



Proyecto Trabajo Final

23 de septiembre de 2022. Mar del Plata

Diseño y automatización de sistema de regulación de un limpiador de hileras

Autores

Rodríguez, Lucas Ezequiel

DNI:41.715.404

Nro. Legajo:13355

Mail:rodriguez_lucas_ezequiel@outlook.com

Carrera: Ing. Electromecánica

Wilt, Gastón Matías

DNI:40.718.267

Nro. Legajo:13111

Mail:gastonwilt@gmail.com

Carrera: Ing. Eléctrica

Tutor: Dr. Ing. Roberts, Justo José

Co-tutor: Ing. Loizaga, Ulises

***Evaluadores: Ing. Belliski, Gustavo; Dr. Ing. Strack, Jorge; Ing. Fernandino,
Diego Omar***



RINFI se desarrolla en forma conjunta entre el INTEMA y la Biblioteca de la Facultad de Ingeniería de la Universidad Nacional de Mar del Plata.

Tiene como objetivo recopilar, organizar, gestionar, difundir y preservar documentos digitales en Ingeniería, Ciencia y Tecnología de Materiales y Ciencias Afines.

A través del Acceso Abierto, se pretende aumentar la visibilidad y el impacto de los resultados de la investigación, asumiendo las políticas y cumpliendo con los protocolos y estándares internacionales para la interoperabilidad entre repositorios



Esta obra está bajo una [Licencia Creative Commons Atribución-
NoComercial-CompartirIgual 4.0 Internacional](https://creativecommons.org/licenses/by-nc-sa/4.0/).



Proyecto Trabajo Final

23 de septiembre de 2022. Mar del Plata

Diseño y automatización de sistema de regulación de un limpiador de hileras

Autores

Rodríguez, Lucas Ezequiel

DNI:41.715.404

Nro. Legajo:13355

Mail:rodriguez_lucas_ezequiel@outlook.com

Carrera: Ing. Electromecánica

Wilt, Gastón Matías

DNI:40.718.267

Nro. Legajo:13111

Mail:gastonwilt@gmail.com

Carrera: Ing. Eléctrica

Tutor: Dr. Ing. Roberts, Justo José

Co-tutor: Ing. Loizaga, Ulises

Evaluadores: Ing. Belliski, Gustavo; Dr. Ing. Strack, Jorge; Ing. Fernandino, Diego Omar

Agradecimientos

A mis docentes y en especial a mi director y codirector por su ayuda, paciencia y dedicación.

Agradecerle también a toda mi familia por darme ánimo durante este proceso.

Finalmente, a mis amigos de la vida y de la facultad, por el apoyo diario.

Lucas Ezequiel Rodríguez

Agradecerle a mi familia, especialmente a mi madre Laura García, por darme ánimo, fuerza, contención y motivación durante este largo proceso. Por los valores transmitidos y por guiarme en la vida.

También a mis amigos de la vida y de la facultad, por el apoyo diario, sin los cuales esto tampoco habría sido posible.

Y por último a mis docentes y en especial a mi director y codirector por su ayuda, paciencia y dedicación.

Gastón Matías Wilt

Resumen

El objetivo principal del trabajo fue el diseño y automatismo de un prototipo limpiador de hileras con el propósito de lograr una correcta remoción de residuos durante el proceso de siembra en la zona sudeste de la provincia de Buenos Aires, Argentina.

Utilizando conceptos preexistentes de otras maquinarias del mercado se generó una nueva alternativa inexistente. También se expuso el desarrollo del sistema de sensado y regulación automatizada de sus partes. El estudio fue realizado consultando y relevando datos de interés con la colaboración de un productor de la zona de Balcarce (Aguilar S.A.), discutiendo las necesidades locales con personal del INTA (Ing. Ulises Loizaga) y la revisión de escasa bibliografía existente del tema. A través de la recopilación de información se propusieron características a perseguir durante el diseño: durabilidad, rangos de operación, alimentación (eléctrica e hidráulica), estanqueidad y fortaleza frente a ruidos e interferencias.

