inicial en el eje Y es:

$$V_{0y} = V_0 \times \cos 45^\circ = 2,8 \text{ m/s} \times \cos 45^\circ$$

$$V_{0y} = \mathbf{1,98 \text{ m/s}}$$

Por lo tanto:

$$V_{fy} = \sqrt{(1,98 \text{ m/s})^2 + (2 \times 9,81 \text{ m/s}^2 \times 1,8 \text{ m})}$$

$$V_{fy} = \mathbf{6,26 \text{ m/s}}$$

El tiempo del segundo tramo es:

$$t_2 = \frac{V_{fy} - V_{0y}}{g} = \frac{6,26 \text{ m/s} - 1,98 \text{ m/s}}{9,81 \text{ m/s}^2}$$

$$t_2 = \mathbf{0,44 \text{ s}}$$

La distancia recorrida en este tramo, teniendo en cuenta que en el eje X la velocidad inicial y final son las mismas debido a que se trata de un movimiento uniforme, es:

$$X_2 = V_{0x} \times t_2$$

En donde, la velocidad inicial en el eje X es:

$$V_{0x} = V_0 \times \text{sen } 45^\circ = 2,8 \text{ m/s} \times \text{sen } 45^\circ$$

$$V_{0x} = \mathbf{1,98 \text{ m/s}}$$

Entonces:

$$X_2 = 1,98 \text{ m/s} \times 0,44 \text{ s}$$

$$\mathbf{X_2 = 0,87 \text{ m}}$$

La distancia total alcanzada es:

$$X_t = X_1 + X_2 = 0,8 \text{ m} + 0,87 \text{ m}$$

$$\mathbf{X_t = 1,67 \text{ m}}$$

El segundo caso contempla los siguientes parámetros:

$$\alpha = 30^\circ$$

$$h = 1,55 \text{ m}$$

$$V_0 = 2,8 \text{ m/s}$$

Siguiendo el mismo procedimiento, se obtiene para el primer tramo:

$$Y_{\max} = \frac{V_0^2 \times \sin^2 \alpha}{2 \times g} = \frac{(2,8 \text{ m/s})^2 \times \sin^2 (30^\circ)}{2 \times 9,81 \text{ m/s}^2}$$

$$\mathbf{Y_{\max} = 0,1 \text{ m}}$$

$$X_1 = \frac{V_0^2 \times \sin (2 \alpha)}{g} = \frac{(2,8 \text{ m/s})^2 \times \sin (2 \times 30^\circ)}{9,81 \text{ m/s}^2}$$

$$\mathbf{X_1 = 0,7 \text{ m}}$$

$$t_1 = \frac{X_1}{V_0 \times \cos \alpha} = \frac{0,7 \text{ m}}{2,8 \text{ m/s} \times \cos 30^\circ}$$

$$\mathbf{t_1 = 0,29 \text{ s}}$$

Para el segundo tramo:

$$V_{iy} = V_0 \times \cos 30^\circ = 2,8 \text{ m/s} \times \cos 30^\circ$$

$$\mathbf{V_{iy} = 2,42 \text{ m/s}}$$

$$V_{fy} = \sqrt{V_{iy}^2 + (2 \times g \times h)} = \sqrt{(2,42 \text{ m/s})^2 + (2 \times 9,81 \text{ m/s}^2 \times 1,55 \text{ m})}$$

$$\mathbf{V_{fy} = 6,02 \text{ m/s}}$$

$$t_2 = \frac{V_{fy} - V_{oy}}{g} = \frac{6,02 \text{ m/s} - 2,42 \text{ m/s}}{9,81 \text{ m/s}^2}$$

$$\mathbf{t_2 = 0,37 \text{ s}}$$

$$V_{0x} = V_0 \times \text{sen } 30^\circ = 2,8 \text{ m/s} \times \text{sen } 30^\circ$$

$$V_{0x} = 1,4 \text{ m/s}$$

$$X_2 = V_{0x} \times t_2 = 1,4 \text{ m/s} \times 0,37 \text{ s}$$

$$X_2 = 0,52 \text{ m}$$

$$X_t = X_1 + X_2 = 0,7 \text{ m} + 0,52 \text{ m}$$

$$X_t = 1,22 \text{ m}$$

En la Tabla 38, se observan los resultados de este apartado.

Tabla 38
Parámetros de descarga.

	$\alpha = 45^\circ$	$\alpha = 30^\circ$
Velocidad inicial (V_0)	2,8 m/s	2,8 m/s
Alcance total (X_t)	1,67 m	1,22 m
Altura alcanzada (A_t)	2 m	1,65 m

La velocidad tangencial de la primera cinta es menor para evitar que se acumule demasiado forraje en la segunda cinta, y así prevenir la caída hacia los costados. Queda definida en:

$$V_{0H} = 2,2 \text{ m/s}$$

5.4.3. Cálculo de la primera cinta transportadora

Para los cálculos precedentes se utiliza como guía el Manual de cálculo de cintas transportadoras de una reconocida marca a nivel mundial.

Primero, se determina la fuerza de elevación (F_e) y la tangencial (F_t), siendo la primera:

$$F_e = \frac{Q_m \times H}{3,6 \times V_{0H}}$$

En donde:

El caudal másico es $Q_m = 18 \text{ Kg/s} = 65 \text{ Tn/h}$ (extraído del apartado 5.3.3).

H es la diferencia de altura entre los extremos de la cinta.

La velocidad tangencial es $V_{0H} = 2,2 \text{ m/s}$.

Al estar en posición horizontal, esta fuerza es nula, es decir:

$$F_e = 0 \text{ Kgf}$$

La fuerza tangencial se define como:

$$F_t = F_e + f \times L \times \left(\frac{Q_m}{3,6 \times V_{0H}} + P_{\text{mov}} \right) \times C$$

Siendo:

L = 1,980 m la longitud de la banda.

C es un coeficiente que tiene como objeto compensar algunos efectos tales como, el aumento de la resistencia por la suciedad en rodamientos, resistencias imprevistas, etc. Se selecciona dicho coeficiente en la Figura 90, en función de la longitud de banda.

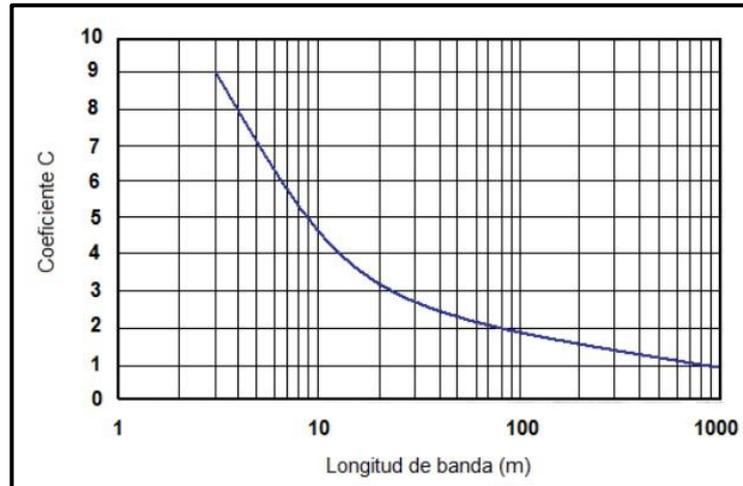


Figura 90 - Gráfico coeficiente C VS Longitud de banda.

Obteniendo:

$$C = 9$$

El coeficiente de rozamiento es f, para su selección existen las siguientes consideraciones:

- La cinta no descansa sobre los tambores, sino que a lo largo de su recorrido se apoya sobre una chapa metálica, lo cual no genera deterioro por impacto.
- A lo largo de los bordes, se colocan guarderas de caucho para impedir que se introduzca forraje en el interior de la cinta.
- Los tambores se encuentran soportados por rodamientos, cuyo mantenimiento se considera normal.

De la Tabla 39, se obtiene f.

Tabla 39
Valores de los coeficientes de fricción.

Elementos que producen rozamiento	Coeficiente de rozamiento f
Rodillos portantes con cojinetes a bolas, mantenimiento óptimo	0,022
Rodillos portantes con cojinetes a bolas, mantenimiento normal	0,03
Rodillos portantes con cojinetes de bronce, mantenimiento deficiente	0,05
Cinta sin cobertura de goma deslizando sobre superficie metálica pulida	0,3
Cinta sin cobertura de goma deslizando sobre superficie de madera lisa	0,35
Cinta con cobertura de goma deslizando sobre superficie metálica pulida	0,5
Cinta con cobertura de goma deslizando sobre superficie de madera lisa	0,45

Considerando:

$$f_1 = 0,5$$

$$f_2 = 0,03$$

El coeficiente total es:

$$f = f_1 + f_2 = 0,5 + 0,03$$

$$f = 0,53$$

Los tambores son las únicas partes móviles, su peso corresponde a P_{mov} .

$$P_{mov} = 15 \text{ Kg}$$

Entonces:

$$F_t = 0 \text{ Kgf} + 0,53 \times 1,98 \text{ m} \times \left(\frac{65 \text{ Tn/h}}{3,6 \times 2,2 \text{ m/s}} + 15 \text{ Kg} \right) \times 9$$

$$F_t = 220 \text{ Kgf}$$

La potencia requerida es:

$$P_3 = \frac{Q_m \times H}{270} + \frac{C \times f_1 \times L \times Q_m}{270} + \frac{C \times f_2 \times L \times P_{mov} \times V_{0H}}{75}$$

El primer término hace referencia a la potencia requerida para elevar la carga; el segundo, a la necesaria para desplazarla; y el último, para el funcionamiento en vacío.

$$P_3 = \frac{65 \text{ Tn/h} \times 0 \text{ m}}{270} + \frac{9 \times 0,5 \times 1,98 \text{ m} \times 65 \text{ Tn/h}}{270} + \frac{9 \times 0,03 \times 1,98 \text{ m} \times 15 \text{ Kg} \times 2,2 \text{ m/s}}{75}$$

$$P_3 = 2,4 \text{ Hp}$$

La potencia que debe entregar el motor hidráulico, debido a la eficiencia del 90%, es:

$$P_{h3} = \frac{P_3}{0,9} = \frac{2,4 \text{ Hp}}{0,9}$$

$$P_{h3} = 2,7 \text{ Hp}$$

Para que la banda se desplace a una velocidad igual a la tangencial del tambor, es necesario que exista una adherencia entre la banda y el mismo. Para ello, debe existir una relación entre el coeficiente de fricción, la fuerza tangencial, el ángulo de enrollamiento y, especialmente, entre la diferencia de tensiones del ramal tirante y el ramal flojo; todas estas variables se reducen a un factor K que, para un ángulo de enrollamiento de 180° y para un tensor de husillo, toma el valor 2,05.

Por ello, la tensión necesaria entre los ramales es:

$$T1 = Ft \times K = 220 \text{ Kgf} \times 2,05$$

$$\mathbf{T1 = 451 \text{ Kgf}}$$

Para determinar el ancho de banda requerido, se debe conocer el caudal volumétrico, porque en el transporte de forraje no es el peso el inconveniente sino el volumen por ser forraje húmedo y no compactado. Este es, considerando al maíz forrajero:

$$Qv = \frac{Qm}{\delta m} = \frac{18 \text{ Kg/s}}{287 \text{ Kg/m}^3}$$

$$\mathbf{Qv = 0,063 \text{ m}^3/\text{s}}$$

El ancho de banda está dado por:

$$B = \sqrt{\frac{2 \times Qv}{\tan\left(\frac{20^\circ \times \pi}{180}\right) \times L}}$$

Siendo 20° el ángulo dinámico del material.

$$B = \sqrt{\frac{2 \times 0,063 \text{ m}^3/\text{s}}{\tan\left(\frac{20 \times \pi}{180}\right) \times 1,98 \text{ m}}}$$

$$\mathbf{B = 0,43 \text{ m}}$$

A continuación, se analiza la segunda cinta para definir el ancho de las bandas, ya que ambas deben ser iguales.

5.4.4. Cálculo de la segunda cinta transportadora

A diferencia de la primera, está solicitada a un esfuerzo de elevación debido a la posibilidad de cambiar su pendiente, siendo:

$$Fe = \frac{Qm \times H}{3,6 \times V_0} = \frac{65 \text{ Tn/h} \times 0,9 \text{ m}}{3,6 \times 2,8 \text{ m/s}}$$

H se obtiene considerando el ángulo de inclinación máximo de 45°.

$$\mathbf{Fe = 5,8 \text{ Kgf}}$$

Manteniendo los valores expresados en el análisis de la primera cinta:

$$\begin{aligned}
 C &= 9 \\
 f_1 &= 0,5 \\
 f_2 &= 0,03 \\
 f &= 0,53 \\
 P_{\text{mov}} &= 15 \text{ Kg}
 \end{aligned}$$

Y considerando que $L = 1,2 \text{ m}$, la fuerza tangencial resulta:

$$\begin{aligned}
 F_t &= F_e + f \times L \times \left(\frac{Q_m}{3,6 \times V_{0H}} + P_{\text{mov}} \right) \times C \\
 F_t &= 5,8 \text{ Kgf} + 0,53 \times 1,2 \text{ m} \times \left(\frac{65 \text{ Tn/h}}{3,6 \times 2,8 \text{ m/s}} + 15 \text{ Kg} \right) \times 9 \\
 \mathbf{F_t} &= \mathbf{128,6 \text{ Kgf}}
 \end{aligned}$$

La potencia mecánica necesaria es:

$$\begin{aligned}
 P_4 &= \frac{Q_m \times H}{270} + \frac{C \times f_1 \times L \times Q_m}{270} + \frac{C \times f_2 \times L \times P_{\text{mov}} \times V_{0H}}{75} \\
 P_4 &= \frac{65 \text{ Tn/h} \times 0,9 \text{ m}}{270} + \frac{9 \times 0,5 \times 1,2 \text{ m} \times 65 \text{ Tn/h}}{270} + \frac{9 \times 0,03 \times 1,2 \text{ m} \times 15 \text{ Kg} \times 2,8 \text{ m/s}}{75} \\
 \mathbf{P_4} &= \mathbf{1,7 \text{ Hp}}
 \end{aligned}$$

Como el accionamiento es por medio de un motor hidráulico, la potencia que necesita este es:

$$\begin{aligned}
 Ph_4 &= \frac{P_4}{0,9} = \frac{1,7 \text{ Hp}}{0,9} \\
 \mathbf{Ph_4} &= \mathbf{1,9 \text{ Hp}}
 \end{aligned}$$

A diferencia de la primera cinta, la tensión necesaria entre los ramales es:

$$\begin{aligned}
 T_1 &= F_t \times K = 128,6 \text{ Kgf} \times 2,05 \\
 \mathbf{T_1} &= \mathbf{264 \text{ Kgf}}
 \end{aligned}$$

El ancho de banda necesaria para el caudal volumétrico citado en la primera cinta es:

$$\begin{aligned}
 B &= \sqrt{\frac{2 \times Q_v}{\tan\left(\frac{20^\circ \times \pi}{180}\right) \times L}} = \sqrt{\frac{2 \times 0,063 \text{ m}^3/\text{s}}{\tan\left(\frac{20^\circ \times \pi}{180}\right) \times 1,2 \text{ m}}} \\
 \mathbf{B} &= \mathbf{0,55 \text{ m}}
 \end{aligned}$$

En la Tabla 40, se selecciona el tipo de tejido. La carga moderada permite elegir el tipo L, correspondiente a un tejido de algodón de 28 oz.

Tabla 40
Tipos de tejido de la banda.

TIPO DE TEJIDO	Carga de trabajo máxima recomendada de la cinta en kilogramos por centímetros de ancho y por tela	
	Unión metálica	Unión vulcanizada
L = Algodón de 28 onzas	4,5	5
M = Algodón de 32 onzas	5,5	6
CN6 = Algodón-Nylon	5,5	6
P = Algodón de 35 onzas	6,5	7
CN7 = Algodón-Nylon	6,5	7
Ny 12,5 = Nylon-Nylon	12,5	12,5
Ny 20 = Nylon-Nylon	20	20

El número de telas necesarias para conformar la banda es:

$$n = \frac{T1}{B \times p}$$

En donde:

p = 4,5 kilogramos por centímetro por tela, es la carga de trabajo máxima recomendada para unión metálica.

T1 = 451 Kgf, se toma el de la primera cinta por ser mayor.

B = 0,55 m = 55 cm

$$n = \frac{451 \text{ Kgf}}{55 \text{ cm} \times 4,5 \frac{\text{Kg}}{\text{cm} \times \text{tela}}}$$

n = 1,82 telas

El fabricante sugiere como mínimo cuatro telas, véase en la Tabla 41.

Tabla 41
Cantidad mínima de telas de tejido tipo L en función del ancho de la cinta y el material transportado.

Ancho de la cinta mm	Material ligero (granos, madera)	
	Tejido L	Tejido M
	300	3
400	3	3
500	4	4
600	4	4
700	4	4

5.4.5. Selección de cintas transportadoras

Se adoptan, como indica la Figura 91, cintas de algodón de 28 oz compuesta por 4 telas, de 650 mm de ancho, y dotadas de nervios para lograr un óptimo transporte del forraje.

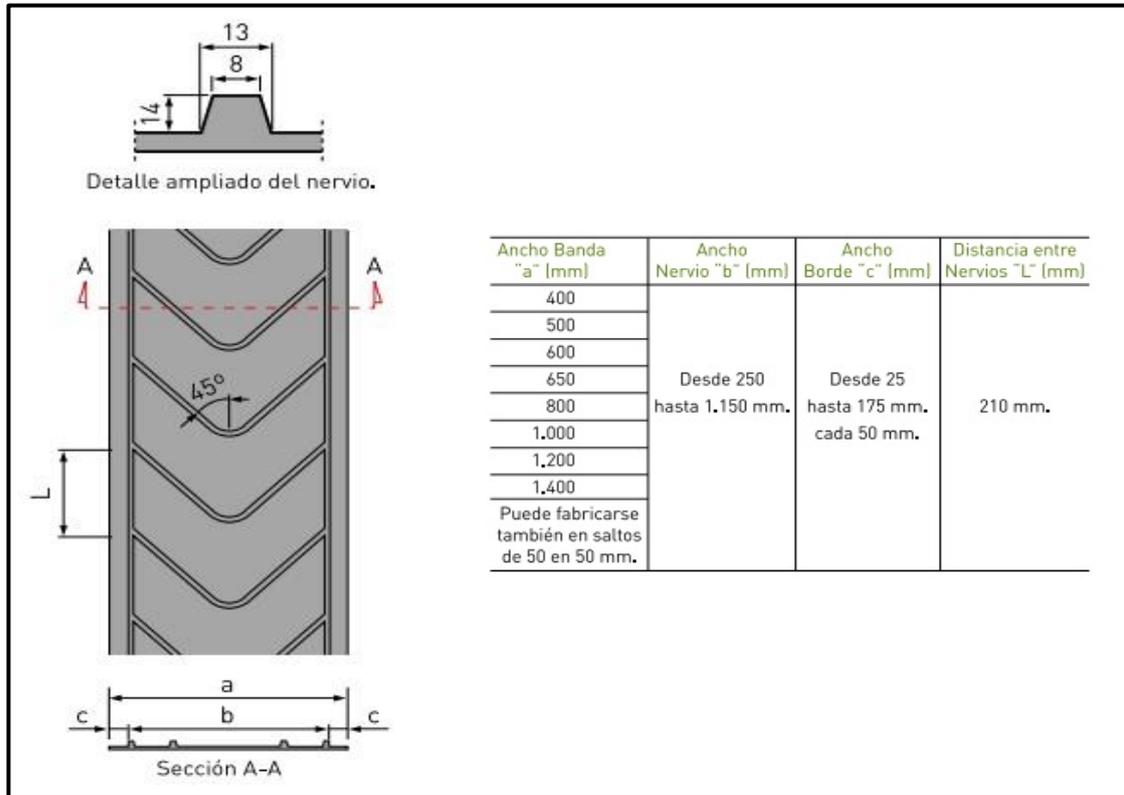


Figura 91 - Características de la banda nervada seleccionada.

Como se observa, la cota denotada como "c" representa la distancia desde el borde de la cinta al nervio longitudinal de la misma, esto permite colocar guarderas para evitar pérdidas de forraje y proteger las partes rotantes del atascamiento. Esta distancia "c" resulta inutilizable para el transporte, por tal motivo se seleccionó un ancho de cinta superior al obtenido por el cálculo. La selección finaliza definiendo que $c = 25 \text{ mm}$ y $b = 600 \text{ mm}$, siendo la distancia entre los interiores de los nervios longitudinales:

$$d = b - (13 \text{ mm} \times 2) = 600 \text{ mm} - (13 \text{ mm} \times 2)$$

$$d = 574 \text{ mm}$$

En donde, los 13 mm representan el ancho del nervio.

Las guarderas están confeccionadas con compuestos de caucho de menor dureza que las bandas, para evitar el desgaste prematuro de la misma por el contacto permanente entre ambas. En la Figura 92, se observa el modelo seleccionado.

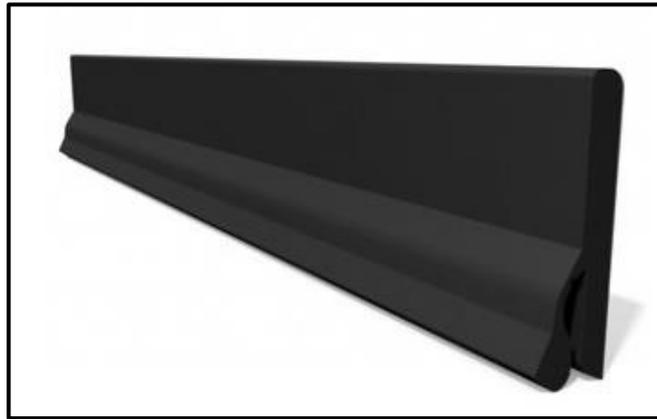


Figura 92 - Guardera lateral de caucho.

El diámetro mínimo del tambor está determinado por la siguiente ecuación:

$$D_{\min} = \frac{360 \times T1}{P \times \pi \times \varphi \times B}$$

En donde, para la segunda cinta:

$$T1 = 264 \text{ Kgf}$$

P es la capacidad de transmisión tambor/banda que toma valores entre 1600 Kg/cm² y 2000 Kg/cm² (se toma el valor más bajo por ser el más desfavorable).

φ se refiere al ángulo de arrollamiento de 180 °.

$$B = 0,65 \text{ m}$$

Reemplazando:

$$D_{\min} = \frac{360 \times 264 \text{ Kgf}}{1600 \text{ Kg/cm}^2 \times \pi \times 180^\circ \times 0,65 \text{ m}}$$

$$D_{\min} = \mathbf{0,16 \text{ m}}$$

Para la primera cinta, cambia únicamente la tensión:

$$T1 = 451 \text{ Kgf}$$

Entonces:

$$D_{\min} = \frac{360 \times 451 \text{ Kgf}}{1600 \text{ Kg/cm}^2 \times \pi \times 180^\circ \times 0,65 \text{ m}}$$

$$D_{\min} = \mathbf{0,28 \text{ m}}$$

Por ende, el diámetro adoptado es $D_t = 0,28 \text{ m}$. Sabiendo que la velocidad tangencial de la segunda cinta es $V_0 = 2,8 \text{ m/s}$, la velocidad angular a la que debe girar el tambor es:

$$n_4 = \frac{V_0}{D_t/2} = \frac{2,8 \text{ m/s}}{\frac{0,28 \text{ m}}{2}}$$

$$n_4 = \mathbf{20 \text{ 1/s} = 190 \text{ rpm}}$$

La correspondiente a la primera es:

$$n_3 = \frac{V_{0H}}{Dt/2} = \frac{2,2 \text{ m/s}}{\frac{0,28 \text{ m}}{2}}$$

$$n_3 = 15,7 \text{ 1/s} = 150 \text{ rpm}$$

Los tambores son fabricados en planchas de acero y en una sola pieza con tapas laterales lisas y recubierto por una goma que garantiza una transmisión óptima de la fuerza y una larga vida útil. El eje de los mismos es de SAE 1045 y se sujetan por medio de un manguito de fijación autocentrante.

La tensión de las bandas se regula desplazando el tambor conducido con un sistema de tipo husillo, como se observa en la Figura 93.

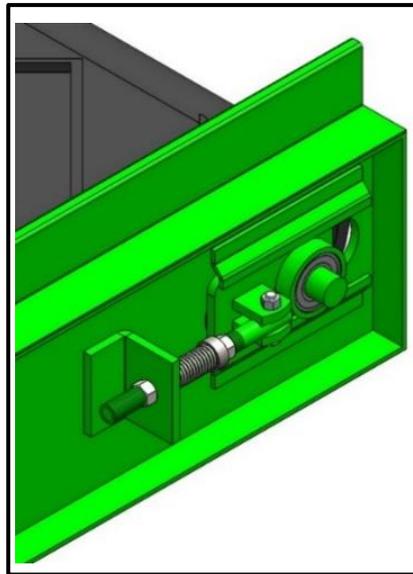


Figura 93 - Tensor de cinta tipo husillo.

La colocación de la banda sobre los rodillos se realiza mediante una unión metálica como se observa en la Figura 94.



Figura 94 - Unión metálica para extremos de bandas.

5.4.6. Selección de cadena de transmisión

El motor hidráulico se conecta directamente al tambor motor de la primera cinta, y desde allí se transmite el movimiento hacia la segunda mediante cadena.

Los datos de entrada para la selección se ven en la Tabla 42.

Tabla 42
Datos de entrada.

	1° cinta	2° cinta
Velocidad angular	$n_3 = 150 \text{ rpm}$	$n_4 = 190 \text{ rpm}$
Potencia	$P_3 = 2,4 \text{ Hp} \cong 2,4 \text{ CV}$	$P_4 = 1,7 \text{ Hp} \cong 1,7 \text{ CV}$
N° dientes rueda dentada	-	$N_4 = 23 \text{ Dientes}$
Distancia entre centros de tambores	$d = 316 \text{ mm}$	

La relación de transmisión es:

$$I = \frac{n_4}{n_3} = \frac{190 \text{ rpm}}{150 \text{ rpm}}$$

$$I = 1,266$$

El número de dientes de la rueda dentada perteneciente a la primera cinta es:

$$N_3 = I \times N_4 = 1,266 \times 23 \text{ Dientes}$$

$$N_3 = 29 \text{ dientes}$$

Se selecciona una cadena ASA 60, de paso $p = 19,05 \text{ mm} = 1,905 \text{ cm}$, en donde la rueda dentada normalizada para 23 dientes posee un diámetro primitivo $D_{p4} = 139,9 \text{ mm}$. El diámetro correspondiente a 29 dientes es $D_{p3} = 176,19 \text{ mm}$.

Del mismo modo que se hace en el apartado 5.3.5., se toman referencias de Faires (1995) para los cálculos expresados a continuación.

La potencia de proyecto es:

$$P_{pr} = N_{sf} \times (P_3 + P_4)$$

Siendo $N_{sf} = 1,2$.

$$P_{pr} = 1,2 \times (2,4 \text{ CV} + 1,7 \text{ CV})$$

$$P_{pr} = 5 \text{ CV}$$

Las ecuaciones utilizadas para calcular la potencia nominal son:

$$1 - \text{CV} = 0,004056 \times N_4^{1,08} \times n_4^{0,9} \times \left(\frac{p}{2,54}\right)^{3-0,275 \times p}$$

$$2 - \text{CV} = 0,481 \times K_r \times \left(\frac{100 \times N_4}{n_4}\right)^{1,5} \times p^{0,8}$$

La potencia nominal resultante de la primera ecuación es:

$$CV = 0,004056 \times (23 \text{ dientes})^{1,08} \times (190 \text{ rpm})^{0,9} \times \left(\frac{1,905 \text{ cm}}{2,54}\right)^{3-0,275 \times 1,905 \text{ cm}}$$

$$CV = 6,6 \text{ CV}$$

La potencia nominal resultante de la segunda ecuación, teniendo en cuenta que $K_r = 17$ para la cadena ASA 60, es:

$$CV = 0,481 \times 17 \times \left(\frac{100 \times 23 \text{ dientes}}{190 \text{ rpm}}\right)^{1,5} \times 1,905 \text{ cm}^{0,8}$$

$$CV = 576,6 \text{ CV}$$

Por la baja velocidad, la cadena está solicitada a fatiga, siendo la velocidad media:

$$V_m = \frac{p \times N_4 \times n_4}{100} = \frac{1,905 \text{ cm} \times 23 \text{ dientes} \times 190 \text{ rpm}}{100}$$

$$V_m = 83,2 \text{ mpm}$$

La longitud de la cadena, medida en pasos, es:

$$L = 2 \times C + \frac{N_1 + N_2}{2} + \frac{(N_2 - N_1)^2}{40 C}$$

En donde, C es la distancia entre centros medida en pasos:

$$C = \frac{d}{p} = \frac{316 \text{ mm}}{19,05 \text{ mm}}$$

$$C = 17 \text{ pasos}$$

Entonces:

$$L = 2 \times 17 \text{ pasos} + \frac{23 \text{ dientes} + 29 \text{ dientes}}{2} + \frac{(29 \text{ dientes} - 23 \text{ dientes})^2}{40 \times 17 \text{ pasos}}$$

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

Expresado en unidad de longitud es:

$$L = 60 \text{ pasos} \times 19,05 \text{ mm}$$

$$L = 1143 \text{ mm}$$

En la Tabla 43, se observan las características de las ruedas dentadas seleccionadas, siendo ambas de acero.

Tabla 43
Ruedas dentadas de la transmisión de la 2° cinta de descarga.

Paso - Pitch 3/4" ASA 60 19,05 mm BS 12			ØRodillo - Roller 11,913 mm ØRodillo - Roller 12,07 mm					
Z	Diámetro Primitivo(d)	Diámetro Exterior(A)	Diámetro Cubo(B) Hub Diameter(B)			Largo Total(C) Total Length(C)		
	Pitch Circle Diameter(d)	Top Diameter(A)	S	D	T	S	D	T
9	55.70	63.77	37	37	37	35	56	70
10	61.65	70.06	42	42	42	35	56	70
11	67.62	76.31	46	47	47	35	56	70
12	73.60	82.53	52	53	53	35	56	70
13	79.60	88.72	58	59	59	35	56	70
14	85.61	94.89	64	65	65	35	56	70
15	91.63	101.05	70	71	71	35	56	70
16	97.65	107.20	75	77	77	35	56	70
17	103.67	113.34	80	83	83	35	56	70
18	109.70	119.47	80	89	89	35	56	70
19	115.74	125.59	80	95	95	35	56	70
20	121.78	131.71	80	100	100	35	56	70
21	127.82	137.82	90	100	100	40	56	70
22	133.86	143.93	90	100	100	40	56	70
23	139.90	150.03	90	110	110	40	56	70
24	145.95	156.13	90	110	110	40	56	70
25	151.99	162.23	95	120	120	40	56	70
26	158.04	168.32	95	120	120	40	56	70
27	164.09	174.41	95	120	120	40	56	70
28	170.14	180.50	95	120	120	40	56	70
29	176.19	186.59	95	120	120	40	56	70
30	182.25	192.68	95	120	120	40	56	70

Z: número de dientes, S: simple, D: doble, T: triple.

5.5. Sistema de lubricación centralizado

El método manual de lubricación implica un riesgo de engrase inapropiado, lo cual da como resultado el desgaste prematuro de la cadena y deteriora su funcionamiento. Los costes asociados a una cadena defectuosa debido a lubricación insuficiente son inoportunos y, por lo general, considerables.

Con el fin de que la lubricación de las cadenas no corra por cuenta del operario y así disminuir las posibilidades de fallo, se propone un sistema centralizado que brinda una lubricación óptima, de manera fiable y periódica mientras la máquina agrícola se halla en marcha.

Entre las ventajas del sistema se encuentran:

- Sistema económico autorrentable.
- Manejo de recursos eficiente.
- Ausencia de contaminación del medio ambiente.
- Fidelidad exacta a los intervalos de lubricación.
- Medición precisa de lubricante.
- Prolongación de la vida útil de la cadena.
- Mayor seguridad de funcionamiento.
- Mayor resistencia al desgaste.
- Reducción de riesgos de fallo.

El lubricante, en su dosis justa, es vertido directamente en la cadena a través de tuberías que cuentan con cepillos en sus extremos. Estos aseguran que el mismo se aplique equitativamente a lo largo de todo el ancho del rodillo, lo cual proporciona un excelente suministro. La Figura 95, muestra al cepillo ubicado sobre la cadena.



Figura 95 – Cepillo lubricador de cadena.

La centralización, especificada en la Figura 96, incluye una bomba eléctrica automática, combinada con un depósito y un sistema de control, divisores progresivos, manguera principal y secundarias, y temporizador con configuraciones personalizadas. El sistema notifica al operador sobre una avería del sistema mediante el uso de una luz especial en la cabina. El flujo de lubricante creado por la bomba es dividido en el distribuidor progresivo, suministrándose de manera uniforme a cada cadena según sea necesario.

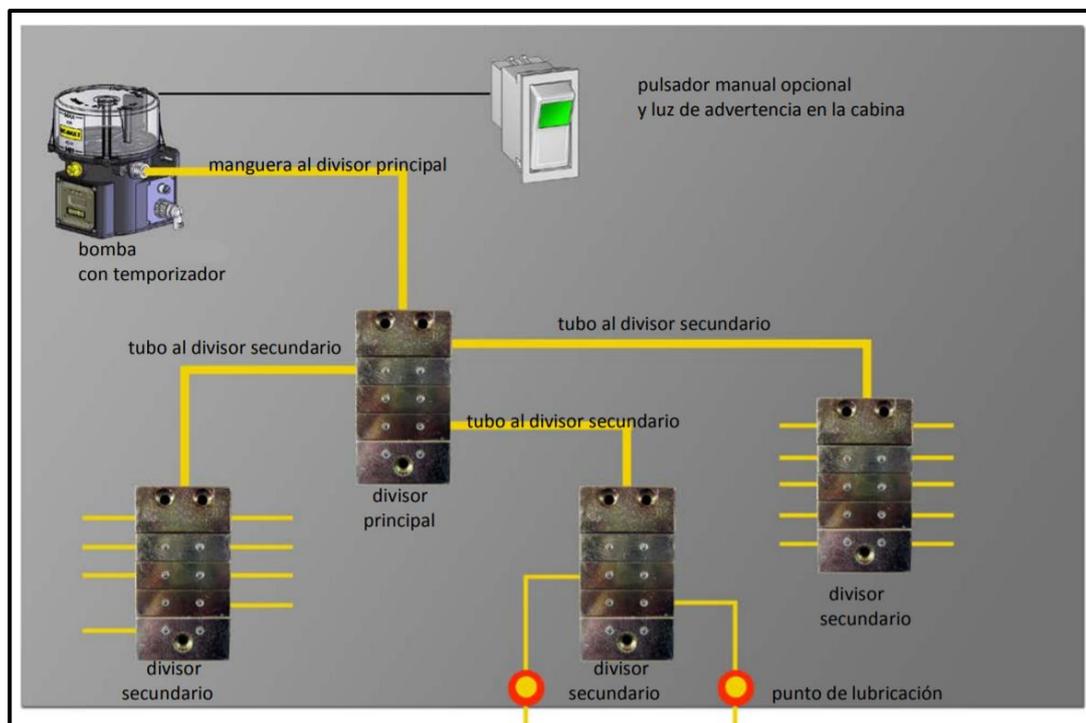


Figura 96 - Sistema de lubricación centralizada.

5.6. Tiempo teórico de descarga

La velocidad de descarga está condicionada por el segundo subsistema, ya que el mismo hace de regulador del caudal de forraje. En la Tabla 44, se repasan los datos obtenidos en este apartado que son necesarios para la obtención del tiempo de descarga.

Tabla 44
Datos de entrada.

Volumen del depósito	7 m ³
Dimensiones de depósito	Largo = 2,4 m Ancho = 1,6 m Alto = 1,9 m (aprox.)
Caudal de forraje arrojado por un rolo	Q _{2min} = 9 Kg/s
Caudal de forraje arrojado por los dos rolos	Q _{2máx} = 18 Kg/s

En la Figura 97, se muestran las dimensiones del depósito representadas de manera esquemática, junto con la ubicación de los rolos.

El volumen que desplazan los dos rolos es:

$$V_{2r} = 2,4 \text{ m} \times 1,6 \text{ m} \times (1,9 \text{ m} - 0,87 \text{ m})$$

$$V_{2r} = 4 \text{ m}^3$$

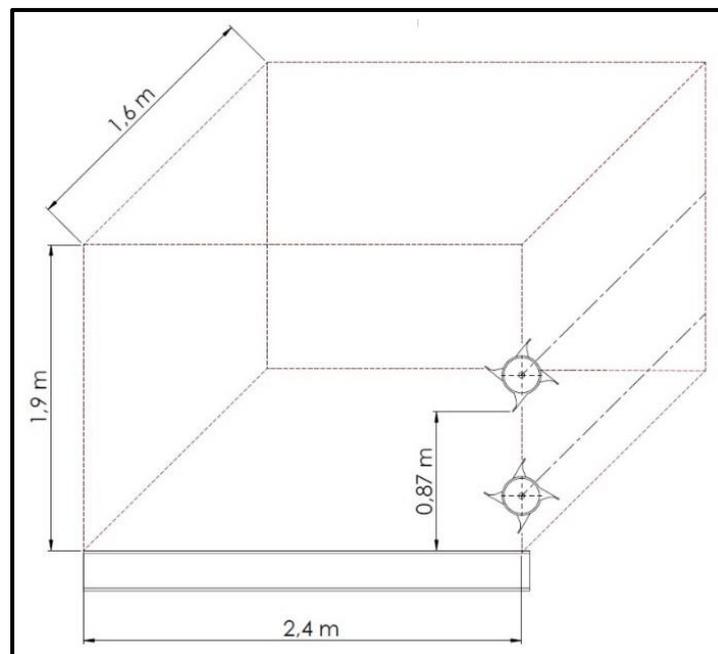


Figura 97 - Esquema del depósito y ubicación de los rolos.

Traducido a masa de forraje de maíz:

$$m_{2r} = V_{2r} \times \delta m = 4 \text{ m}^3 \times 287 \text{ Kg/m}^3$$

$$m_{2r} = 1148 \text{ Kg}$$

La masa restante es desplazada por un solo rolo, por ende:

$$m_{1r} = 2000 \text{ Kg} - 1148 \text{ Kg}$$

$$m_{1r} = \mathbf{852 \text{ Kg}}$$

El tiempo en que se descarga m_{2r} es:

$$T_{2r} = \frac{m_{2r}}{Q_{2\text{máx}}} = \frac{1148 \text{ kg}}{18 \text{ Kg/s}}$$

$$T_{2r} = \mathbf{64 \text{ s}}$$

m_{1r} lo hace en:

$$T_{1r} = \frac{m_{1r}}{Q_{2\text{min}}} = \frac{852 \text{ kg}}{9 \text{ Kg/s}}$$

$$T_{1r} = \mathbf{95 \text{ s}}$$

El tiempo teórico de descarga es:

$$T_D = T_{2r} + T_{1r} = 64 \text{ s} + 95 \text{ s}$$

$$T_D = \mathbf{159 \text{ s} = 2,65 \text{ min}}$$

El tiempo real de descarga depende de factores que son de carácter aleatorio.

Capítulo 6

Análisis estructural

6.1. Introducción

La estructura de una máquina agrícola debe ser robusta para absorber cargas dinámicas propias del trabajo en establecimientos rurales y de los terrenos que se transitan. En las Figuras 98, 99 y 100 se señalan las partes más relevantes.

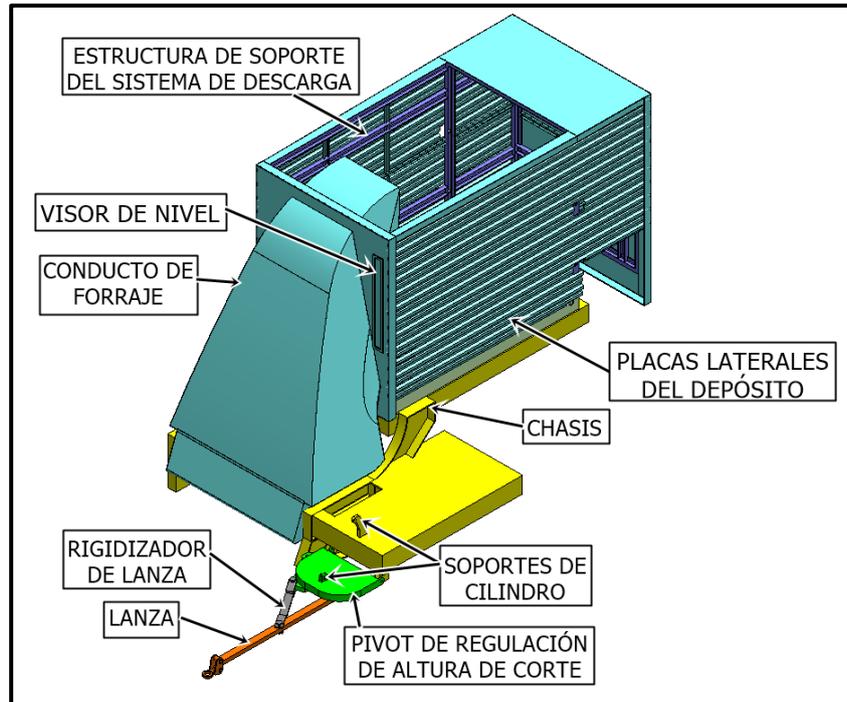


Figura 98 - Vista en perspectiva frontal/lateral derecha de las estructuras.

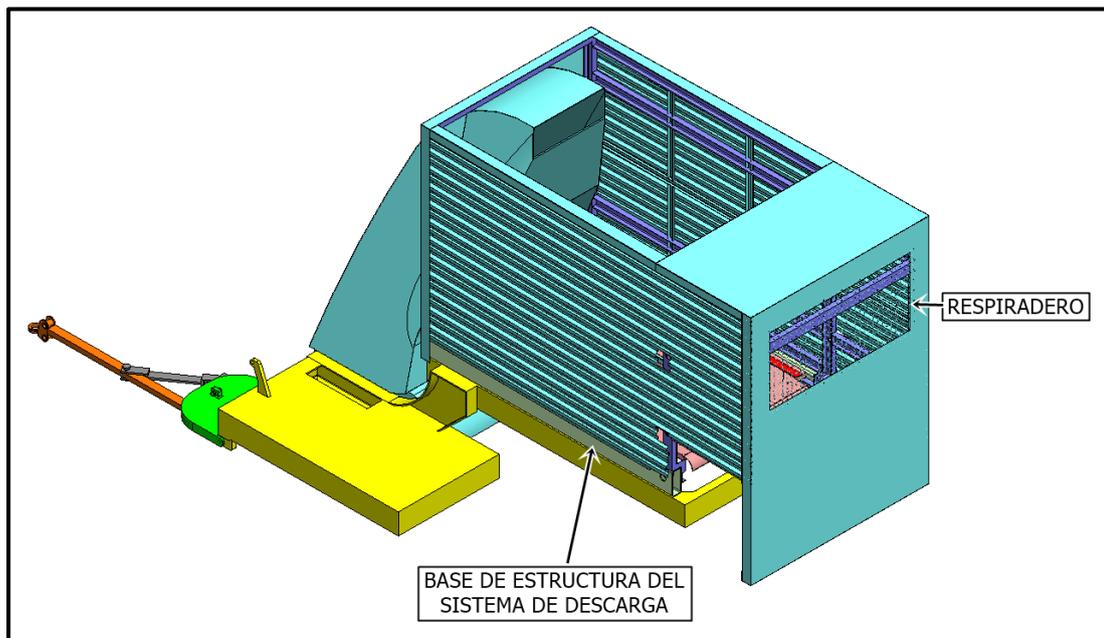


Figura 99 - Vista en perspectiva posterior/lateral derecha de las estructuras.

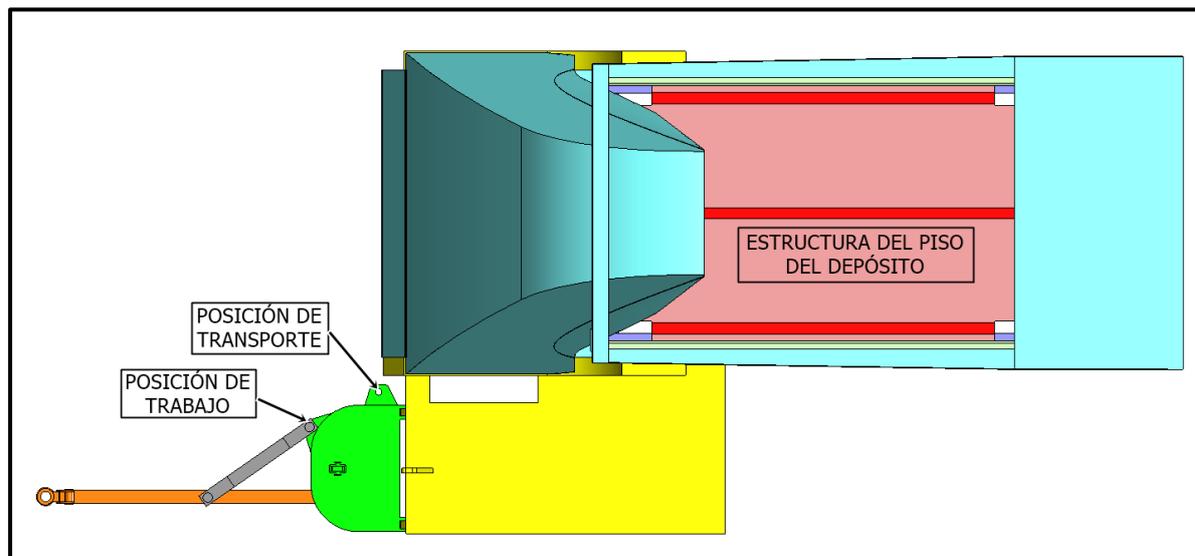


Figura 100 - Vista superior de las estructuras.

De las figuras anteriores, se fundamenta:

- Estructura de soporte del sistema de descarga: uno de los cambios que se ha realizado en la picadora integral de forrajes del proyecto, con respecto a las picadoras que se comercializaron, es el montaje de las partes que componen el sistema de descarga. El mismo hace que la máquina, que no posee ningún sistema de suspensión, sea más robusta permitiéndole resistir mayores exigencias con respecto a posibles irregularidades del terreno.
- Chasis: se encarga de soportar la totalidad de las partes que componen la picadora, siendo el nexo con los neumáticos.
- Base de estructura del sistema de descarga: dos perfiles rectangulares huecos permiten que la estructura de soporte del sistema de descarga asiente sobre el chasis.
- Estructura del piso del depósito: forma la base del depósito y hace de rigidizador de la chapa del piso del depósito.
- Placas laterales del depósito: son las encargadas de contener al forraje.
- Conducto de forraje: en él, se forma una corriente de aire que ayuda al forraje a elevarse y depositarse. El forraje genera fricción en la chapa del conducto, por esta razón se utiliza acero Hardox. Dicho acero, posee una resistencia a la abrasión muy superior a una chapa F24 o F36, mayor dureza y resistencia al impacto. Además, tiene una soldabilidad y capacidad de plegado óptimas.
- Visor de nivel: permite conocer la cantidad de forraje presente en el depósito.

- Respiradero: logra que se forme la corriente de aire en el conducto.
- Pivot de regulación de altura de corte: un extremo del cilindro se ubica en esta estructura móvil, y el otro, en el chasis; de modo que, al accionarse, permita el movimiento relativo entre ambas estructuras logrando la disminución o aumento de la altura de corte.
- Lanza: por medio del rigidizador se obtienen dos posiciones fijas, la de trabajo y la de transporte.

En este capítulo, se dimensionan las siguientes estructuras:

- Chapas del piso del depósito.
- Estructura del piso del depósito.
- Estructura de soporte del sistema de descarga.
- Chapas laterales del depósito.
- Chasis.

6.2. Chapa del piso del depósito

Se realiza el análisis de acuerdo a la teoría de placas planas y se verifican los resultados en el software de cálculo SolidWorks Simulation.

La carga estática máxima que existe sobre el piso es la debida al peso del forraje F_{mf} (extraído del apartado 5.2.3. Potencia), para representar las cargas dinámicas se suma el 30%.

$$F_{mfd} = 1,3 \times F_{mf} = 1,3 \times 2000 \text{ kgf}$$

$$F_{mfd} = 2600 \text{ Kgf} = 25506 \text{ N}$$

La presión sobre el piso, si su superficie es $3,9 \text{ m}^2$, es:

$$p = \frac{F_{mfd}}{A_p} = \frac{2600 \text{ Kgf}}{3,9 \text{ m}^2}$$

$$p = 660 \text{ Kg/m}^2 = 6475 \text{ Pa}$$

Se considera una chapa de acero F24, cuya tensión de fluencia es:

$$\sigma = 2549 \text{ Kg/cm}^2 = 250 \text{ MPa}$$

Se colocan rigidizadores dispuestos de tal manera que las dimensiones de las placas más grandes se reducen a $650 \text{ mm} \times 473 \text{ mm}$. Estas van soldadas en todos sus lados por lo que se considera que los cuatro bordes están empotrados. En la Figura 101 se muestra la estructura encargada de rigidizar las placas.

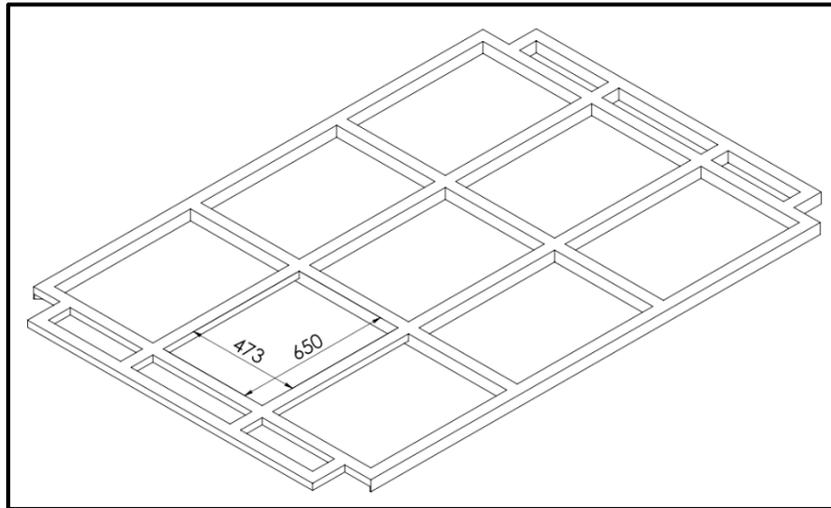


Figura 101 - Dimensiones de las placas del piso del depósito. Unidad utilizada: milímetros.

Según la curva de Westergaard para bordes empotrados (Figura 102), el momento máximo se obtiene en uno de sus bordes. Se ingresa en el eje de las abscisas con la relación:

$$\alpha = \frac{b}{a} = \frac{\text{Lado menor (Short side)}}{\text{lado mayor (Long side)}}$$

$$\alpha = \frac{473 \text{ mm}}{650 \text{ mm}}$$

$$\alpha = \mathbf{0,7}$$

La vertical corta a la curva M_{be} , correspondiente al momento máximo, obteniendo el valor del coeficiente de momento, β ("Moment coefficients").

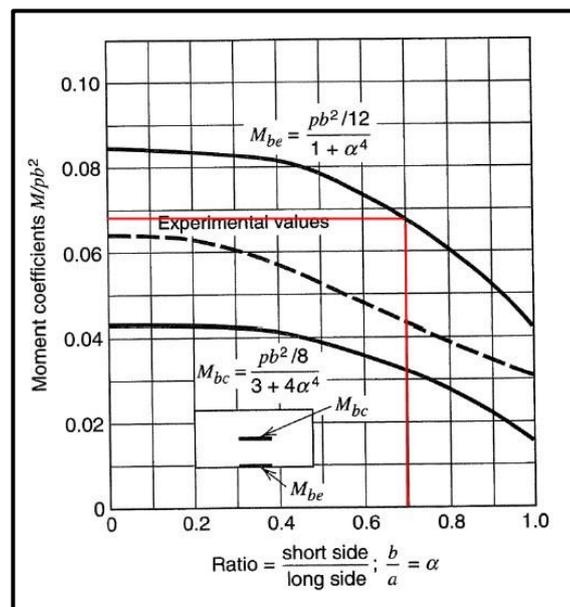


Figura 102 - Curva de Westergaard para bordes empotrados (Boresi, 1993, pág. 538).

El coeficiente obtenido es:

$$\beta = 0,067$$

A su vez:

$$\beta = \frac{M}{P \times b^2}$$

Siendo M el momento por unidad de anchura, P la presión que actúa sobre la placa y b es el lado menor de la misma. Despejando M:

$$M = \beta \times P \times b^2 = 0,067 \times 6475 \text{ Pa} \times (0,473 \text{ m})^2$$

$$M = 101,1 \text{ N}$$

Para conocer el espesor de la placa se toma un coeficiente de seguridad $N = 3$, por lo tanto, la tensión de fluencia para el cálculo es:

$$\sigma_w = \frac{250 \text{ MPa}}{3}$$

$$\sigma_w = 83,3 \text{ MPa} = 850 \text{ Kg/cm}^2$$

El espesor de la placa debe ser:

$$h = \sqrt{\frac{6 \times M}{\sigma_w}} = \sqrt{\frac{6 \times 101,1 \text{ N}}{83,3 \text{ MPa}}}$$

$$h = 2,7 \text{ mm}$$

Se selecciona una chapa N°12 cuyo espesor $h = 2,5 \text{ mm}$.
Se verifica la deformación máxima (w_{\max}) obtenida:

$$w_{\max} = C \times (1 - \nu^2) \times \left(\frac{P \times b^4}{E \times h^3} \right)$$

En donde:

$$C = \frac{0,032}{1 + \alpha^4} = \frac{0,032}{1 + 0,7^4}$$

$$C = 0,0258$$

$$\nu \text{ (coeficiente de poisson)} = 0,3$$

$$E \text{ (módulo de elasticidad)} = 2,06 \times 10^{11} \text{ Pa}$$

La deformación obtenida es:

$$w_{\max} = 0,0258 \times (1 - 0,3^2) \times \left(\frac{6475 \text{ Pa} \times (0,473 \text{ m})^4}{2,06 \times 10^{11} \text{ Pa} \times (0,0025 \text{ m})^3} \right)$$

$$w_{\max} = 0,00187 \text{ m} = 1,87 \text{ mm}$$

Por las dimensiones de la placa, la deformación es elevada por lo que se selecciona una chapa de 1/8" (h = 3,175 mm).

La deformación, ahora es:

$$w_{\max} = 0,0258 \times (1 - 0,3^2) \times \left(\frac{6475 \text{ Pa} \times (0,473 \text{ m})^4}{2,06 \times 10^{11} \text{ Pa} \times (0,003175 \text{ m})^3} \right)$$

$$w_{\max} = 0,00115 \text{ m} = 1,15 \text{ mm}$$

El coeficiente de seguridad es:

$$N = \frac{h^2 \times \sigma}{6 \times M} = \frac{(3,175 \text{ mm})^2 \times 250 \text{ MPa}}{(6 \times 101,1 \text{ N})}$$

$$N = 4,15$$

La tensión de trabajo es:

$$\sigma_w = \frac{250 \text{ MPa}}{4,15} = 60,24 \text{ MPa} = 614,3 \text{ Kg/cm}^2$$

A continuación, se verifica el cálculo a través de la simulación.

En las Figuras 103 y 104, se observan las tensiones y deformaciones.

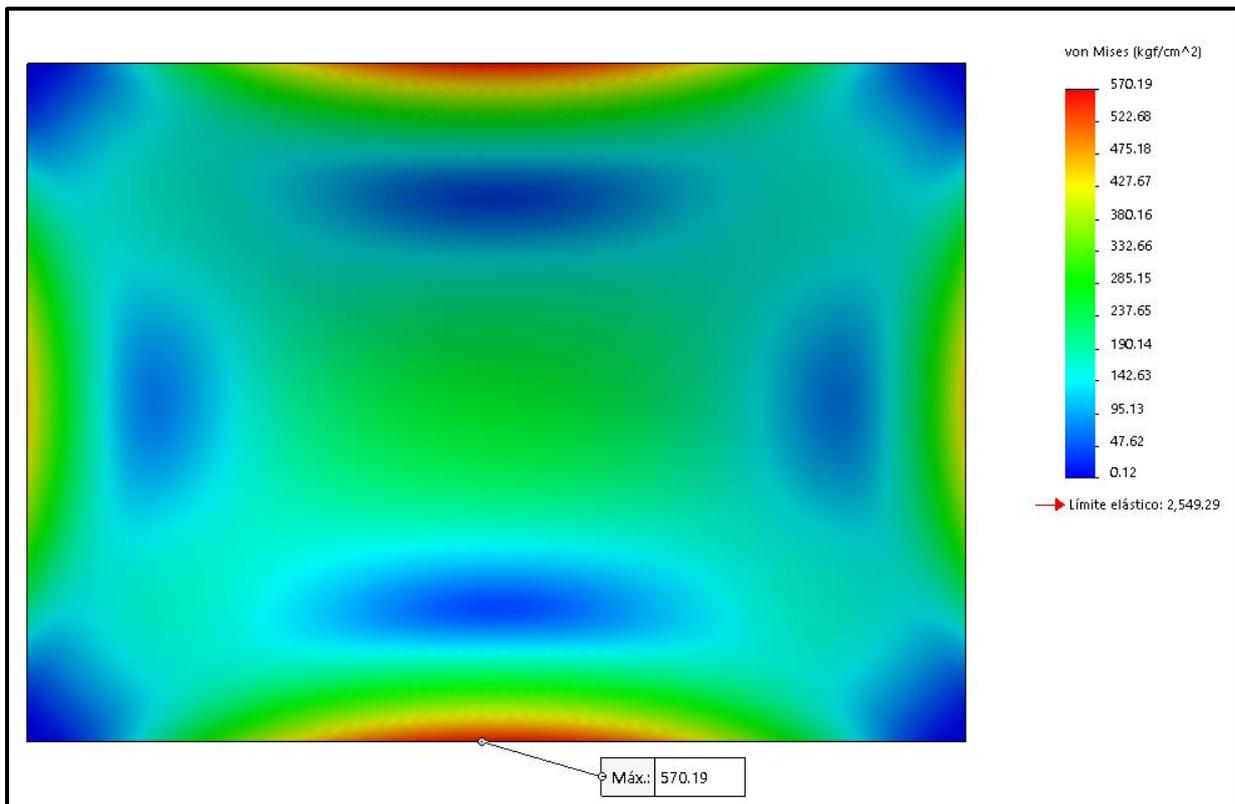


Figura 103 - Tensiones obtenidas en SolidWorks Simulation.

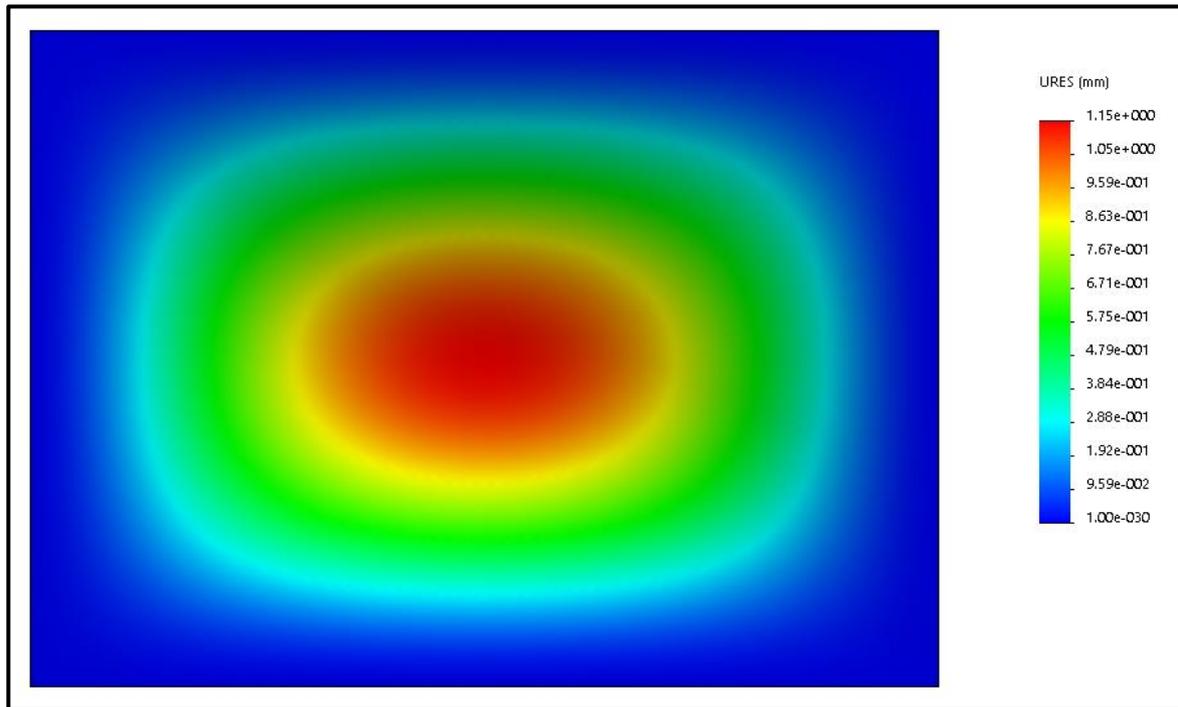


Figura 104 - Deformaciones obtenidas SolidWorks Simulation.

Como indica Westergaard, la máxima tensión se encuentra en los bordes, siendo esta $\sigma = 570,19 \text{ Kg/cm}^2$. La deformación máxima se da en el centro de la placa y su valor es 1,15 mm.

6.3. Estructura del piso del depósito

La estructura consta de caño estructural cuadrado 50x50x4mm de espesor y de caño rectangular 50x30x4mm, este último situado en la parte delantera donde se encuentran los tensores del acarreador. En la Figura 105, se observa el esquema en perspectiva con sus cotas de forma.

La estructura debe soportar la carga F_{mfd} que se obtuvo en el apartado anterior y es la siguiente:

$$F_{mfd} = 2600 \text{ Kgf}$$

Sobre la chapa del piso se encuentran tres planchas de grilon, una central y dos laterales, cuyo objetivo es que las cadenas y los impulsores del acarreador, pertenecientes al primer subsistema de descarga, no friccionen sobre la chapa generando el desgaste de la misma. En la Figura 106, se muestra la ubicación de estas planchas.

En cada extremo, se cuenta con chapas roladas que tienen la función de impedir la pérdida de forraje por debajo de la máquina, Figura 107.

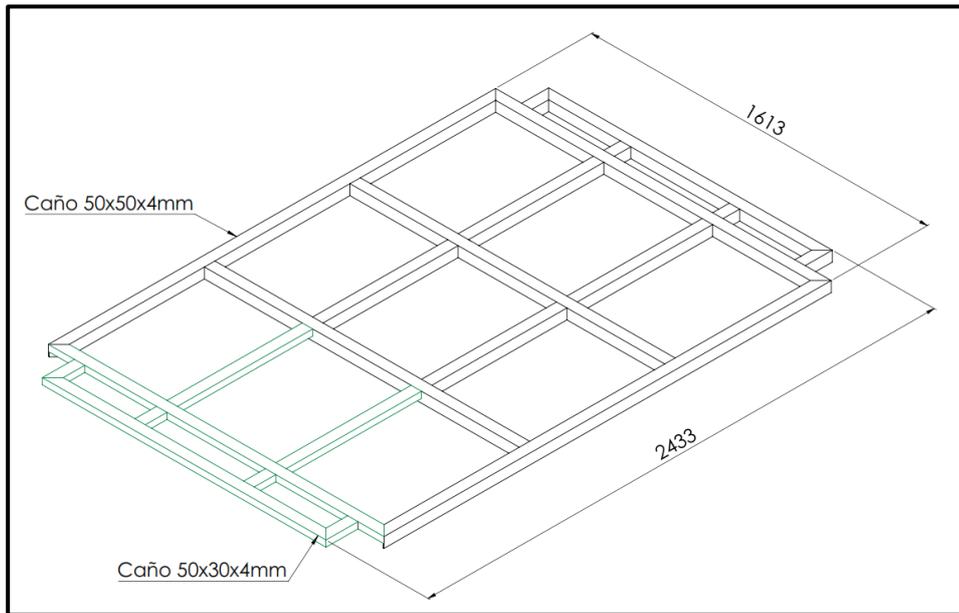


Figura 105 - Esquema y cotas de forma de estructura del piso del depósito. Unidad utilizada: milímetro.

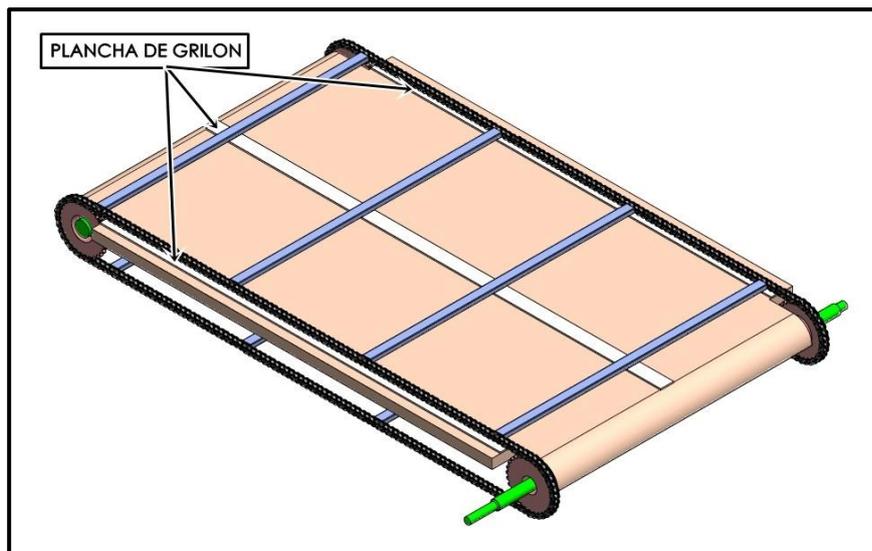


Figura 106 - Ubicación de las planchas de grilon sobre el piso del depósito.



Figura 107 - Chapas roladas en los extremos del piso del depósito.

Se comprueban las tensiones y deformaciones en el software de cálculo SolidWorks Simulation. Las condiciones iniciales son:

Carga: F_{mfd} distribuida en la totalidad de la estructura de manera uniforme. Se tiene en cuenta la acción de la gravedad.

Sujeciones: geometría fija en el apoyo de esta estructura sobre la estructura de soporte del sistema de descarga y en los laterales, simulando la soldadura.

En la Figura 108, se observa el modelo de simulación.

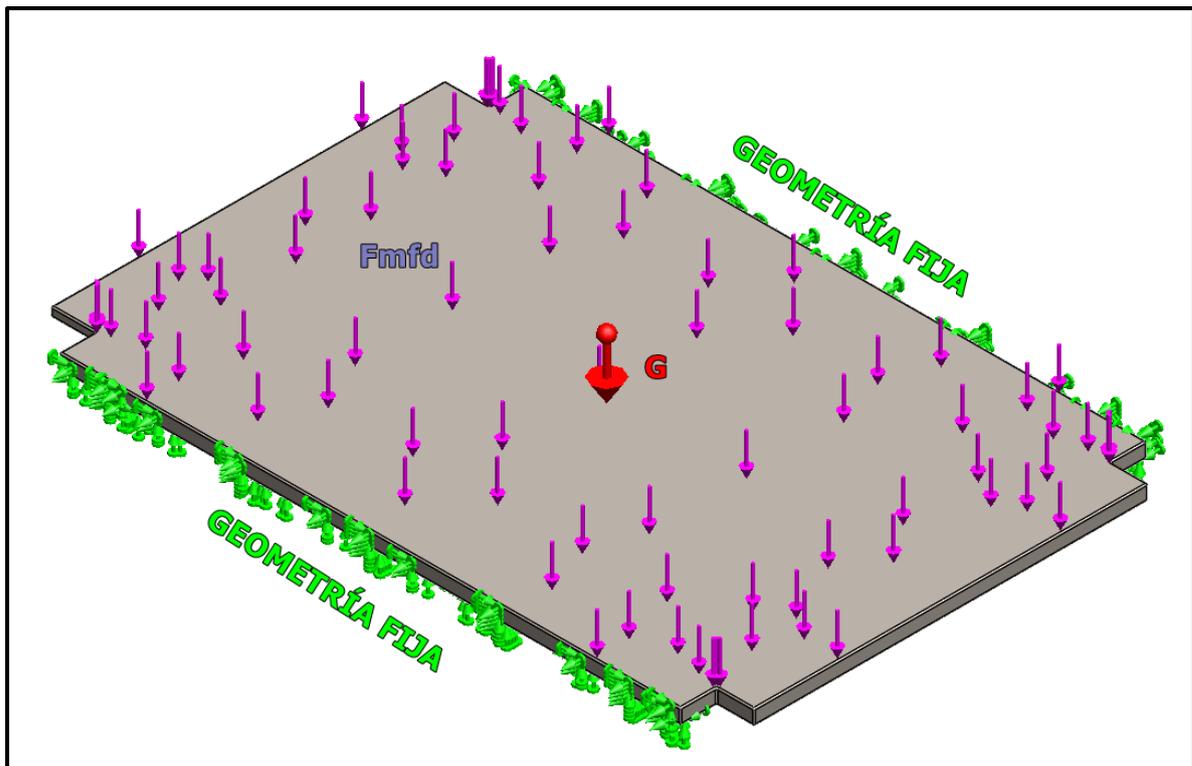


Figura 108 - Modelo de simulación de la estructura del piso del depósito.

Los resultados obtenidos son los siguientes:

- Tensiones: la máxima, mostrada en la Figura 109, es $1263,8 \text{ Kg/cm}^2$.

Para observar más detalladamente, la Figura 110 muestra un acercamiento a la zona de máxima tensión.

- Deformaciones: la máxima es $0,97 \text{ mm}$, observada en la Figura 111.
- Coeficiente de seguridad: en la Figura 112, se indica el coeficiente de seguridad mínimo, siendo este $2,02$.

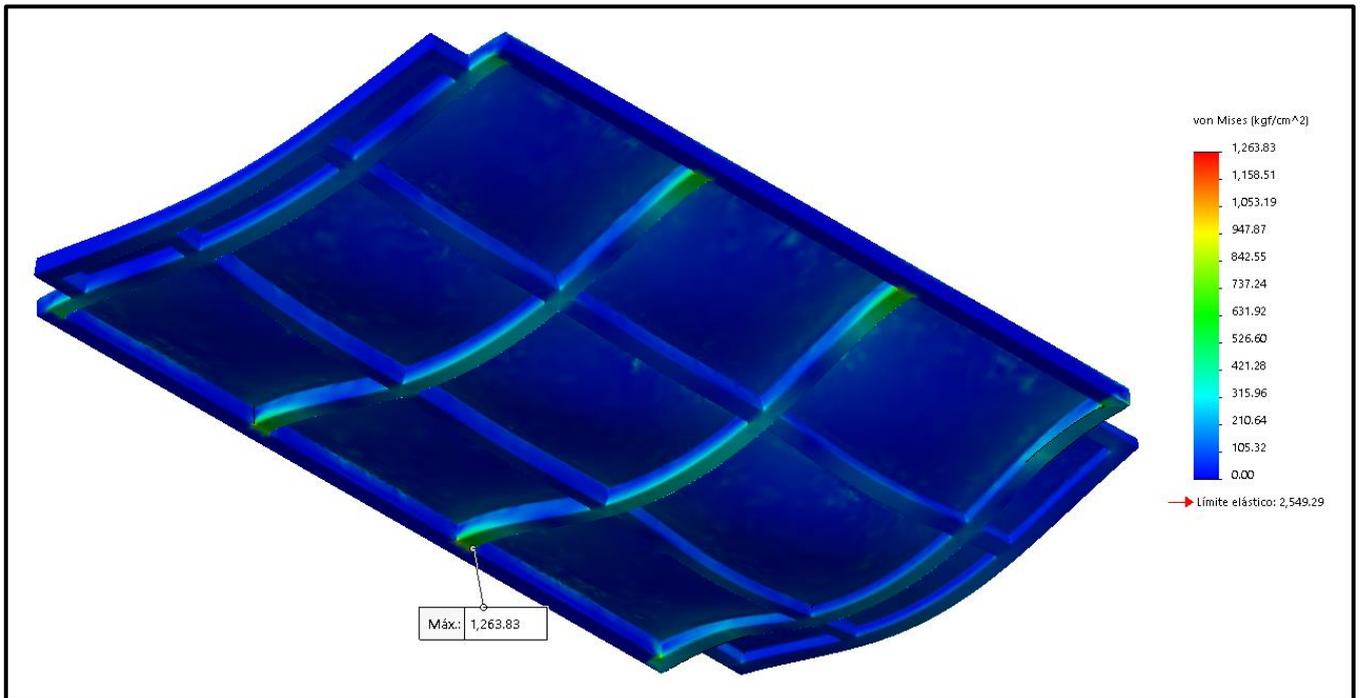


Figura 109 - Tensiones de la estructura del piso del depósito.

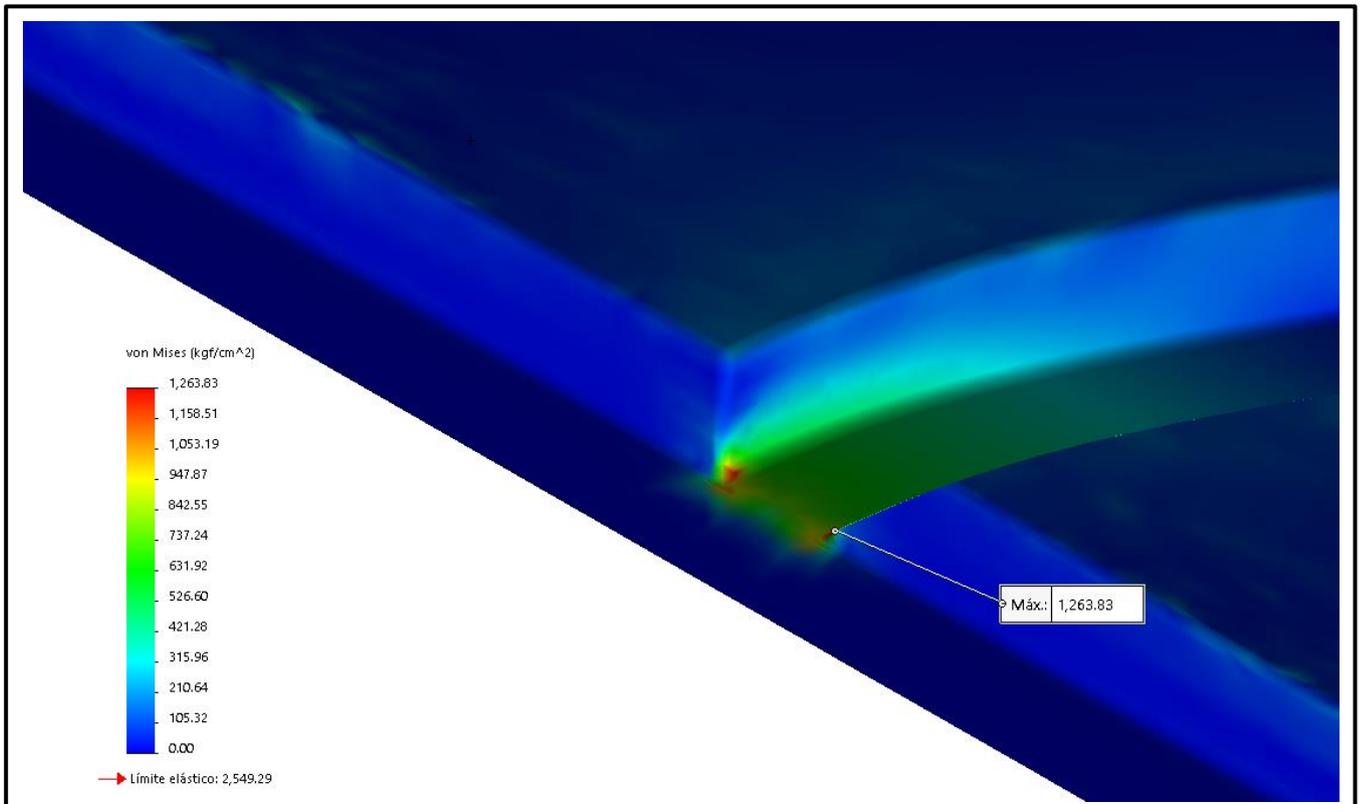


Figura 110 - Acercamiento a la zona de máxima tensión de la estructura del piso del depósito.

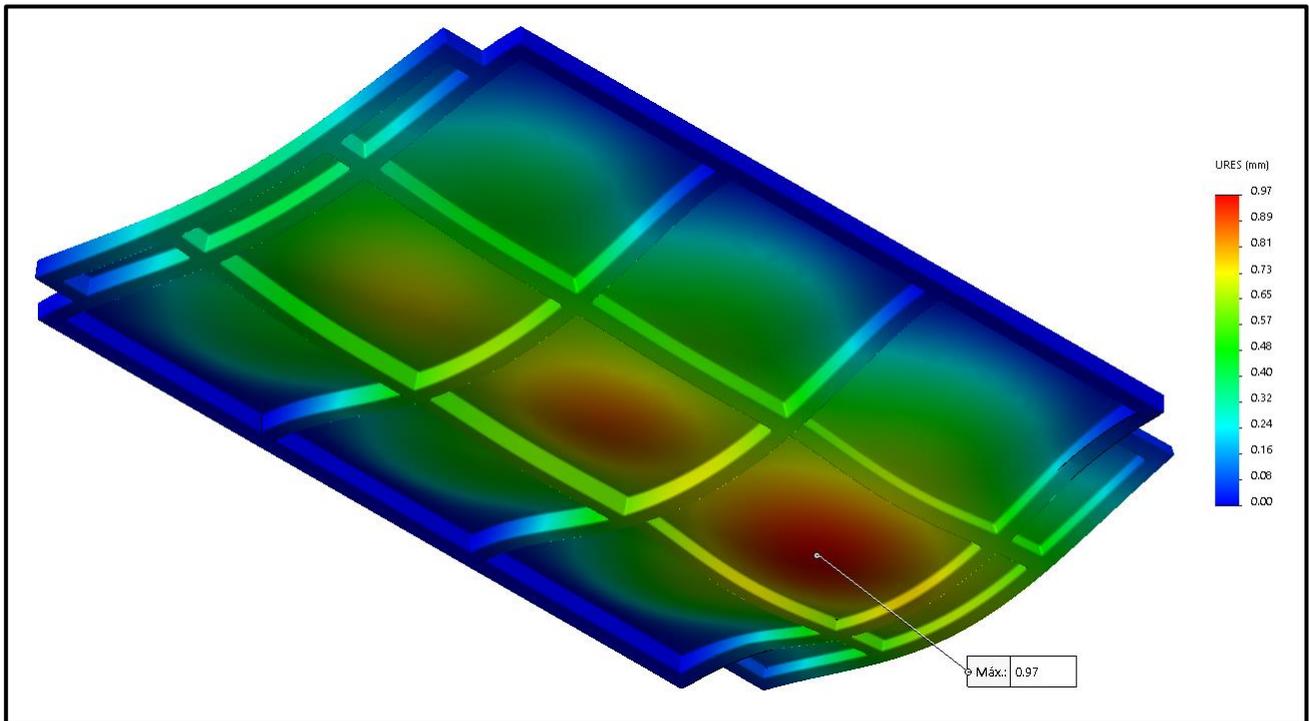


Figura 111 - Deformaciones de la estructura del piso del depósito.

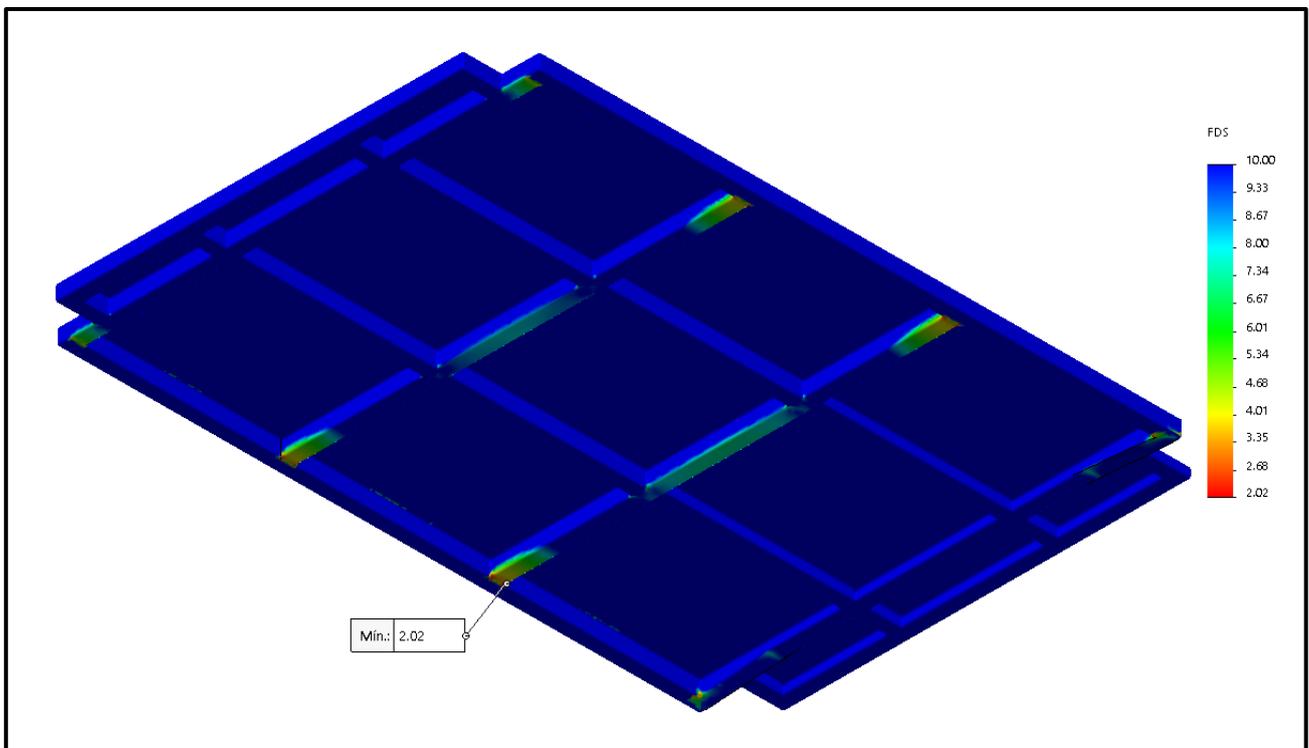


Figura 112 - Coeficiente de seguridad de la estructura del piso del depósito.

Los resultados son satisfactorios y se encuentran lejos del fallo.

6.4. Estructura de soporte del sistema de descarga

Por medio de elementos finitos, en SolidWorks Simulation, se realiza el cálculo que consta de cinco etapas:

- A. Cargas del modelo.
- B. Cálculo.
- C. Análisis de resultados.
- D. Análisis de refuerzos.
- E. Conclusiones.

A. Cargas del modelo

Las fuerzas que intervienen en el cálculo de esta estructura son:

1. Fuerza provocada por las cadenas transportadoras del acarreador.
2. Peso del eje conducido perteneciente al acarreador.
3. Peso de la estructura del piso del depósito y del forraje.
4. Fuerza de la masa desalojada en los rolos.
5. Peso de los rolos.
6. Fuerza generada por la cadena de transmisión perteneciente a los rolos.
7. Peso de las cintas transportadoras.

1. Fuerza provocada por las cadenas transportadoras del acarreador

En la Figura 113, se muestra la ubicación de la fuerza $F_{f1/2} = 540 \text{ Kg}$ (extraída del apartado 5.2.4. Dimensionamiento del eje conductor).

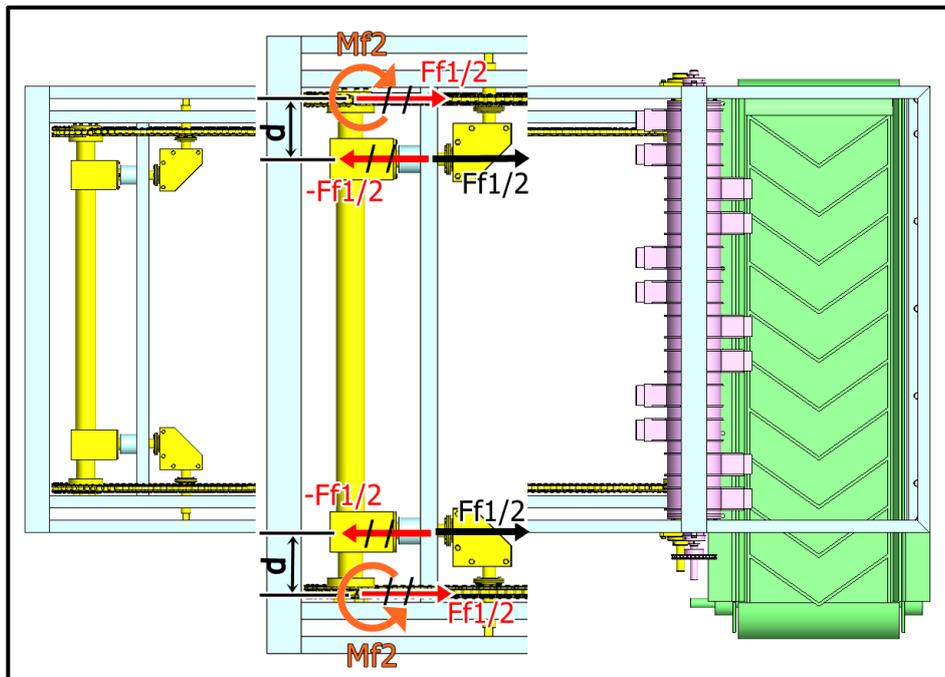


Figura 113 - Ubicación de la fuerza $F_{f1/2}$, vista superior.

Se aprecia que la fuerza $F_{f1/2}$ representada sobre la cadena transportadora, se traslada junto con su opuesta, $-F_{f1/2}$, al tensor, obteniéndose una fuerza $F_{f1/2}$ y un momento $F_{f1/2} \times d$.

El momento se denota como $M_{f2} = -11340 \text{ Kgcm}$ y se utiliza para el cálculo del eje conducido (obtenido en el apartado 5.2.6. Dimensionamiento del eje conducido).

Vale aclarar que el eje conductor no genera fuerzas sobre esta estructura, sino que lo hace sobre los perfiles rectangulares de la base de estructura del sistema de descarga.

2. Peso del eje conducido perteneciente al acarreador

El peso de este eje es $F_p = 60 \text{ Kgf}$ y se ubica, como indica la Figura 114, en el mismo sitio que $F_{f1/2}$, pero se direcciona verticalmente con sentido hacia abajo. En cada apoyo, actúa la mitad del peso, a saber:

$$F_{P1/2} = 30 \text{ Kgf}$$

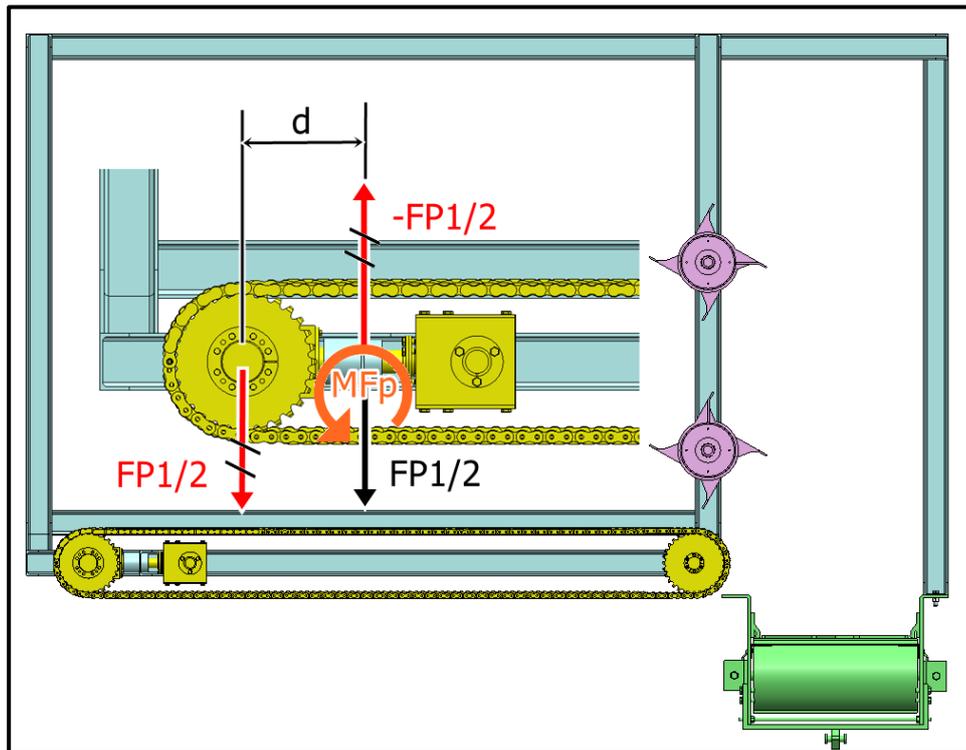


Figura 114 - Ubicación de $F_{P1/2}$, vista lateral derecha.

Haciendo el mismo análisis que en el caso anterior, se obtienen la fuerza $F_{P1/2}$ y el momento $M_{Fp} = F_{P1/2} \times d$, siendo $d = 20,46 \text{ cm}$.

$$M_{Fp} = 614 \text{ Kgcm.}$$

3. Peso de la estructura del piso del depósito y del forraje

La estructura y la chapa del piso del depósito pesan:

$$P_p = 200 \text{ Kgf (extraído de SolidWorks)}$$

El peso del forraje con el depósito lleno es:

$$F_{mf} = 2000 \text{ Kgf (extraído del apartado 5.2.3. Potencia)}$$

Estas fuerzas actúan sobre los largueros laterales de la estructura, cada uno de ellos soporta la mitad del esfuerzo, siendo estos:

$$P_{p1/2} = 100 \text{ Kgf}$$

$$F_{mf1/2} = 1000 \text{ Kgf}$$

En la Figura 115, se muestra la ubicación.

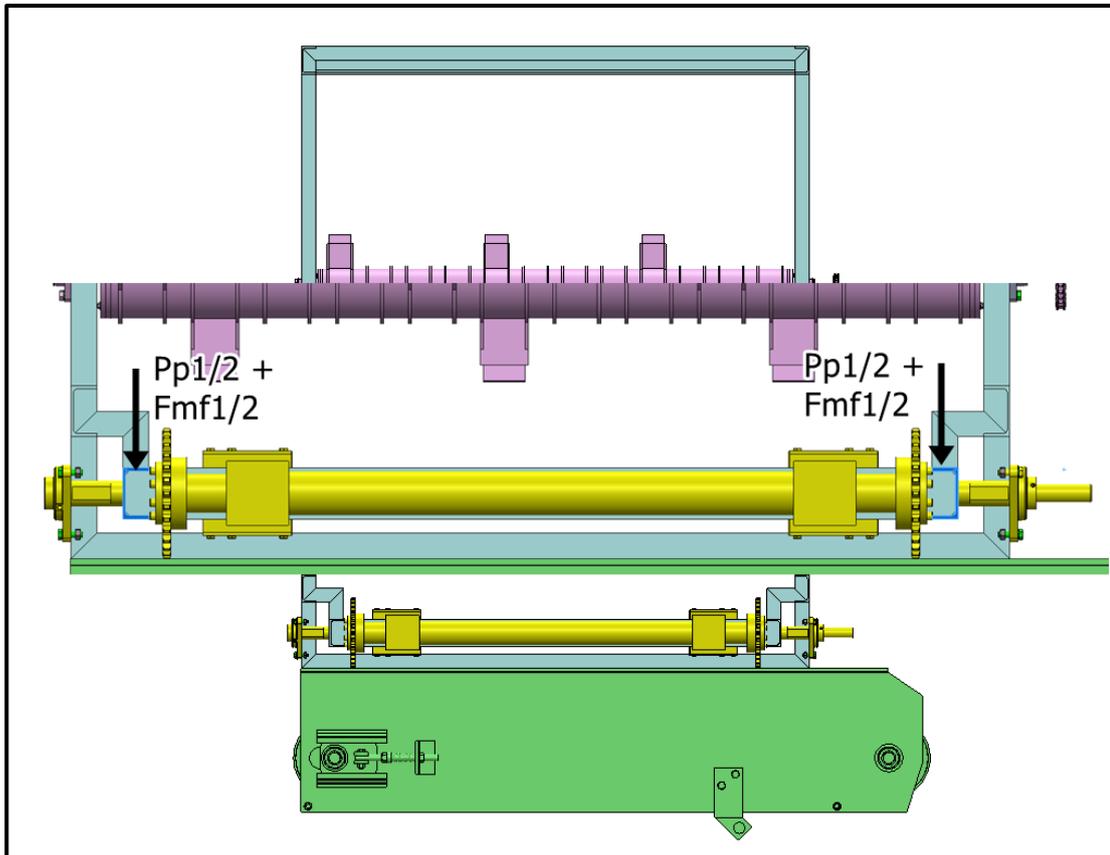


Figura 115 - Ubicación de $P_{p1/2}$ y $F_{mf1/2}$, vista frontal.

4. Fuerza de la masa desalojada en los rolos

La fuerza de la masa es $F_{a2} = 4,2 \text{ Kgf}$ (extraído del apartado 5.3.4. Potencia) y actúa en un cuarto del área del anillo formado por las aletas, representada por A_e en la Figura 116.

La fuerza se ha descompuesto en las dos aletas en donde actúa simultáneamente, quedando así:

$$F_{a2/2} = 2,1 \text{ Kgf}$$

Se tiene en cuenta la mitad de la fuerza, ya que el rolo posee dos apoyos en la estructura:

$$F_{a2/4} = 1,05 \text{ Kgf}$$

Se obtienen así, dos fuerzas actuando en la estructura y dos momentos torsores $F_{a2/2} \times d$ que son absorbidos por el rolo y los rodamientos.

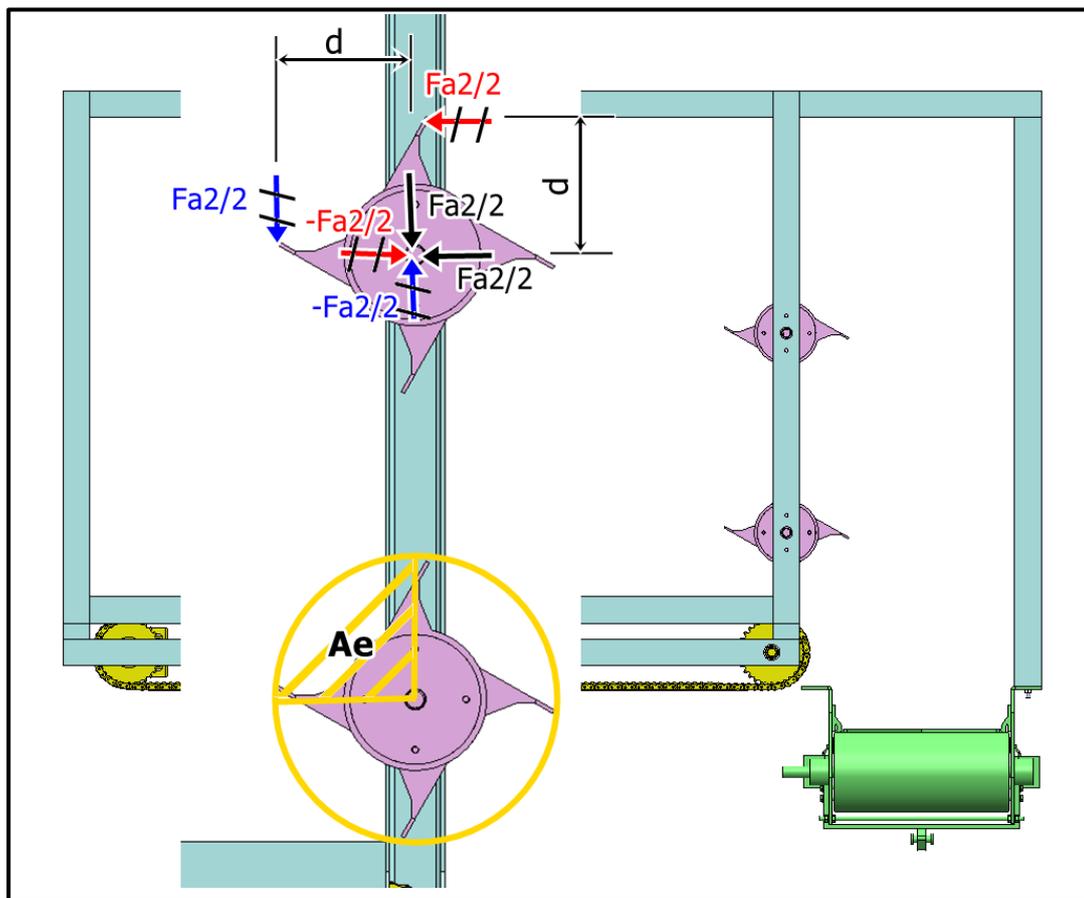


Figura 116 - Ubicación de F_{a2} , vista lateral derecha.

5. Peso de los rolos

El rolo tiene un peso $W_r = 100 \text{ Kgf}$ y actúa en el mismo punto que la fuerza generada por la masa desalojada. Cada apoyo en la estructura debe soportar:

$$W_{r/2} = 50 \text{ Kgf}$$

6. Fuerza generada por la cadena de transmisión perteneciente a los rolos

En el apartado 5.3.6. Dimensionamiento de los rolos, se obtuvieron las reacciones R_A y R_B de ambos rolos. Por ende, las fuerzas que se utilizan son de la misma intensidad, pero de sentido contrario. Además, está presente el momento flector dado por la fuerza de transmisión $F_{f2} = 151,7 \text{ Kgf}$ (calculado en el mismo apartado):

$$M_{fs_4} = -1592,5 \text{ Kgcm}$$

$$M_{fi_4} = 1592,5 \text{ Kgcm}$$

En la Figura 117 se muestran estas fuerzas y momentos.

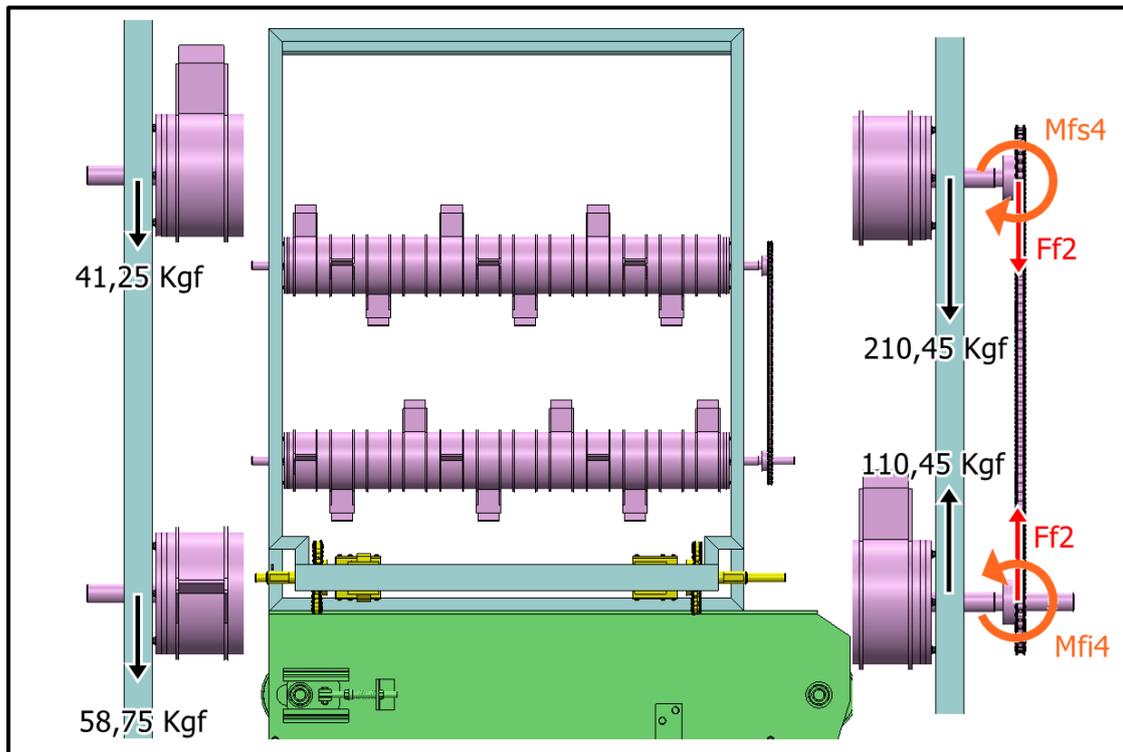


Figura 117 - Ubicación de fuerzas en los rolos, vista frontal.

7. Peso de las cintas transportadoras

Los pesos de ambas cintas transportadoras se obtienen de SolidWorks, al igual que los centros de masas.

En la Figura 118, CM_1 y CM_2 son los centros de masa de la primera y segunda cinta respectivamente, P_{c1} y P_{c2} son sus pesos. Los centros de masa son obtenidos con la segunda cinta formando un ángulo de 30° con la horizontal, para obtener la mayor distancia posible.

$$P_{c1} = 390 \text{ Kgf}$$

$$P_{c2} = 280 \text{ Kgf}$$

Un lateral de las cintas es soportado por la estructura en cuestión, y el otro, por el chasis. Por lo tanto, se toma la mitad de los pesos:

$$P_{c1/2} = 195 \text{ Kgf}$$

$$P_{c2/2} = 140 \text{ Kgf}$$

Se desprecia el peso del forraje que recorre las cintas porque al momento de la descarga la máquina está detenida o moviéndose a muy baja velocidad, de esta manera no existen grandes fuerzas dinámicas que influyan en el cálculo.