El diseño geométrico de las piezas se basó en las características previamente definidas, en cambio, las verificaciones mecánicas que se consideraron necesarias fueron realizadas a partir de software Autodesk Inventor (caso de piezas de alta complejidad) o de fórmulas avaladas por bibliografía (geometrías simples extensamente estudiadas). Desde el punto de vista de sensado y regulación automática también jugó un papel importante las características del diseño buscadas. La selección de materiales se basó en la disponibilidad del mercado para incrementar la viabilidad del prototipo.

Durante el trabajo se realizaron una serie de hipótesis simplificadoras: La velocidad de trabajo de la maquinaria (normalmente 5 km/h); Variación despreciable de la resistividad del terreno en contraste con los cambios de humedad esperados (nunca se realiza siembra a temperaturas que permitan el congelamiento del agua propia del terreno); Variación despreciable de la resistividad del suelo en función de cambios en la temperatura ambiente.

Como resultado principal, se logró un diseño de limpiador de hileras (junto a los planos de fabricación) considerablemente robusto ante esfuerzos mecánicos y con una alta durabilidad, además de innovador, ya que los modelos disponibles en el mercado local no cuentan con las capacidades obtenidas. El costo estimado del prototipo resultó considerablemente mayor a alternativas del mercado actual.

Palabras clave: siembra directa, diseño mecánico, row cleaner, automatización, rastreo.



Índice general

1.	Introducción	1
1.1.	Presentación del proyecto	1
1.2.	Planteamiento del problema.....	1
1.3.	Justificación	2
1.4.	Objetivos.....	2
1.5.	Metodología	3
2.	Antecedentes y Estado del Arte	5
2.1.	Descripción de un limpiador de hilera.....	5
2.2.	Tipo de limpiadores de hileras.....	6
2.2.1.	Limpiadores de hileras fijos	6
2.2.2.	Limpiadores de hileras flotantes	7
2.2.3.	Limpiadores de hileras hidráulicos / neumáticos.....	8
2.2.4.	Limpiadores de hileras con rueda de calibración.....	9
2.2.5.	Limpiadores de hileras no comerciales (teóricos).....	10
2.3.	Cierre de capítulo	13
3.	Metodología de Diseño	14
3.1.	Descripción general de la propuesta	14
3.2.	Diseño Mecánico.....	17
3.2.1.	Propuesta electromecánica	19
3.2.2.	Propuesta neumática.....	20
3.2.3.	Propuesta hidráulica.....	24
3.2.4.	Acoplamiento del cilindro hidráulico lineal	25
3.2.5.	Determinación de la banda interna.....	27
3.2.6.	Determinación de columnas de banda de profundidad	30
3.2.7.	Vínculo y sujeciones entre bandas	32
3.2.8.	Determinación de la distancia entre discos.....	39
3.2.9.	Eje principal.....	41
3.2.10.	Selección del rodamiento del disco limpiador de hileras.....	47
3.2.11.	Diseño mecánico del sistema de sensado de espesor de rastrojo	49
3.2.12.	Sistema de presión de contacto	52
3.2.13.	Acoples entre sistemas	61
3.2.14.	Cierre de subsección de diseño mecánico	67

3.3.	Diseño de sistema de sensado	67
3.3.1	Selección de sensores del sistema	68
3.3.2.	Automatización de mecanismos.....	86
3.3.3.	Cierre de subsección.....	93
3.4.	Experimentación.....	94
4.	Resultados	101
5.	Conclusiones y Trabajos Futuros.....	107
5.1.	Trabajos Futuros	108
6.	Bibliografía	109
	Apéndice A - Carga crítica al pandeo de ejes redondos.....	113
	Apéndice B - Esfuerzo máximo desarrollado en actuador lineal.....	114
	Apéndice C - Definiciones relacionadas a banda de profundidad externa.....	115
	Apéndice D - Determinación del diámetro de la banda interna.....	117
	Apéndice E - Posicionamiento neutro de banda de profundidad interna	118
	Apéndice F - Dimensionamiento de columnas de banda interna ante carga máxima	119
	Apéndice G - Dimensionamiento de columnas de banda interna ante fatiga.....	122
	Apéndice H - Selección de largo adecuado de la punta de eje	125
	Apéndice I - Dimensionamiento de eje de unión entre bandas.....	128
	Apéndice J - Determinación de brazo de palanca principal.....	131
	Apéndice K - Verificación ante el corte de chavetas utilizadas.....	134
	Apéndice L - Consumo de fluido hidráulico	135
	Apéndice M - Verificación de rosca del eje de unión	136
	Apéndice N - Parámetros de diseño referidos al disco del limpiador de hileras.....	137
	Apéndice O - Características técnicas de los sensores del sistema.....	138
	Apéndice P - Elementos auxiliares no mencionados.....	153
	ANEXO I - CÓDIGO DE ARDUINO MAESTRO (O CONSOLA).....	155
	ANEXO II - CÓDIGO DE ARDUINO ESCLAVO (O SENSOR)	157
	ANEXO III – PLANOS MECÁNICOS	161
	ANEXO IV – PLANO DE CONEXIÓN ELÉCTRICA	187

Índice de figuras

Figura 2.1 - Tren de siembra simple.....	5
Figura 2.2 - Discos típicamente utilizados en la actualidad.....	6
Figura 2.3 - Modelo 3D de limpiador de hileras fijo sin accesorios y regulación de altura manual.....	7
Figura 2.4 - Limpiador de hileras de tipo flotante con accesorios "banda de profundidad".....	8
Figura 2.5 - Limpiador de hileras con regulación de presión neumática.....	9
Figura 2.6 - Limpiador de hileras con accesorio rueda de calibración.....	10
Figura 2.7 - Limpiador de hileras implementando discos de diámetro efectivo variable.....	11
Figura 3.1 - Diagrama esquemático simplificado del funcionamiento.....	14
Figura 3.2 - Diagrama de flujo para la automatización.....	16
Figura 3.3 - Diagrama de flujo del diseño mecánico.....	17
Figura 3.4 - Costos comparativos por volumen de producción.....	18
Figura 3.5 - Conjunto cremallera y engranajes reguladores de altura.....	19
Figura 3.6 - Mecanismo vinculando del motor impulsor a engranajes regulador de altura.....	20
Figura 3.7 - Datos dimensionales del cilindro seleccionado.....	24
Figura 3.8 - Propuesta inicial de unión actuador-eje principal del limpiador de hileras.....	25
Figura 3.9 - Ensamblaje parcial de banda de profundidad.....	1
Figura 3.10 - Esquemático de banda interna (formato circular).....	27
Figura 3.11 - Esquemático de banda interna (formato rectangular).....	28
Figura 3.12 - Banda interna rectangular modificada.....	29
Figura 3.13 - Esquema de ensamble parcial.....	32
Figura 3.14 - Nueva alternativa de unión entre bandas.....	33
Figura 3.15 - Colocación de rodamientos radiales.....	35
Figura 3.16 - Arandela de empuje.....	38
Figura 3.17 - Distancia entre discos.....	40
Figura 3.18 - Segundo ensamblado parcial orientativo.....	41
Figura 3.19 - Puntos calientes en los modelos.....	42
Figura 3.20 - Parámetros de simulación.....	44
Figura 3.21 - Modelo propuesto de eje principal.....	45
Figura 3.22 - Distribución de esfuerzos en el eje.....	46
Figura 3.23 - Distribución de esfuerzos en el eje perforado y redimensionado.....	46
Figura 3.24 - Tasa de convergencia.....	47
Figura 3.25 - Modelo parcial del limpiador de hileras con sistema de sensado.....	50
Figura 3.26 – Resultado de simulaciones del brazo del disco de sensado.....	51
Figura 3.27 – Aplicación de cilindro hidráulico rotativo propuesto.....	52
Figura 3.28 – Esquema representativo de recorrido del cilindro hidráulico rotativo.....	55
Figura 3.29 – Posición de reposo.....	55
Figura 3.30 -Torque desarrollado frente a presión aplicada.....	56
Figura 3.31 – Mecanismo de seguridad.....	57
Figura 3.32 – Cuadrilátero articulado.....	58
Figura 3.33 – Cuadrilátero articulado.....	60
Figura 3.34 – Acople entre sistemas.....	61