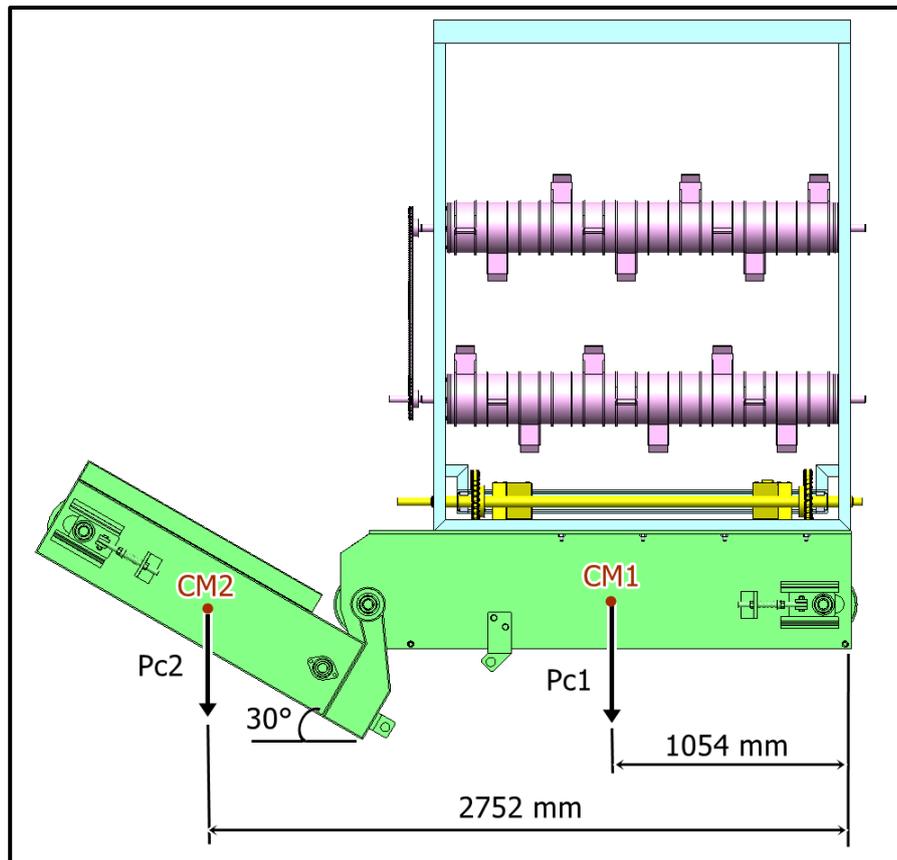


Figura 118 - Posición de los centros de masa de las cintas transportadoras.

B. Cálculo

Se incrementa un 30% cada fuerza para representar la acción dinámica, a excepción de la fuerza generada por la cadena de transmisión de los rolos, cuyo valor no se ve afectado por esto. De esta manera, las fuerzas y momentos son los siguientes:

- $F_{f1/2d} = 1,3 \times F_{f1/2} = 1,3 \times 540 \text{ Kgf}$

$$F_{f1/2d} = 702 \text{ Kgf}$$

$$M_{2d} = F_{f1/2d} \times d = 702 \text{ Kgf} \times 21 \text{ cm}$$

$$M_{2d} = 14742 \text{ Kgcm}$$

2. $F_{P1/2d} = 1,3 \times F_{P1/2} = 1,3 \times 30 \text{ Kgf}$
 $F_{P1/2d} = \mathbf{39 \text{ Kgf}}$
 $M_{P1/2d} = 39 \text{ Kgf} \times 20,46 \text{ cm}$
 $M_{P1/2d} = \mathbf{798 \text{ Kgcm}}$
3. $P_{p1/2d} = 1,3 \times P_{p1/2} = 1,3 \times 100 \text{ Kgf}$
 $P_{p1/2d} = \mathbf{130 \text{ Kgf}}$
 $F_{mf1/2d} = 1,3 \times F_{mf1/2} = 1,3 \times 1000 \text{ Kgf}$
 $F_{mf1/2d} = \mathbf{1300 \text{ Kgf}}$
4. $F_{a2/4d} = 1,3 \times F_{a2/4} = 1,3 \times 1,05 \text{ Kgf}$
 $F_{a2/4d} = \mathbf{1,37 \text{ Kgf}}$
5. $W_{r/2d} = 1,3 \times W_{r/2} = 1,3 \times 50 \text{ Kgf}$
 $W_{r/2d} = \mathbf{65 \text{ Kgf}}$
6. $F_{AS} = \mathbf{210,45 \text{ Kgf}}$
 $F_{BS} = \mathbf{41,25 \text{ Kgf}}$
 $F_{AI} = \mathbf{110,45 \text{ Kgf}}$
 $F_{BI} = \mathbf{58,75 \text{ Kgf}}$
 $M_{fs_4} = \mathbf{1592,5 \text{ Kgcm}}$
 $M_{fi_4} = \mathbf{1592,5 \text{ Kgcm}}$
7. $P_{c1/2d} = 1,3 \times P_{c1/2} = 1,3 \times 195 \text{ Kgf}$
 $P_{c1/2d} = \mathbf{253,5 \text{ Kgf}}$
 $P_{c2/2d} = 1,3 \times P_{c2/2} = 1,3 \times 140 \text{ Kgf}$
 $P_{c2/2d} = \mathbf{182 \text{ Kgf}}$

La estructura está construida de perfilería UPN N°100 calidad ASTM A36, cuyo esfuerzo de fluencia es 2549 Kg/cm² y 4100 a 5600 Kg/cm² de rotura.

C. Análisis de resultados

- Tensiones: la máxima obtenida es 27671 Kg/cm². En la Figura 119, se muestran los resultados y en la 120, se aprecia en detalle la zona de máximo esfuerzo.

El coeficiente de seguridad en ese punto es 0,092.

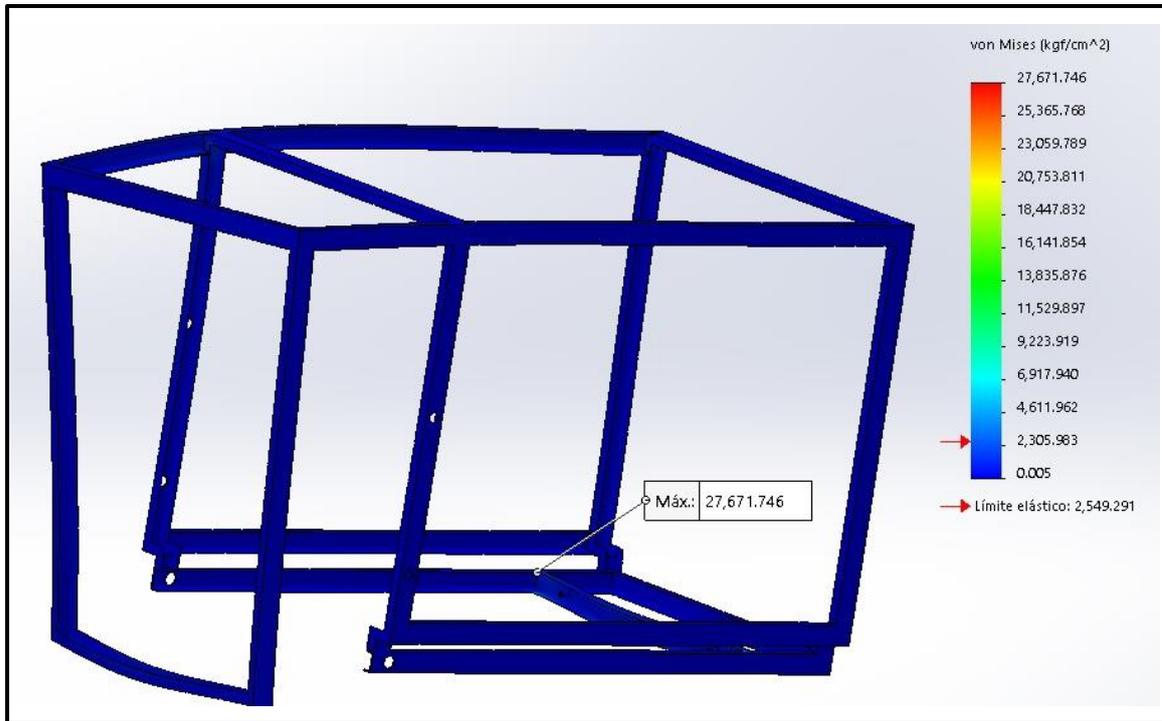


Figura 119 - Tensiones en la estructura de soporte del sistema de descarga.

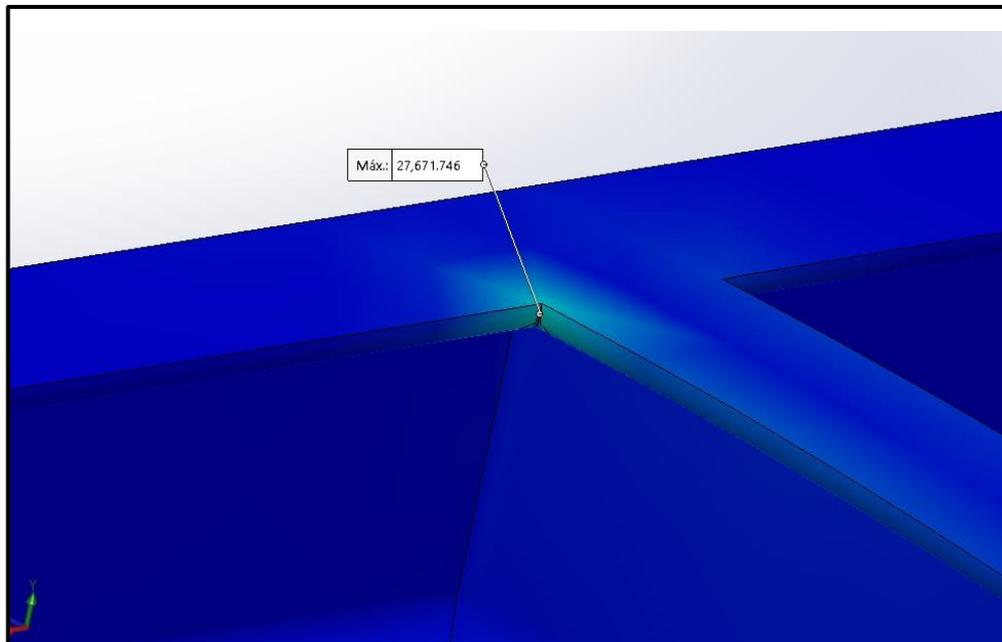


Figura 120 - Detalle de tensiones en la zona de mayor esfuerzo.

- **Deformaciones:** en la Figura 121, se muestran varios puntos de deformación que se consideran estratégicos, llegando a superar los 23 mm.

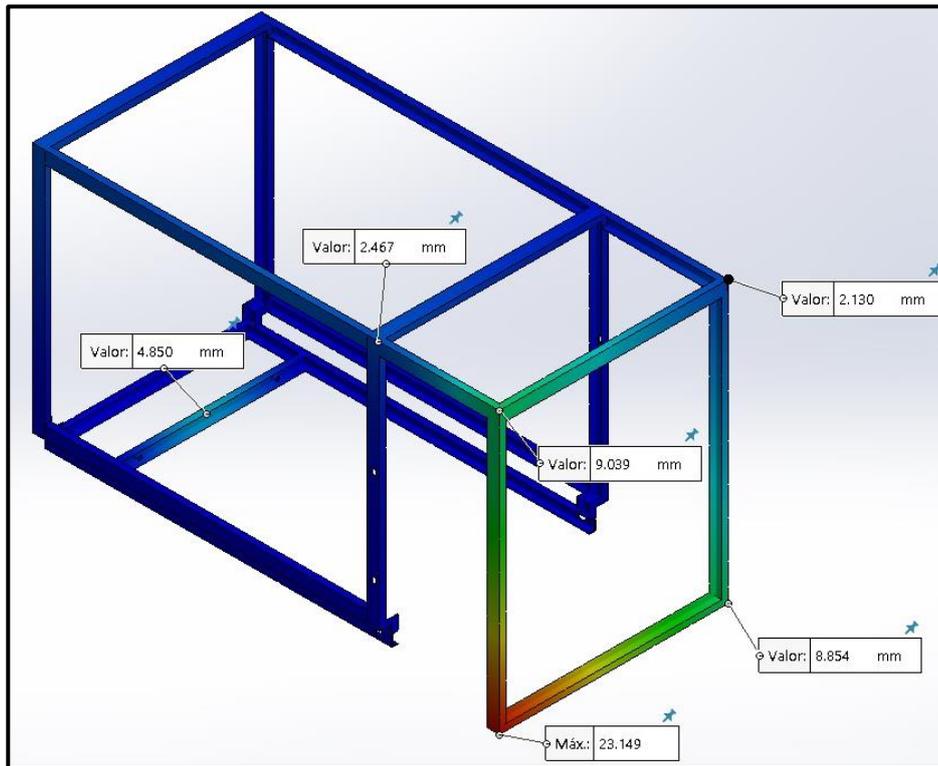


Figura 121 - Deformaciones en la estructura de soporte del sistema de descarga.

D. Análisis de refuerzos

Se colocan refuerzos según se indica en la Figura 122.

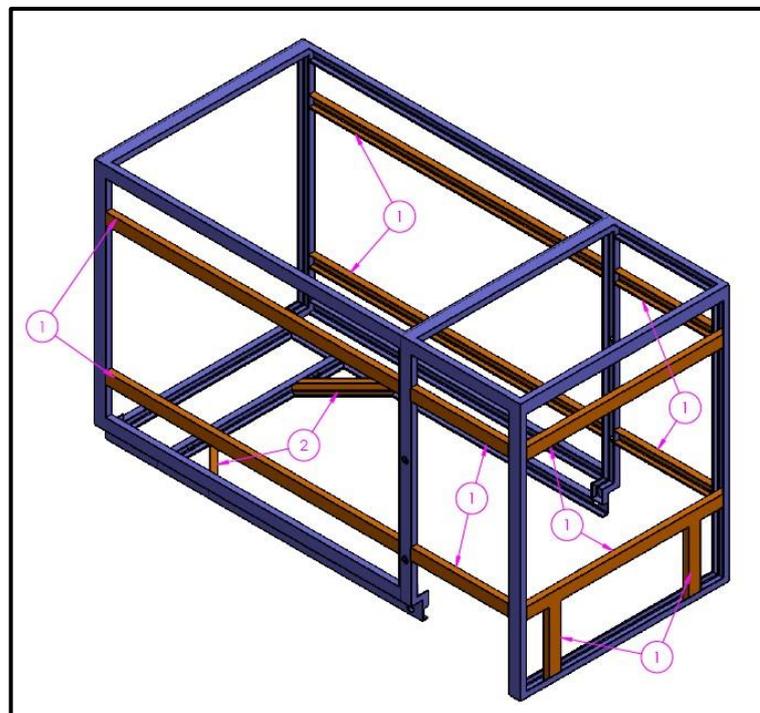


Figura 122 - Estructura de soporte del sistema de descarga con refuerzos.

Cada refuerzo responde a una función específica:

- Refuerzos 1: se encargan de evitar la deformación máxima que se produce en la parte posterior de la estructura debido al peso de las cintas transportadoras.
- Refuerzos 2: evitan la deformación producida por el acarreador.

Todos ellos son de perfil UPN N°100, al igual que el resto de la estructura.
Los resultados obtenidos a través de la simulación son:

- Tensiones: indicado por la Figura 123 y detallado en la 124, la tensión máxima es 1077 Kg/cm^2 y el coeficiente de seguridad asciende a 2,37.

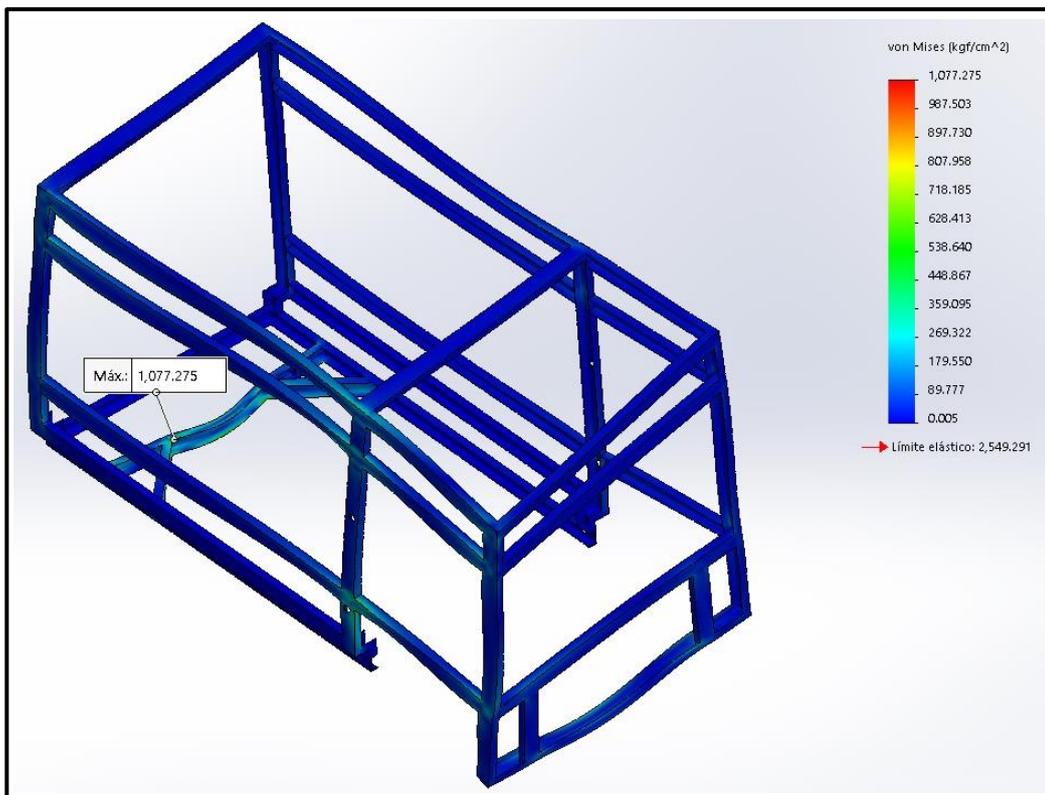


Figura 123 - Tensiones de la estructura de soporte del sistema de descarga con refuerzos.

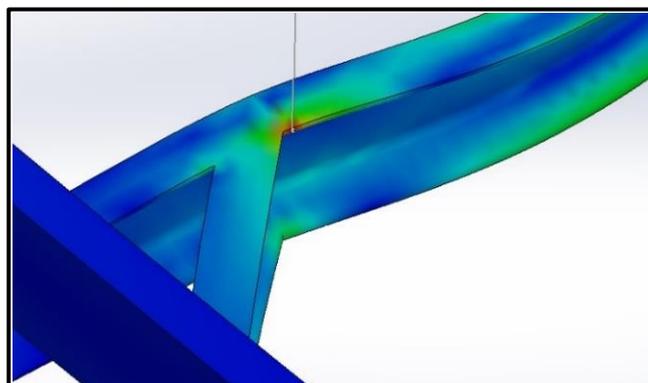


Figura 124 - Detalle de la zona de tensión máxima de la estructura con refuerzos.

- Deformaciones: los resultados, en los puntos mencionados anteriormente, se ven en la Figura 125, en donde se redujo la máxima a 2,439 mm.

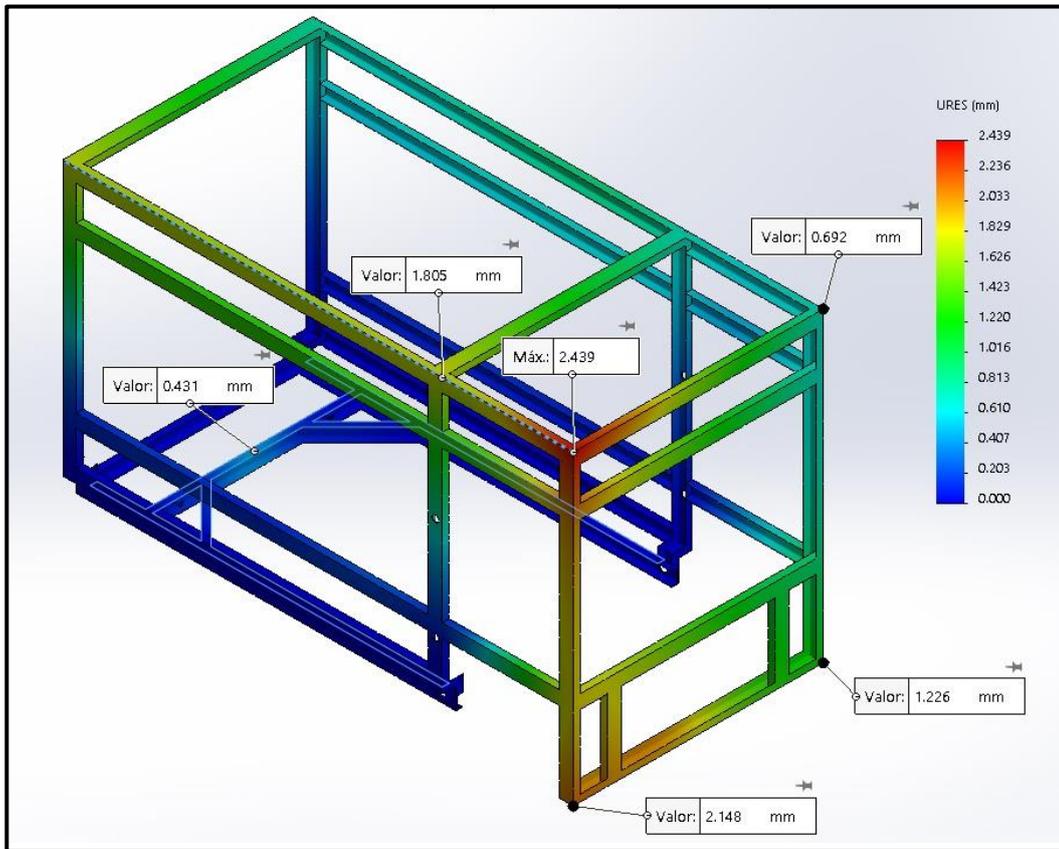


Figura 125 - Deformaciones de la estructura de soporte del sistema de descarga con refuerzos.

E. Conclusiones

En la Tabla 45, se agrupan los valores obtenidos.

Tabla 45
Comparación de estructura sin refuerzos y con refuerzos.

	Sin refuerzos	Con refuerzos
Tensión máxima	27671 Kg/cm ²	1077 Kg/cm ²
Coefficiente de seguridad mínimo	0,092	2,366
Deformación máxima	23,149 mm	2,439 mm

La tabla señala que los refuerzos logran aumentar el coeficiente de seguridad en un 2570% y disminuir la deformación un 1000%.

6.5. Placas laterales del depósito

Las chapas de contención lateral del forraje son del tipo trapezoidal T-98, como la que se observa en la Figura 126. Este perfil posee un elevado momento de inercia haciéndolo apto para este uso.

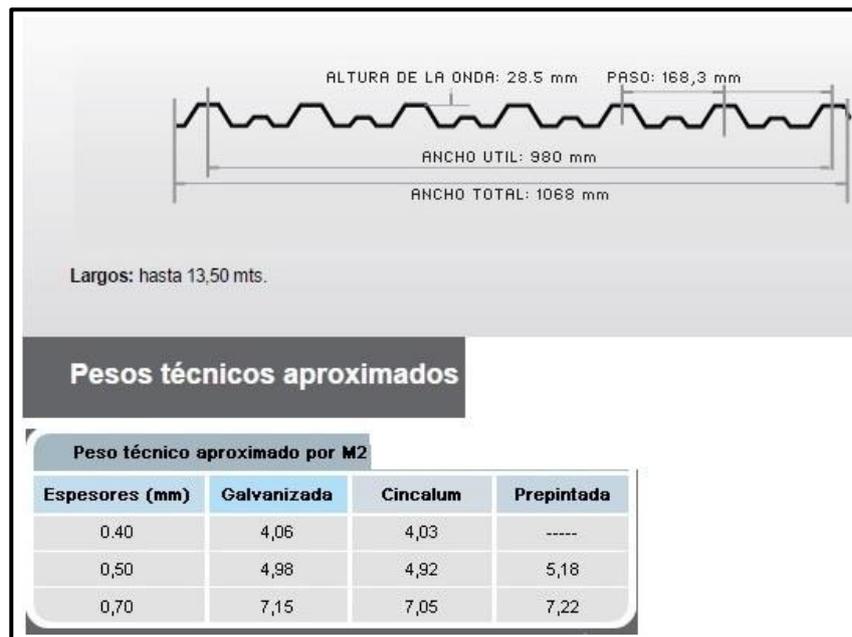


Figura 126 - Características de la chapa trapezoidal T-98 (Curia, s.f.).

El material de la chapa seleccionada es acero galvanizado fabricado por inmersión en caliente, siendo uno de los productos siderúrgicos de mayor desarrollo mundial. Se produce a partir de chapa de acero laminada en frío o en caliente, la cual se reviste en ambas caras con una capa de zinc, haciéndola sumamente resistente a la acción del medio ambiente (Curia, s.f.).

El diseño contempla que las chapas laterales tengan conicidad, divergiendo hacia la parte posterior de la máquina para evitar problemas de arrastre del forraje por parte del acarreador. Esto quiere decir que, a medida que se desplaza el forraje hacia atrás, el depósito se va haciendo más ancho. Se colocan rigidizadores de tal manera que las placas resultantes tengan 830 mm de longitud y 1000 mm de ancho.

La obtención de la fuerza se dificulta por la falta de datos referidos a la presión que ejerce una columna de forraje sobre las placas laterales, es por esto que se adopta la ley de variación de presión hidrostática para determinar esta fuerza. Siendo la presión:

$$P = \delta m \times g \times H$$

En donde:

$$\delta m = 287 \text{ Kg/m}^3 \text{ (densidad del forraje de maíz)}$$

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2 \text{ (aceleración de la gravedad)}$$

$$H = 1,9 \text{ m (altura del depósito)}$$

Entonces,

$$P = 287 \text{ Kg/m}^3 \times 9,81 \text{ m/s}^2 \times 1,9 \text{ m}$$

$$P = 5350 \text{ Pa}$$

En este caso, no se le suma el 30% perteneciente a la acción dinámica, debido a que la ley de presión hidrostática supone un sobredimensionamiento de la fuerza. A través de la simulación con elementos finitos, para un espesor de chapa $e = 0,7$ mm, se obtienen los siguientes resultados:

- Tensión máxima (Figura 127): 2323 Kg/cm²
- Coeficiente de seguridad mínimo (Figura 128): 0,9
- Deformación máxima (Figura 129): 1,261 mm

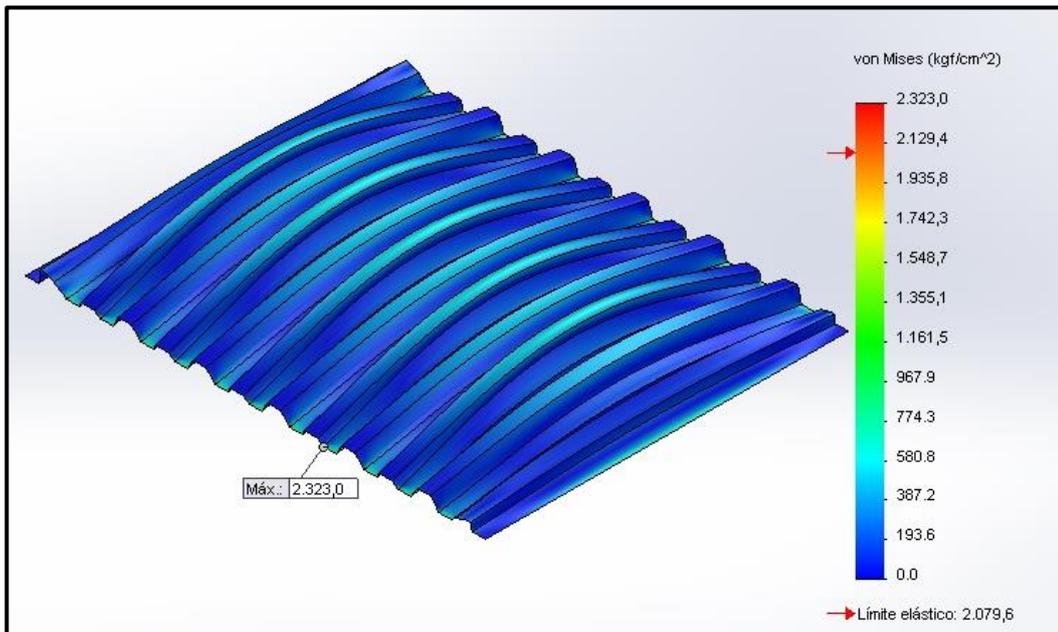


Figura 127 - Tensiones en las placas laterales del depósito.

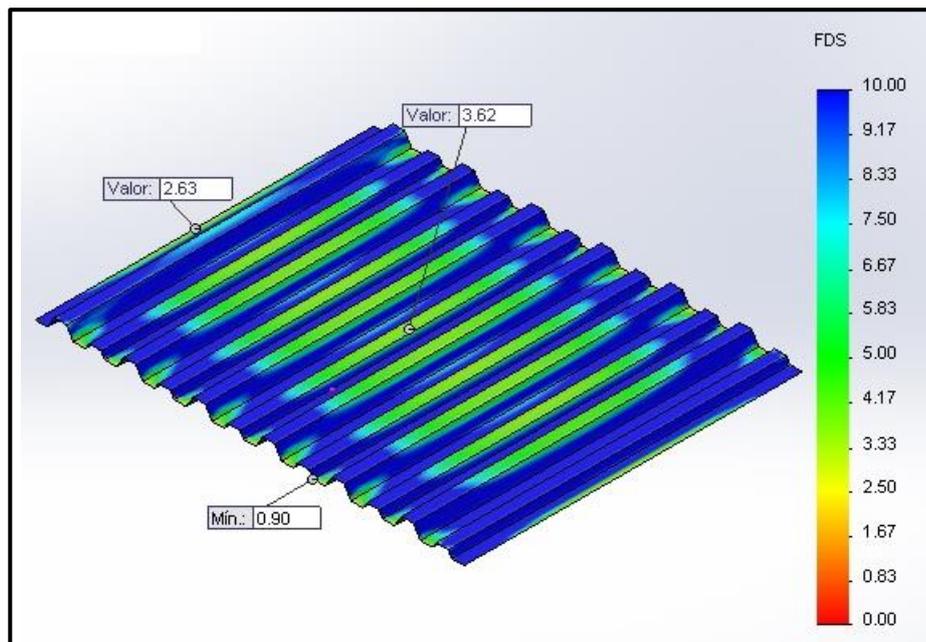


Figura 128 - Coeficientes de seguridad en las placas laterales del depósito, tomados en tres nodos.

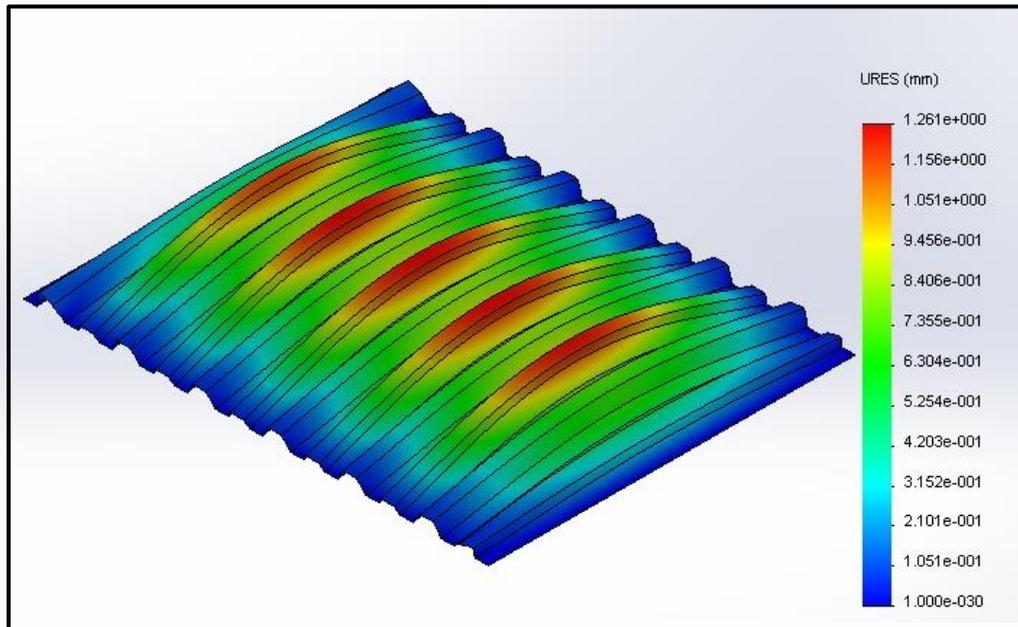


Figura 129 - Deformaciones en las placas laterales del depósito.

Si bien la tensión máxima indica la rotura de la chapa y la deformación es excesiva, se enumeran a continuación razones por las cuales se hace caso omiso.

1. El nodo que posee la máxima tensión pertenece al radio en donde cambia de dirección el trapecio.
2. La aplicación de la ley de variación de presión hidrostática no es la ideal para este caso, ya que, un líquido genera siempre una fuerza perpendicular a la superficie mientras que un sólido no lo hace de la misma manera.

6.6. Chasis

6.6.1. Cargas transmitidas al entorno

Antes de realizar el dimensionamiento, se debe posicionar el apoyo correspondiente a las ruedas en función de la distribución de las cargas y de la fuerza que se quiera tener sobre el enganche del tractor basándose en las normativas vigentes. Según el decreto 79/98, Normas para la circulación de maquinaria agrícola, el peso máximo permitido por eje es 6 Tn (6000 Kg) para un eje simple, con una tolerancia permitida de 500 Kg. Como esta máquina apunta a pequeños y medianos productores, es de suponer que el tractor con el que cuentan no sea el más moderno ni el más potente; por ende, en el peor de los casos posee un enganche que soporta una carga vertical baja comparativamente con los actuales.

Las fuerzas presentes son:

$$P_{maq} = 4300 \text{ Kgf (peso de la máquina, obtenido en SolidWorks).}$$

$$F_{mf} = 2000 \text{ Kgf (peso del forraje).}$$

Los apoyos son:

- A, eje de las ruedas de la máquina.
- B, enganche del tractor.

Las reacciones no deben:

- R_A , superar los 6000 Kgf.
- R_B , superar los 500 Kgf (carga propuesta).

Se plantean tres situaciones:

I. Picadora cargada de forraje ($F_{mf} = 2000$ Kgf)

El esquema de la Figura 130 muestra las distancias existentes de las cargas con respecto al apoyo B.

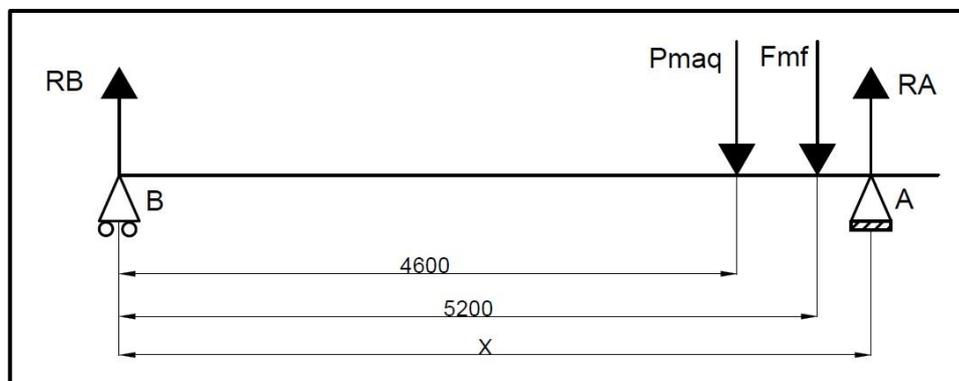


Figura 130 - Esquema de ubicación de las cargas en el chasis. Unidades utilizadas: milímetros.

Mediante la sumatoria de fuerzas y momentos se determinará la distancia a la que se debe ubicar A con respecto a B.

$$\sum F = 0$$

$$R_B - P_{maq} - F_{mf} + R_A = 0$$

$$\sum M^B = 0$$

$$-P_{maq} \times 4600 \text{ mm} - F_{mf} \times 5200 \text{ mm} + R_A \times X = 0$$

Reemplazando valores en la sumatoria de fuerzas, se obtiene la reacción R_A :

$$R_A = P_{maq} + F_{mf} - R_B$$

$$R_A = 4300 \text{ Kgf} + 2000 \text{ Kgf} - 500 \text{ Kgf}$$

$$R_A = \mathbf{5800 \text{ Kgf}}$$

Reemplazando valores en la sumatoria de momentos, se consigue la distancia X:

$$X = \frac{P_{maq} \times 4600 \text{ mm} + F_{mf} \times 5200 \text{ mm}}{R_A}$$

$$X = \frac{4300 \text{ Kgf} \times 4600 \text{ mm} + 2000 \text{ Kgf} \times 5200 \text{ mm}}{5800 \text{ Kgf}}$$

$$\mathbf{X = 5203 \text{ mm}}$$

II. Picadora sin forraje ($F_{mf} = 0 \text{ Kgf}$)

Respetando la distancia obtenida, se verifica que la fuerza en el enganche (R_B) no supera los 500 Kgf propuestos.

$$\sum F = 0$$

$$R_B - P_{maq} + R_A = 0$$

$$\sum M^A = 0$$

$$R_B \times 5203 \text{ mm} - P_{maq} \times (5203 \text{ mm} - 4600 \text{ mm}) = 0$$

$$R_B = \frac{P_{maq} \times (5203 \text{ mm} - 4600 \text{ mm})}{5203 \text{ mm}}$$

$$R_B = \frac{4300 \text{ Kgf} \times (5203 \text{ mm} - 4600 \text{ mm})}{5203 \text{ mm}}$$

$$\mathbf{R_B = 498,3 \text{ Kgf}}$$

De la sumatoria de fuerzas, se obtiene la reacción R_A :

$$R_A = P_{maq} - R_B$$

$$R_A = 4300 \text{ Kgf} - 498,3 \text{ Kgf}$$

$$\mathbf{R_A = 3801,7 \text{ Kgf}}$$

III. Picadora a mitad de carga de forraje ($F_{mf} = 1000 \text{ Kgf}$)

Respetando la ubicación de R_A , se verifica R_B .

$$\sum F = 0$$

$$R_B - P_{maq} - F_{mf} + R_A = 0$$

$$\sum M^A = 0$$

$$R_B \times 5203 \text{ mm} - P_{maq} \times (5203 \text{ mm} - 4600 \text{ mm}) - F_{mf} \times (5203 \text{ mm} - 5200 \text{ mm}) = 0$$

Como la distancia entre F_{mf} y R_A es casi nula, la magnitud de la fuerza F_{mf} no influye en la sumatoria de momentos ya que posee la misma recta de acción que el apoyo. Por ende, R_B siempre tiene el mismo valor.

$$\mathbf{R_B = 498,3 \text{ Kgf}}$$

Mientras que,

$$R_A = P_{maq} + F_{mf} - R_B$$

$$R_A = 4300 \text{ Kgf} + 1000 \text{ Kgf} - 498,3 \text{ Kgf}$$

$$R_A = 4801,7 \text{ Kgf}$$

Se concluye que la posición obtenida es satisfactoria.

6.6.2. Diseño de la estructura

En la Figura 131, se aprecia la estructura del chasis, en ella se pueden distinguir las siguientes partes:

1. Estructura principal: formada por perfil UPN 220, es en donde apoya el depósito y el sistema de descarga. También, posee refuerzos de chapa F36 de 3/8" (9,52 mm) de espesor en los vértices.
2. Ala izquierda: construida de chapa F36 de 5/8" (15,875 mm) de espesor. Su montaje en la estructura principal es por medio de tornillos.
3. Ala derecha: su construcción y montaje es igual que el anterior. El propósito de esta ala es servir de tope con el suelo cuando se disminuya la altura de corte.
4. Travesaños de unión: son dos perfiles UPN 220 que unen ambas alas.
5. Estructura secundaria: posee las bisagras, en donde se sustenta el pivot de regulación de altura de corte, y el soporte fijo del cilindro. Además, sobre él se ubica la transmisión y algunos componentes hidráulicos. Está formado por perfiles UPN 220 y una chapa F36 de 5/8" (15,875 mm) de espesor.
6. Base de estructura del sistema de descarga: compuesto por dos perfiles rectangulares huecos de 100 mm de base por 250 mm de altura y 8 mm de espesor.

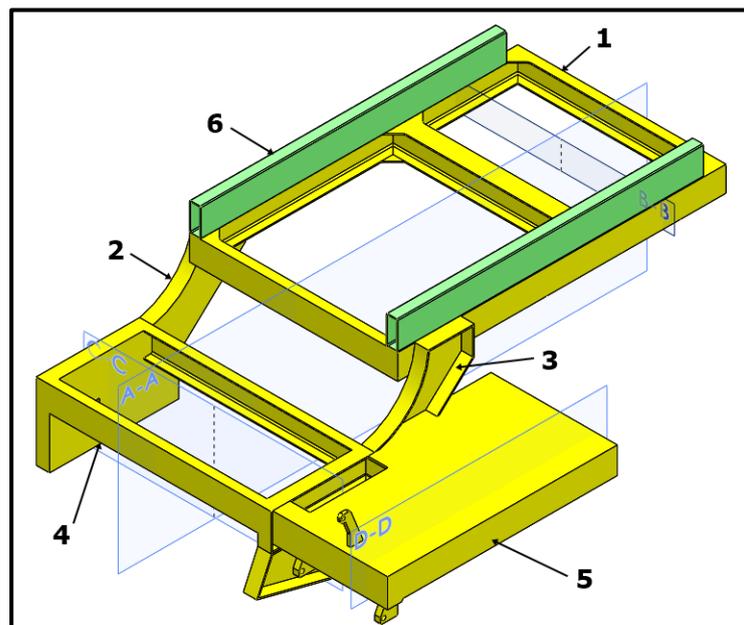


Figura 131 - Estructura del chasis. A-A, B-B, C-C y D-D: Planos para analizar las secciones.

Se analiza detalladamente cada parte para luego realiza la simulación. Comenzando con la estructura principal, la Figura 132 muestra la sección A-A de la Figura 131, en donde los UPN A y C son simples, y dos UPN soldados forman el perfil IPN del centro. En la sección B-B (Figura 133), los UPN D y E completan la estructura principal.

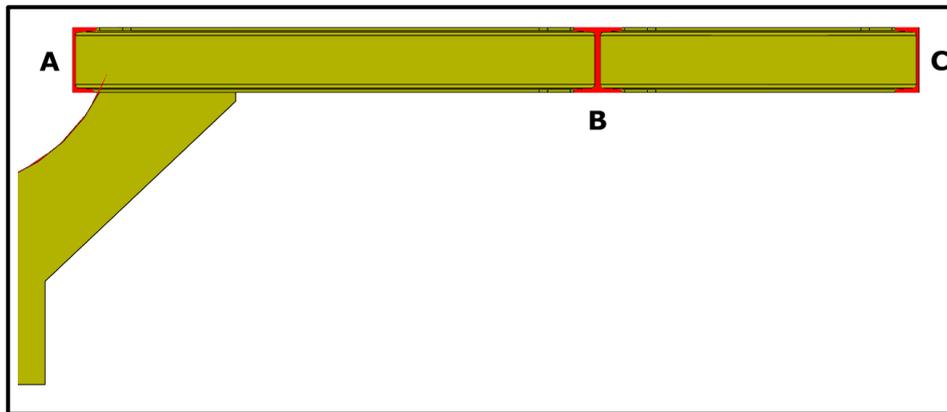


Figura 132 - Vista de sección A-A de la estructura principal.

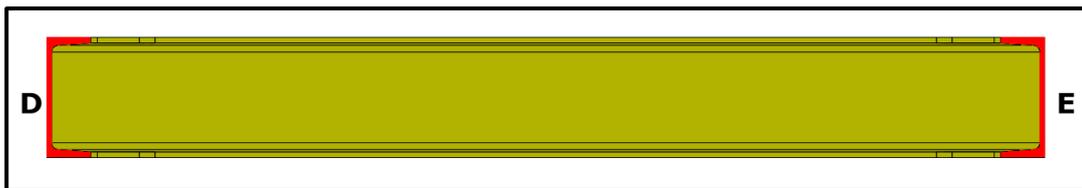


Figura 133 - Vista de sección B-B de la estructura principal.

En la Figura 134, se analizan el ala izquierda, ala derecha y la estructura secundaria desde la sección C-C correspondiente a la Figura 131. El ala derecha está formada por las chapas F correspondiente al alma y las G de refuerzo. Las primeras poseen geometrías variables y los refuerzos siguen su perímetro. Lo mismo ocurre en el ala izquierda con el alma H y los refuerzos I. La estructura secundaria está conformada por los UPN J, K y L, y por la chapa M.

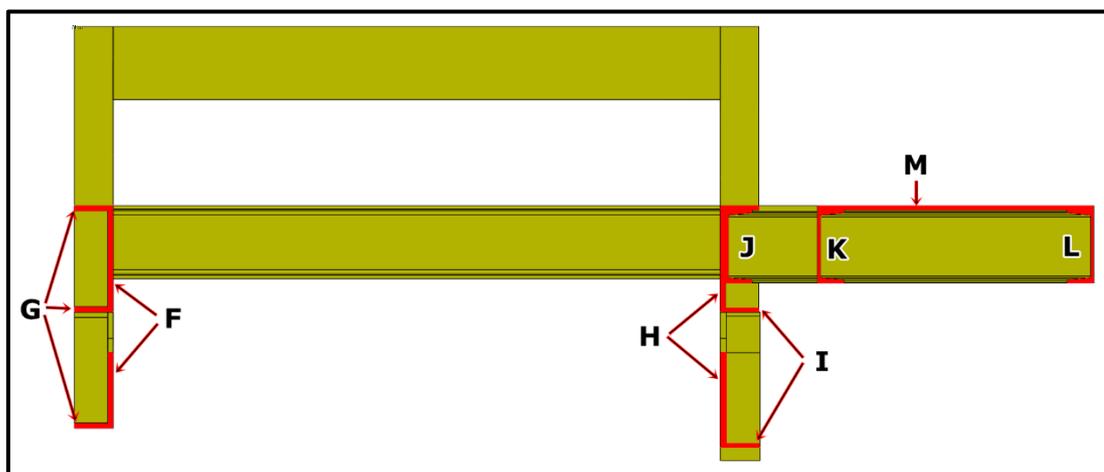


Figura 134 - Vista de sección C-C del ala izquierda, derecha y parte de la estructura secundaria.

Desde la sección D-D (Figura 135), se observa el restante de la estructura secundaria, conformado por los UPN N y P, y el perfil IPN del centro formado por dos UPN.

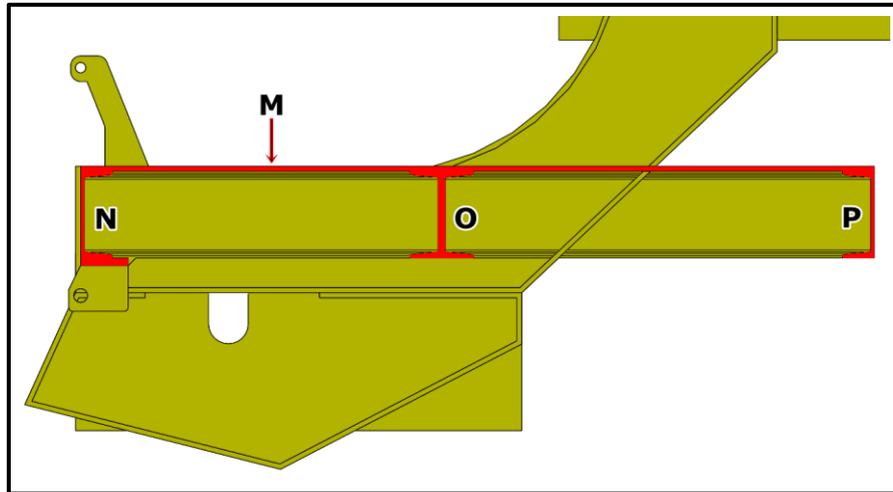


Figura 135 - Vista de sección D-D de la estructura secundaria.

Por último, los travesaños de unión, dos UPN, se ven en la Figura 136 correspondiente a la sección A-A.

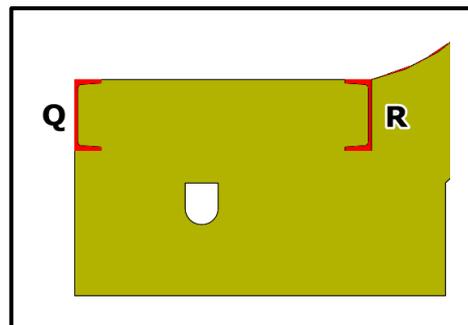


Figura 136 - Vista de sección A-A de los travesaños de unión.

6.6.3. Cargas propias del chasis

Las fuerzas dinámicas que se utilizan para simular la estructura resultan del agregado del 30% de las siguientes fuerzas estáticas:

1. Peso del forraje: se ubica sobre la base de estructura del sistema de descarga.

$$F_{mf} = 2000 \text{ Kgf}$$

$$F_{mfd} = 1,3 \times 2000 \text{ Kgf}$$

$$F_{mfd} = \mathbf{2600 \text{ Kgf}}$$

2. Peso de la estructura de soporte del sistema de descarga, de los dos primeros subsistemas, del piso y de las placas de contención del depósito: ubicados sobre la base de estructura del sistema de descarga.

$$\begin{aligned} P_{ed} &= 3200 \text{ Kgf} \\ P_{edd} &= 1,3 \times 3200 \text{ Kgf} \\ P_{edd} &= \mathbf{4160 \text{ Kgf}} \end{aligned}$$

En la Figura 137, se observa la ubicación de las fuerzas F_{mf} y P_{ed} .

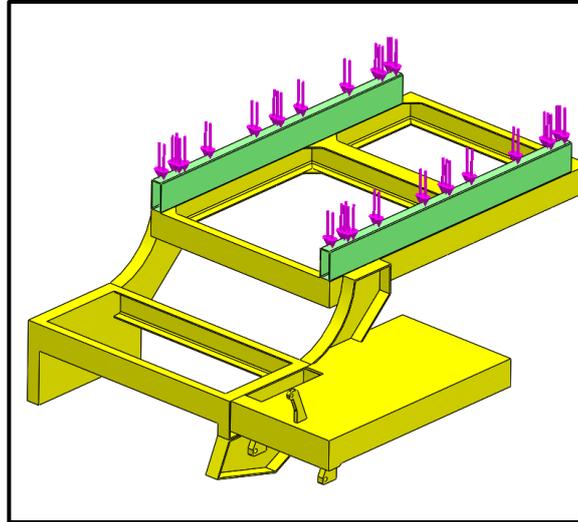


Figura 137 - Ubicación de las fuerzas F_{mf} y P_{ed} .

3. Peso de la primera cinta transportadora: en la Figura 138, se muestra su ubicación en la estructura principal. Su valor es la mitad del peso total.

$$\begin{aligned} P_{c1/2} &= 195 \text{ Kgf} \\ P_{c1/2 d} &= 1,3 \times 195 \text{ Kgf} \\ P_{c1/2 d} &= \mathbf{254 \text{ Kgf}} \end{aligned}$$

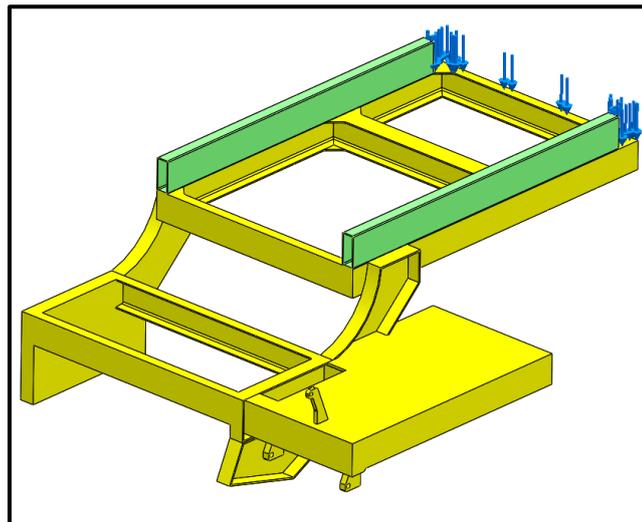


Figura 138 - Ubicación del peso de la primera cinta transportadora.

4. Peso de la segunda cinta transportadora: su ubicación se presenta en la Figura 139. Su valor es la mitad del peso total.

$$P_{c2/2} = 140 \text{ Kgf}$$

$$P_{c2/2 d} = 1,3 \times 140 \text{ Kgf}$$

$$P_{c2/2 d} = \mathbf{182 \text{ Kgf}}$$

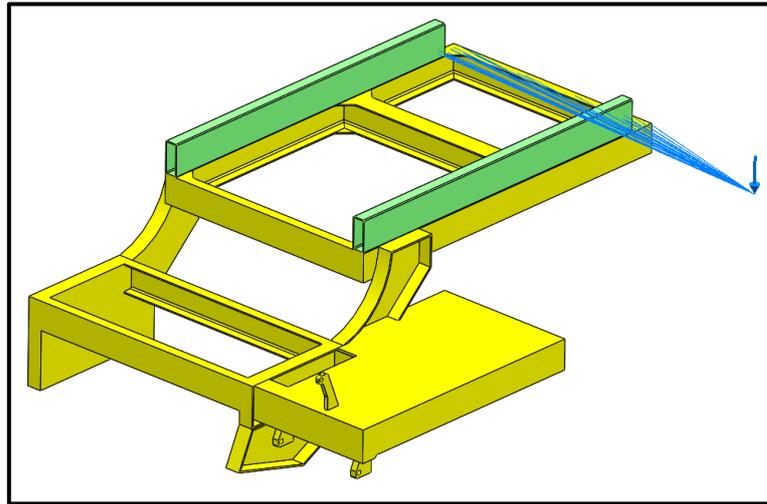


Figura 139 - Ubicación del peso de la segunda cinta transportadora.

5. Peso del sistema de corte: actúa sobre las alas, como indica la Figura 140.

$$P_{sc} = 200 \text{ Kgf}$$

$$P_{scd} = 1,3 \times 200 \text{ Kgf}$$

$$P_{scd} = \mathbf{260 \text{ Kgf}}$$

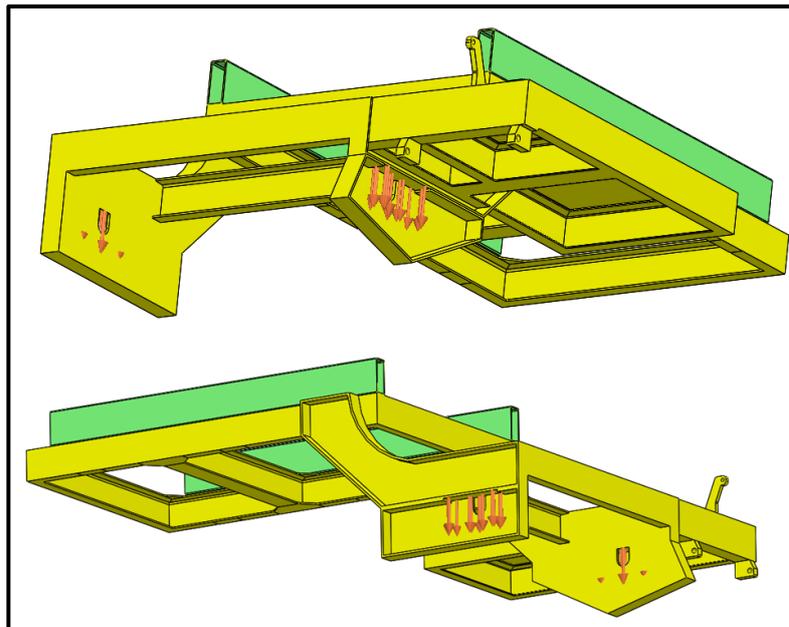


Figura 140 - Ubicación del peso del sistema de corte.

6. Peso del conducto de forraje: el mismo se apoya en las alas y en los travesaños de unión, como se aprecia en la Figura 141.

$$P_{cf} = 400 \text{ Kg}$$
$$P_{cfd} = 1,3 \times 400 \text{ Kg}$$
$$P_{cfd} = \mathbf{520 \text{ Kg}}$$

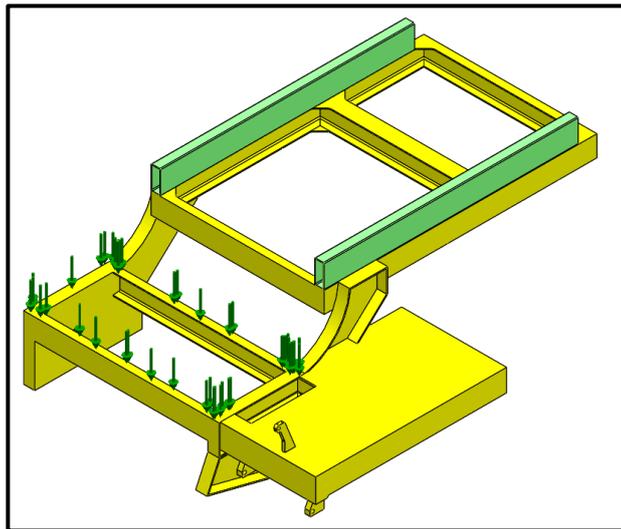


Figura 141 - Ubicación del peso del conducto de forraje.

7. Peso de la transmisión y componentes hidráulicos sobre la estructura secundaria: comprende la caja de transmisión, el eje de entrada, los rodamientos, la polea, la central hidráulica y el depósito de aceite lleno. Se ubica según indica la Figura 142.

$$P_{tr} = 600 \text{ Kg}$$
$$P_{trd} = 1,3 \times 600 \text{ Kg}$$
$$P_{trd} = \mathbf{780 \text{ Kg}}$$

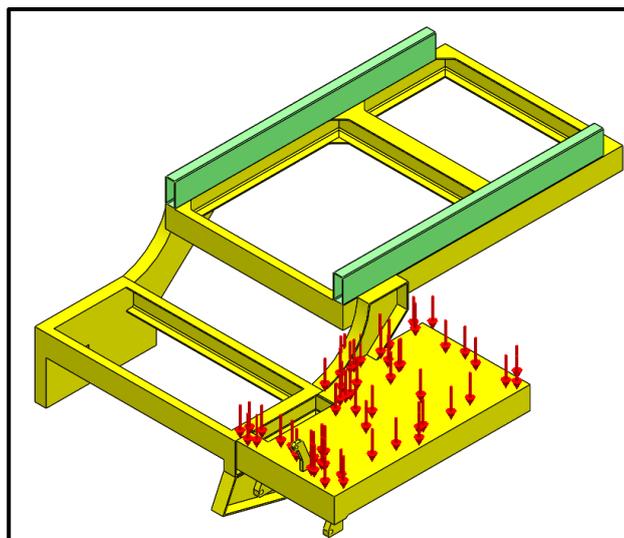


Figura 142 - Ubicación del peso de la transmisión y componentes hidráulicos.

8. Fuerza de arrastre del tractor sobre la estructura secundaria: se obtiene del producto entre el peso de la máquina más el peso del forraje y el coeficiente de rodadura, que para un suelo de tierra labrada (considerando el caso más desfavorable que puede ocurrir), es 0,2. La Figura 143 muestra su ubicación.

$$F_{arr} = (P_{maq} + F_{mf}) \times \mu_r = (4300 \text{ Kgf} + 2000 \text{ Kgf}) \times 0,2$$

$$F_{arr} = \mathbf{1260 \text{ Kgf}}$$

$$F_{arrd} = 1,3 \times 1260 \text{ Kgf}$$

$$F_{arrd} = \mathbf{1640 \text{ Kgf}}$$

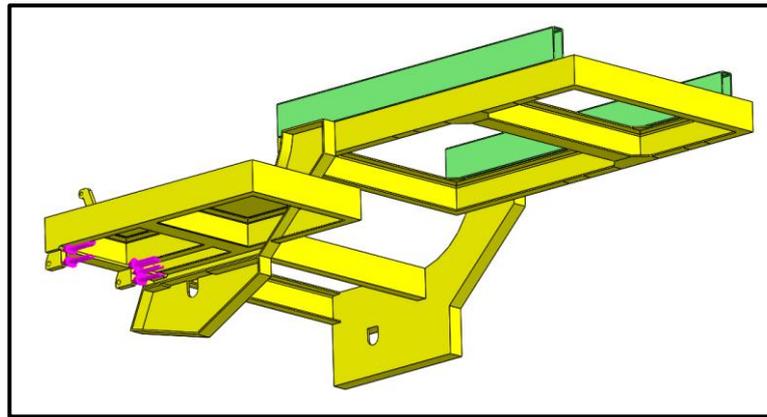


Figura 143 - Ubicación de la fuerza de arrastre.

9. Fuerza de la gravedad: se tiene en cuenta debido al tamaño y peso del chasis.

6.6.4. Sujeciones

Se presentan dos tipos de sujeciones:

- Geometría fija: en la Figura 144, se observa que cada rueda está sujeta en tres sectores. Estos sectores corresponden a las sujeciones fijas.

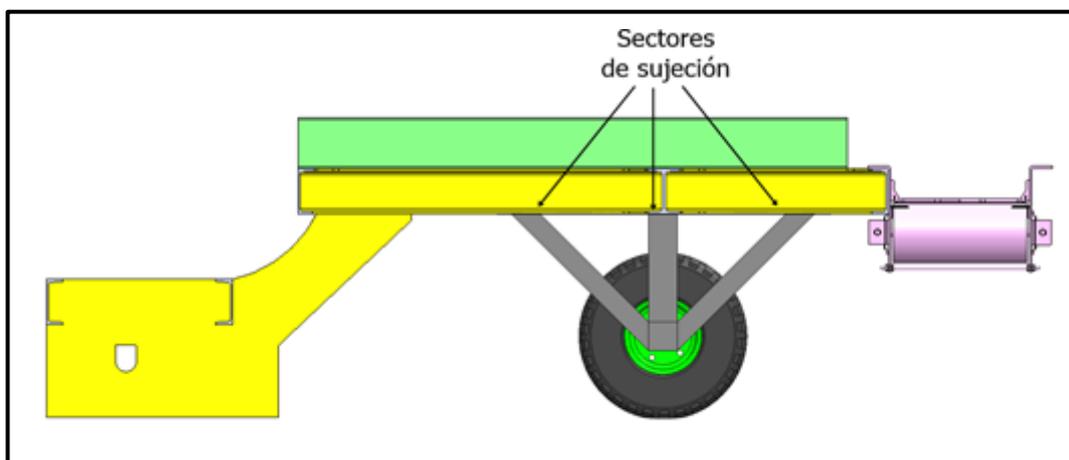


Figura 144 - Sujeciones de geometría fija mostrado a través de un corte longitudinal de la picadora.

- Rodillo/Control deslizante: la Figura 145 muestra esta sujeción.

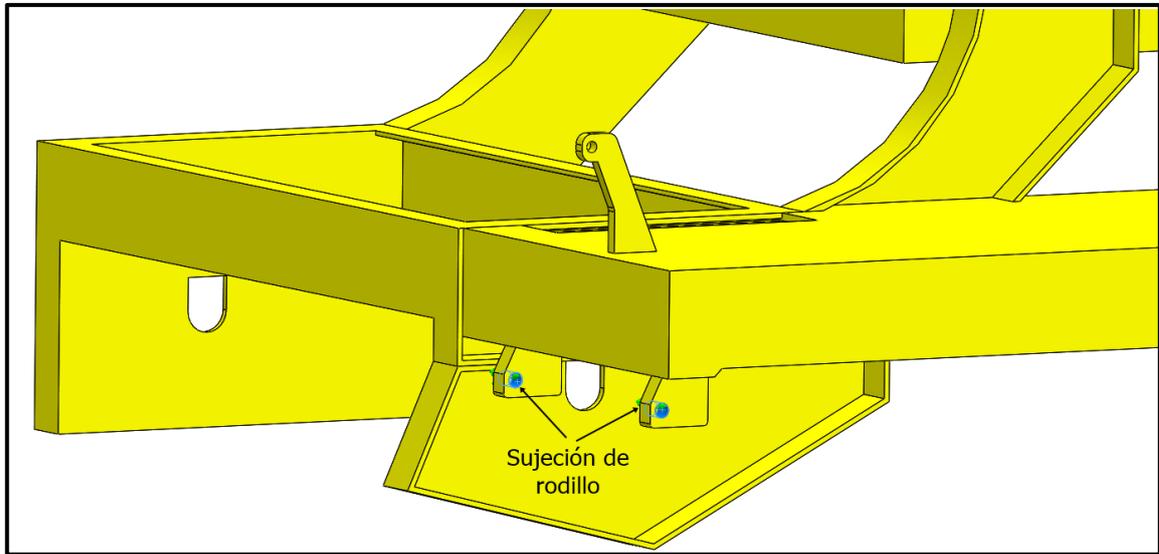


Figura 145 - Sujeción de rodillo.

6.6.5. Simulación

Los resultados de tensión y deformación se encuentran en las Figuras 146 y 147.

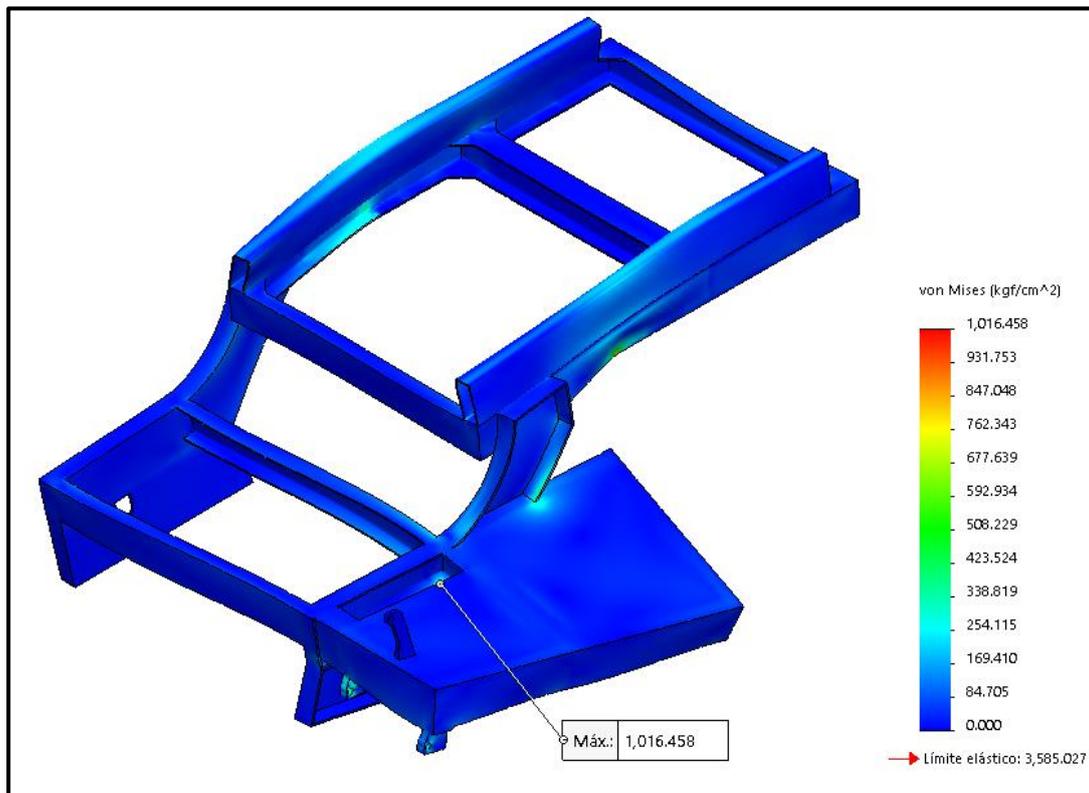


Figura 146 - Tensiones resultantes en el chasis.

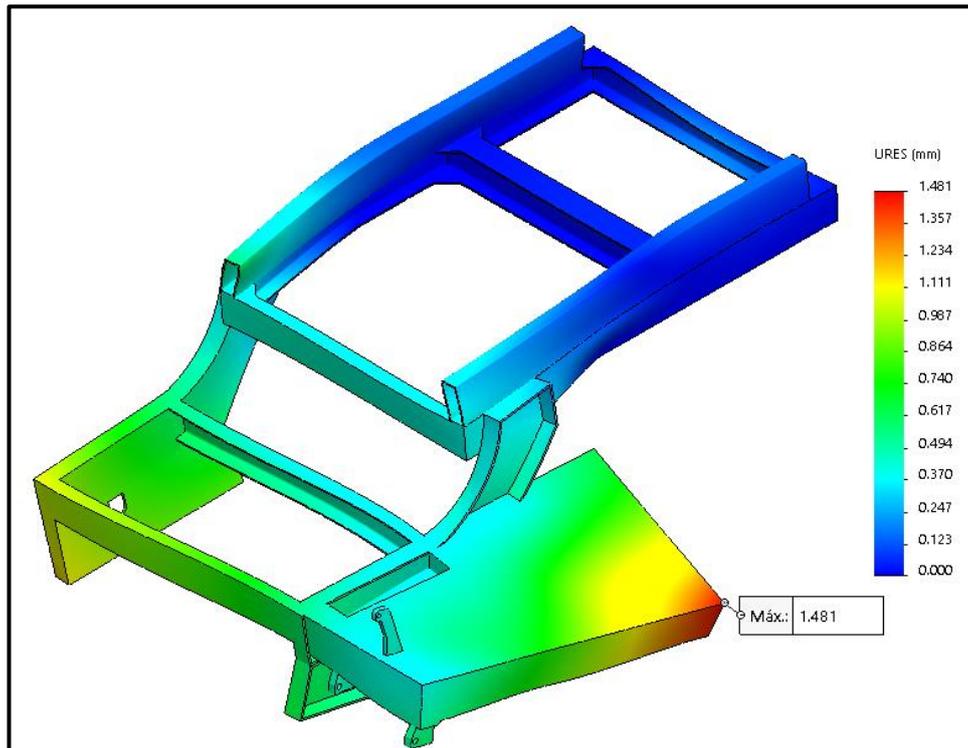


Figura 147 - Deformaciones resultantes en el chasis.

Puesto que la tensión de fluencia del material es 3585 Kg/cm^2 y que la tensión máxima en la estructura es 1016 Kg/cm^2 , se obtiene que el coeficiente de seguridad es 3,5.

Respecto a la deformación, la máxima es 1,48 mm. Relacionándolo con el ancho de la máquina, la deformación específica resulta ser 0,45 mm/m.

Se plantea un cambio en las alas derecha e izquierda que tiene como objetivo optimizar el proceso de fabricación. Se trata de la geometría de las piezas F y H que debido a su parte curva dificultan el ensamblado de las piezas G e I, ya que, únicamente se podrá copiar la forma con la operación de rolado o a martillo. Si estas tienen formas rectas, las piezas G e I pueden ser plegadas disminuyendo notablemente la mano de obra.

La Figura 148 muestra la modificación del ala.

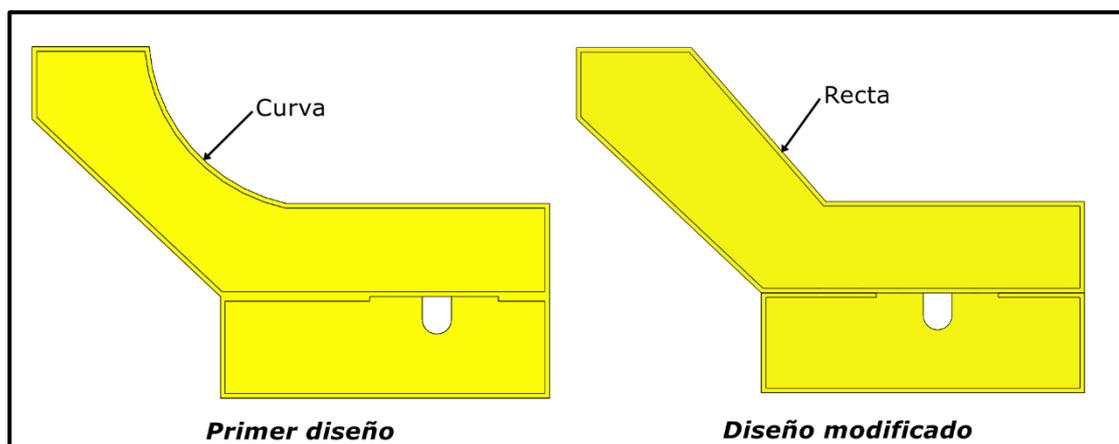


Figura 148 – Modificación de diseño del Ala derecha e izquierda.

6.7. Selección de neumáticos

Se seleccionan los neumáticos 400/60 – 15,5 TL, cuyas características son:

- Capacidad de carga máxima: 3350 Kg.
- Diámetro total: 874 mm.
- Ancho de sección: 404 mm.
- Índice de velocidad: A7 – 35 Km/h.
- Para uso sin cámara.
- Llanta W13,00 X 15,5”.

La Figura 149 muestra éste neumático.



Figura 149 – Neumático 400/60 – 15,5 TL.

Capítulo 7

Sistema hidráulico

7.1. Introducción

El sistema hidráulico que se propone cumple con los objetivos fijados en cuanto a:

- Simpleza de la transmisión, al evitar mecanismos de mandos mecánicos.
- Comodidad de operación de la máquina.

En este capítulo, se diseña el circuito hidráulico, se seleccionarán actuadores y válvulas para realizar las siguientes tareas:

- Regular la altura de corte.
- Regular la altura de descarga.
- Propulsar el sistema de descarga.

La picadora integral dispone de su propia central hidráulica para accionar sus actuadores. De esta manera, se independiza del tractor que se utilice, ya que no depende de las características hidráulicas del mismo, siendo estas muy variables.

Las distintas válvulas seleccionadas en este capítulo solo hacen referencia a su función, características o modelo de cierta marca comercial que se adaptaría al circuito expuesto. No se pretende seleccionar de manera completa, es decir que no se tienen en cuenta las dimensiones y las conexiones (roscas, adaptaciones, etc.) entre componentes.

7.2. Circuito hidráulico

En la Tabla 46, se indican los componentes constituyentes.

*Tabla 46
Componentes del circuito hidráulico.*

Designación	Descripción
RCE	Válvula reguladora de caudal compensado de 3 vías
VDCC	Válvula direccional
VDCD	Válvula direccional
VDM	Válvula direccional para motor orbital
RA1	Válvula reguladora de caudal anexa a válvula direccional
RA2	Válvula reguladora de caudal anexa a válvula direccional
RA3	Válvula reguladora de caudal anexa a válvula direccional
RC1	Válvula reguladora de caudal unidireccional
RC2	Válvula reguladora de caudal unidireccional
VCB1	Válvula contrabalanceo
VCB2	Válvula contrabalanceo
CC	Actuador lineal (cilindro)
CD	Actuador lineal (cilindro)
M1	Actuador rotatorio (motor)
M2	Actuador rotatorio (motor)
M3	Actuador rotatorio (motor)
B	Bomba
RP	Regulador de presión
MA	Manómetro
T	Depósito de aceite

FS	Filtro de succión
FR	Filtro de retorno

En la Figura 150, se encuentra el circuito propuesto.

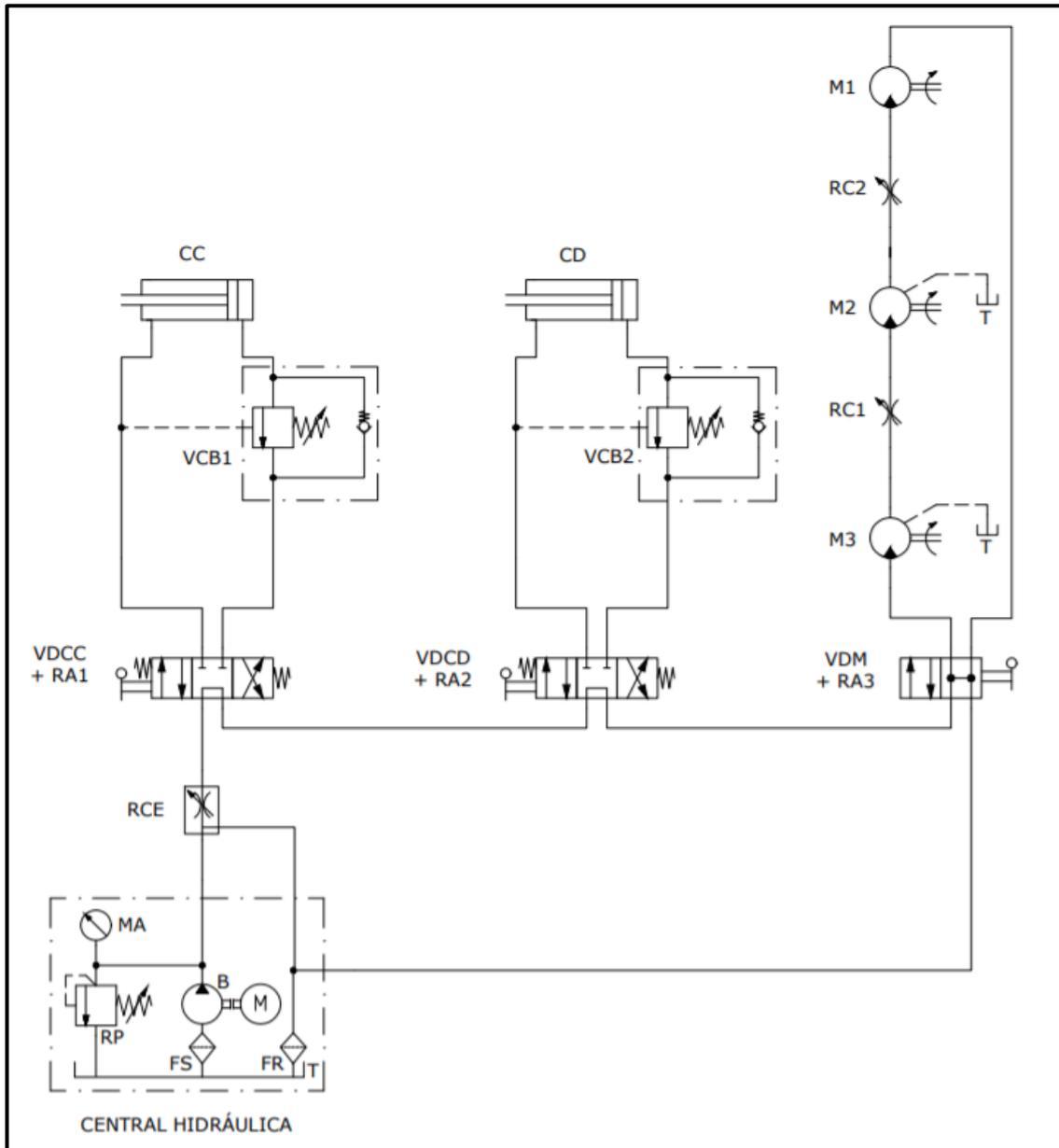


Figura 150 - Circuito hidráulico de la picadora integral.

Se pueden identificar cuatro zonas dedicadas a cumplir una función específica. La primera, comprende a la central hidráulica encargada generar el caudal necesario para abastecer las demandas; la segunda, permite regular la altura de corte; la tercera hace lo propio con la descarga; y la última, acciona el sistema de descarga.

7.3. Selección de actuadores

Estos son:

- Cilindro hidráulico (CC): actuador lineal que regula la altura de corte de forraje.
- Cilindro hidráulico (CD): actuador lineal que regula la pendiente de descarga del forraje.
- Motores hidráulicos (M1, M2 y M3): actuadores rotatorios que brindan movimiento a sistema de descarga.

7.3.1. Actuador de regulación de altura de corte (CC):

Dicho actuador, al recibir fluido hidráulico, aumenta o disminuye la altura de las herramientas de corte con respecto al suelo. A continuación, se determina la fuerza, dimensiones y otros parámetros que hacen al funcionamiento del cilindro.

A. Determinación de la fuerza

En base a datos obtenidos en el capítulo 6, se encuentra la fuerza necesaria para elevar o disminuir la altura de corte.

Estos datos son:

- $R_B = 500$ Kgf es la reacción en el enganche del tractor. Se toma la fuerza, siendo esta $F_{RB} = -R_B$.
- $P_{maq} = 4300$ Kgf es el peso de la máquina.
- $F_{mf} = 2000$ Kgf es el peso del forraje.

En la Figura 151, un esquema muestra la ubicación de las cargas con respecto al apoyo A. Se llama F_{cc} a la fuerza en el cilindro de corte, siendo sus componentes, F_{ccy} perteneciente al eje de las ordenadas, y F_{ccx} al eje de las abscisas.

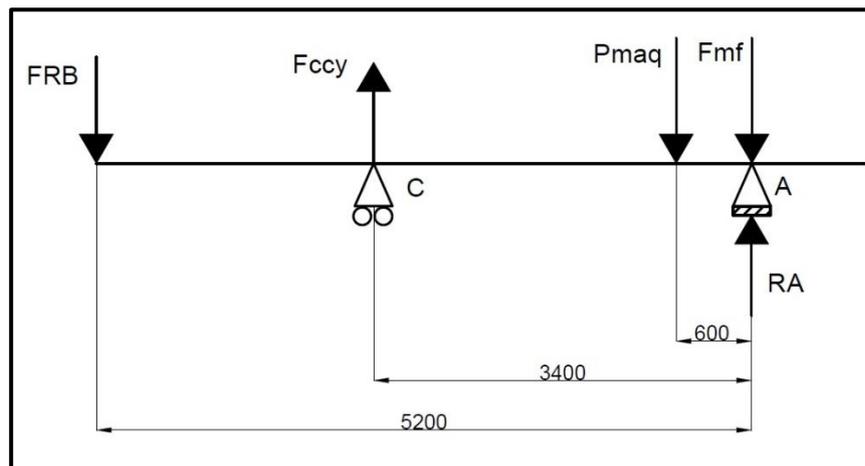


Figura 151 - Esquema de ubicación de las cargas. Unidades utilizadas: milímetro.

Planteando equilibrio en el eje Y:

$$\sum F_y = 0$$

$$R_A - F_{RB} - P_{maq} - F_{mf} + F_{ccy} = 0$$

$$\sum M^A = 0$$

$$F_{RB} \times 5200 \text{ mm} - F_{ccy} \times 3400 \text{ mm} + P_{maq} \times 600 \text{ mm} = 0$$

Despejando:

$$F_{ccy} = \frac{F_{RB} \times 5200 \text{ mm} + P_{maq} \times 600 \text{ mm}}{3400 \text{ mm}}$$

$$F_{ccy} = \frac{500 \text{ Kgf} \times 5200 \text{ mm} + 4300 \text{ Kgf} \times 600 \text{ mm}}{3400 \text{ mm}}$$

$$F_{ccy} = 1523 \text{ Kgf}$$

De la sumatoria de fuerzas, se obtiene:

$$R_A = F_{RB} + P_{maq} + F_{mf} - F_{ccy}$$

$$R_A = 500 \text{ Kgf} + 4300 \text{ kgf} + 2000 \text{ Kgf} - 1500 \text{ Kgf}$$

$$R_A = 5300 \text{ Kgf}$$

El cilindro, cuando la máquina está en posición de reposo, forma un ángulo ϕ de 50° con respecto a la horizontal, Figura 152, por lo tanto, la fuerza F_{cc} es:

$$F_{cc} = \frac{F_{ccy}}{\sin 50^\circ} = \frac{1523 \text{ Kgf}}{\sin 50^\circ}$$

$$F_{cc} = 1990 \text{ Kgf}$$

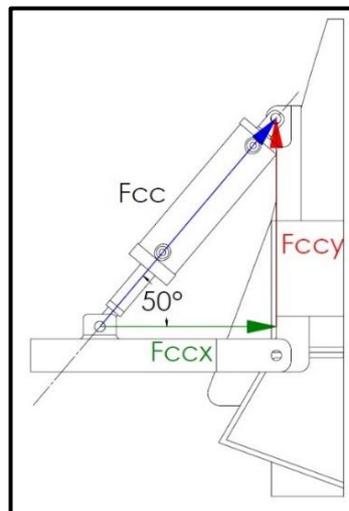


Figura 152 - Descomposición de fuerzas en el cilindro de corte.

Esta figura, además, indica que el vástago del cilindro se coloca hacia abajo.

Se estima una sobrecarga del 30% por acciones dinámicas.

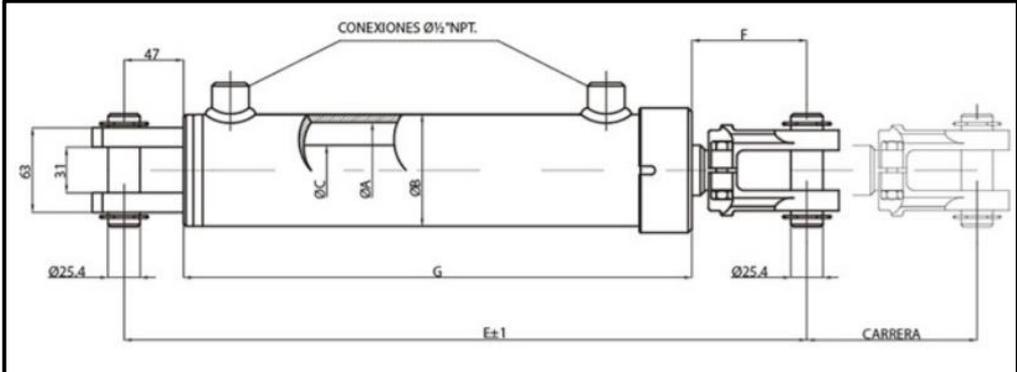
$$F_{cc} = 1,3 \times 1990 \text{ Kgf}$$

$$F_{cc} = 2590 \text{ Kgf}$$

B. Selección del cilindro

Se selecciona un cilindro hidráulico doble efecto diferencial de ØA 2 ½” (6,35 cm), Tabla 47.

Tabla 47
Cilindro hidráulico de regulación de altura de corte.



DESCRIPCION	CODIGO	A	B	C	CARRERA	E	F	G
2½"x300x38,1	42503000	63,5	76,2	38,1	300	570	100	423
2½"x400x38,1	42504000	63,5	76,2	38,1	400	670	100	523
2½"x500x38,1	42505000	63,5	76,2	38,1	500	770	100	623

Se verificará que la presión de trabajo no sea excesiva.

La sección del cilindro es:

$$S_c = \frac{\pi \times (\text{ØA})^2}{4} = \frac{\pi \times (6,35 \text{ cm})^2}{4}$$

$$S_c = 31,7 \text{ cm}^2$$

La presión de trabajo:

$$P_{cc} = \frac{F_{cc}}{S_c} = \frac{2590 \text{ Kgf}}{31,7 \text{ cm}^2}$$

$$P_{cc} = 81,7 \text{ Kg/cm}^2$$

C. Velocidad y tiempos de trabajo

Si se destina un caudal $Q_c = 15 \text{ L/min}$, la velocidad de trabajo en la carrera ascendente es:

$$V_c = \frac{10 \times Q_c}{S_c} = \frac{10 \times 15 \text{ L/min}}{31,7 \text{ cm}^2}$$

$$V_c = 4,7 \text{ m/min} = 78,9 \text{ mm/s}$$

El tiempo necesario para concretar la carrera es:

$$T_c = \frac{\text{Carrera}}{V_c} = \frac{300 \text{ mm}}{78,9 \text{ mm/s}}$$

$$T_c = 3,8 \text{ s}$$

En la carrera de disminución de altura, respetando el caudal, la velocidad y el tiempo son distintos, ya que la sección de cilindro disminuye. Esta sección es:

$$S_{cr} = \frac{\pi \times (\emptyset A^2 - \emptyset C^2)}{4} = \frac{\pi \times (6,35 \text{ cm}^2 - \emptyset 3,81 \text{ cm}^2)}{4}$$

$$S_{cr} = 20,3 \text{ cm}^2$$

La velocidad, entonces, es:

$$V_{cr} = \frac{10 \times Q_c}{S_{cr}} = \frac{10 \times 15 \text{ L/min}}{20,3 \text{ cm}^2}$$

$$V_{cr} = 7,38 \frac{\text{m}}{\text{min}} = 123,1 \text{ mm/s}$$

El tiempo es:

$$T_{cr} = \frac{\text{Carrera}}{V_{cr}} = \frac{300 \text{ mm}}{123,1 \text{ mm/s}}$$

$$T_{cr} = 2,43 \text{ s}$$

7.3.2. Actuador de regulación de la pendiente de descarga (CD)

El objetivo de dicho actuador es brindar movimiento a la segunda cinta de descarga para modificar la altura y la distancia a la cuál es eyectado el forraje.

A. Determinación de la fuerza

Las fuerzas actuantes son:

- $F_{sc} = 207 \text{ Kg}$ es el peso de la segunda cinta de descarga.
- P_{fc} es el peso del forraje que pasa por la segunda cinta de descarga.

La cantidad de forraje que pasa por la segunda cinta depende de la cadena cinemática del sistema de descarga. El análisis comienza en los rolos del segundo subsistema, ya que funcionan como limitador de caudal del forraje proveniente del acarreador. El caudal másico máximo, obtenido en el capítulo 6, es:

$$Q_{2\text{max}} = 18 \text{ Kg/s}$$

Las velocidades tangenciales de las cintas, indicadas también en el capítulo 6, son:

$$V_{0H} = 2,2 \text{ m/s, pertenece a la primera.}$$

$V_0 = 2,8 \text{ m/s}$, pertenece a la segunda.

El peso de forraje por unidad de longitud que pasa por la primera cinta es:

$$Q_{C1} = \frac{Q_{2\max}}{V_{0H}} = \frac{18 \text{ Kg/s}}{2,2 \text{ m/s}}$$

$Q_{C1} = 8,2 \text{ Kg/m}$

Esta cantidad de forraje, llega a la segunda cinta cuyo largo es $L = 1,2 \text{ m}$; el peso que pasa por la segunda cinta, entonces, es:

$P_{fc} = Q_{C1} \times L = 8,2 \text{ Kg/m} \times 1,2 \text{ m}$

$P_{fc} = 10 \text{ Kgf}$

La fuerza total es que debe vencer el cilindro es:

$F_t = F_{sc} + P_{fc} = 207 \text{ Kgf} + 10 \text{ Kgf}$

$F_t = 217 \text{ Kgf}$

Agregando el 30% debido la carga dinámica, se obtiene:

$F_t = 1,3 \times 217 \text{ Kgf}$

$F_t = 282 \text{ Kgf}$

En la Figura 153, se observa diagrama de fuerzas.

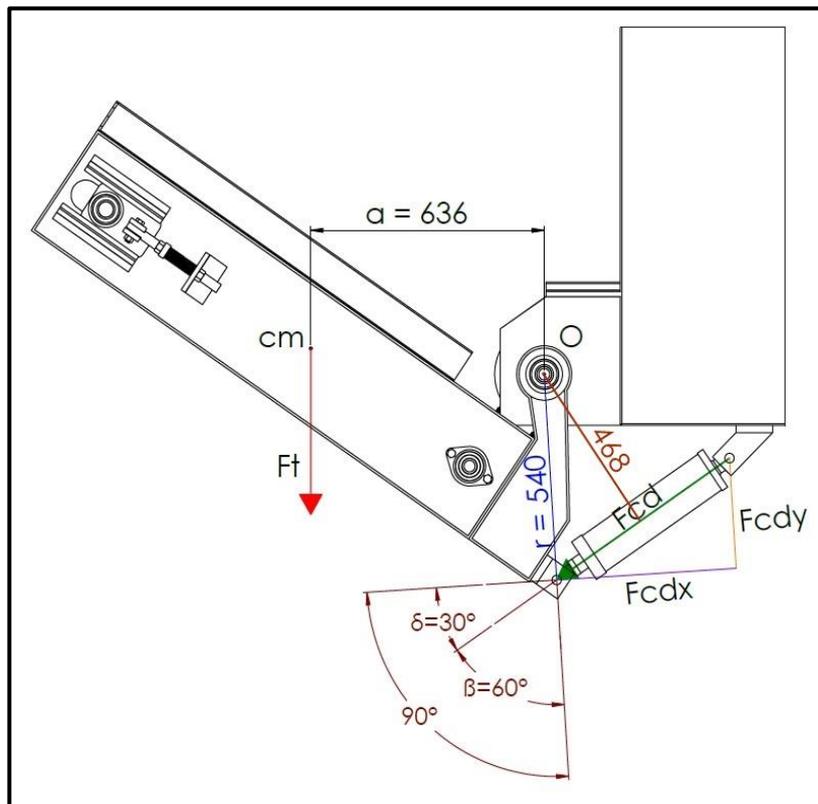


Figura 153 - Diagrama de fuerzas del cilindro de descarga. Unidades: milímetros.

En donde:

- cm es el centro de masa de la fuerza Ft.
- Fcd es la fuerza del cilindro de descarga.
- Fcdx es la proyección de la fuerza Fcd perpendicular al vector r.
- Fcdy es la proyección de la fuerza Fcd sobre el vector r.

El momento generado por la fuerza Ft, con respecto a O (punto de giro de la cinta), es:

$$Mr = Ft \times a$$

Siendo:

$$a = 636 \text{ mm} = 63,6 \text{ cm}$$

Entonces:

$$Mr = 282 \text{ Kgf} \times 63,6 \text{ cm}$$

$$\mathbf{Mr = 17935 \text{ Kgcm}}$$

Para contrarrestar este momento es necesario que se oponga otro de mayor magnitud que se denomina Mn.

$$Mr \leq Mn$$

$$Mr \leq Fcdx \times r$$

$$\text{Siendo, } r = 540 \text{ mm} = 54 \text{ cm}$$

Por ende:

$$17935 \text{ Kgcm} \leq Fcdx \times 54 \text{ cm}$$

$$\frac{17935 \text{ Kgcm}}{54 \text{ cm}} \leq Fcdx$$

$$\mathbf{332 \text{ Kgf} \leq Fcdx}$$

Proyectado Fcdx sobre la recta de acción de Fcd:

$$\cos \beta = \frac{Fcdx}{Fcd}$$

$$Fcd = \frac{Fcdx}{\cos \beta} = \frac{332 \text{ Kgf}}{\cos 30^\circ}$$

$$\mathbf{Fcd = 384 \text{ Kgf}}$$

B. Selección del cilindro

Con la finalidad de estandarizar los cilindros presentes en la picadora, se verifica si el seleccionado para la regulación de la altura de corte cumple con los requerimientos de presión para regular la descarga.

La presión que se obtiene en la descarga es:

$$P_{cd} = \frac{F_{cd}}{S_c} = \frac{F_{cd}}{\frac{\pi \times (\varnothing A)^2}{4}} = \frac{384 \text{ Kgf}}{\frac{\pi \times (6,35 \text{ cm})^2}{4}} = \frac{384 \text{ Kgf}}{31,7 \text{ cm}^2}$$

$$P_{cd} = 12,1 \text{ Kg/cm}^2$$

Siendo satisfactoria.

C. Velocidad y tiempos de trabajo

Manteniendo el caudal $Q_c = 15 \text{ L/min}$, se obtiene la misma velocidad de trabajo y el mismo tiempo de carrera de aumento y disminución de altura.

7.3.3. Actuadores rotatorios - Motores del sistema de descarga

Se disponen de tres motores hidráulicos conectados en serie, uno por cada subsistema, de tal manera que estén sincronizados y tengan una secuencia lógica de arranque. El circuito comienza en el tercer subsistema, pasa por el segundo y concluye en el primero. Este orden permite que, cuando comienza a girar el motor del primer subsistema, ya esté en régimen el resto.

Por consiguiente, en una hoja de cálculo de Microsoft Excel, se obtienen las distintas posibilidades de caudal, presión y cilindrada para cada motor al ir cambiando sus variables. Las ecuaciones utilizadas son:

Presión:

$$P \text{ (bar)} = \frac{450 \times N \text{ (CV)}}{Q \text{ (L/min)}}$$

Cilindrada:

$$\text{cil (cm}^3/\text{rev)} = \frac{1000 \times Q \text{ (L/min)} \times \eta}{n \text{ (rpm)}}$$

Siendo:

N la potencia hidráulica.

Q el caudal.

$\eta = 0,9$ el rendimiento.

n la velocidad angular.

Se comienza el análisis por el tercer subsistema. Para ello, se propone una variación de caudal de entre 55 L/min y 5 L/min . Este motor les otorga movimiento a ambas cintas de transportadoras, siendo necesario abastecer el consumo de ambas potencias.

$$N_3 = Ph_3 + Ph_4 = 2,7 \text{ HP} + 1,9 \text{ HP}$$

$$N_3 = 4,6 \text{ HP} \cong 4,6 \text{ CV}$$

Para simplificar el análisis, se toma la velocidad angular de la primera cinta por ser la menor, dando un pequeño sobredimensionamiento a la cilindrada.

$$n_3 = 150 \text{ rpm}$$

En la Tabla 48, se muestra la variación de la presión y la cilindrada en función del caudal.

Tabla 48
Presión/cilindrada del motor M3 en función del caudal de entrada.

Caudal (L/min)	Presión (Bar)	Cilindrada (cc/rev)
55	37,6	330
50	41,4	300
45	46,0	270
40	51,7	240
35	59,1	210
30	69,0	180
25	82,8	150
20	103,5	120
15	138,0	90
10	207,0	60
5	414,0	30

El motor M2, correspondiente a los rolos, debe cubrir las siguientes necesidades:

$$n_R = 60 \text{ rpm}$$

$$Ph_{TR} = 3 \text{ Hp} \cong 3 \text{ CV}$$

En la Tabla 49, se muestran los valores obtenidos:

Tabla 49
Presión/cilindrada del motor M2 en función del caudal de entrada.

Caudal (L/min)	Presión (Bar)	Cilindrada (cc/rev)
40	33,7	600
35	38,6	525
30	45,0	450
25	54,0	375
20	67,5	300
15	90,0	225
10	135,0	150
5	270,0	75

El motor M1, que da movimiento al acarreador debe permitir:

$$n_1 = 3 \text{ rpm}$$

$$Ph_1 = 0,69 \text{ Hp} \cong 0,69 \text{ CV}$$

En la Tabla 50, se aprecian los resultados.

Tabla 50
Presión/cilindrada del motor M1 en función del caudal de entrada.

Caudal (L/min)	Presión (Bar)	Cilindrada (cc/rev)
20	14,8	6000
15	19,8	4500
10	29,7	3000
5	59,4	1500

En base a las tablas 48, 49 y 50, se establecen las condiciones de trabajo adecuadas para mantener un equilibrio entre presión y cilindrada, las cuales se observan en la Tabla 51.

Tabla 51
Condiciones de trabajo adoptadas para cada motor.

	M3	M2	M1
Velocidad angular (rpm)	150	60	3
Par torsor (Nm)	200 ¹	326 ²	1324 ³
Caudal (L/min)	50	20	10
potencia (HP = CV)	4,6	3	0,66
cilindrada (cc/rev)	300	300	3000
Presión diferencial ²⁶ (Bar-Kg/cm ²)	41,4-42,2	67,5-68,8	29,7-30,3

¹ Es la suma del perteneciente a la primera cinta y la segunda.

$$\text{Primera cinta: } T = \frac{71620 \times 2,7 \text{ CV}}{150 \text{ rpm}} = 1290 \text{ Kgcm.}$$

$$\text{Segunda cinta: } T = \frac{71620 \times 1,9 \text{ CV}}{190 \text{ rpm}} = 716 \text{ Kgcm.}$$

$$\text{Total} = 2006 \text{ Kgcm} = 200 \text{ Nm.}$$

² Extraído del apartado 5.3.6. Dimensionamiento de los rolos, conversión de 1611,5 Kgcm, multiplicado por dos rolos.

³ Extraído del apartado 5.2.3. Potencia, conversión de 135 Kgm.

Se utilizan motores del tipo orbital para M2 y M3, y de pistones radiales para M1. La Tabla 52, muestra las características del motor MLHP 315, adoptado para M2 y M3. La Tabla 53, indica las características que posee el motor NHM31-3000 adoptado para M1.

²⁶ Indica que entre la entrada y la salida del motor existe una pérdida de carga

Tabla 52
Especificaciones técnicas de los motores M2 y M3.

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS																					
TIPO		P 25	P 32	P 40	P 50	P 80	P 100	P 125	P 160	P 200	P 250	P 315	P 400	P 500	P 630						
CILINDRADA	(cm ³ /rev)	25	32,0	40,0	49,5	79,2	99	123,8	158,4	198	247,5	316,8	396	495	623,6						
VELOCIDAD MÁXIMA	cont.	1600	1560	1515	1225	765	612	489	382	306	245	191	153	122	97						
	(RPM)	1815	1720	1760	1530	956	765	611	479	383	306	239	191	153	121						
TORQUE MÁXIMO	cont.	3,3	4,3	6,2	9,43	15,15	19,3	23,7	31,3	36,6	38	38	36	39	44						
	(da Nm)	4,7	6,1	8,2	11,9	19,5	23,7	29,8	37,8	45,6	58,3	56	59	57	64						
	pico	6,7	8,6	10,7	14,3	22,4	27,5	36,5	43,8	55	68,5	85	85,4	78	82						
POTENCIA MÁXIMA	cont.	4,5	5,8	8,5	10,1	10,2	10,5	10,2	10,1	10	7,5	5,8	4,6	3,5	3,3						
	(Kw)	6,1	7,8	11,6	12,2	12,5	12,8	12	12,1	12	12	9	7,8	7,2	5,6						
PRESIÓN DIFERENCIAL	cont.	100		120		140				110		90		70		60		55			
	int.	140		155		175				175		140		115		90		80			
	pico	225		225		225				225		225		180		130		110			
CAUDAL MÁXIMO	cont.	40	50	60	60,6				60,6				60,6								
	(l/min.)	45,4	55	70	75,8				75,7				75,7								
PRESIÓN MÁXIMA	cont.					175								140							
	int.					200								175							
	pico					225								225							
PRESIÓN MÁXIMA	cont.	0-100 rpm				150								150							
EN LÍNEA DE RETORNO	cont.	100-300 rpm				75								75							
SIN DRENAJE	cont.	300>600 rpm				50								-							
(bar)	cont.	0>600 rpm				20								-							
	int.	0-máx rpm				150								150							
PRESIÓN MÁXIMA (bar)	cont.					175								140							
EN LÍNEA DE RETORNO	int.					200								175							
CON DRENAJE	pico					225								225							
PRESIÓN MÁXIMA	(bar)					10				9		8		7		6		5			
DE ARRANQUE SIN CARGA																					
TORQUE DE ARRANQUE	máx.pres. dif. cont.	3	4	5,4	7,8	13,2	16,6	20,7	28,2	33,5	33,6	34,4	34,5	36	41,5						
	máx. pres. dif. int.	4,2	5,6	6,8	10,0	16,8	21,0	26,6	35,5	42,6	54,2	61,9	60,8	54	62						
MÍNIMO (da Nm)																					
RPM MÍNIMA		20	15	10																	
PESO	(Kg)	5,6	5,6	5,7	5,8	5,9	6,1	6,2	6,4	6,6	6,8	7,1	7,6	8,9	9,5						
	MLHPW(N)				5,5	5,6	5,8	5,9	6,1	6,3	6,5	6,8	7,2								
	MLHPQ(M)(N)				5,2	5,3	5,5	5,6	5,8	6	6,2	6,5	6,8	8,3	9						

Las características de los motores seleccionados, se encuentran contenidas entre las líneas verticales color rojo. Entre las más destacadas, se nombran:

- Cilindrada: 316,8 cc/rev.
- Velocidad máxima continua: 191 rpm.
- Torque máximo continuo: 38 da Nm = 380 Nm.
- Potencia máxima continua: 5,8 Kw = 7,8 Hp.
- Presión diferencial continua: 90 bar.
- Caudal máximo continuo: 60,6 L/min.

Tabla 53
Especificaciones técnicas del motor M1.