Figura 3.35 - Pieza cilíndrica de acople de ejes principales.	62
Figura 3.36 - Placa de unión.	63
Figura 3.37 - Esfuerzos en el acople	63
Figura 3.38 - Tasa de convergencia.	64
Figura 3.39 - Acople a sembradora.....	65
Figura 3.40 – Accesorios (1).....	66
Figura 3.41 - Accesorios (2).....	67
Figura 3.42 – Variación de resistividad en función de la humedad..	68
Figura 3.43 – Sensor de humedad resistivo modelo FC-28.....	69
Figura 3.44 – Sensor capacitivo de humedad.....	69
Figura 3.45 – Circuito interno del sensor capacitivo de humedad.....	70
Figura 3.46 – Conexión del sensor.	70
Figura 3.47 – Conexión del sensor en la placa Arduino.....	71
Figura 3.48 – Características técnicas del sensor capacitivo.	71
Figura 3.49 – Disposición del sensor de efecto Hall típico.....	72
Figura 3.50 – Sensor de efecto Hall AHKC-EKA.	73
Figura 3.51 – Esquema de conexión de sensor ACS712 a Arduino..	75
Figura 3.52 – Efecto de deriva con fuerzas pequeñas y grandes..	76
Figura 3.53 – Sensor de presión de contacto XFL212R.	77
Figura 3.54 – Esquema de conexión del sensor de presión de contacto XFL212R.	78
Figura 3.55 – Sensor resistivo potenciométrico ELAP-PM de 50 [mm].....	78
Figura 3.56 – Sensor capacitivo de CC LVDT LCIT 1000.....	80
Figura 3.57 – Montaje del sensor capacitivo de CC LVDT LCIT 1000.....	81
Figura 3.58 – Sensor ultrasónico HC-SR04.....	82
Figura 3.59 – Esquema de conexión del sensor ultrasónico HC-SR04.	83
Figura 3.60 – Esquema de montaje del sensor ultrasónico HC-SR04.	84
Figura 3.61 – Módulo step down buck.	85
Figura 3.62 – Esquema de conexión de sistema conversor de 12 Vcc a Vca...85	
Figura 3.63 – Diagrama de flujo de funcionamiento del sistema.....	87
Figura 3.64 – Módulo de dos relés.....	89
Figura 3.65 – Conexión del módulo de dos relés.....	90
Figura 3.66 – Identificación de bornes del módulo de dos relés.	90
Figura 3.67 – Electroválvula elegida.	91
Figura 3.68 – Esquema identificatorio de electroválvula.....	91
Figura 3.69 – Caídas de presión de la electroválvula.	92
Figura 3.70 – Válvula de caudal constante.	93
Figura 3.71 – Diagrama esquemático de conexiones.	94
Figura 3.72 – Carro de medición, vista superior.	95
Figura 3.73 – Carro de medición, vista inferior	95
Figura 3.74 – Fondo del terreno apisonado.	96
Figura 3.75 – Medición de caídas de tensión.....	97
Figura 3.76 – Ejemplo de experimentación.....	97
Figura 3.77 – Medición estática a 0,2 [cm].....	98
Figura 3.78 – Medición estática a 1,2 [cm].....	98
Figura 3.79 – Medición dinámica a 1,2 [cm].....	99
Figura 3.80 – Medición dinámica a 1,7 [cm].....	99
Figura 4. 1 – Modelo final propuesto.....	101
Figura A.1 - Coeficiente de compresión libre.	113