SERIE NHM	CILINDRA.	PRESIÓN (bar)		TORQUE (Nm/bar)		ROTACIÓN
		CONT.	MÁX.	CONT.	ESPEC.	
NHM31-2500	2553	250	320	9438	37,8	2-200
NHM31-2800	2683	200	250	7935	39,7	1-200
NHM31-3000	3063	200	250	9057	45,3	1-200
NHM31-3150	3218	200	250	9518	47,6	1-160
NHM31-3500	3561	200	250	10530	52,7	1-160

Se observan las siguientes características:

- Cilindrada: 3063 cc/rev.
- Presión continua: 200 bar.
- Torque máximo continuo a 200 bar: 9057 Nm.
- Torque máximo específico a 29,7 bar (presión diferencial):
29,7 bar x 45,3 Nm/bar (Torque específico) = 1346 Nm.
- Rango de velocidades: 1 - 200 rpm.

Los motores seleccionados, cumplen con las condiciones de trabajo propuestas en la Tabla 51.

7.4. Selección de elementos de control de fluidos

Estos elementos son los encargados de modificar las condiciones de circulación del fluido.

7.4.1. Regulador de caudal de 3 vías compensado en presión (RCE)

El regulador se encuentra a la salida de la bomba para reducir el caudal que llega a las válvulas direccionales, enviando el excedente al depósito. De esta manera, el caudal que pasa por estas válvulas no depende de la velocidad angular de la toma de potencia del tractor, siempre que la misma permita llegar al caudal preestablecido.

El caudal regulado es suficiente para accionar todos los actuadores, dando un total de $Q_N = 80 \text{ L/min}$.

7.4.2. Válvula direccional para actuador lineal (VDCC y VDCCD)

Poseen las siguientes características:

1. Configuración: 4 vías – 3 posiciones.
2. Conexión: centro en tándem.
3. Accionamiento: doble efecto a palanca con doble retorno a muelle.
4. Válvula auxiliar incorporada (RA1 y RA2): reguladora de caudal de tres vías, compensada en presión.

Existen dos series de estas válvulas:

- SERIE RFP: posibilita que el caudal excedente sea derivado nuevamente al sistema permitiendo la simultaneidad de uso para una segunda válvula, priorizando siempre el flujo prioritario y el excedente lo deriva a la segunda válvula. Cuando únicamente opera la segunda válvula, esta recibe todo el caudal de la bomba.
- SERIE RFS: el flujo excedente es derivado al tanque. Cuando no se opera el elemento prioritario, la válvula lleva todo el caudal al tanque evitando pérdidas de carga y el consiguiente calentamiento del fluido.

En la Figura 154, se muestra el esquema de ambas series.

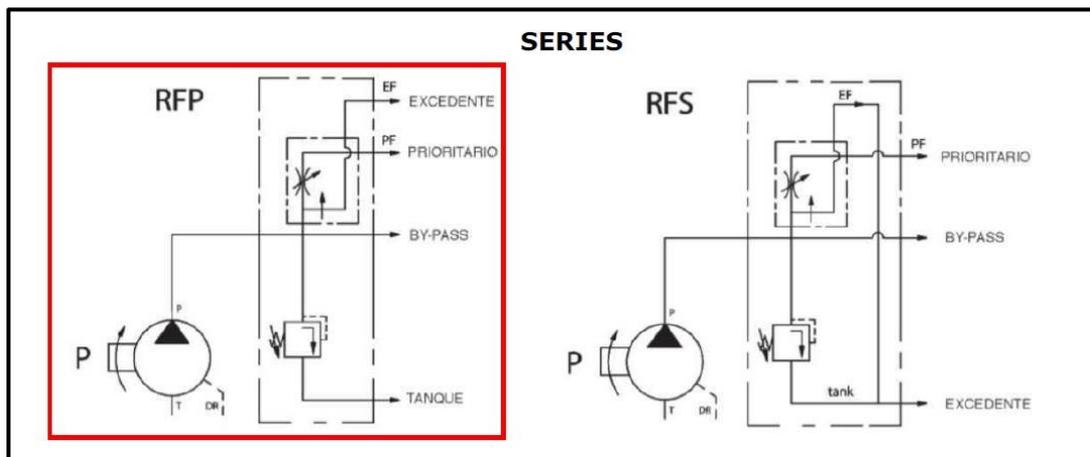


Figura 154 - Series de válvulas direccionales.

La serie RFP es la adecuada para esta aplicación, ya que las 3 válvulas direccionales están conectadas entre sí.

Las válvulas auxiliares permiten que, por la conexión prioritaria, el caudal sea de 15 L/min.

7.4.3. Válvula direccional para actuador rotatorio (VDM)

Las características para su selección son:

1. Configuración: 4 vías – 2 posiciones.
2. Conexión: centro abierto.
3. Accionamiento: palanca sin retorno.
4. Especial para motores.
5. Válvula auxiliar incorporada (RA3): reguladora de caudal de tres vías, compensada en presión.

La válvula auxiliar permite que el caudal que llega al primer motor sea 50 L/min.

7.4.4. Válvulas contrabalanceo (VCB1 y VCB2)

Deben poseer las siguientes características:

1. Tipo: válvula simple.
2. Caudal máximo admisible: mayor a 15 L/min (caudal regulado por RA1 y RA2).

7.4.5. Válvulas reguladoras de caudal (RC1 y RC2)

Los caudales regulados son:

- RC1: 20 L/min.
- RC2: 10 L/min.

Las características para la selección de RC1 son:

1. Capacidad de regulación de caudal: mayor a 50 L/min (caudal regulado por RA3).
2. Especial para motores.

La selección de RC2 difiere, únicamente, en que la capacidad de regulación de caudal puede ser menor porque RC1 ya lo ha disminuido a 20 L/min.

7.5. Principio de funcionamiento

Se expone el funcionamiento del sistema para distintos casos de operación:

- A. Funcionamiento en vacío.
- B. Accionamiento de VDCC.
- C. Accionamiento de VDCD.
- D. Accionamiento de VDM.

A. Funcionamiento en vacío

Ocurre cuando no se acciona ninguna válvula direccional y la toma de potencia del tractor está accionada, de modo que la bomba se encuentra funcionando sin cargas.

El diagrama de flujo de la Figura 155 indica su funcionamiento.

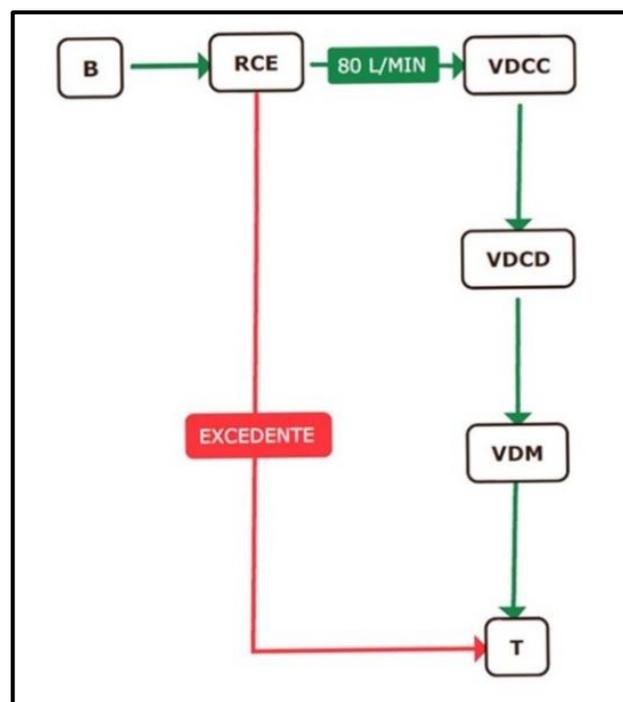


Figura 155 - Diagrama de flujo del funcionamiento en vacío. En verde, se indica el caudal prioritario y, en rojo, el caudal de retorno.

El caudal en RCE toma dos caminos:

- 1- El caudal regulado de 80 L/min pasa por las tres válvulas direccionales y retorna al depósito.
- 2- El caudal excedente retorna a depósito.

B. Accionamiento de VDCC

Permite el movimiento de CC de manera que la máquina eleva la altura de corte o la disminuya. Para el primer caso, el diagrama de flujo del funcionamiento se encuentra en la Figura 156; y para el segundo en la Figura 157.

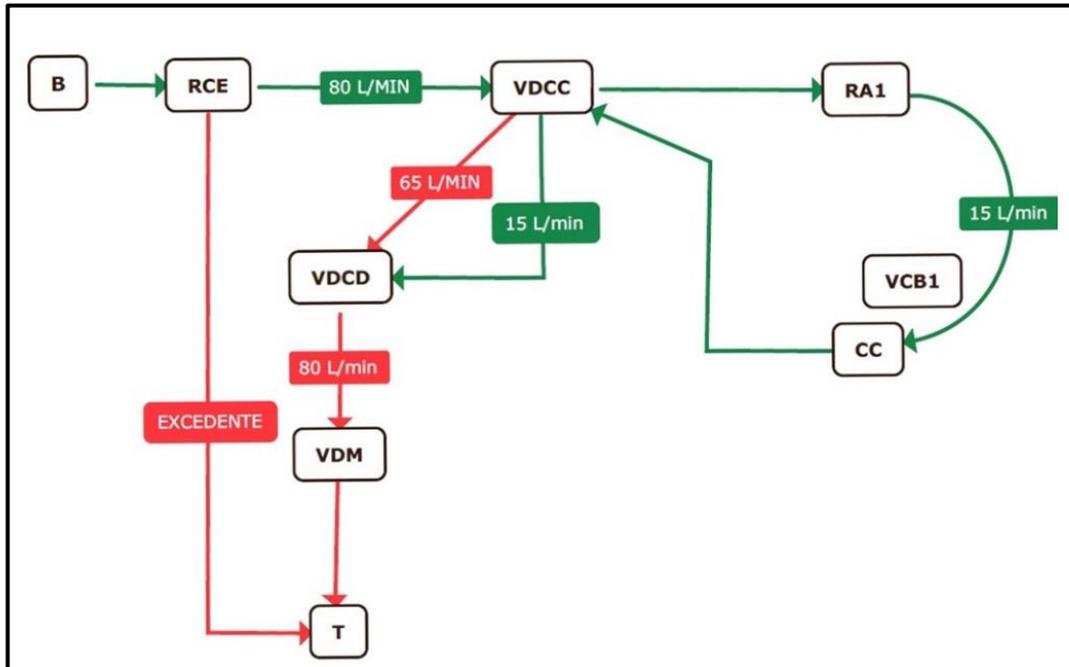


Figura 156 - Diagrama de flujo del funcionamiento para elevar la altura de corte. En verde, se indica el caudal prioritario y, en rojo, el caudal de retorno.

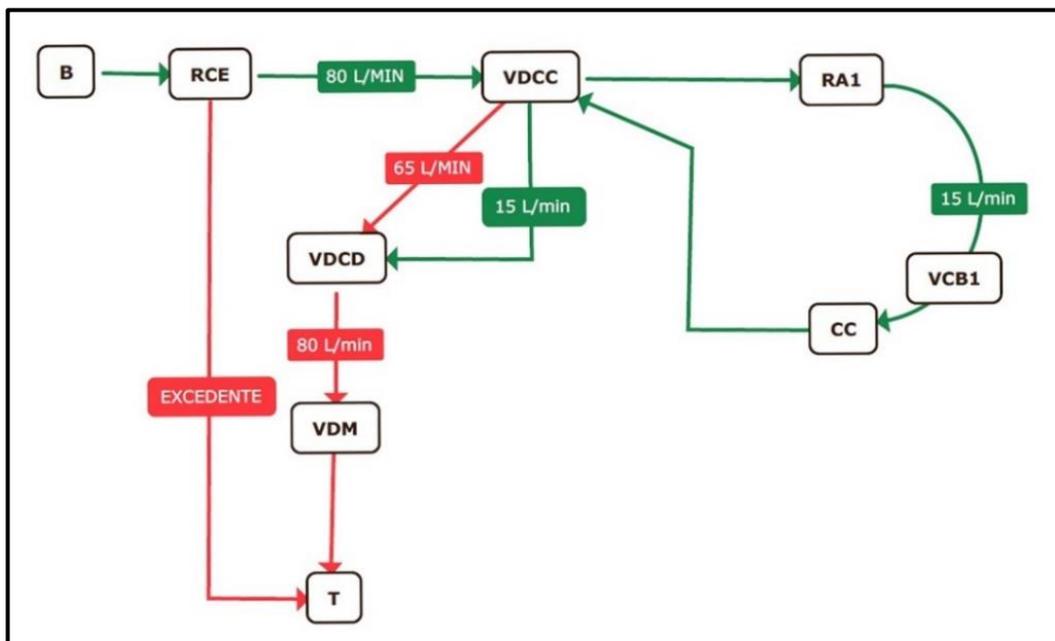


Figura 157 - Diagrama de flujo del funcionamiento para disminuir la altura de corte. En verde, se indica el caudal prioritario y, en rojo, el caudal de retorno.

Cuando se acciona para elevar la altura de corte, el caudal regulado por RCE (80 L/min) llega a VDCC; allí, por RA el caudal se convierte en prioritario disminuyendo a 15 L/min y mueve el vástago de CC eludiendo VCB1. Luego, retorna al depósito en conjunto con el caudal excedente de 65 L/min.

Cuando se disminuye la altura de corte, la fuerza generada por el peso de la máquina provoca una carga potencialmente descontrolada. Por tal motivo, se obliga al fluido a pasar por VCB1 que sena la presión de alimentación para que la carga baje de forma gradual.

C. Accionamiento de VDCCD

Permite el movimiento de CD, de manera que la segunda cinta transportadora aumente su pendiente o la disminuya.

En las Figuras 158 y 159, se aprecian los diagramas de flujo, correspondientes a ambas acciones citadas.

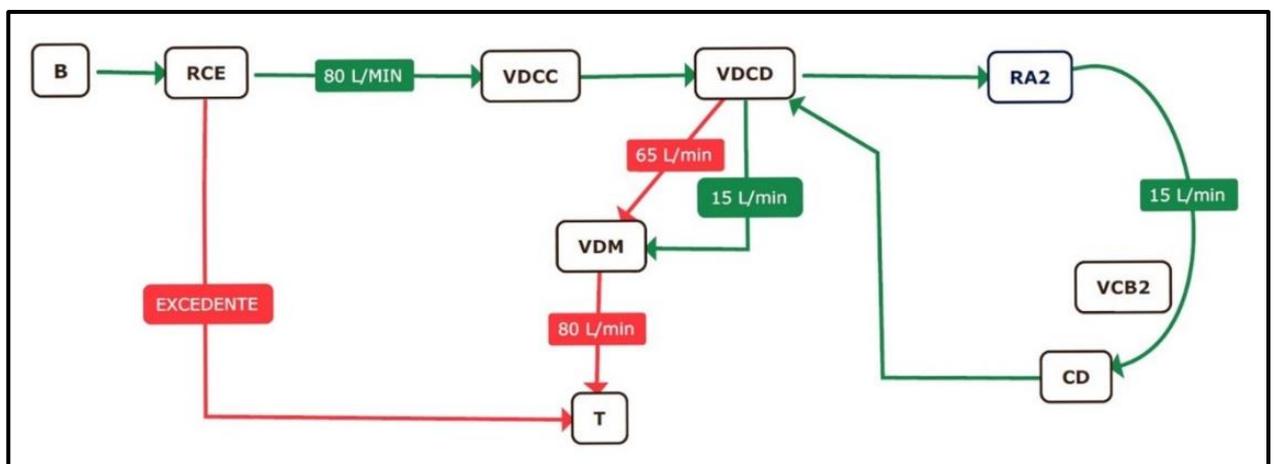


Figura 158 - Diagrama de flujo del funcionamiento para aumentar la pendiente. En verde, se indica el caudal prioritario y, en rojo, el caudal de retorno.

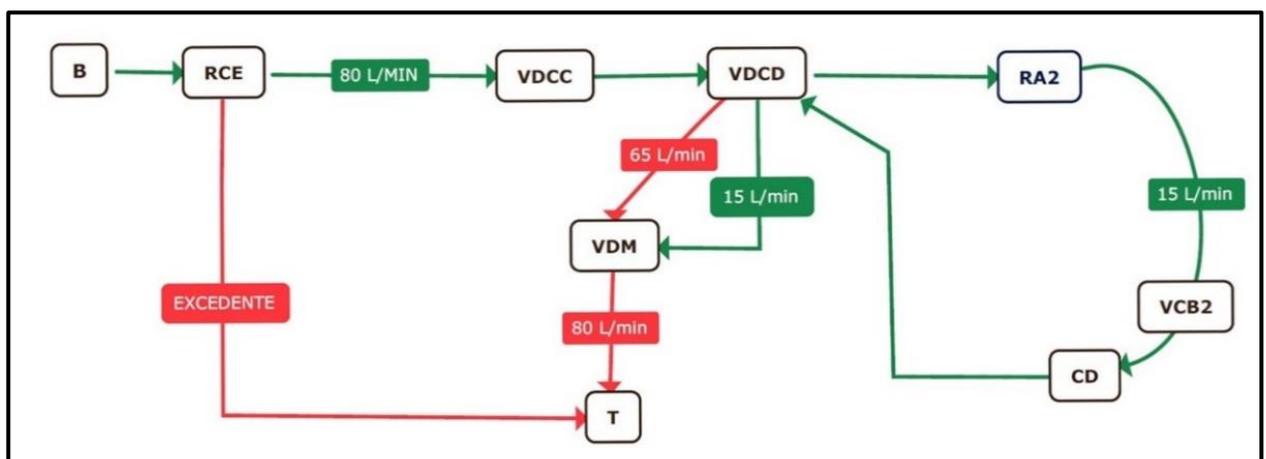


Figura 159 - Diagrama de flujo del funcionamiento para disminuir la pendiente. En verde, se indica el caudal prioritario y, en rojo, el caudal de retorno.

El principio de funcionamiento es exactamente igual que al accionar VDCC. Este, al no ser accionado permite que la totalidad del flujo regulado por RCE llegue a VDCD.

D. Accionamiento de VDM

Permite el funcionamiento de los motores del sistema de descarga. En la Figura 160, se presenta su diagrama de funcionamiento.

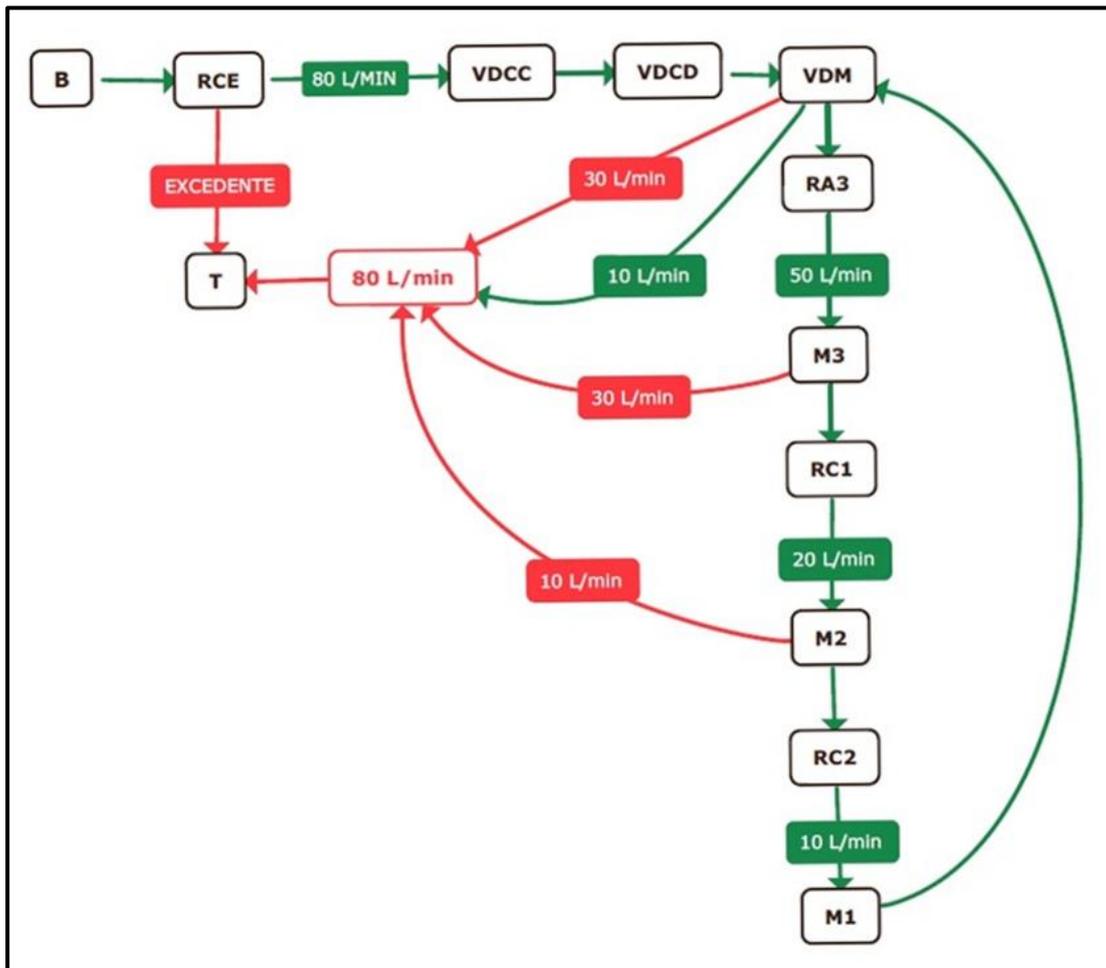


Figura 160 - Diagrama de flujo del funcionamiento de los motores. En verde, se indica el caudal prioritario y, en rojo, el caudal de retorno.

VDM es de centro abierto para que no se bloqueen bruscamente los motores al dejar de ser accionados. Posee únicamente 2 posiciones, de esta manera se evita el accionamiento de los motores en sentido inverso.

El fluido regulado por RCE llega a VDM tras haber pasado por VDCC y VDCD. Antes de llegar a M1, sufre una disminución de caudal debido a RA3 (50 L/min). M3 comienza a rotar y el fluido se encuentra con RC1 en su camino que genera una pérdida de carga debido a la reducción de caudal a 20 L/min. Los 30 L/min de excedente retornan al depósito por la derivación directa que posee M3, asegurando así que la presión en los retenes no supere el nivel de presión de la línea de retorno. Cuando comienza a girar M2, el fluido se encuentra con RC2 que disminuye el caudal a 10 L/min. Por medio de la derivación directa, al depósito



retornan los 10 L/min de excedente. Luego de ser accionado M1, el fluido retorna al depósito juntándose con el excedente de 10 L/min que fue excluido en primera instancia por RA3.

7.6. Diseño de conductos

Se dimensionan los conductos pertenecientes a las líneas de presión, que constan de mangueras flexibles y tubos rígidos. Entre las consideraciones adoptadas para realizar los cálculos se aprecian las siguientes:

- El número de Reynolds debe ser menor a 2300 para que el flujo sea laminar. Este se obtiene de la ecuación:

$$Re = \frac{V_f \times D}{\nu}$$

En donde:

V_f es la velocidad del fluido, medida en m/s.

D es el diámetro interno del conducto, medida en m.

ν es la viscosidad cinemática, medida en m^2/s .

- La viscosidad cinemática mínima aceptable del aceite que se utiliza en tractores es 21 cSt, que equivale a $2,1 \times 10^{-5} m^2/s$.
- Las velocidades de fluido recomendadas desde el punto de vista técnico/económico se muestran en la Tabla 54.

*Tabla 54
Velocidades de fluido recomendadas según el tipo de línea.*

Línea		Velocidad recomendada
Succión		0,51,5 m/s.
Presión	hasta 100 Bar	2,0.....4,0 m/s
	hasta 315 Bar	4,0.....12,0 m/s
Retorno		2,0.....3,0 m/s

- Al diámetro del conducto, se lo obtiene despejando de la ecuación del número de Reynolds.

$$D = \frac{Re \times \nu}{V_f}$$

7.6.1. Línea RCE-VDCC

El caudal regulado por RCE es:

$$Q = 80 L/min = 1,33 \times 10^{-3} m^3/s$$

La presión de cálculo es la suma de las diferenciales de los tres motores y de los dos cilindros.

$$P_t = 178 \text{ Kg/cm}^2$$

Según la Tabla 54, las velocidades de fluido recomendadas se ubican entre:

$$V_{f1} = 4 \text{ m/s}$$

$$V_{f2} = 12 \text{ m/s}$$

Por lo tanto, la sección de la manguera puede variar entre:

$$S_{m1} = \frac{Q}{V_{f1}} = \frac{1,33 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}}{4 \text{ m/s}}$$

$$S_{m1} = 3,33 \times 10^{-4} \text{ m}^2 = 3,33 \text{ cm}^2$$

Y,

$$S_{m2} = \frac{Q}{V_{f2}} = \frac{1,33 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}}{12 \text{ m/s}}$$

$$S_{m2} = 1,11 \times 10^{-4} \text{ m}^2 = 1,11 \text{ cm}^2$$

Los diámetros necesarios para satisfacer dichas secciones son:

$$D_{m1} = \sqrt{\frac{4 \times S_{m1}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 3,33 \text{ cm}^2}{\pi}}$$

$$D_{m1} = 2,10 \text{ cm} = 21 \text{ mm} = 0,021 \text{ m}$$

Y,

$$D_{m2} = \sqrt{\frac{4 \times S_{m2}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 1,11 \text{ cm}^2}{\pi}}$$

$$D_{m2} = 1,18 \text{ cm} = 1,18 \text{ mm} = 0,0118 \text{ m}$$

Los números de Reynolds para ambos casos son:

$$Re_1 = \frac{V_{f1} \times D_{m1}}{\nu} = \frac{4 \text{ m/s} \times 0,021 \text{ m}}{2,1 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}}$$

$$Re_1 = 4000$$

Y,

$$Re_2 = \frac{V_{f2} \times D_{m2}}{\nu} = \frac{12 \text{ m/s} \times 0,0118 \text{ m}}{2,1 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}}$$

$$Re_2 = 6742$$

Al resultar un flujo turbulento, se toma un diámetro mayor del conducto a fin de que la velocidad del fluido disminuya. Se prueba con una manguera normalizada de Ø2", es decir:

$$D_{m3} = 5 \text{ cm} = 50 \text{ mm} = 0,050 \text{ m}$$

Cuya sección es:

$$S_{m3} = \frac{\pi \times (0,050 \text{ m})^2}{4}$$

$$S_{m3} = 2,03 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

En consecuencia, se comprueba que la velocidad del fluido y el número de Reynolds han disminuido.

$$V_{f3} = \frac{Q}{S_{m3}} = \frac{1,33 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}}{2,03 \times 10^{-3} \text{ m}^2}$$

$$V_{f3} = 0,66 \text{ m/s}$$

$$Re_3 = \frac{V_{f3} \times D_{m3}}{\nu} = \frac{0,66 \text{ m/s} \times 0,050 \text{ m}}{2,1 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}}$$

$$Re_3 = 1597$$

La manguera de Ø2" SAE 100 R13, diseñada para una presión de trabajo de 5000 PSI o 351,5 Kg/cm², es la indicada. Resultando el coeficiente de seguridad cercano a 2.

Para el resto de los diseños, se realiza un procedimiento similar.

7.6.2. Línea VDCC-CC

El caudal regulado por RA1 es:

$$Q = 15 \text{ L/min} = 2,5 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

La presión de trabajo viene dada por el cilindro CC:

$$P_{cc} = 81,7 \text{ Kg/cm}^2$$

Las velocidades recomendadas son:

$$V_{f1} = 2 \text{ m/s}$$

$$V_{f2} = 4 \text{ m/s}$$

Las secciones de las mangueras resultan:

$$S_{m1} = \frac{Q}{V_{f1}} = \frac{2,5 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}}{2 \text{ m/s}}$$

$$S_{m1} = 1,25 \times 10^{-4} \text{ m}^2 = 1,25 \text{ cm}^2$$

Y,

$$S_{m2} = \frac{Q}{V_{f2}} = \frac{2,5 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}}{4 \text{ m/s}}$$

$$S_{m2} = 6,25 \times 10^{-5} \text{ m}^2 = 0,625 \text{ cm}^2$$

El diámetro de las mismas es:

$$D_{m1} = \sqrt{\frac{4 \times S_{m1}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 1,25 \text{ cm}^2}{\pi}}$$

$$D_{m1} = 1,26 \text{ cm} = 12,6 \text{ mm} = 0,0126 \text{ m}$$

$$D_{m2} = \sqrt{\frac{4 \times S_{m2}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 0,625 \text{ cm}^2}{\pi}}$$

$$D_{m2} = 0,89 \text{ cm} = 8,9 \text{ mm} = 0,0089 \text{ m}$$

Mientras que, los números de Reynolds son:

$$Re_1 = \frac{V_{f1} \times D_{m1}}{\nu} = \frac{2 \text{ m/s} \times 0,0126 \text{ m}}{2,1 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}}$$

$$Re_1 = 1210$$

Y,

$$Re_2 = \frac{V_{f2} \times D_{m2}}{\nu} = \frac{4 \text{ m/s} \times 0,0089 \text{ m}}{2,1 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}}$$

$$Re_2 = 1695$$

Se selecciona una manguera de Ø1/2" (0,0127 m = 12,7 mm) SAE 100R1, diseñada para soportar 2325 PSI o 163,5 Kg/cm², resultando un factor de seguridad de 2 y un número de Reynolds de 1210.

7.6.3. Línea VDCD-CD

Se utiliza una manguera de Ø1/2" como en la línea VDCC-CC. Debido a RA2, el caudal se mantiene constante y de igual valor. La presión en el cilindro CD es 12,1 Kg/cm², dando así un factor de seguridad de 13.

7.6.4. Línea VDM-M3

Consta de tres tramos:

1. Manguera flexible desde VDM, ubicada en la cabina del tractor, hasta la picadora.
2. Tubo de acero recorriendo el largo de la picadora.
3. Manguera flexible para alcanzar a M3.

El caudal regulado por RA3 es:

$$Q = 50 \text{ L/min} = 8,3 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

La presión de trabajo es la suma de las diferenciales de los tres motores.

$$P_{M1} = 30,3 \text{ Kg/cm}^2$$

$$P_{M2} = 68,8 \text{ Kg/cm}^2$$

$$P_{M3} = 42,2 \text{ Kg/cm}^2$$

Siendo, en total:

$$P_{MT} = 141,3 \text{ Kg/cm}^2$$

Las velocidades de fluido recomendadas son:

$$V_{f1} = 4 \text{ m/s}$$

$$V_{f2} = 12 \text{ m/s}$$

Se prueba, primero, con la velocidad más baja, dando una sección:

$$S_{m1} = \frac{Q}{V_{f1}} = \frac{8,3 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}}{4 \text{ m/s}}$$

$$S_{m1} = 2,1 \times 10^{-4} \text{ m}^2 = 2,1 \text{ cm}^2$$

El diámetro es:

$$D_{m1} = \sqrt{\frac{4 \times S_{m1}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 2,1 \text{ cm}^2}{\pi}}$$

$$D_{m1} = 1,64 \text{ cm} = 16,4 \text{ mm} = 0,0164 \text{ m}$$

El número de Reynolds resulta demasiado alto:

$$Re_1 = \frac{V_{f1} \times D_{m1}}{\nu} = \frac{4 \text{ m/s} \times 0,0164 \text{ m}}{2,1 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}}$$

$$Re_1 = 3124$$

Cabe destacar que, se debe aumentar el diámetro de los conductos para disminuir el Reynolds. Una manguera de Ø1 1/2" posee las siguientes conversiones de unidades:

$$D_2 = 3,7 \text{ cm} = 37 \text{ mm} = 0,037 \text{ m}$$

Tiene una sección:

$$S_{m2} = \frac{\pi \times (0,037 \text{ m})^2}{4}$$

$$S_{m2} = 1,13 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Dando una velocidad:

$$V_{f2} = \frac{Q}{S_{m2}} = \frac{8,3 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}}{1,13 \times 10^{-3} \text{ m}^2}$$

$$V_{f2} = 0,73 \text{ m/s}$$

El Reynolds es:

$$Re_2 = \frac{V_{f2} \times D_2}{\nu} = \frac{0,73 \text{ m/s} \times 0,037 \text{ m}}{2,1 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}}$$

$$Re_2 = 1321$$

Se concluye que, las mangueras de Ø1 1/2" SAE 100R13 cuya presión de trabajo es 5000 PSI o 351,5 Kg/cm², dando un coeficiente de seguridad de 2,5, realizan ambas conexiones flexibles. El tubo de acero, correspondiente al tramo 2, tiene un diámetro normalizado de 40 mm.

7.6.5. Línea M3-M2

La presión es generada por la suma de las presiones diferenciales de los últimos dos motores:

$$P_{MT} = 99,1 \text{ Kg/cm}^2$$

El caudal regulado por RC1 es:

$$Q = 20 \text{ L/min} = 3,3 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

Se propone que la velocidad se encuentre alrededor de 0,73 m/s, obtenido en el tramo anterior. Para esto, la sección debe ser:

$$S_{m1} = \frac{3,3 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}}{0,73 \text{ m/s}}$$

$$S_{m1} = 4,52 \times 10^{-4} \text{ m}^2 = 4,52 \text{ cm}^2$$

El diámetro:

$$D_{m1} = \sqrt{\frac{4 \times S_{m1}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 4,52 \text{ cm}^2}{\pi}}$$

$$D_{m1} = 2,40 \text{ cm} = 24 \text{ mm} = 0,024 \text{ m}$$

La manguera normalizada es de Ø1", es decir:

$$D_{m1} = 25,4 \text{ mm} = 0,0254 \text{ m}$$

Recalculando la sección:

$$S_{m1} = \frac{\pi \times (0,0254 \text{ m})^2}{4}$$

$$S_{m1} = 4,91 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

La velocidad resultante es:

$$V_{f1} = \frac{Q}{S_{m1}} = \frac{3,3 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}}{4,91 \times 10^{-4} \text{ m}^2}$$

$$V_{f1} = 0,67 \text{ m/s}$$

El número de Reynolds es:

$$Re_1 = \frac{V_{f1} \times D_{m1}}{\nu} = \frac{0,67 \text{ m/s} \times 0,0254 \text{ m}}{2,1 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}}$$

$$Re_1 = 798$$

La manguera de Ø1" SAE 100 R12, cuya presión de operación es 4000 PSI o 281,2 Kg/cm², es la indicada; dando un coeficiente de seguridad de 2,8.

7.6.6. Línea M2-M1

La presión diferencial del último motor es:

$$P_{M1} = 30,3 \text{ Kg/cm}^2$$

El caudal regulado por RC2 es:

$$Q = 10 \text{ L/min} = 1,7 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

Se propone mantener la velocidad cerca de 0,73 m/s; para ello, la sección debe ser:

$$S_{m1} = \frac{Q}{V_{f1}} = \frac{1,7 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}}{0,73 \text{ m/s}}$$

$$S_{m1} = 1,5 \times 10^{-4} \text{ m}^2 = 2,33 \text{ cm}^2$$

El diámetro:

$$D_{m1} = \sqrt{\frac{4 \times S_{m1}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 2,33 \text{ cm}^2}{\pi}}$$

$$D_{m1} = 1,72 \text{ cm} = 17,2 \text{ mm} = 0,0172 \text{ m}$$

Se selecciona una manguera normalizada de Ø5/8", es decir:

$$D_{m1} = 15,8 \text{ mm} = 0,0158 \text{ m}$$

Recalculando la sección:

$$S_{m1} = \frac{\pi \times (0,0158 \text{ m})^2}{4}$$

$$S_{m1} = 1,96 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

La velocidad es:

$$V_{f1} = \frac{Q}{S_{m1}} = \frac{1,7 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}}{1,96 \times 10^{-4} \text{ m}^2}$$

$$V_{f1} = 0,87 \text{ m/s}$$

El número de Reynolds es:

$$Re_1 = \frac{V_{f1} \times D_{m1}}{\nu} = \frac{0,87 \text{ m/s} \times 0,0158 \text{ m}}{2,1 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}}$$

Re₁ = 655

La manguera Ø5/8” SAE 100R2 es la indicada, con una presión de operación de 3600 PSI o 253 Kg/cm² se obtiene un coeficiente de seguridad superior a 8.

7.6.7. Línea M1-VDM

Al igual que la línea VDM-M3, consta de los mismos tres tramos. Se selecciona una manguera de Ø1/2” para esta línea, es decir:

$$D_{m1} = 12,7 \text{ mm} = 0,0127 \text{ m}$$

Cuya sección es:

$$S_{m1} = \frac{\pi \times (0,0127 \text{ m})^2}{4}$$

$$S_{m1} = 1,26 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

La velocidad resulta:

$$V_{f1} = \frac{Q}{S_m} = \frac{1,7 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}}{1,26 \times 10^{-4} \text{ m}^2}$$

$$V_{f1} = 1,35 \text{ m/s}$$

El número de Reynolds es:

$$Re_1 = \frac{V_{f1} \times D_{m1}}{\nu} = \frac{1,35 \text{ m/s} \times 0,0127 \text{ m}}{2,1 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}}$$

Re₁ = 816

La clase de manguera es SAE 100R1, con una presión de operación de 2325 PSI o 163,5 Kg/cm².

7.6.8. Mangueras seleccionadas

Las siguientes Tablas fueron obtenidas del catálogo de mangueras hidráulicas de reconocida empresa del rubro.

Tabla 55
Manguera Ø1/2” SAE 100 R1.

Diámetro Pulgadas	interno	Presión trabajo PSI	Radio curvatura mm
	mm		
1/4"	6.4	3250	100
3/8"	9.5	2600	130
1/2"	12.7	2325	180
3/4"	19	1525	240
1"	25	1275	300

Utilizadas en las líneas VDCC-CC, VDCD-CD y M1-VDM.

Tabla 56
Manguera Ø5/8" SAE 100 R2.

Diámetro interno		Presión trabajo PSI	Radio curvatura mm
Pulgadas	mm		
1/4"	6.4	5800	100
3/8"	9.5	5000	130
1/2"	12.7	4250	180
5/8"	15.8	3600	200
3/4"	19	3100	240
1 "	25.4	2500	300

Utilizada en la línea M2-M1.

Tabla 57
Manguera Ø1" SAE 100 R12.

Diámetro interno		Presión trabajo PSI	Radio curvatura mm
Pulgadas	mm		
3/8"	10	4000	125
1/2"	12.7	4000	90
5/8"	15.8	4000	100
3/4"	19	4000	120
1 "	25.4	4000	150
1 1/4"	31.8	3000	210

Utilizada en la línea M3-M2.

Tabla 58
Manguera Ø1 1/2" SAE 100 R13.

Diámetro interno		Presión trabajo PSI	Radio curvatura mm
Pulgadas	mm		
3/4"	19	5000	240
1 "	25	5000	300
1 1/4"	31	5000	420
1 1/2"	37	5000	500

Utilizada en la línea VDM-M3.

Tabla 59
Manguera Ø2" SAE 100 R13.

Diámetro interno		Presión trabajo PSI	Radio curvatura mm
Pulgadas	mm		
2"	50	5000	630

Utilizada en la línea RCE-VDCC.

En la Tabla 60, se encuentra un resumen de lo expuesto en este apartado.

Tabla 60
Resultados obtenidos en el diseño de los conductos.

Tramo de conducto	Diámetro de manguera	Velocidad del fluido	Nº de Reynolds
RCE-VDCC	2"	0,66 m/s	1597
VDCC-CC	1/2"	4 m/s	1210
VDCD-CD	1/2"	4 m/s	1210
VDM-M3	1 1/2"	0,73 m/s	1321
M3-M2	1"	0,67 m/s	798
M2-M1	5/8"	0,87 m/s	655
M1-VDM	1/2"	1,35 m/s	816

7.7. Pérdida de carga en válvulas

7.7.1. VDCC y VDCD

Se dispone de un monoblock formado por dos cuerpos de válvulas, cuya descripción se encuentra en la Figura 161.

Características generales

		BF700
CAUDAL NOMINAL	l/min	65
CAUDAL MÁXIMO	l/min	90
PRESIÓN NOMINAL	bar	250
PRESIÓN MÁXIMA	bar	320
PRESIÓN MÁXIMA EN T	bar	80



Figura 161 - Características generales del monoblock formado por VDCC y VDCD.

Se pueden identificar tres situaciones en donde varía el valor de la pérdida de carga.

1. Conexión P-T (línea de presión – depósito):

En posición neutra, el caudal máximo que circula es 80 L/min. En el gráfico de la Figura 162, se obtiene la pérdida de carga.

$$\Delta P_{A1N} = 2,5 \text{ bar} = 2,55 \text{ Kg/cm}^2$$

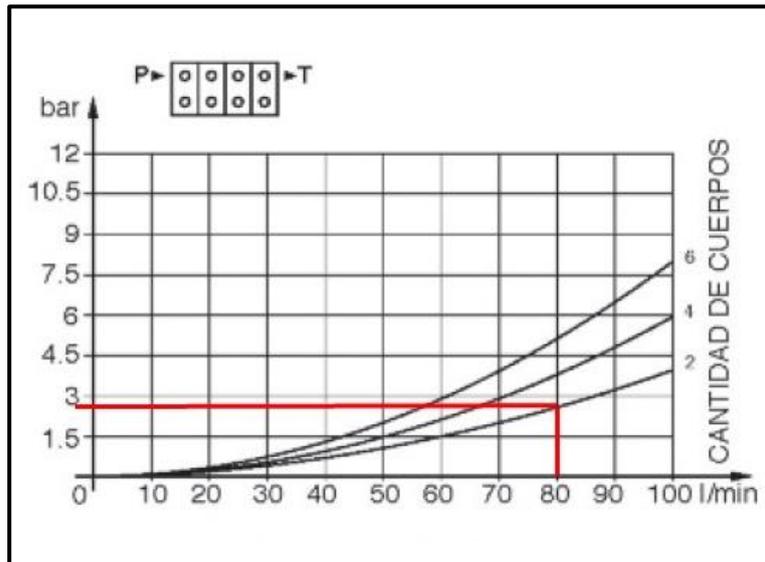


Figura 162 - Pérdida de carga de VDCC y VDCD, conexión P-T neutra.

En condición de operación, circulan 65 L/min; consultando al gráfico de la Figura 163, se encuentra la pérdida de carga:

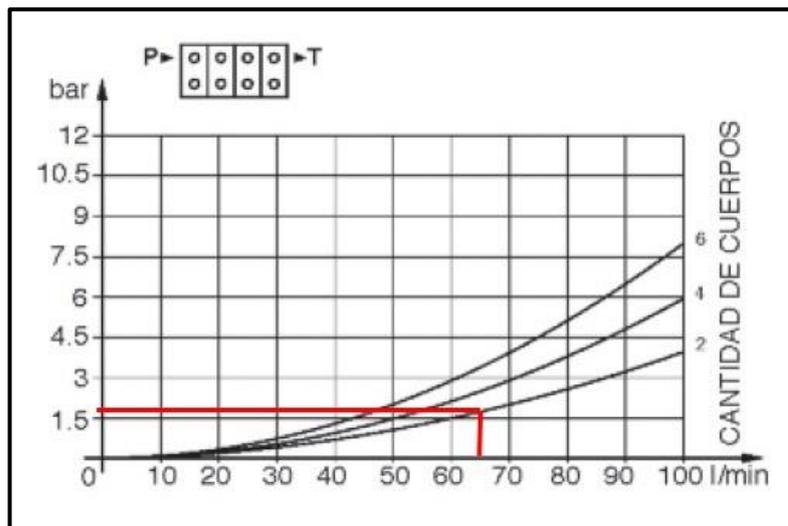


Figura 163 - Pérdida de carga de VDCC y VDCD, conexión P-T operando.

$$\Delta P_{A10} = 2 \text{ bar} = 2,04 \text{ Kg/cm}^2$$

2. Conexión P-A/B (línea de presión – salida A o B):

El caudal máximo que circula es 15 L/min. En el gráfico de la Figura 164, se obtiene la pérdida de carga.

$$\Delta P_{A2} = 0,5 \text{ bar} = 0,51 \text{ Kg/cm}^2$$

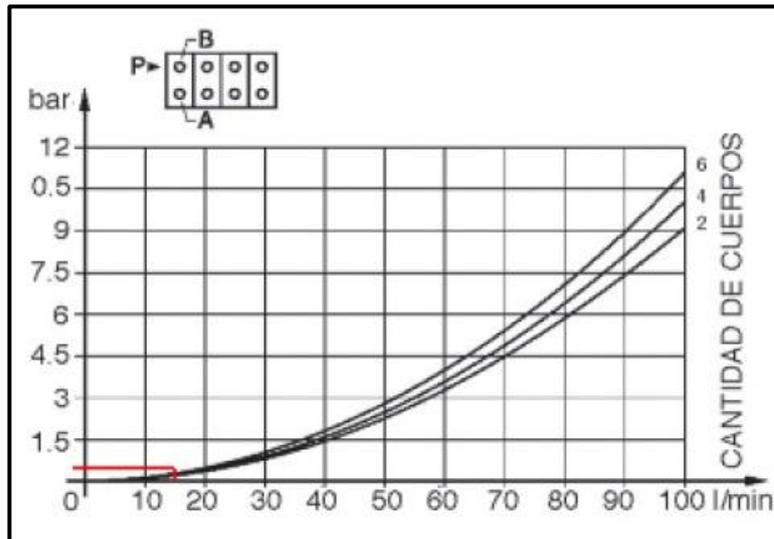


Figura 164 - Pérdida de carga de VDCC y VDCD, conexión P-A/B.

3. Conexión A/B-T (salida A o B – depósito):

El caudal máximo, también, es 15 L/min. En el gráfico de la Figura 165, se obtiene:

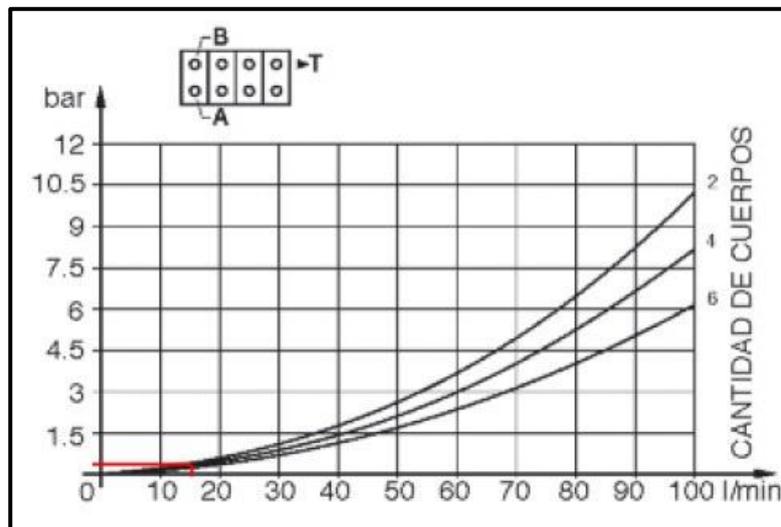


Figura 165 - Pérdida de carga de VDCC y VDCD, conexión A/B-T.

$$\Delta P_{A3} = 0,5 \text{ bar} = 0,51 \text{ Kg/cm}^2$$

En condición de operación, por las válvulas circula 65 L/min en la conexión P-T, 15 L/min en P-A/B y 15 L/min en A/B-T, dando una pérdida de carga total de:

$$\Delta P_{A0} = 3 \text{ bar} = 3,06 \text{ Kg/cm}^2$$

En condición neutra, únicamente hay circulación de 80 L/min de P a T.

$$\Delta P_{AN} = 2,5 \text{ bar} = 2,55 \text{ Kg/cm}^2$$

7.7.2. VDM

Está representada por una válvula de un solo cuerpo, cuyas características se aprecian en la Figura 166.

Presión máxima de trabajo	200 bar
Presión máxima de retorno	35 bar
Caudal nominal	50 lts / min
Temperatura máxima de trabajo	90° C
Tipo de fluido	Aceite hidráulico a base de aceites minerales
Viscosidad recomendada	20 a 100 mm ² / seg
Filtración recomendada	17 / 14 ISO4406
Cantidad de cuerpos	1 a 10
Tipo constructivo	Centro abierto y centro cerrado
Tipo de accionamiento	Manual, eléctrico, neumático

Figura 166 - Características generales de VDM.

Se pueden identificar dos situaciones de variación de la pérdida de carga, sabiendo que el total del caudal es 80 L/min, ya sea retornando completamente al depósito o dividiéndose entre la línea que llega a los motores y al depósito. A saber:

1. Posición neutra

En el gráfico de la Figura 167, se obtiene la pérdida de carga.

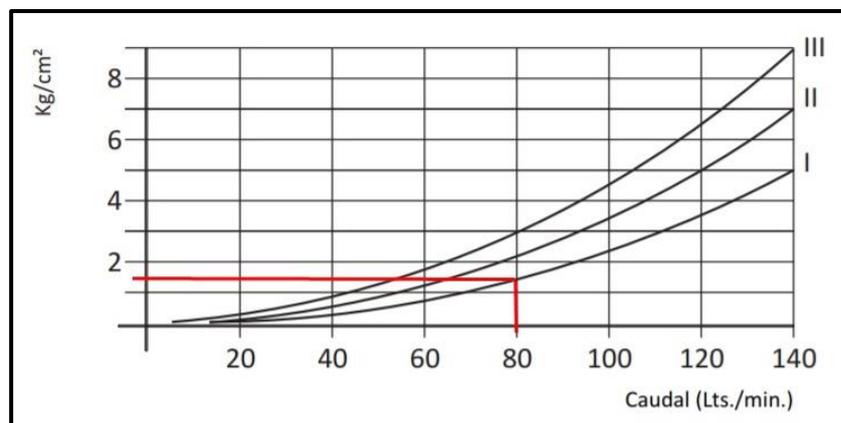


Figura 167 - Pérdida de carga de VDM en posición neutra.

$$\Delta P_{B1} = 1,5 \text{ Kg/cm}^2 = 1,47 \text{ bar}$$

2. Posición de operación

Se obtiene del gráfico de la Figura 168:

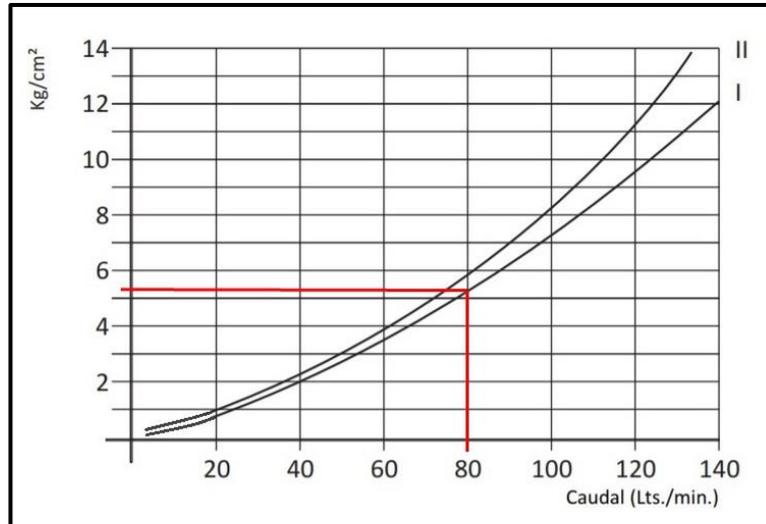


Figura 168 - Pérdida de carga de VDM en posición de operación.

$$\Delta P_{B2} = 5,5 \text{ Kg/cm}^2 = 5,39 \text{ bar}$$

7.7.3. RCE

La válvula reguladora de caudal de tres vías con conexión 3/4" BSP para un caudal máximo de 165 L/min es la seleccionada. En la Figura 169, se exponen más características.

REGULADOR DE CAUDAL 3 vías 3/4" - FLOW CONTROL VALVE 3 ways 3/4"	
Datos técnicos hidráulicos <i>Hydraulic technical data</i>	
Presión máxima de trabajo <i>Max working pressure</i>	250 bar
Caudal nominal <i>Nominal flow rate</i>	160 L/min.
Caudal mínimo <i>Minimum flow rate</i>	10 L/min.
Presión min. de regulación <i>Min. adjusting pressure</i>	7 bar
Fluido recomendado <i>Fluid to be used</i>	ISO 6743 Tipo HM, HV ó HG ISO 3448 Cat. VG32, VG46
Gama de temperaturas del fluido <i>Fluid temperature range</i>	-20°C... +80°C
Gama de viscosidades <i>Manual viscosity range</i>	4—500 cSt.
Grado de limpieza del aceite <i>Recommended fluid cleanliness</i>	19/16 s/. ISO 4406 - RP70H
Peso aproximado <i>Aprox. weight</i>	6,7 Kg.



Serie
Type 3VCR

Figura 169 - Características de RCE.

En el gráfico de la Figura 170, se obtiene la pérdida de carga para el caudal máximo que, por lo menos, debería desplazar la bomba, siendo este 100 L/min.

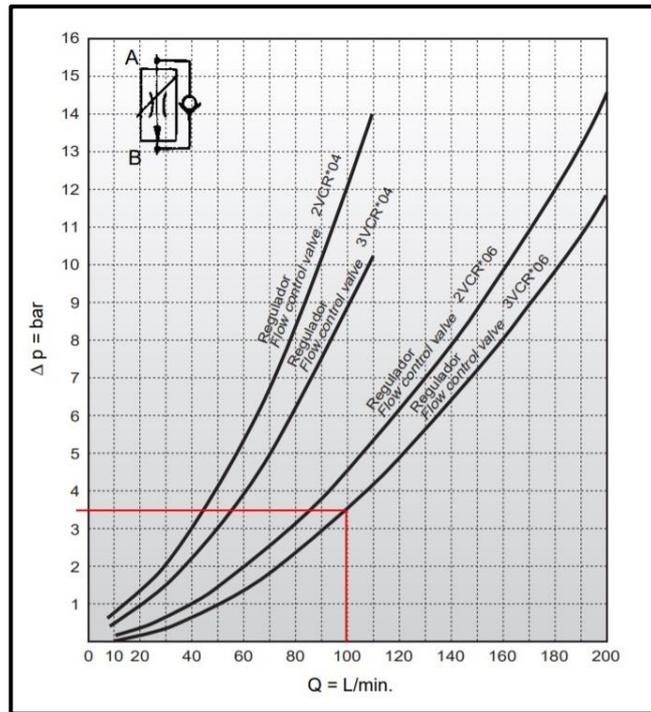


Figura 170 - Pérdida de carga de RCE.

$$\Delta P_C = 3,5 \text{ bar} = 3,57 \text{ Kg/cm}^2$$

7.7.4. VCB1 y VCB2

En el gráfico de la Figura 171 se obtiene la pérdida de carga de la válvula C2-V2, seleccionada en este caso, siendo el caudal 15 L/min.

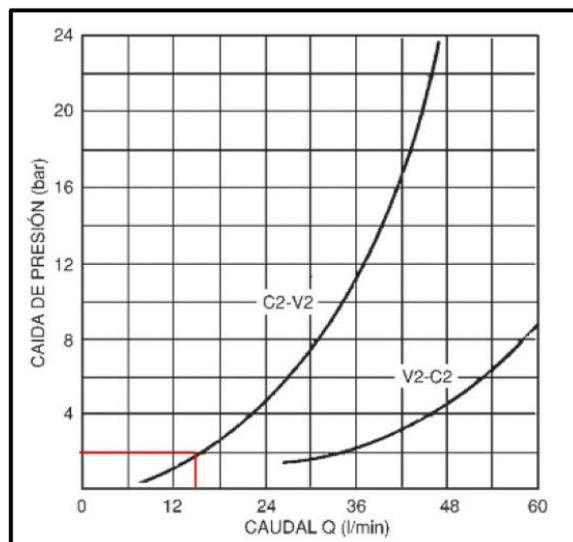


Figura 171 - Pérdida de carga de VCB1 y VCB2.

$$\Delta P_D = 2 \text{ bar} = 2,04 \text{ Kg/cm}^2$$

7.7.5. RA1 y RA2

Se representan a través del modelo RPC2, cuyas características se aprecian en la Figura 172.



CARACTERÍSTICAS (aceite mineral con viscosidad de 36 cSt a 50°C)		RPC2	RPC3
PRESIÓN MÁXIMA DE TRABAJO	bar	320	250
PRESIÓN DE ABERTURA DE LA VÁLVULA DE RETENCIÓN	bar	0,5	0,5
MINIMA DIFERENCIA DE PRESIÓN ENTRE E y U	bar	10	12
CAUDAL MÁXIMO REGULADO	l/min	22 - 38 - 70	100 - 150
CAUDAL MINIMO REGULADO	l/min	0,050	0,120
RANGO DE TEMPERATURA AMBIENTE	°C	-20 % +50	
RANGO DE TEMPERATURA DEL FLUÍDO	°C	-20 % +70	
RANGO DE VISCOSIDAD DEL FLUÍDO	cSt	2,8 % 380	
FILTRADO NECESARIO	µm absoluto	≤ 25	
FILTRADO NECESARIO PARA CAUDAL < 0,5 µm	µm absoluto	≤ 10	
VISCOSIDAD RECOMENDADA	cSt	25	
PESO	kg	3,6	7,8

Figura 172 - Características de RA1 y RA2.

En el gráfico de la Figura 173, se obtiene la pérdida de carga con el caudal regulado de 15 L/min.

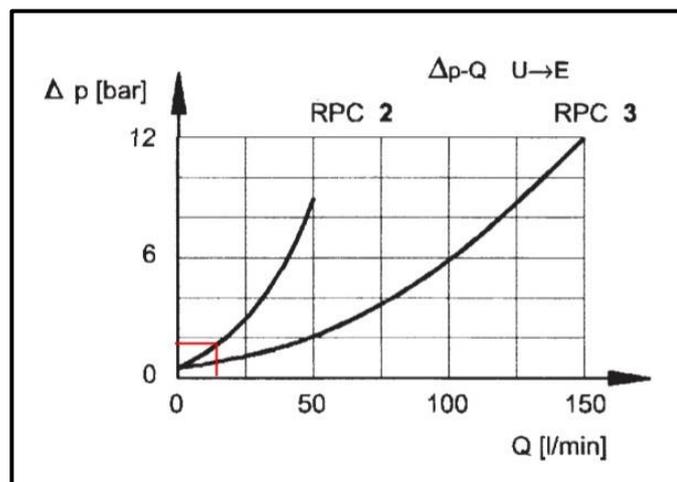


Figura 173 - Pérdida de carga de RA1 y RA2.

$$\Delta P_E = 2 \text{ bar} = 2,04 \text{ Kg/cm}^2$$

7.7.6. RA3

Se considera el mismo modelo de válvula que RA1 y RA2, pero el caudal regulado es 50 L/min. En el gráfico de la Figura 174, se obtiene la pérdida de carga:

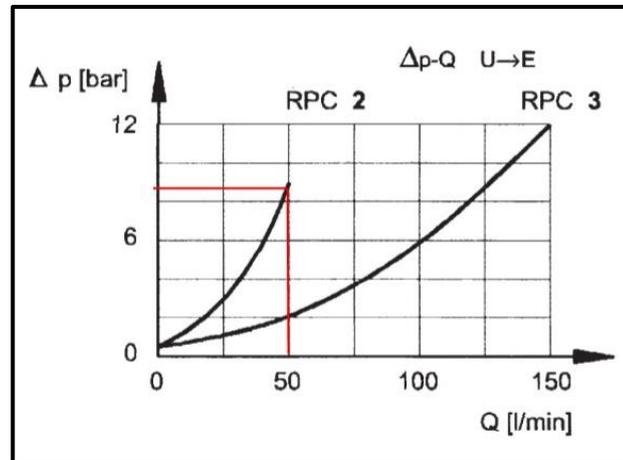


Figura 174 - Pérdida de carga de RA3.

$$\Delta P_f = 8,5 \text{ bar} = 8,67 \text{ Kg/cm}^2$$

7.7.7. RC1

Es representado por el modelo RPC1, cuyas características se aprecian en la Figura 175. En el gráfico de la Figura 176, se obtiene la pérdida de carga, sabiendo que el caudal regulado es 20 L/min.

RPC1
Válvulas reguladoras de caudal unidireccional compensadas en presión y temperatura



CARACTERÍSTICAS		
<small>(aceite mineral con viscosidad de 36 cSt a 50°C)</small>		
PRESIÓN MÁXIMA DE TRABAJO	bar	250
MINIMA DIFERENCIA DE PRESIÓN ENTRE A y B	bar	10
PRESIÓN DE ABERTURA DE LA VÁLVULA DE RETENCIÓN	bar	0,5
MÁXIMO CAUDAL REGULADO	l/min	1-4-10-16-22-30
MINIMO CAUDAL REGULADO	l/min	0,025
MÁXIMO CAUDAL TOTALMENTE ABIERTO	l/min	40
RANGO DE TEMPERATURA AMBIENTE	°C	-20 % +50
RANGO DE TEMPERATURA DEL FLUÍDO	°C	-20 % +70
RANGO DE VISCOSIDAD DEL FLUÍDO	cSt	2,8 % 380
FILTRADO NECESARIO	µm absoluto	≤ 25
FILTRADO NECESARIO PARA CAUDAL < 0,5 l/min	µm absoluto	≤ 10
VISCOSIDAD RECOMENDADA	cSt	25
PESO	kg	1,3
NUMERO DE GIROS PARA REGULAGEM	RPC 1	3
	RPC 1-*/M	1

Figura 175 - Características de RC1.

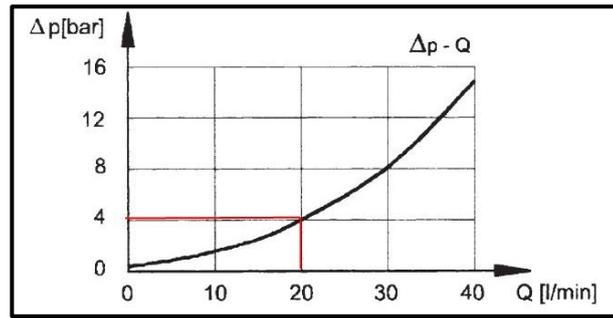


Figura 176 - Pérdida de carga de RC1.

$$\Delta P_G = 4 \text{ bar} = 4,08 \text{ Kg/cm}^2$$

7.7.8. RC2

Es representado por el mismo regulador de RC1, con la diferencia que el caudal regulado es 10 L/min. En el gráfico de la Figura 177, se obtiene la pérdida de carga.

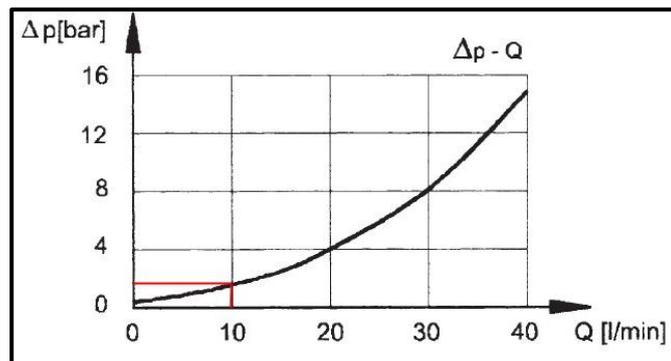


Figura 177 - Pérdida de carga de RC2.

$$\Delta P_H = 2 \text{ bar} = 2,04 \text{ Kg/cm}^2$$

7.8. Pérdida de carga en conductos

Las ecuaciones utilizadas en esta sección son:

- Pérdida de carga por unidad de longitud:

$$\Delta p \text{ [bar/m]} = \lambda \times \frac{1}{d \text{ [m]}} \times \frac{\delta \text{ [Kg/m}^3\text{]}}{2} \times V_f^2 \text{ [m/s]} \times 10^{-5}$$

En donde, el coeficiente de rozamiento de la manguera es:

$$\lambda = \frac{75}{Re}$$

d es el diámetro de la manguera.

V_f es la velocidad del fluido.

La densidad del aceite hidráulico ISO 68 AW es:

$$\delta = 881,6 \text{ Kg/m}^3$$

- Pérdida de carga total:

$$\Delta p_t [\text{bar}] = \Delta p [\text{bar}] \times L [\text{m}]$$

Siendo L la longitud de la manguera.

7.8.1. Línea RCE-VDCC

Características de la línea:

- $d = 2'' = 0,050 \text{ m}$
- $V_f = 0,66 \text{ m/s}$
- $L = 5 \text{ m}$
- $Re = 1597$

$$\lambda = \frac{75}{1597} = 0,047$$

$$\Delta p = 0,047 \times \frac{1}{0,050 \text{ m}} \times \frac{881,6 \text{ Kg/m}^3}{2} \times (0,66 \text{ m/s})^2 \times 10^{-5}$$

$$\Delta p = 1,81 \times 10^{-3} \text{ bar/m}$$

$$\Delta p_t = 1,81 \times 10^{-3} \text{ bar/m} \times 5 \text{ m}$$

$$\Delta p_t = 9,03 \times 10^{-3} \text{ bar}$$

7.8.2. Línea VDCC-CC

Características de la línea:

- $d = 1/2'' = 0,0127 \text{ m}$
- $V_f = 2 \text{ m/s}$
- $L = 6 \text{ m (Total)}$
- $Re = 1210$

$$\lambda = \frac{75}{1210} = 0,062$$

$$\Delta p = 0,062 \times \frac{1}{0,0127 \text{ m}} \times \frac{881,6 \text{ Kg/m}^3}{2} \times (2 \text{ m/s})^2 \times 10^{-5}$$

$$\Delta p = 0,086 \text{ bar/m}$$

$$\Delta p_t = 0,086 \text{ bar/m} \times 6 \text{ m}$$

$$\Delta p_t = 0,6 \text{ bar}$$

7.8.3. Línea VDCD-CD

Características de la línea:

- $d = 1/2" = 0,0127 \text{ m}$
- $V_f = 2 \text{ m/s}$
- $L = 16 \text{ m (Total)}$
- $Re = 1210$

$$\lambda = \frac{75}{1210} = 0,062$$

$$\Delta p = 0,062 \times \frac{1}{0,0127 \text{ m}} \times \frac{881,6 \text{ Kg/m}^3}{2} \times (2 \text{ m/s})^2 \times 10^{-5}$$

$$\Delta p = 0,086 \text{ bar/m}$$

$$\Delta p_t = 0,086 \text{ bar/m} \times 16 \text{ m}$$

$$\Delta p_t = 1,4 \text{ bar}$$

7.8.4. Línea VDM-M3

Características de la línea:

- $d = 1 1/2" = 0,037 \text{ m}$
- $V_f = 0,73 \text{ m/s}$
- $L = 8 \text{ m (Total)}$
- $Re = 1321$

$$\lambda = \frac{75}{1321} = 0,056$$

$$\Delta p = 0,056 \times \frac{1}{0,037 \text{ m}} \times \frac{881,6 \text{ Kg/m}^3}{2} \times (0,73 \text{ m/s})^2 \times 10^{-5}$$

$$\Delta p = 3,55 \times 10^{-3} \text{ bar/m}$$

$$\Delta p_t = 3,55 \times 10^{-3} \text{ bar/m} \times 8 \text{ m}$$

$$\Delta p_t = 0,03 \text{ bar}$$

7.8.5. Línea M3-M2

Características de la línea:

- $d = 1" = 0,0254 \text{ m}$
- $V_f = 0,67 \text{ m/s}$
- $L = 1 \text{ m (Total)}$
- $Re = 798$

$$\lambda = \frac{75}{798} = 0,093$$

$$\Delta p = 0,093 \times \frac{1}{0,0254 \text{ m}} \times \frac{881,6 \text{ Kg/m}^3}{2} \times (0,67 \text{ m/s})^2 \times 10^{-5}$$

$$\Delta p = 7,25 \times 10^{-3} \text{ bar/m}$$

$$\Delta p_t = 7,25 \times 10^{-3} \text{ bar/m} \times 1 \text{ m}$$

$$\Delta p_t = 7,25 \times 10^{-3} \text{ bar}$$

7.8.6. Línea M2-M1

Características de la línea:

- d = 5/8" = 0,0158 m
- V_f = 0,87 m/s
- L = 1 m (Total)
- Re = 655

$$\lambda = \frac{75}{655} = 0,115$$

$$\Delta p = 0,115 \times \frac{1}{0,0158 \text{ m}} \times \frac{881,6 \text{ Kg/m}^3}{2} \times (0,87 \text{ m/s})^2 \times 10^{-5}$$

$$\Delta p = 0,024 \text{ bar/m}$$

$$\Delta p_t = 0,024 \text{ bar/m} \times 1 \text{ m}$$

$$\Delta p_t = 0,024 \text{ bar}$$

7.8.7. Línea M1-VDM

Características de la línea:

- d = 1/2" = 0,0127 m
- V_f = 1,35 m/s
- L = 8 m (Total)
- Re = 816
-

$$\lambda = \frac{75}{816} = 0,092$$

$$\Delta p = 0,092 \times \frac{1}{0,0127 \text{ m}} \times \frac{881,6 \text{ Kg/m}^3}{2} \times (1,35 \text{ m/s})^2 \times 10^{-5}$$

$$\Delta p = 0,022 \text{ bar/m}$$

$$\Delta p_t = 0,06 \text{ bar/m} \times 8 \text{ m}$$

$$\Delta p_t = 0,48 \text{ bar}$$

7.9. Pérdidas de cargas totales

En la Tabla 61, se observan todas las pérdidas de cargas presentes en el circuito.

Tabla 61
Pérdidas de cargas.

Tipo	Denominación	Pérdida de carga (bar)	Pérdida de carga (Kg/cm ²)
Actuadores	CC	80.1	81.7
	CD	11.9	12.1
	M1	29.7	30.3
	M2	67.5	68.8
	M3	41.4	42.2
	Total actuadores	230,6	235,1
Válvulas	VDCC	3	3.06
	VDCD	3	3.06
	VDM	5.4	5.5
	RCE	3.5	3.57
	VCB1	2	2.04
	VCB2	2	2.04
	RA1	2	2.04
	RA2	2	2.04
	RA3	8.5	8.67
	RC1	4	4.08
	RC2	2	2.04
	Total válvulas	37.4	38.14
	Conductos	RCE-VDCC	0.00903
VDCC-CC		0.6	0.61
VDCD-CD		1.4	1.43
VDM-M3		0.03	0.031
M3-M2		0.00725	0.0074
M2-M1		0.024	0.025
M1-VDM		0.48	0.49
Total conductos		2.55	2.60
PÉRDIDA DE CARGA TOTAL		270.55	275.84

7.10. Central hidráulica

La central consta de:

- Bomba (B).
- Válvula reguladora de presión.
- Manómetro.
- Depósito de aceite (T).
- Filtro de succión.
- Filtro de retorno.

Se procede a la selección de estos componentes.

7.10.1. Bomba (B)

Se selecciona una bomba de engranajes internos con capacidad para desplazar 100 L/min a 540 rpm. La cilindrada necesaria es:

$$cil = \frac{1000 \times Q \times \eta}{n} = \frac{1000 \times 100 \text{ L/min} \times 0,9}{540 \text{ rpm}}$$

$$cil = 167 \text{ cm}^3/\text{rev}$$

En donde η es el rendimiento.

Se selecciona la bomba a engranajes internos EIPH6 160, con las características citadas en la Tabla 62; siendo las más importantes:

- $cil = 160,1 \text{ cm}^3/\text{rev}$
- Presión continua = 280 bar – 285,5 Kg/cm²
- Velocidad nominal = 400 – 1800 rpm

Esta diferencia en la cilindrada provoca que la bomba entregue menor caudal, siendo el caudal real:

$$Q_R = Q \times \frac{167 \text{ cm}^3/\text{rev}}{160,1 \text{ cm}^3/\text{rev}} = 100 \text{ L/min} \times \frac{167 \text{ cm}^3/\text{rev}}{160,1 \text{ cm}^3/\text{rev}}$$

$$Q_R = 95,9 \text{ L/min}$$

La velocidad angular necesaria en la toma de potencia del tractor para obtener el caudal regulado por RCE es:

$$n_N = n \times \frac{80 \text{ L/min}}{95,9 \text{ L/min}} = 540 \text{ rpm} \times \frac{80 \text{ L/min}}{95,9 \text{ L/min}}$$

$$n_N = 450 \text{ rpm}$$

Tabla 62
Características técnicas de la bomba EIPH6 160.

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS											
TIPO		040	050	064	080	100	125	160	200	250	
CILINDRADA	(cm ³ /rev)	40,8	50,6	65,3	80,0	101,2	125,7	160,1	200,9	249,9	
PRESIÓN CONTÍNUA	bar	330		315	300		280		250	210	
PRESIÓN MÁXIMA	bar	340	330	330			300	270		250	
máx. 10 seg. ó 15% del ciclo											
PRESIÓN PICO	bar	350	340	340			320	300		250	
duración máx. 100 ms											
RPM MÁXIMA	(RPM)	2,400			2,200			2,000			
RPM NOMINAL	(RPM)	400-2,200			400-2,000			400-1,800			
VISCOSIDAD	(mm ² /s)	10-300									
VISCOSIDAD DE ARRANQUE	(mm ² /s)	2,000									
TEMP. MEDIA DE OPERACIÓN	(°C)	HL-HLP DIN 51 524 teil 1/2									
TEMPERATURA MEDIA MÁXIMA	(°C)	80									
TEMPERATURA MEDIA MÍNIMA	(°C)	-20									
TEMP. AMBIENTE MÁXIMA	(°C)	80									
TEMP. AMBIENTE MÍNIMA	(°C)	-20									
PRESIÓN MÁXIMA DE ENTRADA	(bar)	2 bar absoluto									
PRESIÓN MÍNIMA DE ENTRADA	(bar)	0,8 bar absoluto (arranque 0,6)									
PESO	(Kg)								49		
GRADO DE FILTRACIÓN		class 20/18/15, due to ISO 4406									
RENDIMIENTO	η_{vol}	96	96	96	95	95	94	94	93	93	
RENDIMIENTO	η_{hm}	89			90			91			
NIVEL SONORO	dB(A)	72	73	74	75	76	76	77	77	78	
n= 1.450 p= 250 b T= 50°C Medio= HLP 46											

7.10.2. Válvula reguladora de presión (RP)

Para proteger a la bomba y al circuito, la válvula reguladora de presión se ajusta a 270 bar, ya que, el total de las pérdidas de cargas, indicadas en la Tabla 60, rondan en ese valor.

7.10.3. Manómetro (MA)

El rango de medición va de 0 a 400 bar. De esta manera, la aguja indicadora se mantiene, aproximadamente, a mitad del recorrido aumentando su vida útil.

7.10.4. Depósito de aceite (T)

Para calcular el volumen que debe tener el depósito, una buena práctica es que el mismo tenga una reserva para usar la bomba de 3 a 5 minutos, más un agregado del 15% ocupado por aire para compensar oscilaciones de nivel.

El mayor tiempo que la bomba permanece en régimen, en condiciones de operación normal, se da cuando se procede a la descarga del depósito de forraje por completo, siendo, $T_D = 2,65$ min (extraído del apartado 5.5. Tiempo teórico de descarga). Durante esta operación, se encuentran funcionando los tres motores y, eventualmente, el cilindro de descarga. El caudal solicitado es:

$$Q = 50 \text{ L/min} + 15 \text{ L/min} = 65 \text{ L/min}$$

Entonces, el volumen del depósito se ubica entre:

$$V_{tmin} = 1,15 \times (65 \text{ L/min} \times 3 \text{ min})$$

$$\mathbf{V_{tmin} = 225 \text{ L}}$$

Y,

$$V_{tmax} = 1,15 \times (65 \text{ L/min} \times 5 \text{ min})$$

$$\mathbf{V_{tmax} = 375 \text{ L}}$$

Teniendo en cuenta que el tiempo real de descarga varía de acuerdo a condiciones aleatorias, pero siempre es mayor a 2,65 min, se escoge el depósito de mayor volumen.

$$\mathbf{V_t = 375 \text{ L}}$$

7.10.5. Filtro de succión (FS)

Es del tipo magneto-mecánico de malla metálica para un caudal de 100 L/min. Entre las ventajas que presenta respecto de otros filtros, se encuentra su mínima pérdida de carga y su posibilidad de eliminar impurezas metálicas y no metálicas.

7.10.6. Filtro de retorno (FR)

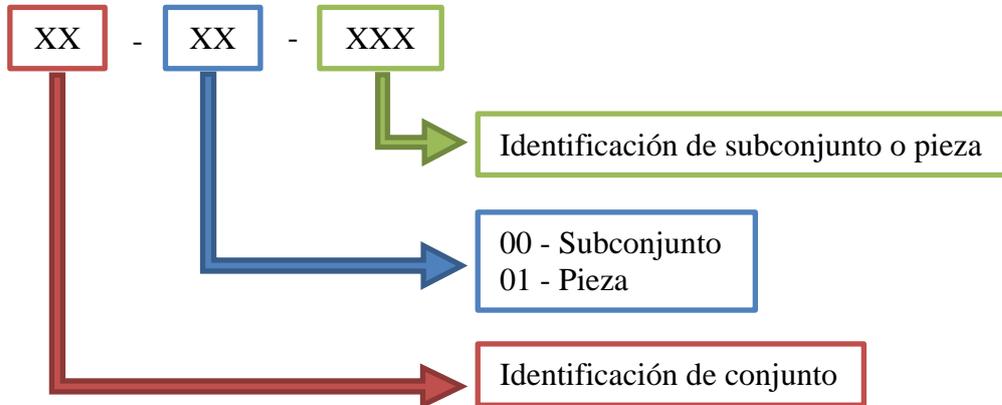
Es de celulosa con un factor $\beta_x = 75$, dando una eficiencia en el filtrado del 98,6%.

Capítulo 8

Lista maestra de ingeniería y codificación

8.1. Estructura de codificación

La identificación de cada conjunto, subconjunto y pieza se asigna de la siguiente manera:



8.2. Lista maestra de ingeniería

En la Tabla 63., en la siguiente página, se exponen los conjuntos, subconjuntos y piezas de la picadora integral de forrajes con el objetivo de comprender la planimetría del proyecto.

Tabla 63
Lista maestra de ingeniería

Código	Denominación			Cant.	Material
PI1,6M 00-00-000	Picadora integral de forraje ancho corte: 1,6m tamaño depósito: medio			1	
01-00-000	Cj. Sistema de corte			1	
Std			Tornillo hexagonal W5/8" x 2" G5	4	Grado 5
Std			Arandela autoblocante dentada 5/8"	4	Zincada
Std			Tornillo hexagonal W1" x 3" G5	8	Grado 5
Std			Arandela autoblocante dentada 1"	8	Zincada
Std			Tuerca hexagonal W1" G5	4	Grado 5
01-00-001	Sc. Rotor de corte			1	
01-01-001			Rotor de corte	1	Tubo estructural \varnothing ext.: 5" e: 1/8"
01-01-002			Extremo derecho rotor de corte	1	Redondo SAE 1020 normalizado
01-01-003			Extremo izquierdo rotor de corte	1	Redondo SAE 1020 normalizado
01-01-004			Herramienta de corte	30	Acero AISI 5160 e: 5/16"
01-01-005			Buje de desgaste	30	Bronce grafitado. porosidad: 27%
01-01-006			Oreja de sujeción	58	Chapa F24 e: 3/16"
01-01-007			Oreja de sujeción central	2	Chapa F24 e:3/16"
01-01-009			Polea menor sistema de corte	1	Fundición gris
Std			Tornillo hexagonal W3/8" x 4" G2	30	Grado 2
Std			Arandela plana 3/8"	30	Galvanizada
Std			Tuerca hexagonal W3/8" AF	30	Autofrenante
Std			Unidad de rodamiento SYT 70	2	
Std			Manguito de fijación TLK131-55x85	1	

01-00-002			Sc. Entrada de potencia	1	
01-01-008			Eje entrada de potencia	1	Redondo SAE 1045 normalizado
01-01-010			Polea mayor sistema de corte	1	Fundición gris
Std			Manguito de fijación TLK130-50x80	1	
Std			Rodamiento NJ212ECP	2	
Std			Soporte P212	2	
Std			Correa SPB 2360	6	
Std			Caja de transmisión salida doble	1	
Std			Acople de unión	1	
02-00-000			Cj. Sistema de descarga	1	
02-00-001			Sc. Acarreador	1	
02-01-001			Eje conductor acarreador	1	Redondo SAE 1045 normalizado
02-01-002			Eje conducido acarreador	1	Redondo SAE 1045 normalizado
02-01-003			Buje eje conducido acarreador	2	Bronce grafitado. porosidad: 27%
02-01-004			Cuerpo tensor acarreador	2	Macizo cuadrado SAE1010
02-01-005			Buje roscado acarreador	2	Redondo SAE1020 normalizado
02-01-006			Impulsor acarreador	8	Tubo estructural 20x40mm e:2 mm
02-01-007			Rueda dentada ASA160 Z15 eje conductor	2	Acero
02-01-008			Rueda dentada ASA160 Z15 eje conducido	2	Acero
02-01-028			Arandela bronce eje conducido	2	Redondo bronce
02-01-029			Collarín eje conducido acarreador	2	Redondo SAE1020 normalizado
Std			Alemite 1/4 BSPT	2	Acero
Std			Prisionero W3/8" x 5/8"	4	Acero
Std			Rodamiento 2207 E-2RS TN9	2	
Std			Soporte FNL507 A	1	
Std			Soporte FNL507 B	1	
Std			Manguito de fijación TLK130-50x80	2	

Std			Manguito de fijación TLK131-75x115	2	
Std			Cadena paso alargado 2" x 5640 mm con 8 aditamentos	2	
Std			Tornillo hexagonal W1/2"x1 1/2" G5	6	Grado 5
Std			Arandela autoblocante dentada 1/2"	6	Zincada
Std			Tuerca hexagonal W1/2" G5	6	Grado 5
02-00-002			Sc. Rolo inferior descarga	1	
02-01-009			Tubo del rolo	1	Tubo estructural conformado en caliente
02-01-010			Extremo de aleta del rolo	24	Chapa F24 e:1/2"
02-01-045			Pala de aleta del rolo	12	Chapa F24 e:1/2"
02-01-011			Extremo derecho rolo	1	Redondo SAE 1020 normalizado
02-01-012			Extremo izquierdo rolo inferior	1	Redondo SAE 1020 normalizado
02-01-013			Rueda dentada ASA60 Z35 rolo	1	Acero
02-01-014			Tapa extremo del rolo	2	Chapa F24 e: 1/2"
02-01-015			Chapa de sujeción de extremo del rolo	2	Chapa F24 e: 1/2"
02-01-016			Chaveta 10 x 8 x 14 mm	1	Acero SAE 1010
Std			Unidad de rodamiento FYTBK 30 TF	2	
Std			Tornillo hexagonal W1/2 x 1 1/2" G2	12	Grado 2
Std			Arandela autoblocante dentada 1/2"	12	Zincada
Std			Cadena ASA60 x 2153 mm	1	
Std			Tuerca hexagonal W1/2" G2	12	Grado 2
Std			Prisionero W3/8" x 1 1/2"	2	Acero
02-00-003			Sc. Rolo superior descarga	1	
02-01-009			Tubo del rolo	1	Tubo estructural conformado en caliente
02-01-010			Extremo de aleta del rolo	24	Chapa F24 e:1/2"
02-01-045			Pala de aleta del rolo	12	Chapa F24 e:1/2"
02-01-011			Extremo derecho rolo	1	Redondo SAE 1020 normalizado
02-01-017			Extremo izquierdo rolo superior	1	Redondo SAE 1020 normalizado

02-01-013			Rueda dentada ASA60 simple Z35 rolo	1	Acero
02-01-014			Tapa extremo del rolo	2	Chapa F24 e: 1/2"
02-01-015			Chapa de sujeción de extremo del rolo	2	Chapa F24 e: 1/2"
02-01-016			Chaveta 10 x 8 x 14 mm	1	Acero SAE 1010
Std			Unidad de rodamiento FYTBK 30 TF	2	
Std			Tornillo hexagonal W1/2"x1 1/2" G2	12	Grado 2
Std			Arandela autoblocante dentada 1/2"	12	Zincada
Std			Tuerca hexagonal W1/2" G2	12	Grado 2
Std			Prisionero W3/8" x 1 1/2"	2	Acero
02-00-004			Sc. Primera cinta de descarga	1	
02-01-018			Soporte frontal primera cinta	1	Chapa F36 e:1/2"
02-01-019			Soporte posterior primera cinta	1	Chapa F36 e:1/2"
02-01-020			Tensor de cinta	2	
02-01-021			Chapa apoyo primera cinta	1	Chapa F24 e:1/8"
02-01-022			Ángulo de chapa apoyo	2	Chapa F36 e:3/16"
02-01-023			Soporte fijo cilindro hidráulico descarga	1	
02-01-024			Separador de soportes primera cinta	2	Trefilado 5/8" SAE 1010
02-01-025			Buje pivot primera cinta	2	Acero SAE 1010
02-01-027			Buje bronce pivot	2	Bronce grafitado
02-01-043			Rueda dentada ASA60 Z29	1	Acero
Std			Cadena ASA60 x 1143 mm	1	
Std			Guardera lateral	2	Caucho
Std			Cinta transportadora 1	1	4 telas algodón 28 oz. nervada
Std			Tambor conducido primera cinta	1	Acero recubierto con goma
Std			Tambor conductor primera cinta	1	Acero recubierto con goma
Std			Rodamientos tambores	4	
Std			Unión metálica de cinta	1	

Std			Tornillo hexagonal W1/4" x 5/8" G5	10	Grado 5
Std			Arandela autoblocante dentada 1/4"	10	Zincada
Std			Tornillo hexagonal W5/8" x 2" G5	17	Grado 5
Std			Arandela autoblocante dentada 5/8"	21	Zincada
Std			Tuerca hexagonal W5/8" G5	21	Grado 5
Std			Prisionero W3/8" x 1 1/2"	2	Acero
02-00-005			Sc. Segunda cinta de descarga	1	
02-01-044			Rueda dentada ASA60 Z23	1	Acero
02-01-026			Buje pivot segunda cinta	2	Acero SAE 1010
Std			Prisionero W3/8" x 1 1/2"	2	Acero
02-00-006			Sc. Tensor acarreador	2	
02-01-030			Eje de empuje acarreador	1	Redondo SAE1020 normalizado
02-01-031			Tapa cuerpo tensor acarreador	1	Chapa F24 e:3/8"
02-01-032			Eje intermedio tensor acarreador	1	Redondo SAE1020 normalizado
02-01-033			Brida eje de empuje	1	Chapa F24 e:5/8"
02-01-034			Brida eje intermedio acarreador	1	Chapa F24 e:3/8"
02-01-035			Arandela bronce tensor acarreador	2	Redondo bronce
02-01-036			Buje de hierro tensor acarreador	2	Redondo SAE1020 normalizado
02-01-037			Engranaje cónico tensor acarreador	2	Acero SAE1020
02-01-038			Chapa de soporte tensor acarreador	1	Chapa F24 e:1/2"
02-01-039			Eje de accionamiento tensor acarreador	1	Redondo SAE1020 normalizado
02-01-040			Collarin tensor acarreador	2	Redondo SAE1020 normalizado
02-01-041			Chaveta 6x6 x 45 mm	2	Acero SAE1010
02-01-042			Chaveta 6x6 x 15 mm	1	Acero SAE1010
Std			Prisionero W3/8" x 5/8"	4	Acero
Std			Alemite 1/4 BSPT	2	Acero
Std			Tornillo hex. W1/4" x 1" G2	4	Grado 2

Std			Tuerca hex. W1/4" G2	4	Grado 2
Std			Arandela autoblocante dentada 1/4"	4	Zincada
Std			Tornillo hex. W3/8" x 1" G2	4	Grado 2
Std			Arandela autoblocante dentada 3/8"	4	Zincada
03-00-000		Cj. Chasis		1	
03-01-015			Base de sistema de descarga	2	Perfil rectangular 250x100mm e:8mm
Std			Tornillo hexagonal W5/8" x 2" G5	12	Grado 5
Std			Arandela autoblocante dentada 5/8"	12	Zincada
Std			Tuerca hexagonal W5/8" G5	12	Grado 5
03-00-001		Sc. Parte delantera chasis		1	
03-01-001			Ala derecha chasis	1	Chapa F36 e: 5/8"
03-01-002			Ala izquierda chasis	1	Chapa F36 e: 5/8"
03-01-003			Inferior ala izquierda chasis	1	Chapa F36 e: 5/8"
03-01-004			Inferior ala derecha chasis	1	Chapa F36 e: 5/8"
03-01-005			Perfil UPN 220 x 1813 mm	2	UPN 220
03-01-006			Piso de estructura secundaria	1	Chapa F36 e: 5/8"
Std			Tornillo hexagonal W5/8" x 2" G5	10	Grado 5
Std			Arandela autoblocante dentada 5/8"	10	Zincada
Std			Tuerca hexagonal W5/8" G5	10	gGado 5
03-00-002		Sc. Estructura secundaria		1	
03-01-007			Perfil UPN 220 x 2000 mm	2	UPN 220
03-01-008			Perfil UPN 220 x 1100 mm	2	UPN 220
03-01-009			Perfil UPN 220 x 940 mm	2	UPN 220
03-01-010			Perfil UPN 220 x 740 mm	1	UPN 220
03-00-003		Sc. Estructura principal		1	
03-01-011			Perfil UPN 220 x 1813 mm principal	2	UPN 220
03-01-012			Perfil UPN 220 x 2857 mm	2	UPN 220

03-01-013			Perfil UPN 220 x 1653 mm	2	UPN 220
03-01-014			Refuerzo estructura principal	12	Chapa F36 e: 3/8"
04-00-000			Cj. Estructura soporte de sistema de descarga	1	
04-01-013			Perfil UPN 100 x 2550 mm	8	UPN 100
04-01-014			Perfil UPN 100 x 802 mm	4	UPN 100
04-00-001			Sc. Arco frontal	1	
04-01-001			Perfil UPN 100 x 1813 mm	1	UPN 100
04-01-002			Perfil UPN 100 x 2000 mm	2	UPN 100
04-01-003			Perfil UPN 100 x 150 mm	2	UPN 100
04-01-004			Perfil UPN 100 x 110 mm	2	UPN 100
04-00-002			Sc. Arco posterior	1	
04-01-001			Perfil UPN 100 x 1813 mm	1	UPN 100
04-01-002			Perfil UPN 100 x 2000 mm	2	UPN 100
04-01-003			Perfil UPN 100 x 150 mm	2	UPN 100
04-01-004			Perfil UPN 100 x 110 mm	2	UPN 100
04-00-003			Sc. Soporte acarreador	1	
04-01-005			Perfil UPN 100 x 1613 mm	1	UPN 100
04-01-006			Perfil UPN 100 100 x 2750 mm	2	UPN 100
04-01-007			Perfil UPN 100 100 x 1604 mm	1	UPN 100
04-01-008			Perfil UPN 100 100 x 630 mm	2	UPN 100
04-00-004			Sc. Arco superior	1	
04-01-009			Perfil UPN 100 x 902 mm	2	UPN 100
04-01-001			Perfil UPN 100 x 1813 mm	1	UPN 100
04-00-005			Sc. Soporte posterior	1	
04-01-001			Perfil UPN 100 x 1813 mm	1	UPN 100
04-01-010			Perfil UPN 100 x 2137 mm	2	UPN 100
04-01-011			Perfil UPN 100 x 1804 mm	2	UPN 100

04-01-012			Perfil UPN 100 x 580 mm	2	UPN 100
05-00-000			Cj. Piso de depósito	1	
05-01-001			Caño 50x30x4x1363 mm	1	Caño estructural 50x30 - esp:4mm
05-01-002			Caño 50x30x4x154 mm	2	Caño estructural 50x30 - esp:4mm
05-01-003			Caño 50x30x4x104 mm	2	Caño estructural 50x30 - esp:4mm
05-01-004			Caño 50x30x4x1613 mm	1	Caño estructural 50x30 - esp:4mm
05-01-005			Caño 50x30x4x650 mm	2	Caño estructural 50x30 - esp:4mm
05-01-006			Caño 50x50x4x1363 mm	1	Caño estructural 50x50 - esp:4mm
05-01-007			Caño 50x50x4x130 mm	2	Caño estructural 50x50 - esp:4mm
05-01-008			Caño 50x50x4x80 mm	2	Caño estructural 50x50 - esp:4mm
05-01-009			Caño 50x50x4x2150 mm	2	Caño estructural 50x50 - esp:4mm
05-01-010			Caño 50x50x4x1613 mm	1	Caño estructural 50x50 - esp:4mm
05-01-011			Caño 50x50x4x1513 mm	2	Caño estructural 50x50 - esp:4mm
05-01-012			Caño 50x50x4x650 mm	4	Caño estructural 50x50 - esp:4mm
05-01-013			Chapa piso de depósito	1	Chapa F24 e: 1/8"
Std			Placa antidesgaste lateral	2	Plancha grilon e: 10 mm
Std			Placa antidesgaste central	1	Plancha grilon e: 10 mm

Bibliografía y Webgrafía

Capítulo 1

- Basigalup, D. (2007). *El cultivo de la alfalfa en la argentina* [Ebook]. EEA Manfredi - INTA. Recuperado de https://inta.gob.ar/sites/default/files/inta-el_cultivo_de_la_alfalfa_en_la_argentina.pdf
- Besana, A. (2016). A la hora de picar el maíz, es clave apuntar a la calidad. *Infocampo*. Recuperado de <https://www.infocampo.com.ar/a-la-hora-de-picar-el-maiz-es-clave-apuntar-a-la-calidad/>
- Faner, C. (2005). La pastura de alfalfa como fuente de alimentación para cerdos en crecimiento y terminación. Argentina: Universidad Católica de Córdoba. Recuperado de: http://www.universoporcino.com/articulos/faner_la_pastura_de_alfalfa_como_fuente_de_alimentacion.html
- Ferrari, C., & Alarcón, A. (s.f.). Ensilaje. Recuperado de: https://inta.gob.ar/sites/default/files/script-tmp-inta_ensilaje.pdf
- García, J. (2013). La pastura de alfalfa como fuente de alimentación porcina. [Blog] *Nutrición animal 2013*. Recuperado de: <http://agro-unefa.blogspot.com/2013/04/lapastura-de-alfalfa-como-fuente-de.html>
- INTA. *Tecnología de picado para ensilado de cultivo de maíz*. Recuperado de https://inta.gob.ar/sites/default/files/script-tmp-inta_tecnologia_de_picado_para_ensilado_de_cultivo_de_.pdf
- Jewsbury, G. (2016). Plantas Forrajeras. Recuperado de: <http://www.agro.unc.edu.ar/~wpweb/botaxo/wpcontent/uploads/sites/14/2016/08/Forrajeras.-2016.pdf>
- Ministerio del Interior, Obras Públicas y Vivienda de la Nación Argentina. (2019). Recuperado de: https://www.mininterior.gov.ar/municipios/gestion/regiones_archivos/Pampeana.pdf

Capítulo 2

Class. (s.f.). *Picadora Jaguar 960*. Recuperado de: <https://www.claas.com.ar>

Concesionaria El Chaparral. *Picadora Mainero UF150*. Recuperado de: <https://www.agroads.com.ar/detalle.asp?clasi=616303>

Freites, N. y Sargiotto, J. (2015). *Picadoras de forraje*. Recuperado de: <https://maquinac.com/informe/picadoras-de-forraje/>

Mainero. (2014). *Cosechadora picadora de forraje U-150-B*. Recuperado de: <https://www.mainero.com>

Capítulo 4

Área de investigación agropecuaria EEA INTA Gral. Villegas (2013). *Ensayo comparativo de cultivares de alfalfa (Medicago sativa L.)*. Memoria técnica 2012-2013. [online] Gral. Villegas, p.101. Recuperado de: <https://www.fedea.com.ar/uploads/pdf/inta-alfalfa-2012-2013.pdf>

Estación experimental agropecuaria INTA Bordenave (s.f.). *Impacto de los silajes de planta entera (maíz o sorgo) en los sistemas de engorde intensivos (pastoril y a corral)*. [online] Bordenave - Buenos Aires, p.4. Recuperado de: https://inta.gob.ar/sites/default/files/script-tmp-27__engorde_intensivo.pdf

Faires V. (1995). *Diseño de elementos de máquinas*. Cuarta reimpresión. México.

Fermec. Recuperado de: <https://www.fermec-sa.com/>

Ideara, SL (2014). *Vibraciones mecánicas. Factores relacionados con la fuente y medidas de control*. [online] Confederación de Empresarios de Pontevedra (CEP), p.11. Recuperado de: https://idearainvestigacion.es/wp-content/uploads/2014/10/GUIA_vibraciones-

Optibelt. *Manual técnico para transmisiones por correas trapeciales* –PDF

Persson, S. (1987). *mechanics of cutting plant material*. 7th ed. The pensilvania State University.

Kanafosky (sin datos).

Silsoe Research Institute (2001). *PM—Power and machinery: Influence of knife configuration and tip speed on conveyance in flail forage harvesting*. [online]
Recuperado de:

<https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0021863400905985>

SKF. Catálogo general, 2006 – PDF

SKF. ConCentra roller bearing units for fast and reliable mounting. 2003 - PDF

Tollok. Catálogo de manguitos de fijación autocentrantes. 2003 - PDF

Capítulo 5

CRC cadenas a rodillos. Cadenas agrícolas con aditamentos. Recuperado de:

<https://cadenascrc.com.ar/cadenas/cadenas-agricolas/3-con-aditamento-a-2/>

Faires, V. (1995). Diseño de elementos de máquinas. Cuarta reimpresión. México.

Industrias Pirelli S.A.I.C. División Artículos varios. Manual de cálculo de cintas transportadoras -PDF

Kauman. Catálogo de productos. Recuperado de: <https://kauman.com> – PDF

Protubsa. (2015). Catálogo de tubos estructurales. Recuperado de:

<https://www.protubsa.com/>

Tisa Transmisiones. Recuperado de: <http://tisatransmisiones.com.ar>

Capítulo 6

Boresi, A. (1993). Advanced mechanics of materials. Estados Unidos de América.