Figura F.1 - Diagrama de esfuerzos sobre columnas.	120
Figura H. 1 - Diagrama simplificado y sistema referencial utilizado para determinación de distancia “d”.	125
Figura H.2 - Esfuerzos vs distancia “d” en el caso “fuera de servicio”.	126
Figura I.1 - Diagrama simplificado.	128
Figura I.2 - Momento flector.	128
Figura I.3 - Tensión normal.	129
Figura I.4 - Concentradores de tensión.	129
Figura J. 1 - Resultado de simulación de esfuerzos.	131
Figura J.2 - Resultado de simulación de esfuerzos (ampliación).	132
Figura J.3 - Apoyos.	133
Figura O.1 - Sensor capacitivo de humedad.	138
Figura O 2 – Circuito interno del sensor capacitivo de humedad.	138
Figura O.3 – Conexión del sensor.	139
Figura O.4 – Conexión del sensor en la placa Arduino.	139
Figura O.5 – Características técnicas del sensor capacitivo.	139
Figura O.6 – Esquema de conexión de sensor ACS712 a Arduino.	140
Figura O.7 - Esquema de conexión interno de sensor ACS712.	141
Figura O.8 – Detalle de pines de conexión del sensor ACS712.	141
Figura O.9 – Curvas de comportamiento del sensor ACS712-5A.	143
Figura O.10 – Sensor de presión de contacto XFL212R.	144
Figura O.11 - Dimensiones del sensor de presión de contacto XFL212R.	145
Figura O.12 – Esquema de conexión del sensor de presión de contacto XFL212R.	145
Figura O.13 - Conexionado eléctrico del LVDT HR 1000.	147
Figura O.14 - Sensor capacitivo de CC LVDT LCIT 1000.	147
Figura O.15 - Montaje del sensor capacitivo de CC LVDT LCIT 1000.	149
Figura O.16 - Conexionado eléctrico del sensor capacitivo de CC LVDT LCIT 1000.	149
Figura O.17 – Sensor ultrasónico HC-SR04.	150
Figura O.18 - Especificaciones técnicas del sensor ultrasónico HC-SR04. ..	150
Figura O.19 - Detalle pines del sensor ultrasónico HC-SR04.	151
Figura O.20 – Esquema de conexión del sensor ultrasónico HC-SR04.	151
Figura O.21 – Esquema de montaje del sensor ultrasónico HC-SR04.	152
Figura P.1 - Diagrama general, ejes auxiliares.	153
Figura P.2 - Alojamiento para rodamientos.	154

Índice de tablas

<i>Tabla 2.1 - Resumen de principales características de limpiadores de hileras.</i>	12
<i>Tabla 3.1 - Características generales.</i>	1
<i>Tabla 3.2 - Cilindro doble efecto.</i>	22
<i>Tabla 3.3 - Cilindro doble efecto compacto seleccionado.</i>	23
<i>Tabla 3.4 - Mínima carga de rodamiento (5 km/h y 20 °C).</i>	33
<i>Tabla 3.5 – Características resumidas de los rodamientos.</i>	34
<i>Tabla 3.6 - Coeficiente K (factor de tuerca).</i>	36
<i>Tabla 3.7 - Características de rodamientos NTN 511201.</i>	37
<i>Tabla 3.8 - Características resumidas de rodamientos NTN de 20 [mm].</i>	38
<i>Tabla 3.9 - Tabla 3.7 - Características de rodamientos NTN 51104.</i>	39
<i>Tabla 3.10 - Propiedades de las fundiciones.</i>	43
<i>Tabla 3.11 - Características de rodamientos.</i>	48
<i>Tabla 3.12 – Recopilación de algunos manguitos de fijación comerciales estándar.</i>	48
<i>Tabla 3.13 – Recopilación parcial de masas del sistema.</i>	53
<i>Tabla 3.14 - Resolución gráfica de la cinemática de cuerpo rígido de un cuadrilátero articulado en movimiento.</i>	59
<i>Tabla 3.15 – Propiedades físicas de acero SAE 1040.</i>	62
<i>Tabla 3.16 – Características del sensor Hall AHKC-EKA.</i>	73
<i>Tabla 3.17 – Rangos y sensibilidades de sensor Hall integrado ACS712.</i>	74
<i>Tabla 3.18 – Dimensiones del sensor resistivo potenciométrico.</i>	79
<i>Tabla 4. 1 - Costos de producción del prototipo.</i>	102
<i>Tabla 4. 2 - Ficha resumen.</i>	105
<i>Tabla F.1 - Propiedades de acero SAE 1010.</i>	121
<i>Tabla G. 1 - Propiedades de acero SAE 1010.</i>	122
<i>Tabla G. 2 - Confiabilidad.</i>	123
<i>Tabla J.1 - Dimensiones del rodamiento rígido de bolas.</i>	133
<i>Tabla O.1 - Rangos y sensibilidades de sensor Hall integrado ACS712.</i>	140
<i>Tabla O.2 – Características técnicas del sensor ACS712.</i>	142
<i>Tabla O.3 – Características de desempeño del sensor ACS712.</i>	142
<i>Tabla O.4 - Especificaciones técnicas del sensor de presión de contacto XFL212R.</i>	144
<i>Tabla O.5 - Especificaciones eléctricas del LVDT HR 1000.</i>	146
<i>Tabla O.6 - Dimensiones del LVDT HR 1000.</i>	146
<i>Tabla O.7 - Características eléctricas del sensor capacitivo de CC LVDT LCIT 1000.</i>	148
<i>Tabla O.8 - Dimensiones del sensor capacitivo de CC LVDT LCIT 1000.</i>	148