Curia. (s.f.). Recuperado de:

<http://www.curia.com.ar/chapasconformadas.htm#galvanizada>

Capítulo 7

Palao oleohidráulica, catálogo de cilindros hidráulicos de la línea agrícola, s.f. Recuperado de: <http://www.palao.com.ar/>

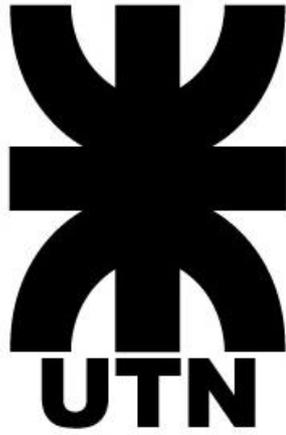
Catálogo de mangueras hidráulicas Parker Hannifin España SA, 2012. Recuperado de <https://www.parker.com/>



Oleohidráulica Verion. (s.f.). Recuperado de <https://www.verion.com.ar/>

Oleohidráulica Venturi hnos., s.f. Recuperado de <https://www.venturi.com.ar/>

Pedro Roquet SA. (s.f.). Recuperado de <https://www.pedro-roquet.com/>



INGENIERÍA MECÁNICA
PROYECTO FINAL

PICADORA INTEGRAL DE FORRAJES

PLANIMETRÍA



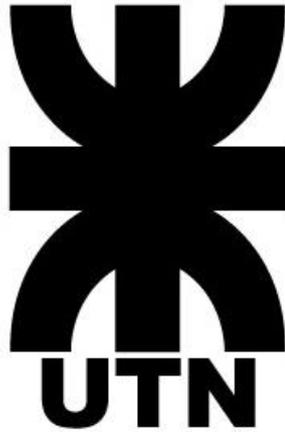
Alumno:
CRISTIAN MALASISI

LISTADO DE PLANOS

N°	CÓDIGO	DENOMINACIÓN	OBSERVACIONES
1	00-00-000	CJ. Picadora Integral de forrajes	Vistas y dimensiones generales de trabajo
2	00-00-000	CJ. Picadora Integral de forrajes	Plano de montaje Sc. Acarreador
3	00-00-000	CJ. Picadora Integral de forrajes	Plano de montaje Sc. Rolos de descarga
4	00-00-000	CJ. Picadora Integral de forrajes	Plano de montaje Sc. Cintas de descarga
5	00-00-000	CJ. Picadora Integral de forrajes	Plano de estructuras
6	00-00-000	CJ. Picadora Integral de forrajes	Sistema hidráulico principal
7	00-00-000	CJ. Picadora Integral de forrajes	Sistema hidráulico descarga
8	01-00-000	Cj. Sistema de corte	
9	01-00-001	Sc. Rotor de corte	Ensamble general
10	01-00-001	Sc. Rotor de corte	Soldadura de orejas de sujeción
11	01-00-001	Sc. Rotor de corte	Ensamble del alma del rotor
12	01-00-002	Sc. Entrada de potencia	Ensamble general
13	01-01-001	Rotor de corte	
14	01-01-002	Extremo derecho rotor de corte	
15	01-01-003	Extremo izquierdo rotor de corte	
16	01-01-004	Herramienta de corte	
17	01-01-005	Buje de desgaste	
18	01-01-006	Oreja de sujeción	
19	01-01-007	Oreja de sujeción central	
20	01-01-008	Eje entrada de potencia	
21	02-00-001	Sc. Acarreador	
22	02-01-001	Eje conductor acarreador	
23	02-01-002	Eje conducido acarreador	
24	02-01-003	Buje eje conducido acarreador	
25	02-01-005	Buje roscado acarreador	
26	02-01-006	Impulsor acarreador	
27	02-01-007	Rueda dentada ASA160 Z15 eje conductor	
28	02-01-008	Rueda dentada ASA160 Z15 eje conducido	
29	02-01-028	Arandela bronce eje conducido acarreador	
30	02-01-029	Collarín eje conducido acarreador	
31	02-00-002 02-00-003	Sc. Rolo inferior de descarga Sc. Rolo superior de descarga	Hoja de ruta para fabricación
32	02-01-009	Tubo del rolo	
33	02-01-011	Extremo derecho rolo	
34	02-01-012	Extremo izquierdo rolo inferior	
35	02-01-017	Extremo izquierdo rolo superior	
36	02-01-014	Tapa extremo del rolo	
37	02-01-015	Chapa de sujeción de extremo del rolo	
38	02-01-045	Pala de aleta del rolo	
39	02-01-010	Extremo de aleta del rolo	

40	02-01-013	Rueda dentada ASA60 Z35 rolo	
41	02-00-002 02-00-003	Sc. Rolo inferior de descarga Sc. Rolo superior de descarga	Perforado de Tapa extremo del rolo y chapa de sujeción. Soldadura de tuercas
42	02-00-002 02-00-003	Sc. Rolo inferior de descarga Sc. Rolo superior de descarga	Soldadura Pala de aleta del rolo y Extremo de aleta del rolo
43	02-00-003	Sc. Rolo superior de descarga	Clavado y soldadura del extremo izquierdo superior en Chapa de sujeción
44	02-00-002	Sc. Rolo inferior de descarga	Clavado y soldadura del extremo izquierdo inferior en Chapa de sujeción
45	02-00-002 02-00-003	Sc. Rolo inferior de descarga Sc. Rolo superior de descarga	Clavado y soldadura del extremo derecho en Chapa de sujeción
46	02-00-002 02-00-003	Sc. Rolo inferior de descarga Sc. Rolo superior de descarga	Clavado de Tapa extremo del rolo y soldado con el Tubo del rolo
47	02-00-003	Sc. Rolo superior de descarga	Mecanizado Extremo izquierdo superior
48	02-00-002	Sc. Rolo inferior de descarga	Mecanizado Extremo izquierdo inferior
49	02-00-002 02-00-003	Sc. Rolo inferior de descarga Sc. Rolo superior de descarga	Mecanizado Extremo derecho
50	02-00-002 02-00-003	Sc. Rolo inferior de descarga Sc. Rolo superior de descarga	Ensamble de Extremos con Tubo del rolo
51	02-00-002 02-00-003	Sc. Rolo inferior de descarga Sc. Rolo superior de descarga	Ubicación de aletas
52	02-01-016	Chaveta 10 x 8 14 mm	
53	02-00-004	Sc. Primera cinta de descarga	
54	02-01-018	Soporte frontal primera cinta	
55	02-01-019	Soporte posterior primera cinta	
56	02-01-021	Chapa apoyo primera cinta	
57	02-01-022	Angulo de chapa apoyo	
58	02-01-024	Separador de soportes primera cinta	
59	02-01-043	Rueda dentada ASA60 Z29	
60	02-01-044	Rueda dentada ASA60 Z23	
61	02-00-006	Sc. Tensor acarreador	Ensamble completo
62	02-00-006	Sc. Tensor acarreador	Ensamble Chapa soporte/Buje de hierro
63	02-00-006	Sc. Tensor acarreador	Ensamble Eje intermedio/Brida eje intermedio
64	02-01-004	Cuerpo tensor acarreador	
65	02-01-030	Eje de empuje acarreador	
66	02-01-031	Tapa cuerpo tensor acarreador	
67	02-01-032	Eje intermedio tensor acarreador	
68	02-01-033	Brida eje de empuje	
69	02-01-034	Brida eje intermedio acarreador	
70	02-01-035	Arandela bronce tensor acarreador	
71	02-01-036	Buje de hierro tensor acarreador	
72	02-01-037	Engranaje cónico tensor acarreador	
73	02-01-038	Chapa soporte tensor acarreador	
74	02-01-039	Eje accionamiento tensor acarreador	
75	02-01-040	Collarín tensor acarreador	

76	03-00-000	Cj. Chasis	
77	03-00-001	Sc. Parte delantera chasis	
78	03-00-002	Sc. Estructura secundaria chasis	
79	03-00-003	Sc. Estructura principal chasis	
80	03-01-001	Ala derecha chasis	
81	03-01-002	Ala izquierda chasis	
82	03-01-003	Inferior ala izquierda chasis	
83	03-01-004	Inferior ala derecha chasis	
84	03-01-005	Perfil UPN 220 x 1813 mm	
85	03-01-006	Piso de estructura secundaria chasis	
86	03-01-007	Perfil UPN 220 x 2000 mm	
87	03-01-008	Perfil UPN 220 x 1100 mm	
88	03-01-009	Perfil UPN 220 x 940 mm	
89	03-01-010	Perfil UPN 220 x 740 mm	
90	03-01-011	Perfil UPN 220 x 1813 mm principal	
91	03-01-012	Perfil UPN 220 x 2857 mm	
92	03-01-013	Perfil UPN 220 x 1653 mm	
93	03-01-014	Refuerzo estructura principal	
94	03-01-015	Base de sistema de descarga	
95	04-00-000	Cj. Estructura soporte de sistema de descarga	
96	04-00-001	Sc. Arco frontal	
97	04-00-002	Sc. Arco posterior	
98	04-00-003	Sc. Soporte acarreador	
99	04-00-004	Sc. Arco superior	
100	04-00-005	Sc. Soporte posterior	
101	04-01-001	Perfil UPN 100 x 1813 mm	
102	04-01-002	Perfil UPN 100 x 2000 mm	
103	04-01-003	Perfil UPN 100 x 150 mm	
104	04-01-004	Perfil UPN 100 x 110 mm	
105	04-01-005	Perfil UPN 100 x 1613 mm	
106	04-01-006	Perfil UPN 100 x 2750 mm	
107	04-01-007	Perfil UPN 100 x 1604 mm	
108	04-01-008	Perfil UPN 100 x 630 mm	
109	04-01-009	Perfil UPN 100 x 902 mm	
110	04-01-010	Perfil UPN 100 x 2137 mm	
111	04-01-011	Perfil UPN 100 x 1804 mm	
112	04-01-012	Perfil UPN 100 x 580 mm	
113	04-01-013	Perfil UPN 100 x 2550 mm	
114	04-01-014	Perfil UPN 100 x 802 mm	
115	05-00-000	Cj. Piso de depósito	Ensamble completo
116	05-00-000	Cj. Piso de depósito	Plano de estructura
117	05-01-013	Chapa piso de depósito	



INGENIERÍA MECÁNICA
PROYECTO FINAL

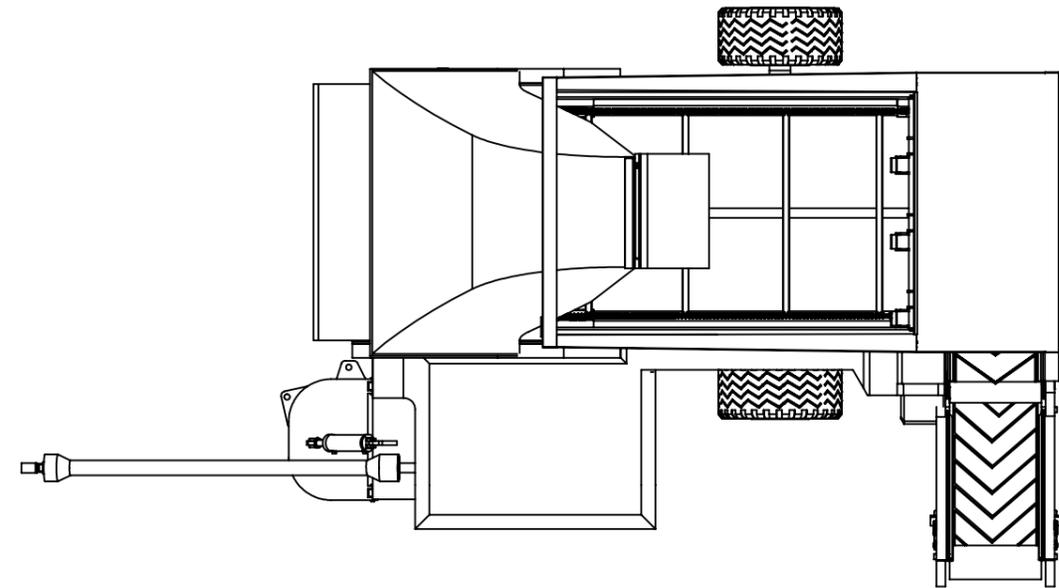
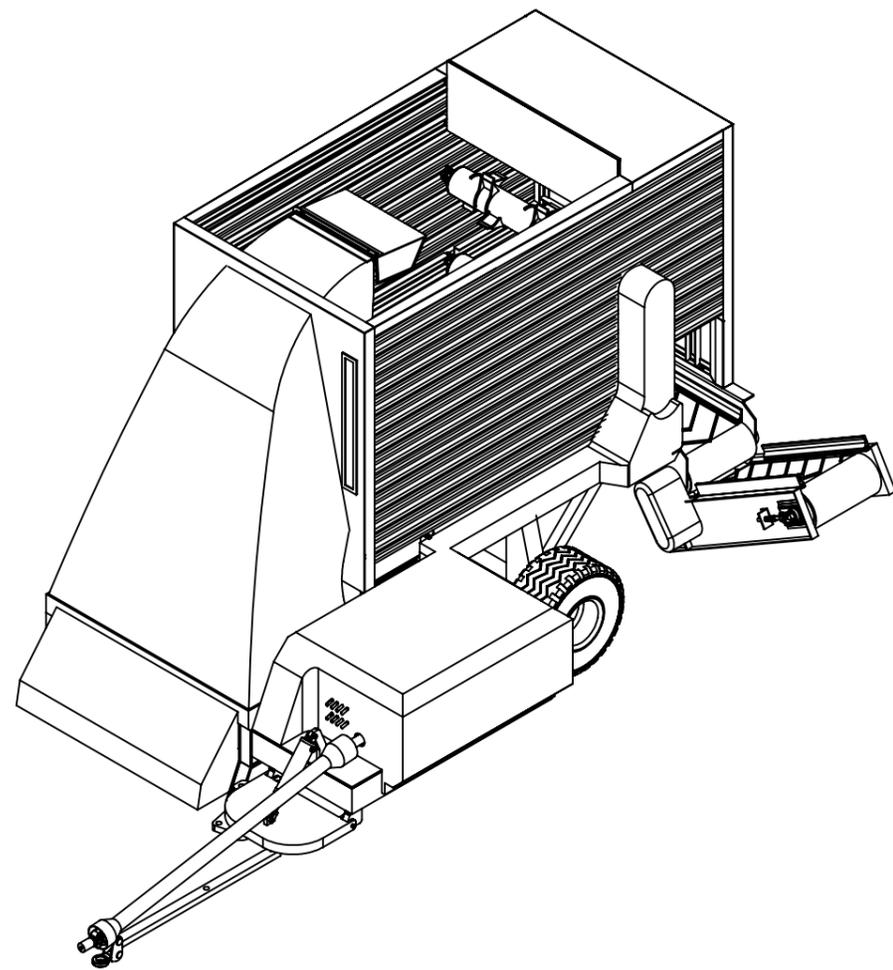
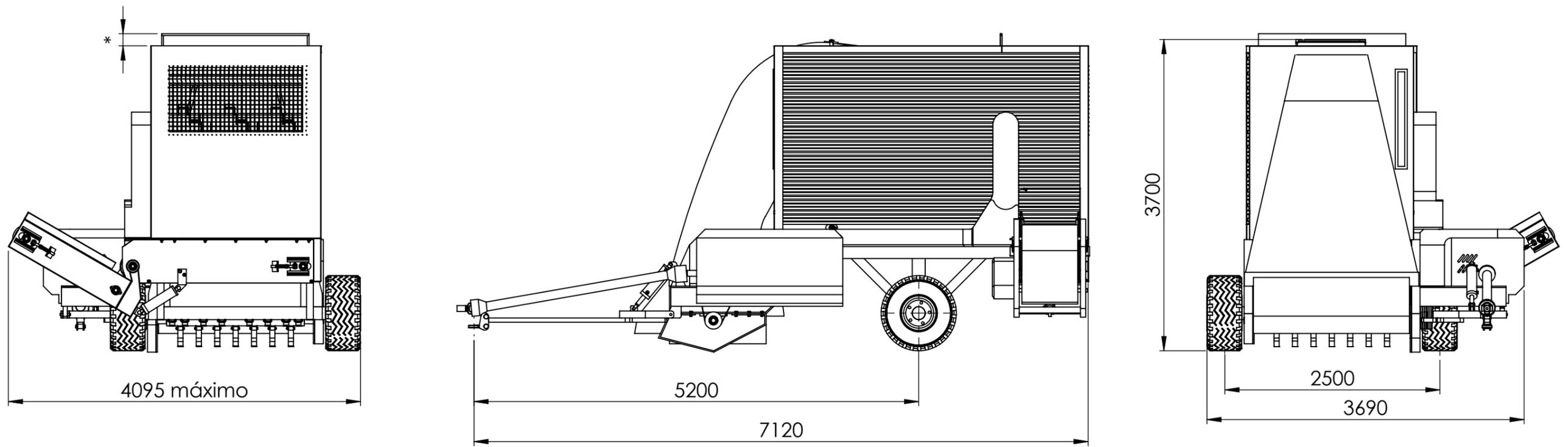
PICADORA INTEGRAL DE FORRAJES

PLANIMETRÍA: CJ. PICADORA INTEGRAL DE
FORRAJES.

COD.: 00-00-000

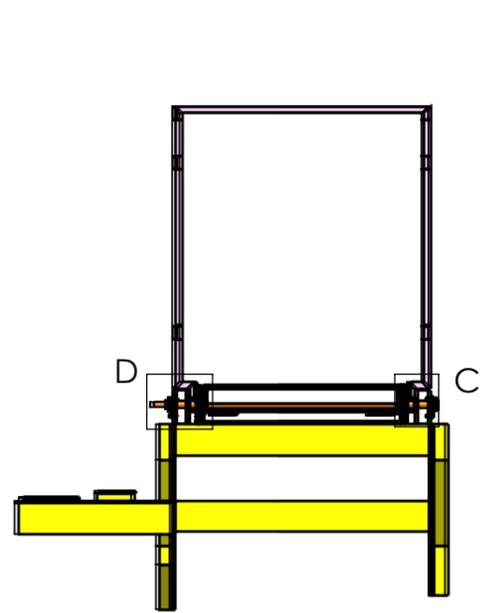


Alumno:
CRISTIAN MALASISI

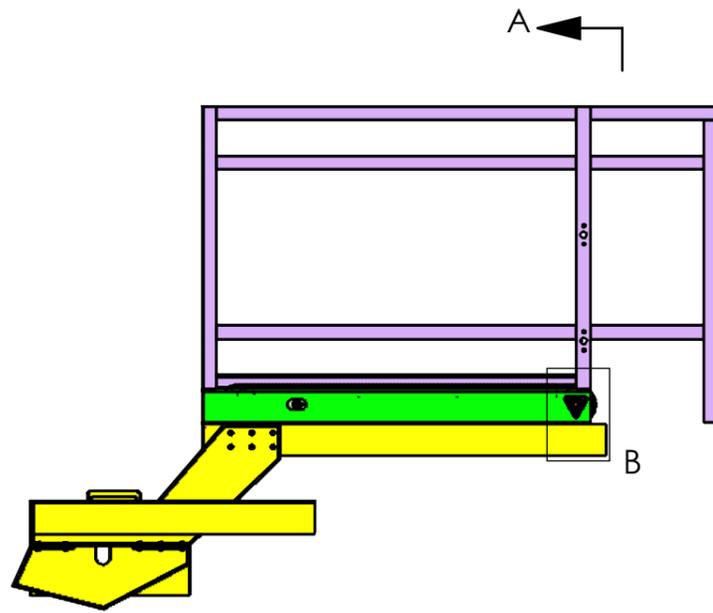


* Altura variable definida por el usuario

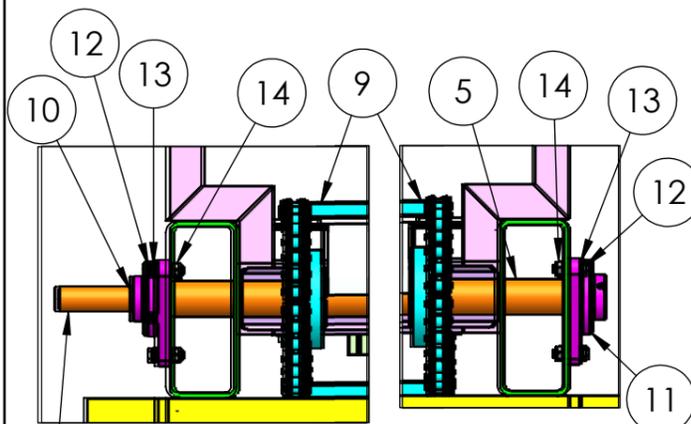
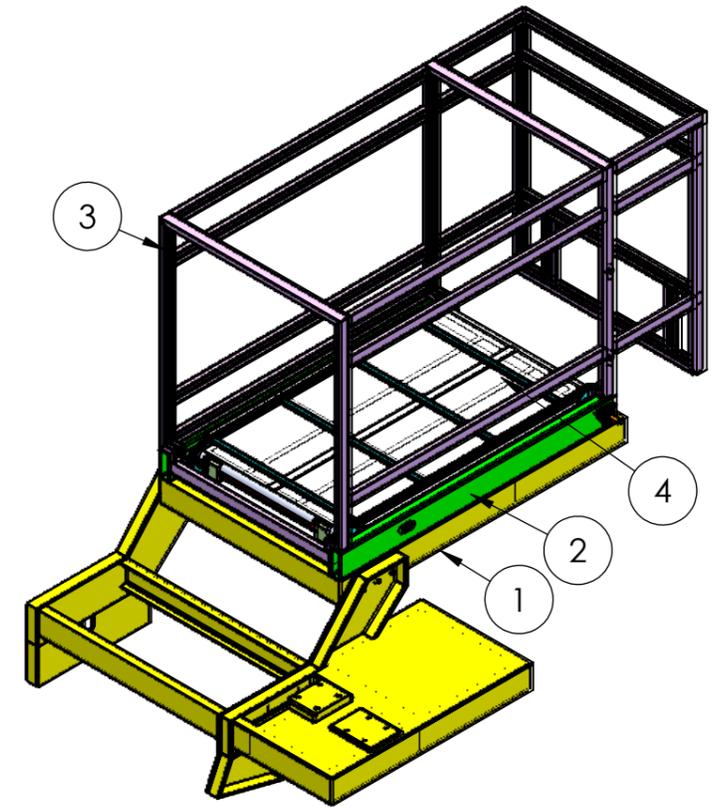
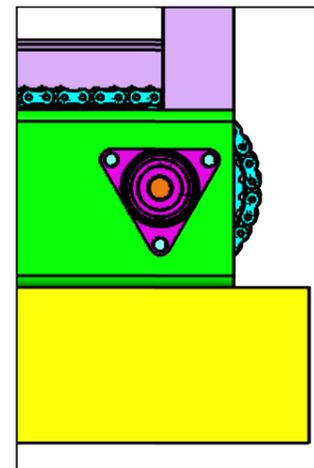
Observaciones Vistas y dimensiones generales de trabajo				NOMBRE	FECHA	FIRMA	 Maq.: PI1.6M	
				Dib.	Malasi Cristian	10/2020		
				Rev.				
				Aprob.				
Tabla de tolerancias no especificadas	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120	Título: CJ. PICADORA INTEGRAL DE FORRAJES			Cód.: 00-00-000	
	±0,1	±0,2	±0,5	Material:			Esc.: Norma: Formato: A3	
	120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000				Revisión N°: 00	
	±0,8	±1	±1,5				Cant. 1	



SECCIÓN A-A

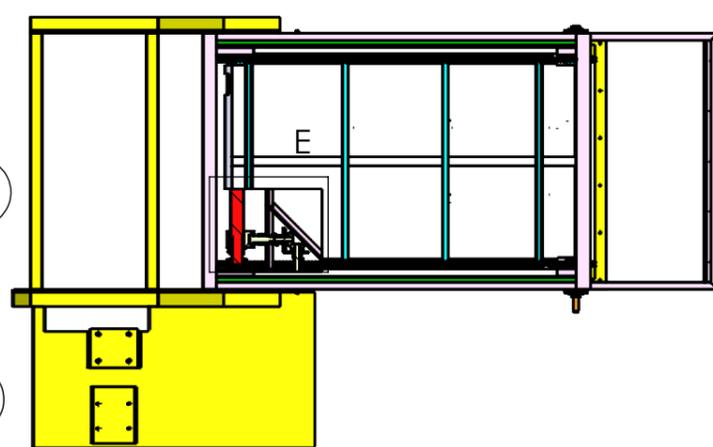


DETALLE B
ESCALA 1 : 10

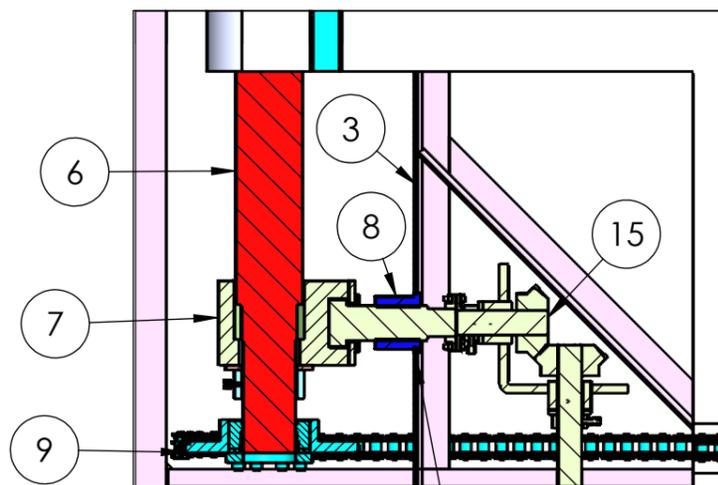


DETALLE D
ESCALA 1 : 10

DETALLE C
ESCALA 1 : 10



DETALLE E
ESCALA 1 : 10

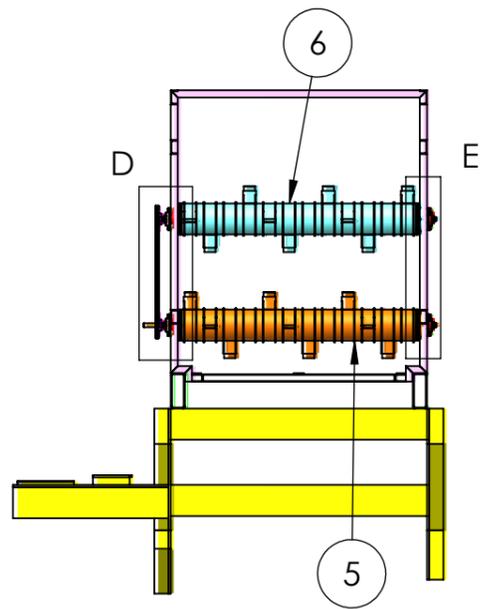


15	Sc. Tensor acarreador	2	02-00-006	-	
14	Tuerca hexagonal W1/2" G5	6	STD	Grado 5	
13	Arandela autoblocante dentada 1/2"	6	STD	Zincada	
12	Tornillo hexagonal W1/2" x 1 1/2"G5	6	STD	Grado 5	
11	Rodamiento 2207 E-2RS1TN9 con soporte FNL 507 A	1	STD	-	
10	Rodamiento 2207 E-2RS1TN9 con soporte FNL 507 B	1	STD	-	
9	Ens. Ruedas dentadas, cadenas e impulsores	-	-	-	
8	Buje roscado acarreador	2	02-01-005	Redondo SAE1020	Piezas pertenecientes al Sc. Acarreador. Cód.: 02-00-001
7	Cuerpo tensor acarreador	2	02-01-004	Macizo cuadrado SAE 1010	
6	Eje conducido acarreador	1	02-01-002	Acero SAE 1045 Normalizado	
5	Eje conductor acarreador	1	02-01-001	Acero SAE 1045 Normalizado	
4	Cj. Piso de depósito	1	05-00-000	-	
3	Cj. Estructura soporte de sistema de descarga	1	04-00-000	-	
2	Base de sistema de descarga	2	03-01-015	Perfil rectangular 250x100mm e:8mm	
1	Cj. Chasis	1	03-00-000	-	

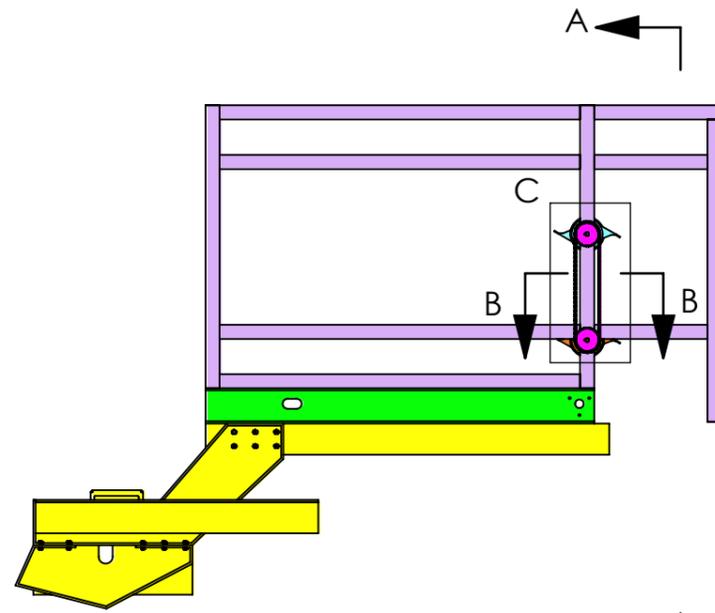
ITEM	DENOMINACIÓN	CANT.	CÓDIGO	MATERIAL	OBSERVACIONES
Observaciones					
Plano de montaje Sc. Acarreador		Dib.		NOMBRE	FECHA
		Rev.		Malasi Cristian	10/2020
		Aprob.			
				FIRMA	AGRO CEM
					Maq.: PI1.6M
Tabla de tolerancias no especificadas					Cód.: 00-00-000
0,5 hasta 6	±0,1	6 hasta 30	±0,2	30 hasta 120	±0,5
120 hasta 400	±0,8	400 hasta 1000	±1	1000 hasta 2000	±1,5
				2000 hasta 4000	±2
Título: CJ. PICADORA INTEGRAL DE FORRAJES					Esc.: Norma: Formato: A3
Material:				Cant. 1	Revisión N°: 00

ITEM	TIPO	OBSERVACIONES
S1	A TOPE	Pieza n°8 con n°3

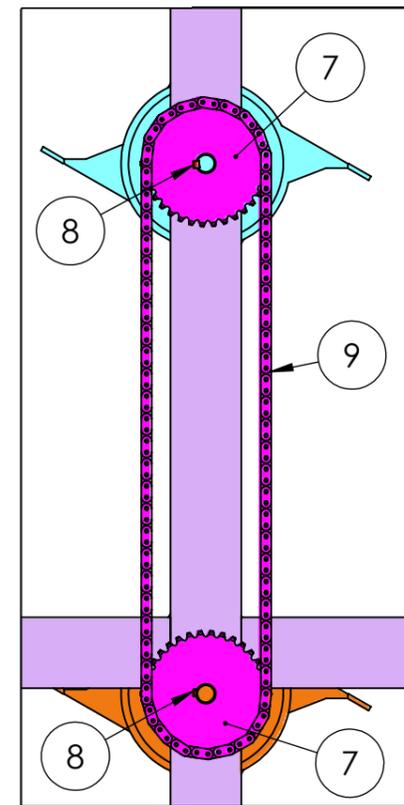
TABLA DE SOLDADURA



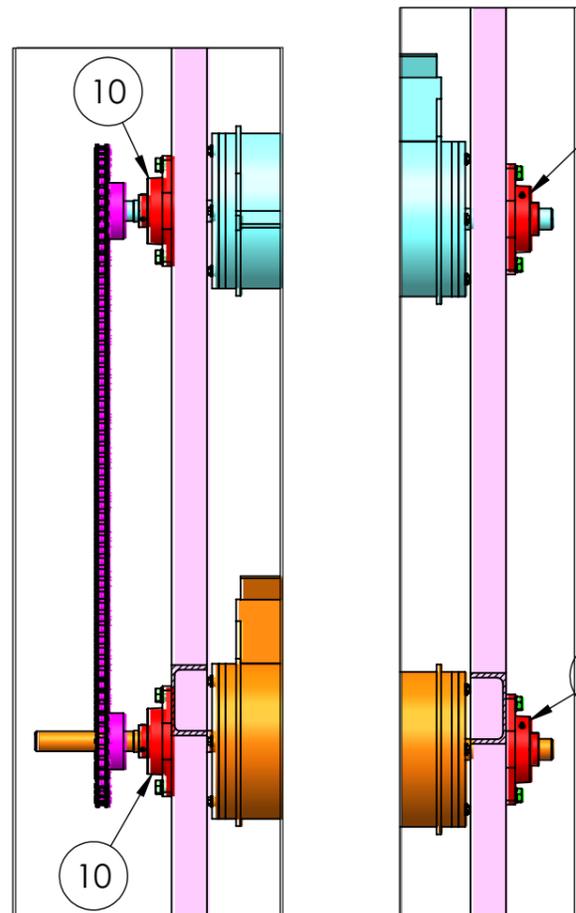
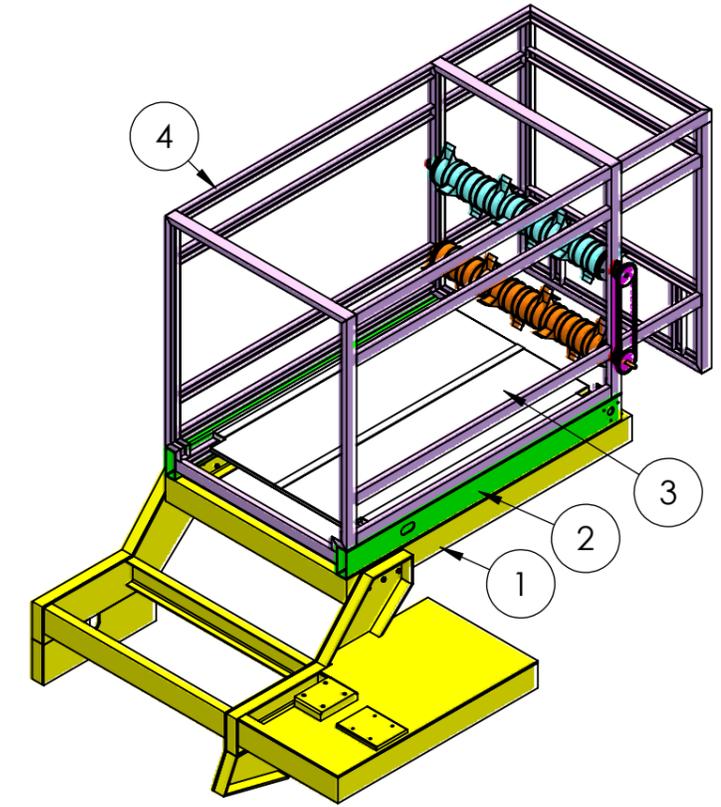
SECCIÓN A-A



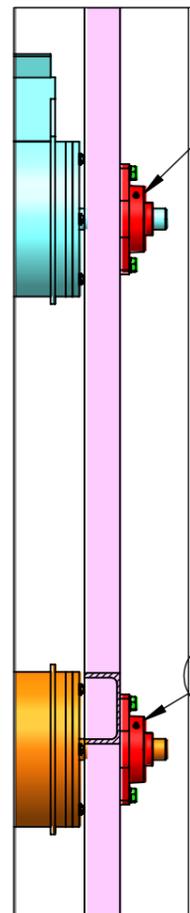
A



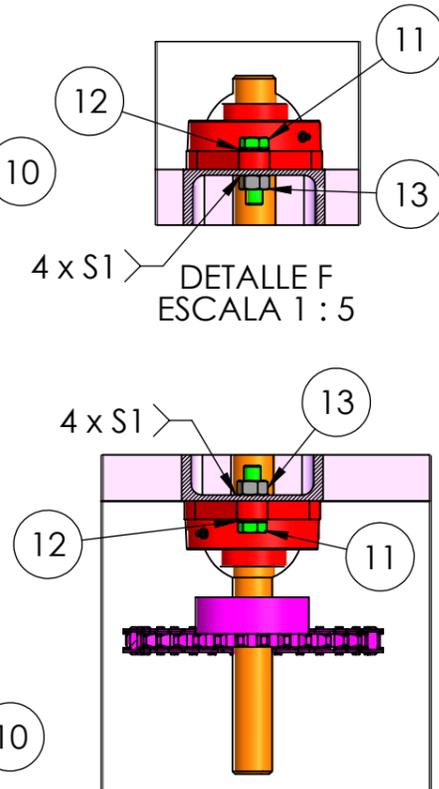
DETALLE C
ESCALA 1 : 10



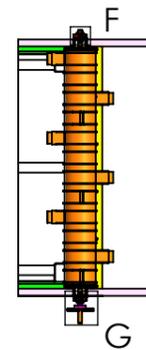
DETALLE D
ESCALA 1 : 10



DETALLE E
ESCALA 1 : 10



DETALLE G
ESCALA 1 : 5



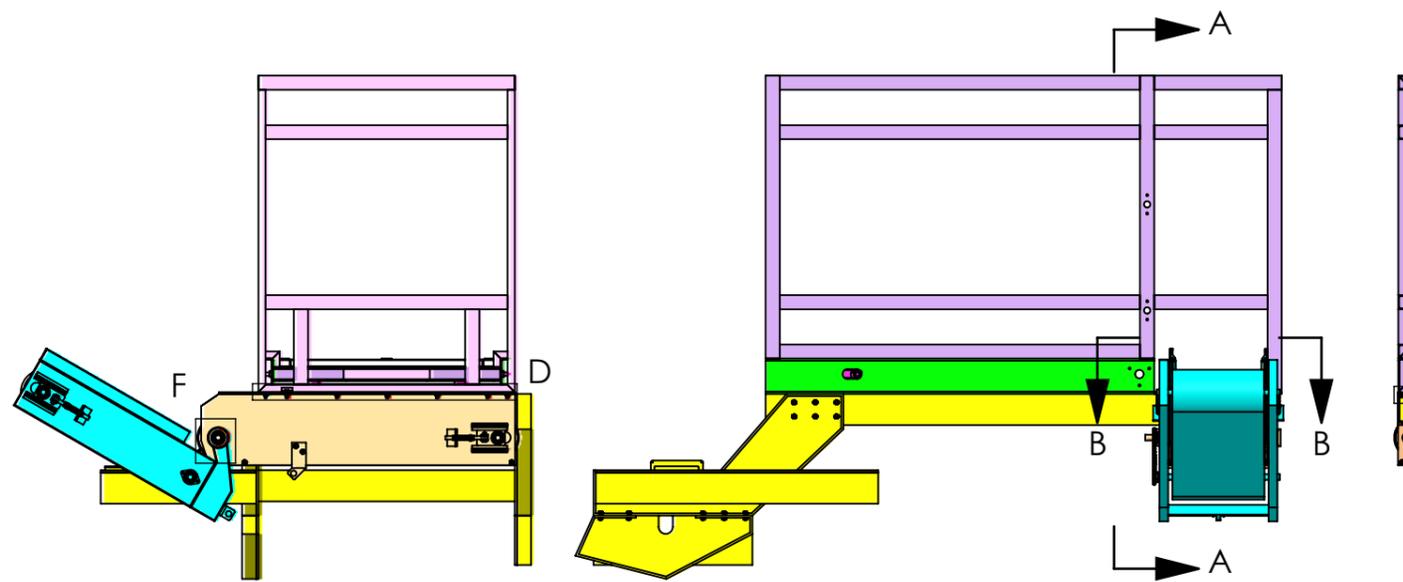
SECCIÓN B-B

ITEM	TIPO	OBSERVACIONES
S1	A TOPE	Piezas nº13 a nº4
TABLA DE SOLDADURA		

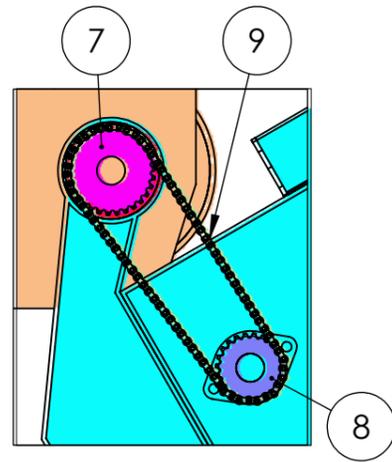
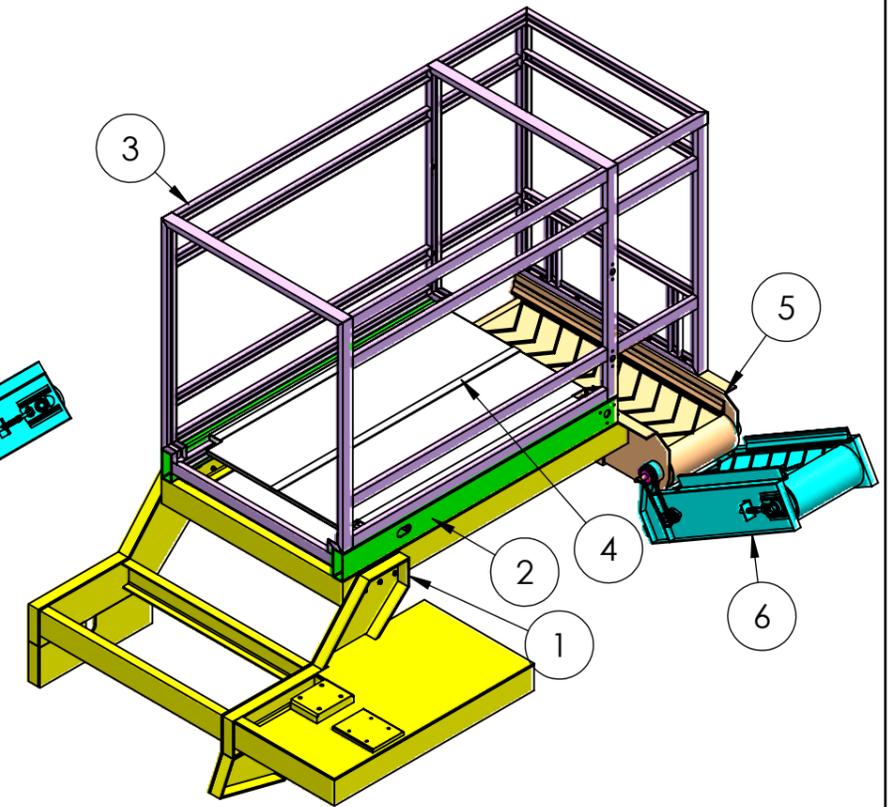
ITEM	DENOMINACIÓN	CANT.	CÓDIGO	MATERIAL	OBSERVACIONES
13	Tuerca hexagonal W1/2" G5	8	STD	Grado 5	
12	Arandela autoblocante dentada 1/2"	8	STD	Zincada	
11	Tornillo hexagonal W1/2" x 1 1/2" G5	8	STD	Grado 5	
10	Unidad de rodamiento FYTBK 30 TF	4	STD	-	
9	Cadena ASA 60	1	STD	-	Largo: 2153 mm
8	Chaveta 10 x 8 x 14 mm	2	02-01-016	Acero SAE 1010	
7	Rueda dentada ASA60 Z35 rolo	2	02-01-013	Acero	
6	Sc. Rolo superior de descarga	1	02-00-003	-	
5	Sc. Rolo inferior de descarga	1	02-00-002	-	
4	Cj. Piso de depósito	1	05-00-000	-	
3	Sc. Estructura soporte de sistema de descarga	1	04-00-000	-	
2	Base de sistema de descarga	2	03-01-015	Perfil rectangula 250x100 mm e: 8 mm	
1	Cj. Chasis	1	03-00-000	-	

ITEM	DENOMINACIÓN	CANT.	CÓDIGO	MATERIAL	OBSERVACIONES
Observaciones					
Plano de montaje de Rolos de descarga		Dib.		NOMBRE	FECHA
		Rev.		Malasi Cristian	06/2020
		Aprob.			
				FIRMA	AGRO CEM
					Maq.: PI1.6M
					Cód.: 00-00-000
					Esc.: Norma: Formato: A3
					Revisión N°: 00
				Título: CJ. PICADORA INTEGRAL DE FORRAJES	
				Material:	Cant. 1

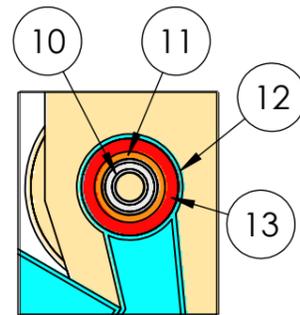
Tabla de tolerancias no especificadas	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120
	±0,1	±0,2	±0,5
120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000	2000 hasta 4000
	±0,8	±1	±1,5
			±2



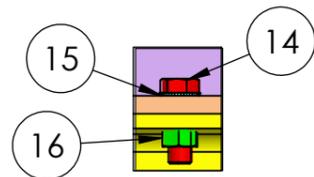
SECCIÓN A-A



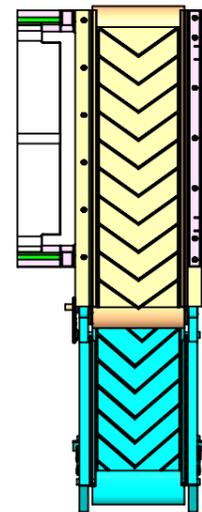
DETALLE E
ESCALA 1 : 10



DETALLE F
ESCALA 1 : 10



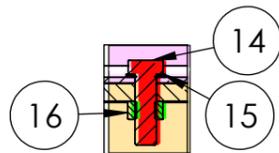
DETALLE G
ESCALA 1 : 5



SECCIÓN B-B



DETALLE C
ESCALA 1 : 10



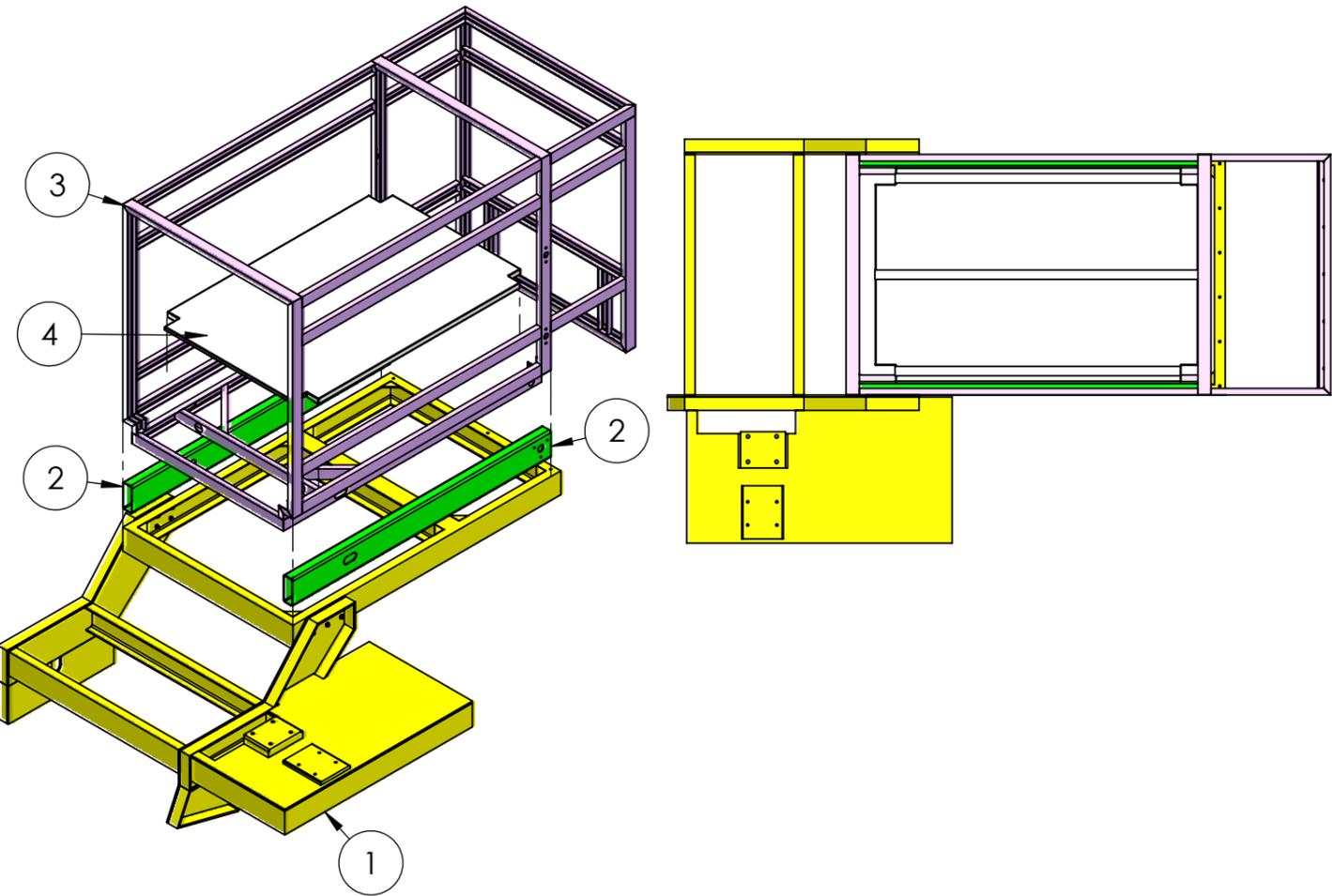
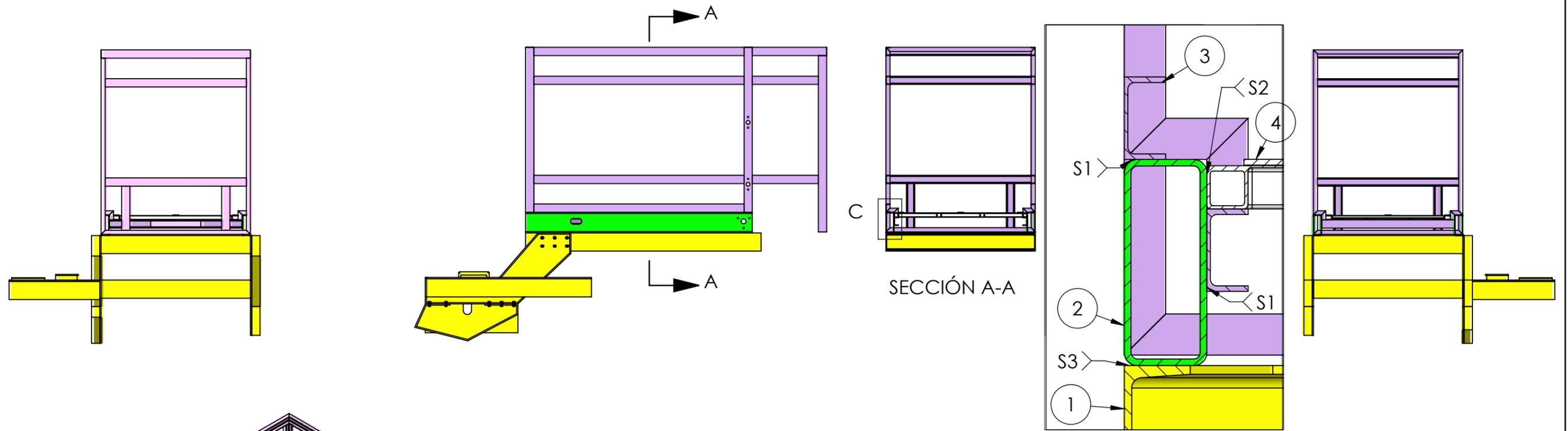
DETALLE H
ESCALA 1 : 5



DETALLE D
ESCALA 1 : 10

16	Tuerca hexagonal W5/8" G5	13	STD	Grado 5	
15	Arandela autoblocante dentada 5/8"	13	STD	Zincada	
14	Tomillo hexagonal W5/8" x 2" G5	13	STD	Grado 5	
13	Buje bronce pivot	2	02-01-027	Bronce grafitado	
12	Buje pivot segunda cinta	2	02-01-026	SAE 1010	
11	Buje pivot primera cinta	2	02-01-025	SAE 1010	
10	Rodamiento tambor conductor primera cinta	2	STD	-	
9	Cadena ASA60	1	STD	-	Largo: 1143 mm
8	Rueda dentada ASA60 Z23	1	02-01-044	Acero	
7	Rueda dentada ASA60 Z29	1	02-01-043	Acero	
6	Sc. Segunda cinta de descarga	1	02-00-005	-	
5	Sc. Primera cinta de descarga	1	02-00-004	-	
4	Cj. Piso de depósito	1	05-00-000	-	
3	Cj. Estructura soporte de sistema de descarga	1	04-00-000	-	
2	Base de sistema de descarga	2	03-01-015	Perfil rectangular 250x100 mm e: 8 mm	
1	Cj. Chasis	1	03-00-000	-	

ITEM	DENOMINACIÓN	CANT.	CÓDIGO	MATERIAL	OBSERVACIONES
Observaciones					
Plano de montaje de Cintas de descarga		Dib.	Malasi Cristian	FECHA	10/2020
		Rev.		FIRMA	AGRO CEM
		Aprob.			Maq.: PI1.6M
Tabla de tolerancias no especificadas		0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120	Título: CJ. PICADORA INTEGRAL DE FORRAJES
120 hasta 400	±0,8	±0,1	±0,2	±0,5	Cód.: 00-00-000
400 hasta 1000	±1	±0,2	±0,5	±2	Esc.: Norma: Formato: A3
1000 hasta 2000	±1,5	±0,5	±2		Revisión N°: 00
2000 hasta 4000	±2	±2			
Material:				Cant. 1	

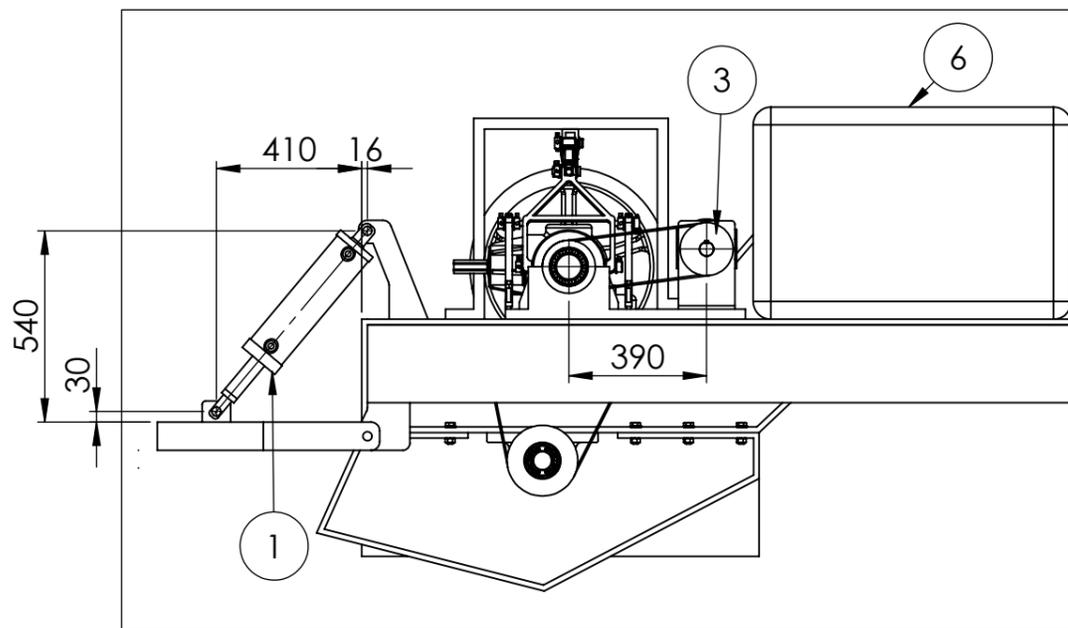


ITEM	TIPO	OBSERVACIONES
S3	A TOPE	Pieza n°2 con n°1
S2	A TOPE	Pieza n°4 con n°2 y n°3
S1	A TOPE	Pieza n°3 con n°2

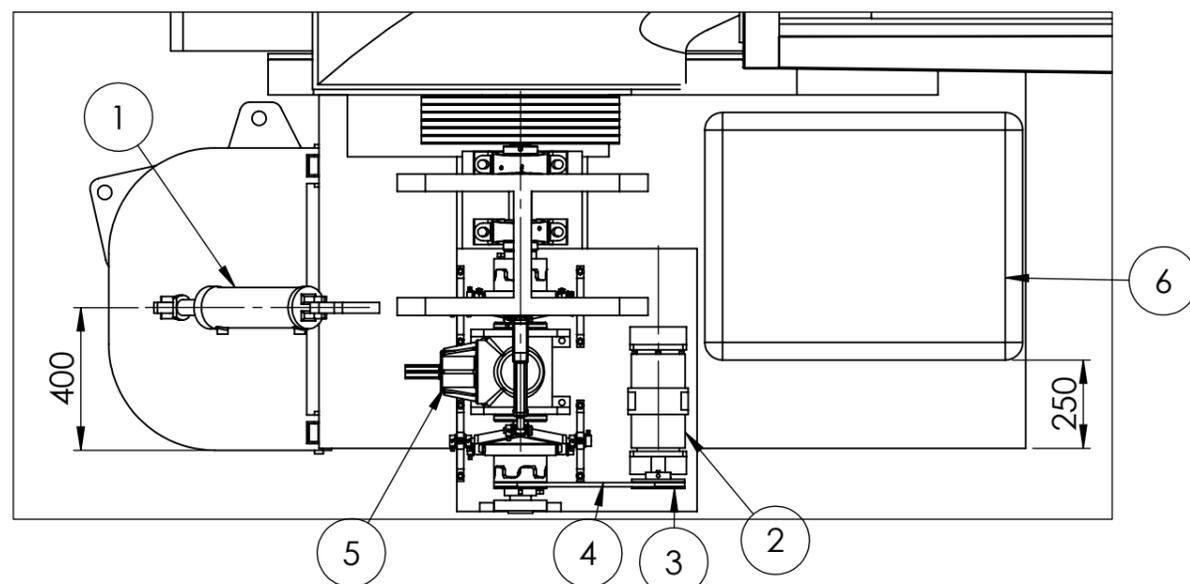
TABLA DE SOLDADURA

4	Cj. Piso de depósito	1	05-00-000	-	
3	Cj. Estructura soporte de sistema de descarga	1	04-00-000	-	
2	Base de sistema de descarga	2	03-01-015	Perfil rectangular hueco 250 x 100 mm e: 8 mm	Largo: 2750 mm
1	Cj. Chasis	1	03-00-000	-	

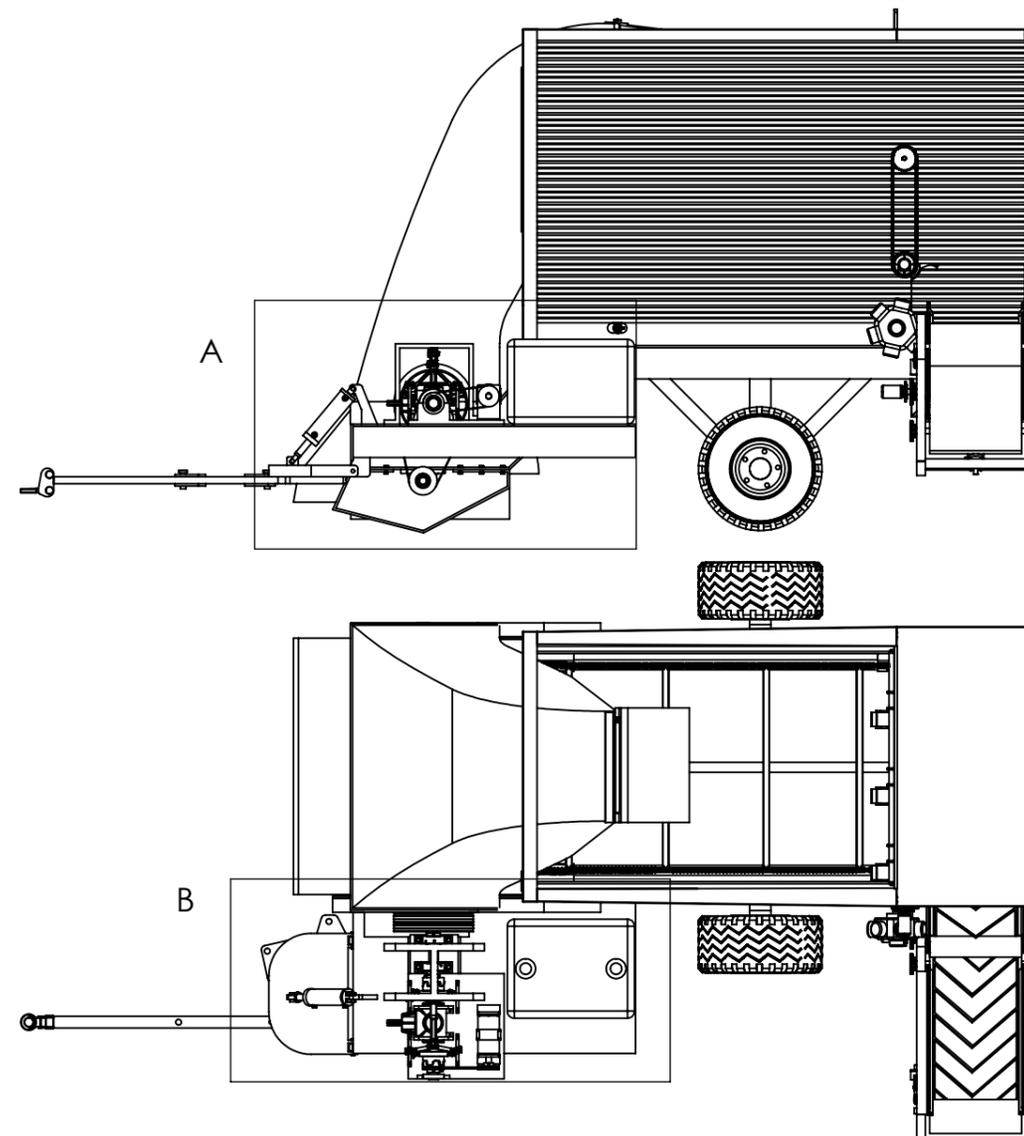
ITEM	DENOMINACIÓN	CANT.	CÓDIGO	MATERIAL	OBSERVACIONES
Observaciones					AGRO CEM Maq.: PI1.6M
Plano de estructuras	Dib.		Malasi Cristian	06/2020	
	Rev.				
	Aprob.				
Tabla de tolerancias no especificadas	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120	Título: CJ. PICADORA INTEGRAL DE FORRAJES Cód.: 00-00-000	
120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000	2000 hasta 4000	Material:	Esc.: 1:50 Norma: Formato: A3 Revisión N°: 00
±0,8	±1	±1,5	±2	Cant. 1	



DETALLE A
ESCALA 1 : 20

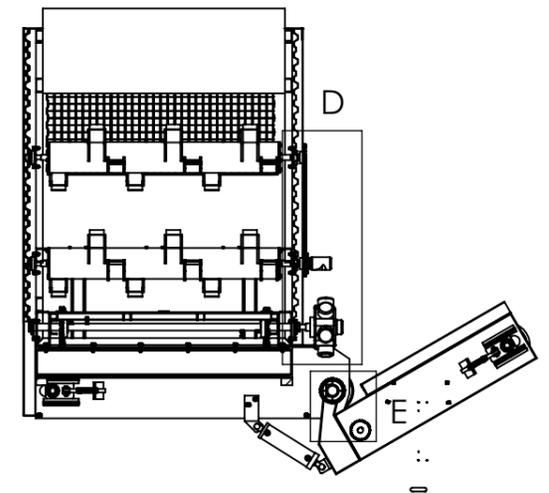
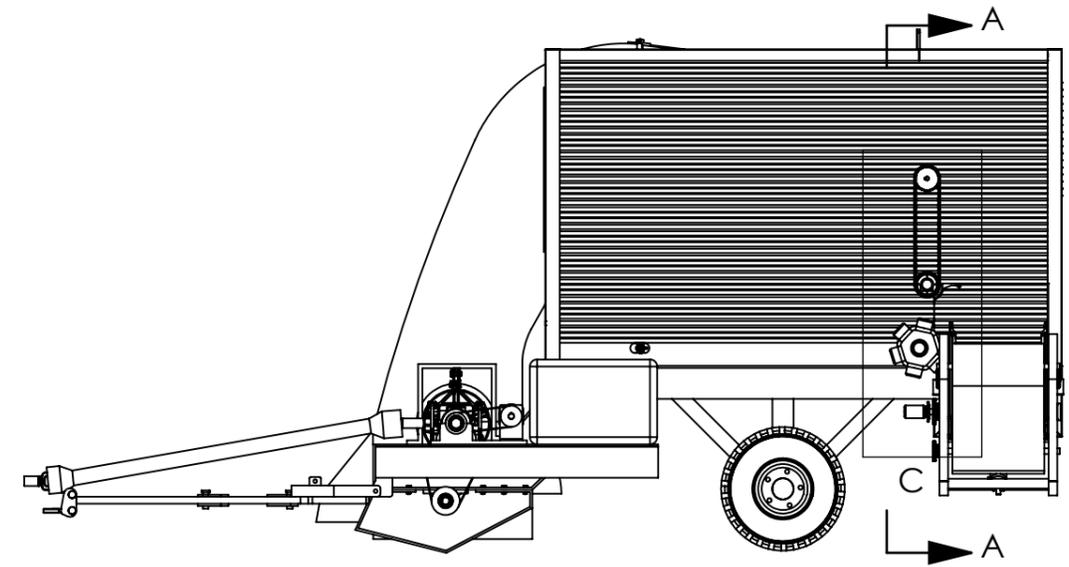
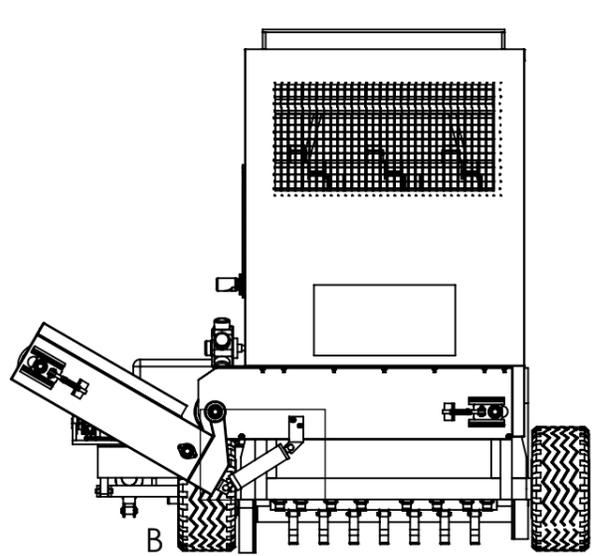


DETALLE B
ESCALA 1 : 20

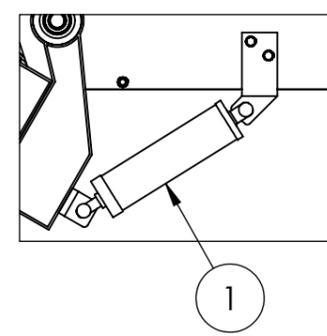


6	Depósito de aceite	1	STD	-	Volumen: 375 litros
5	Mecanismo de traspaso de sistemas	1	-	-	
4	Correa transmisión bomba	1	STD	-	
3	Polea bomba hidráulico	1	STD	-	
2	Bomba hidráulica EIPH6 160	1	STD	-	
1	Cilindro hidráulico 2 1/2" x 300 x 38,1 mm	1	STD	-	Øpistón: 2 1/2" - Carrera: 300 mm - Øvástago: 38,1 mm

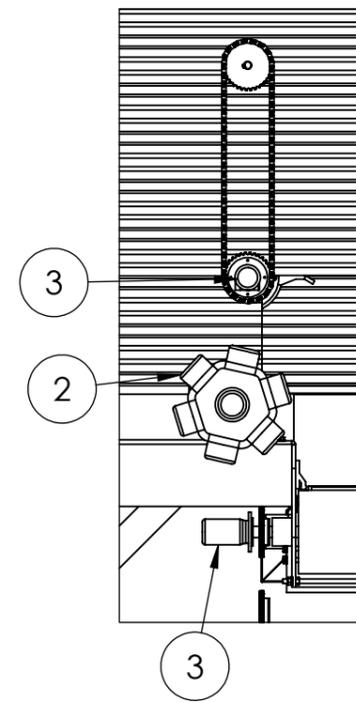
ITEM	DENOMINACIÓN	CANT.	CÓDIGO	MATERIAL	OBSERVACIONES
Observaciones			NOMBRE	FECHA	FIRMA
Sistema hidráulico principal	Dib.		Malasi Cristian	06/2020	 Maq.: PI1.6M
	Rev.				
	Aprob.				
Tabla de tolerancias no especificadas	0,5 hasta 6 ±0,1	6 hasta 30 ±0,2	30 hasta 120 ±0,5	Título: CJ. PICADORA INTEGRAL DE FORRAJES	
120 hasta 400 ±0,8	400 hasta 1000 ±1	1000 hasta 2000 ±1,5	2000 hasta 4000 ±2	Cód.: 00-00-000	
				Material:	Cant. 1
					Esc.: 1:50
					Norma: 
					Formato: A3
					Revisión N°: 00



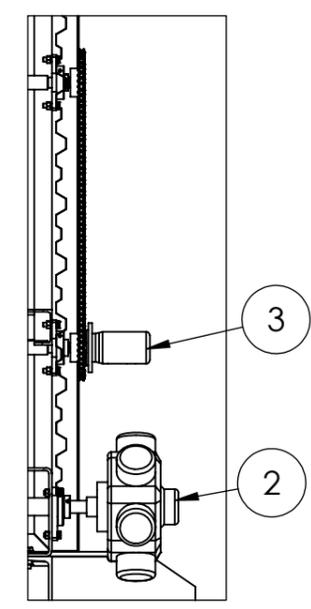
SECCIÓN A-A



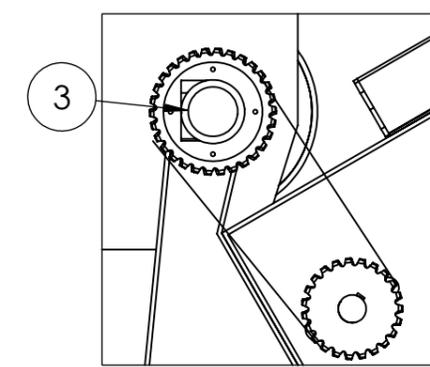
DETALLE B
ESCALA 1 : 20



DETALLE C
ESCALA 1 : 25



DETALLE D
ESCALA 1 : 20



DETALLE E
ESCALA 1 : 10

3	Motor hidráulico MLHP-315	1	STD	-	Orbital
2	Motor hidráulico NHM31-3000	1	STD	-	Pistones radiales
1	Cilindro hidráulico 2 1/2" x 300 x 38,1 mm	1	STD	-	Øpistón: 2 1/2"- Carrera: 300 mm - Øvástago: 38,1 mm

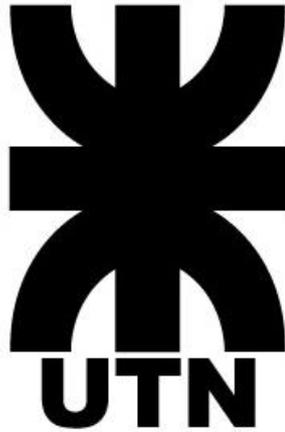
ITEM	DENOMINACIÓN	CANT.	CÓDIGO	MATERIAL	OBSERVACIONES	
Observaciones						
Sistema hidráulico descarga		NOMBRE		FECHA	FIRMA	
		Dib.		Malasi Cristian	10/2020	
		Aprob.				
Maq.: PI1.6M						
Cód.: 00-00-000						
Esc.: 1:50		Norma:		Formato: A3		
Revisión N°: 00						

Tabla de tolerancias no especificadas	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120
	±0,1	±0,2	±0,5
120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000	2000 hasta 4000
±0,8	±1	±1,5	±2

Título: CJ. PICADORA INTEGRAL DE FORRAJES

Material:

Cant. 1



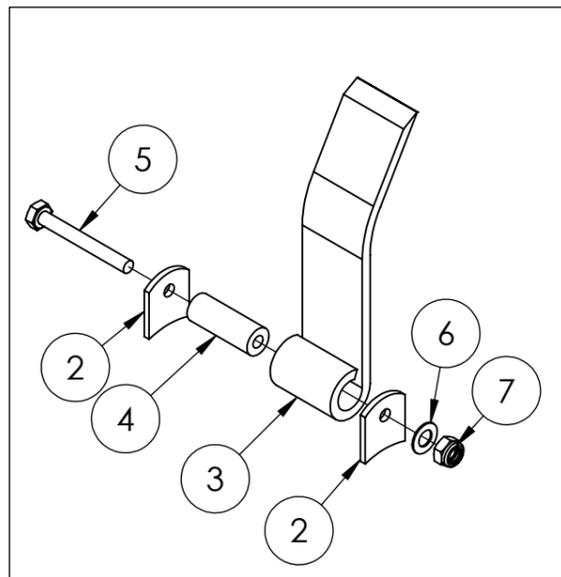
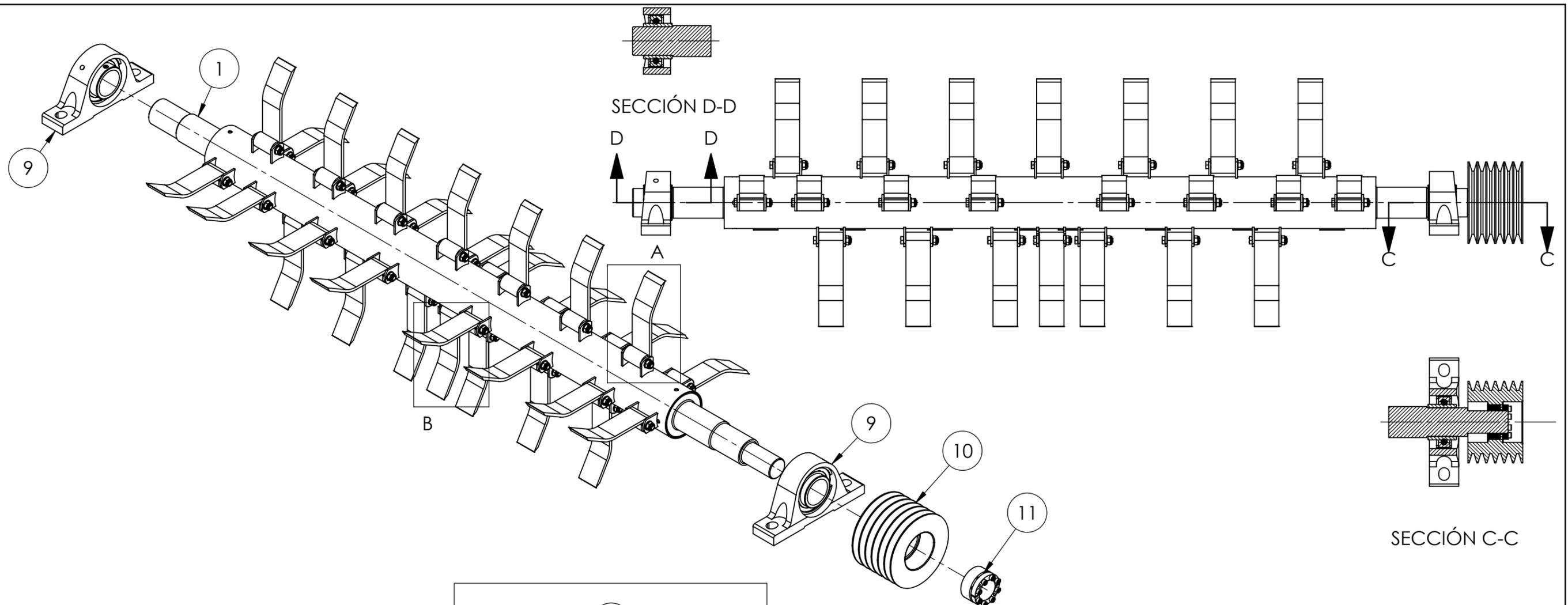
INGENIERÍA MECÁNICA
PROYECTO FINAL

PICADORA INTEGRAL DE FORRAJES

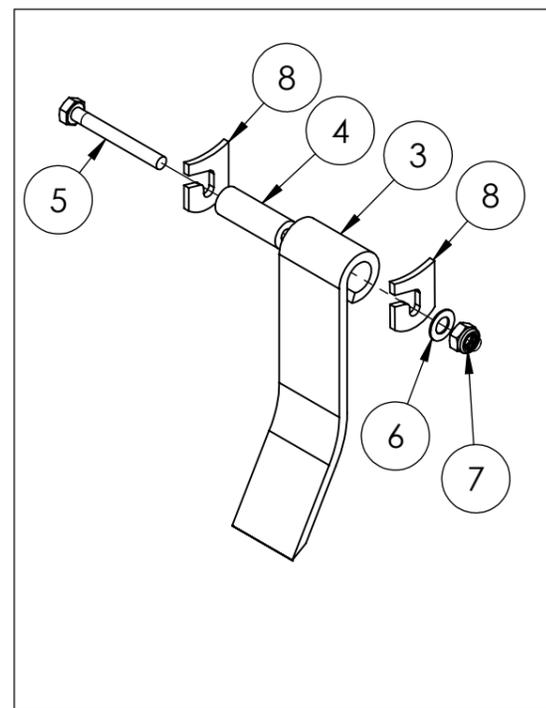
PLANIMETRÍA: CJ. SISTEMA DE CORTE.
COD.: 01-00-000



Alumno:
CRISTIAN MALASISI



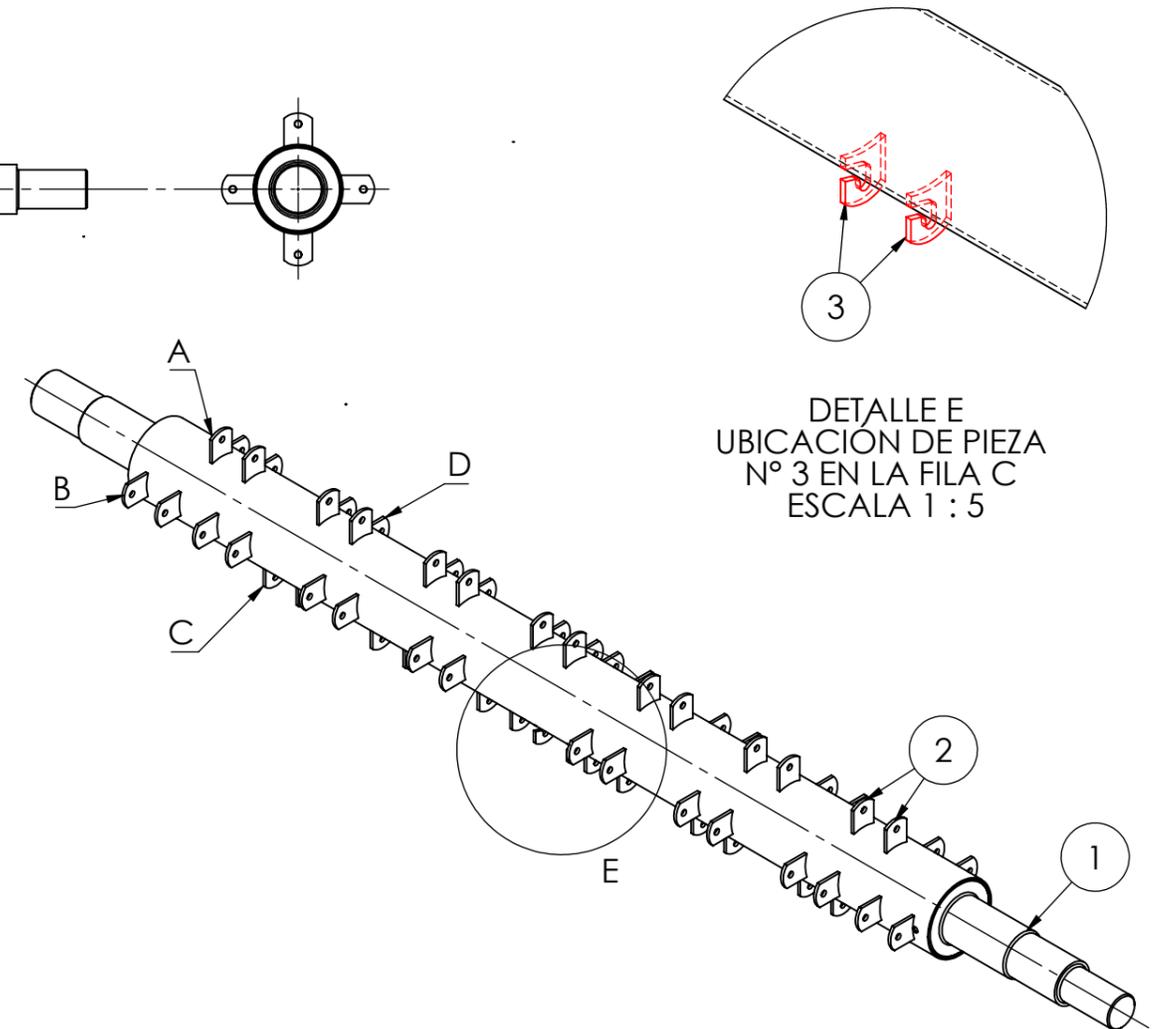
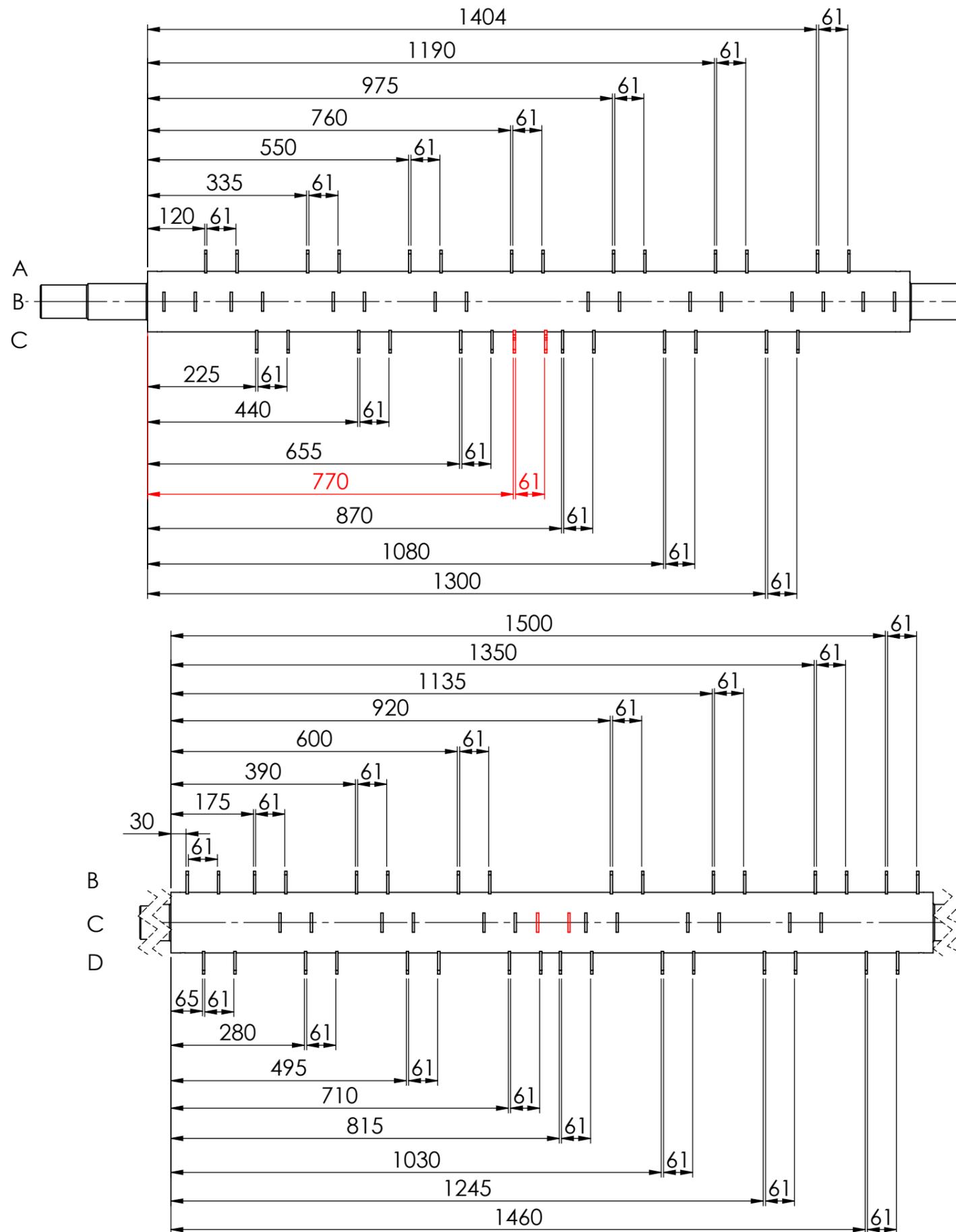
DETALLE A
MONTAJE DE HERRAMIENTAS
DE CORTE
(CANT.: 29)
ESCALA 1 : 5



DETALLE B
MONTAJE DE HERRAMIENTA
DE CORTE CENTRAL
(CANT.:1)
ESCALA 1 : 5

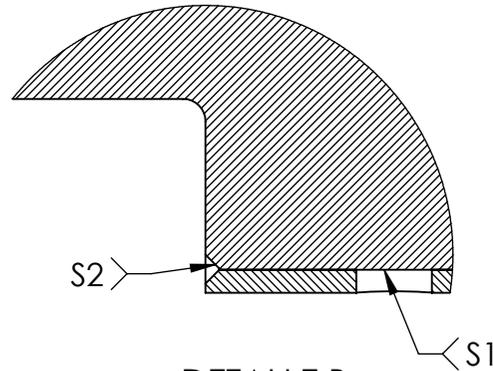
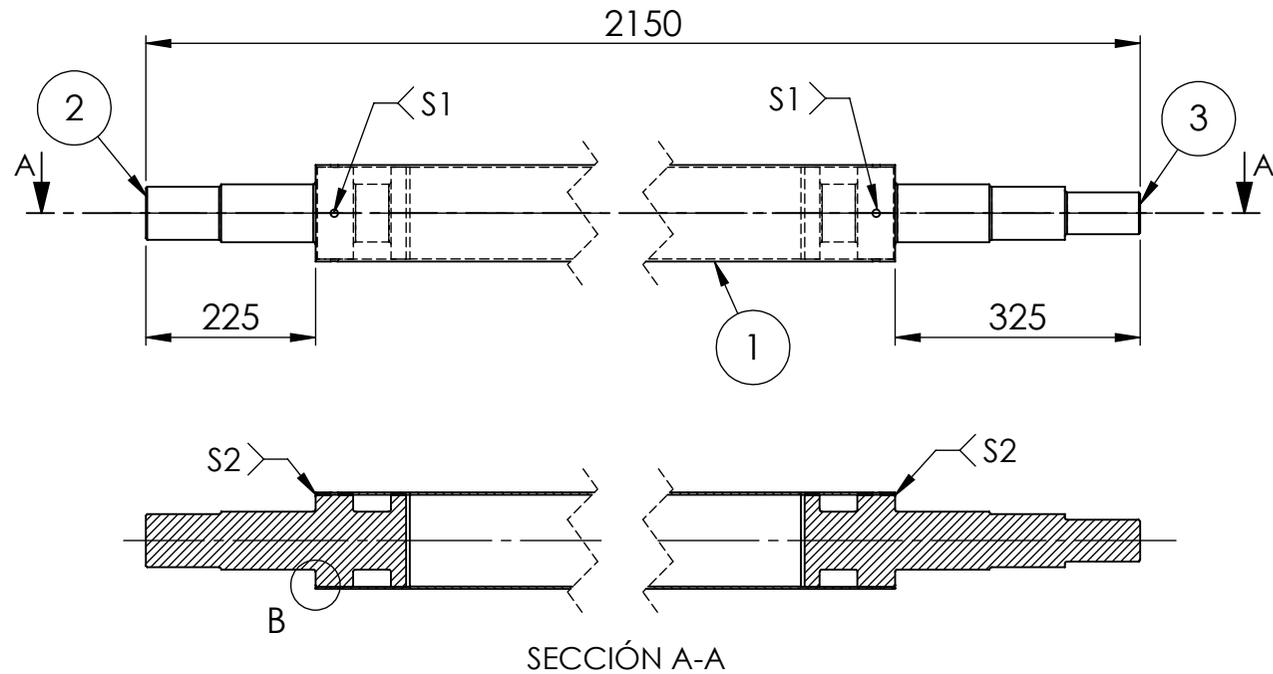
11	Manguito fijación TLK131 - 55x85	1	STD	-	-
10	Polea menor sistema de corte	1	01-01-009	Fundición gris	Ø200 mm - 6 canales SPB
9	Unidad de rodamiento SYT 70	2	STD	-	-
8	Oreja de sujeción central	2	01-01-007	Chapa F-24 e:3/16"	-
7	Tuerca hexagonal W3/8" AF	30	STD	Autofrenante	-
6	Arandela plana 3/8"	30	STD	Galvanizada	-
5	Tornillo hexagonal W3/8" x 3 1/2" G2	30	STD	Grado 2	-
4	Buje de desgaste	30	01-01-005	Bronce grafitado - porocidad: 27%	-
3	Herramienta de corte	30	01-01-004	Acero AISI 5160 e:5/16"	-
2	Oreja de sujeción	58	01-01-006	Chapa F-24 e:3/16"	-
1	Ensamble del alma del rotor	1		-	-

ITEM	DENOMINACIÓN	CANT.	CÓDIGO	MATERIAL	OBSERVACIONES
Observaciones					AGRO CEM Maq.: PI1.6M Cód.: 01-00-001 Esc.: Norma: Formato: A3 Revisión N°: 00
Ensamble general	NOMBRE	FECHA	FIRMA		
	Dib.	Malasi Cristian	06/2020		
	Rev.				
	Aprob.				
Tabla de tolerancias no especificadas	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120	Título: SC. ROTOR DE CORTE	
120 hasta 400	±0,1	±0,2	±0,5	Material:	
±0,8	±1	±1,5	±2	Cant. 1	1:10



3	Oreja de sujeción central	2	01-01-007	Chapa F-24 e: 3/16"	-
2	Oreja de sujeción	58	01-01-006	Chapa F-24 e: 3/16"	-
1	Ensamble del alma del rotor	1	-	-	-
ITEM	DENOMINACIÓN	CANT.	CÓDIGO	MATERIAL	OBSERVACIONES
Observaciones	Soldadura de las orejas de sujeción de las herramientas de corte	NOMBRE		FECHA	FIRMA
		Dib. Malasi Cristian		06/2020	
		Aprob.			
Título: SC. ROTOR DE CORTE		Cód.: 01-00-001		Esc.: Norma: Formato: A3	
Material:		Cant. 1	1:10		Revisión N°: 00

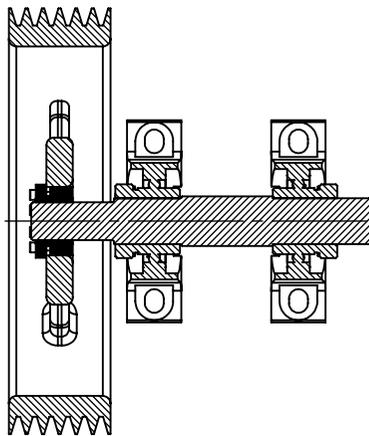
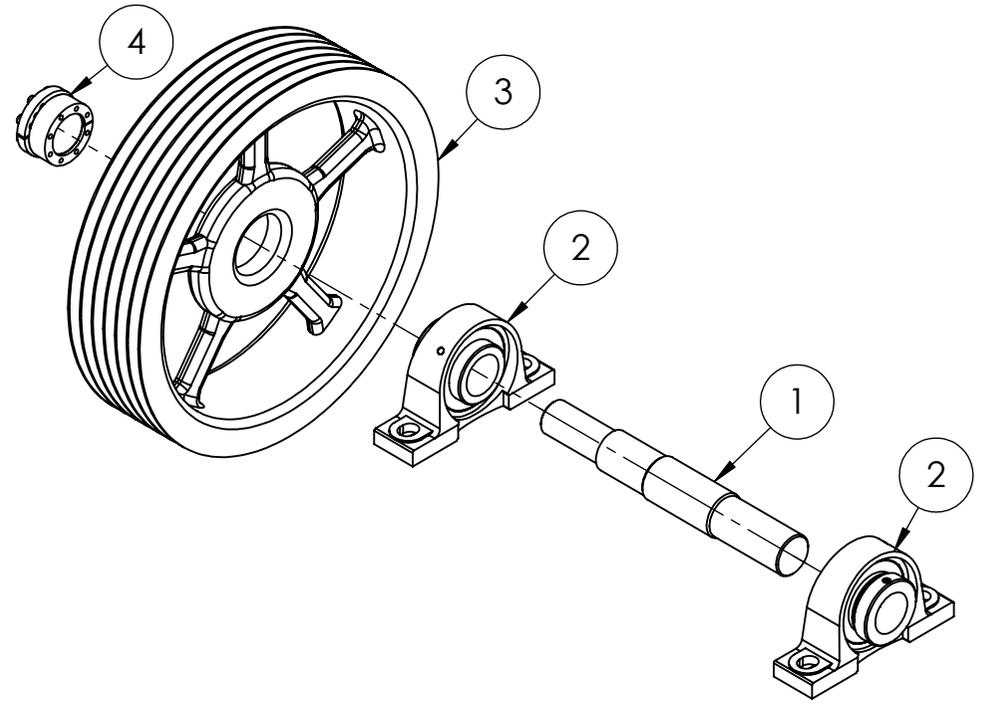
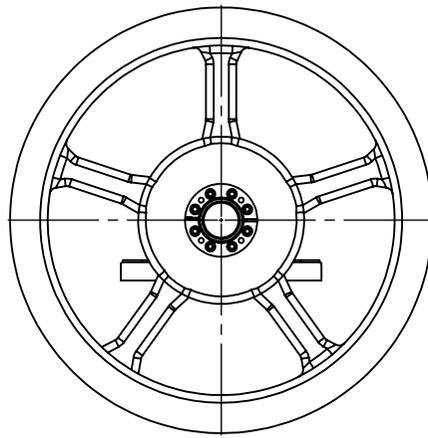
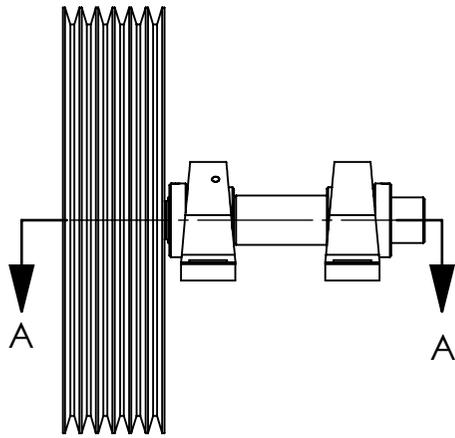
Tabla de tolerancias no especificadas	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120
	±0,1	±0,2	±0,5
120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000	2000 hasta 4000
±0,8	±1	±1,5	±2



DETALLE B
ESCALA 1 : 1

ITEM	DENOMINACIÓN	CANT.	CÓDIGO	MATERIAL	OBSERVACIONES
3	Extremo izquierdo rotor de corte	1	01-01-003	Redondo SAE 1020 Normalizado	
2	Extremo derecho rotor de corte	1	01-01-002	Redondo SAE 1020 Normalizado	
1	Rotor de corte	1	01-01-001	Tubo estructural $\varnothing_{ext}:5" e:1/8"$	
Observaciones					
Ensamble del alma del rotor		Dib.		Malasisi Cristian	06/2020
		Rev.			
		Aprob.			
AGRO CEM					
Maq.: PI1.6M					
Tabla de tolerancias no especificadas				Título: SC. ROTOR DE CORTE	
				Cód.: 01-00-001	
				Esc.: 1:10	
				Norma:	
				Formato: A4	
				Revisión Nº: 00	
				Material:	
				Cant. 1	
				1:10	

ITEM	TIPO	OBSERVACIONES
S2	A TOPE EN V	En toda la circunferencia
S1	DE TAPÓN	En las 4 perforaciones de cada extremo
TABLA DE SOLDADURA		



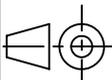
SECCIÓN A-A

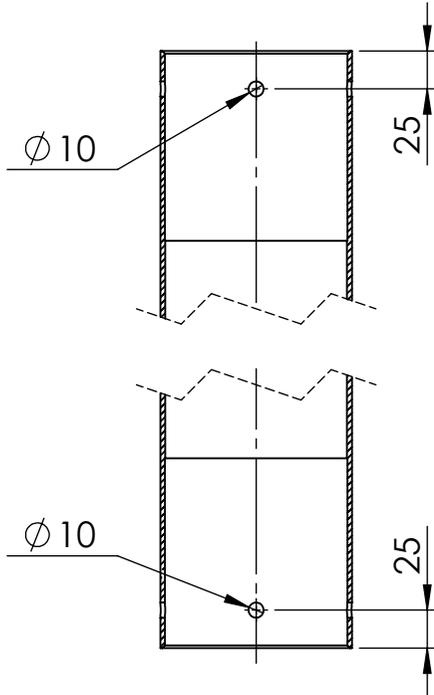
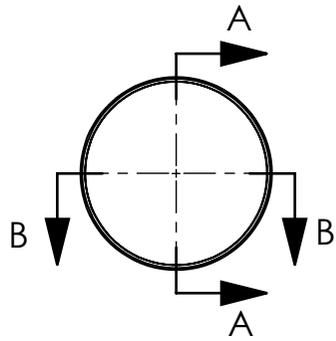
4	Manguito fijación TLK130 -50x 80	1	STD	-	-
3	Polea mayor sistema de corte	1	01-01-010	Fundición gris	Ø560 mm - 6 canales SPB
2	Rodamiento NJ212ECP	2	STD	-	Con soporte P212
1	Eje entrada de potencia	1	01-01-008	Redondo SAE 1045 Normalizado	-

ITEM	DENOMINACIÓN	CANT.	CÓDIGO	MATERIAL	OBSERVACIONES
------	--------------	-------	--------	----------	---------------

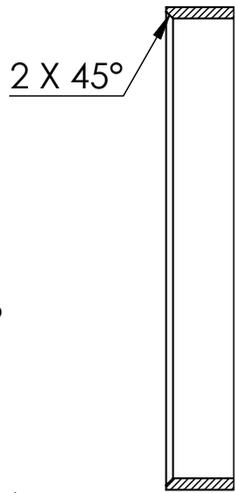
Observaciones Ensamble general	NOMBRE	FECHA	FIRMA	 Maq.: PI1.6M
	Dib.	Malasisi Cristian	06/2020	
	Rev.			
	Aprob.			

Tabla de tolerancias no especificadas	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120	Título: SC. ENTRADA DE POTENCIA	Cód.: 01-00-002
	±0,1	±0,2	±0,5		
	120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000		
	±0,8	±1	±1,5	±2	

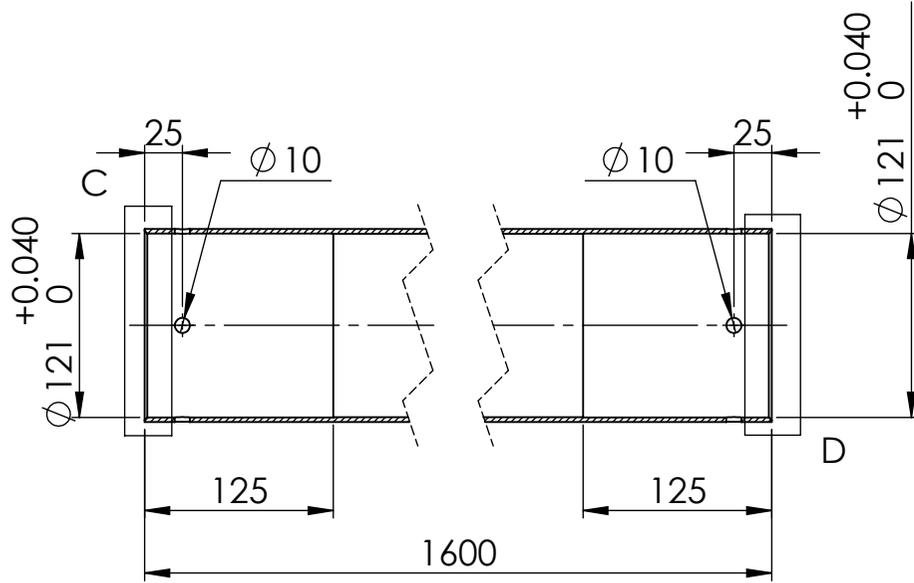
Material:		Cant. 1	1:10	
Formato: A4				



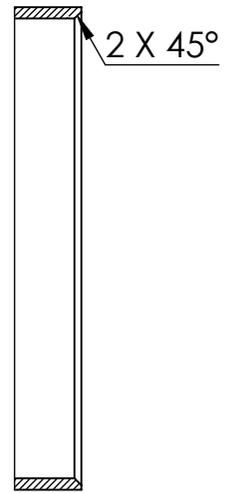
SECCIÓN B-B



DETALLE C
ESCALA 1 : 2

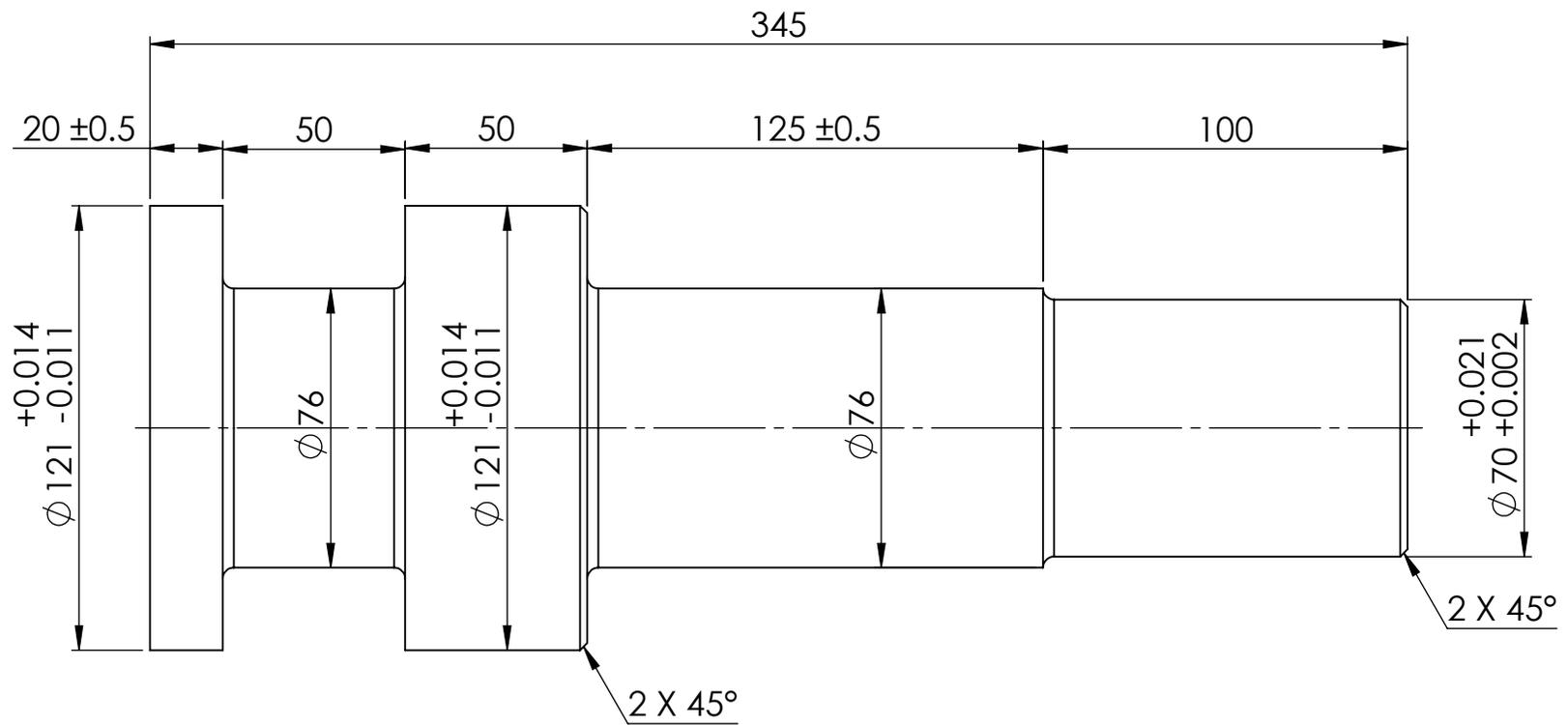


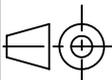
SECCIÓN A-A

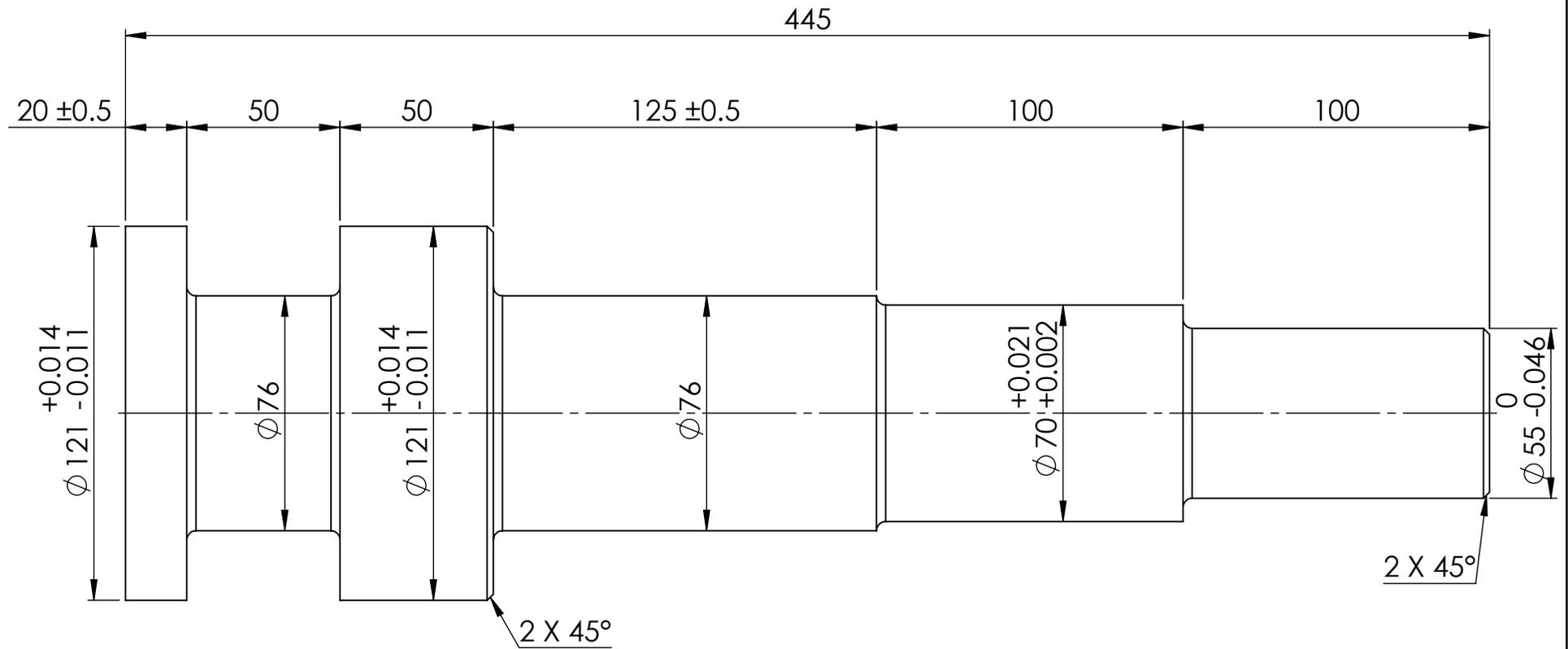


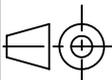
DETALLE D
ESCALA 1 : 2

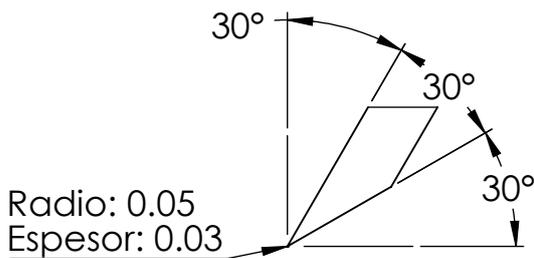
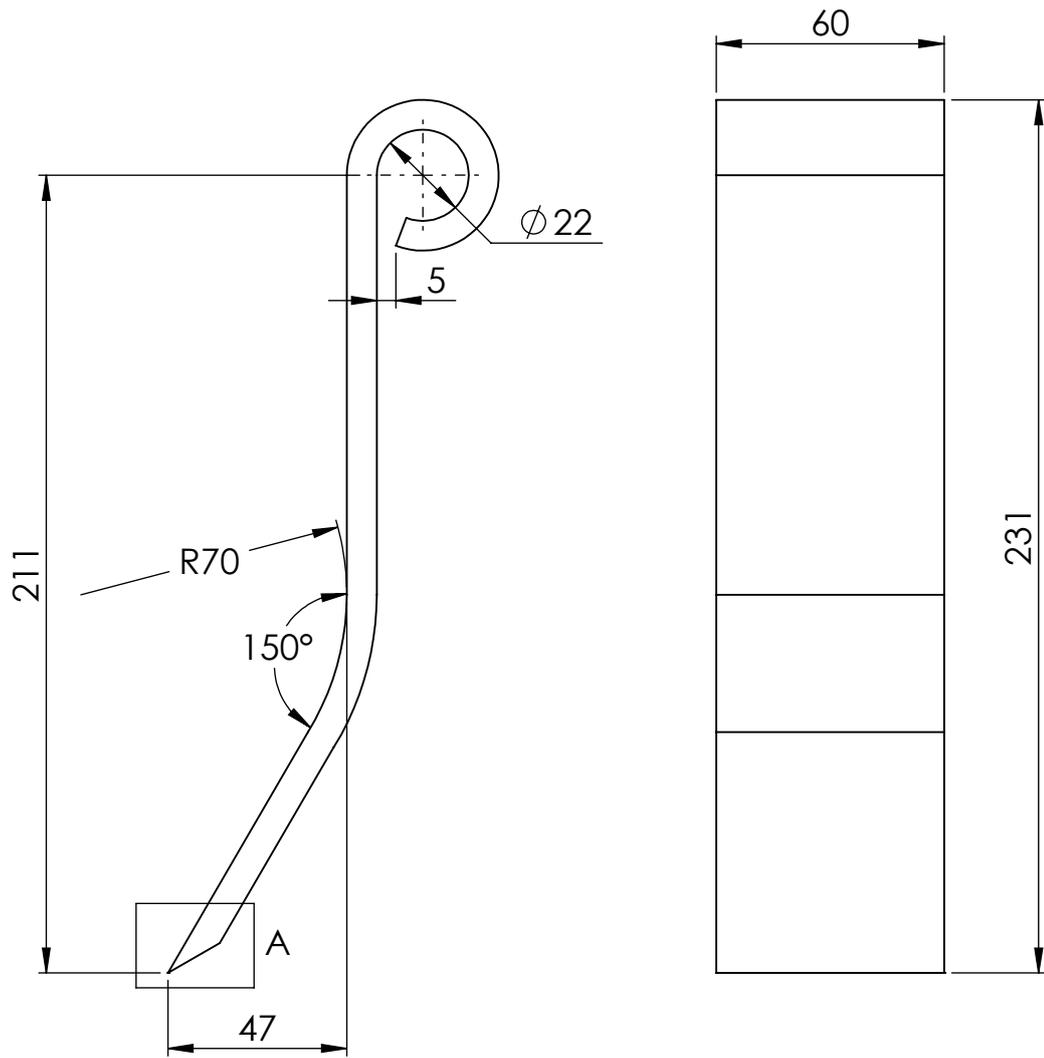
Observaciones				NOMBRE	FECHA	FIRMA			
				Dib.	Malasisi Cristian	06/2020			
				Rev.					
				Aprob.			Maq.: PI1.6M		
Tabla de tolerancias no especificadas	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120	Título: ROTOR DE CORTE			Cód.:01-01-001		
	±0,1	±0,2	±0,5				Esc.:	Norma:	Formato: A4
	120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000	2000 hasta 4000	Material: Tubo estructural Ø5" x esp.:1/8"	Cant. 1	1:5	Revisión Nº: 00	
±0,8	±1	±1,5	±2						



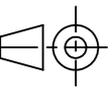
Observaciones Radios de acuerdo no especificados: 3 mm				NOMBRE	FECHA	FIRMA	 Maq.: PI1.6M		
				Dib.	Malasisi Cristian	06/2020			
				Rev.					
				Aprob.					
Tabla de tolerancias no especificadas	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120	Título: EXTREMO DERECHO ROTOR DE CORTE			Cód.: 01-01-002		
	±0,1	±0,2	±0,5				Esc.:	Norma:	Formato: A4
	120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000	2000 hasta 4000	Material: Redondo SAE 1020 Normalizado	Cant. 1	1:2	 Revisión N°: 00	

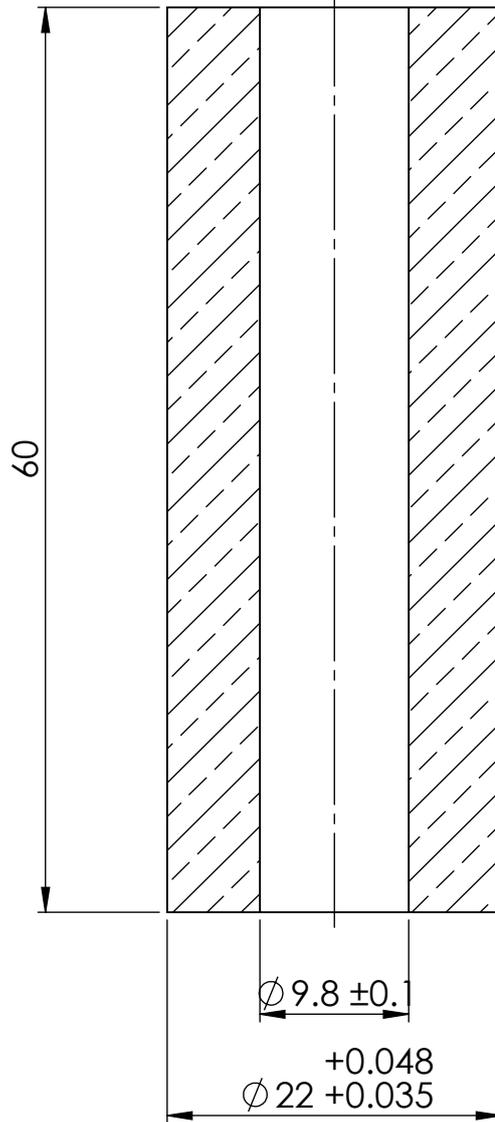
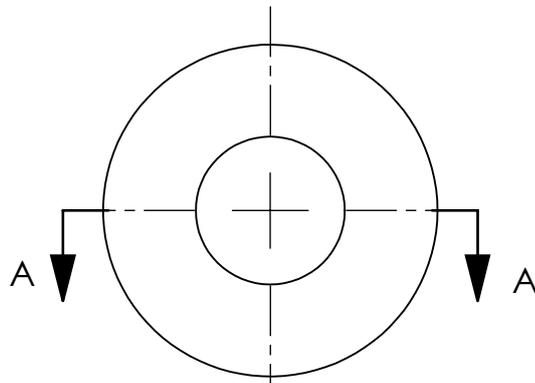


Observaciones Radios de acuerdo no especificados: 3 mm				NOMBRE	FECHA	FIRMA	 Maq.: PI1.6M		
				Dib.	Malasisi Cristian	06/2020			
				Rev.					
				Aprob.					
Tabla de tolerancias no especificadas	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120	Título: EXTREMO IZQUIERDO ROTOR DE CORTE			Cód.: 01-01-003		
	±0,1	±0,2	±0,5				Esc.:	Norma:	Formato: A4
	120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000	2000 hasta 4000	Material: Redondo SAE 1020 Normalizado		Cant. 1	1:2	 Revisión N°: 00
	±0,8	±1	±1,5	±2					

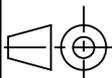


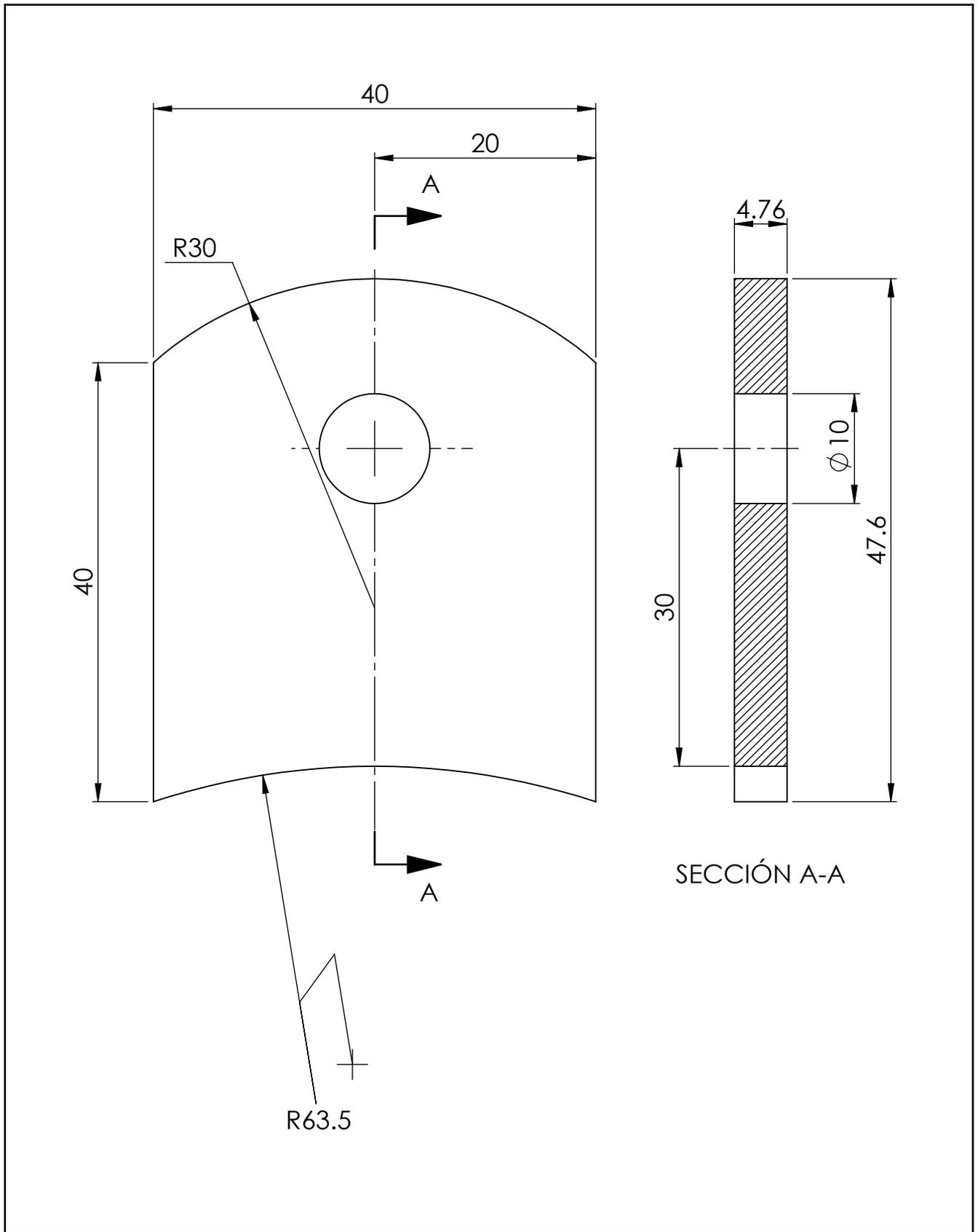
DETALLE A
ESCALA 1 : 1

Observaciones *Desarrollo: 325 mm *Geometría dada por plantilla. *Tratamiento térmico de carbonitruración				NOMBRE		FECHA		FIRMA		 Maq.: PI1.6M			
				Dib.		Malasisi Cristian		06/2020					
				Rev.									
				Aprob.									
Tabla de tolerancias no especificadas	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120	Título: HERRAMIENTA DE CORTE				Cód.: 01-01-004					
	±0,1	±0,2	±0,5					Esc.:	Norma:	Formato: A4			
	120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000	2000 hasta 4000	Material: Acero AISI 5160 esp.: 5/16"		Cant. 30	1:2		Revisión N°: 00			

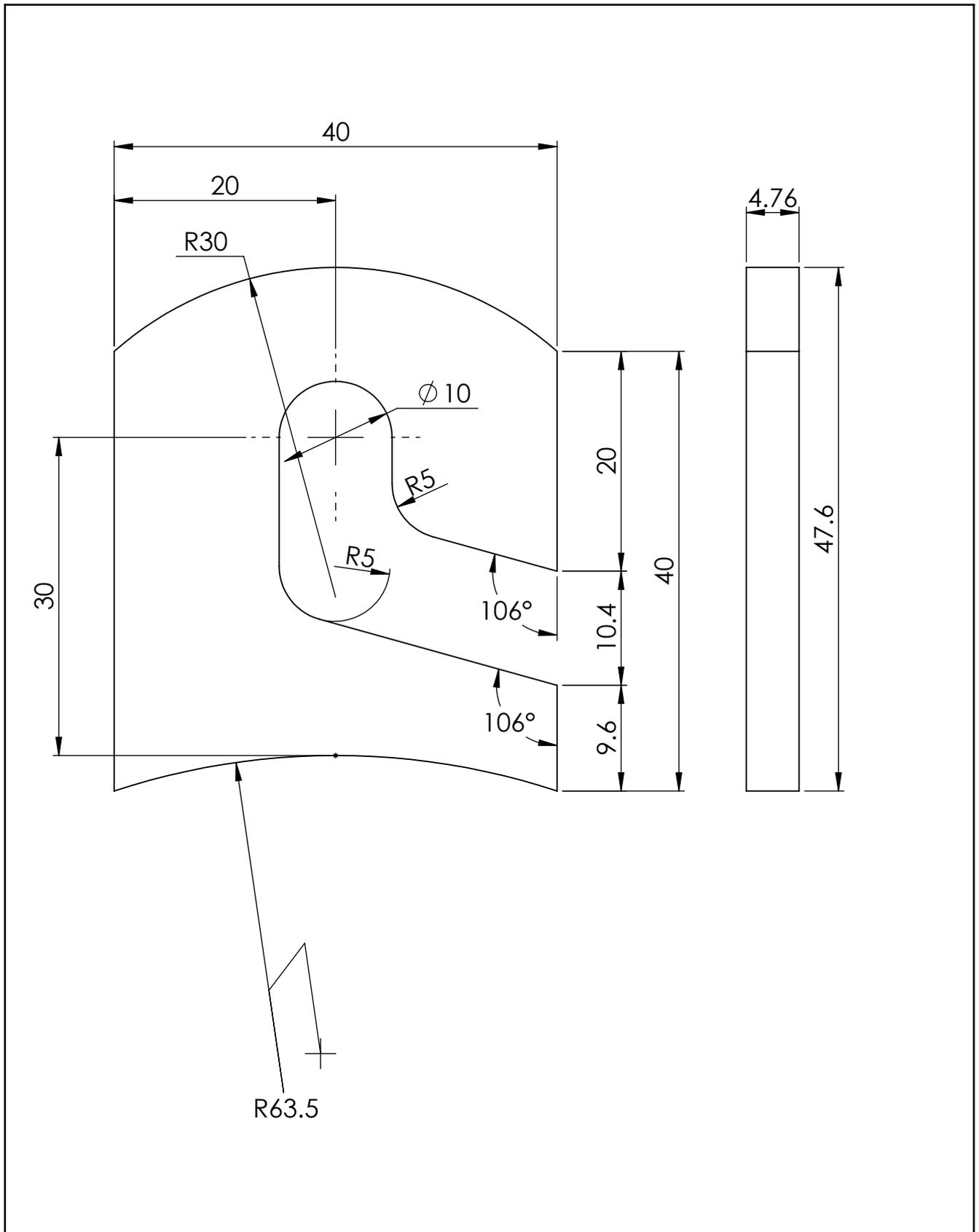


SECCIÓN A-A

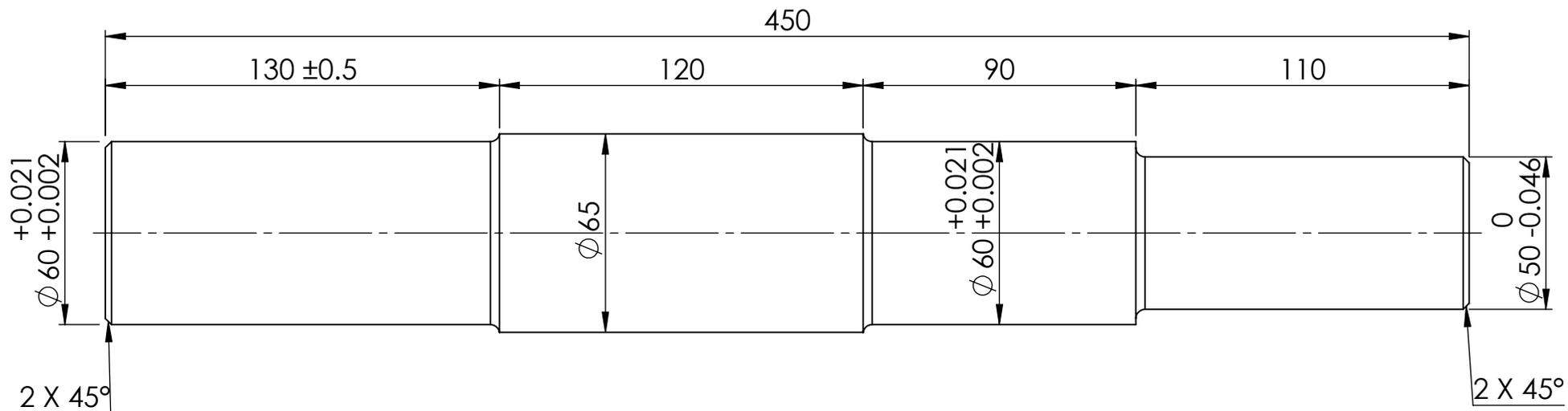
Observaciones				NOMBRE	FECHA	FIRMA		
				Dib.	Malasisi Cristian	06/2020		
				Rev.				
				Aprob.			Maq.: PI1.6M	
Tabla de tolerancias no especificadas	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120	Título: BUJE DE DESGASTE			Cód.: 01-01-005	
	±0,1	±0,2	±0,5				Esc.:	Norma:
120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000	2000 hasta 4000	Material: Bronce grafitado - porocidad: 27%		Cant. 30	2:1 	
±0,8	±1	±1,5	±2				Revisión Nº: 00	

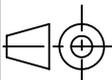


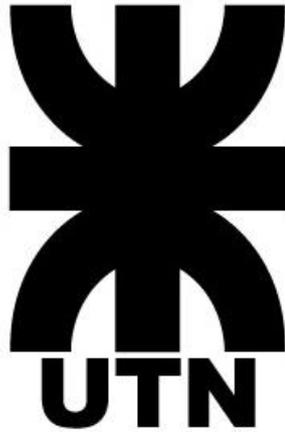
Observaciones				NOMBRE	FECHA	FIRMA		
				Dib.	Malasisi Cristian	06/2020		
				Rev.				
				Aprob.			Maq.: PI1.6M	
Tabla de tolerancias no especificadas	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120	Título: OREJA DE SUJECIÓN			Cód.: 01-01-006	
	±0,1	±0,2	±0,5				Esc.:	Norma:
120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000	2000 hasta 4000	Material: Chapa F24 - Espesor: 3/16"		Cant. 58	Revisión Nº: 00	
±0,8	±1	±1,5	±2			2:1		



Observaciones				NOMBRE	FECHA	FIRMA		
				Dib.	Malasisi Cristian	06/2020		
				Rev.				
				Aprob.				
				Maq.: PI1.6M				
Tabla de tolerancias no especificadas	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120	Título: OREJA DE SUJECCIÓN CENTRAL			Cód.: 01-01-007	
	$\pm 0,1$	$\pm 0,2$	$\pm 0,5$				Esc.:	Norma:
	120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000	2000 hasta 4000	Material: Chapa F24 - Espesor: 3/16"		Revisión N°: 00	
	$\pm 0,8$	± 1	$\pm 1,5$	± 2			Cant. 2	2:1



Observaciones *Radios de acuerdo no especificados: 3 mm				NOMBRE		FECHA		FIRMA		 Maq.: PI1.6M			
				Dib.		Malasisi Cristian		06/2020					
				Rev.									
Aprob.													
Tabla de tolerancias no especificadas	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120	Título: EJE ENTRADA DE POTENCIA				Cód.: 01-01-008					
	±0,1	±0,2	±0,5					Esc.:		Norma:		Formato: A4	
	120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000	2000 hasta 4000	Material: Redondo SAE 1045 Normalizado		Cant. 1		1:2		 Revisión N°: 00		
±0,8	±1	±1,5	±2										



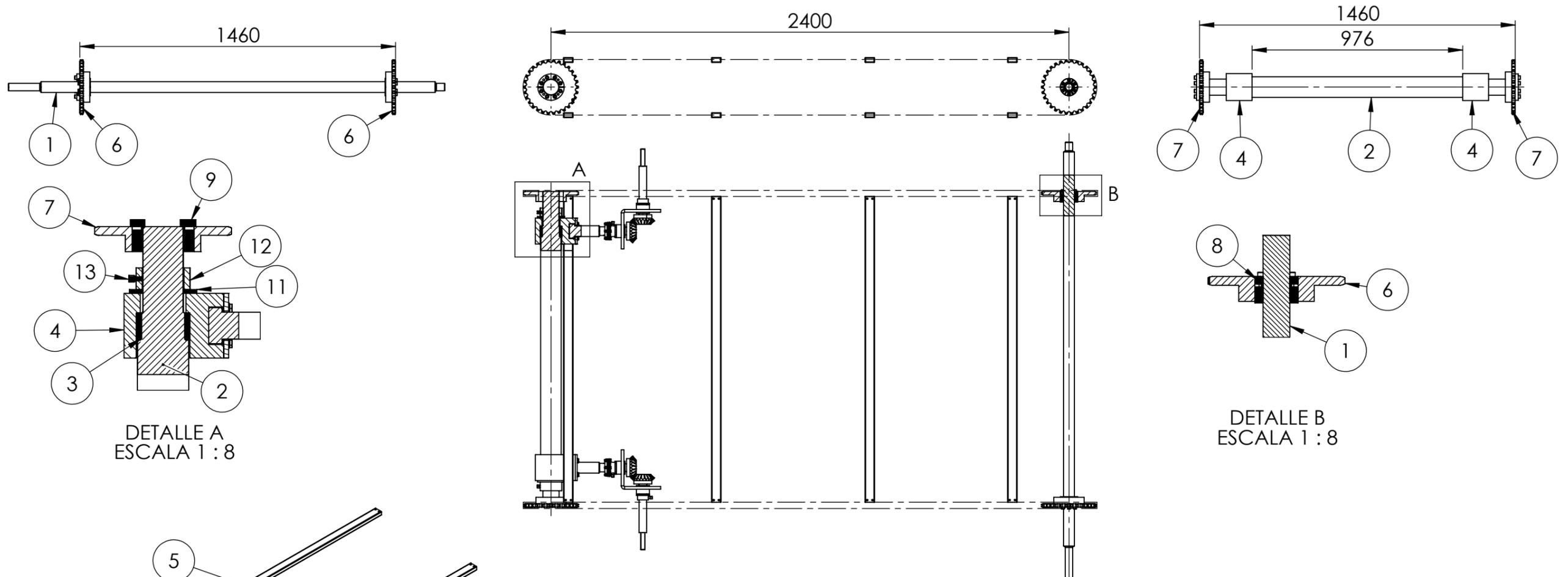
INGENIERÍA MECÁNICA
PROYECTO FINAL

PICADORA INTEGRAL DE FORRAJES

PLANIMETRÍA: CJ. SISTEMA DE DESCARGA.
COD.: 02-00-000

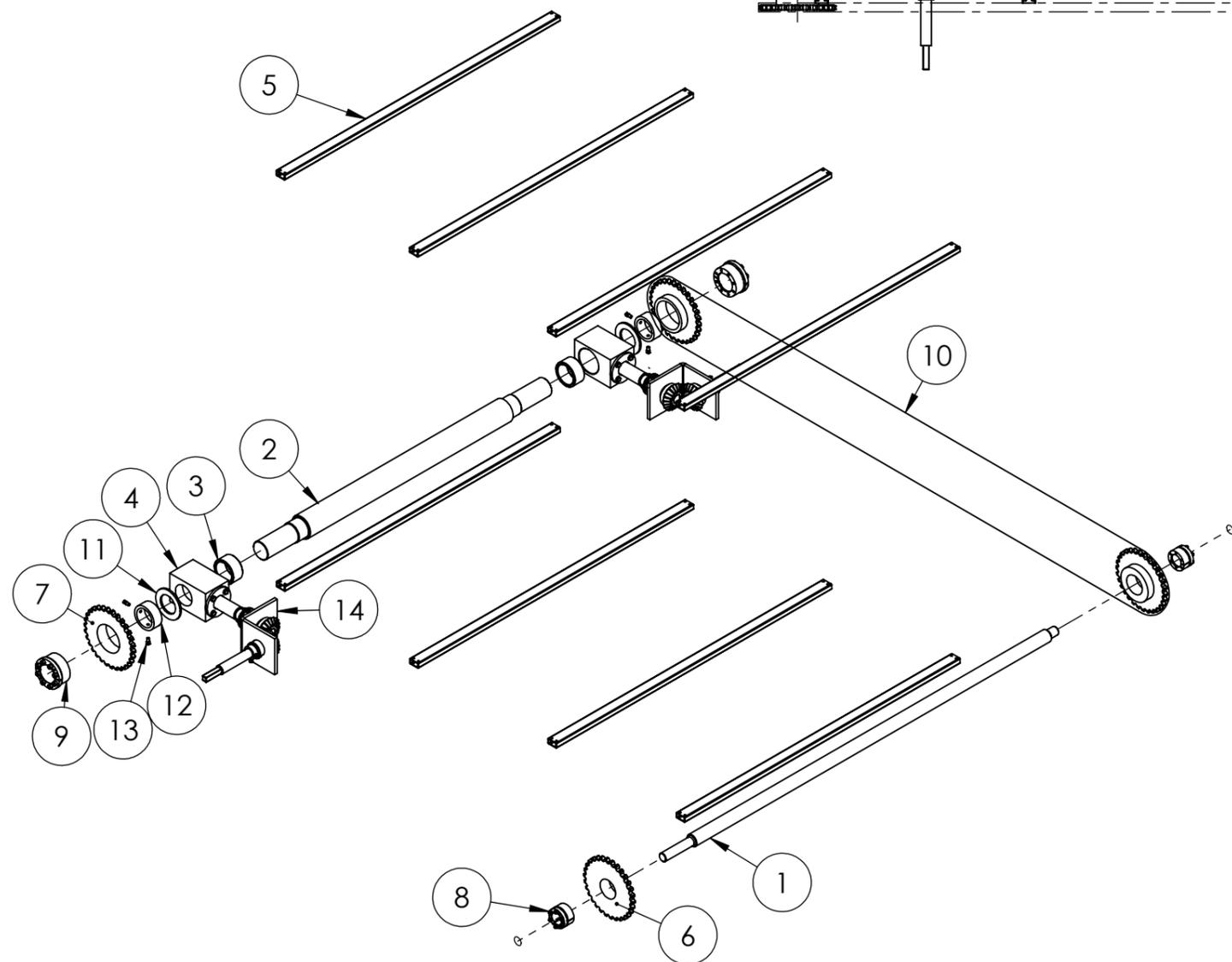


Alumno:
CRISTIAN MALASISI



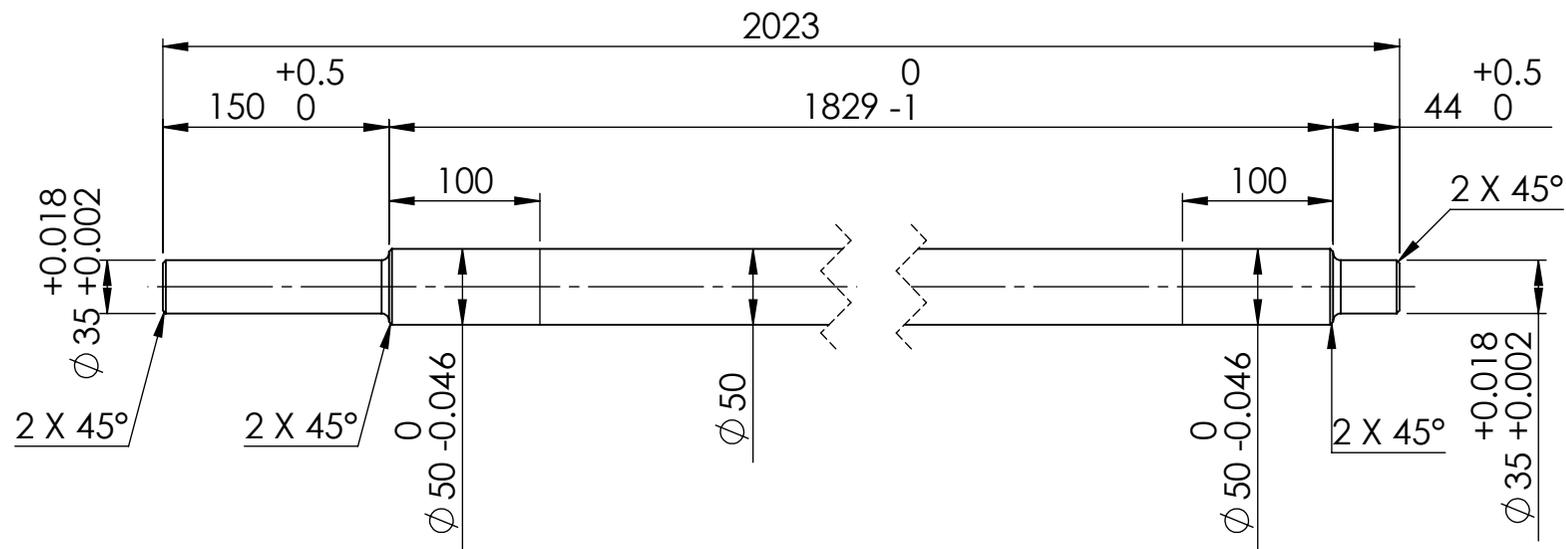
DETALLE A
ESCALA 1 : 8

DETALLE B
ESCALA 1 : 8

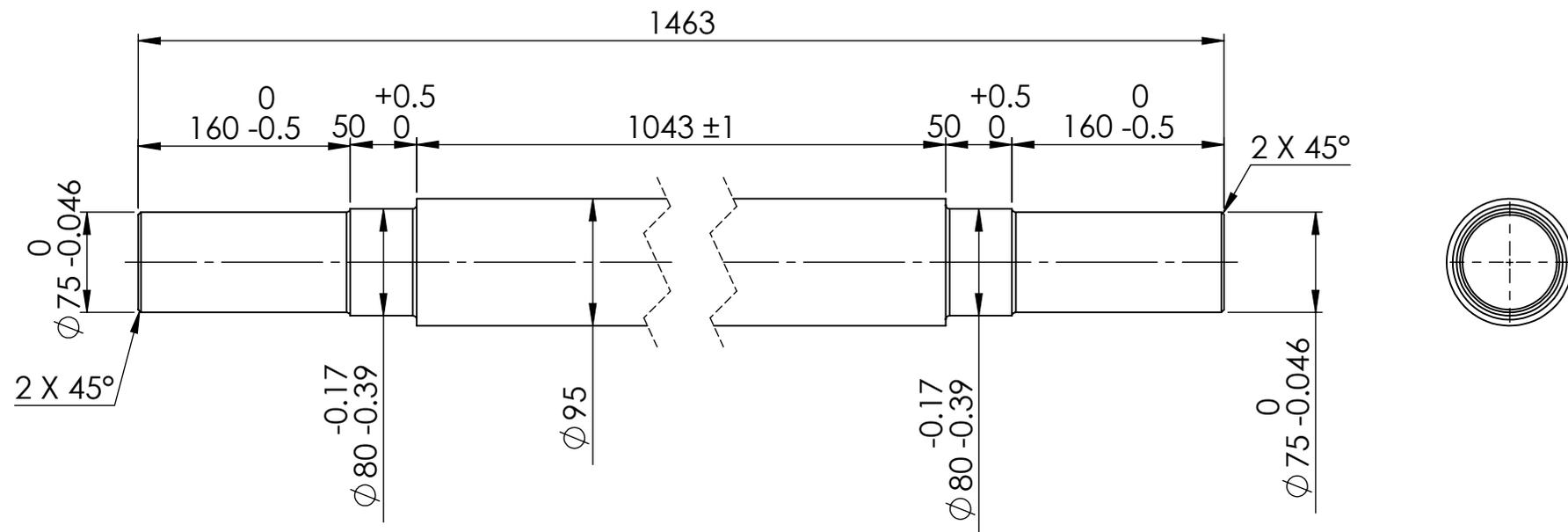


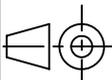
14	Sc. Tensor acarreador	2	02-00-006		
13	Prisionero W3/8" x 5/8"	4	STD	Acero	
12	Collarin eje conducido	2	02-01-029	SAE1020 Normalizado	
11	Arandela bronce eje conducido	2	02-01-028	Redondo Bronce	
10	Cadena paso alargado 2"	2	STD	-	Largo: 5640 mm Con 8 aditamentos
9	Manguito de fijación TLK131 75x115	2	STD	-	
8	Manguito de fijación TLK130 50x80	2	STD	-	
7	Rueda dentada ASA160 Z15 eje conducido	2	02-01-008	Acero	Para cadena paso 2" 15 dientes
6	Rueda dentada ASA160 Z15 eje conductor	2	02-01-007	Acero	Para cadena paso 2" 15 dientes
5	Impulsor acarreador	8	02-01-006	Tubo estructural 20x40mm e:2mm	Largo: 1416 mm
4	Cuerpo tensor acarreador	2	02-01-004	SAE 1010	
3	Buje eje conducido acarreador	2	02-01-003	Bronce grafitado Porosidad: 27%	
2	Eje conducido acarreador	1	02-01-002	Redondo SAE1045	
1	Eje conductor acarreador	1	02-01-001	Normalizado	

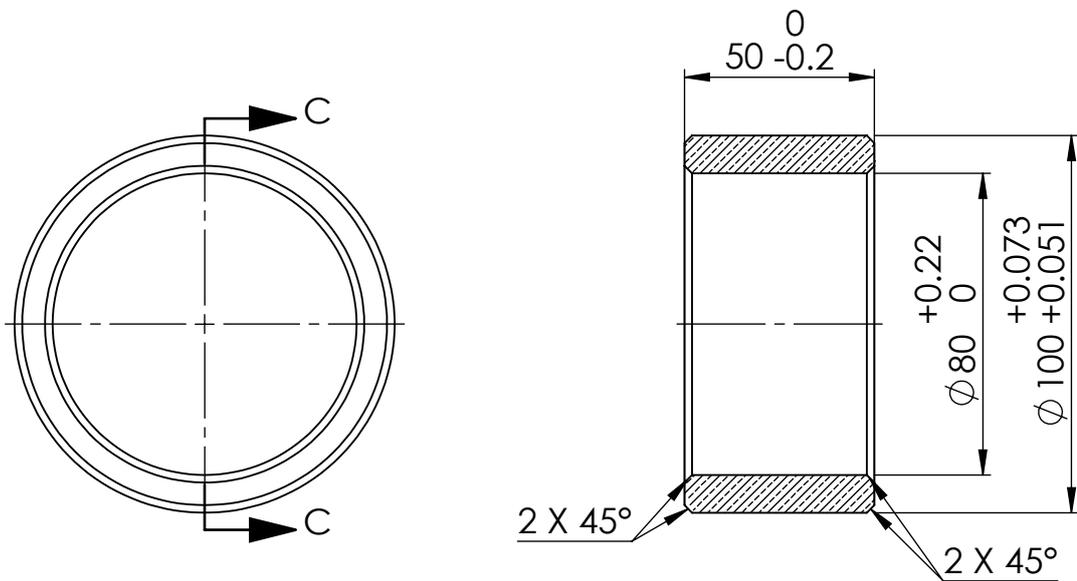
ITEM	DENOMINACIÓN	CANT.	CÓDIGO	MATERIAL	OBSERVACIONES															
Observaciones																				
		NOMBRE	FECHA	FIRMA																
		Dib.	Malasi Cristian	10/2020																
		Rev.																		
		Aprob.			Maq.: PI1.6M															
Título: SC. ACARREADOR		Cód.: 02-00-001																		
Material:		Cant.	1	1:20	Esc.: Norma: Formato: A3															
<table border="1"> <tr> <td>Tabla de tolerancias no especificadas</td> <td>0,5 hasta 6</td> <td>6 hasta 30</td> <td>30 hasta 120</td> </tr> <tr> <td></td> <td>±0,1</td> <td>±0,2</td> <td>±0,5</td> </tr> <tr> <td>120 hasta 400</td> <td>400 hasta 1000</td> <td>1000 hasta 2000</td> <td>2000 hasta 4000</td> </tr> <tr> <td>±0,8</td> <td>±1</td> <td>±1,5</td> <td>±2</td> </tr> </table>		Tabla de tolerancias no especificadas	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120		±0,1	±0,2	±0,5	120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000	2000 hasta 4000	±0,8	±1	±1,5	±2			Revisión N°: 00
Tabla de tolerancias no especificadas	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120																	
	±0,1	±0,2	±0,5																	
120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000	2000 hasta 4000																	
±0,8	±1	±1,5	±2																	



Observaciones				NOMBRE	FECHA	FIRMA	
Radios de acuerdo no especificados: 3 mm				Dib.	Malasisi Cristian	06/2020	
				Rev.			
				Aprob.			
Tabla de tolerancias no especificadas	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120	Título: EJE CONDUCTOR ACARREADOR			Cód.: 02-01-001
	±0,1	±0,2	±0,5	Material: Redondo acero SAE 1045 Normalizado			Esc.: Norma: Formato: A4
	120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000				2000 hasta 4000
	±0,8	±1	±1,5	±2	Revisión N°: 00		

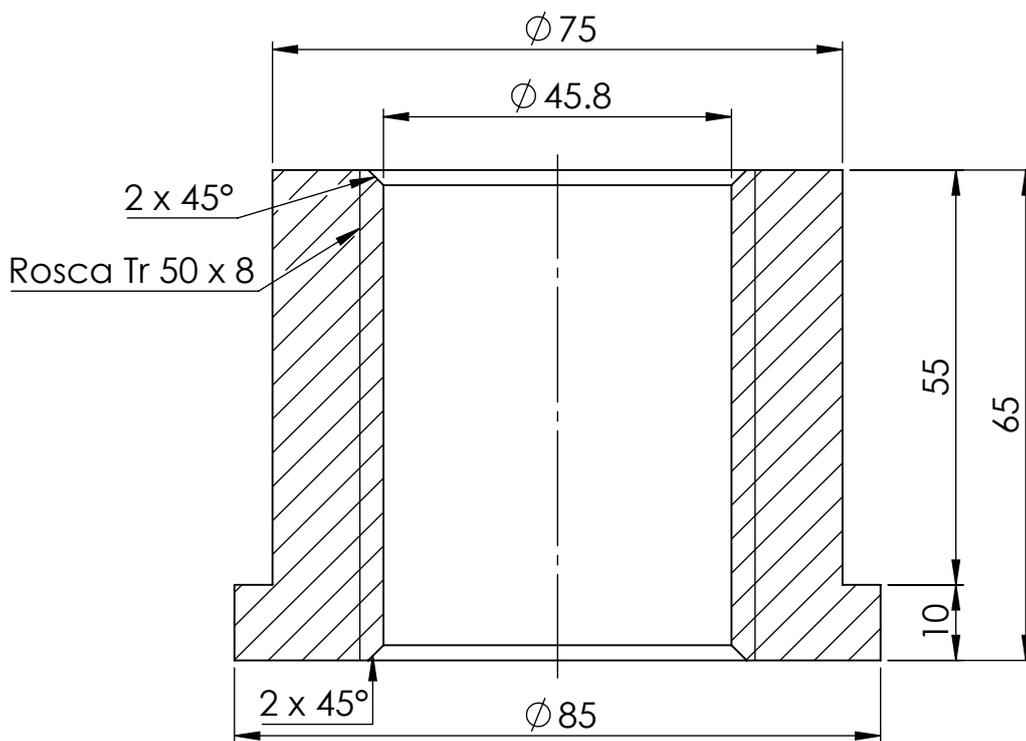
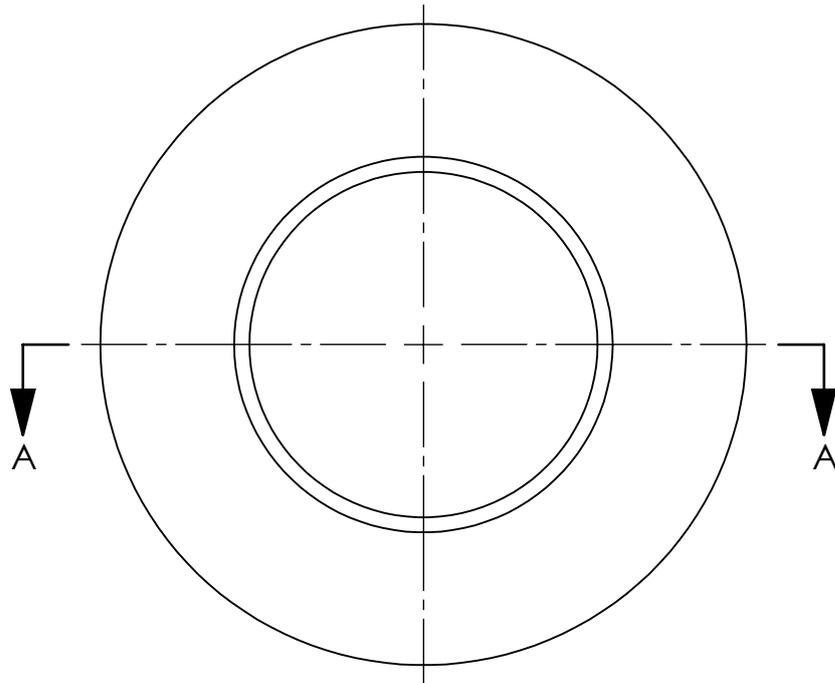


Observaciones Radios de acuerdo no especificados: 3 mm				NOMBRE		FECHA		FIRMA		 Maq.: PI1.6M			
				Dib.		Malasisi Cristian		06/2020					
				Rev.									
Aprob.													
Tabla de tolerancias no especificadas	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120	Título: EJE CONDUcido ACARREADOR				Cód0.: 02-01-002					
	±0,1	±0,2	±0,5					Esc.:		Norma:		Formato: A4	
	120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000	2000 hasta 4000	Material: Redondo acero AISI 1045 Normalizado		Cant. 1		1:5 		Revisión N°: 00		
	±0,8	±1	±1,5										

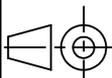


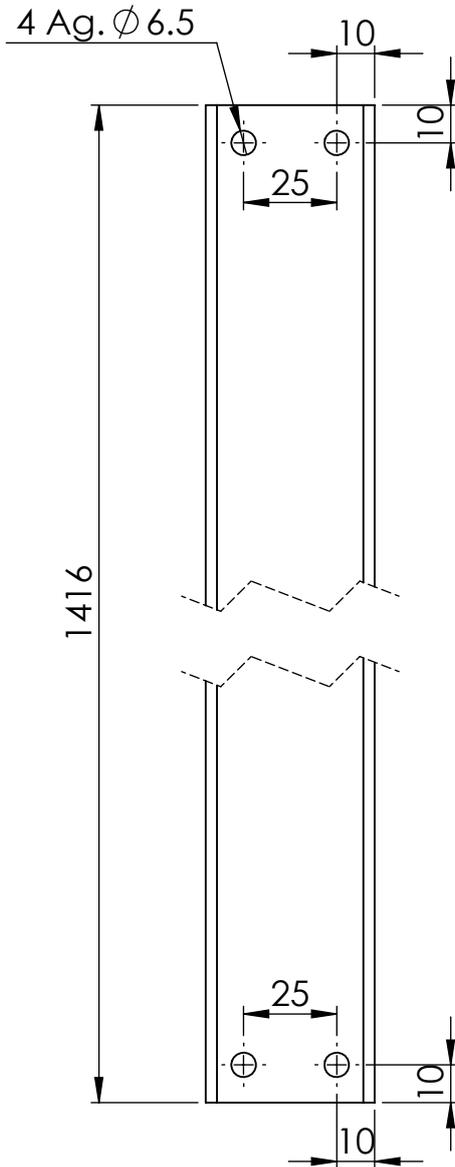
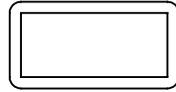
SECCIÓN C-C

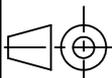
Observaciones				NOMBRE	FECHA	FIRMA		
				Dib.	Malasisi Cristian	06/2020		
				Rev.				
				Aprob.				
				Maq.: PI1.6M				
Tabla de tolerancias no especificadas	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120	Título: BUJE EJE CONDUcido ACARREADOR			Cód.: 02-01-003	
	±0,1	±0,2	±0,5				Esc.:	Norma:
	120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000	2000 hasta 4000	Material: Bronce grafitado - Porosidad: 27%	Cant. 2	1:2	
±0,8	±1	±1,5	±2					

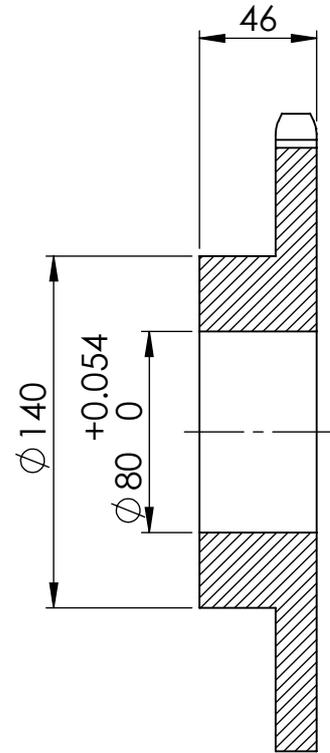
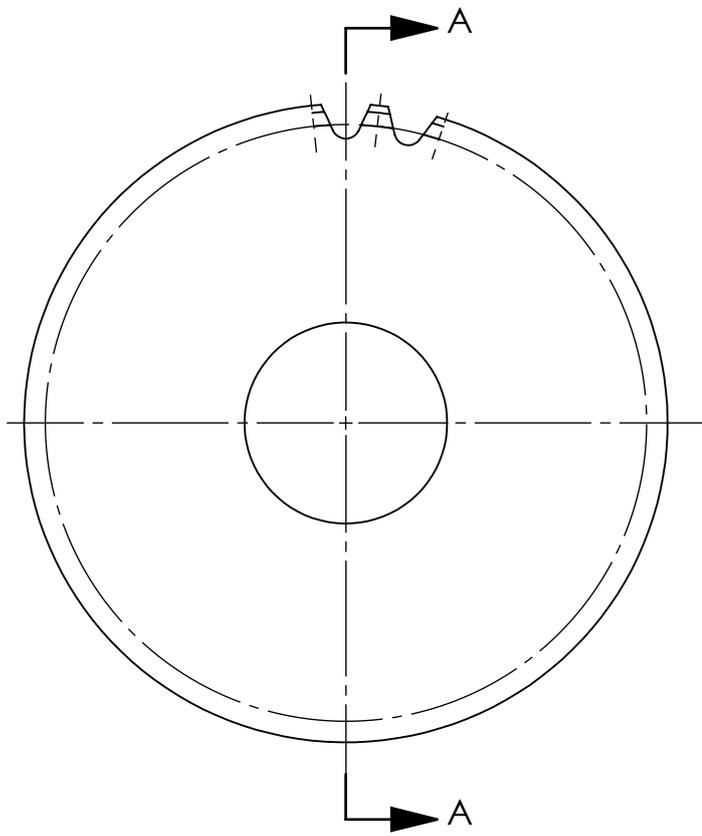


SECCIÓN A-A

Observaciones				NOMBRE	FECHA	FIRMA		
				Dib.	Malasisi Cristian	10/2020		
				Rev.				
				Aprob.				
				Maq.: PI1.6M				
Tabla de tolerancias no especificadas	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120	Título: BUJE ROSCADO ACARREADOR			Cód.: 02-01-005	
	$\pm 0,1$	$\pm 0,2$	$\pm 0,5$				Esc.:	Norma:
	120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000	2000 hasta 4000	Material: Redondo acero SAE1020 Normalizado	Cant. 2	1:1	
	$\pm 0,8$	± 1	$\pm 1,5$	± 2			Revisión N°: 00	

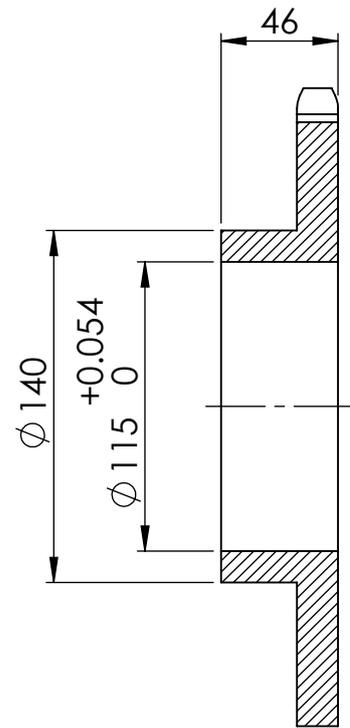
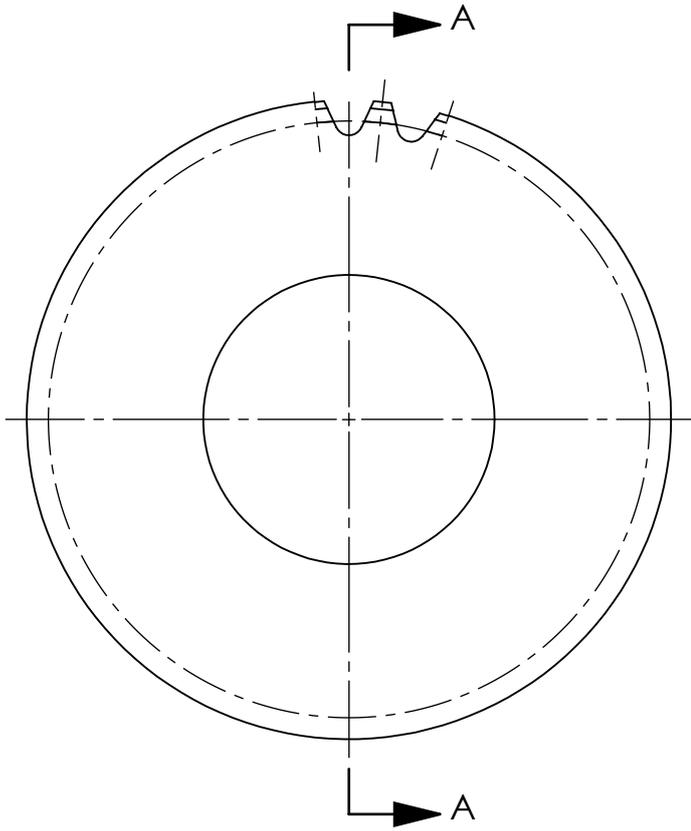


Observaciones				NOMBRE	FECHA	FIRMA		
				Dib.	Malasisi Cristian	06/2020		
				Rev.				
				Aprob.				
				Maq.: PI1.6M				
Tabla de tolerancias no especificadas	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120	Título: IMPULSOR ACARREADOR			Cód.: 02-01-006	
	$\pm 0,1$	$\pm 0,2$	$\pm 0,5$				Esc.:	Norma:
	120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000	2000 hasta 4000	Material: TUBO ESTRUCTURAL 20 x 40 mm. e: 2 mm	Cant. 8	1:2	
$\pm 0,8$	± 1	$\pm 1,5$	± 2					



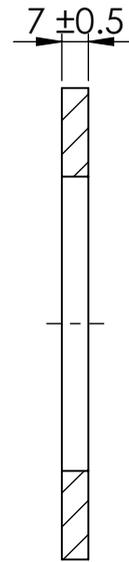
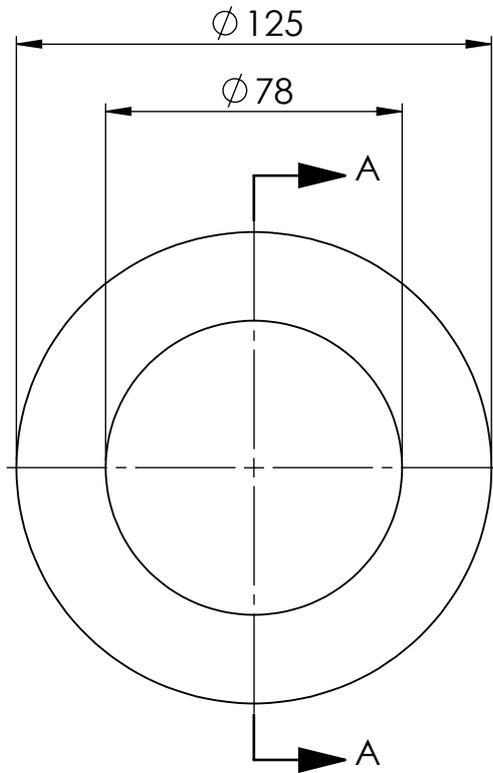
SECCIÓN A-A

Observaciones				NOMBRE	FECHA	FIRMA		
				Dib.	Malasisi Cristian	06/2020		
				Rev.				
				Aprob.			Maq.: PI1.6M	
Tabla de tolerancias no especificadas	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120	Título: RUEDA DENTADA ASA 160 Z15 EJE CONDUCTOR			Cód.: 02-01-007	
	±0,1	±0,2	±0,5				Esc.:	Norma:
120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000	2000 hasta 4000	Material: Acero			Revisión Nº: 00	
±0,8	±1	±1,5	±2					Cant. 2

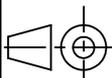


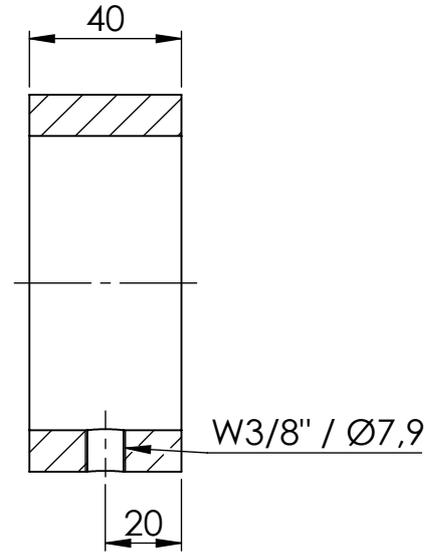
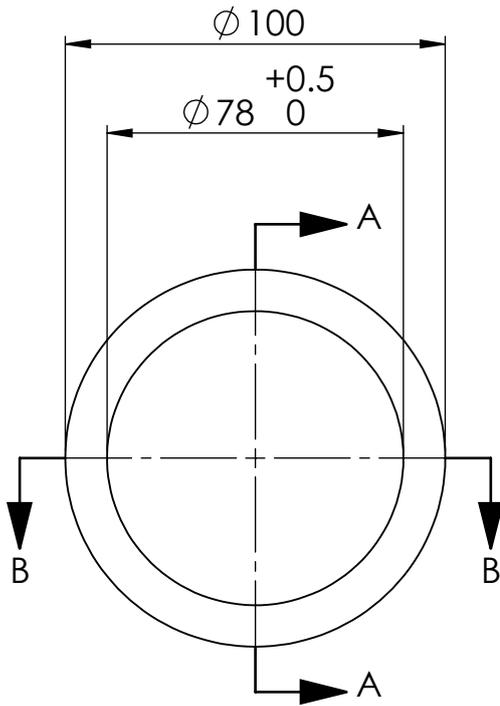
SECCIÓN A-A

Observaciones				NOMBRE	FECHA	FIRMA		
				Dib.	Malasisi Cristian	06/2020		
				Rev.				
				Aprob.			Maq.: PI1.6M	
Tabla de tolerancias no especificadas	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120	Título: RUEDA DENTADA ASA160 Z15 EJE CONDUCCION			Cód.: 02-01-008	
	±0,1	±0,2	±0,5				Esc.:	Norma:
120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000	2000 hasta 4000	Material: Acero			Revisión Nº: 00	
±0,8	±1	±1,5	±2					Cant. 2

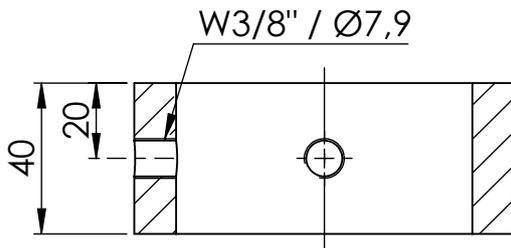


SECCIÓN A-A

Observaciones				NOMBRE	FECHA	FIRMA			
				Dib.	Malasisi Cristian	10/2020			
				Rev.					
				Aprob.					
				Maq.: PI1.6M					
Tabla de tolerancias no especificadas	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120	Título: ARANDELA BRONCE EJE CONDUCCION ACARREADOR			Cód.: 02-01-028		
	±0,1	±0,2	±0,5				Esc.:	Norma:	Formato: A4
	120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000				2000 hasta 4000	1:2	
±0,8	±1	±1,5	±2	Material: Redondo bronce	Cant. 2				



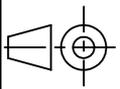
SECCIÓN A-A

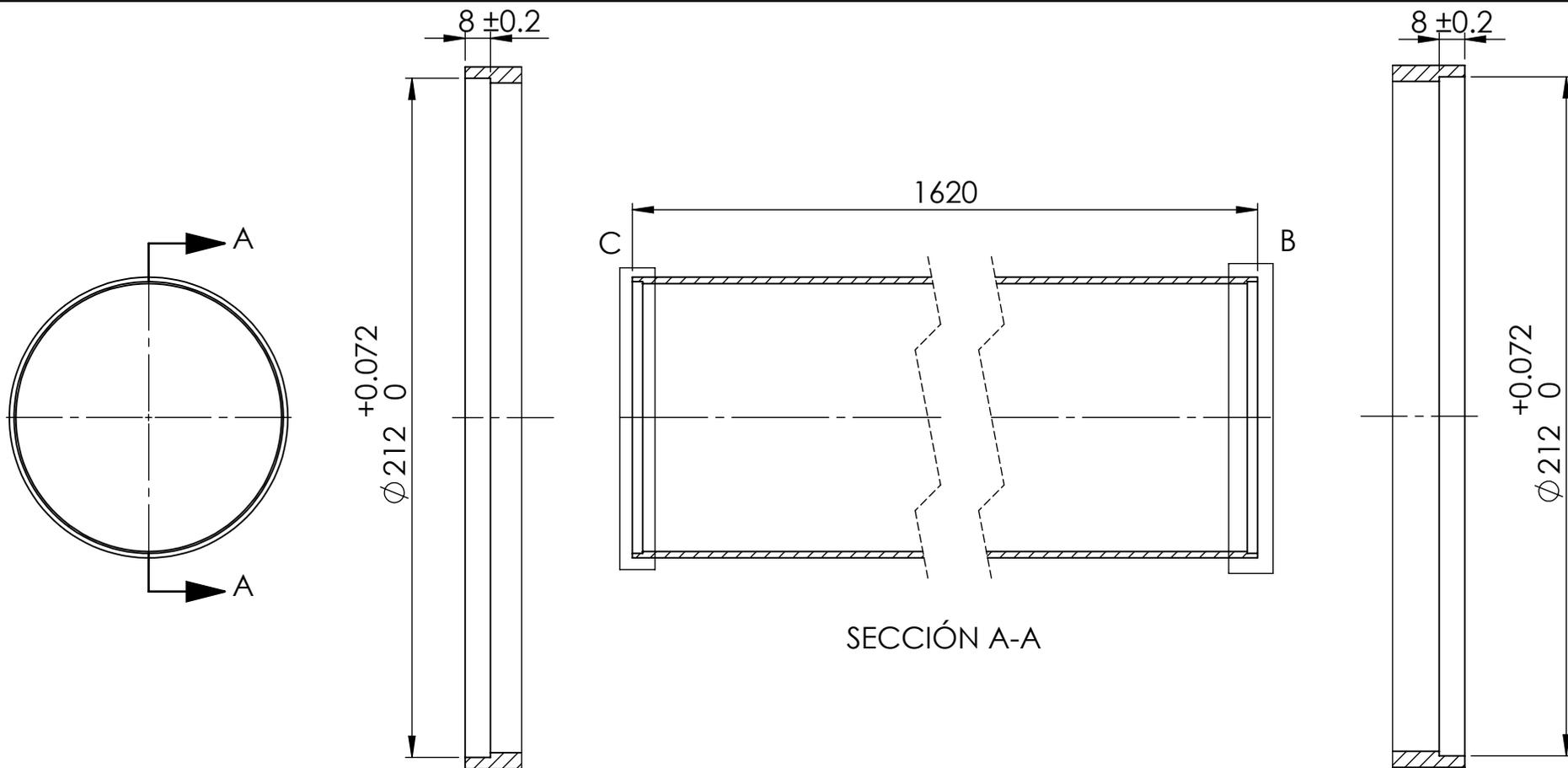


SECCIÓN B-B

Observaciones				NOMBRE	FECHA	FIRMA		
				Dib.	Malasisi Cristian	10/2020		
				Rev.				
				Aprob.			Maq.: PI1.6M	
Tabla de tolerancias no especificadas	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120	Título: COLLARIN EJE CONDUCTIDO ACARREADOR Material: Redondo acero SAE1020 Normalizado			Cód.: 02-01-029	
	$\pm 0,1$	$\pm 0,2$	$\pm 0,5$				Esc.: 1:1	Norma:
120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000	2000 hasta 4000	Cant. 2			Revisión N°: 00	
$\pm 0,8$	± 1	$\pm 1,5$	± 2					

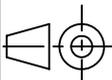
ITEM	SECUENCIA	DENOMINACIÓN	CÓDIGO	OPERACIÓN
1	A	TUBO DEL ROLO	02-01-009	Cilindrado interior de extremos
2	A	EXTREMO DERECHO ROLO	02-01-011	Cilindrado a Ø40mm
3	A	EXTREMO IZQUIERDO ROLO INFERIOR	02-01-012	Cilindrado a Ø40mm
4	A	EXTREMO IZQUIERDO ROLO SUPERIOR	02-01-017	Cilindrado a Ø40mm
5	A	TAPA EXTREMO DEL ROLO	02-01-014	Cilindrado exterior, interior y refrentado de un solo lado
6	A	CHAPA DE SUJECIÓN DE EXTREMO DEL ROLO	02-01-015	Cilindrado exterior, interior y refrentado de un solo lado
7	A	PALA DE ALETA DEL ROLO	02-01-045	Corte y plegado
8	A	EXTREMO DE ALETA DEL ROLO	02-01-010	Corte
9	A	RUEDA DENTADA ASA60 Z35 ROLO	02-01-13	Cilindrado exterior, interior y refrentado de masa. Corte chaveta. Perforación y roscado para prisioneros.
10	B	SC. ROLO INFERIOR/SUPERIOR DE DESCARGA	02-00-002 02-00-003	Perforado de Tapa extremo del rolo y Chapa de sujeción de extremo del rolo en conjunto y soldadura de tuercas.
11	B	SC. ROLO INFERIOR/SUPERIOR DE DESCARGA	02-00-002 02-00-003	Soldadura de Pala de aleta del rolo y Extremo de aleta del rolo
12	C	SC. ROLO INFERIOR DE DESCARGA	02-00-002	Clavado y soldadura del Extremo izquierdo rolo inferior en Chapa de sujeción de extremo del rolo
13	C	SC. ROLO SUPERIOR DE DESCARGA	02-00-003	Clavado y soldadura del Extremo izquierdo rolo superior en Chapa de sujeción de extremo del rolo
14	C	SC. ROLO INFERIOR/SUPERIOR DE DESCARGA	02-00-002 02-00-003	Clavado y soldadura del Extremo derecho rolo en Chapa de sujeción de extremo del rolo
15	C	SC. ROLO INFERIOR/SUPERIOR DE DESCARGA	02-00-002 02-00-003	Clavado y soldadura de Tapa extremo del rolo (con tuercas) con el Tubo del rolo
16	D	SC. ROLO INFERIOR DE DESCARGA	02-00-002	Cilindrado del Extremo izquierdo rolo inferior ya soldado a la Chapa de sujeción de extremo del rolo y corte chaveta
17	D	SC. ROLO SUPERIOR DE DESCARGA	02-00-003	Cilindrado del Extremo izquierdo rolo superior ya soldado a la Chapa de sujeción de extremo del rolo y corte chaveta
18	D	SC. ROLO INFERIOR/SUPERIOR DE DESCARGA	02-00-002 02-00-003	Cilindrado del Extremo derecho rolo ya soldado a la Chapa de sujeción de extremo del rolo y corte chaveta
19	E	SC. ROLO INFERIOR/SUPERIOR DE DESCARGA	02-00-002 02-00-003	Ensamblaje de Extremos con Tubo del rolo
20	F	SC. ROLO INFERIOR/SUPERIOR DE DESCARGA	02-00-002 02-00-003	Soldadura de Aletas

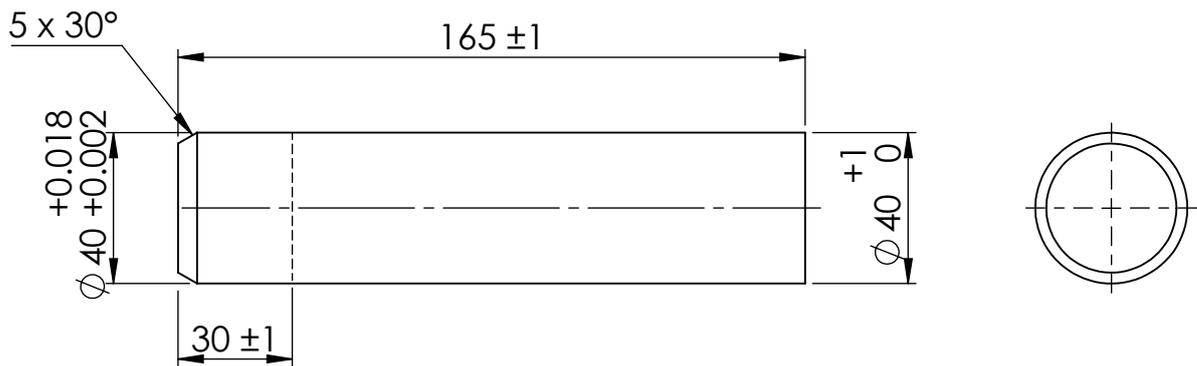
Observaciones				NOMBRE	FECHA	FIRMA	
HOJA DE RUTA		Dib.	Malasisi Cristian	10/2020			
		Rev.					
		Aprob.					Maq.: PI1.6M
Tabla de tolerancias no especificadas	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120	Título: SC. ROLO INFERIOR/SUPERIOR DE DESCARGA			Cód.:02-00-002/003
	±0,1	±0,2	±0,5				Esc.:
120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000	2000 hasta 4000	Material:		Cant.	Revisión Nº: 00
±0,8	±1	±1,5	±2				

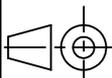


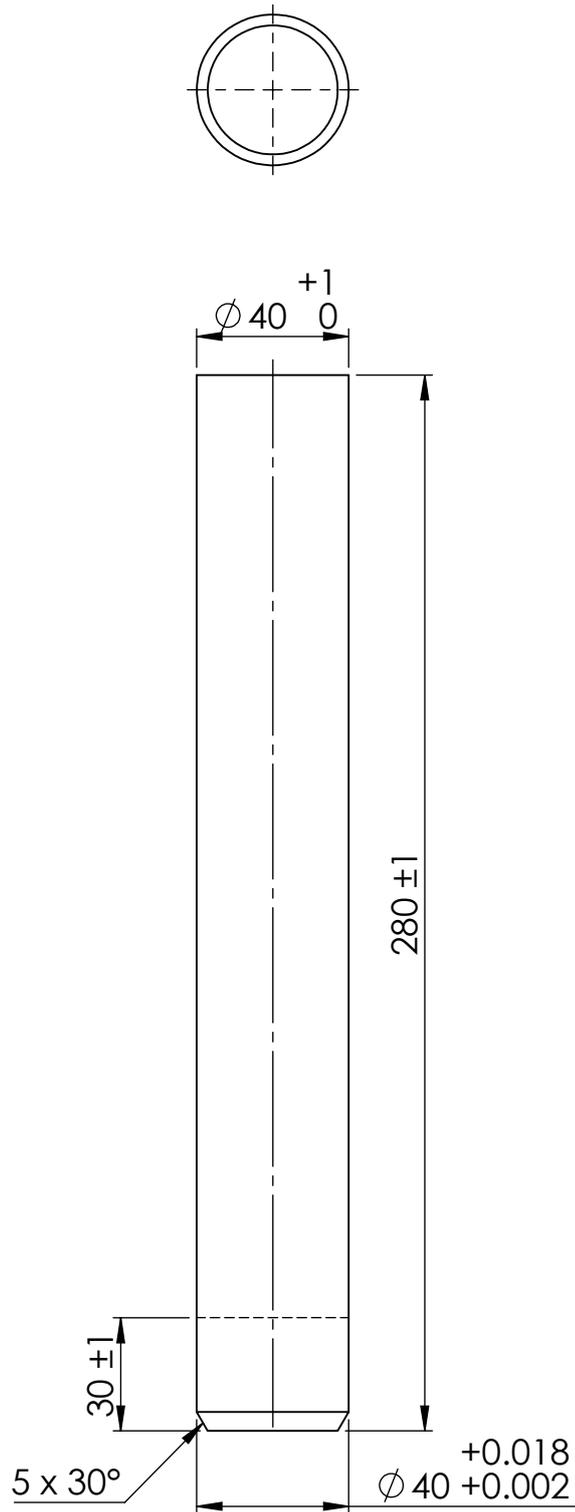
DETALLE C
ESCALA 1 : 2

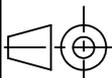
DETALLE B
ESCALA 1 : 2

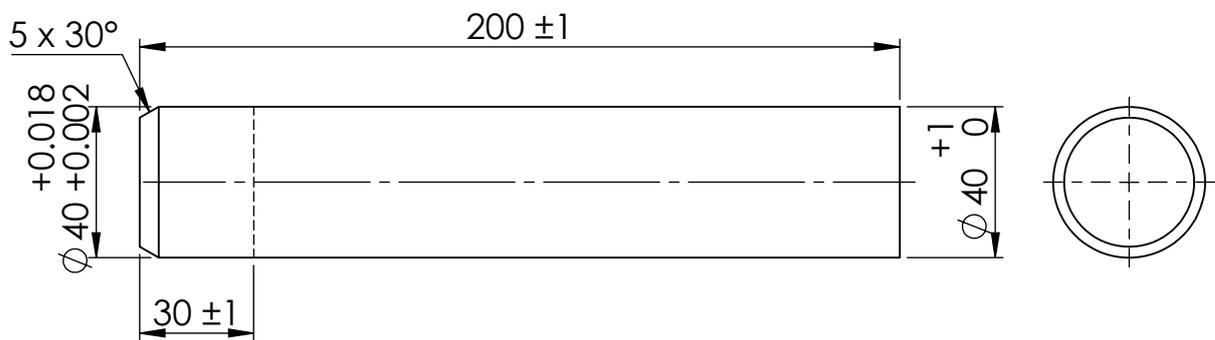
Observaciones				NOMBRE	FECHA	FIRMA		
				Dib.	Malasisi Cristian	10/2020		
				Rev.				
				Aprob.			Maq.: PI1.6M	
Tabla de tolerancias no especificadas	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120	Título: TUBO DEL ROLO			Cód.: 02-01-009	
	±0,1	±0,2	±0,5				Esc.:	Norma:
	120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000	2000 hasta 4000	Material: Tubo estructural conformado en caliente	Cant. 2	1:5	
	±0,8	±1	±1,5	±2				



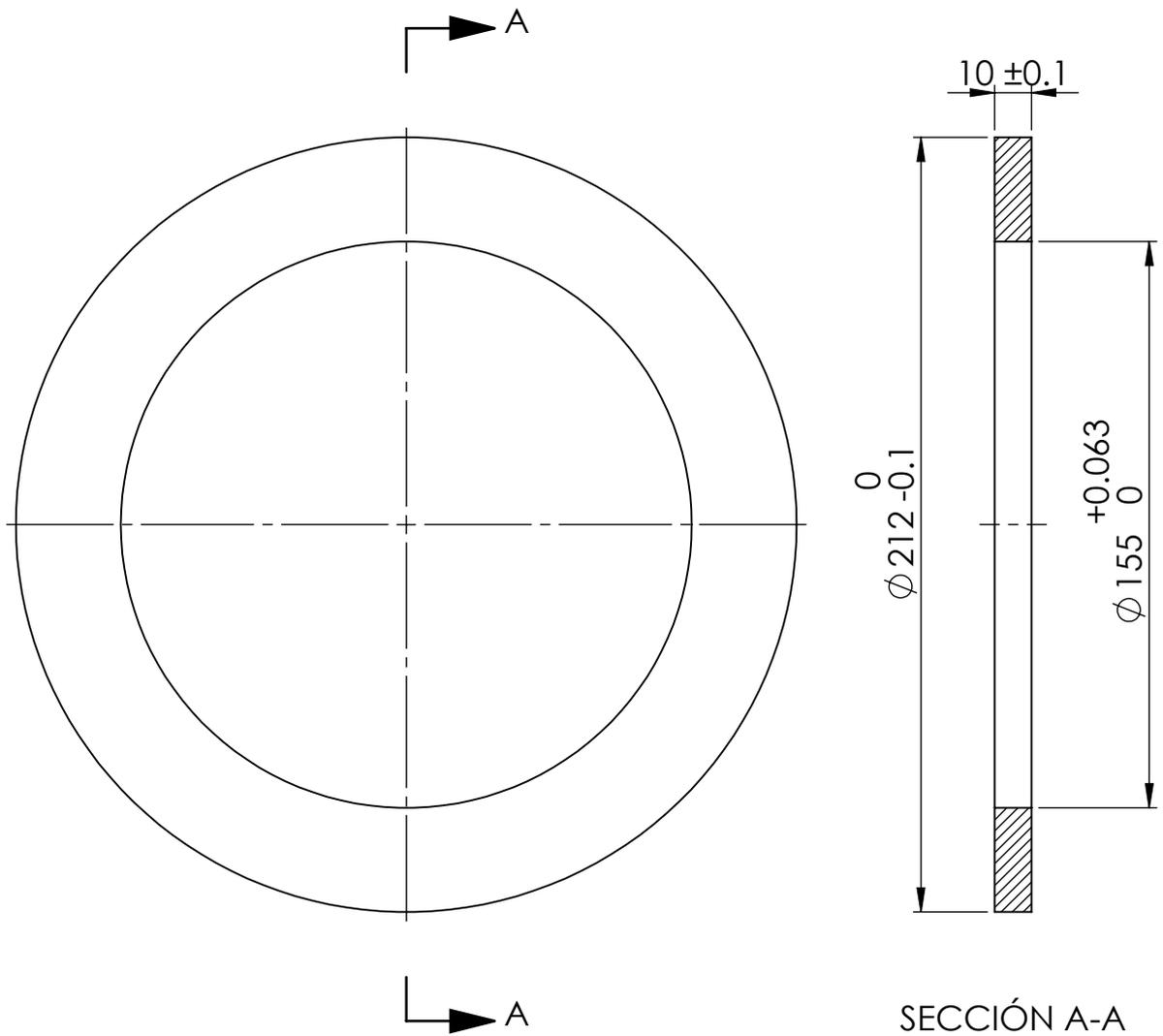
Observaciones				NOMBRE	FECHA	FIRMA			
				Dib.	Malasisi Cristian	10/2020			
				Rev.					
				Aprob.			Maq.: PI1.6M		
Tabla de tolerancias no especificadas	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120	Título: EXTREMO DERECHO ROLO			Cód.: 02-01-011		
	±0,1	±0,2	±0,5				Esc.:	Norma:	Formato: A4
120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000	2000 hasta 4000	Material: Redondo acero SAE 1020 Normalizado		Cant. 2	1:2		Revisión N°: 00
±0,8	±1	±1,5	±2						

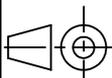


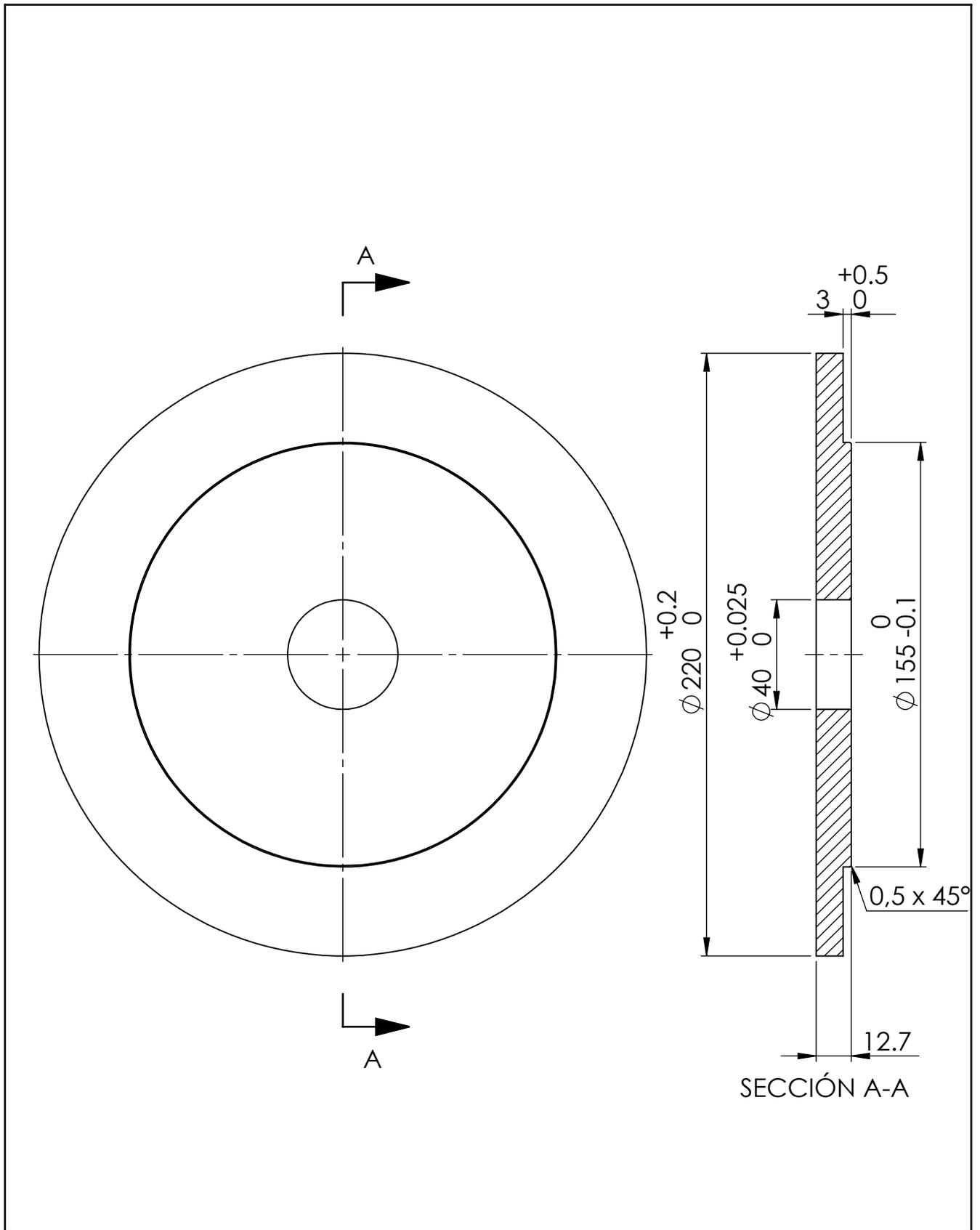
Observaciones				NOMBRE	FECHA	FIRMA		
				Dib.	Malasisi Cristian	10/2020		
				Rev.				
				Aprob.				
				Maq.: PI1.6M				
Tabla de tolerancias no especificadas	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120	Título: EXTREMO IZQUIERDO ROLO INFERIOR			Cód.: 02-01-012	
	±0,1	±0,2	±0,5				Esc.:	Norma:
120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000	2000 hasta 4000	Material: Redondo acero SAE 1020 Normalizado		Cant. 1	1:2 	
±0,8	±1	±1,5	±2				Revisión Nº: 00	



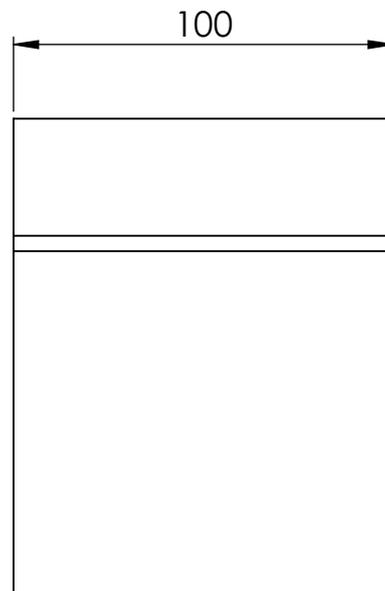
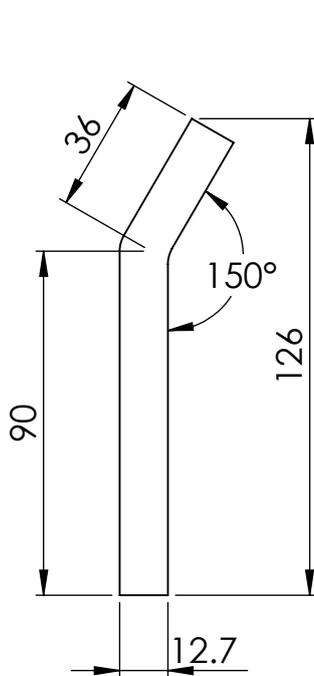
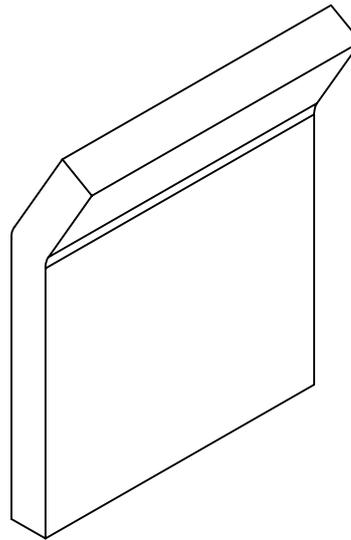
Observaciones				NOMBRE	FECHA	FIRMA		
				Dib.	Malasisi Cristian	10/2020		
				Rev.				
			Aprob.				Maq.: PI1.6M	
Tabla de tolerancias no especificadas	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120	Título: EXTREMO IZQUIERDO ROLO SUPERIOR			Cód.: 02-01-017	
	$\pm 0,1$	$\pm 0,2$	$\pm 0,5$				Esc.:	Norma:
120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000	2000 hasta 4000	Material: Redondo acero SAE 1020 Normalizado		Cant. 1	1:2	
$\pm 0,8$	± 1	$\pm 1,5$	± 2				Revisión N°: 00	



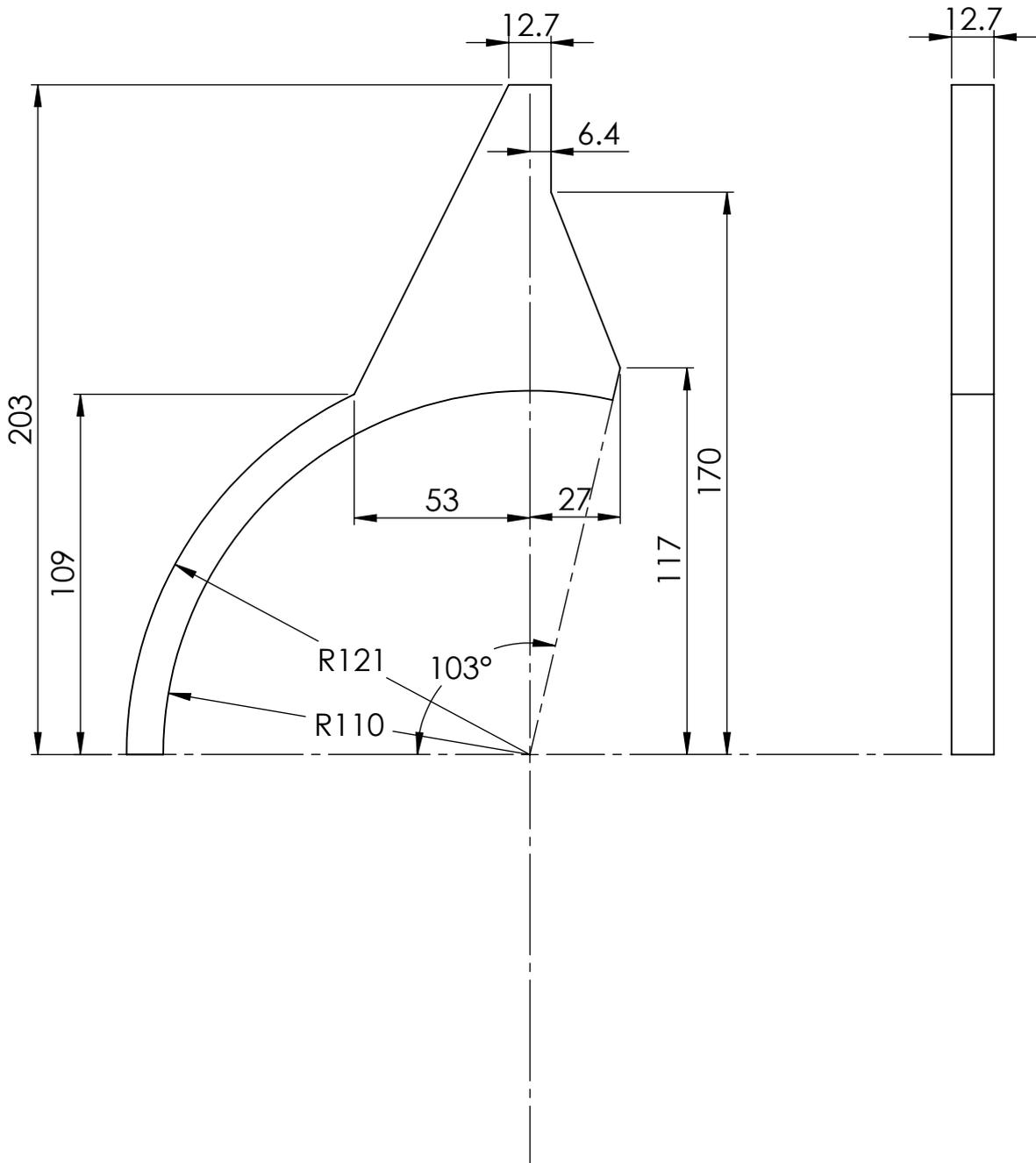
Observaciones				NOMBRE	FECHA	FIRMA		
				Dib.	Malasisi Cristian	10/2020		
				Rev.				
				Aprob.				
Tabla de tolerancias no especificadas	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120	Título: TAPA EXTREMO DEL ROLO			Cód.: 02-01-014	
	±0,1	±0,2	±0,5				Esc.:	Norma:
	120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000	2000 hasta 4000	Material: Chapa F24 e: 1/2"	Cant. 4	1:2	
±0,8	±1	±1,5	±2					

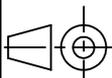


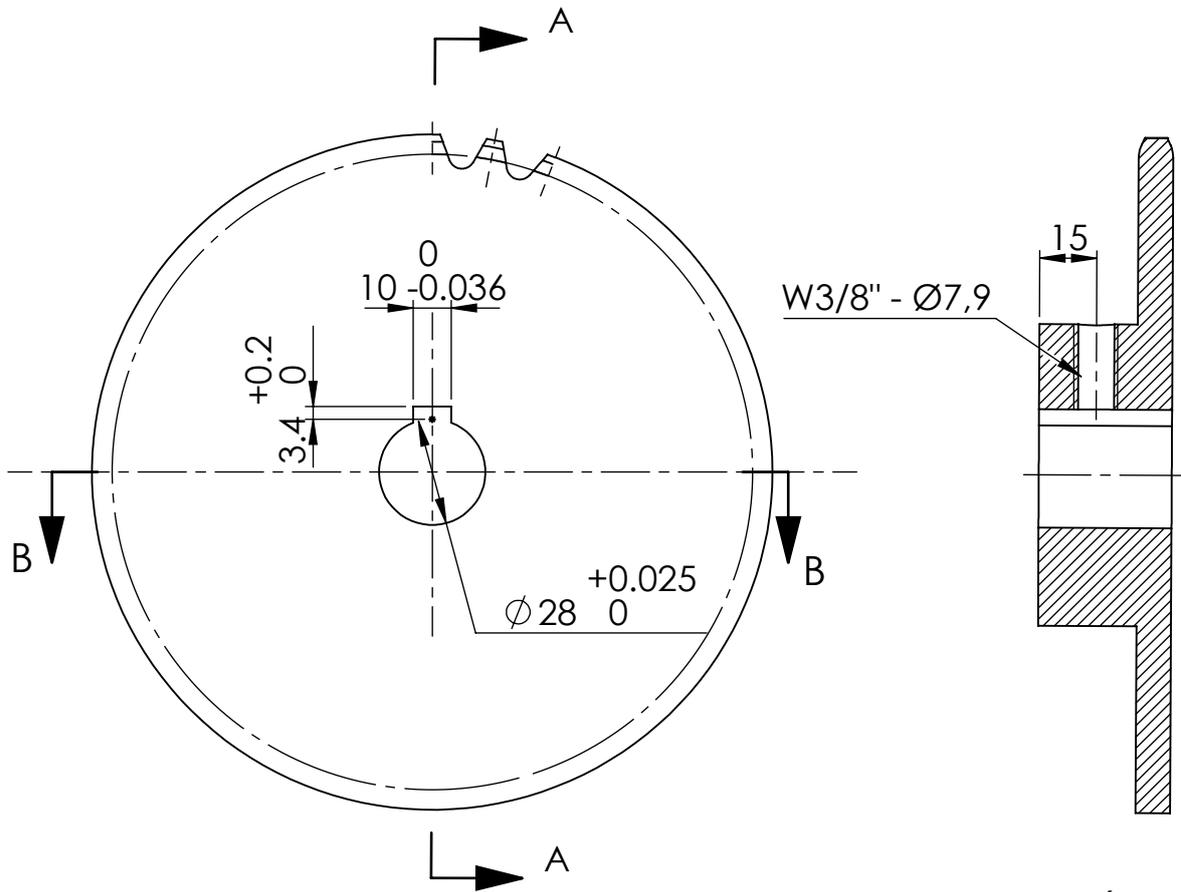
Observaciones				NOMBRE	FECHA	FIRMA		
				Dib.	Malasisi Cristian	10/2020		
				Rev.				
				Aprob.				
Tabla de tolerancias no especificadas	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120	Título: CHAPA DE SUJECIÓN DE EXTREMO DEL ROLO			Cód.: 02-01-015	
	±0,1	±0,2	±0,5				Esc.:	Norma:
	120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000	2000 hasta 4000	Material: Chapa F24 e: 1/2"	Cant. 4	1:2	Revisión Nº: 00
	±0,8	±1	±1,5	±2				



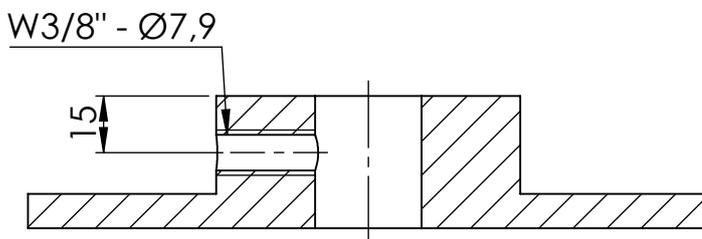
Observaciones				NOMBRE	FECHA	FIRMA		
				Dib.	Malasisi Cristian	10/2020		
				Rev.				
				Aprob.				
				Maq.: PI1.6M				
Tabla de tolerancias no especificadas	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120	Título: PALA DE ALETA DEL ROLO			Cód.: 02-01-045	
	±0,1	±0,2	±0,5				Esc.:	Norma:
	120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000	2000 hasta 4000	Material: Chapa F24 e:1/2"		Revisión N°: 00	
	±0,8	±1	±1,5	±2			Cant. 24	1:2



Observaciones				NOMBRE	FECHA	FIRMA	 Maq.: PI1.6M					
				Dib.	Malasisi Cristian	10/2020						
				Rev.								
				Aprob.								
Tabla de tolerancias no especificadas	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120	Título: EXTREMO DE ALETA DEL ROLO			Cód.: 02-01-010					
	±0,1	±0,2	±0,5				Esc.:	Norma:	Formato: A4			
	120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000				2000 hasta 4000	Material: Chapa F24 e:1/2"	Cant. 48	1:2		Revisión N°: 00
	±0,8	±1	±1,5				±2					

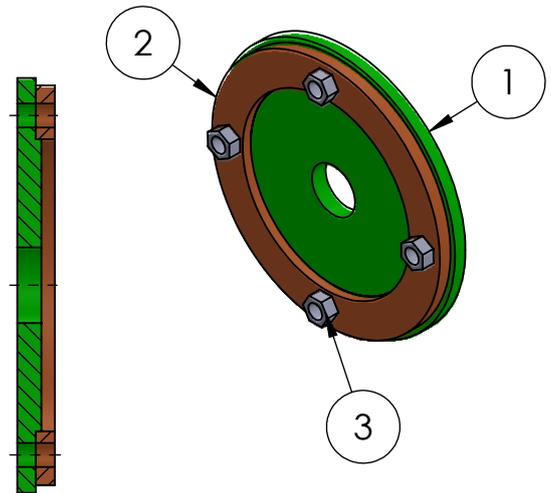
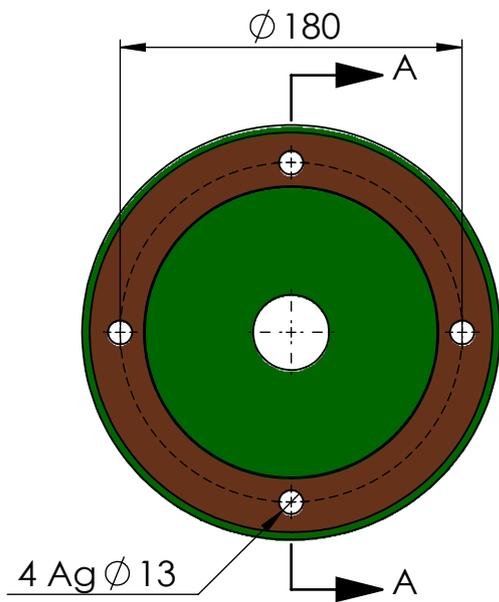


SECCIÓN A-A

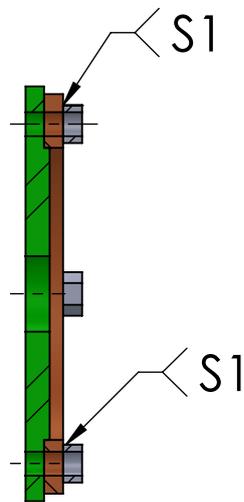
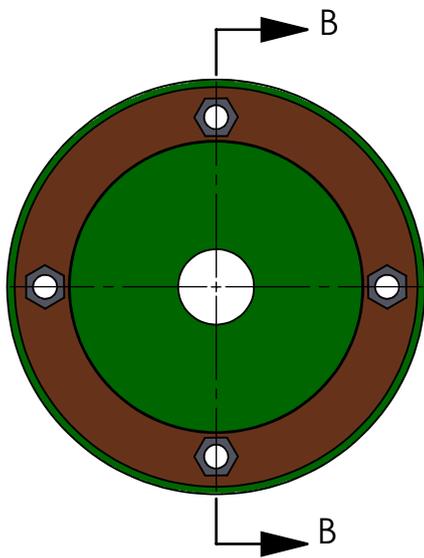


SECCIÓN B-B

Observaciones				NOMBRE	FECHA	FIRMA		
				Dib.	Malasisi Cristian	10/2020		
				Rev.				
				Aprob.				
				Maq.: PI1.6M				
Tabla de tolerancias no especificadas	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120	Título: RUEDA DENTADA ASA60 Z35 ROLO			Cód.: 02-01-013	
	±0,1	±0,2	±0,5				Esc.:	Norma:
	120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000	2000 hasta 4000	Material: Acero	Cant. 2	1:2	Revisión Nº: 00
	±0,8	±1	±1,5	±2				



SECCIÓN A-A



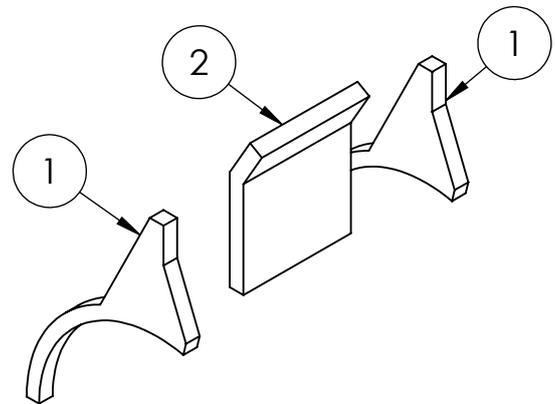
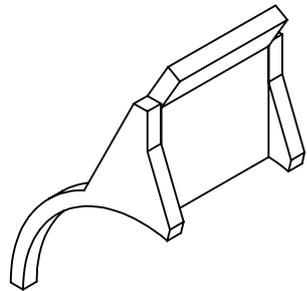
SECCIÓN B-B

S1	DE FILETE	4 Tuercas con Tapa extremo
ITEM	TIPO	OBSERVACIONES
TABLA DE SOLDADURA		

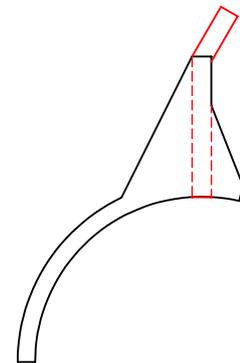
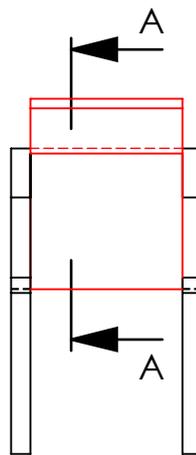
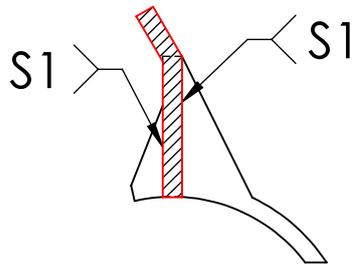
ITEM	DENOMINACIÓN	CANT.	CÓDIGO	MATERIAL	OBSERVACIONES
3	Tuerca W1/2" G2	4	STD	Grado 2	
2	Tapa extremo del rolo	1	02-01-014	Chapa F24 e:1/2"	previamente mecanizada
1	Chapa de sujeción de extremo del rolo	1	02-01-015	Chapa F24 e:1/2"	Previamente mecanizada

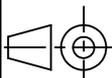
Observaciones Operación: Perforado en conjunto + soldadura de tuercas	NOMBRE		FECHA	FIRMA	 Maq.: PI1.6M
	Dib. Malasisi Cristian		10/2020		
	Rev.				
Aprob.					
Tabla de tolerancias no especificadas	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120	Título: SC. ROLO INFERIOR/SUPERIOR DE DESCARGA	
120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000	2000 hasta 4000	Cód.:02-00-002/003	
±0,8	±1	±1,5	±2	Material:	Cant. 4
					Esc.: 1:2
					Norma:
					Formato: A4
					Revisión Nº: 00

S1	DE FILETE	Cordón completo
ITEM	TIPO	OBSERVACIONES
TABLA DE SOLDADURA		

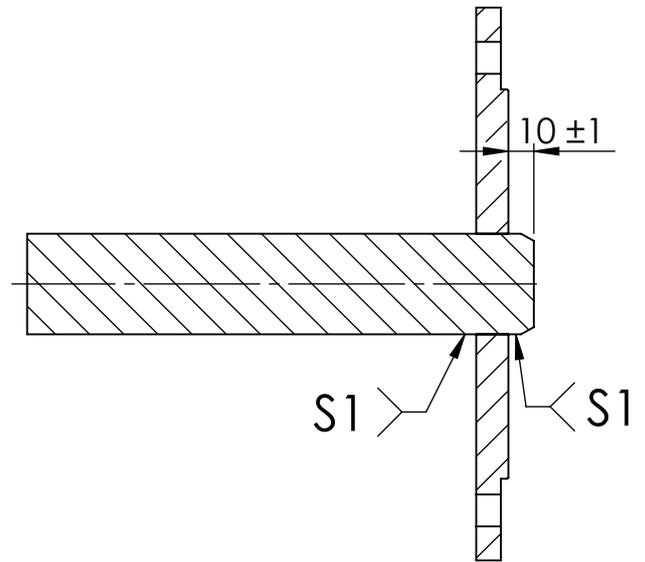
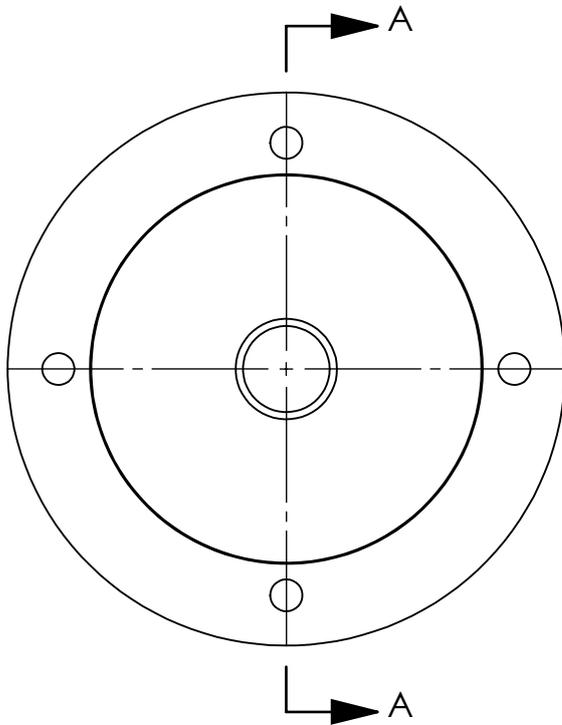
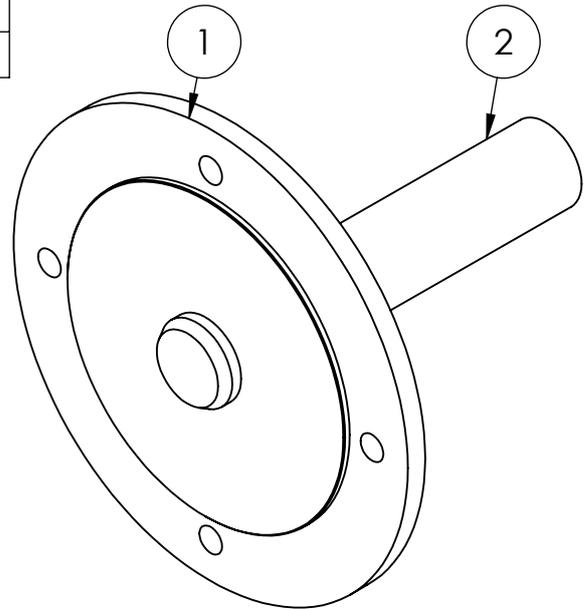