Nomenclatura

- P*: Diferencia de presión en cilindro hidráulico.
F: Carga requerida.
F_{ap}: Carga aplicada.
C: Capacidad de carga dinámica.
C_{est}: Capacidad de carga estática.
A: Área efectiva de aplicación de esfuerzo.
s: Factor de seguridad.
 λ : Relación entre diámetro interno y externo del eje.
 σ_{adm} : Tensión admisible del material.
C_{adm}: Carga admisible del material.
M_f: Momento flector.
M_m: Momento flector medio.
M_a: Semiamplitud del momento flector
C_f: Factor de seguridad según tipo de carga.
D_e: Diámetro externo.
S_e: Límite a la fatiga por ensayos de laboratorio.
S_e': Límite a la fatiga corregido por factores de Marín.
S_y: Límite de fluencia del material.
L: Vida a la fatiga en ciclos.
 τ : Torque.
k: Factor de tuerca.
d₁: Diámetro exterior de la arandela del eje.
D: Diámetro exterior.
H: Altura.
d: Diámetro del agujero.
rs: Dimensión del chaflán de la arandela.
ra: Radio de acuerdo.
Da: Diámetro del resalte del soporte.
da: Diámetro del resalte del eje.
J: Diámetro de paso de los orificios de los pernos de fijación.
K: Orificio de fijación de diámetro.
h: Número máximo de refinados.
F_t: Esfuerzo de corte de rastroy.
F_a: Esfuerzo axial.
F_r: Esfuerzo radial.
f₀: Factor de rodamientos.
e1: Coeficiente de carga equivalente en rodamientos.
P_{or}: Carga radial dinámica equivalente.
F_h: Esfuerzo paralelo al suelo.
D_y: Recorrido vertical.
D_x: Recorrido horizontal.
 θ : Cota angular.
h': Longitud de brazo de palanca.
m: Distancia de seguridad.
A: Altura de cilindro hidráulico rotativo.
L1: Longitud brazo 1.
L2: Longitud brazo 2.

H0: Distancia horizontal 0.
H1: Distancia vertical 1.
B: Longitud barra 1.
BF: Longitud barra 2.
 σ_{xx} : Tensión en la dirección longitudinal.
V: Diferencia de potencial.
ms: Sensibilidad.
I: Corriente.
Lo: Distancia
T: Tiempo entre emisión y recepción
Cs: Velocidad del sonido
IC1: Temporizador 555
Q1: Transistor bipolar NPN TIP41a o similar.
Q2: Transistor bipolar PNP TIP42a o similar.
D1 = D2: Diodos 1N4001 o similar.
R1 = R2: Resistencias.
R3: Resistencia.
C1: Condensador.
C2: Condensador.
C3: Condensador electrolítico.
L1: Bobina 1.
GND: Pin de conexión a tierra.
IN1: Pin de control 1.
IN2: Pin de control 2.
VCC: Pin de alimentación.
Cl: Carrera de trabajo.
Fc: Fuerza crítica.
Kc: Coeficiente de compresión.
 r_1 : Radio máximo de la banda.
 r_2 : Radio mínimo de la banda.
e: Espesor de la banda.
 δ : Densidad del material de la banda.
g: Gravedad estándar.
 F_p : Peso máximo de la banda estimada.
 D_{disco} : Diametro del disco limpiador de hileras.
 $D_{máx}$: Diámetro máximo banda cónica.
 $D_{mín}$: Diámetro mínimo banda cónica.
r: Radio.
Fv: Peso de banda.
 μ_r : Coeficiente de fricción.
N: Normal.
 F_{roce} : Fuerza de roce.
 σ_{rotura} : Tensión de rotura.
 $\sigma_{fluencia}$: Tensión de fluencia.
 k_a : Factor de superficie.