PERSPECTIVA ISOMÉTRICA
EXPLOSIONADA



2	Pala de aleta del rolo	1	02-01-045	Chapa F24 e:1/2"	
1	Extremo de aleta del rolo	2	02-01-010		
ITEM	DENOMINACIÓN	CANT.	CÓDIGO	MATERIAL	OBSERVACIONES
Observaciones		NOMBRE	FECHA	FIRMA	 Maq.: PI1.6M
Ensamblaje Aleta del rolo		Dib.	Malasisi Cristian	10/2020	
		Rev.			
		Aprob.			
Tabla de tolerancias no especificadas	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120	Título: SC. ROLO INFERIOR/ SUPERIOR DESCARGA	
	±0,1	±0,2	±0,5		
120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000	2000 hasta 4000	Material:	
±0,8	±1	±1,5	±2	Cant. 24	Esc.: 1:5
				Norma: 	
				Formato: A4	
				Revisión Nº: 00	

S1	DE FILETE	En toda la circunferencia
ITEM	TIPO	OBSERVACIONES
TABLA DE SOLDADURA		



SECCIÓN A-A

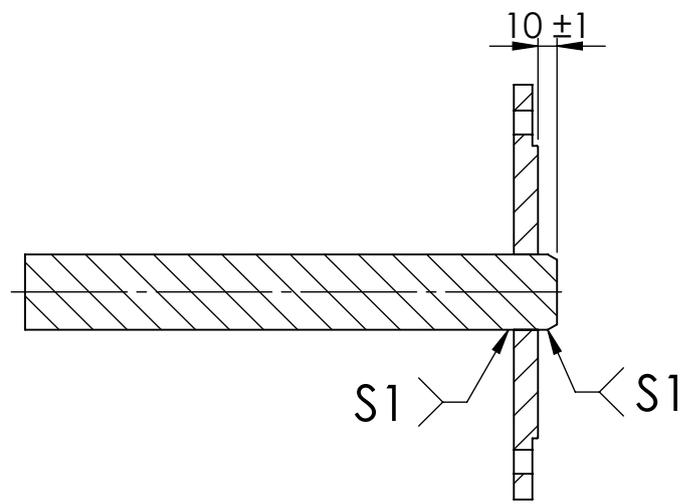
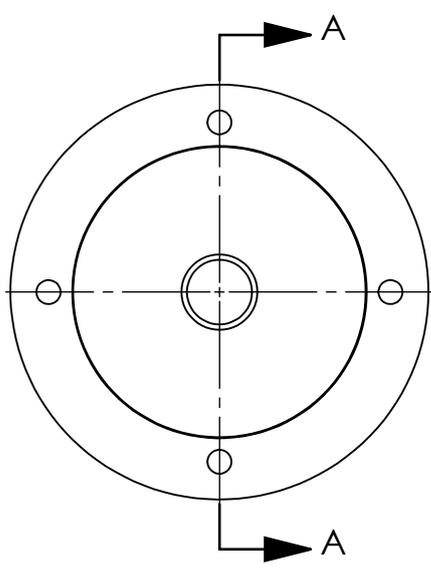
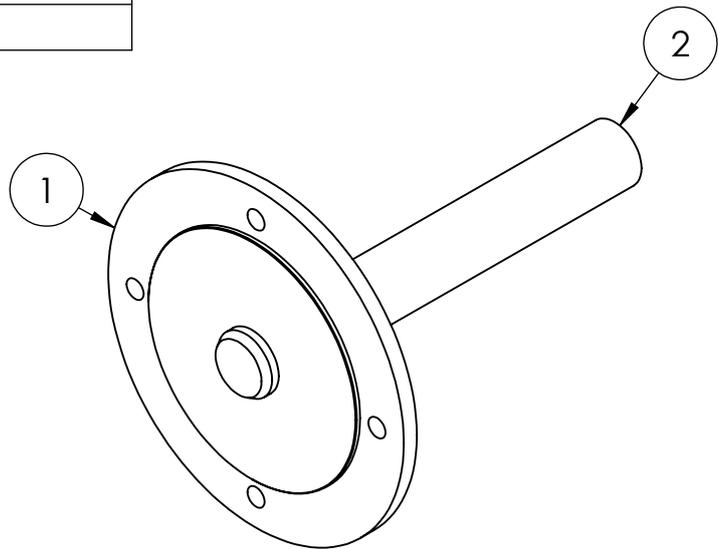
2	Extremo izquierdo rolo superior	1	02-01-017	Redondo SAE1020 Normalizado	Previamente mecanizado
1	Chapa de sujeción de extremo del rolo	1	02-01-015	Chapa F24 e:1/2"	Previamente mecanizado y perforado

ITEM	DENOMINACIÓN	CANT.	CÓDIGO	MATERIAL	OBSERVACIONES
------	--------------	-------	--------	----------	---------------

Observaciones Operación: Clavado + soldadura del Extremo izquierdo superior en Chapa de sujeción	NOMBRE	FECHA	FIRMA	AGRO CEM
	Dib.	Malasisi Cristian	10/2020	
	Rev.			
	Aprob.			Maq.: PI1.6M

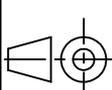
Tabla de tolerancias no especificadas	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120	Título: SC. ROLO SUPERIOR DE DESCARGA	Cód.: 02-00-003	
	±0,1	±0,2	±0,5			
	120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000	2000 hasta 4000	Material:	Cant.: 1
	±0,8	±1	±1,5	±2	Esc.: 1:3	Norma:
						Revisión Nº: 00

S1	DE FILETE	En toda la circunferencia
ITEM	TIPO	OBSERVACIONES
TABLA DE SOLDADURA		

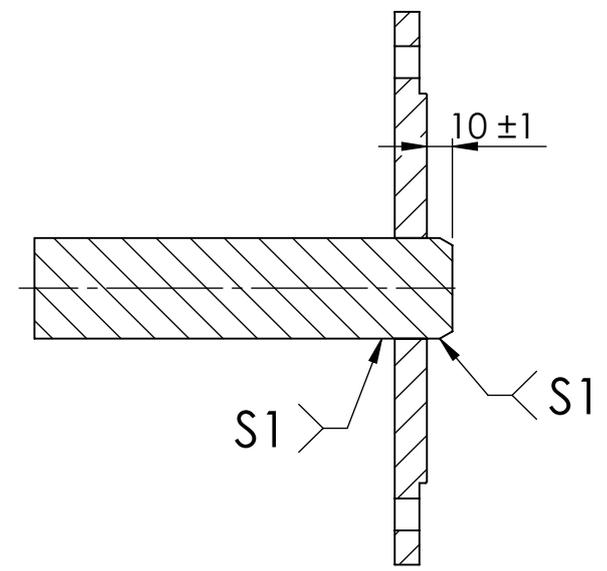
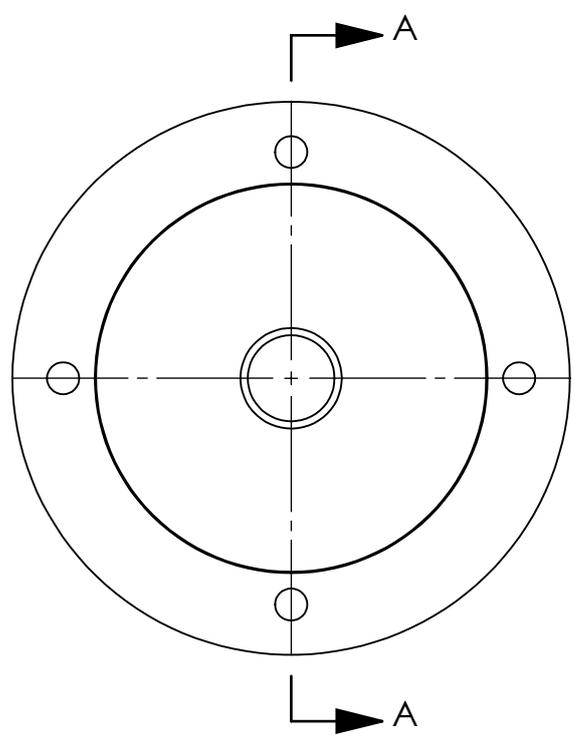
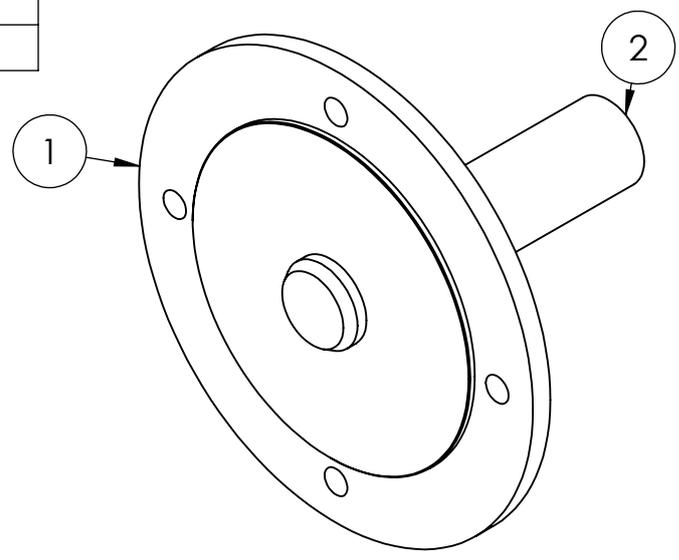


SECCIÓN A-A

2	Extremo izquierdo rolo inferior	1	02-01-012	Redondo SAE1020 Normalizado	Previamente mecanizado
1	Chapa de sujeción de extremo del rolo	1	02-01-015	Chapa F24 e:1/2"	Previamente mecanizado y perforado
ITEM	DENOMINACIÓN	CANT.	CÓDIGO	MATERIAL	OBSERVACIONES

Observaciones Operación: Clavado + soldadura del Extremo izquierdo inferior en Chapa de sujeción	NOMBRE		FECHA	FIRMA	 Maq.: P11.6M
	Dib.	Malasisi Cristian	10/2020		
	Rev.				
	Aprob.				
Tabla de tolerancias no especificadas	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120	Título: SC. ROLO INFERIOR DE DESCARGA	
	±0,1	±0,2	±0,5		
120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000	2000 hasta 4000	Cód.: 02-00-002	
±0,8	±1	±1,5	±2	Material:	Esc.: 1:3
				Cant. 1	Norma: 
					Formato: A4
					Revisión Nº: 00

S1	DE FILETE	En toda la circunferencia
ITEM	TIPO	OBSERVACIONES
TABLA DE SOLDADURA		



SECCIÓN A-A

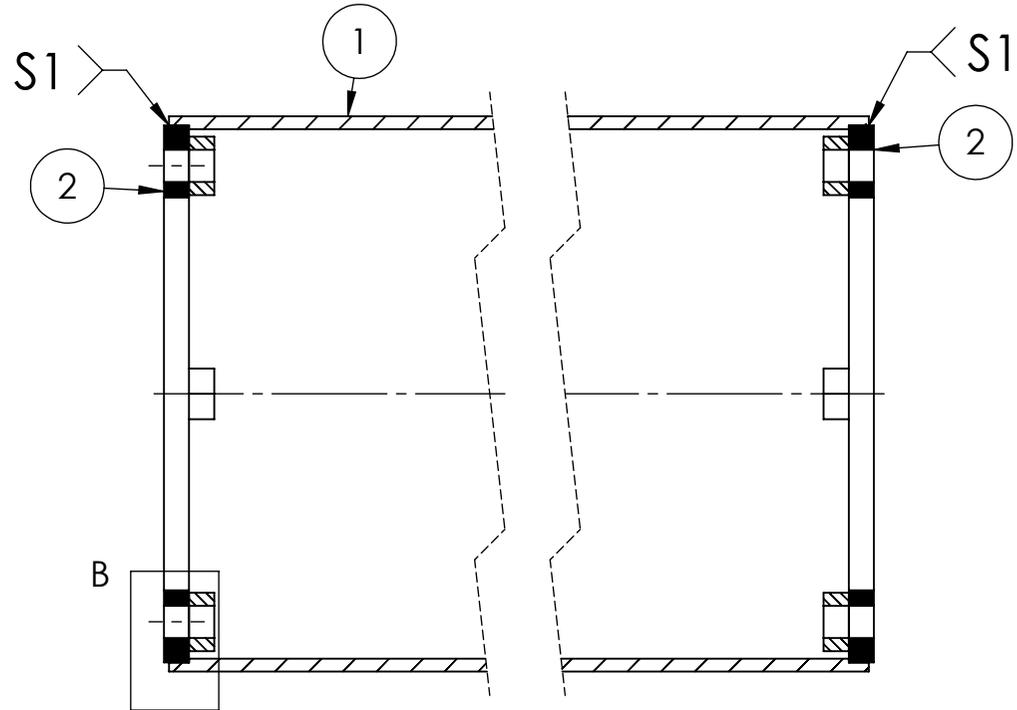
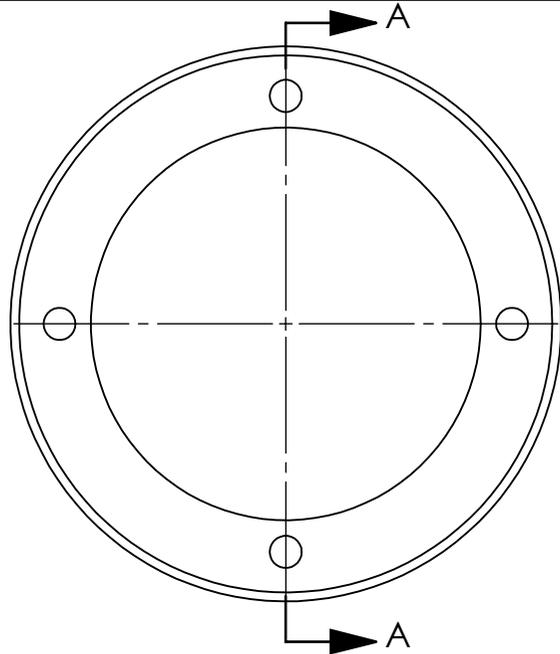
2	Extremo derecho rolo	1	02-01-011	Redondo SAE1020 Normalizado	Previamente mecanizado
1	Chapa de sujeción de extremo del rolo	1	02-01-015	Chapa F24 e:1/2"	Previamente mecanizado y perforado

ITEM	DENOMINACIÓN	CANT.	CÓDIGO	MATERIAL	OBSERVACIONES
------	--------------	-------	--------	----------	---------------

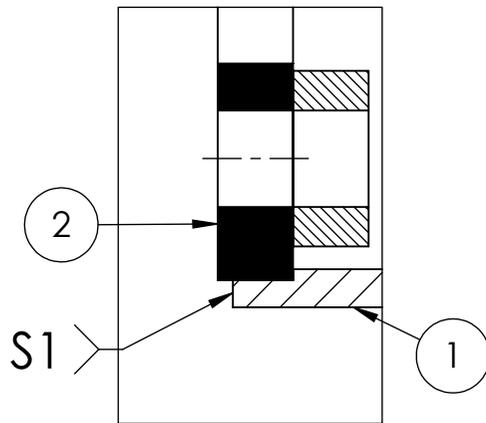
Observaciones Operación: Clavado + soldadura del Extremo derecho en Chapa de sujeción	NOMBRE		FECHA	FIRMA	AGRO CEM
	Dib.	Malasisi Cristian	10/2020		
	Rev.				
	Aprob.				Maq.: PI1.6M
Tabla de tolerancias no especificadas	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120	Título: SC. ROLO INFERIOR/ SUPERIOR DE DESCARGA	
	±0,1	±0,2	±0,5		
120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000	2000 hasta 4000	Cód.:02-00-002/003	
±0,8	±1	±1,5	±2	Material:	Esc.: Norma: Formato: A4
				Cant. 2	1:3
					Revisión Nº: 00

S1	DE FILETE	En toda la periferia
ITEM	TIPO	OBSERVACIONES

TABLA DE SOLDADURA



SECCIÓN A-A



DETALLE B
ESCALA 1 : 1

2	Tapa extremo del rolo	2	02-01-014	Chapa F24 e:1/2"	Previamente mecanizado, perforado y soldadas las Tuercas W1/2"
1	Tubo del rolo	1	02-01-009	Tubo estructural conformado en caliente	Previamente mecanizado

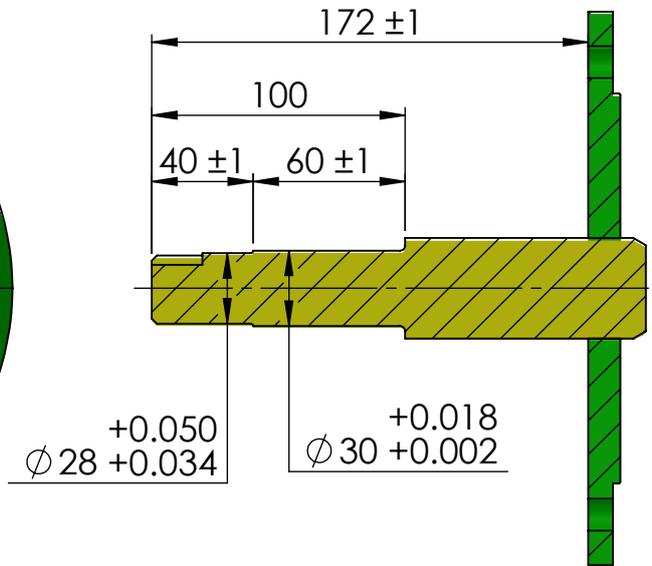
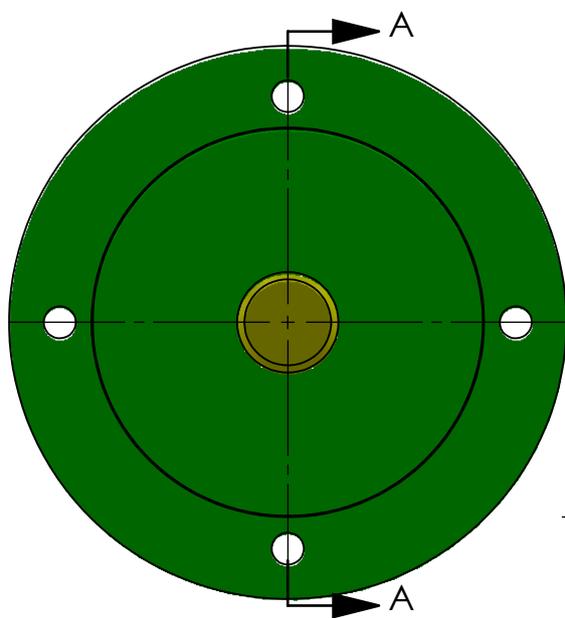
ITEM	DENOMINACIÓN	CANT.	CÓDIGO	MATERIAL	OBSERVACIONES		
Observaciones			NOMBRE	FECHA	FIRMA		
Operaciones: Clavado de las Tapas extremos y soldadura con el Tubo	Dib.		Malasisi Cristian	10/2020			
	Rev.						
	Aprob.						
Tabla de tolerancias no especificadas	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120	Título: SC. ROLO INFERIOR/SUPERIOR DE DESCARGA			
	±0,1	±0,2	±0,5	Material:	Cant. 2		
120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000	2000 hasta 4000			Esc.: 1:3	Formato: A4
±0,8	±1	±1,5	±2				

**AGRO
CEM**

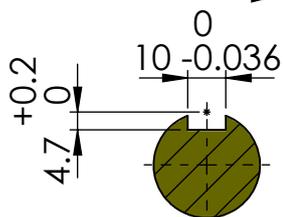
Maq.: **PI1.6M**

Cód.:02-00-002/003

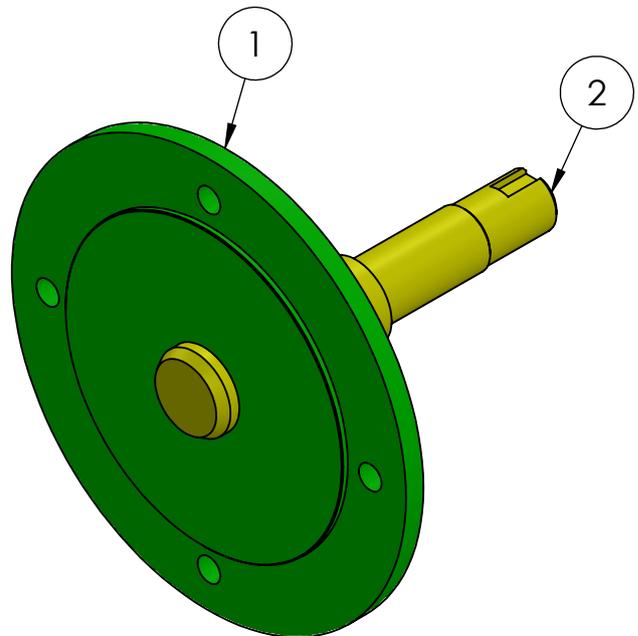
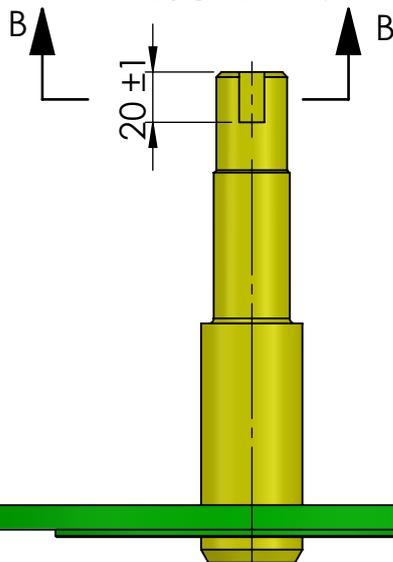
Esc.: 1:3



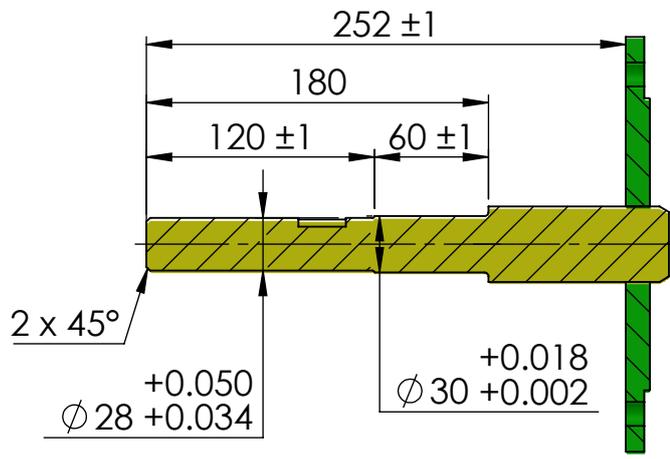
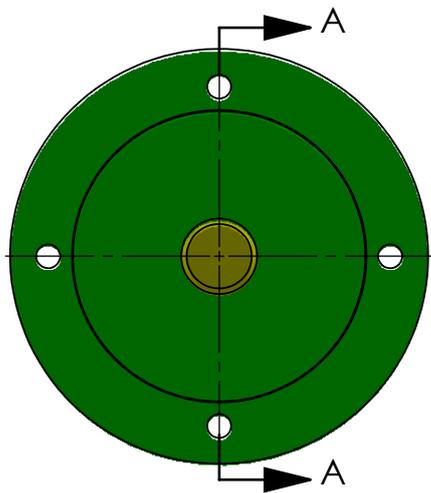
SECCIÓN A-A



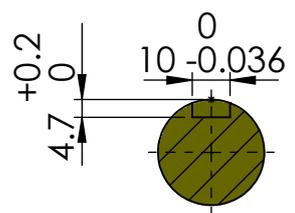
SECCIÓN B-B
ESCALA 1 : 2



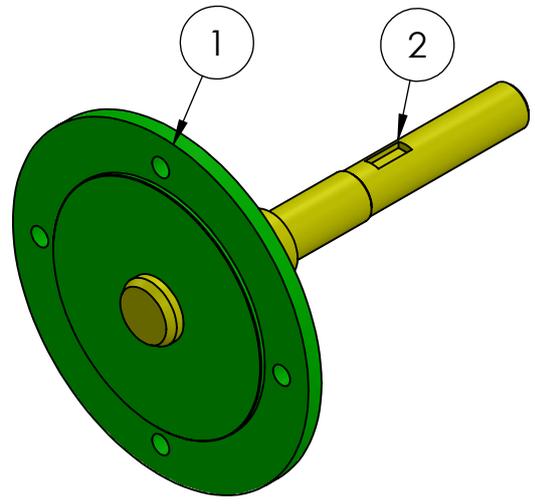
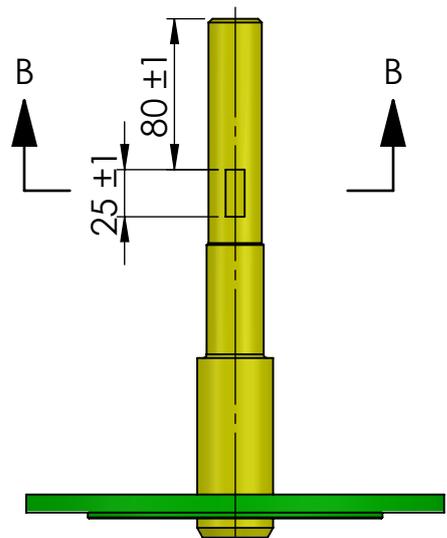
2	Extremo izquierdo rolo superior	1	02-01-017	Redondo acero SAE1020 Normalizado	Previamente soldados	
1	Chapa de sujeción de extremo del rolo	1	02-01-015	Chapa F24 e:1/2"		
ITEM	DENOMINACIÓN	CANT.	CÓDIGO	MATERIAL	OBSERVACIONES	
Observaciones		NOMBRE		FECHA	FIRMA	
Operación: Mecanizado del Extremo izq. sup. ya soldado a la Chapa de sujeción		Dib.		Malasisi Cristian	10/2020	
		Rev.				
		Aprob.				
Título: SC. ROLO SUPERIOR DE DESCARGA		Cód.: 02-00-003		Maq.: P11.6M		
Tabla de tolerancias no especificadas		0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120	Esc.: Norma: Formato: A4	
		±0,1	±0,2	±0,5	Revisión Nº: 00	
		120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000	2000 hasta 4000	Cant. 1
		±0,8	±1	±1,5	±2	1:3



SECCIÓN A-A

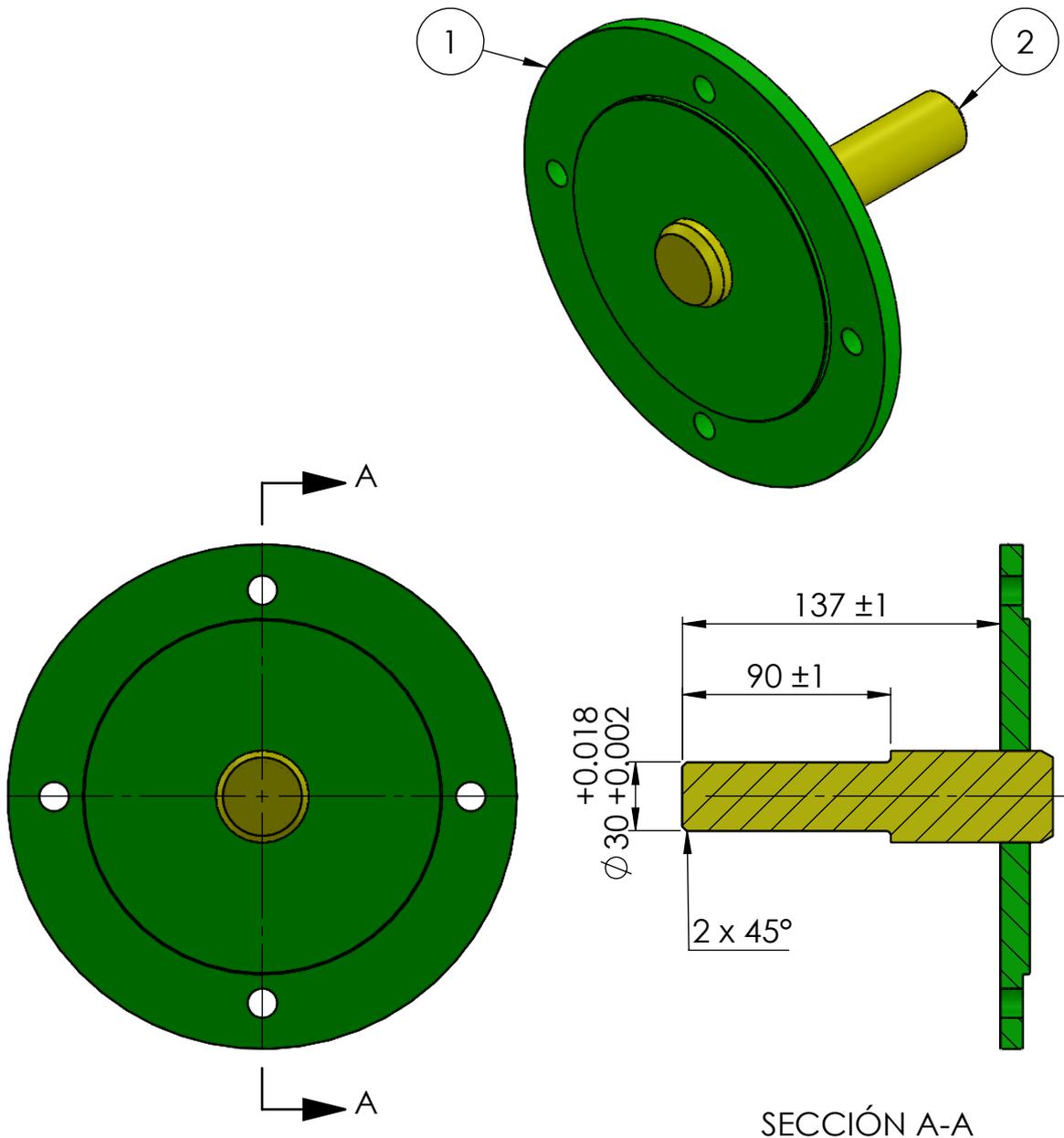


SECCIÓN B-B
ESCALA 1 : 2



2	Extremo izquierdo rolo inferior	1	02-01-012	Redondo acero SAE1020 Normalizado	Previamente soldados
1	Chapa de sujeción de extremo del rolo	1	02-01-015	Chapa F24 e:1/2"	

ITEM	DENOMINACIÓN	CANT.	CÓDIGO	MATERIAL	OBSERVACIONES	
Observaciones						
Operación: Mecanizado del Extremo izq. inf. ya soldado a la Chapa de sujeción		Dib.	Malasisi Cristian	10/2020		
		Rev.				
		Aprob.				
Tabla de tolerancias no especificadas		0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120	Título: SC. ROLO INFERIOR DE DESCARGA	
		±0,1	±0,2	±0,5	Cód.: 02-00-002	
		120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000	2000 hasta 4000	Esc.: Norma: Formato: A4
		±0,8	±1	±1,5	±2	Revisión Nº: 00
Material:				Cant. 1	1:4	



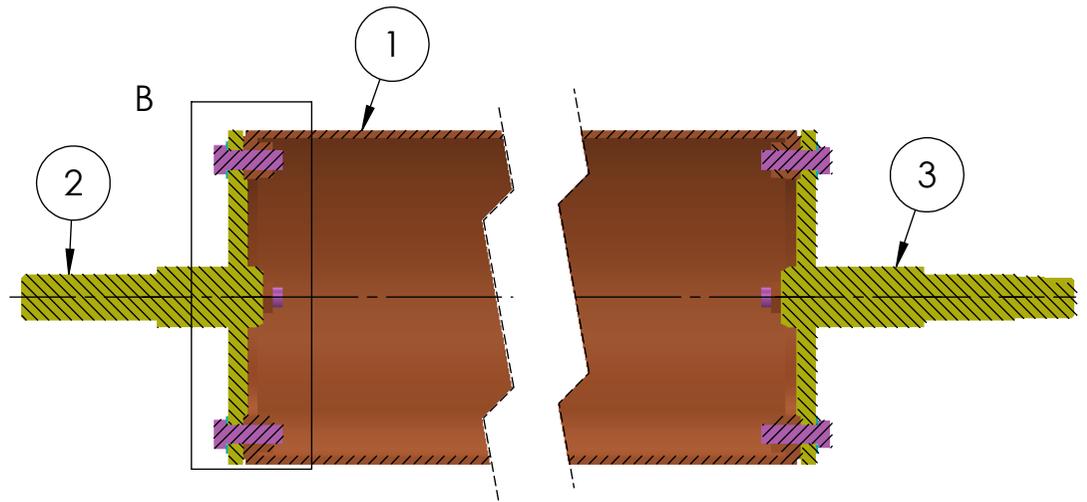
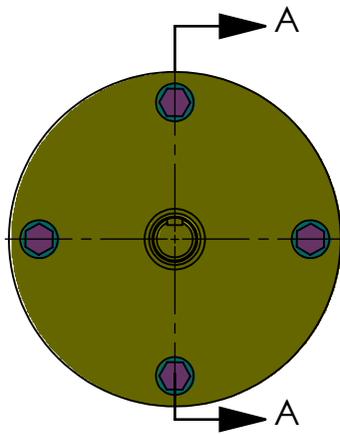
SECCIÓN A-A

2	Extremo derecho rolo	1	02-01-011	Redondo acero SAE1020 Normalizado	Previamente soldados
1	Chapa de sujeción de extremo del rolo	1	02-01-015	Chapa F24 e:1/2"	
ITEM	DENOMINACIÓN	CANT.	CÓDIGO	MATERIAL	OBSERVACIONES
Observaciones		NOMBRE		FECHA	FIRMA
Operación: Mecanizado del Extremo derecho ya soldado a la Chapa de sujeción		Dib.		Malasisi Cristian	10/2020
		Rev.			
		Aprob.			
Tabla de tolerancias no especificadas		0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120	Título: SC. ROLO INFERIOR/ SUPERIOR DE DESCARGA
		±0,1	±0,2	±0,5	
120 hasta 400		400 hasta 1000	1000 hasta 2000	2000 hasta 4000	Material:
±0,8		±1	±1,5	±2	
				Cant. 2	1:3
				Esc.: Norma: Formato: A4	
				Revisión Nº: 00	

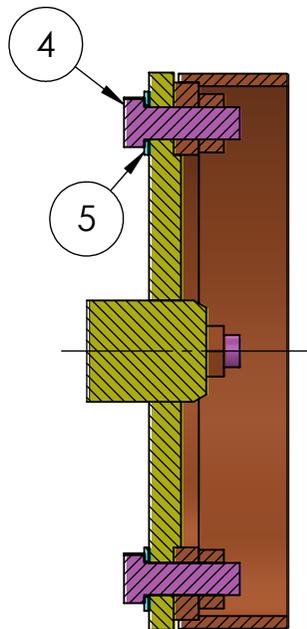
AGRO
CEM

Maq.: P11.6M

Cód.:02-00-002/003



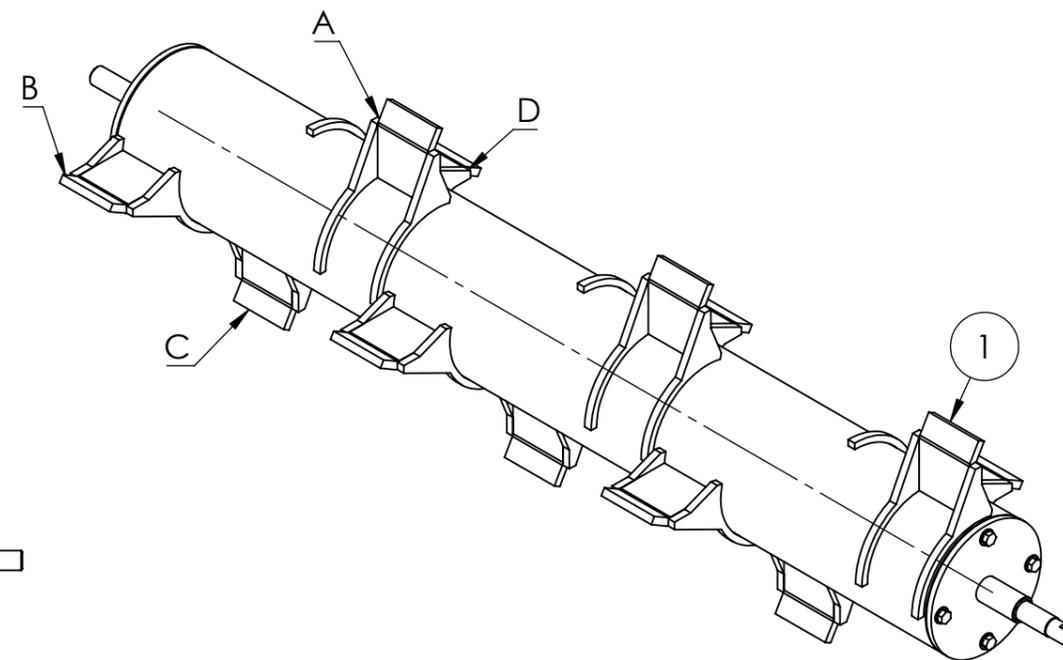
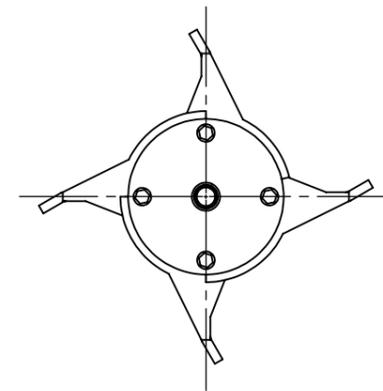
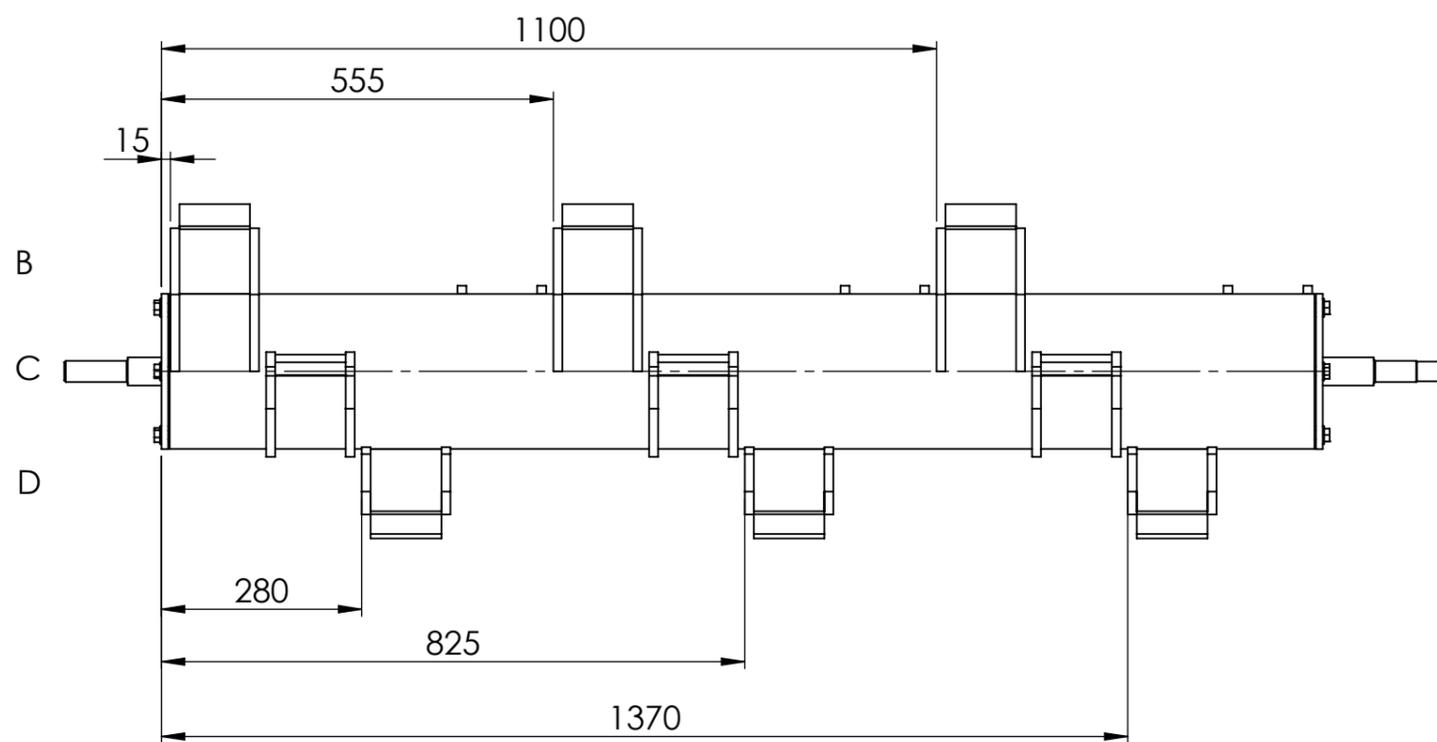
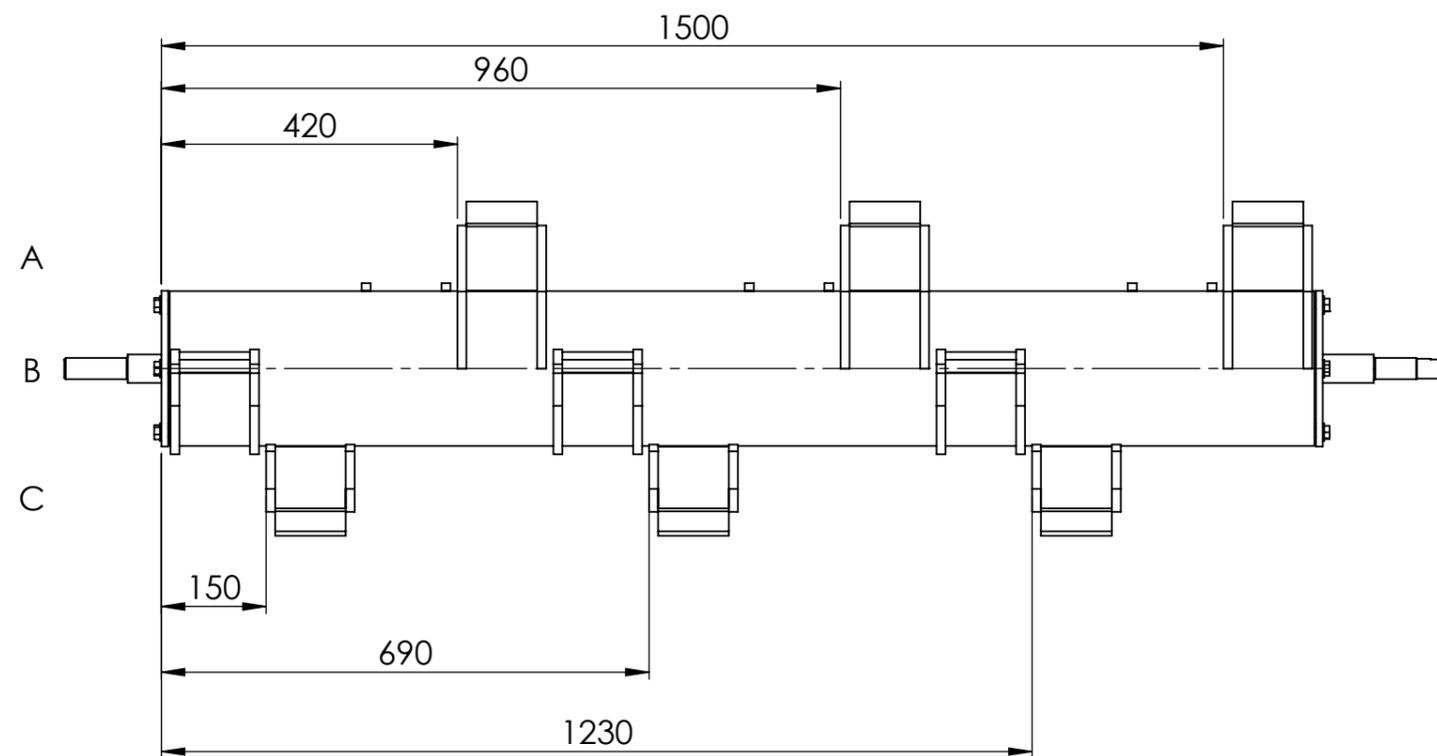
SECCIÓN A-A



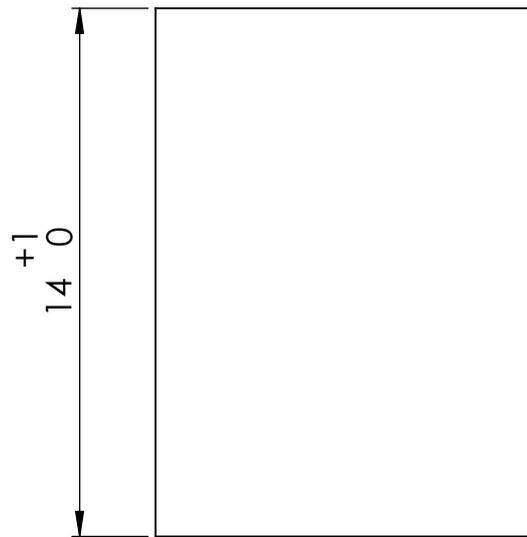
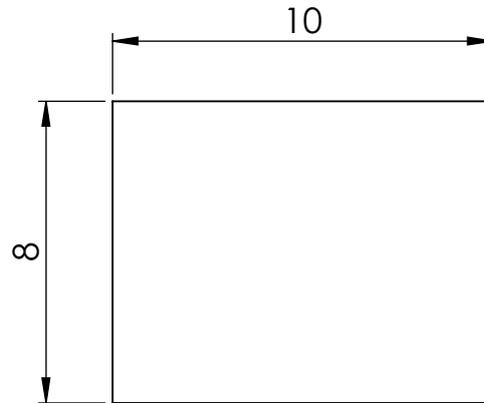
DETALLE B
ESCALA 1 : 3

5	Arandela autoblocante dentada 1/2"	8	STD	Zincada	
4	Tornillo hexagonal W1/2" x 1 1/2" G2	8	STD	Grado 2	
3	Ensamblaje Extremo izquierdo inferior/superior de rolo - Chapa de sujeción de extremo del rolo	1	-	-	Previamente soldado y mecanizado el Extremo
2	Ensamblaje Extremo derecho de rolo - Chapa de sujeción de extremo del rolo	1	-	-	Previamente soldado y mecanizado el Extremo
1	Ensamblaje Tubo del rolo - Tapa extremo del rolo - Tuercas W1/2"	1	-	-	Previamente soldados

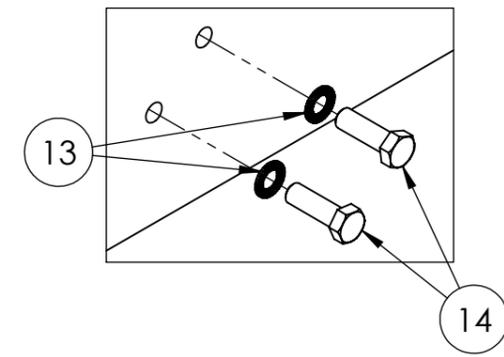
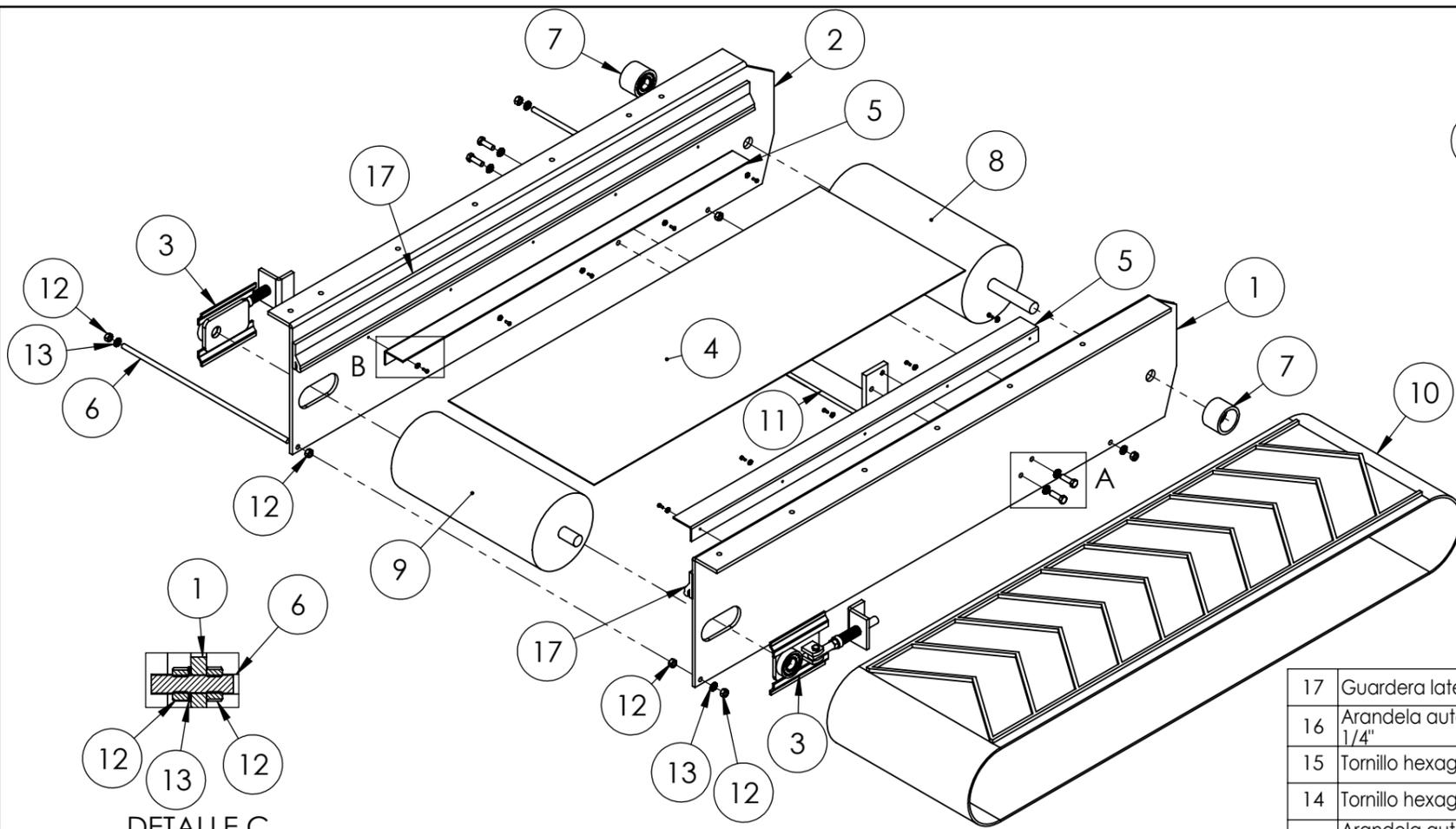
ITEM	DENOMINACIÓN	CANT.	CÓDIGO	MATERIAL	OBSERVACIONES	
Observaciones						
Ensamblaje de extremos con tubo del rolo		NOMBRE		FECHA	FIRMA	
		Dib.		Malasisi Cristian	10/2020	
		Rev.				
Aprob.					Maq.: PI1.6M	
Tabla de tolerancias no especificadas		0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120	Título: SC. ROLO INFERIOR/SUPERIOR DE DESCARGA	
		±0,1	±0,2	±0,5	Material:	
		120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000		Cant. 2
		±0,8	±1	±1,5	±2	Esc.: 1:5
Cód.:02-00-002/003						
		Norma:		Formato: A4		
		Revisión Nº: 00				



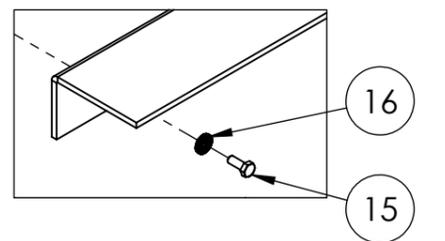
1	Sc. Rolo de descarga inferior / superior - Ensamblaje de Aletas	12	02-00-002 02-00-003		Ensamblaje de aletas, previamente soldadas
ITEM	DENOMINACIÓN	CANT.	CÓDIGO	MATERIAL	OBSERVACIONES
Observaciones Ubicación de aletas	NOMBRE	FECHA	FIRMA	 Maq.: PI1.6M	
	Dib.	Malasi Cristian	10/2020		
	Rev.				
				Aprob.	
Tabla de tolerancias no especificadas	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120	Título: SC. ROLO INFERIOR/SUPERIOR DE DESCARGA	
	±0,1	±0,2	±0,5		
	120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000	Cód.:02-00-002/003	
	±0,8	±1	±2		
Material:				Cant. 2	Esc.: 1:10
			Norma:	Formato: A3	Revisión N°:



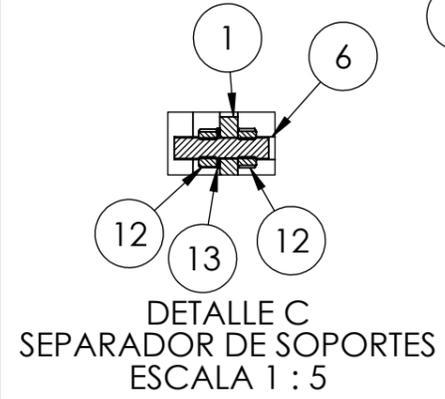
Observaciones				NOMBRE	FECHA	FIRMA			
				Dib.	Malasisi Cristian	06/2020			
				Rev.					
				Aprob.					
				Maq.: PI1.6M					
Tabla de tolerancias no especificadas	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120	Título: CHAVETA 10 x 8 x 14 mm			Cód.: 02-01-016		
	±0,1	±0,2	±0,5				Esc.:	Norma:	Formato: A4
	120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000				2000 hasta 4000	Material: Acero SAE 1010	Cant. 2
±0,8	±1	±1,5	±2	Revisión N°: 00					



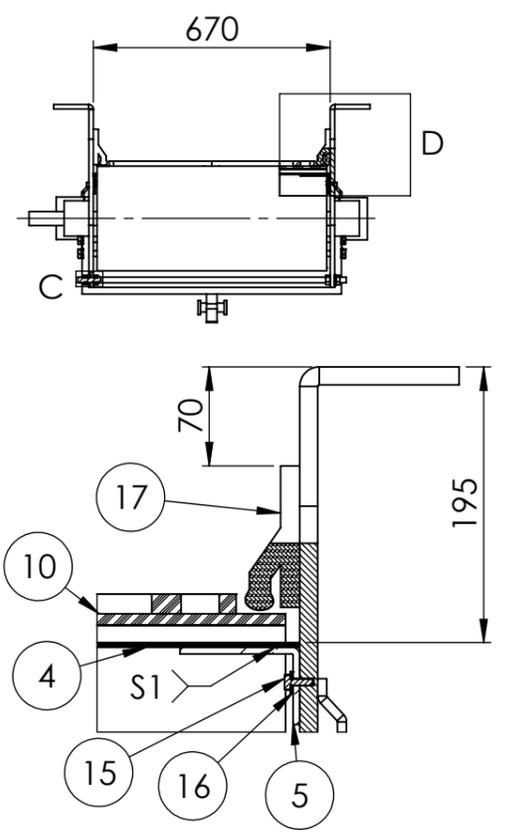
DETALLE A
SUJECION DE N°11
A AMBOS LADOS
ESCALA 1 : 5



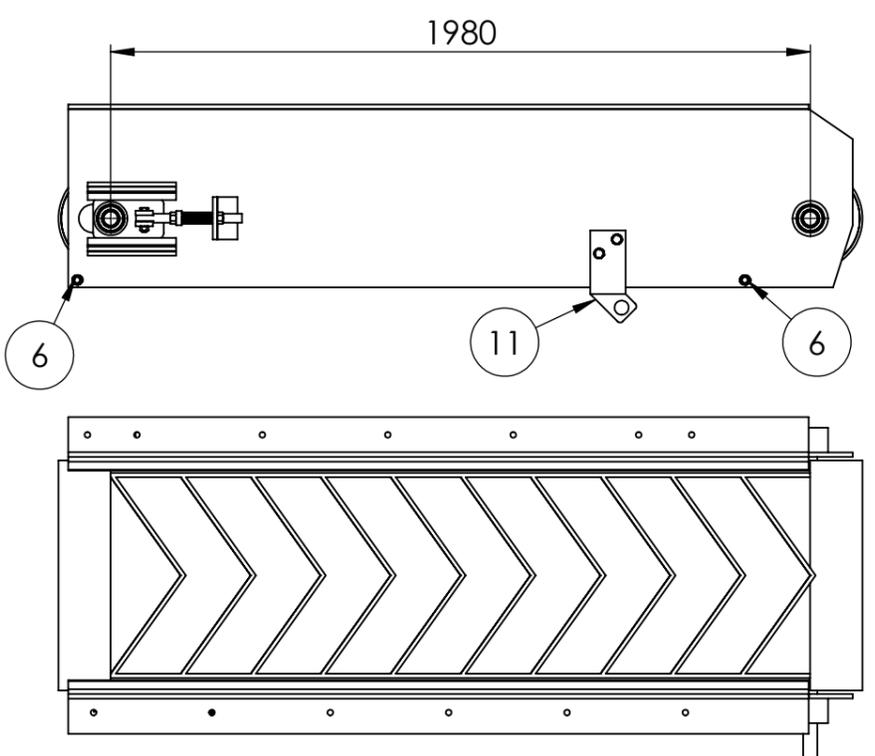
DETALLE B
SUJECION DE N°5
A AMBOS LADOS
ESCALA 1 : 5



DETALLE C
SEPARADOR DE SOPORTES
ESCALA 1 : 5



DETALLE D
ESCALA 1 : 5

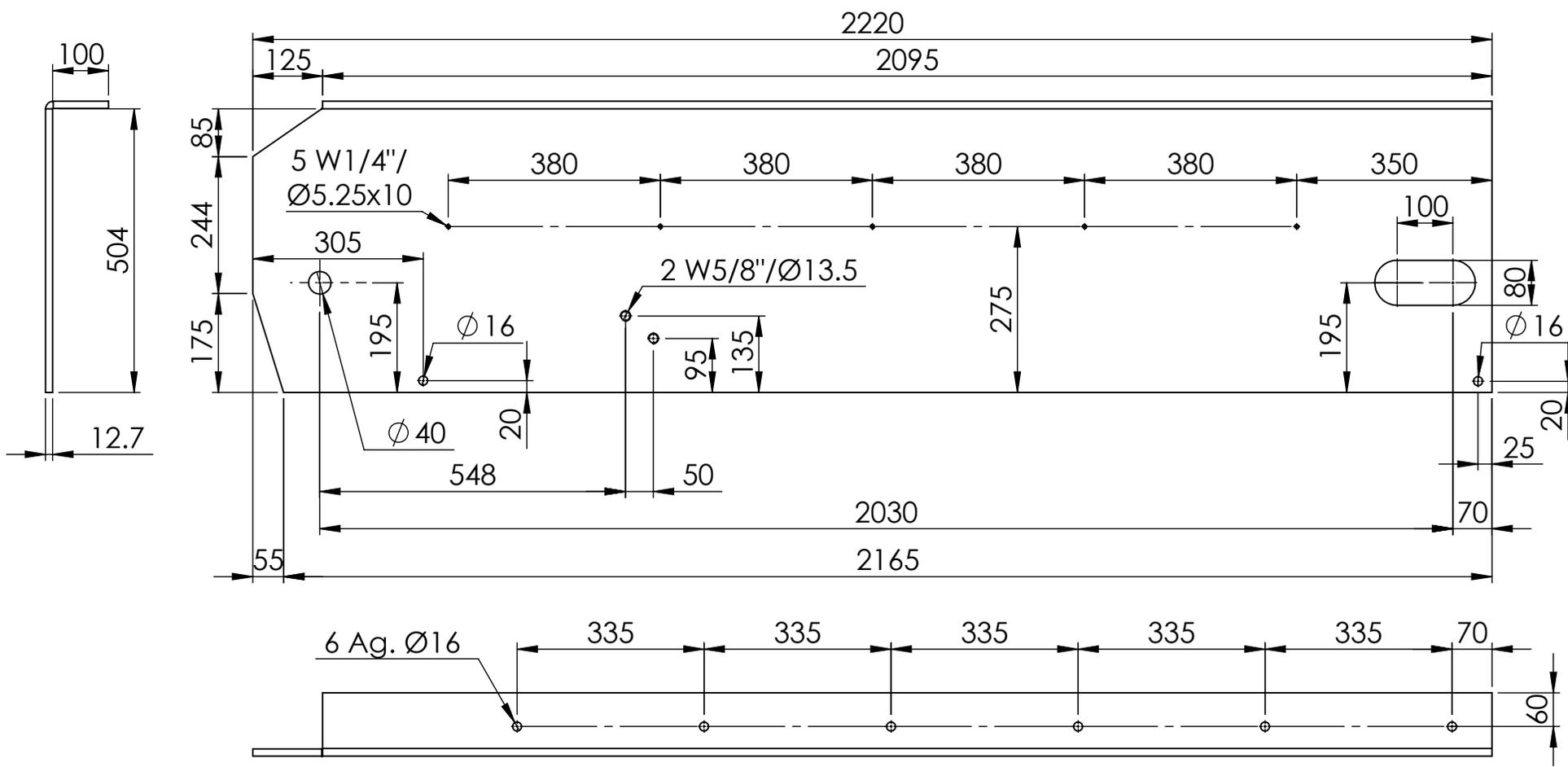


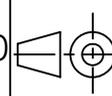
ITEM	TIPO	OBSERVACIONES
S1	A TOPE	Pieza n° 4 con piezas n° 5
TABLA DE SOLDADURA		

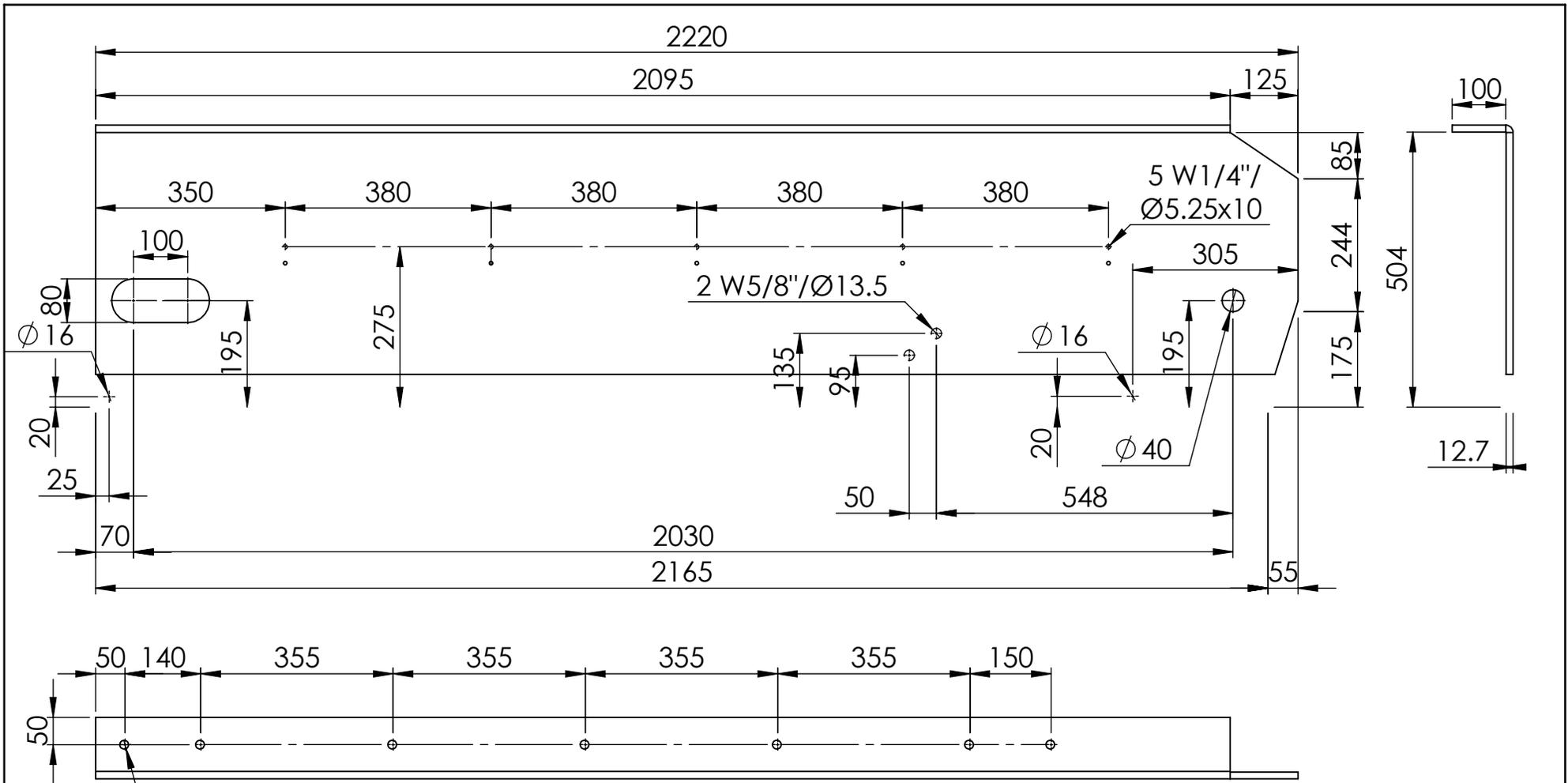
17	Guardera lateral	2	STD	Caucho	
16	Arandela autoblocante dentada 1/4"	10	STD	Zincada	
15	Tornillo hexagonal W1/4" x 5/8" G5	10	STD	Grado 5	
14	Tornillo hexagonal W5/8" x 2" G5	4	STD	Grado 5	
13	Arandela autoblocante dentada 5/8"	8	STD	Zincada	
12	Tuerca hexagonal 5/8" G5	8	STD	Grado 5	
11	Soporte fijo cilindro hidráulico descarga	1	02-01-023	Chapa F36	
10	Cinta transportadora 1	1	STD	4 telas de algodón de 28 oz	Nevada. Ancho:650mm. Largo:4850mm
9	Tambor conducido primera cinta	1	STD	Acero recubierto con goma	Ø 280 mm
8	Tambor conductor primera cinta	1	STD	Acero recubierto con goma	Ø 280 mm
7	Buje pivot primera cinta	2	02-01-025	SAE 1010	Contiene rodamiento del tambor
6	Separador de soportes primera cinta	2	02-01-024	Trefilado Ø5/8" SAE1010	
5	Ángulo de chapa apoyo	2	02-01-022	Chapa F36 e: 3/16"	
4	Chapa apoyo primera cinta	1	02-01-021	Chapa F36 e: 1/8"	
3	Tensor de cinta	2	02-01-020	-	Contiene rodamiento del tambor
2	Soporte posterior primera cinta	1	02-01-019	Chapa F36 e: 1/2"	
1	Soporte frontal primera cinta	1	02-01-018	Chapa F36 e: 1/2"	

ITEM	DENOMINACIÓN	CANT.	CÓDIGO	MATERIAL	OBSERVACIONES
Observaciones					
Dib.		Malasi Cristian	06/2020		AGRO CEM
Rev.					
Aprob.					
Título: SC. PRIMERA CINTA DE DESCARGA					Cód.: 02-00-004
Material:					Esc.: Norma: Formato: A3
Cant. 1					Revisión N°: 00

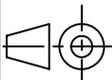
Tabla de tolerancias no especificadas	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120
120 hasta 400	±0,1	±0,2	±0,5
400 hasta 1000	±0,8	±1	±1,5
1000 hasta 2000			
2000 hasta 4000			
4000 hasta 10000			

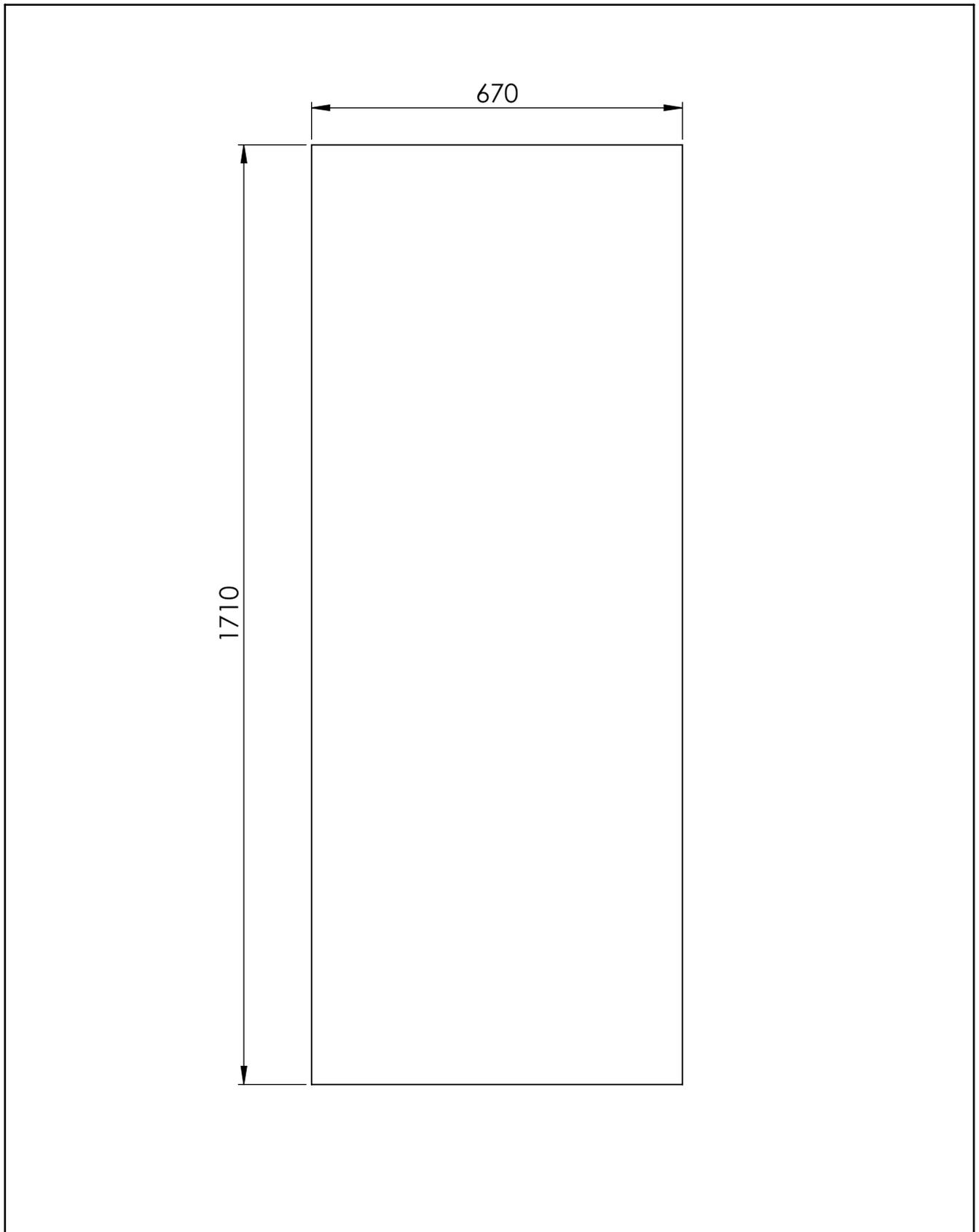


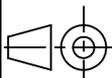
Observaciones				NOMBRE	FECHA	FIRMA	 Maq.: PI1.6M															
				Dib.	Malasisi Cristian	06/2020																
				Rev.																		
				Aprob.																		
Tabla de tolerancias no especificadas <table border="1"> <tr> <td>0,5 hasta 6</td> <td>6 hasta 30</td> <td>30 hasta 120</td> </tr> <tr> <td>±0,1</td> <td>±0,2</td> <td>±0,5</td> </tr> <tr> <td>120 hasta 400</td> <td>400 hasta 1000</td> <td>1000 hasta 2000</td> </tr> <tr> <td>±0,8</td> <td>±1</td> <td>±1,5</td> </tr> <tr> <td></td> <td></td> <td>2000 hasta 4000</td> <td>±2</td> </tr> </table>	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120	±0,1	±0,2	±0,5	120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000	±0,8	±1	±1,5			2000 hasta 4000	±2	Título: SOPORTE FRONTAL PRIMERA CINTA				Cód.: 02-01-018	
	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120																			
	±0,1	±0,2	±0,5																			
	120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000																			
±0,8	±1	±1,5																				
		2000 hasta 4000	±2																			
Material: Chapa F36 e: 1/2"				Cant.: 1	Esc.: 1:10	Norma: 	Formato: A4															
						Revisión N°: 00																

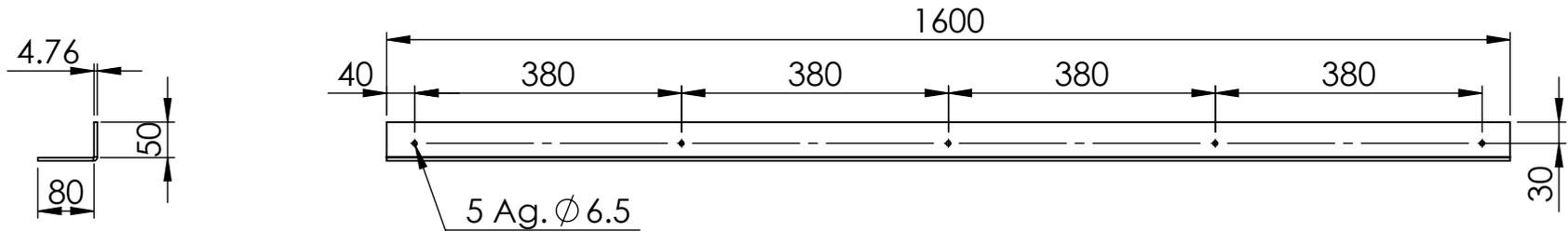


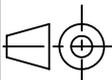
7 Ag. Ø 16

Observaciones				NOMBRE	FECHA	FIRMA	 Maq.: PI1.6M															
				Dib.	Malasisi Cristian	06/2020																
				Rev.																		
				Aprob.																		
Tabla de tolerancias no especificadas <table border="1"> <tr> <td>0,5 hasta 6</td> <td>6 hasta 30</td> <td>30 hasta 120</td> </tr> <tr> <td>±0,1</td> <td>±0,2</td> <td>±0,5</td> </tr> <tr> <td>120 hasta 400</td> <td>400 hasta 1000</td> <td>1000 hasta 2000</td> </tr> <tr> <td>±0,8</td> <td>±1</td> <td>±1,5</td> </tr> <tr> <td></td> <td></td> <td>2000 hasta 4000</td> <td>±2</td> </tr> </table>	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120	±0,1	±0,2	±0,5	120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000	±0,8	±1	±1,5			2000 hasta 4000	±2	Título: SOPORTE POSTERIOR PRIMERA CINTA				Cód.: 02-01-019	
	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120																			
	±0,1	±0,2	±0,5																			
	120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000																			
±0,8	±1	±1,5																				
		2000 hasta 4000	±2																			
Material: Chapa F36 e: 1/2"				Cant. 1	Esc.: 1:10	Norma: 	Formato: A4															
						Revisión Nº: 00																



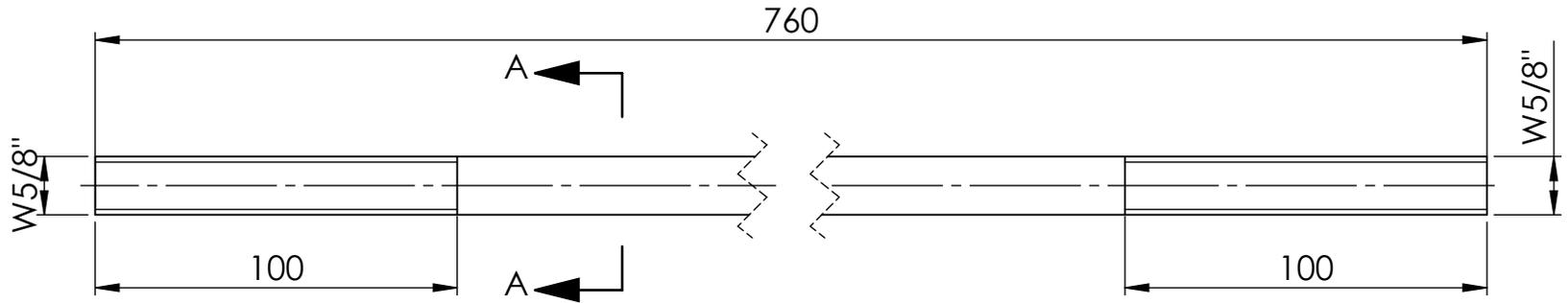
Observaciones				NOMBRE	FECHA	FIRMA		
				Dib.	Malasisi Cristian	06/2020		
				Rev.				
				Aprob.				
							Maq.: PI1.6M	
Tabla de tolerancias no especificadas	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120	Título: CHAPA APOYO PRIMERA CINTA			Cód.: 02-01-021	
	±0,1	±0,2	±0,5				Esc.:	Norma:
	120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000	2000 hasta 4000	Material: Chapa F24 e: 1/8"	Cant. 1	1:10 	Revisión Nº: 00
±0,8	±1	±1,5	±2					

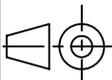


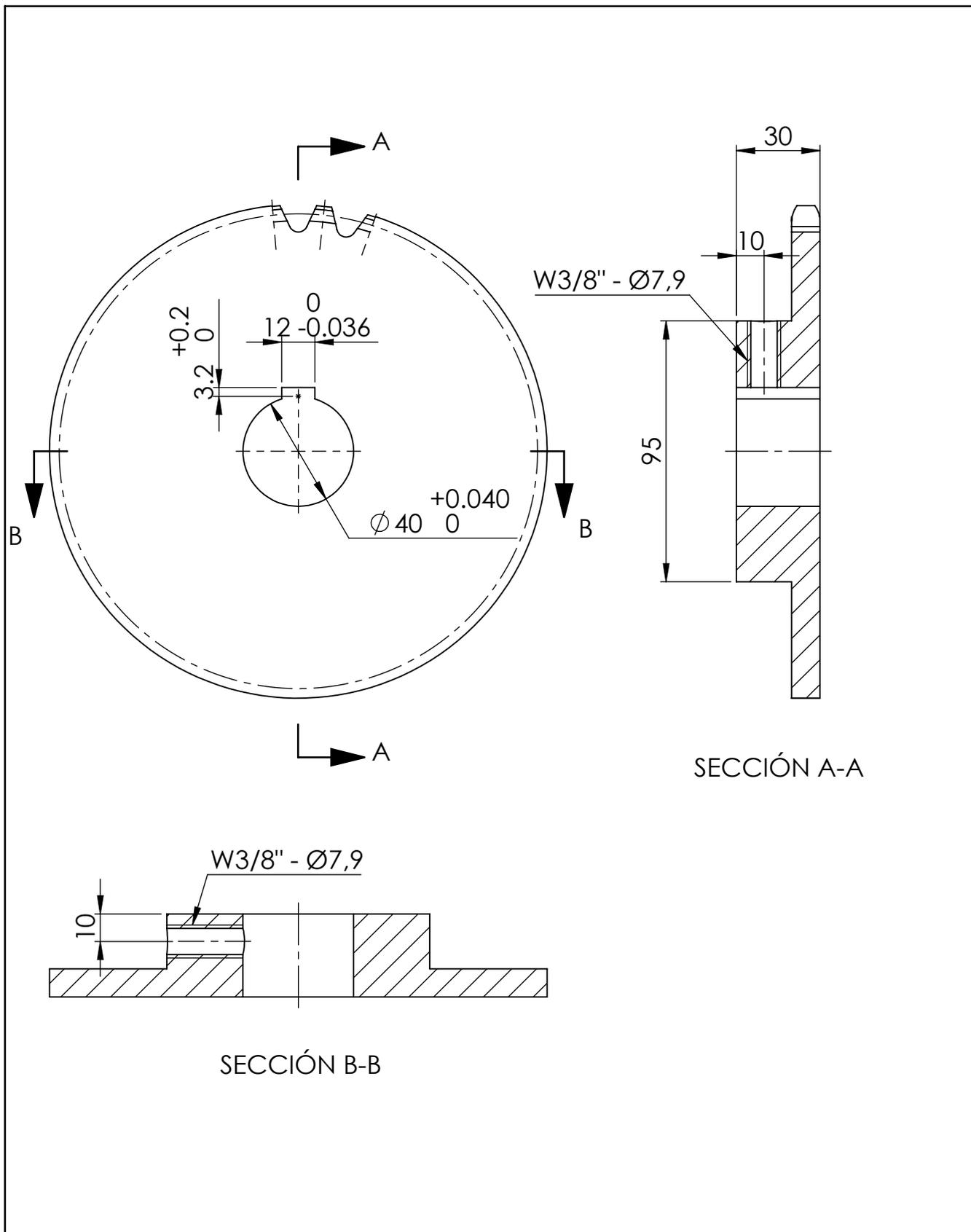
Observaciones				NOMBRE	FECHA	FIRMA	 Maq.: PI1.6M			
				Dib.	Malasisi Cristian	06/2020				
				Rev.						
				Aprob.						
Tabla de tolerancias no especificadas	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120	Título: ÁNGULO DE CHAPA APOYO			Cód.: 02-01-022			
	±0,1	±0,2	±0,5				Esc.:	Norma:	Formato: A4	
	120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000	2000 hasta 4000	Material: Chapa F36 e:3/16"		Cant.:		Revisión N°: 00	
	±0,8	±1	±1,5	±2	2	1:10				



SECCIÓN A-A



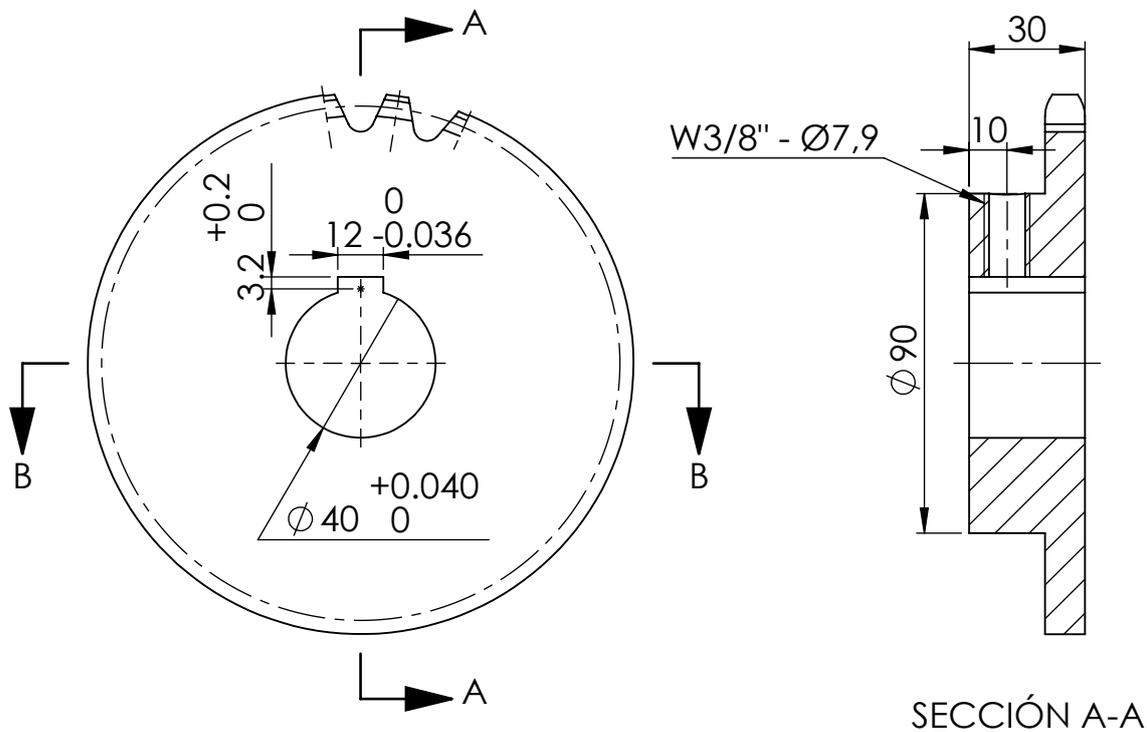
Observaciones				NOMBRE	FECHA	FIRMA	 Maq.: PI1.6M			
				Dib.	Malasisi Cristian	06/2020				
				Rev.						
				Aprob.						
Tabla de tolerancias no especificadas	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120	Título: SEPARADOR DE SOPORTES PRIMERA CINTA			Cód.: 02-01-024			
	±0,1	±0,2	±0,5				Esc.:	Norma:	Formato: A4	
	120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000	2000 hasta 4000	Material: TREFILADO Ø5/8" SAE1010	Cant. 2	1:5		Revisión N°: 00	
	±0,8	±1	±1,5	±2						



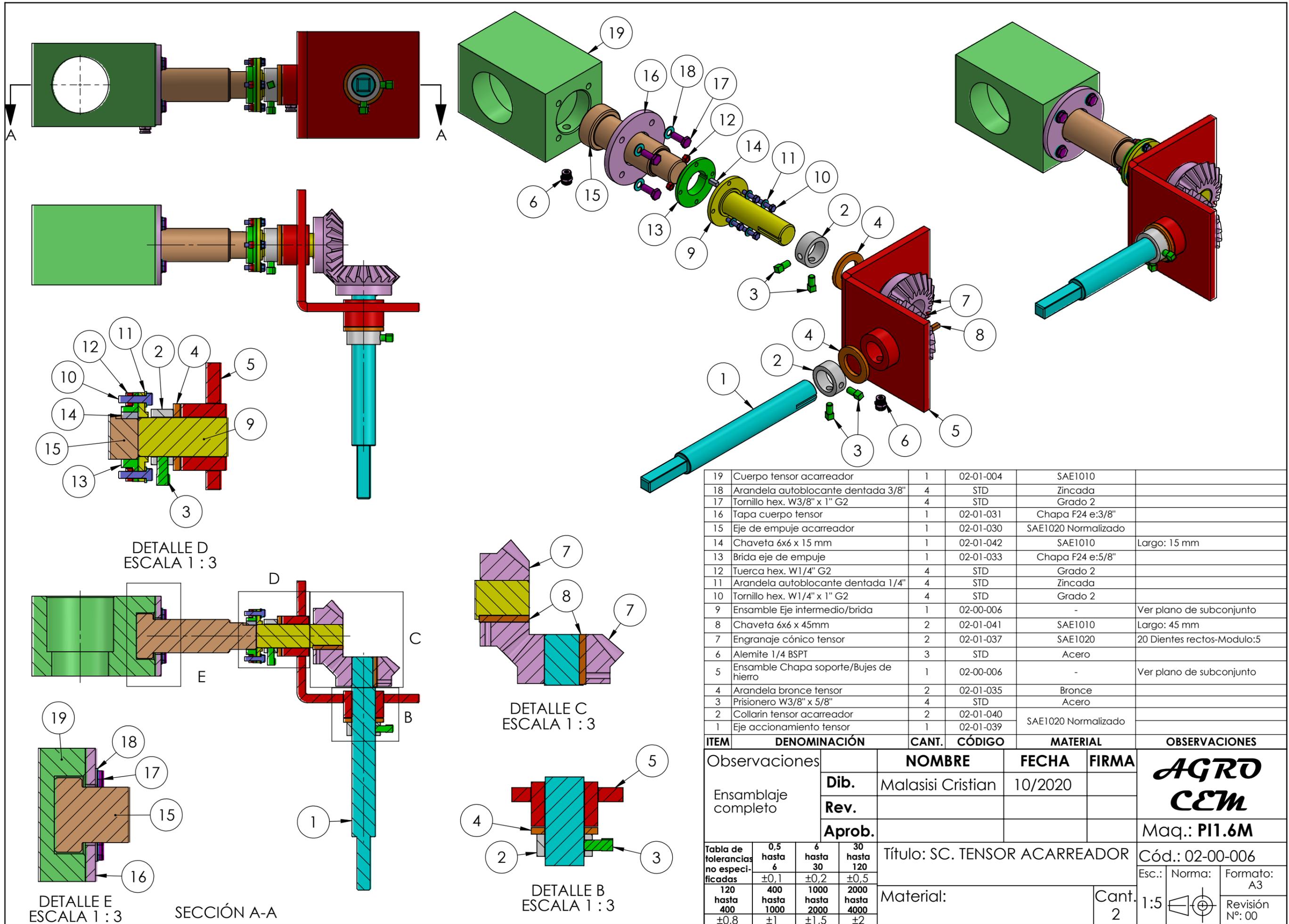
SECCIÓN A-A

SECCIÓN B-B

Observaciones				NOMBRE	FECHA	FIRMA		
				Dib.	Malasisi Cristian	10/2020		
				Rev.				
				Aprob.				
				Maq.: PI1.6M				
Tabla de tolerancias no especificadas	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120	Título: RUEDA DENTADA ASA60 Z29			Cód.: 02-01-043	
	±0,1	±0,2	±0,5				Esc.:	Norma:
120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000	2000 hasta 4000	Material: Acero			Revisión Nº: 00	
±0,8	±1	±1,5	±2				Cant. 1	1:2



Observaciones				NOMBRE	FECHA	FIRMA		
				Dib.	Malasisi Cristian	10/2020		
				Rev.				
				Aprob.				
							Maq.: PI1.6M	
Tabla de tolerancias no especificadas	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120	Título: RUEDA DENTADA ASA60 Z23			Cód.: 02-01-044	
	$\pm 0,1$	$\pm 0,2$	$\pm 0,5$				Esc.:	Norma:
120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000	2000 hasta 4000	Material: Acero			Revisión N°: 00	
$\pm 0,8$	± 1	$\pm 1,5$	± 2				Cant. 1	1:2



19	Cuerpo tensor acarreador	1	02-01-004	SAE1010	
18	Arandela autoblocante dentada 3/8"	4	STD	Zincada	
17	Tornillo hex. W3/8" x 1" G2	4	STD	Grado 2	
16	Tapa cuerpo tensor	1	02-01-031	Chapa F24 e:3/8"	
15	Eje de empuje acarreador	1	02-01-030	SAE1020 Normalizado	
14	Chaveta 6x6 x 15 mm	1	02-01-042	SAE1010	Largo: 15 mm
13	Brida eje de empuje	1	02-01-033	Chapa F24 e:5/8"	
12	Tuerca hex. W1/4" G2	4	STD	Grado 2	
11	Arandela autoblocante dentada 1/4"	4	STD	Zincada	
10	Tornillo hex. W1/4" x 1" G2	4	STD	Grado 2	
9	Ensamble Eje intermedio/brida	1	02-00-006	-	Ver plano de subconjunto
8	Chaveta 6x6 x 45mm	2	02-01-041	SAE1010	Largo: 45 mm
7	Engranaje cónico tensor	2	02-01-037	SAE1020	20 Dientes rectos-Modulo:5
6	Alemite 1/4 BSPT	3	STD	Acero	
5	Ensamble Chapa soporte/Bujes de hierro	1	02-00-006	-	Ver plano de subconjunto
4	Arandela bronce tensor	2	02-01-035	Bronce	
3	Prisionero W3/8" x 5/8"	4	STD	Acero	
2	Collarín tensor acarreador	2	02-01-040	SAE1020 Normalizado	
1	Eje accionamiento tensor	1	02-01-039	SAE1020 Normalizado	

ITEM	DENOMINACIÓN	CANT.	CÓDIGO	MATERIAL	OBSERVACIONES
Observaciones					
Ensamblaje completo		NOMBRE		FECHA	FIRMA
		Dib.		10/2020	
		Rev.			
		Aprob.			
Título: SC. TENSOR ACARREADOR		Cód.: 02-00-006		Maq.: PI1.6M	
Material:		Cant. 2		Esc.: 1:5	
Tabla de tolerancias no especificadas		Formato: A3		Revisión N°: 00	
0,5 hasta 6	±0,1	6 hasta 30	±0,2	30 hasta 120	±0,5
120 hasta 400	±0,8	400 hasta 1000	±1	1000 hasta 2000	±1,5
		2000 hasta 4000	±2		

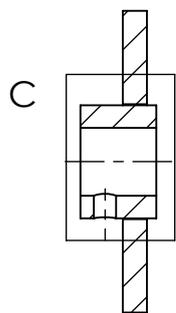
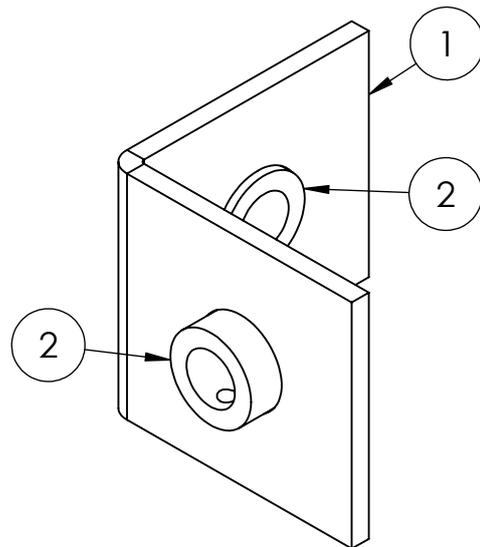
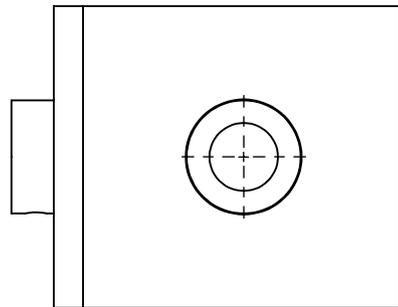
DETALLE D
ESCALA 1 : 3

DETALLE C
ESCALA 1 : 3

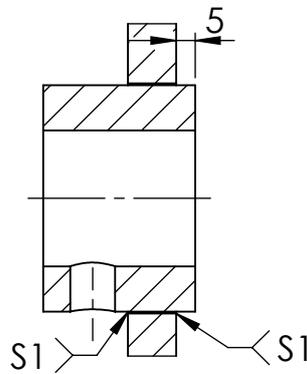
DETALLE E
ESCALA 1 : 3
SECCIÓN A-A

DETALLE B
ESCALA 1 : 3

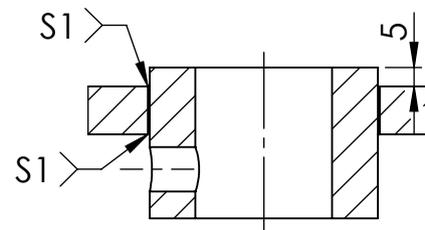
S1	DE FILETE	De a tramos
ITEM	TIPO	OBSERVACIONES
TABLA DE SOLDADURA		



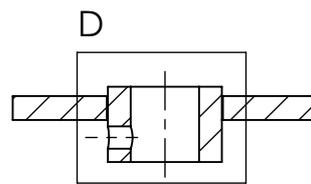
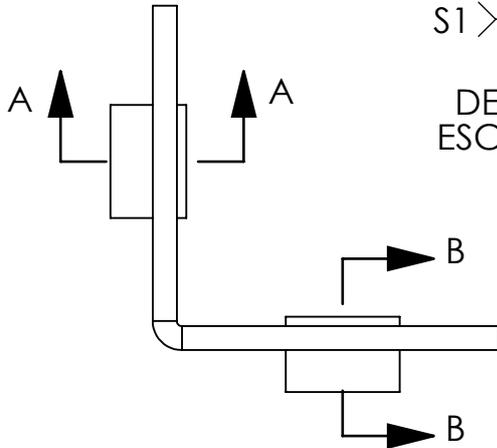
SECCIÓN A-A



DETALLE C
ESCALA 1 : 2



DETALLE D
ESCALA 1 : 2

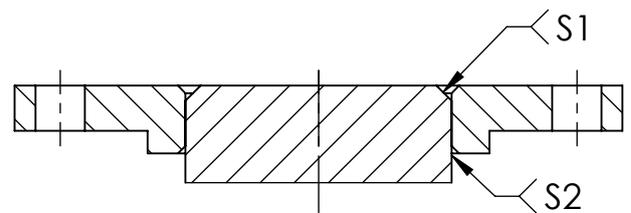
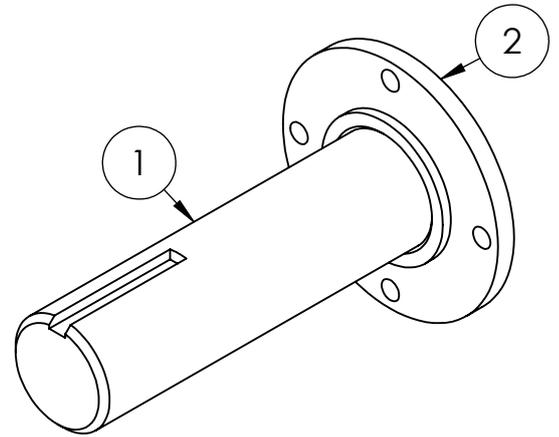
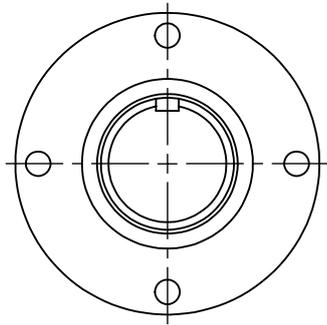


SECCIÓN B-B

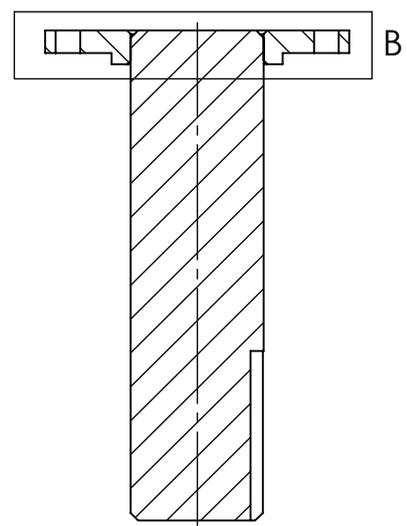
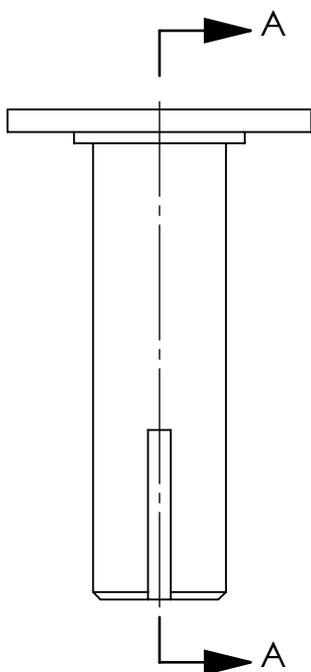
2	Buje de hierro tensor acarreador	2	02-01-036	Redondo acero SAE1020 Normalizado	
1	Chapa soporte tensor acarreador	1	02-01-038	Chapa F24 e:1/2"	
ITEM	DENOMINACIÓN	CANT.	CÓDIGO	MATERIAL	OBSERVACIONES

Observaciones Ensamble Chapa soporte/Bujes de hierro	NOMBRE	FECHA	FIRMA	AGRO CEM	
	Dib.	Malasi Cristian	10/2020		
	Rev.				
	Aprob.			Maq.: PI1.6M	
Tabla de tolerancias no especificadas	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120	Título: SC. TENSOR ACARREADOR	Cód.: 02-00-006
	±0,1	±0,2	±0,5		
120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000	2000 hasta 4000	Material:	Esc.: 1:4
±0,8	±1	±1,5	±2	Cant. 2	Formato: A4
					Revisión Nº: 00

S2	DE FILETE	De a tramos
S1	A TOPE EN V	De a tramos - Pulir para que las superficies queden sin sobresaltos
ITEM	TIPO	OBSERVACIONES
TABLA DE SOLDADURA		



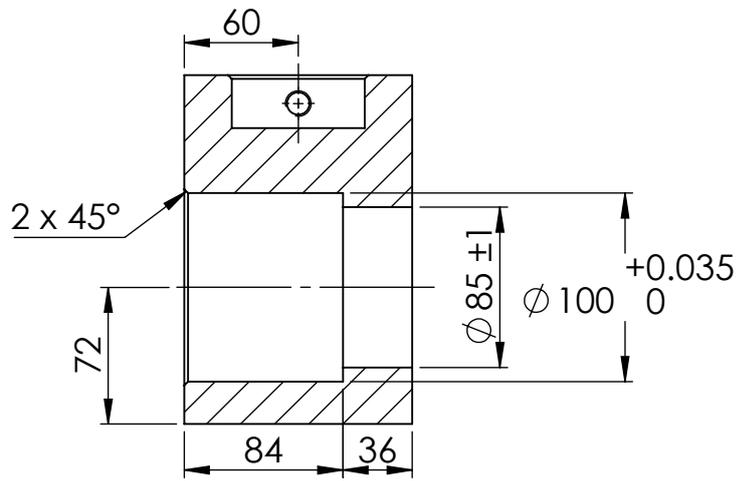
DETALLE B
ESCALA 1 : 1



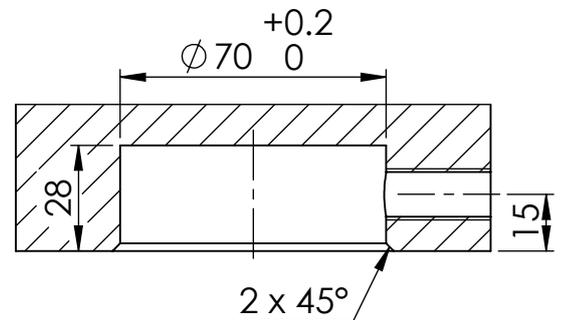
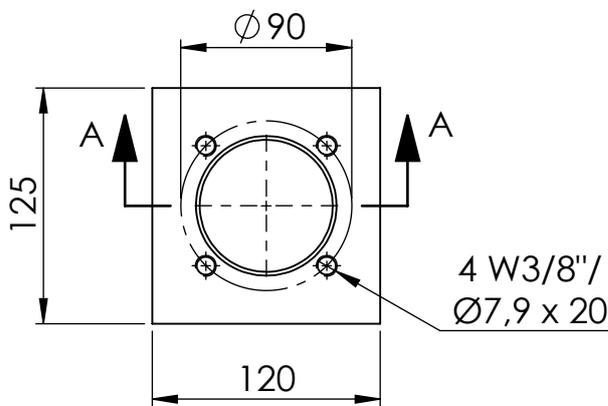
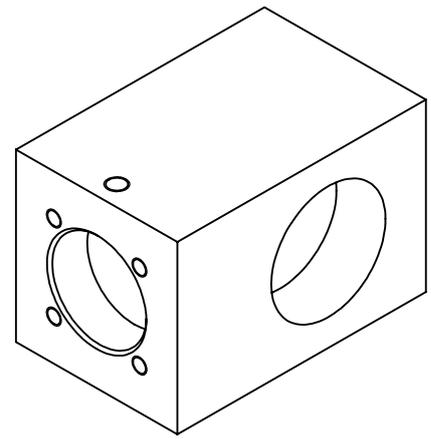
SECCIÓN A-A

2	Brida eje intermedio acarreador	1	02-01-034	Chapa F24 e:3/8"
1	Eje intermedio tensor acarreador	1	02-01-032	Redondo acero SAE1020 Normalizado

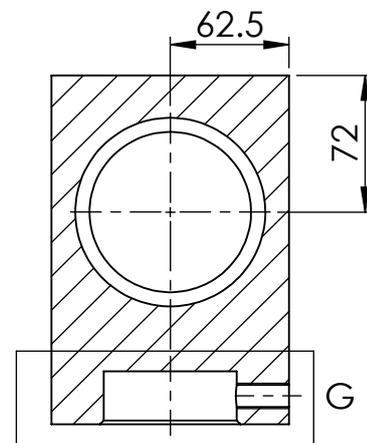
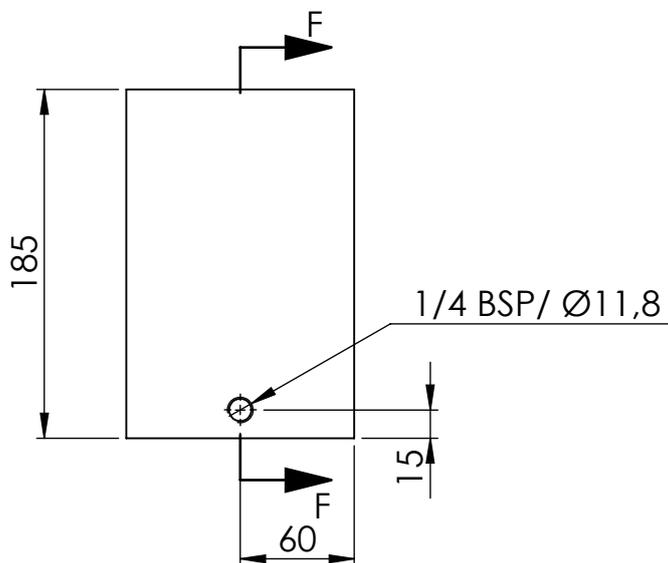
ITEM	DENOMINACIÓN	CANT.	CÓDIGO	MATERIAL	OBSERVACIONES
Observaciones			NOMBRE	FECHA	FIRMA
Ensamble Eje intermedio/Brida eje intermedio	Dib.		Malasisi Cristian	10/2020	
	Rev.				
	Aprob.				
Tabla de tolerancias no especificadas	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120	Título: SC. TENSOR ACARREADOR	
	±0,1	±0,2	±0,5	Cód.: 02-00-006	
120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000	2000 hasta 4000	Material:	Esc.: Norma: Formato: A4
±0,8	±1	±1,5	±2	Cant. 2	Revisión Nº: 00



SECCIÓN A-A

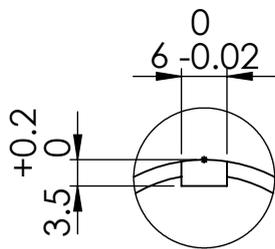
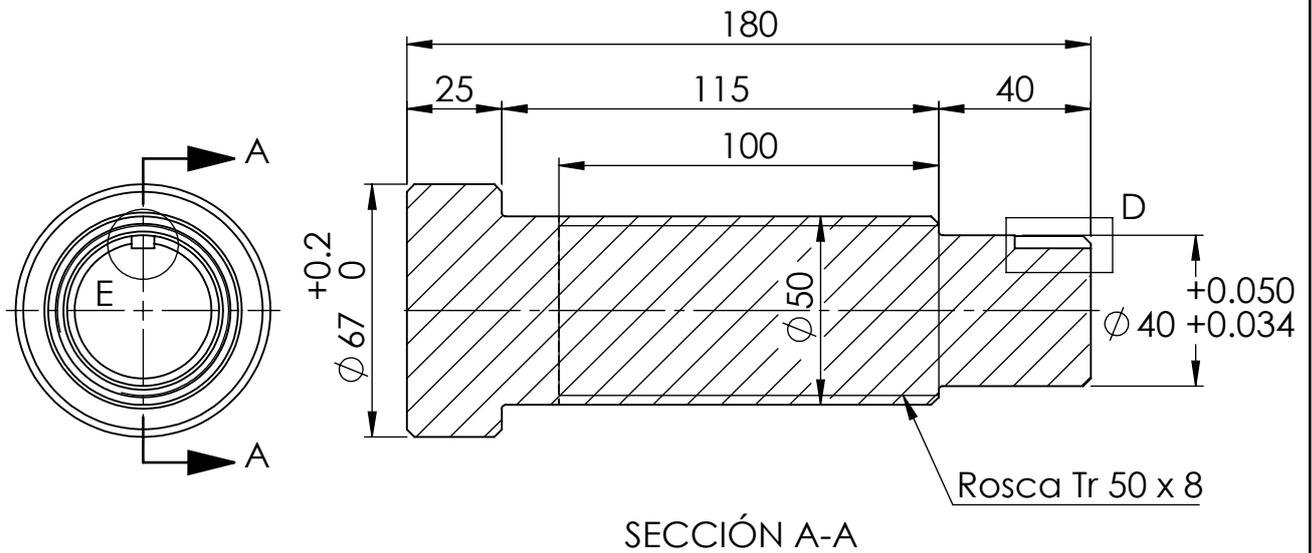


DETALLE G
ESCALA 1 : 2

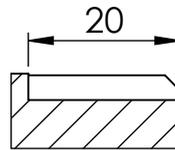


SECCIÓN F-F

Observaciones				NOMBRE	FECHA	FIRMA		
				Dib.	Malasi Cristian	10/2020		
				Rev.				
				Aprob.			Maq.: PI1.6M	
Tabla de tolerancias no especificadas	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120	Título: CUERPO TENSOR ACARREADOR			Cód.: 02-01-004	
	±0,1	±0,2	±0,5				Esc.:	Norma:
	120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000	2000 hasta 4000	Material: Macizo cuadrado SAE1010 125x125mm	Cant. 2	1:4	Revisión Nº: 00
	±0,8	±1	±1,5	±2				

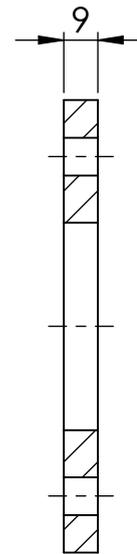
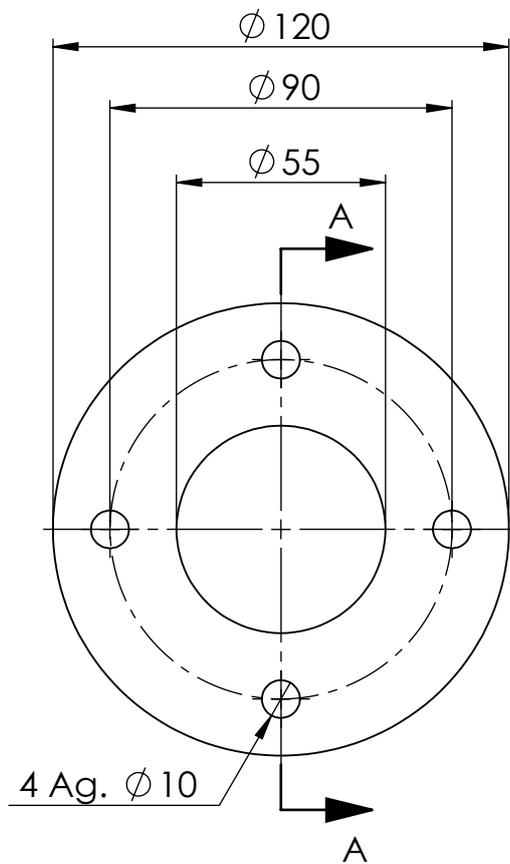


DETALLE E
ESCALA 1 : 1

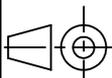


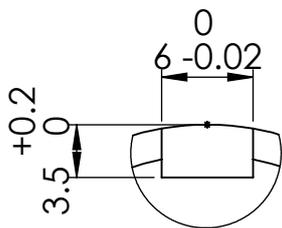
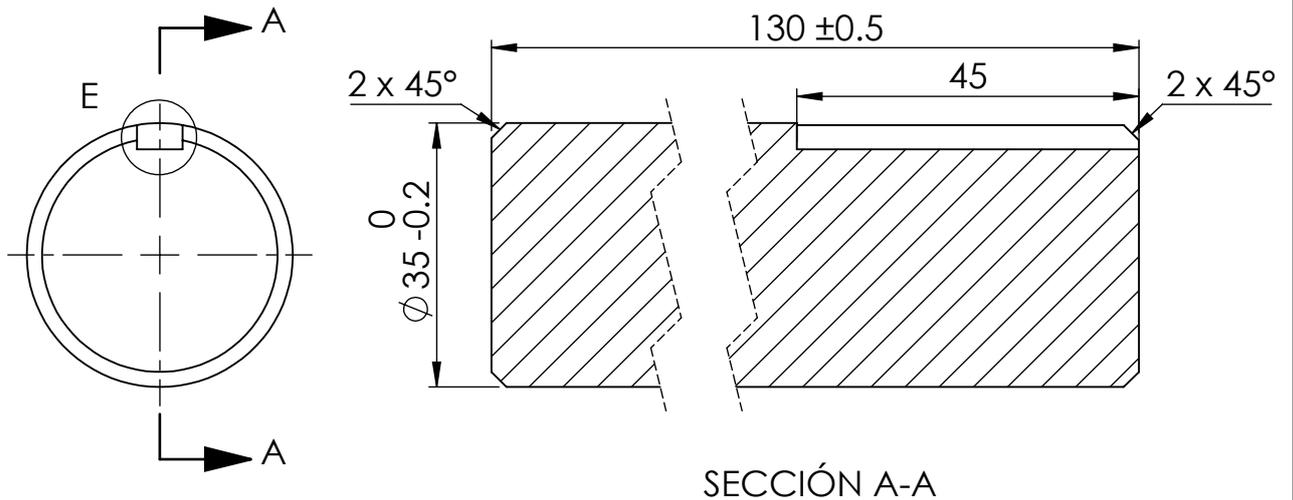
DETALLE D
ESCALA 1 : 1

Observaciones Chafilanes no especificados: 2 x 45° Radios no especificados: 2 mm				NOMBRE	FECHA	FIRMA		
				Dib.	Malasisi Cristian	10/2020		
				Rev.				
				Aprob.			Maq.: PI1.6M	
Tabla de tolerancias no especificadas	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120	Título: EJE DE EMPUJE ACARREADOR			Cód.: 02-01-030	
	±0,1	±0,2	±0,5				Esc.:	Norma:
	120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000	Material: Redondo acero SAE1020 Normalizado			Revisión Nº: 00	
	±0,8	±1	±1,5				±2	Cant. 2



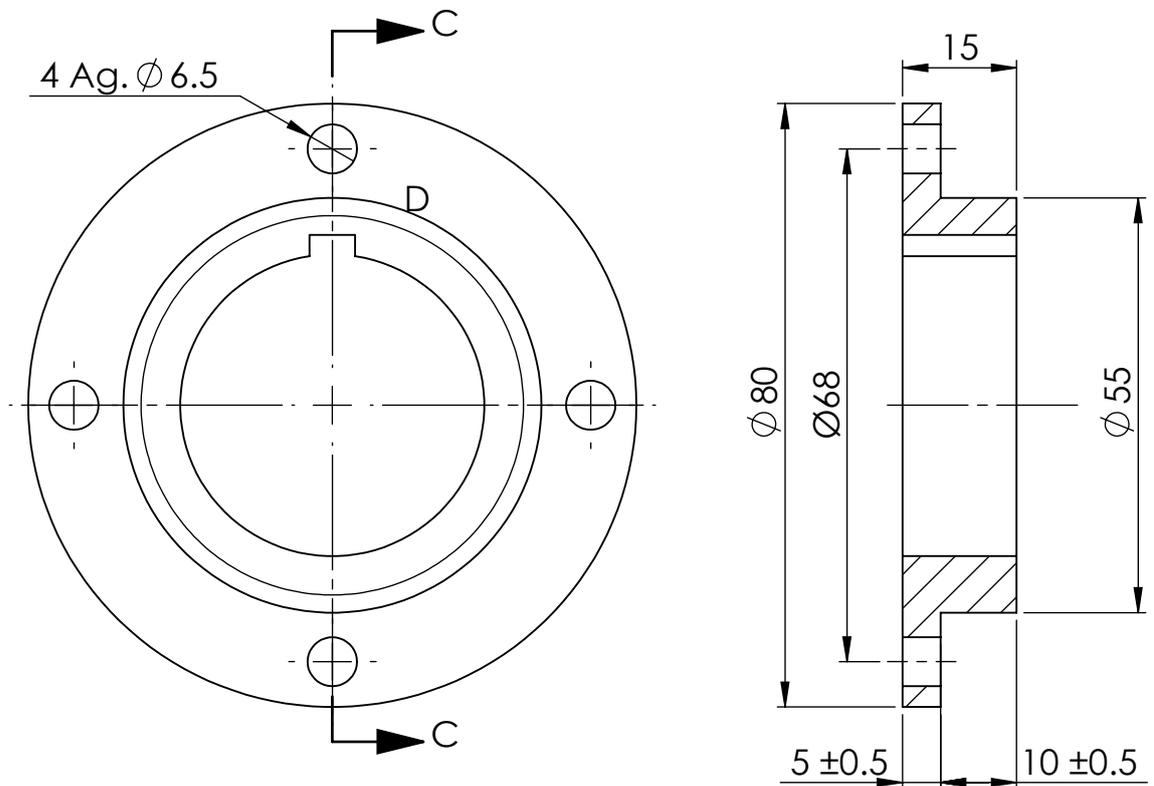
SECCIÓN A-A

Observaciones				NOMBRE	FECHA	FIRMA		
				Dib.	Malasisi Cristian	10/2020		
				Rev.				
				Aprob.			Maq.: PI1.6M	
Tabla de tolerancias no especificadas	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120	Título: TAPA CUERPO TENSOR ACARREADOR			Cód.: 02-01-031	
	$\pm 0,1$	$\pm 0,2$	$\pm 0,5$				Esc.:	Norma:
	120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000	2000 hasta 4000	Material: Chapa F24 e:3/8"	Cant. 2	1:2	
	$\pm 0,8$	± 1	$\pm 1,5$	± 2			Revisión N°: 00	

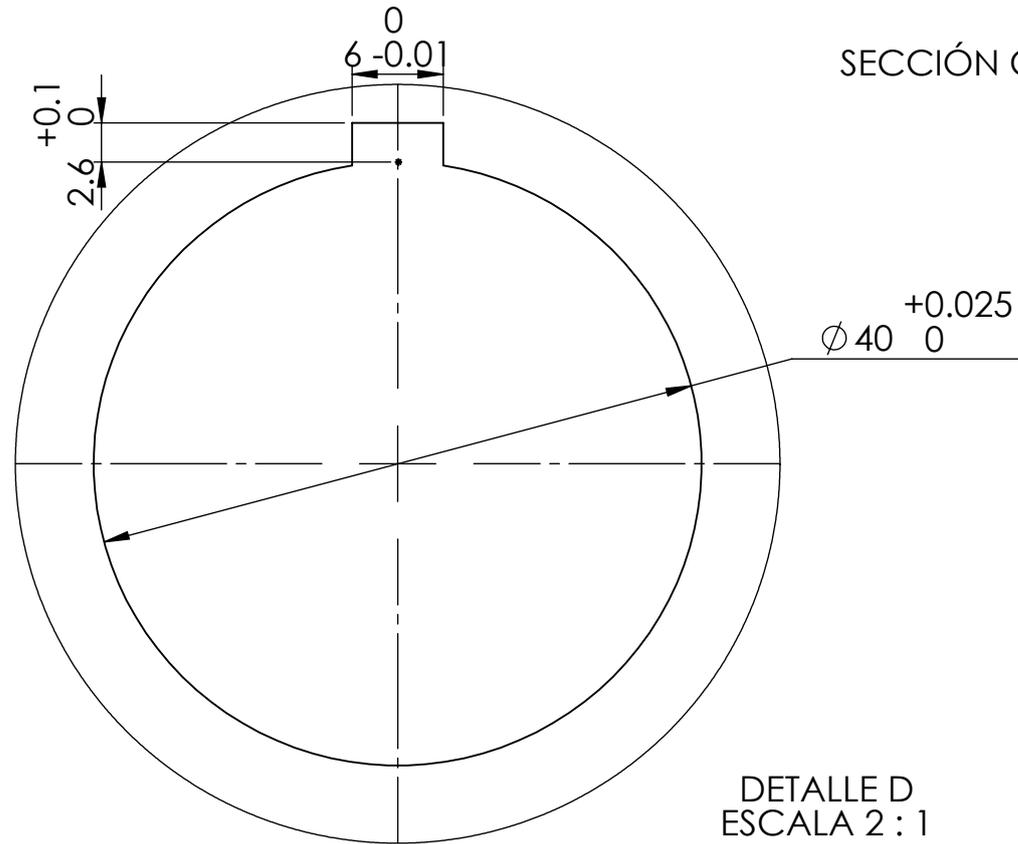


DETALLE E
ESCALA 2 : 1

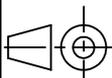
Observaciones				NOMBRE	FECHA	FIRMA		
				Dib.	Malasisi Cristian	10/2020		
				Rev.				
				Aprob.				
				Maq.: PI1.6M				
Tabla de tolerancias no especificadas	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120	Título: EJE INTERMEDIO TENSOR ACARREADOR			Cód.: 02-01-032	
	±0,1	±0,2	±0,5				Esc.:	Norma:
	120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000	2000 hasta 4000	Material: Redondo acero SAE1020 Normalizado	Cant. 2	1:1	
±0,8	±1	±1,5	±2					

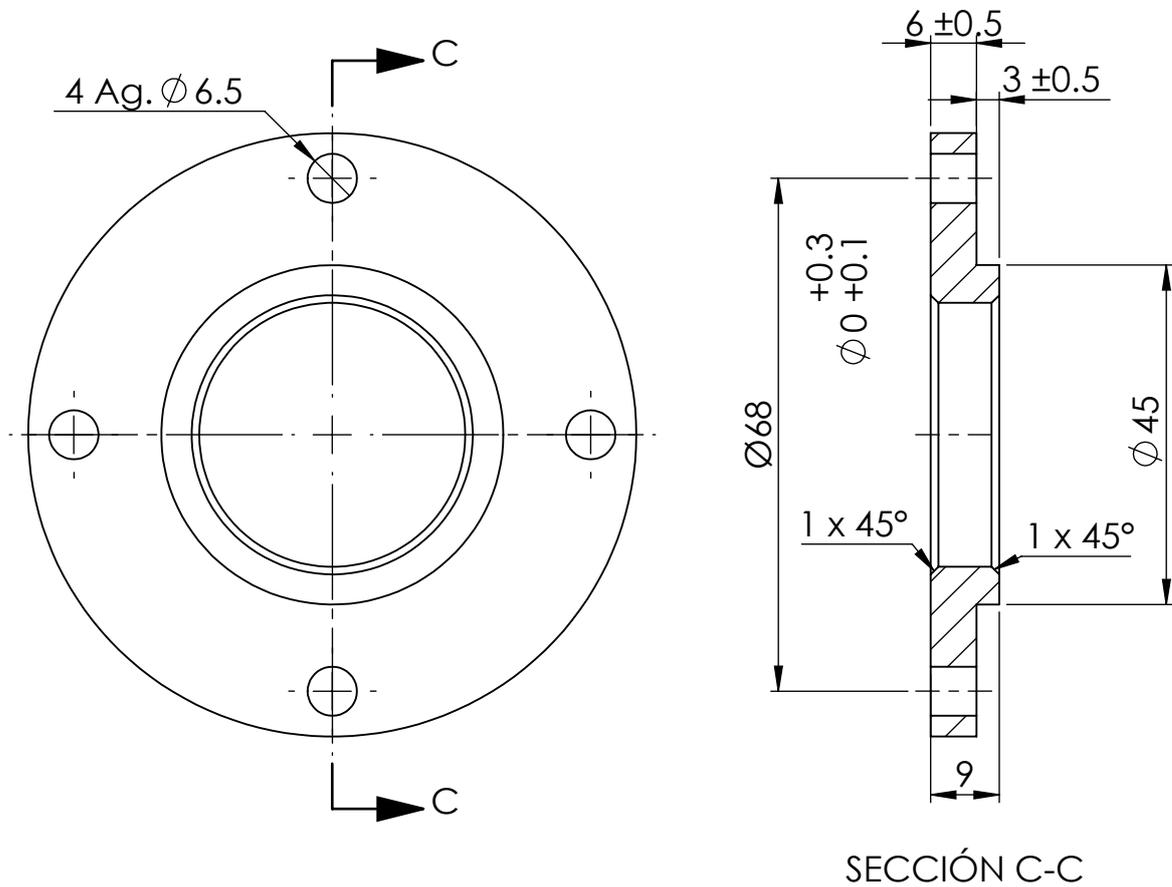


SECCIÓN C-C

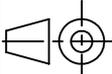


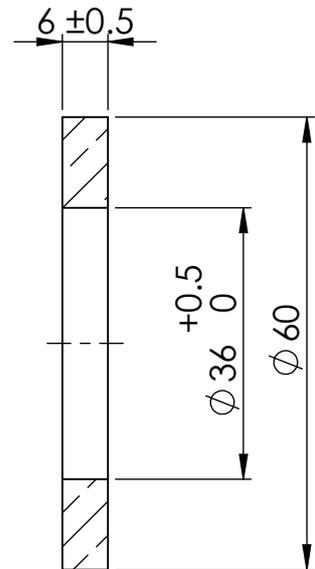
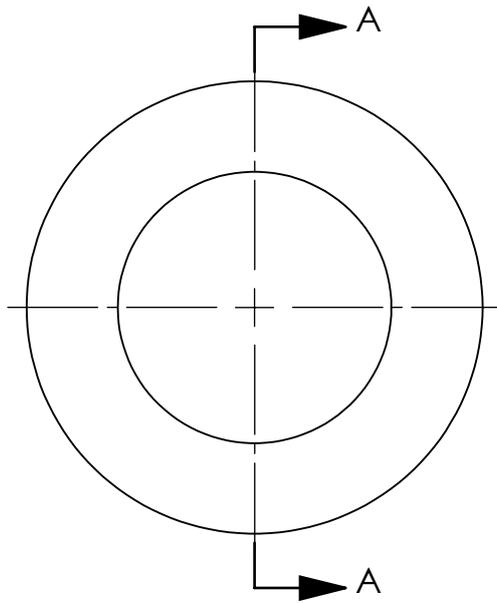
DETALLE D
ESCALA 2 : 1

Observaciones				NOMBRE	FECHA	FIRMA		
				Dib.	Malasisi Cristian	10/2020		
				Rev.				
			Aprob.				Maq.: PI1.6M	
Tabla de tolerancias no especificadas	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120	Título: BRIDA EJE DE EMPUJE			Cód.: 02-01-033	
	±0,1	±0,2	±0,5				Esc.:	Norma:
120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000	2000 hasta 4000	Material: Chapa F24 e:5/8"			Revisión Nº: 00	
±0,8	±1	±1,5	±2	Cant. 2	1:1			



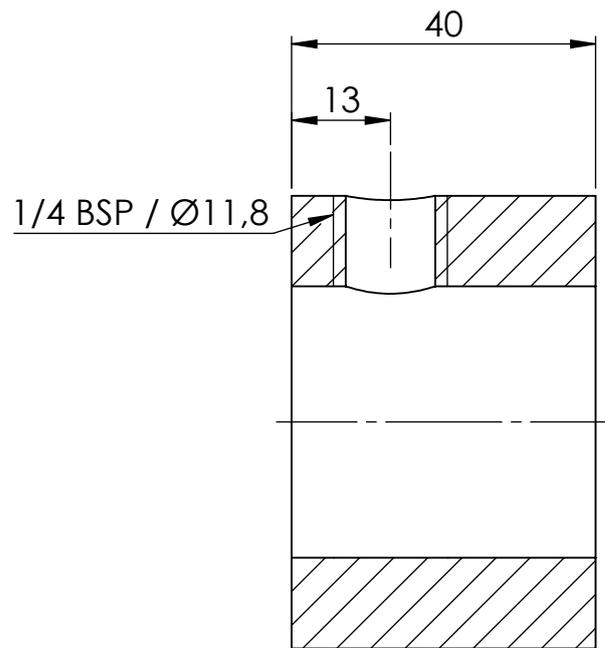
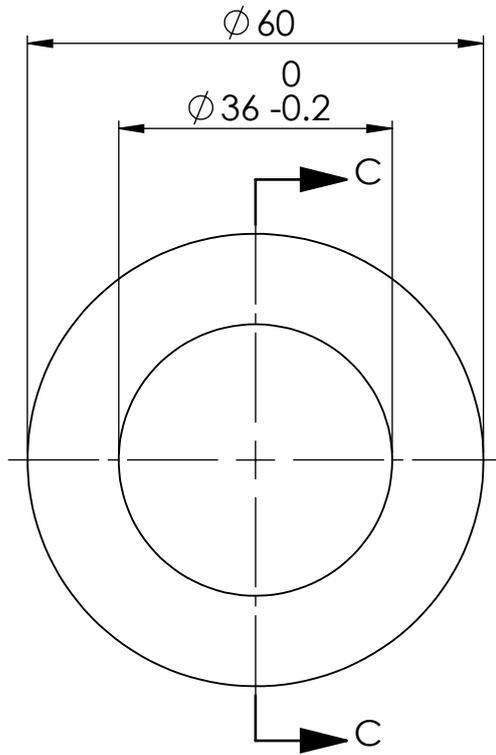
SECCIÓN C-C

Observaciones				NOMBRE	FECHA	FIRMA		
				Dib.	Malasisi Cristian	10/2020		
				Rev.				
				Aprob.			Maq.: PI1.6M	
Tabla de tolerancias no especificadas 120 hasta 400 ±0,8	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120	Título: BRIDA EJE INTERMEDIO ACARREADOR Material: Chapa F24 e:3/8"			Cód.: 02-01-034	
	±0,1	±0,2	±0,5				Esc.:	Norma:
	400 hasta 1000	1000 hasta 2000	2000 hasta 4000	Cant. 2	1:1		Revisión Nº: 00	
	±1	±1,5	±2					

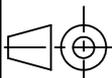


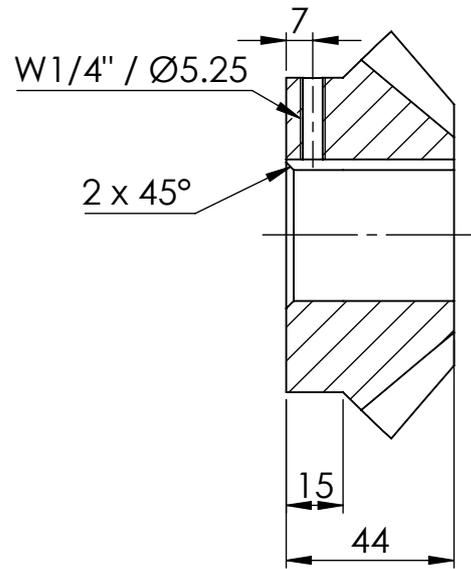
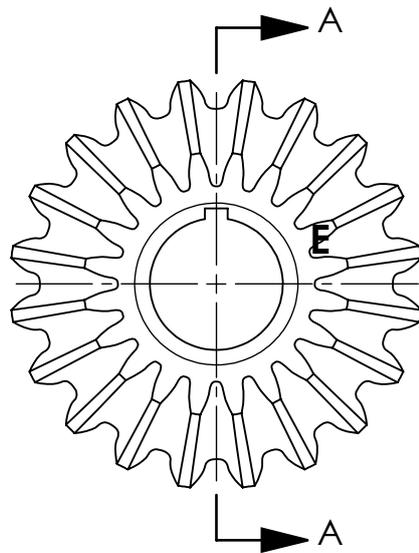
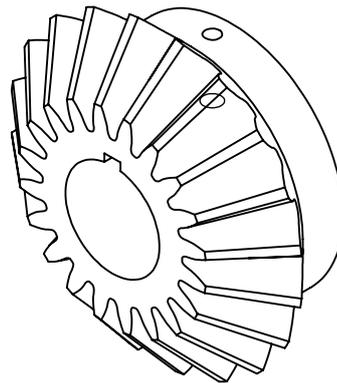
SECCIÓN A-A

Observaciones				NOMBRE	FECHA	FIRMA			
				Dib.	Malasisi Cristian	10/2020			
				Rev.					
				Aprob.					
Tabla de tolerancias no especificadas	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120	Título: ARANDELA BRONCE TENSOR ACARREADOR Material: Redondo Bronce			Cód.: 02-01-035		
	±0,1	±0,2	±0,5				Esc.:	Norma:	Formato: A4
	120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000				2000 hasta 4000	Cant.: 4	1:1
±0,8	±1	±1,5	±2						

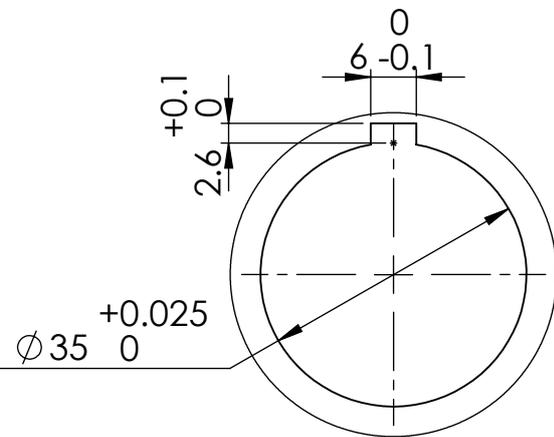


SECCIÓN C-C

Observaciones				NOMBRE	FECHA	FIRMA		
				Dib.	Malasisi Cristian	10/2020		
				Rev.				
				Aprob.				
				Maq.: PI1.6M				
Tabla de tolerancias no especificadas	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120	Título: BUJE DE HIERRO TENSOR ACARREADOR			Cód.: 02-01-036	
	$\pm 0,1$	$\pm 0,2$	$\pm 0,5$				Esc.:	Norma:
	120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000	2000 hasta 4000	Material: Redondo acero SAE1020 Normalizado	Cant. 4	1:1	
$\pm 0,8$	± 1	$\pm 1,5$	± 2				Revisión N°: 00	

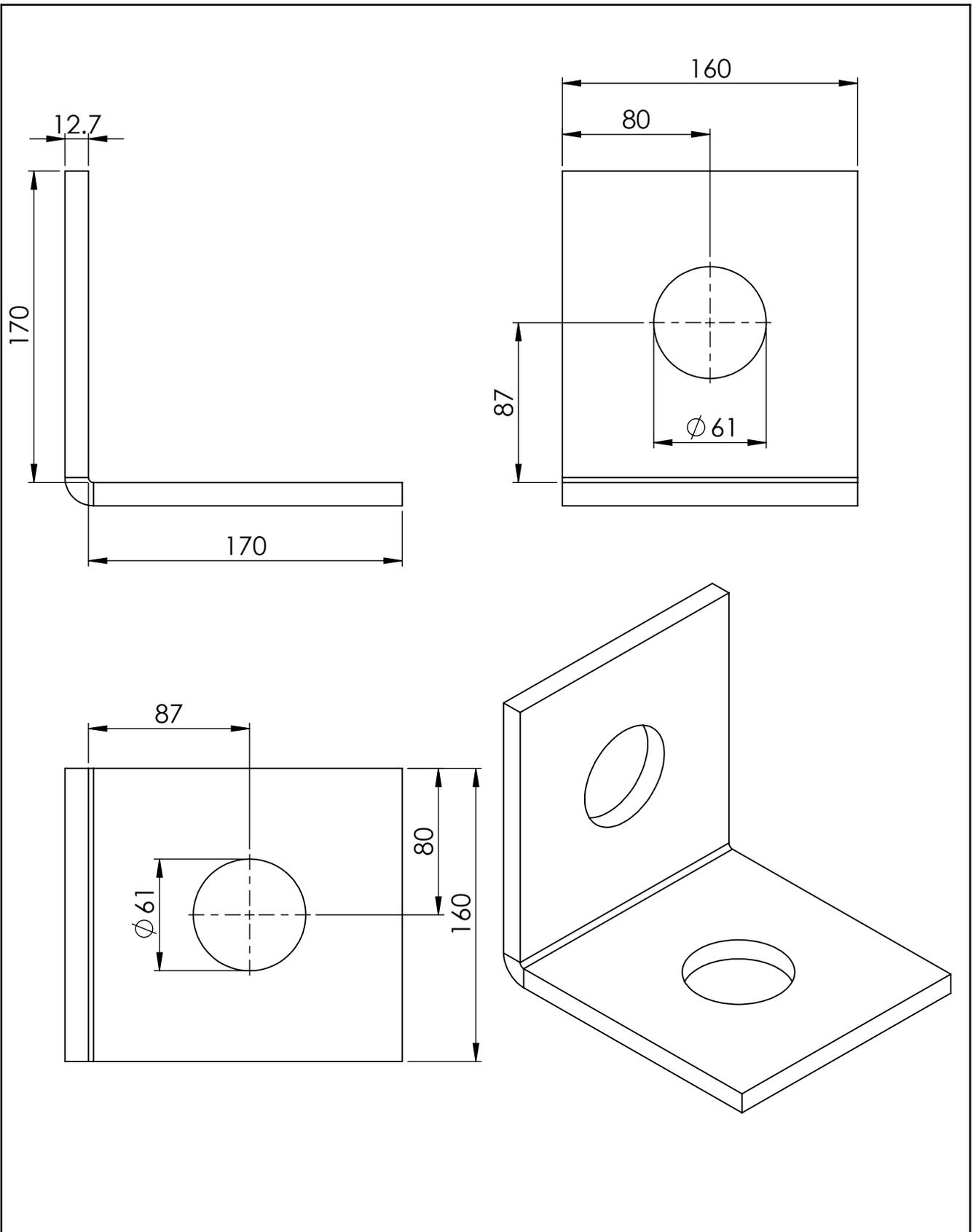


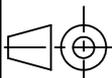
SECCIÓN A-A

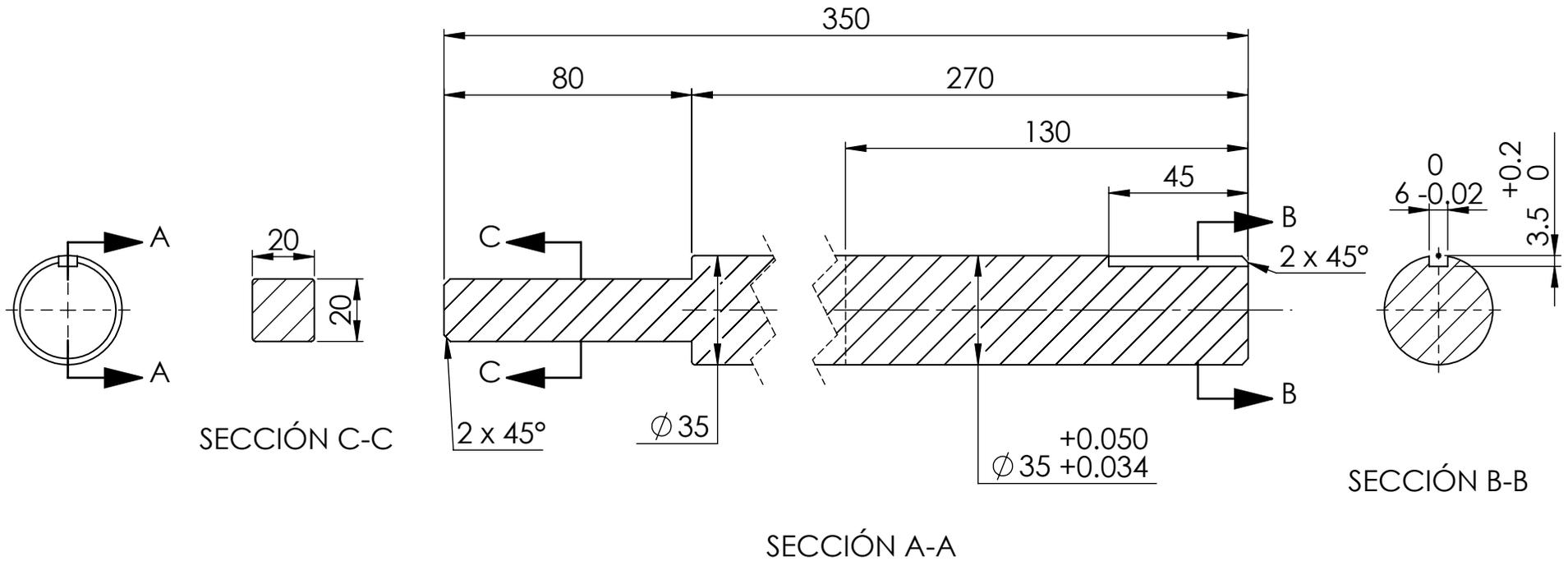


DETALLE E
ESCALA 1 : 1

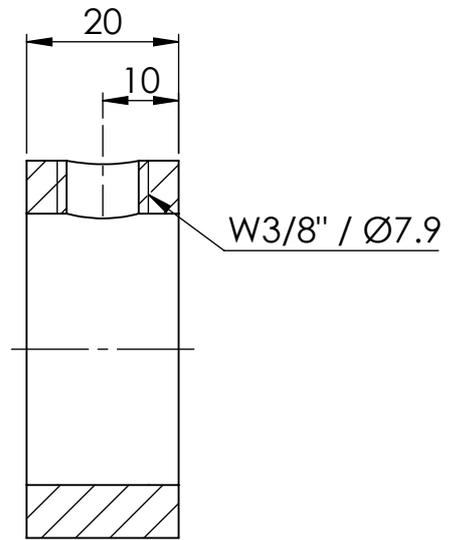
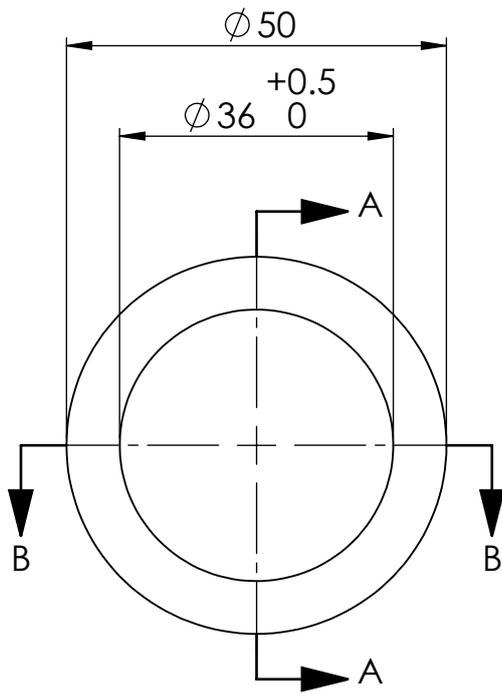
Observaciones 20 dientes rectos Módulo: 5				NOMBRE	FECHA	FIRMA	
	Dib.			Malasisi Cristian	10/2020		
	Rev.						
Aprob.							Maq.: PI1.6M
Tabla de tolerancias no especificadas	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120	Título: ENGRANAJE CÓNICO TENSOR ACARREADOR			Cód.: 02-01-037
	±0,1	±0,2	±0,5				Esc.:
120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000	2000 hasta 4000	Material: Acero SAE1020		Cant. 4	1:2
±0,8	±1	±1,5	±2				Revisión Nº: 00



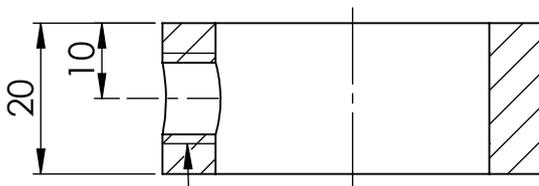
Observaciones				NOMBRE	FECHA	FIRMA	 Maq.: PI1.6M													
				Dib.	Malasisi Cristian	10/2020														
				Rev.																
				Aprob.																
Tabla de tolerancias no especificadas <table border="1"> <tr> <td>0,5 hasta 6</td> <td>6 hasta 30</td> <td>30 hasta 120</td> </tr> <tr> <td>±0,1</td> <td>±0,2</td> <td>±0,5</td> </tr> <tr> <td>120 hasta 400</td> <td>400 hasta 1000</td> <td>1000 hasta 2000</td> </tr> <tr> <td>±0,8</td> <td>±1</td> <td>±1,5</td> </tr> </table>	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120	±0,1	±0,2	±0,5	120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000	±0,8	±1	±1,5	Título: CHAPA SOPORTE TENSOR ACARREADOR			Cód.: 02-01-038		Esc.:	Norma:	Formato: A4
	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120																	
	±0,1	±0,2	±0,5																	
	120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000																	
±0,8	±1	±1,5																		
Material: Chapa F24 e:1/2"			Cant. 2	1:3		Revisión Nº: 00														



Observaciones				NOMBRE	FECHA	FIRMA		
				Dib.	Malasisi Cristian	10/2020		
				Rev.				
				Aprob.				
Tabla de tolerancias no especificadas	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120	Título: EJE ACCIONAMIENTO TENSOR ACARREADOR			Cód.: 02-01-039	
	±0,1	±0,2	±0,5	Material: Redondo acero SAE1020 Normalizado			Esc.: 1:2	
	120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000	2000 hasta 4000	Cant. 2		Formato: A4	
	±0,8	±1	±1,5	±2			Revisión N°: 00	



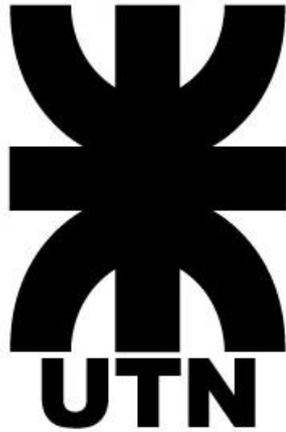
SECCIÓN A-A



$W3/8'' / \varnothing 7.9$

SECCIÓN B-B

Observaciones				NOMBRE	FECHA	FIRMA		
				Dib.	Malasisi Cristian	10/2020		
				Rev.				
				Aprob.			Maq.: PI1.6M	
Tabla de tolerancias no especificadas	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120	Título: COLLARIN TENSOR ACARREADOR			Cód.: 02-01-040	
	$\pm 0,1$	$\pm 0,2$	$\pm 0,5$				Esc.:	Norma:
	120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000	Material: Redondo acero SAE1020 Normalizado			Revisión N°: 00	
	$\pm 0,8$	± 1	$\pm 1,5$				Cant. 4	1:1



INGENIERÍA MECÁNICA
PROYECTO FINAL

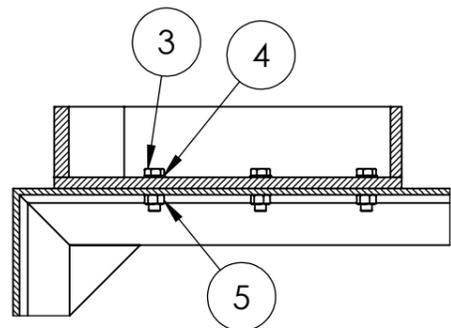
PICADORA INTEGRAL DE FORRAJES

PLANIMETRÍA: CJ. CHASIS.

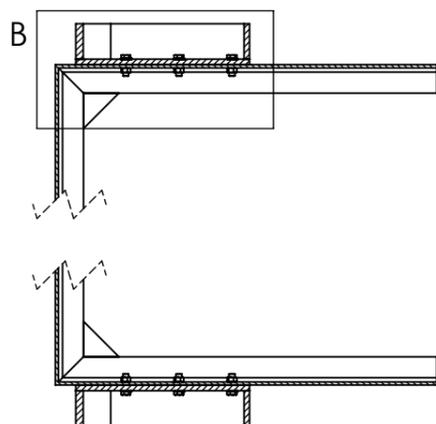
COD.: 03-00-000



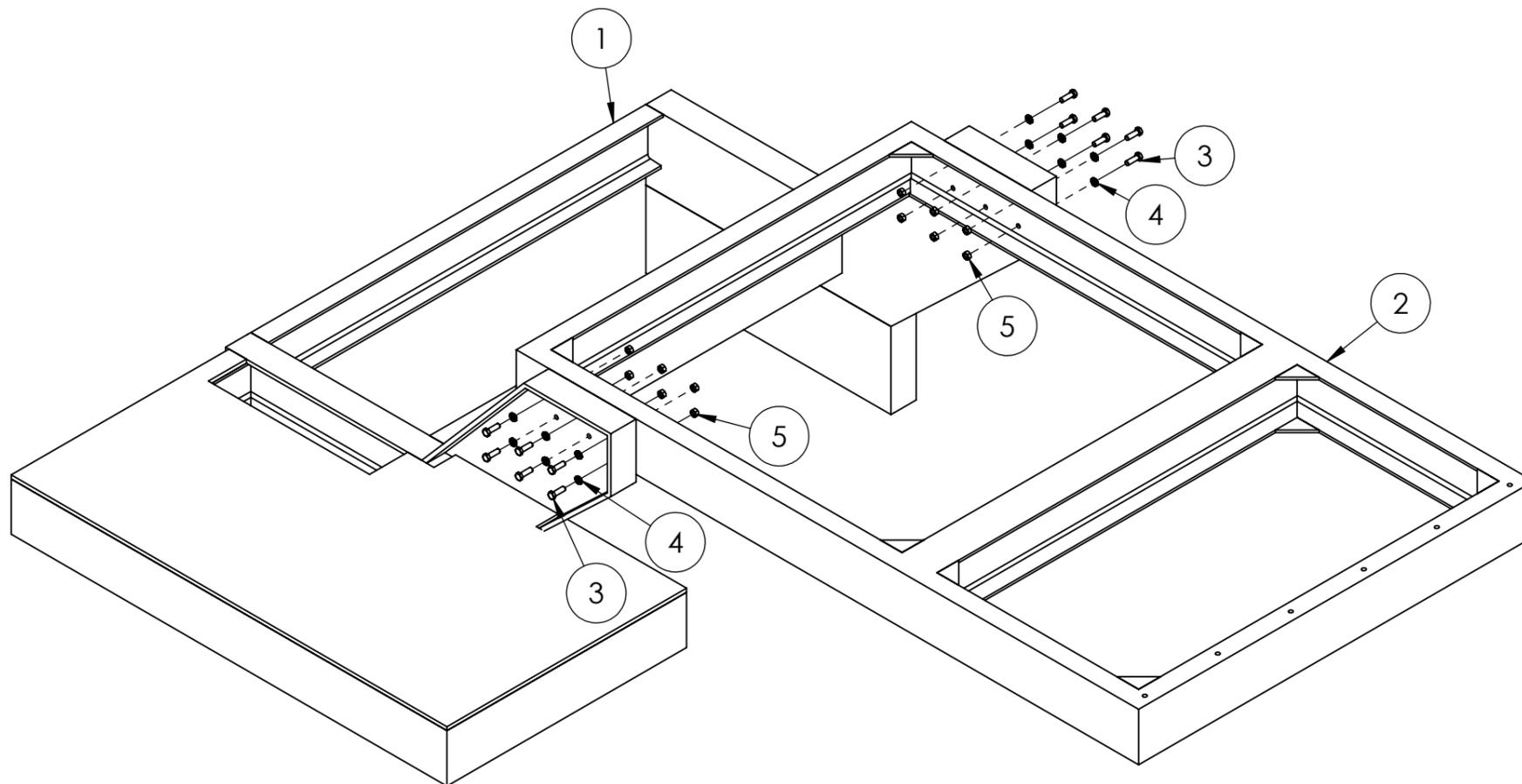
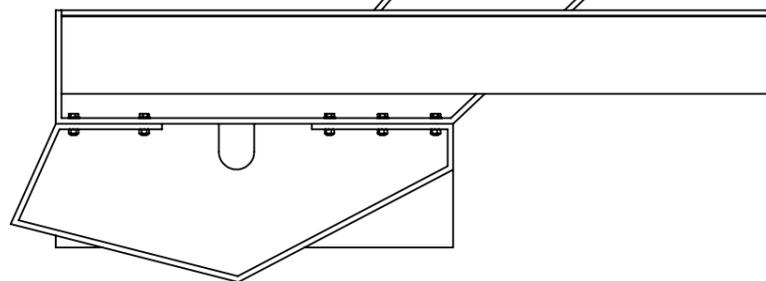
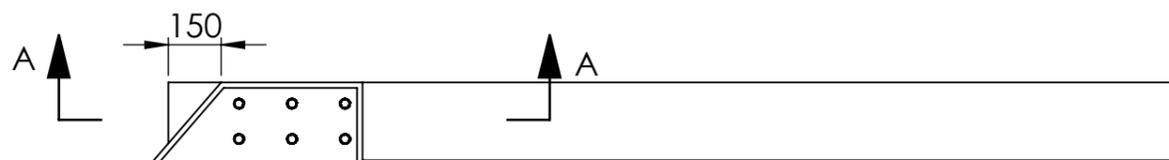
Alumno:
CRISTIAN MALASISI



DETALLE B
ESCALA 1 : 10



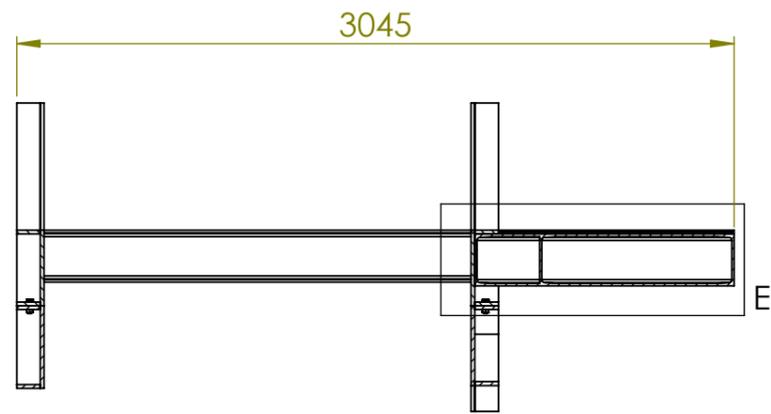
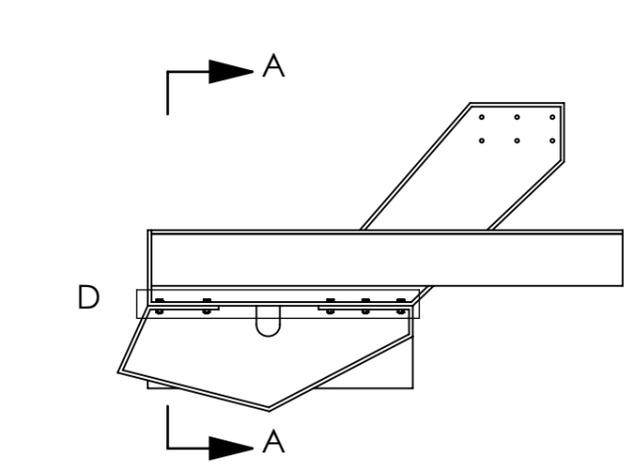
SECCIÓN A-A



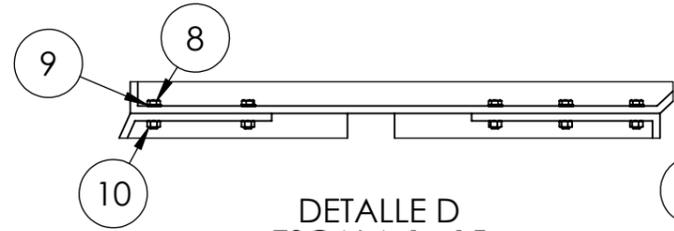
ITEM	DENOMINACIÓN	CANT.	CÓDIGO	MATERIAL	OBSERVACIONES
5	Tuerca hexagonal W5/8 G5	12	STD	Grado 5	
4	Arandela autoblocante dentada 5/8"	12	STD	Zincada	
3	Tornillo hexagonal W5/8" x 2" G5	12	STD	Grado 5	
2	Sc. Estructura principal chasis	1	03-00-003		
1	Sc. Parte delantera chasis	1	03-00-001		

Observaciones	NOMBRE		FECHA	FIRMA	 Maq.: PI1.6M
	Dib.		Malasi Cristian	06/2020	
	Rev.				
	Aprob.				
Título: CJ. CHASIS		Cód.: 03-00-000			
Material:		Cant. 1		Esc.: 1:20	
Norma: 		Formato: A3		Revisión N°: 00	

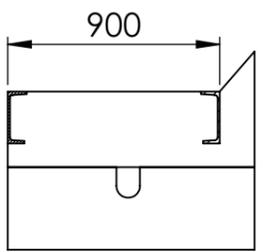
Tabla de tolerancias no especificadas	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120
	±0,1	±0,2	±0,5
	120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000
	±0,8	±1	±1,5
		2000 hasta 4000	±2



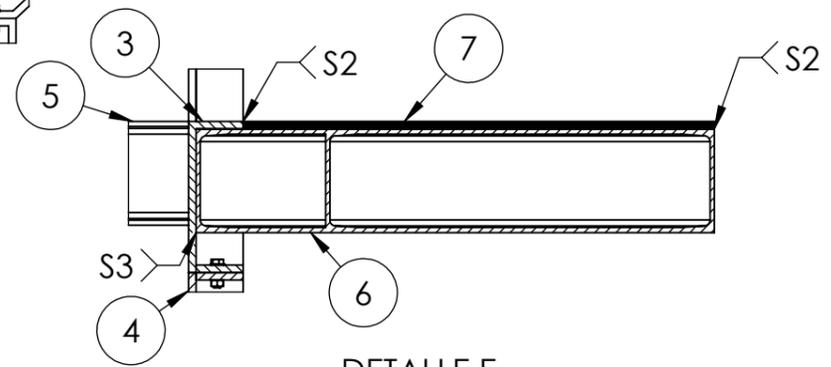
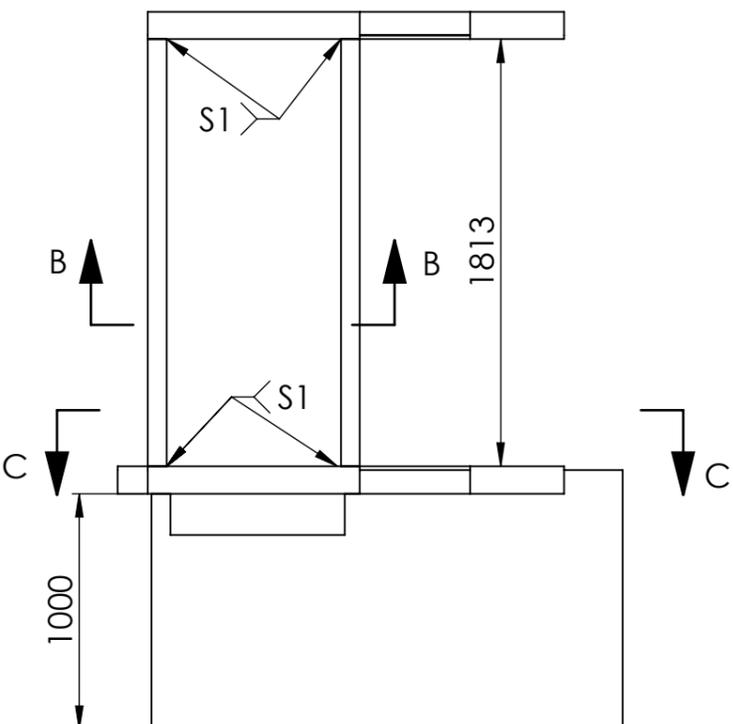
SECCIÓN A-A



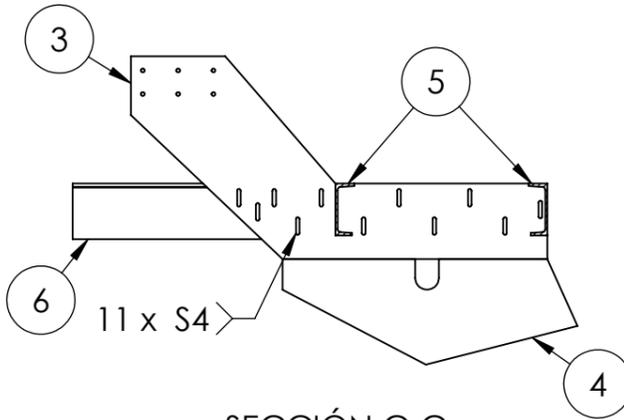
DETALLE D
ESCALA 1 : 15



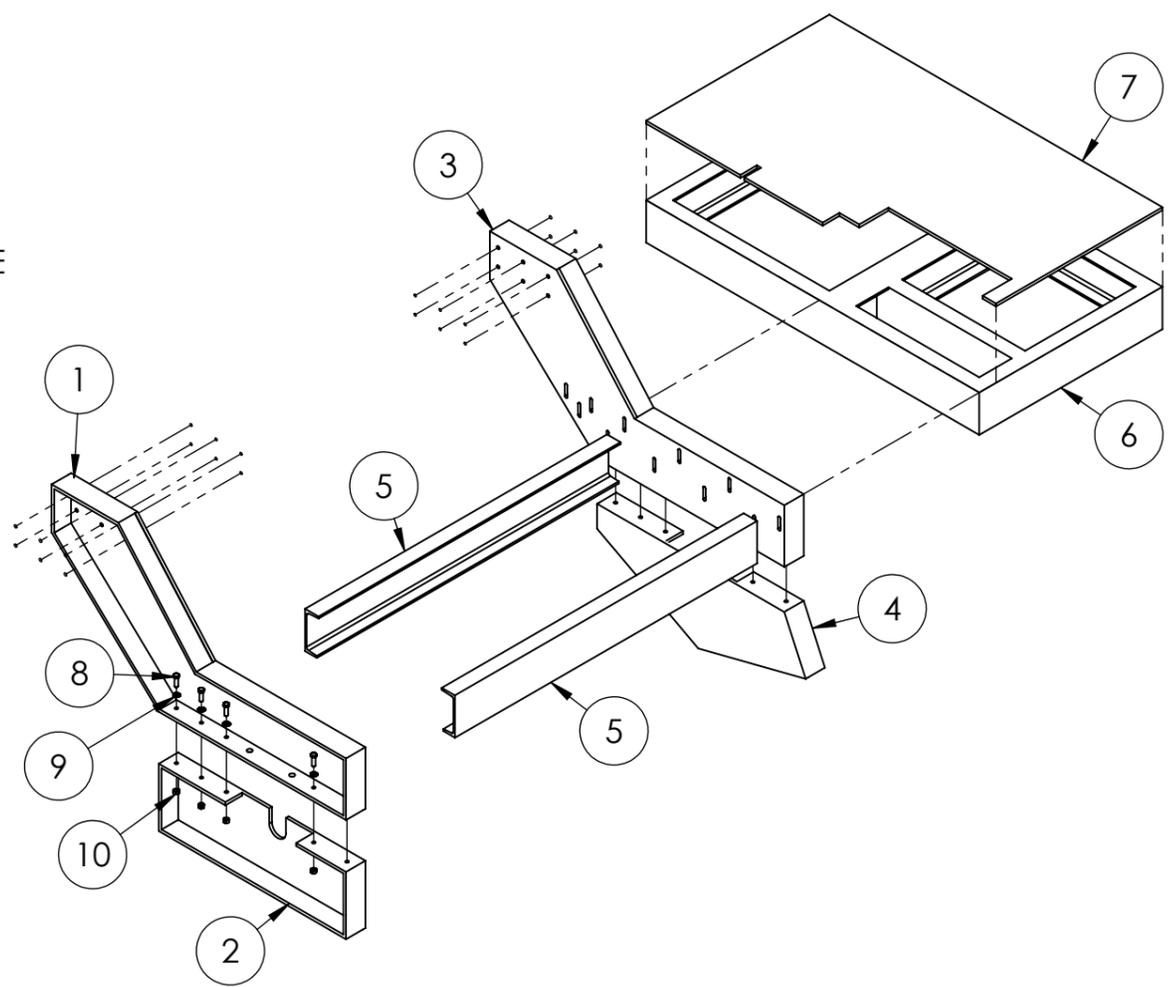
SECCIÓN B-B



DETALLE E
ESCALA 1 : 15



SECCIÓN C-C
DETALLE DE SOLDADURA DE
LA ESTRUCTURA SECUNDARIA



ITEM	TIPO	OBSERVACIONES
S4	DE TAPÓN	Pieza n°6 con n°3
S3	A TOPE	Pieza n°6 con n°3
S2	A TOPE	Pieza n°7 con n°3 y n°6
S1	A TOPE	Piezas n°5 con n°1 y n°3

TABLA DE SOLDADURA

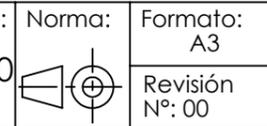
10	Tuerca hexagonal W5/8" G5	10	STD	Grado 5	
9	Arandela autoblocante dentada 5/8"	10	STD	Zincada	
8	Tornillo hexagonal W5/8" x 2" G5	10	STD	Grado 5	
7	Piso de estructura secundaria chasis	1	03-01-006	Chapa F36 e: 5/8"	
6	Sc. Estructura secundaria chasis	1	03-00-002	-	
5	Perfil UPN 220 x 1813 mm	2	03-01-005	UPN 220	Largo: 1813 mm
4	Inferior ala izquierda chasis	1	03-01-003	Chapa F36 e: 5/8"	
3	Ala izquierda chasis	1	03-01-002	Chapa F36 e: 5/8"	
2	Inferior ala derecha chasis	1	03-01-004	Chapa F36 e: 5/8"	
1	Ala derecha chasis	1	03-01-001	Chapa F36 e: 5/8"	

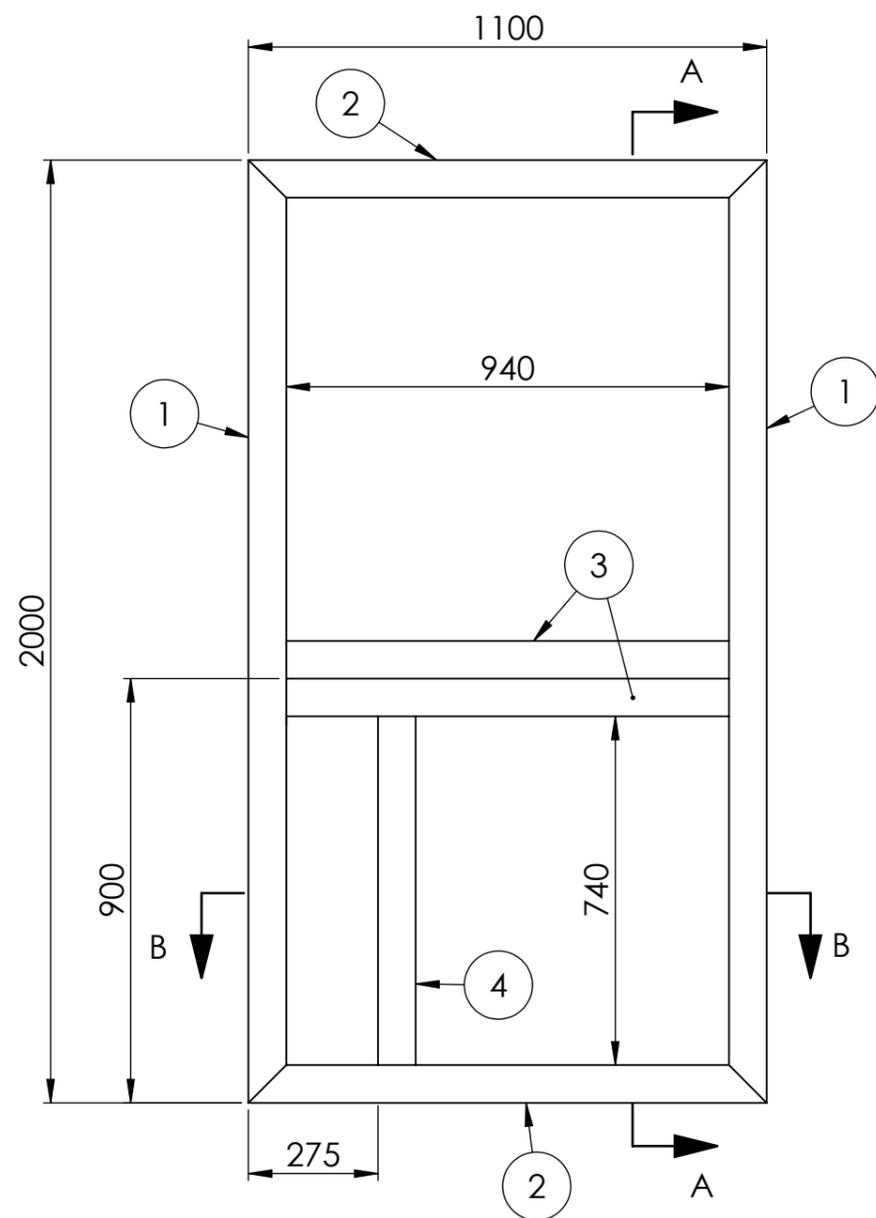
ITEM	DENOMINACIÓN	CANT.	CÓDIGO	MATERIAL	OBSERVACIONES
Observaciones					
		NOMBRE		FECHA	FIRMA
		Dib.		Malasi Cristian	06/2020
		Rev.			
		Aprob.			
Título: SC. PARTE DELANTERA CHASIS					
Material:					
				Cant.: 1	1:30
			Esc.:	Norma:	Formato: A3
			Revisión N°: 00		

**AGRO
CEM**

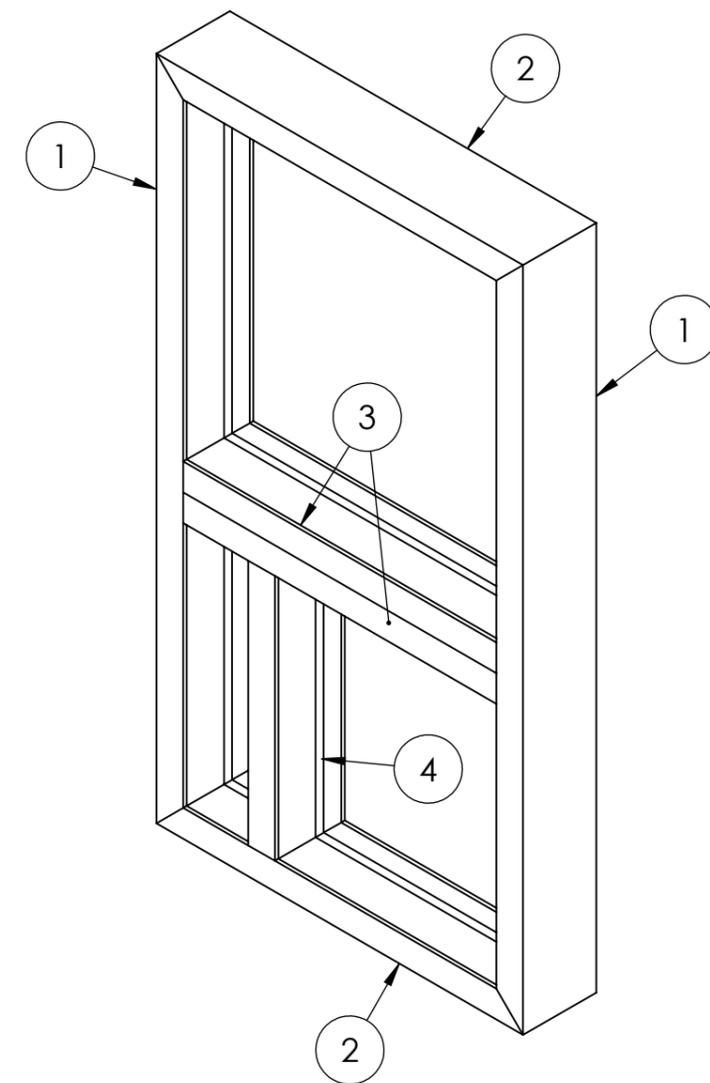
Maq.: PI1.6M

Cód.: 03-00-001





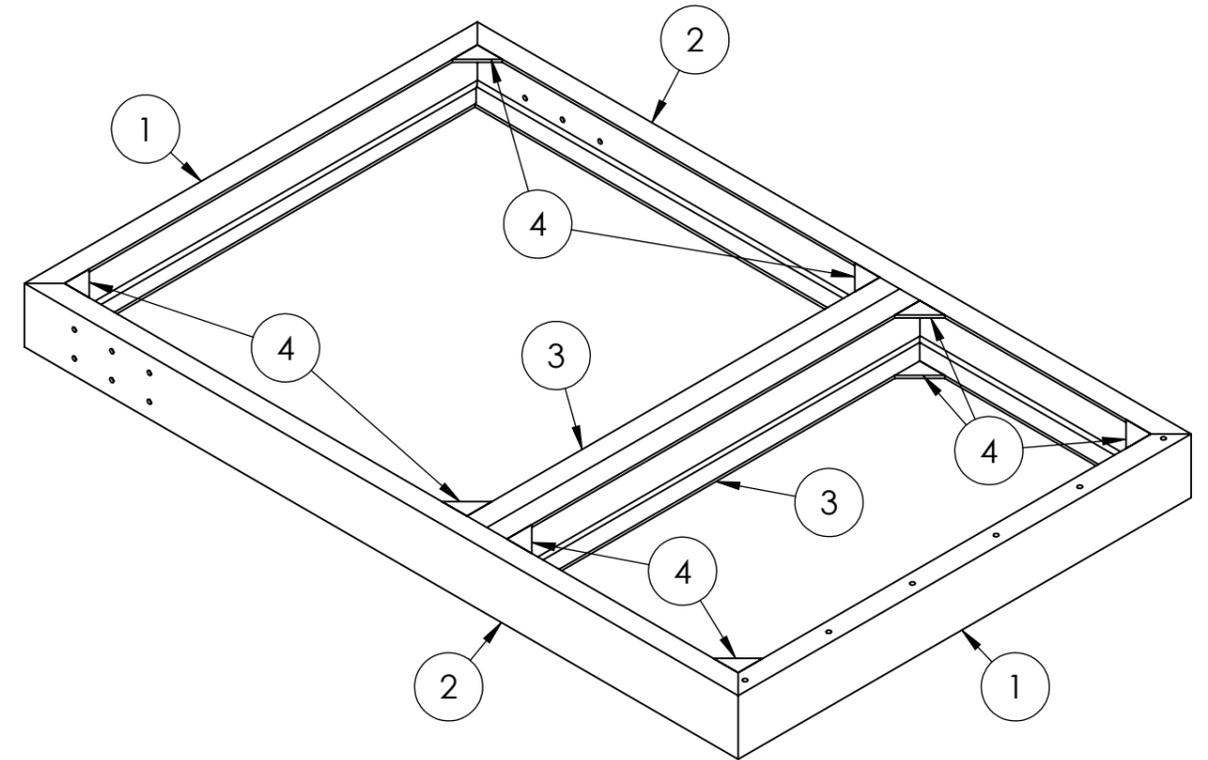
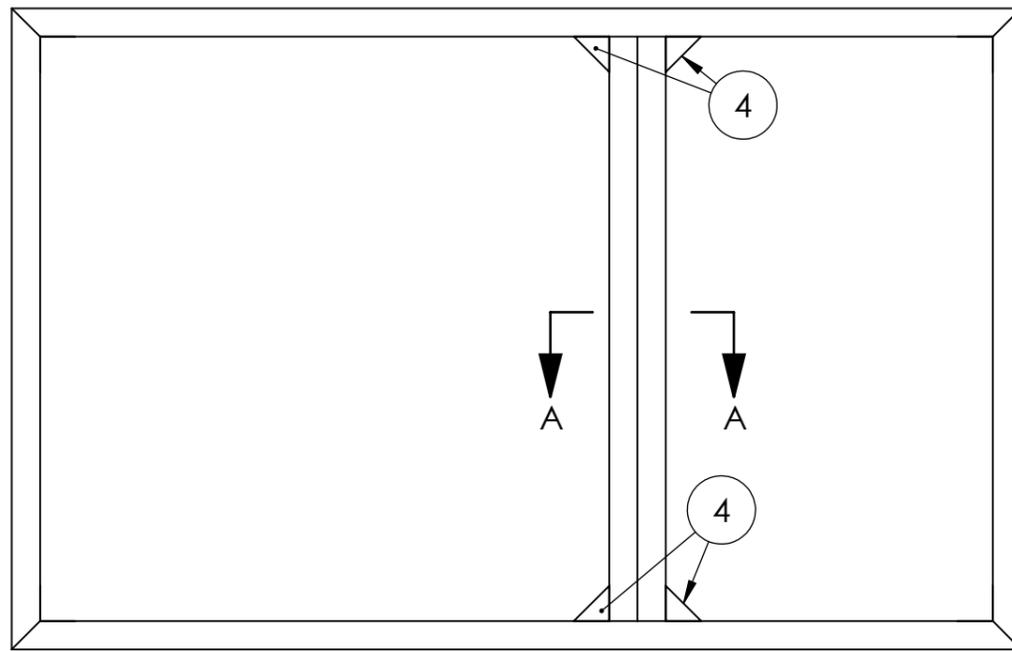
SECCIÓN A-A



SECCIÓN B-B

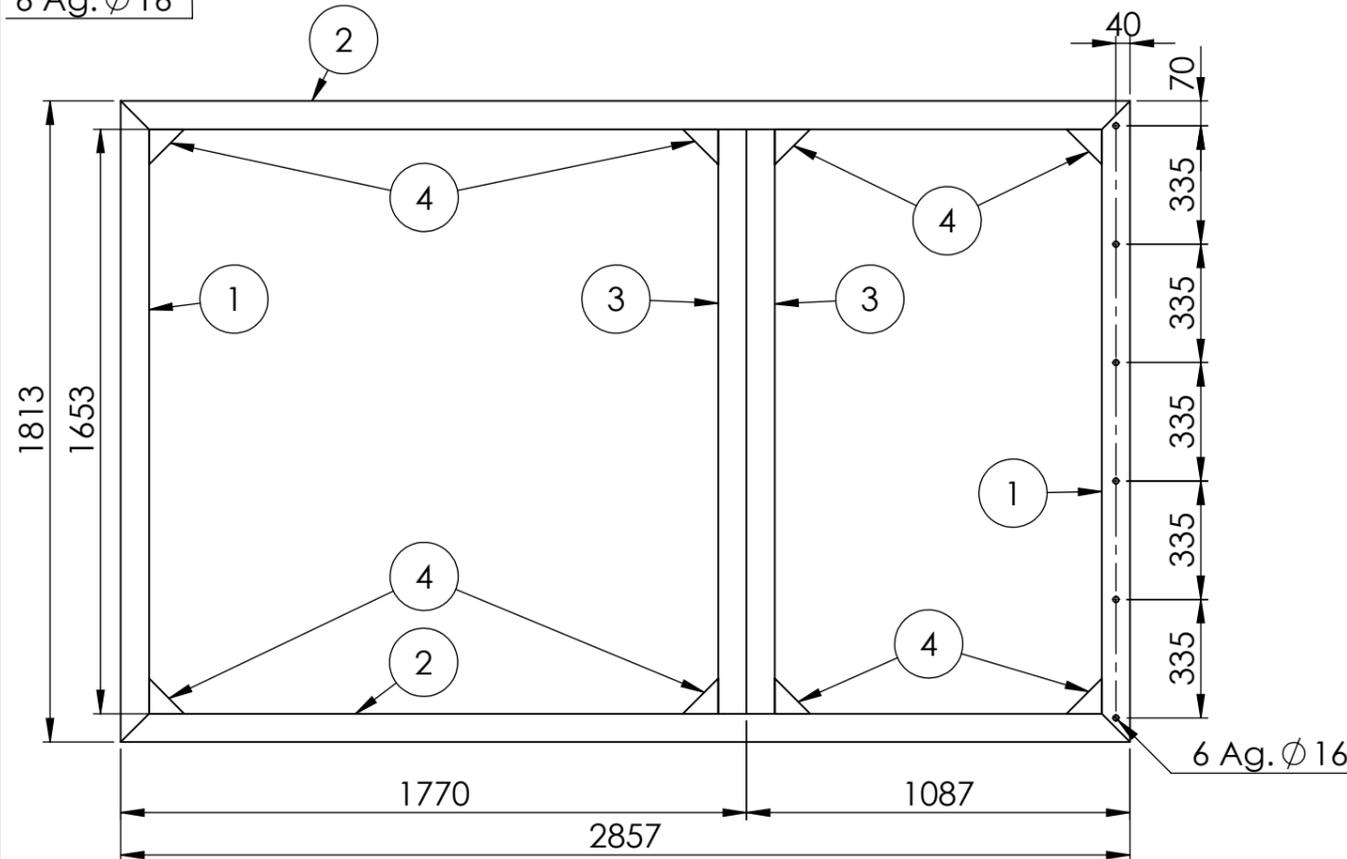
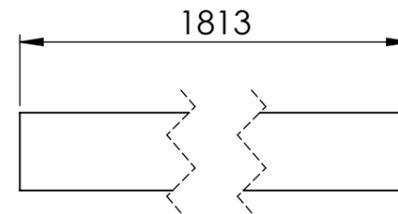
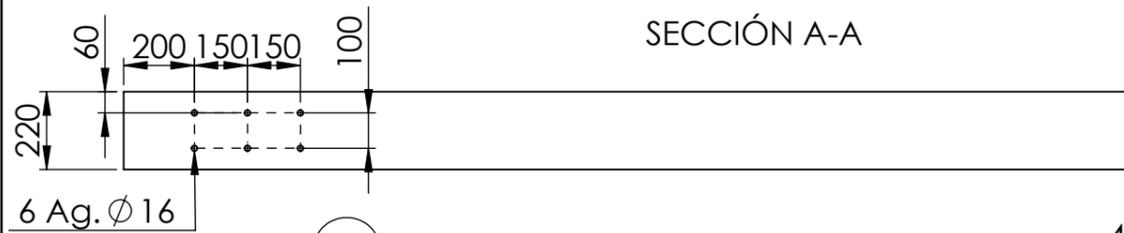
4	Perfil UPN220 x 740 mm	1	03-01-010	UPN 220	Largo: 740 mm
3	Perfil UPN220 x 940 mm	2	03-01-009	UPN 220	Largo: 940 mm
2	Perfil UPN220 x 1100 mm	2	03-01-008	UPN 220	Largo: 1100 mm
1	Perfil UPN220 x 2000 mm	2	03-01-007	UPN 220	Largo: 2000 mm

ITEM	DENOMINACIÓN	CANT.	CÓDIGO	MATERIAL	OBSERVACIONES
Observaciones					AGRO CEM Maq.: PI1.6M
Dib.	Malasi Cristian	06/2020			
Rev.					
Aprob.					
Tabla de tolerancias no especificadas	0,5 hasta 6 ±0,1	6 hasta 30 ±0,2	30 hasta 120 ±0,5	Título: SC. ESTRUCTURA SECUNDARIA CHASIS Cód.: 03-00-002 Esc.: 1:15	
120 hasta 400 ±0,8	400 hasta 1000 ±1	1000 hasta 2000 ±1,5	2000 hasta 4000 ±2	Material:	Cant. 1 Norma: Formato: A3 Revisión N°: 00

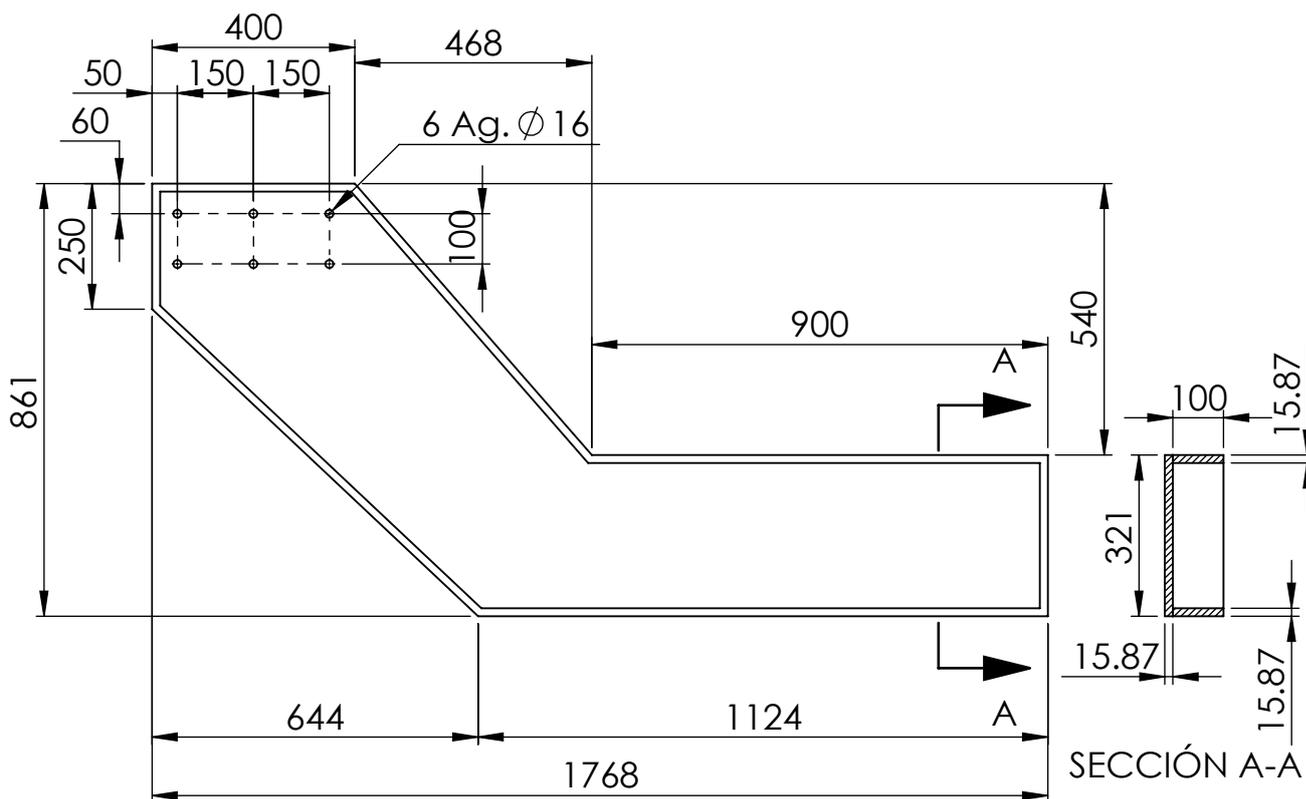
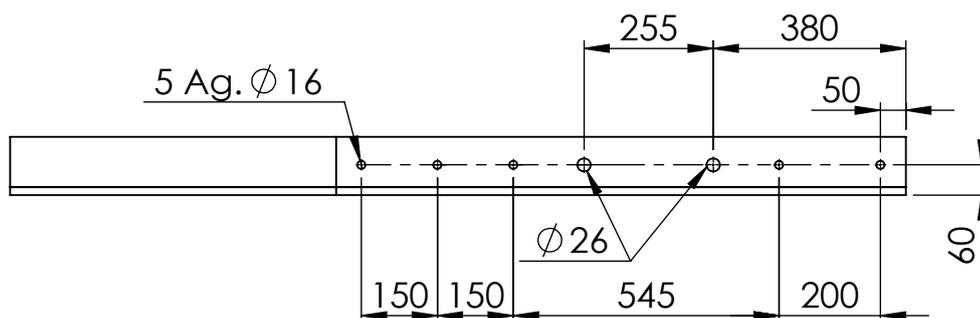
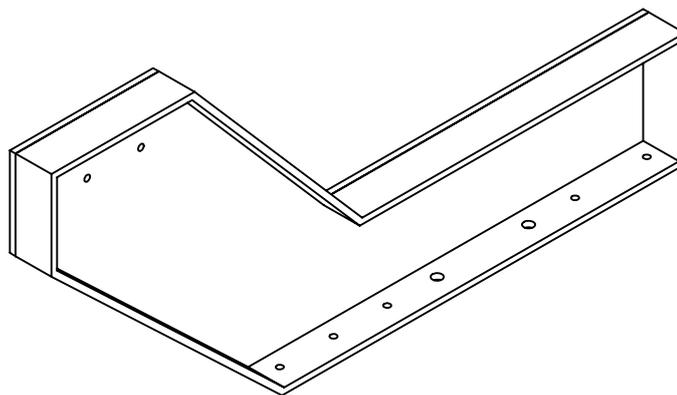


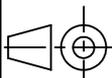
I

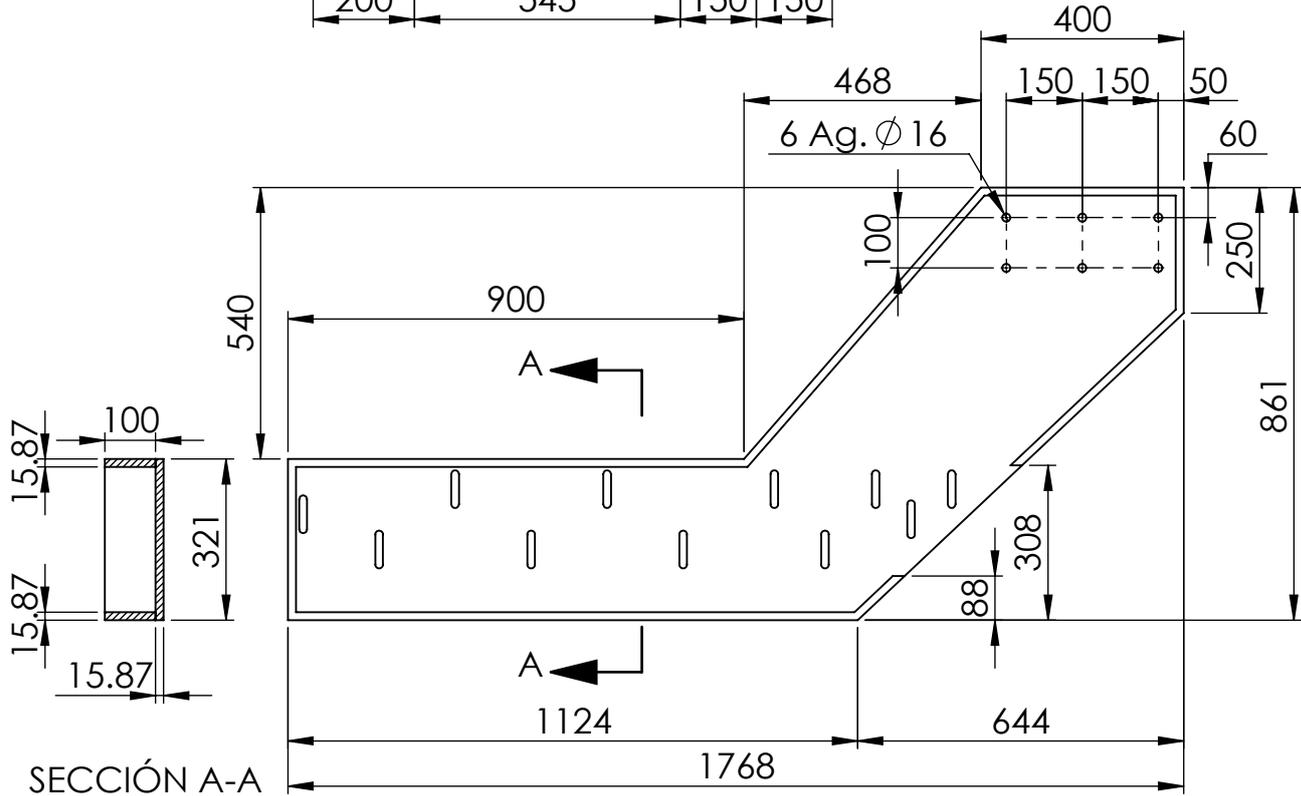
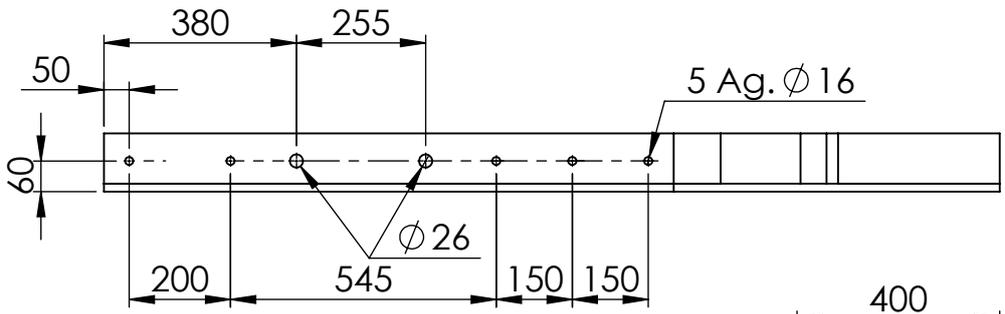
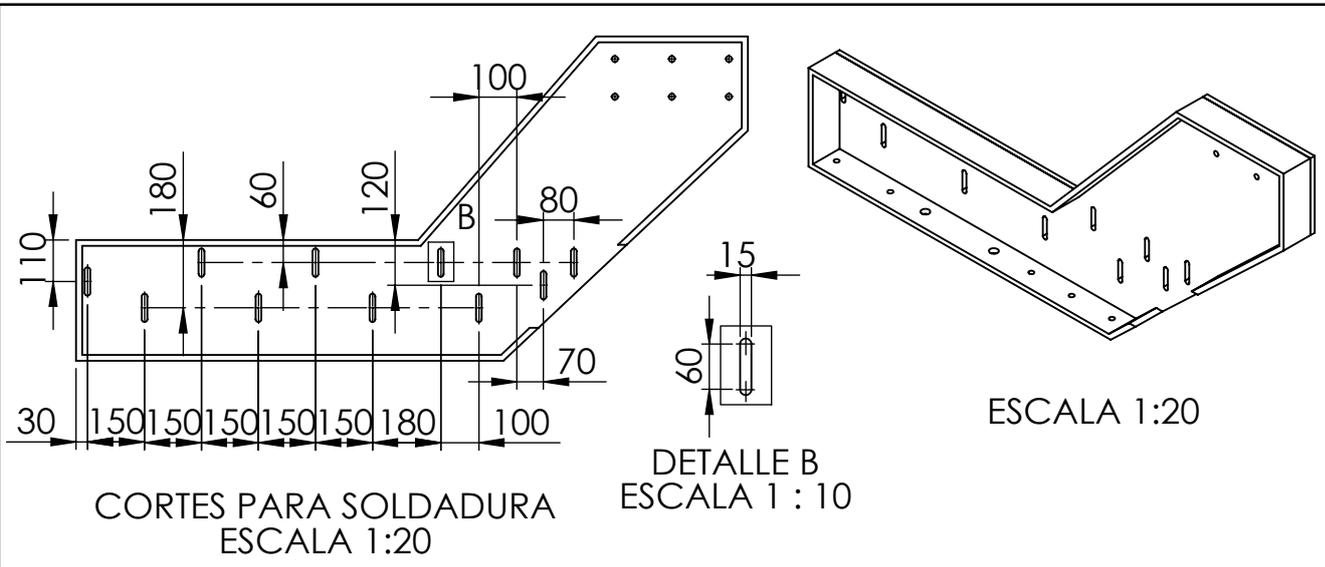
SECCIÓN A-A



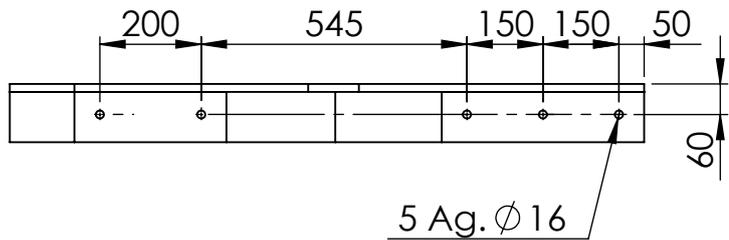
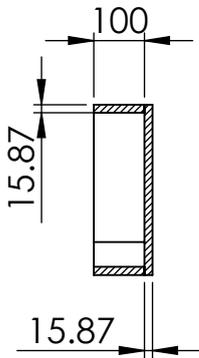
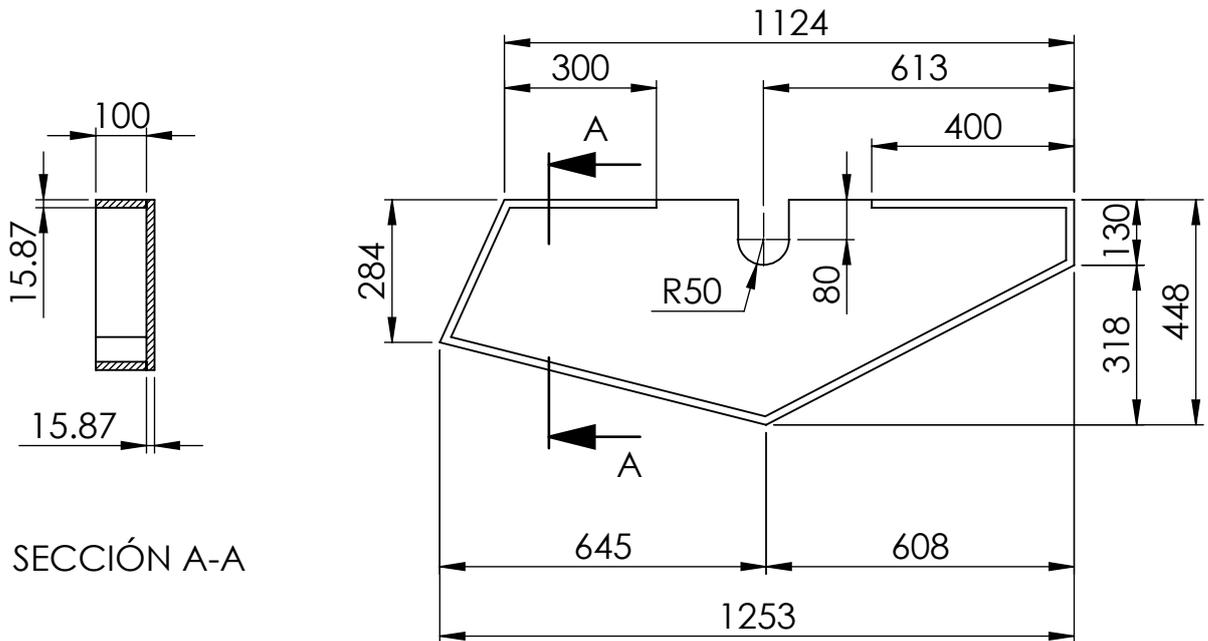
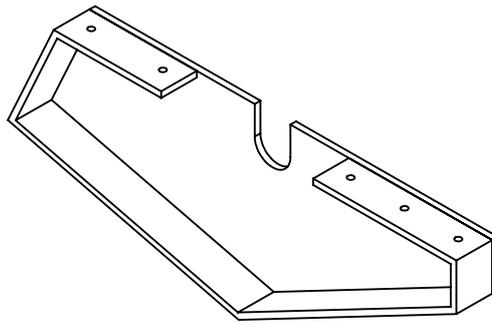
4	Refuerzo estructura principal	12	03-01-014	Chapa F36 e: 3/8"	
3	Perfil UPN220 x 1653 mm	2	03-01-013	UPN 220	Largo: 1653 mm
2	Perfil UPN220 x 2857 mm	2	03-01-012	UPN 220	Largo: 2857 mm
1	Perfil UPN220 x 1813 mm principal	2	03-01-011	UPN 220	Largo: 1813 mm
ITEM	DENOMINACIÓN	CANT.	CÓDIGO	MATERIAL	OBSERVACIONES
Observaciones		NOMBRE	FECHA	FIRMA	 Maq.: PI1.6M
		Dib.	Malasi Cristian	06/2020	
		Rev.			
		Aprob.			
Tabla de tolerancias no especificadas	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120	Título: SC. ESTRUCTURA PRINCIPAL CHASIS	
	±0,1	±0,2	±0,5	Cód.: 03-00-003	
120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000	2000 hasta 4000	Esc.: Norma: Formato: A3	
±0,8	±1	±1,5	±2	Revisión N°: 00	
Material:				Cant. 1	1:20



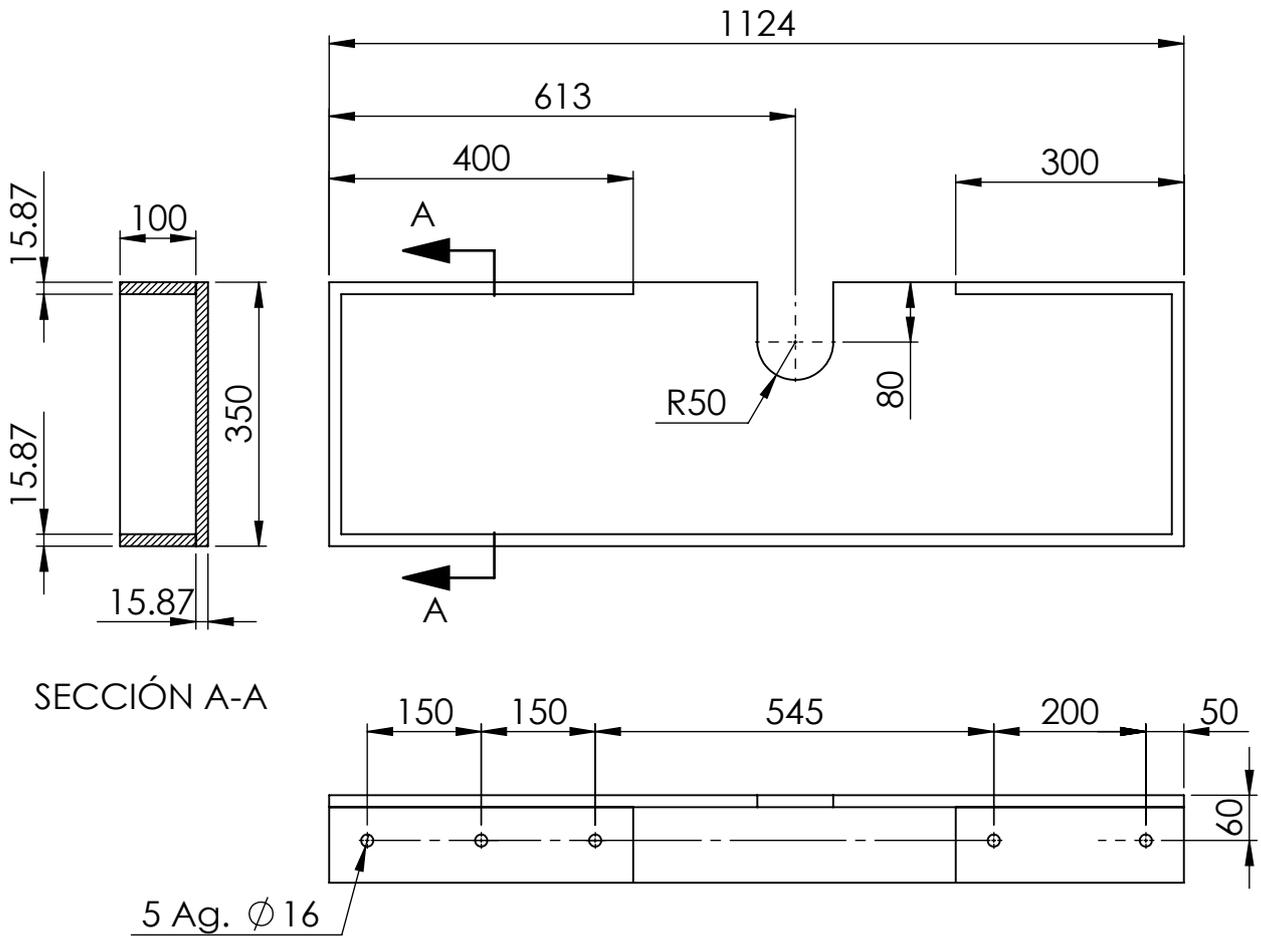
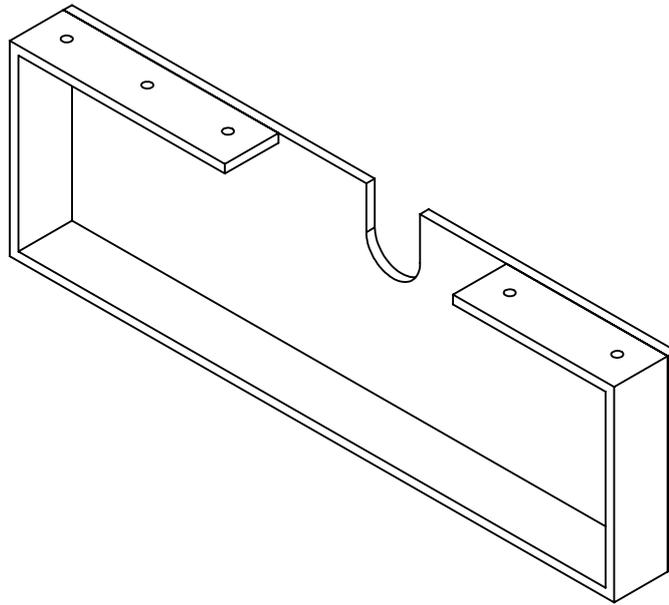
Observaciones				NOMBRE	FECHA	FIRMA			
				Dib.	Malasisi Cristian	06/2020			
				Rev.					
				Aprob.					
				Maq.: PI1.6M					
Tabla de tolerancias no especificadas	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120	Título: ALA DERECHA CHASIS			Cód.: 03-01-001		
	±0,1	±0,2	±0,5				Esc.:	Norma:	Formato: A4
	120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000	2000 hasta 4000	Material: Chapa F36 e: 5/8"		Cant. 1	1:15 	Revisión Nº: 00
	±0,8	±1	±1,5	±2					



Observaciones				NOMBRE	FECHA	FIRMA	
Dib.				Malasisi Cristian	06/2020		
Rev.							
Aprob.							Maq.: PI1.6M
Tabla de tolerancias no especificadas	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120	Título: ALA IZQUIERDA CHASIS			Cód.: 03-01-002
	$\pm 0,1$	$\pm 0,2$	$\pm 0,5$				Esc.:
	120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000	2000 hasta 4000	Material: Chapa F36 e: 5/8"	Cant. 1	1:15
$\pm 0,8$	± 1	$\pm 1,5$	± 2				

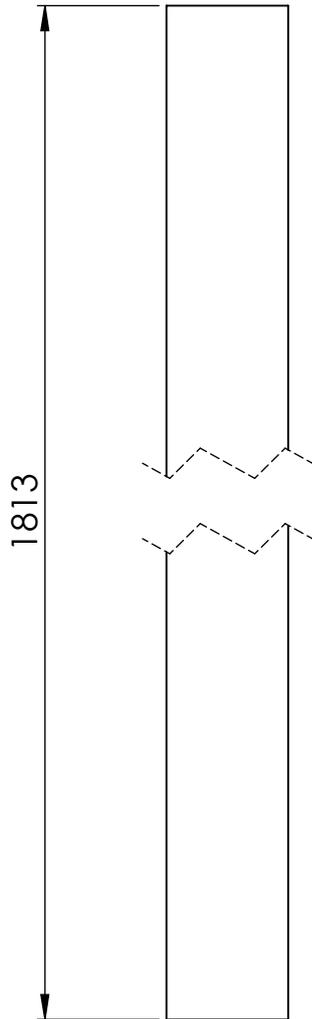
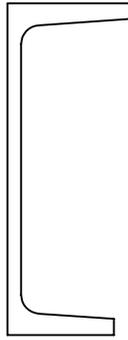


Observaciones				NOMBRE	FECHA	FIRMA			
				Dib.	Malasisi Cristian	06/2020			
				Rev.					
				Aprob.					
				Maq.: PI1.6M					
Tabla de tolerancias no especificadas	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120	Título: INFERIOR ALA IZQUIERDA CHASIS			Cód.: 03-01-003		
	$\pm 0,1$	$\pm 0,2$	$\pm 0,5$				Esc.:	Norma:	Formato: A4
	120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000	2000 hasta 4000	Material: Chapa F36 e: 5/8"		Cant.:		
	$\pm 0,8$	± 1	$\pm 1,5$	± 2	1:15	1	Revisión Nº: 00		

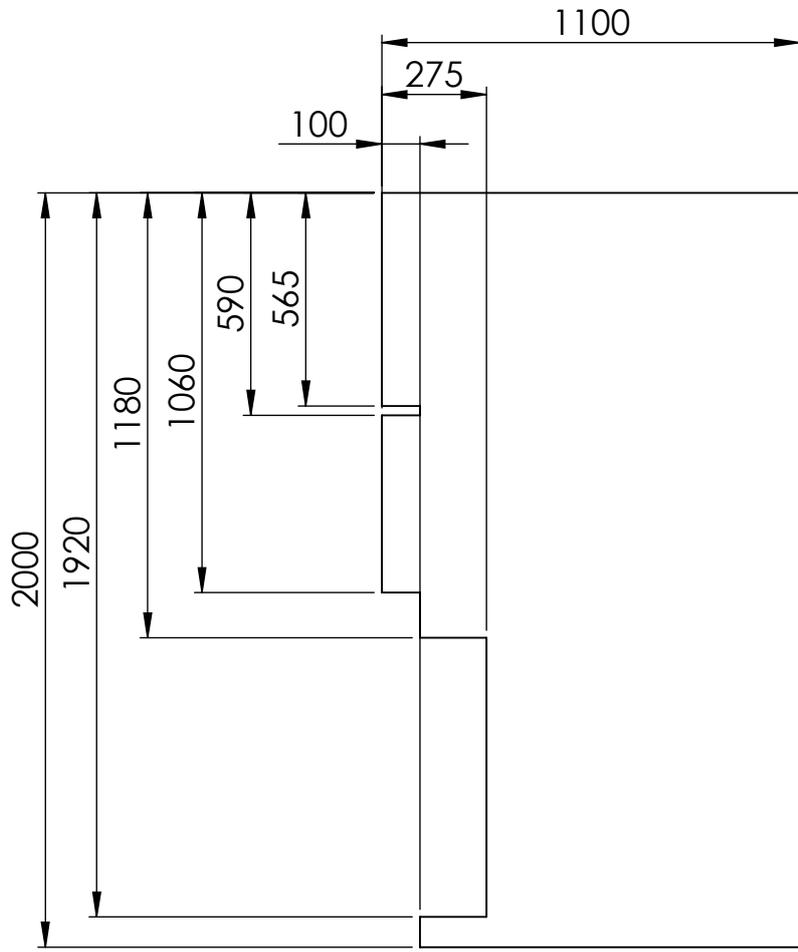


SECCIÓN A-A

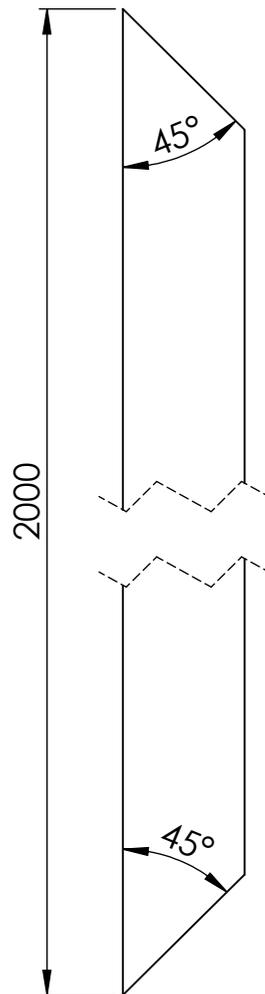
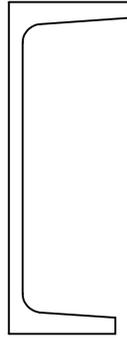
Observaciones				NOMBRE	FECHA	FIRMA		
				Dib.	Malasi Cristian	06/2020		
				Rev.				
				Aprob.			Maq.: PI1.6M	
Tabla de tolerancias no especificadas	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120	Título: INFERIOR ALA DERECHA CHASIS			Cód.: 03-01-004	
	$\pm 0,1$	$\pm 0,2$	$\pm 0,5$				Esc.:	Norma:
	120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000	2000 hasta 4000	Material: Chapa F36 e: 5/8"	Cant. 1	1:10	Revisión Nº: 00
	$\pm 0,8$	± 1	$\pm 1,5$	± 2				



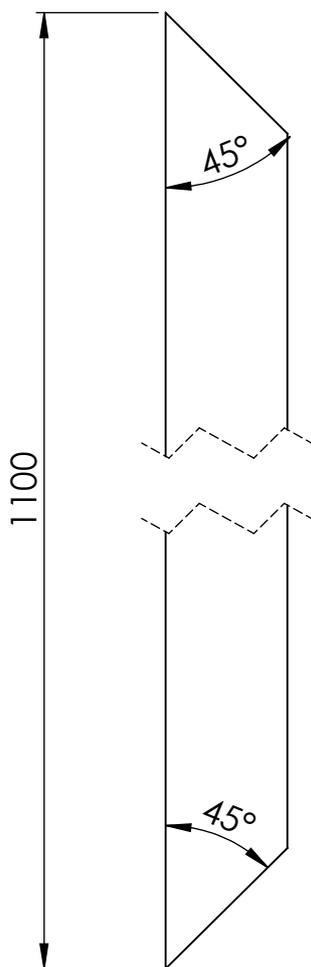
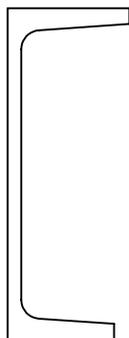
Observaciones				NOMBRE	FECHA	FIRMA		
				Dib.	Malasisi Cristian	06/2020		
				Rev.				
				Aprob.			Maq.: PI1.6M	
Tabla de tolerancias no especificadas	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120	Título: PERFIL UPN 220 x 1813 mm			Cód.: 03-01-005	
	±0,1	±0,2	±0,5				Esc.:	Norma:
120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000	2000 hasta 4000	Material: UPN 220			Revisión N°: 00	
±0,8	±1	±1,5	±2					Cant. 2



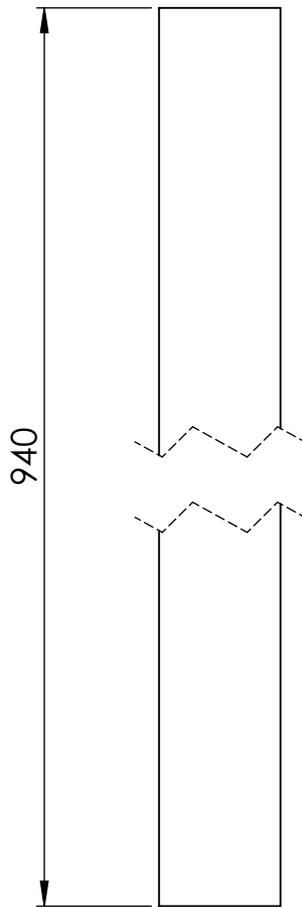
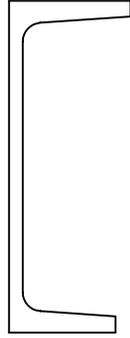
Observaciones				NOMBRE	FECHA	FIRMA	
	Dib.			Malasisi Cristian	06/2020		
	Rev.						
	Aprob.						
							Maq.: PI1.6M
Tabla de tolerancias no especificadas	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120	Título: PISO DE ESTRUCTURA SECUNDARIA CHASIS			Cód.: 03-01-006
	±0,1	±0,2	±0,5				Esc.:
	120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000	2000 hasta 4000	Material: Chapa F36 e: 5/8"	Cant. 1	1:20
±0,8	±1	±1,5	±2				Revisión Nº: 00



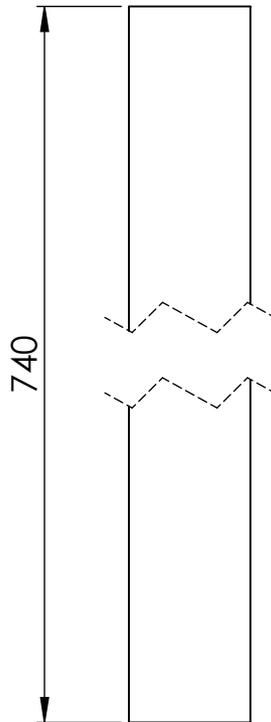
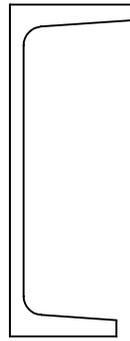
Observaciones				NOMBRE	FECHA	FIRMA	 Maq.: PI1.6M		
				Dib.	Malasisi Cristian	06/2020			
				Rev.					
				Aprob.					
Tabla de tolerancias no especificadas	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120	Título: PERFIL UPN 220 x 2000 mm			Cód.: 03-01-007		
	±0,1	±0,2	±0,5				Esc.:	Norma:	Formato: A4
	120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000				2000 hasta 4000	Material: UPN 220	Cant. 2
±0,8	±1	±1,5	±2	Revisión Nº: 00					

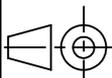


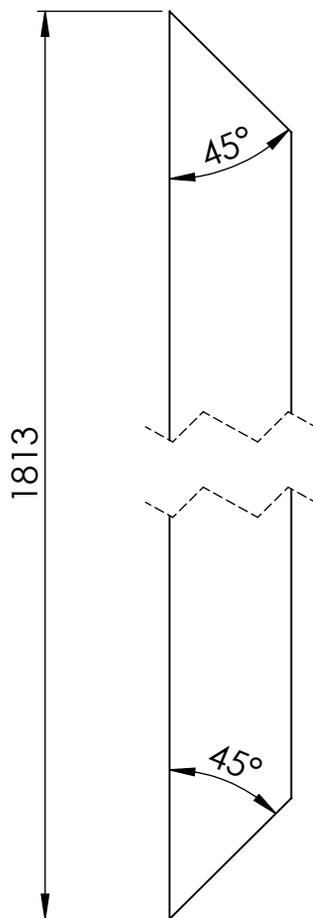
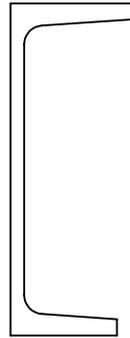
Observaciones				NOMBRE	FECHA	FIRMA		
				Dib.	Malasisi Cristian	06/2020		
				Rev.				
				Aprob.				
						Maq.: PI1.6M		
Tabla de tolerancias no especificadas	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120	Título: PERFIL UPN 220 x 1100 mm			Cód.: 03-01-008	
	±0,1	±0,2	±0,5				Esc.:	Norma:
	120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000	2000 hasta 4000	Material: UPN 220		Cant. 2	
	±0,8	±1	±1,5	±2				1:5

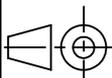


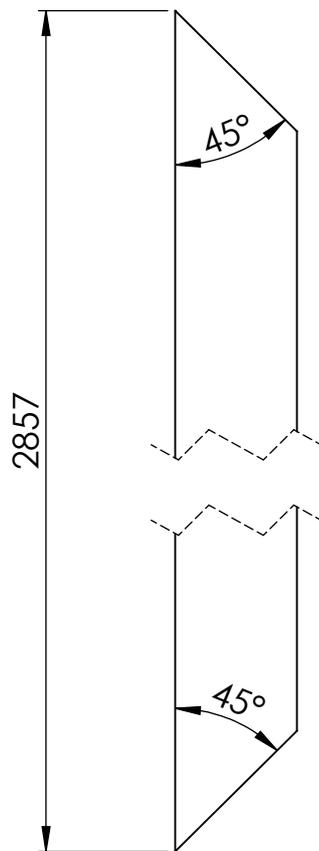
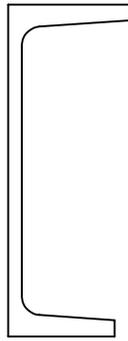
Observaciones				NOMBRE	FECHA	FIRMA		
				Dib.	Malasisi Cristian	06/2020		
				Rev.				
				Aprob.			Maq.: PI1.6M	
Tabla de tolerancias no especificadas	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120	Título: PERFIL UPN 220 x 940 mm			Cód.: 03-01-009	
	±0,1	±0,2	±0,5				Esc.:	Norma:
120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000	2000 hasta 4000	Material: UPN 220			Revisión N°: 00	
±0,8	±1	±1,5	±2				Cant. 2	1:5



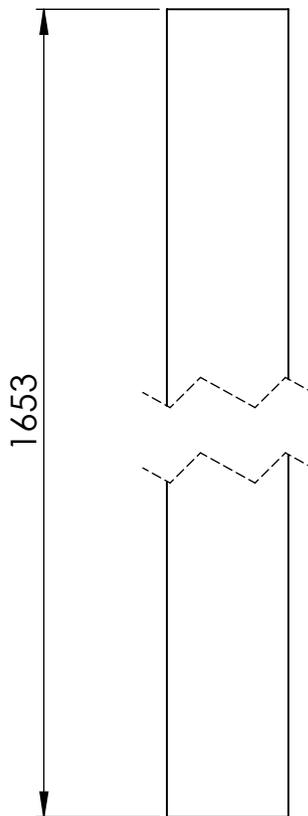
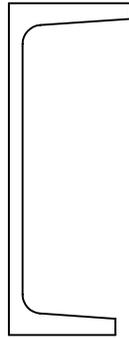
Observaciones				NOMBRE	FECHA	FIRMA		
				Dib.	Malasisi Cristian	06/2020		
				Rev.				
				Aprob.			Maq.: PI1.6M	
Tabla de tolerancias no especificadas	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120	Título: PERFIL UPN 220 x 740 mm			Cód.: 03-01-010	
	±0,1	±0,2	±0,5				Esc.:	Norma:
	120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000	2000 hasta 4000	Material: UPN 220	Cant. 1	1:5	
±0,8	±1	±1,5	±2					



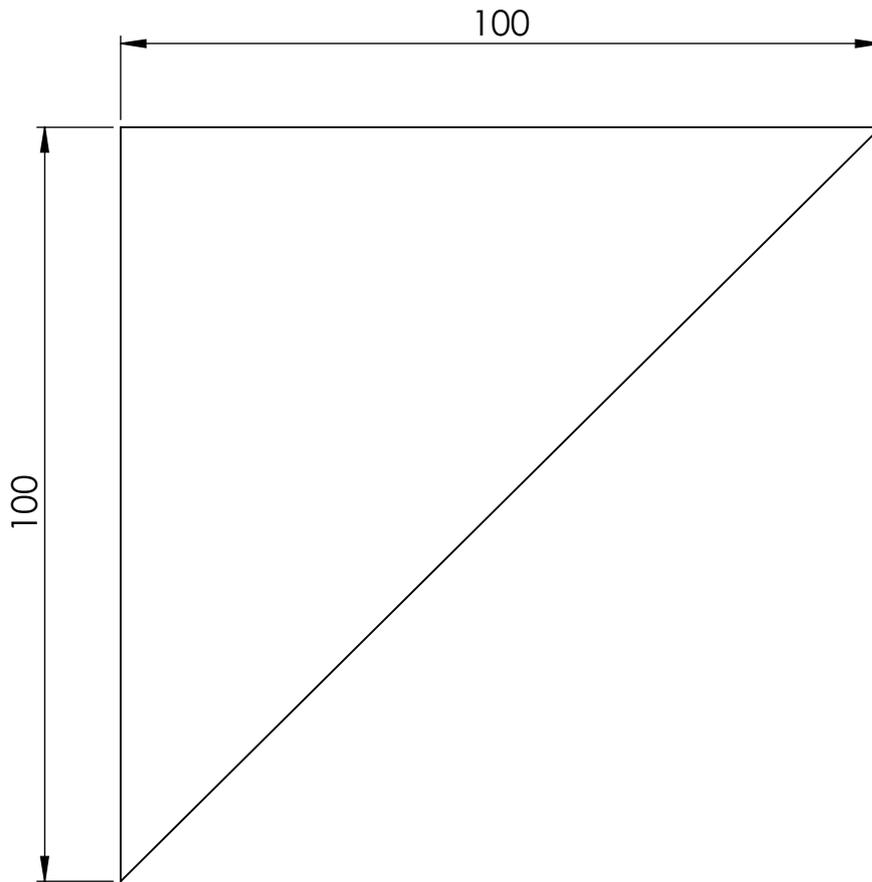
Observaciones				NOMBRE	FECHA	FIRMA			
				Dib.	Malasisi Cristian	06/2020			
				Rev.					
				Aprob.					
				Maq.: PI1.6M					
Tabla de tolerancias no especificadas	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120	Título: PERFIL UPN 220 x 1813 mm PRINCIPAL			Cód.: 03-01-011		
	±0,1	±0,2	±0,5				Esc.:	Norma:	Formato: A4
	120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000				2000 hasta 4000	1:5	
±0,8	±1	±1,5	±2	Cant. 2					

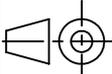


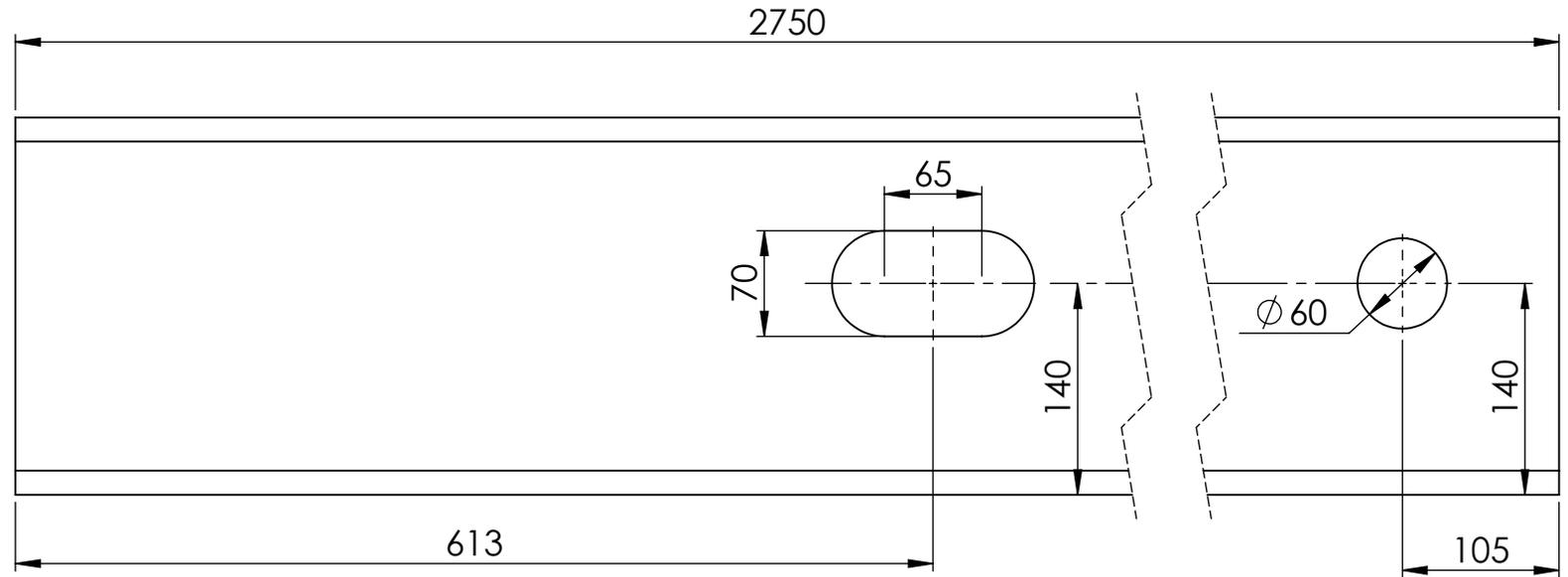
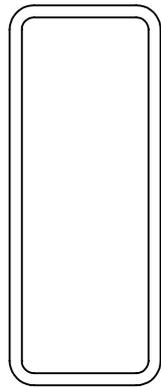
Observaciones				NOMBRE	FECHA	FIRMA	 Maq.: PI1.6M																			
				Dib.	Malasisi Cristian	06/2020																				
				Rev.																						
				Aprob.																						
Tabla de tolerancias no especificadas <table border="1"> <tr> <td>0,5 hasta 6</td> <td>6 hasta 30</td> <td>30 hasta 120</td> </tr> <tr> <td>±0,1</td> <td>±0,2</td> <td>±0,5</td> </tr> <tr> <td>120 hasta 400</td> <td>400 hasta 1000</td> <td>1000 hasta 2000</td> </tr> <tr> <td>±0,8</td> <td>±1</td> <td>±1,5</td> </tr> <tr> <td></td> <td></td> <td>2000 hasta 4000</td> </tr> <tr> <td></td> <td></td> <td>±2</td> </tr> </table>	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120	±0,1	±0,2	±0,5	120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000	±0,8	±1	±1,5			2000 hasta 4000			±2	Título: PERFIL UPN 220 x 2857 mm				Cód.: 03-01-012			
	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120																							
	±0,1	±0,2	±0,5																							
	120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000																							
±0,8	±1	±1,5																								
		2000 hasta 4000																								
		±2																								
Material: UPN 220				Cant.	1:5	Esc.:	Norma:	Formato: A4																		
				2				Revisión N°: 00																		

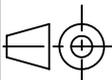


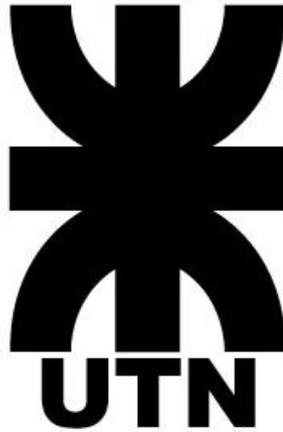
Observaciones				NOMBRE	FECHA	FIRMA		
				Dib.	Malasisi Cristian	06/2020		
				Rev.				
				Aprob.			Maq.: PI1.6M	
Tabla de tolerancias no especificadas	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120	Título: PERFIL UPN 220 x 1653 mm			Cód.: 03-01-013	
	±0,1	±0,2	±0,5				Esc.:	Norma:
120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000	2000 hasta 4000	Material: UPN 220			Revisión N°: 00	
±0,8	±1	±1,5	±2				Cant. 2	1:5



Observaciones				NOMBRE	FECHA	FIRMA		
				Dib.	Malasisi Cristian	06/2020		
				Rev.				
				Aprob.				
				Maq.: PI1.6M				
Tabla de tolerancias no especificadas	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120	Título: REFUERZO ESTRUCTURA PRINCIPAL			Cód.: 03-01-014	
	±0,1	±0,2	±0,5				Esc.:	Norma:
	120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000	2000 hasta 4000	Material: Chapa F36 e: 3/8"	Cant. 12	1:1	
±0,8	±1	±1,5	±2					



Observaciones				NOMBRE	FECHA	FIRMA	 Maq.: PI1.6M			
				Dib.	Malasisi Cristian	06/2020				
				Rev.						
				Aprob.						
Tabla de tolerancias no especificadas	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120	Título: BASE DE SISTEMA DE DESCARGA			Cód.: 03-01-015			
	±0,1	±0,2	±0,5				Esc.:	Norma:	Formato: A4	
	120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000	2000 hasta 4000	Material: Perfil rectangular 250 x 100 mm. e: 8 mm	Cant. 2	1:5		Revisión N°: 00	
	±0,8	±1	±1,5	±2						



INGENIERÍA MECÁNICA
PROYECTO FINAL

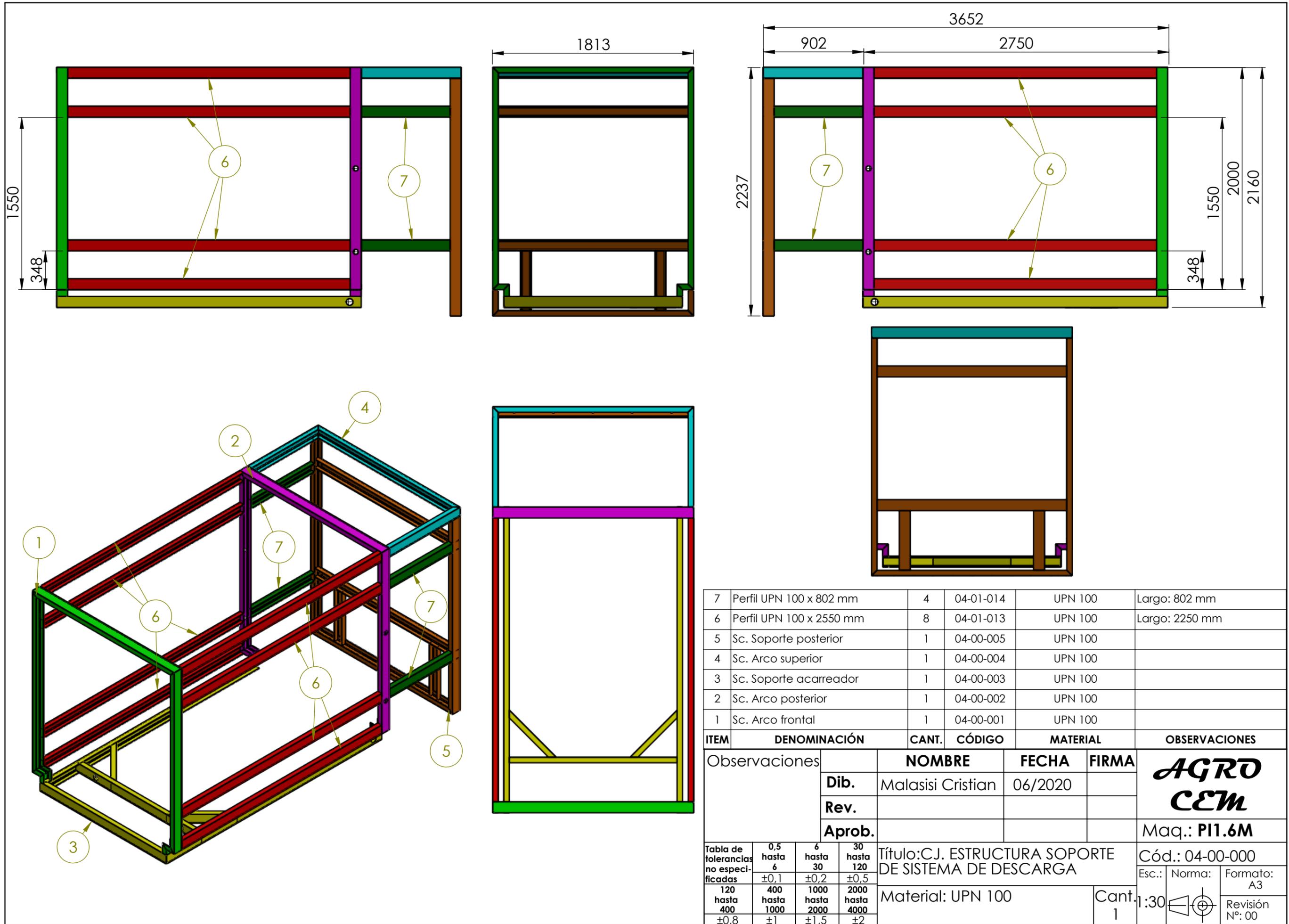
PICADORA INTEGRAL DE FORRAJES

PLANIMETRÍA: CJ. ESTRUCTURA SOPORTE
DE SISTEMA DE DESCARGA.

COD.: 04-00-000

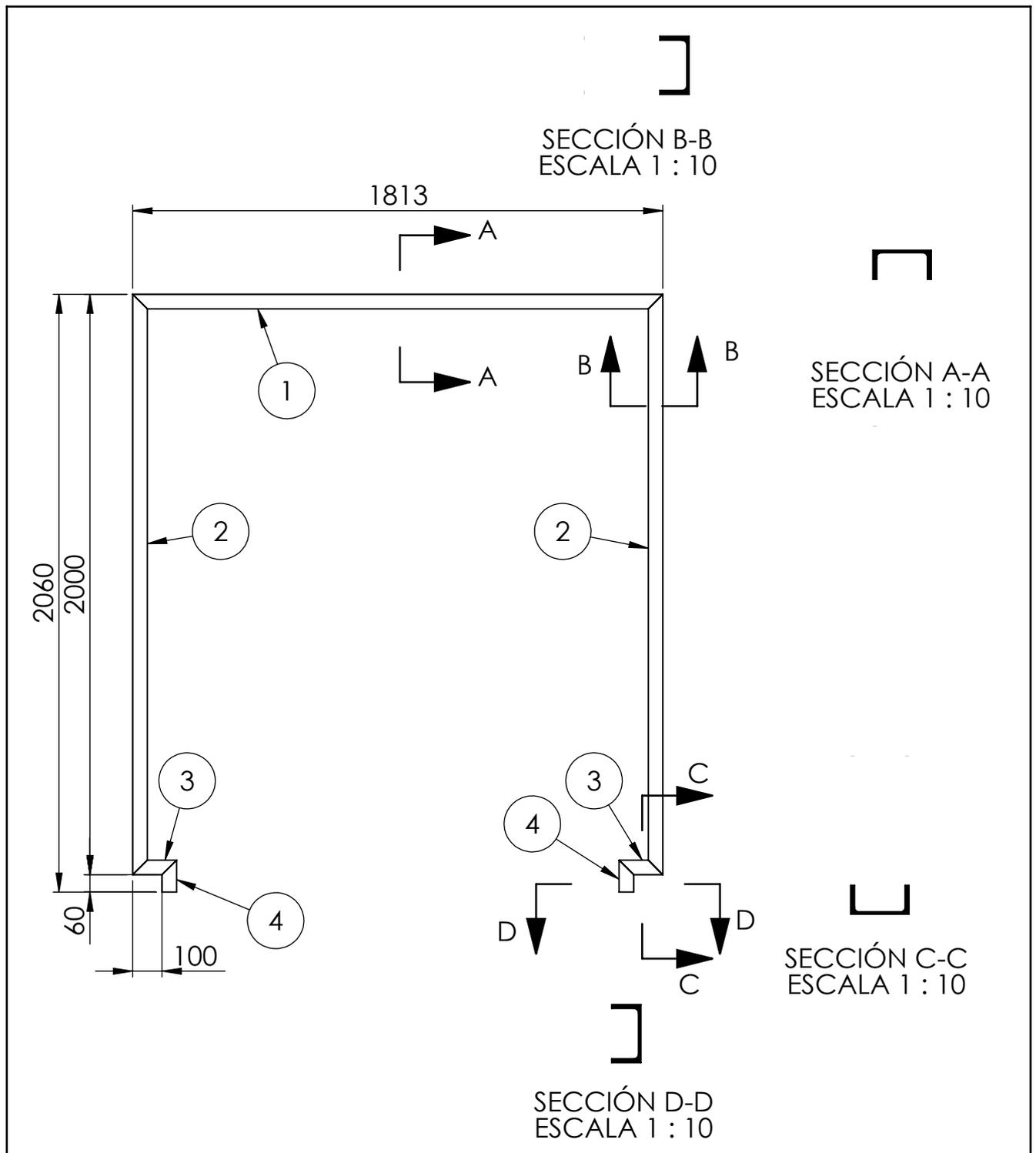


Alumno:
CRISTIAN MALASISI



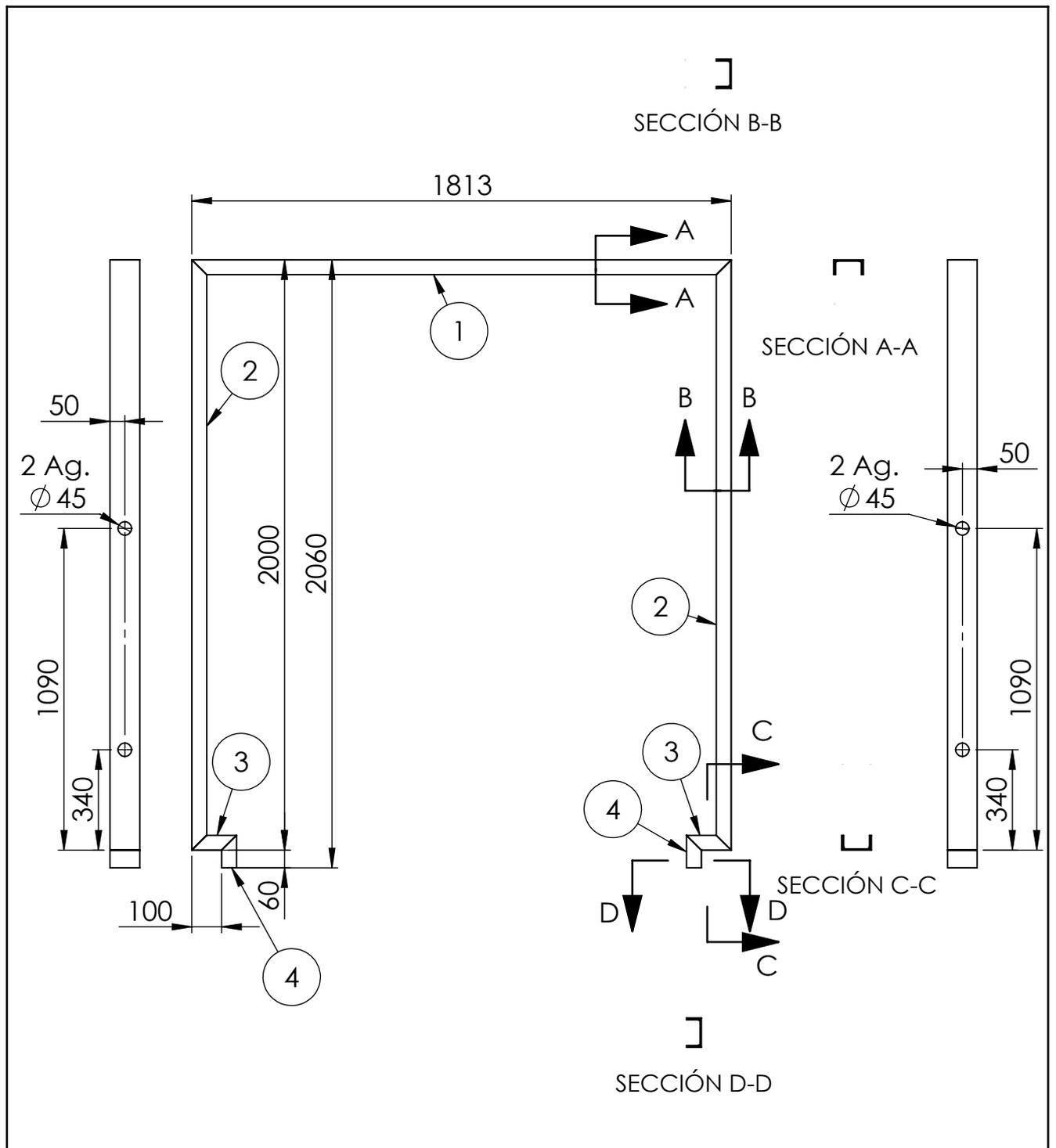
7	Perfil UPN 100 x 802 mm	4	04-01-014	UPN 100	Largo: 802 mm
6	Perfil UPN 100 x 2550 mm	8	04-01-013	UPN 100	Largo: 2250 mm
5	Sc. Soporte posterior	1	04-00-005	UPN 100	
4	Sc. Arco superior	1	04-00-004	UPN 100	
3	Sc. Soporte acarreador	1	04-00-003	UPN 100	
2	Sc. Arco posterior	1	04-00-002	UPN 100	
1	Sc. Arco frontal	1	04-00-001	UPN 100	

ITEM	DENOMINACIÓN	CANT.	CÓDIGO	MATERIAL	OBSERVACIONES
Observaciones					
	NOMBRE	FECHA	FIRMA	 Maq.: PI1.6M	
	Dib.	Malasi Cristian	06/2020		
	Rev.				
	Aprob.				
Tabla de tolerancias no especificadas	0,5 hasta 6 ±0,1	6 hasta 30 ±0,2	30 hasta 120 ±0,5	Título: CJ. ESTRUCTURA SOPORTE DE SISTEMA DE DESCARGA	
120 hasta 400 ±0,8	400 hasta 1000 ±1	1000 hasta 2000 ±1,5	2000 hasta 4000 ±2	Cód.: 04-00-000	
				Material: UPN 100	Esc.: Norma: Formato: A3
				Cant. 1	Revisión N°: 00



4	Perfil UPN 100 x 110 mm	2	04-01-004	UPN 100	Largo: 110 mm
3	Perfil UPN 100 x 150 mm	2	04-01-003	UPN 100	Largo: 150 mm
2	Perfil UPN 100 x 2000 mm	2	04-01-002	UPN 100	Largo: 2000 mm
1	Perfil UPN 100 x 1813 mm	1	04-01-001	UPN 100	Largo: 1813 mm
ITEM	DENOMINACIÓN	CANT.	CÓDIGO	MATERIAL	OBSERVACIONES

Observaciones	NOMBRE		FECHA	FIRMA		
	Dib.	Malasisi Cristian	06/2020			
	Rev.					
	Aprob.				Maq.: PI1.6M	
Tabla de tolerancias no especificadas	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120	Título: SC. ARCO FRONTAL		Cód.: 04-00-001
	±0,1	±0,2	±0,5	Material: UPN 100		Esc.: Norma: Formato: A4
120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000	2000 hasta 4000	Cant. 1	1:20	Revisión Nº: 00
±0,8	±1	±1,5	±2			

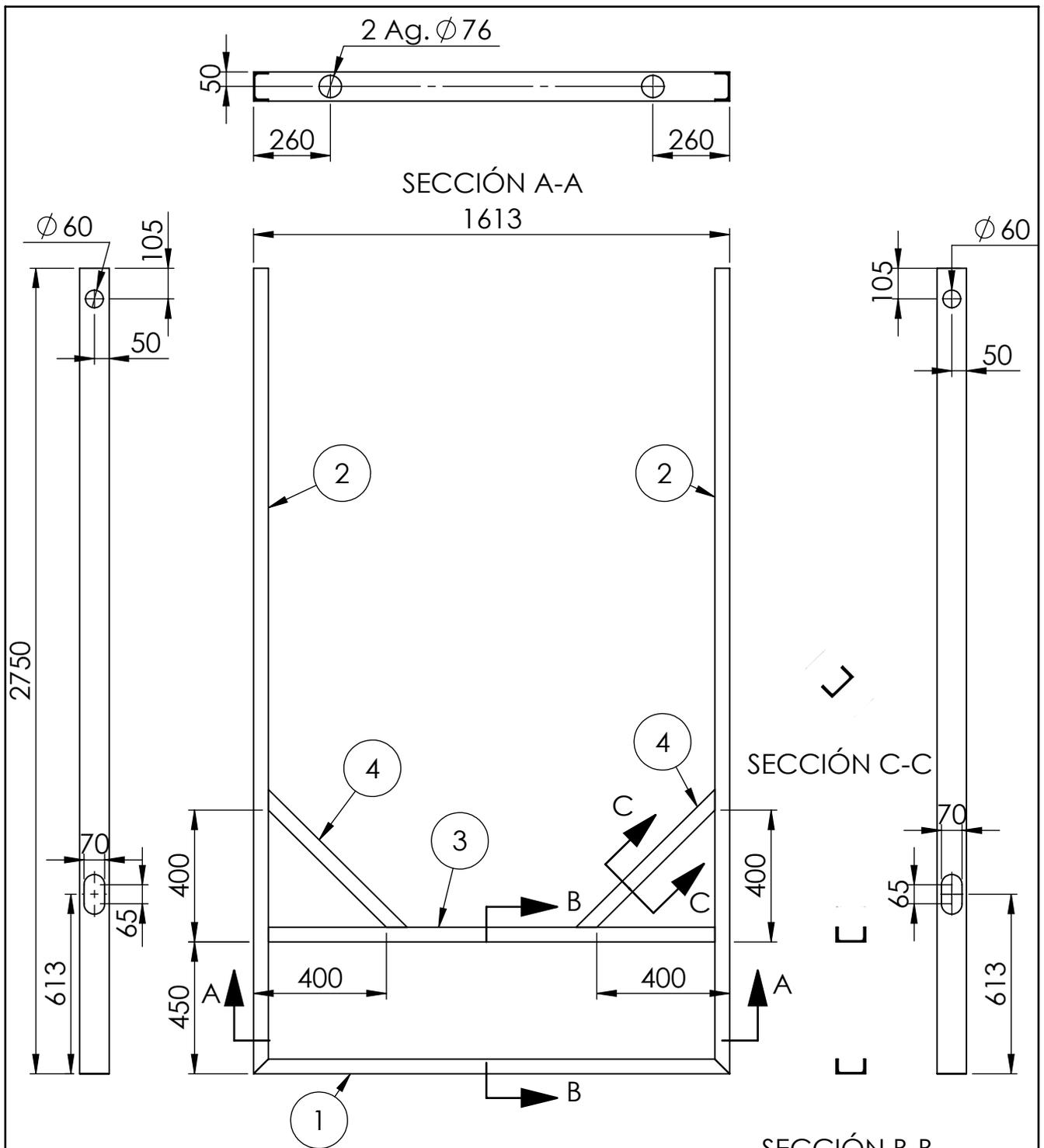


4	Perfil UPN 100 x 110 mm	2	04-01-004	UPN 100	Largo: 110 mm
3	Perfil UPN 100 x 150 mm	2	04-01-003	UPN 100	Largo: 150 mm
2	Perfil UPN 100 x 2000 mm	2	04-01-002	UPN 100	Largo: 2000 mm
1	Perfil UPN 100 x 1813 mm	1	04-01-001	UPN 100	Largo: 1813 mm

ITEM	DENOMINACIÓN	CANT.	CÓDIGO	MATERIAL	OBSERVACIONES
------	--------------	-------	--------	----------	---------------

Observaciones	NOMBRE	FECHA	FIRMA	
	Dib.	Malasisi Cristian	06/2020	
	Rev.			
	Aprob.			Maq.: PI1.6M

Tabla de tolerancias no especificadas	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120	Título: SC. ARCO POSTERIOR	Cód.: 04-00-002	
	±0,1	±0,2	±0,5			
	120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000	2000 hasta 4000	Material: UPN 100	Cant. 1
	±0,8	±1	±1,5	±2		
					Revisión Nº: 00	



4	Perfil UPN 100 x 630 mm	2	04-01-008	UPN 100	Largo: 630 mm
3	Perfil UPN 100 x 1604 mm	1	04-01-007	UPN 100	Largo: 1604 mm
2	Perfil UPN 100 x 2750 mm	2	04-01-006	UPN 100	Largo: 2750 mm
1	Perfil UPN 100 x 1613 mm	1	04-01-005	UPN 100	Largo: 1613 mm

ITEM	DENOMINACIÓN	CANT.	CÓDIGO	MATERIAL	OBSERVACIONES
Observaciones					
Dib.		Malasisi Cristian		06/2020	
Rev.					
Aprob.					
Tabla de tolerancias no especificadas			Título: SC. SOPORTE ACARREADOR		
0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120	Cód.: 04-00-003		
±0,1	±0,2	±0,5	Esc.: Norma: Formato: A4		
120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000	Material: UPN 100		
±0,8	±1	±1,5	Cant. 1		
			1:20		
			Revisión Nº: 00		

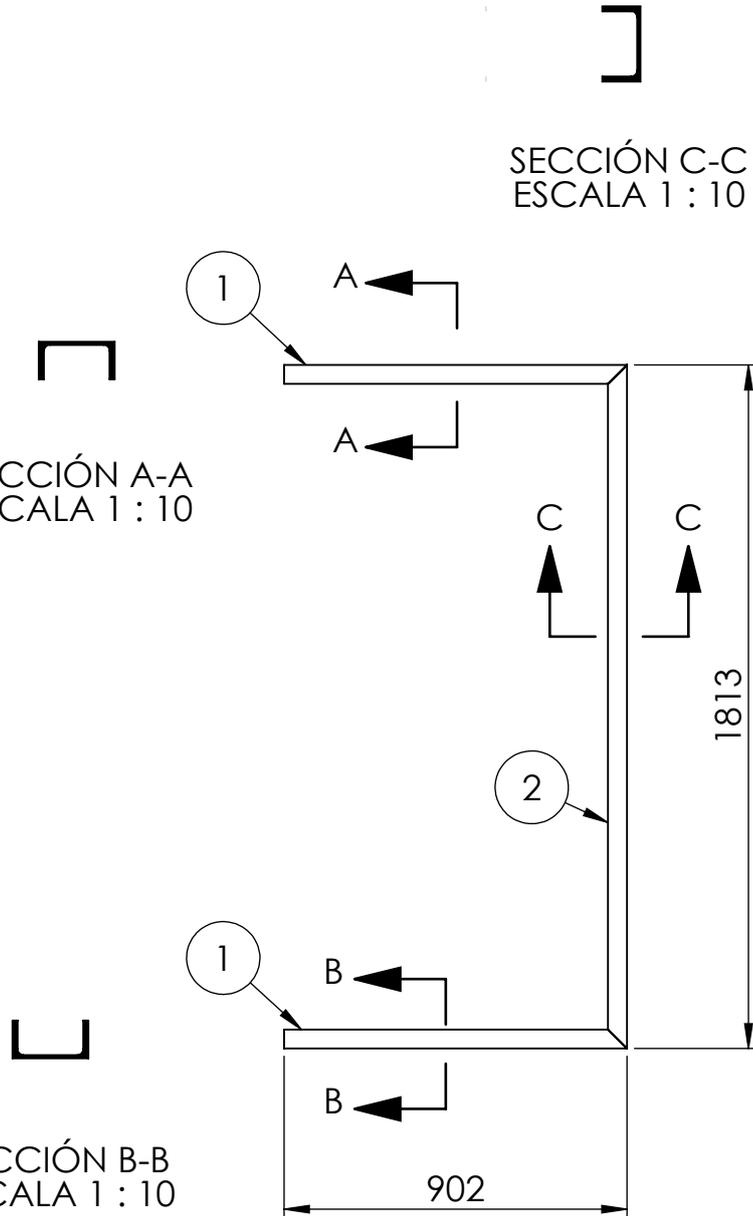
AGRO
CEM

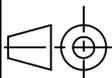
Maq.: PI1.6M

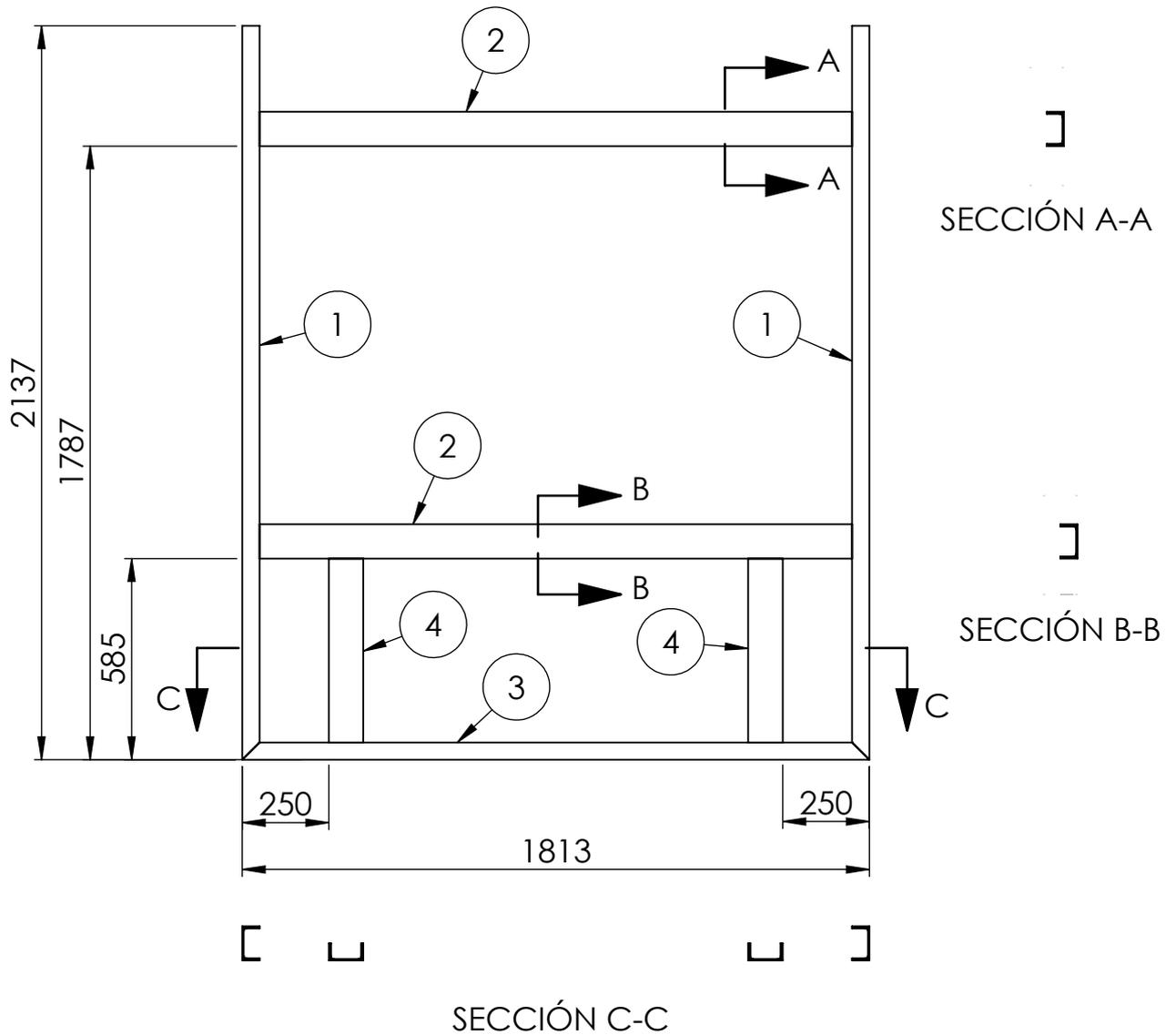
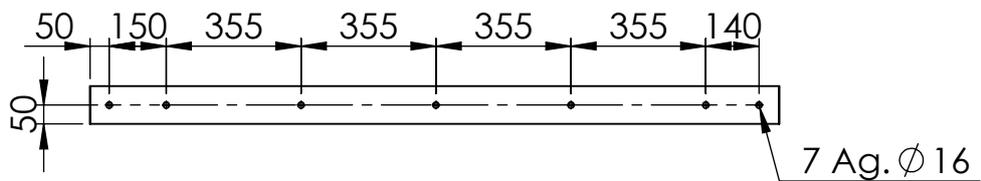
SECCIÓN C-C
ESCALA 1 : 10

SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 10

SECCIÓN B-B
ESCALA 1 : 10



2	Perfil UPN 100 x 1813 mm	1	04-01-001	UPN 100	Largo: 1813 mm
1	Perfil UPN 100 x 902 mm	2	04-01-009	UPN 100	Largo: 902 mm
ITEM	DENOMINACIÓN	CANT.	CÓDIGO	MATERIAL	OBSERVACIONES
Observaciones		NOMBRE	FECHA	FIRMA	
		Dib.	Malasisi Cristian	06/2020	
		Rev.			
		Aprob.			Maq.: PI1.6M
Tabla de tolerancias no especificadas	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120	Título: SC. ARCO SUPERIOR	
	±0,1	±0,2	±0,5		
120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000	2000 hasta 4000	Cód.: 04-00-004	
±0,8	±1	±1,5	±2	Material: UPN 100	Cant. 1
				Esc.: 1:20	
					Norma: Formato: A4
					Revisión Nº: 00



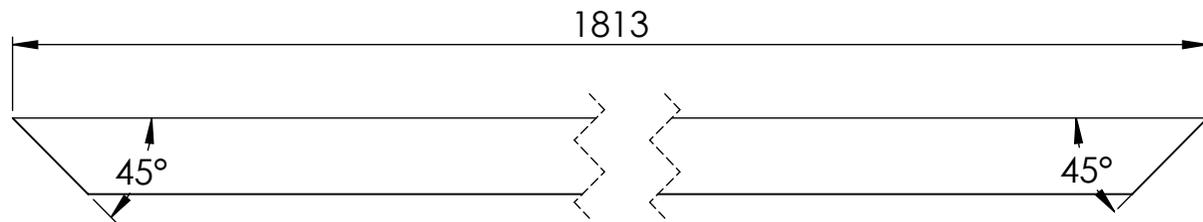
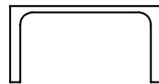
4	Perfil UPN 100 x 580 mm	2	04-01-012	UPN 100	Largo: 850 mm
3	Perfil UPN 100 x 1813 mm	1	04-01-001	UPN 100	Largo: 1813 mm
2	Perfil UPN 100 x 1804 mm	2	04-01-011	UPN 100	Largo: 1804 mm
1	Perfil UPN 100 x 2137 mm	2	04-01-010	UPN 100	Largo: 2137 mm

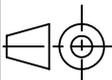
ITEM	DENOMINACIÓN	CANT.	CÓDIGO	MATERIAL	OBSERVACIONES
------	--------------	-------	--------	----------	---------------

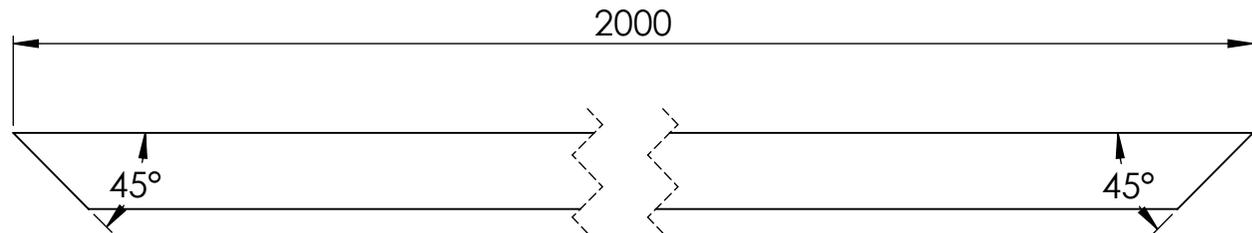
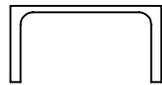
Observaciones	NOMBRE	FECHA	FIRMA	
	Dib.	Malasisi Cristian	06/2020	
	Rev.			
	Aprob.			Maq.: PI1.6M

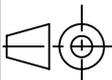
Tabla de tolerancias no especificadas	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120	Título: SC. SOPORTE POSTERIOR	Cód.: 04-00-005
	±0,1	±0,2	±0,5		
	120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000		
±0,8	±1	±1,5	±2	Material: UPN 100	Cant. 1

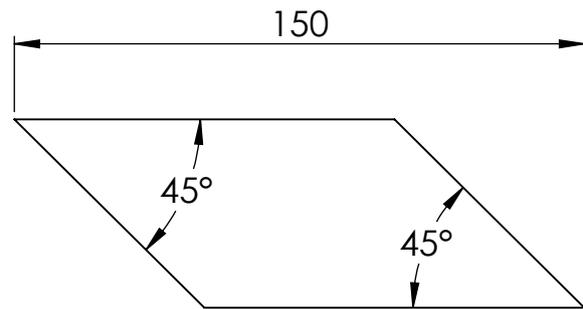
Esc.: 1:20	Norma:	Formato: A4
		Revisión Nº: 00

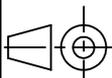


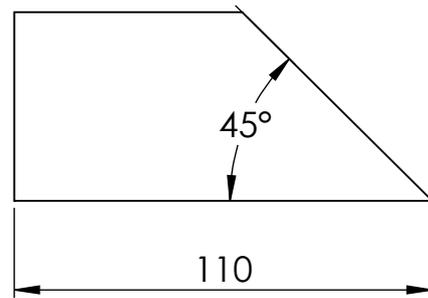
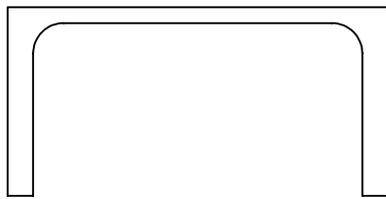
Observaciones				NOMBRE	FECHA	FIRMA	 Maq.: PI1.6M			
				Dib.	Malasisi Cristian	06/2020				
				Rev.						
				Aprob.						
Tabla de tolerancias no especificadas	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120	Título: PERFIL UPN 100 x 1813 mm			Cód.: 04-01-001			
	±0,1	±0,2	±0,5				Esc.:	Norma:	Formato: A4	
	120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000	2000 hasta 4000	Material: UPN 100		Cant. 4	1:5		Revisión N°: 00
	±0,8	±1	±1,5	±2						

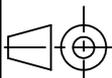


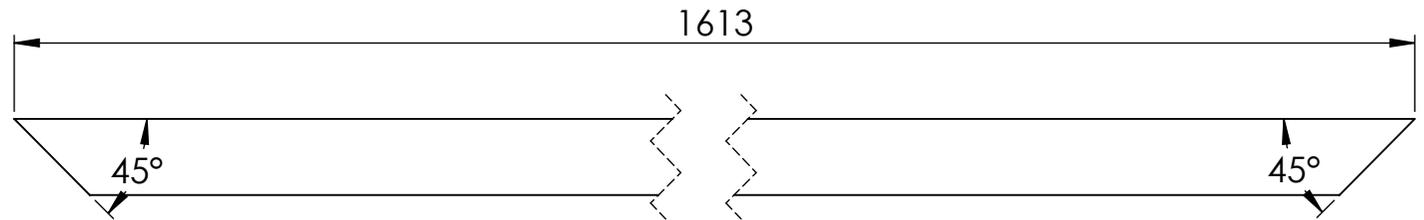
Observaciones				NOMBRE	FECHA	FIRMA	 Maq.: PI1.6M												
				Dib.	Malasisi Cristian	06/2020													
				Rev.															
				Aprob.															
Tabla de tolerancias no especificadas <table border="1"> <tr> <td>0,5 hasta 6</td> <td>6 hasta 30</td> <td>30 hasta 120</td> </tr> <tr> <td>±0,1</td> <td>±0,2</td> <td>±0,5</td> </tr> <tr> <td>120 hasta 400</td> <td>400 hasta 1000</td> <td>1000 hasta 2000</td> </tr> <tr> <td>±0,8</td> <td>±1</td> <td>±1,5</td> </tr> </table>	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120	±0,1	±0,2	±0,5	120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000	±0,8	±1	±1,5	Título: PERFIL UPN 100 x 2000 mm				Cód.: 04-01-002		
	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120																
	±0,1	±0,2	±0,5																
	120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000																
±0,8	±1	±1,5																	
Material: UPN 100				Cant.	1:5		Norma: Formato: A4												
				4		Revisión N°: 00													

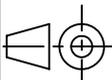


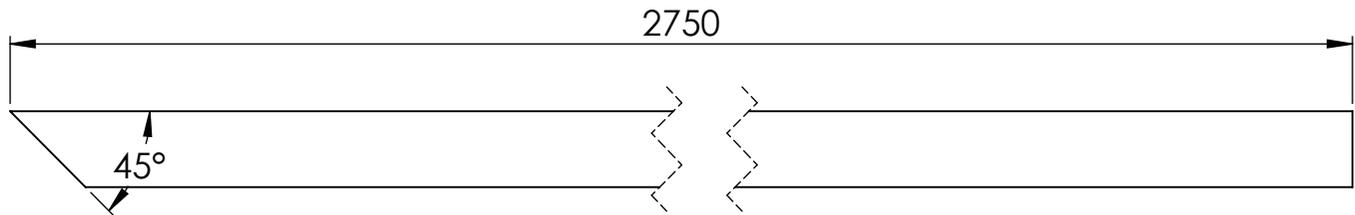
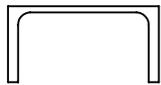
Observaciones				NOMBRE	FECHA	FIRMA			
				Dib.	Malasisi Cristian	06/2020			
				Rev.					
				Aprob.					
Tabla de tolerancias no especificadas	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120	Título: PERFIL UPN 100 x 150 mm			Cód.: 04-01-003		
	±0,1	±0,2	±0,5				Esc.:	Norma:	Formato: A4
	120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000	2000 hasta 4000	Material: UPN 100	Cant. 4	1:2		Revisión N°: 00
	±0,8	±1	±1,5	±2					

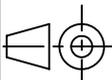


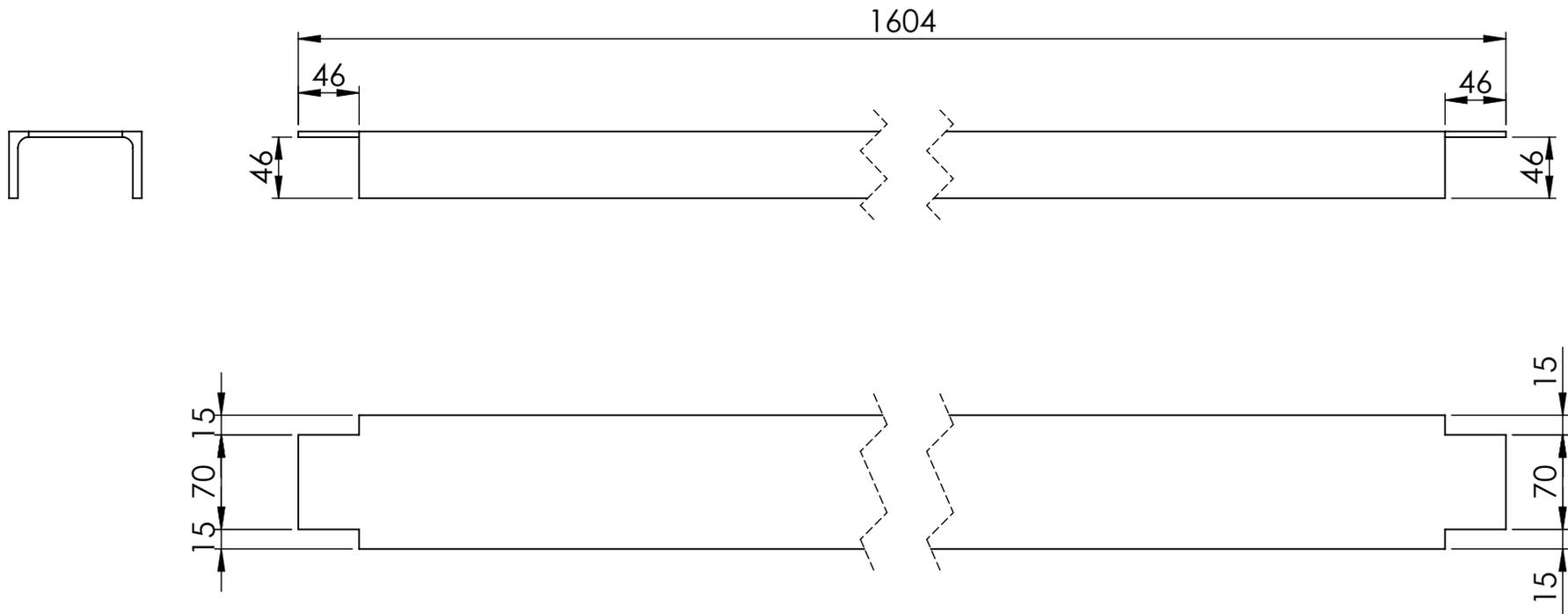
Observaciones				NOMBRE	FECHA	FIRMA		
				Dib.	Malasisi Cristian	06/2020		
				Rev.				
				Aprob.				
Tabla de tolerancias no especificadas	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120	Título: PERFIL UPN 100 x 110 mm			Cód.: 04-01-004	
	±0,1	±0,2	±0,5				Esc.:	Norma:
	120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000	2000 hasta 4000	Material: UPN 100	Cant. 4	1:2 	Revisión N°: 00
	±0,8	±1	±1,5	±2				

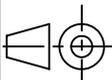


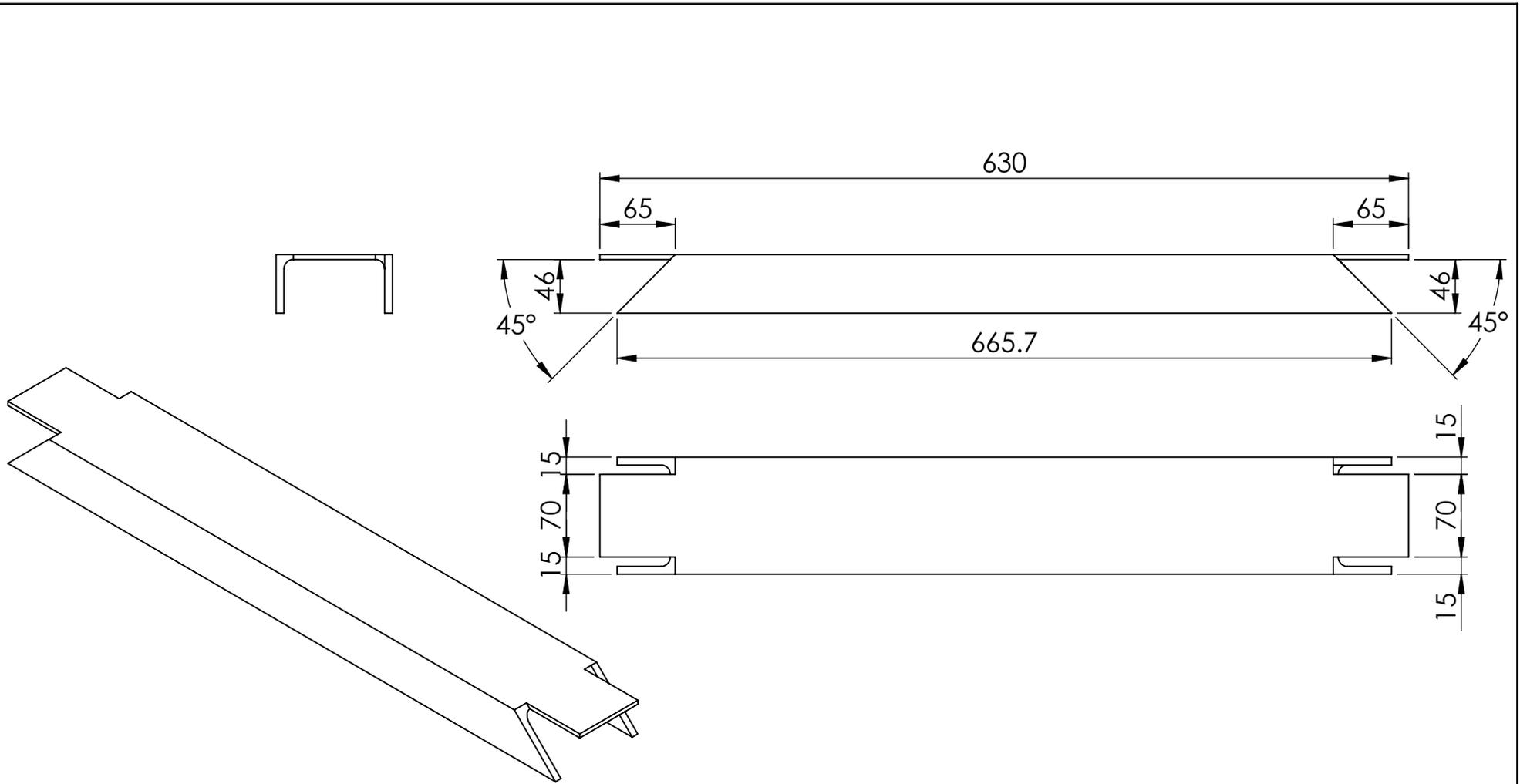
Observaciones				NOMBRE	FECHA	FIRMA	 Maq.: PI1.6M			
				Dib.	Malasisi Cristian	06/2020				
				Rev.						
				Aprob.						
Tabla de tolerancias no especificadas	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120	Título: PERFIL UPN 100 x 1613 mm			Cód.: 04-01-005			
	±0,1	±0,2	±0,5				Esc.:	Norma:	Formato: A4	
	120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000	2000 hasta 4000	Material: UPN 100		Cant. 1	1:5		Revisión N°: 00
	±0,8	±1	±1,5	±2						



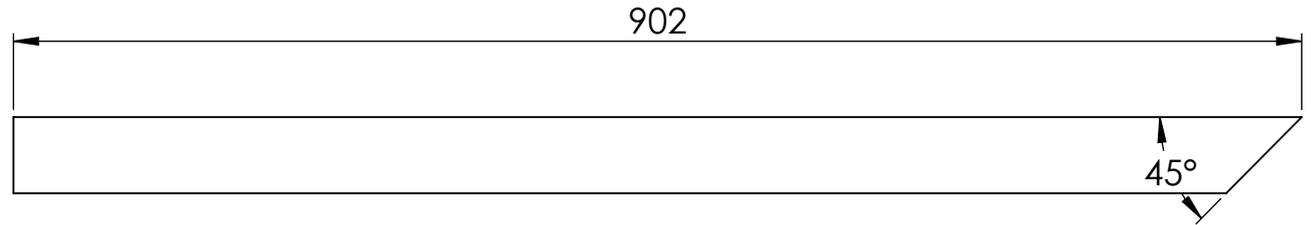
Observaciones				NOMBRE	FECHA	FIRMA	 Maq.: PI1.6M			
				Dib.	Malasisi Cristian	06/2020				
				Rev.						
				Aprob.						
Tabla de tolerancias no especificadas	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120	Título: PERFIL UPN 100 x 2750 mm			Cód.: 04-01-006			
	±0,1	±0,2	±0,5				Esc.:	Norma:	Formato: A4	
	120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000	2000 hasta 4000	Material: UPN 100		Cant. 2	1:5		Revisión N°: 00
	±0,8	±1	±1,5	±2						

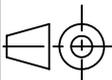


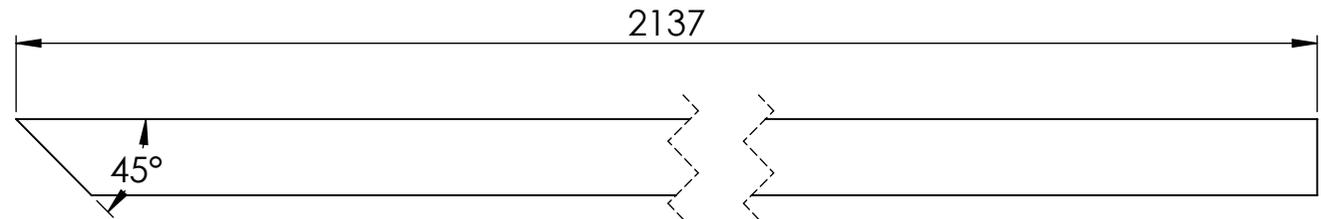
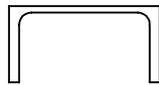
Observaciones				NOMBRE	FECHA	FIRMA	 Maq.: PI1.6M			
				Dib.	Malasisi Cristian	06/2020				
				Rev.						
				Aprob.						
Tabla de tolerancias no especificadas	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120	Título: PERFIL UPN 100 x 1604 mm			Cód.: 04-01-007			
	±0,1	±0,2	±0,5				Esc.:	Norma:	Formato: A4	
	120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000	2000 hasta 4000	Material: UPN 100		Cant. 1	1:5		Revisión N°: 00
±0,8	±1	±1,5	±2							

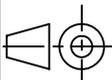


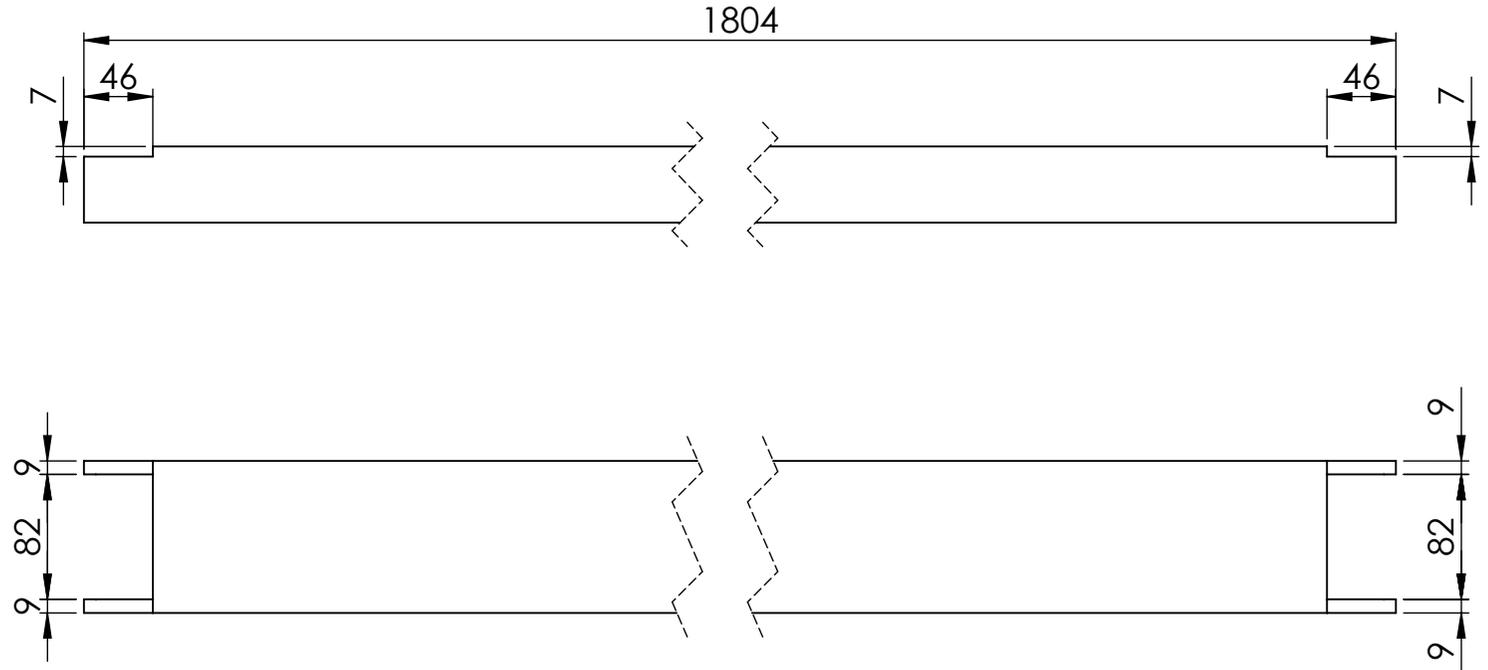
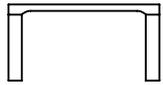
Observaciones				NOMBRE	FECHA	FIRMA	 Maq.: PI1.6M			
				Dib.	Malasisi Cristian	06/2020				
				Rev.						
				Aprob.						
Tabla de tolerancias no especificadas	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120	Título: PERFIL UPN 100 x 630 mm			Cód.: 04-01-008			
	±0,1	±0,2	±0,5				Esc.:	Norma:	Formato: A4	
	120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000				2000 hasta 4000	Material: UPN 100	Cant. 2	1:5
±0,8	±1	±1,5	±2							

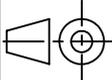


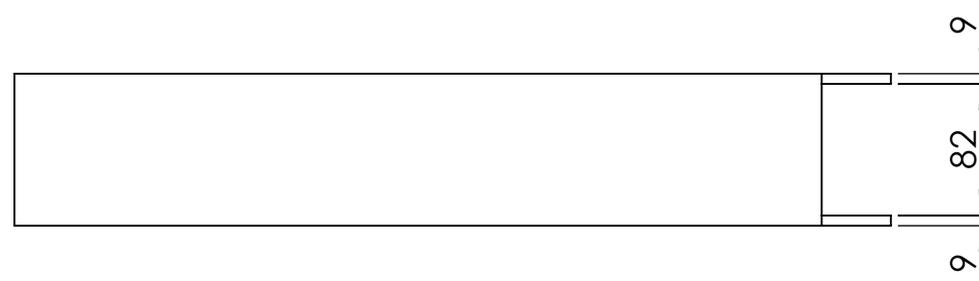
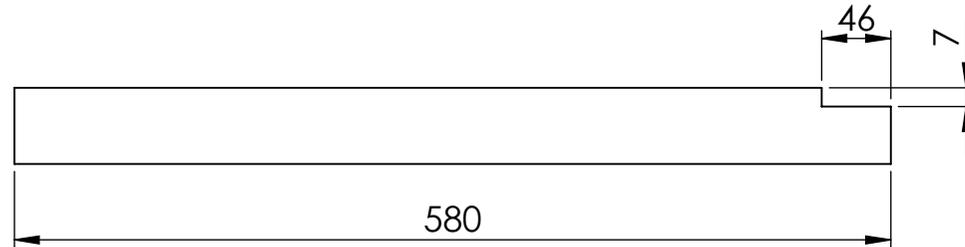
Observaciones				NOMBRE	FECHA	FIRMA	 Maq.: PI1.6M			
				Dib.	Malasisi Cristian	06/2020				
				Rev.						
				Aprob.						
Tabla de tolerancias no especificadas	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120	Título: PERFIL UPN 100 x 902 mm			Cód.: 04-01-009			
	±0,1	±0,2	±0,5				Esc.:	Norma:	Formato: A4	
	120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000	2000 hasta 4000	Material: UPN 100		Cant. 2	1:5		Revisión N°: 00
	±0,8	±1	±1,5	±2						

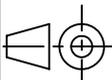


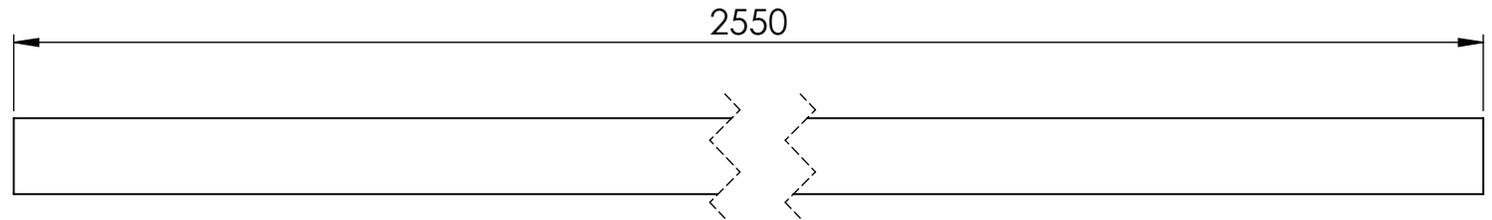
Observaciones				NOMBRE	FECHA	FIRMA	 Maq.: PI1.6M			
				Dib.	Malasisi Cristian	06/2020				
				Rev.						
				Aprob.						
Tabla de tolerancias no especificadas	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120	Título: PERFIL UPN 100 x 2137 mm			Cód.: 04-01-010			
	±0,1	±0,2	±0,5				Esc.:	Norma:	Formato: A4	
	120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000	2000 hasta 4000	Material: UPN 100	Cant. 2	1:5		Revisión N°: 00	
	±0,8	±1	±1,5	±2						

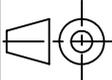


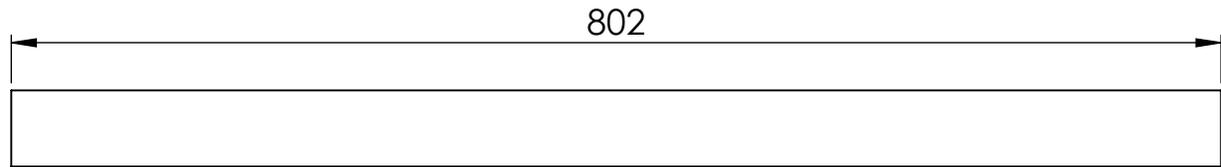
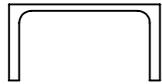
Observaciones				NOMBRE	FECHA	FIRMA	 Maq.: PI1.6M			
				Dib.	Malasisi Cristian	06/2020				
				Rev.						
				Aprob.						
Tabla de tolerancias no especificadas	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120	Título: PERFIL UPN 100 x 1804 mm			Cód.: 04-01-011			
	±0,1	±0,2	±0,5				Esc.:	Norma:	Formato: A4	
	120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000	2000 hasta 4000	Material: UPN 100		Cant. 2	1:5		Revisión N°: 00
	±0,8	±1	±1,5	±2						



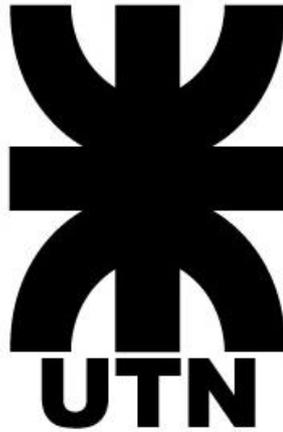
Observaciones				NOMBRE	FECHA	FIRMA	 Maq.: PI1.6M			
				Dib.	Malasisi Cristian	06/2020				
				Rev.						
				Aprob.						
Tabla de tolerancias no especificadas	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120	Título: PERFIL UPN 100 x 580 mm			Cód.: 04-01-012			
	±0,1	±0,2	±0,5				Esc.:	Norma:	Formato: A4	
	120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000	2000 hasta 4000	Material: UPN 100		Cant. 2	1:5		Revisión N°: 00
	±0,8	±1	±1,5	±2						



Observaciones				NOMBRE	FECHA	FIRMA	 Maq.: PI1.6M														
				Dib.	Malasisi Cristian	06/2020															
				Rev.																	
				Aprob.																	
Tabla de tolerancias no especificadas <table border="1"> <tr> <td>0,5 hasta 6</td> <td>6 hasta 30</td> <td>30 hasta 120</td> </tr> <tr> <td>±0,1</td> <td>±0,2</td> <td>±0,5</td> </tr> </table>	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120	±0,1	±0,2	±0,5	<table border="1"> <tr> <td>120 hasta 400</td> <td>400 hasta 1000</td> <td>1000 hasta 2000</td> <td>2000 hasta 4000</td> </tr> <tr> <td>±0,8</td> <td>±1</td> <td>±1,5</td> <td>±2</td> </tr> </table>	120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000	2000 hasta 4000	±0,8	±1	±1,5	±2	Título: PERFIL UPN 100 x 2550 mm			Cód.: 04-01-013		
	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120																		
	±0,1	±0,2	±0,5																		
	120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000	2000 hasta 4000																	
±0,8	±1	±1,5	±2																		
Material: UPN 100			Cant. 8	Esc.: 1:5		Norma: Formato: A4 Revisión N°: 00															



Observaciones				NOMBRE	FECHA	FIRMA	 Maq.: PI1.6M			
				Dib.	Malasisi Cristian	06/2020				
				Rev.						
				Aprob.						
Tabla de tolerancias no especificadas	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120	Título: PERFIL UPN 100 x 802 mm			Cód.: 04-01-014			
	±0,1	±0,2	±0,5				Esc.:	Norma:	Formato: A4	
	120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000				2000 hasta 4000	Material: UPN 100	Cant. 4	1:20
±0,8	±1	±1,5	±2							



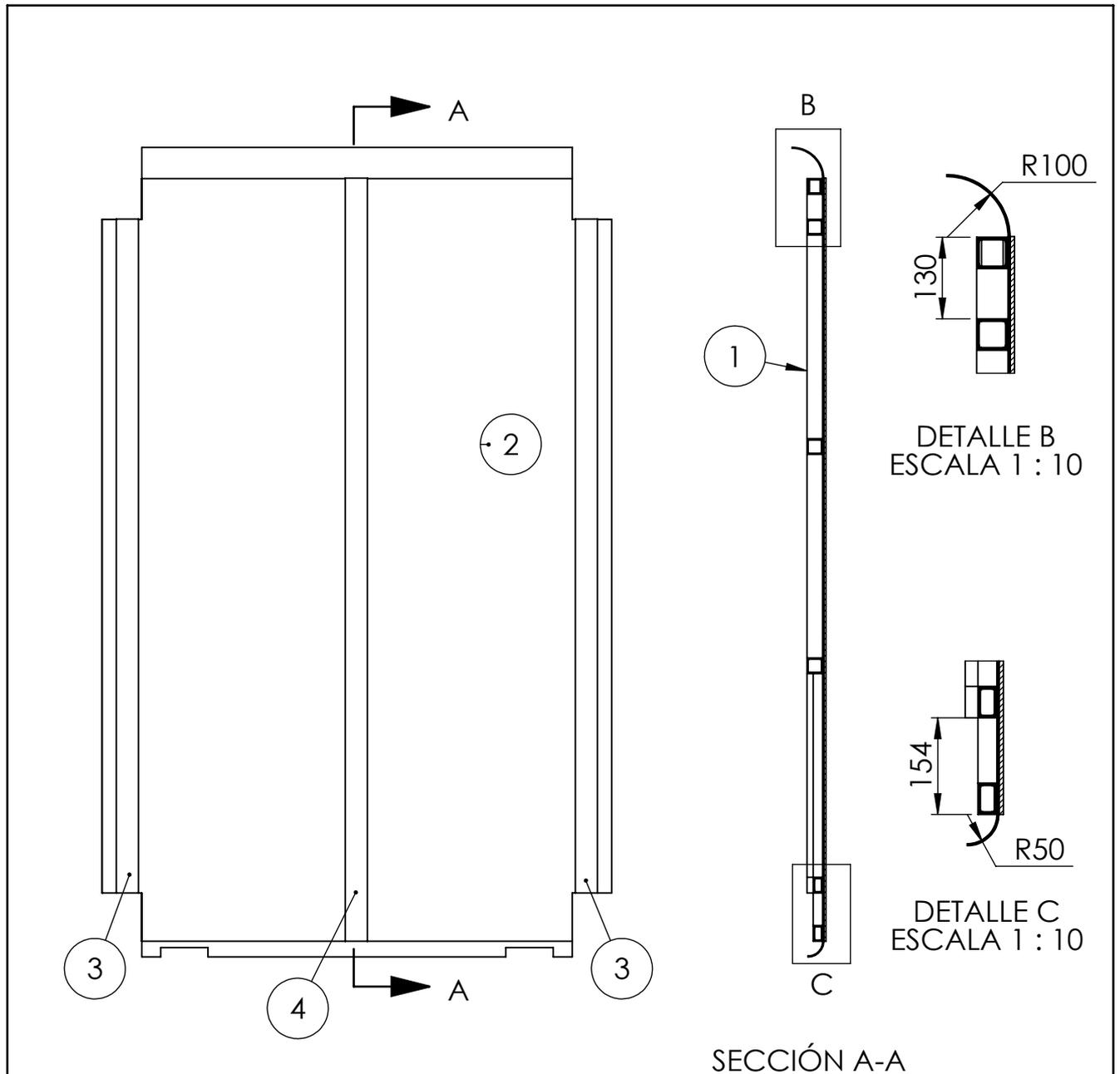
INGENIERÍA MECÁNICA
PROYECTO FINAL

PICADORA INTEGRAL DE FORRAJES

PLANIMETRÍA: CJ. PISO DE DEPÓSITO.
COD.: 05-00-000



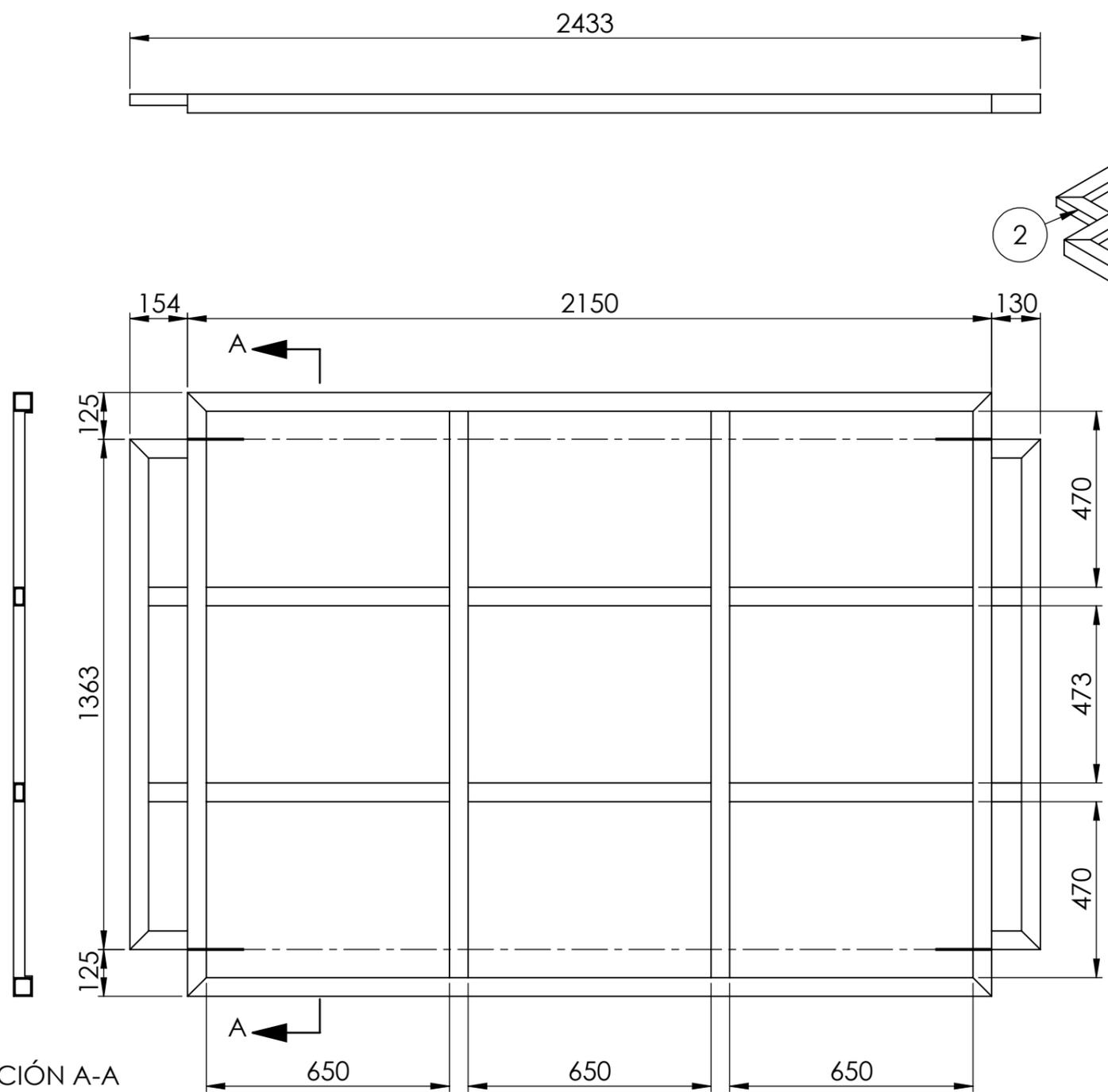
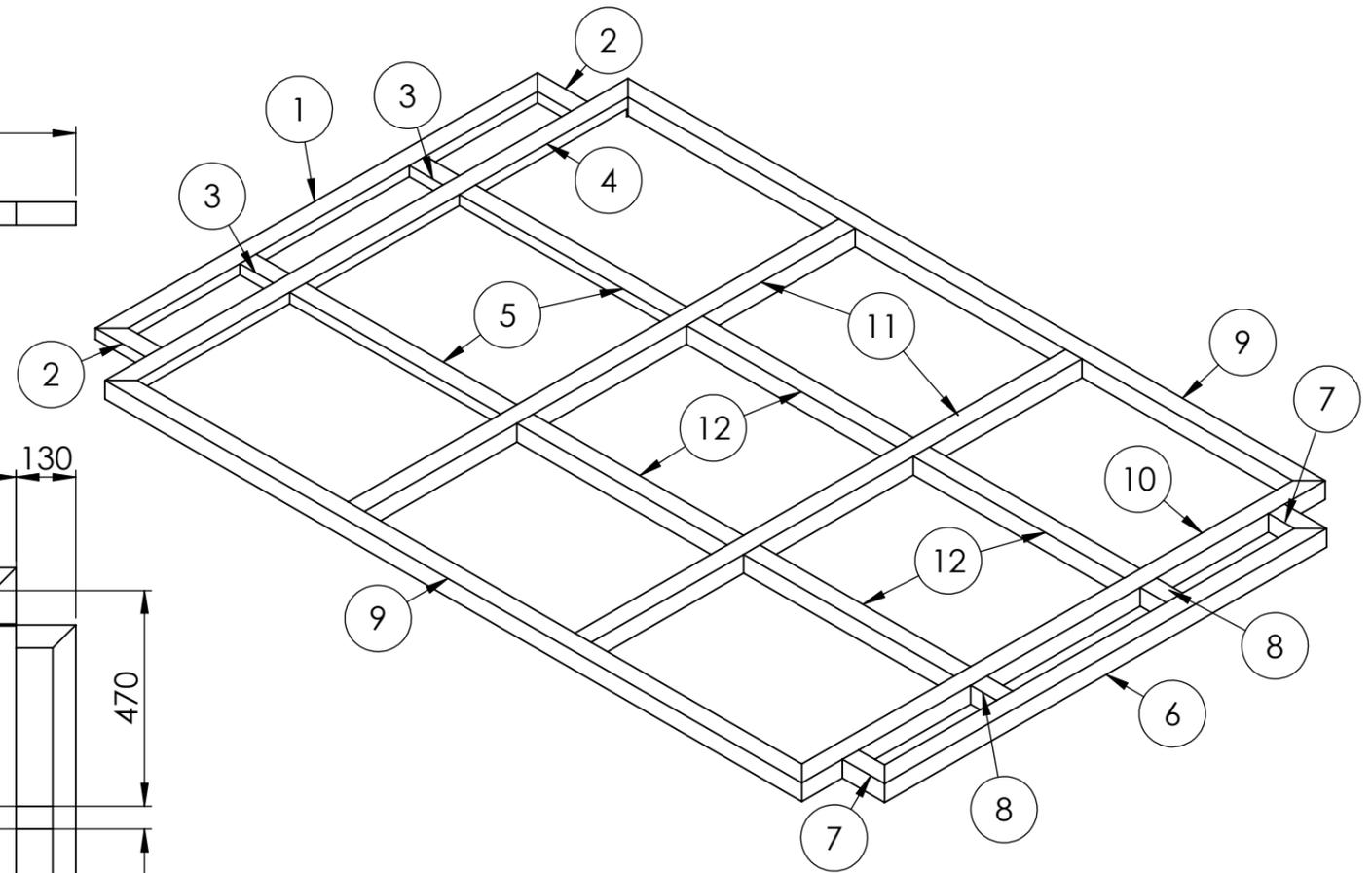
Alumno:
CRISTIAN MALASISI



SECCIÓN A-A

4	Placa antidesgaste central	1	STD	Plancha de Grilon e: 10 mm	Dimensiones: 2434 x 70 mm
3	Placa antidesgaste lateral	2	STD	Plancha de Grilon e: 10 mm	Dimensiones: 2150 x 70 mm
2	Chapa piso de depósito	1	05-01-013	Chapa F24 e:1/8"	
1	Ens. Estructura piso del depósito	1	-	-	

ITEM	DENOMINACIÓN	CANT.	CÓDIGO	MATERIAL	OBSERVACIONES	
Observaciones			NOMBRE	FECHA	FIRMA	
Ensamble completo	Dib.	Malasisi Cristian		06/2020		
	Rev.					
	Aprob.					
Tabla de tolerancias no especificadas	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120	Título: CJ. PISO DE DEPÓSITO		
	±0,1	±0,2	±0,5			Cód.: 05-00-000
	120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000	2000 hasta 4000	Esc.:	Norma:
	±0,8	±1	±1,5	±2	Formato: A4	Revisión Nº: 00
Material:				Cant. 1	1:20	

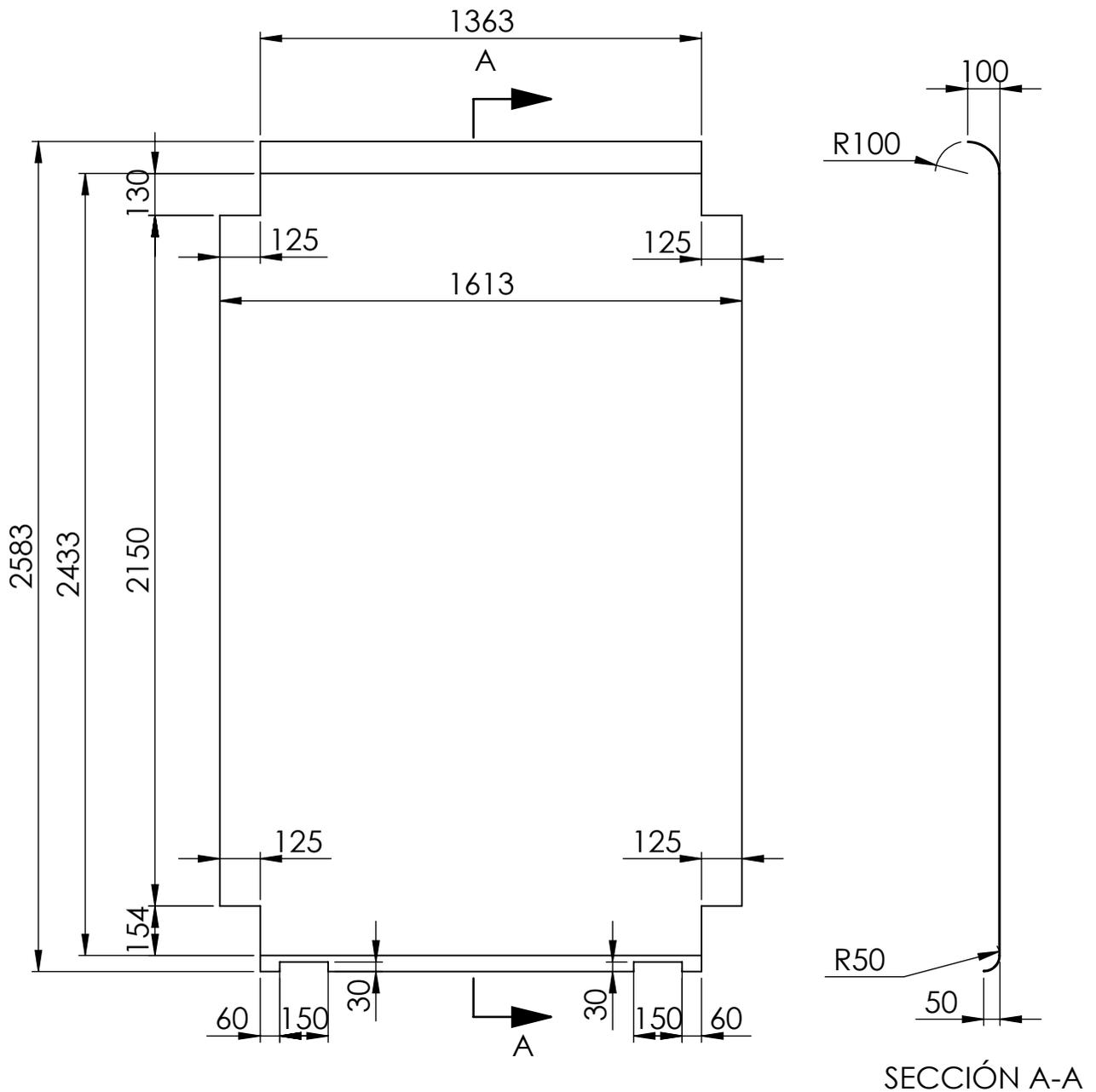


12	Caño 50x50x4x650 mm	4	05-01-012	Caño estructural 50x50 - esp:4mm	Largo: 650 mm Extremos a 90°
11	Caño 50x50x4x1513 mm	2	05-01-011		Largo: 1513 mm Extremos a 90°
10	Caño 50x50x4x1613 mm	1	05-01-010		Largo: 1613 mm Extremos a 45°
9	Caño 50x50x4x2150 mm	2	05-01-009		Largo: 2150 mm Extremos a 45°
8	Caño 50x50x4x80 mm	2	05-01-008		Largo: 80 mm Extremos a 90°
7	Caño 50x50x4x130 mm	2	05-01-007	Caño estructural 50x30 - esp:4mm	Largo: 130 mm 1 extremo a 45° - 1 a 90°
6	Caño 50x50x4x1363 mm	1	05-01-006		Largo: 1363 mm Extremos a 45°
5	Caño 50x30x4x650 mm	2	05-01-005		Largo: 650 mm Extremos a 90°
4	Caño 50x30x4x1613 mm	1	05-01-004	Caño estructural 50x30 - esp:4mm	Largo: 1613 mm Extremos a 45°
3	Caño 50x30x4x104 mm	2	05-01-003		Largo: 104 mm Extremos a 90°
2	Caño 50x30x4x154 mm	2	05-01-002		Largo: 154 mm 1 extremo a 45° - 1 a 90°
1	Caño 50x30x4x1363 mm	1	05-01-001		Largo: 1363 mm Extremos a 45°

ITEM	DENOMINACIÓN	CANT.	CÓDIGO	MATERIAL	OBSERVACIONES
Observaciones					
Plano de estructura	Dib.	Malasi Cristian	06/2020	FIRMA	 Maq.: PI1.6M
	Rev.				
	Aprob.				
Título: CJ. PISO DE DEPÓSITO				Cód.: 05-00-000	
Material: Caño estructural 50x50x4 mm / 50x30x4 mm				Cant. 1	1:15 
Esc.: Norma: Formato: A3				Revisión N°: 00	

Tabla de tolerancias no especificadas	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120
±0,1	±0,2	±0,5	
120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000	2000 hasta 4000
±0,8	±1	±1,5	±2

SECCIÓN A-A



Observaciones				NOMBRE	FECHA	FIRMA			
				Dib.	Malasisi Cristian	06/2020			
				Rev.					
				Aprob.					
				Maq.: PI1.6M					
Tabla de tolerancias no especificadas	0,5 hasta 6	6 hasta 30	30 hasta 120	Título: CHAPA PISO DE DEPÓSITO			Cód.: 05-01-013		
	±0,1	±0,2	±0,5				Esc.:	Norma:	Formato: A4
	120 hasta 400	400 hasta 1000	1000 hasta 2000				2000 hasta 4000	Material: Chapa F24 e: 1/8"	Cant. 1
±0,8	±1	±1,5	±2				Revisión Nº: 00		