k_b : Factor de tamaño
 d_e : Diámetro equivalente.
 k_c : Factor de tipo de carga
 k_d : Factor de temperatura
 k_e : Factor de confiabilidad
 k_f : Factor de efectos varios.
 V_x : Esfuerzo en dirección x.
 V_y : Esfuerzo en dirección y.
 V_z : Esfuerzo en dirección z.
 $K_{flector}$: Concentrador de tensiones ante momentos flectores.
 K_{axial} : Concentrador de esfuerzos ante esfuerzos axiales.
 b : Base
 a : Ancho
 τ_{fl} : Tensión de corte (Tresca).
 Q : Caudal.
 $R_{p0,2}$: Límite elástico del material (190 [MPa]).
 P_a : Paso de la rosca (1,5 [mm]).
 μ_G : coeficiente de fricción entre roscas (0,8 sin lubricar para unión acero - acero)
 d_2 : Diámetro primitivo de la rosca (10,865 [mm]).
 d_3 : Diámetro de núcleo de la rosca (10,106 [mm]).
 P_o : Potencia consumida.
 v : Velocidad absoluta de avance del centro del disco.
 e : Espesor.
 δ : Densidad
 y : Flecha.
 I : Inercia.

1. Introducción

1.1. Presentación del proyecto

Un terreno labrado (siembra convencional) se erosiona más fácilmente por efecto del agua, el viento o la acción humana. La denominada siembra directa se caracteriza por “labranza cero”, el suelo no se prepara previamente para la colocación de semillas y se encuentra cubierto por restos de cultivo anterior (rastros o cubiertas vegetales) para reducir el riesgo de erosión [1].

Una siembra adecuada es aquella donde la diferencia entre la cantidad de semillas posibles de obtener y las resultantes es mínima, debe existir una uniformidad en el plano vertical y horizontal donde es depositada la semilla, el tiempo transcurrido para la emergencia es mínimo para el conjunto de la población y la desviación de estos tiempos entre plantas de una misma población no difiere en gran medida. Gran cantidad de investigaciones han sido realizadas sobre el tema, donde los autores concluyen que las plantas tardías, como es de esperarse, ven disminuido su rendimiento por no poder captar eficientemente los recursos. Este menor desempeño no se ve compensado por el mayor aprovechamiento que puedan realizar las plantas dominantes emergidas tempranamente (en comparación). La absorción de agua por la semilla desencadena una secuencia de cambios metabólicos que incluyen la respiración, la síntesis proteica y la movilización de reservas para completar el proceso germinativo. En el caso de que no se den las condiciones adecuadas para la germinación, la semilla se mantendrá latente durante un tiempo variable, dependiendo de la especie, hasta que, llegado un momento, pierda su capacidad de germinar [2] [1].

1.2. Planteamiento del problema

El manejo de residuos previo a la siembra es una de las principales preocupaciones para cualquier productor a gran escala de vegetales por su gran efecto en la germinación. Los residuos que se encuentran en contacto directo con la semilla generan problemas para la germinación, incluso hasta el punto de no permitir germinación alguna. El rastrojo de cosechas previas no permite una conservación de humedad adecuada para el desarrollo de las semillas, razón suficiente para intentar evitar el depósito sobre el material orgánico residual y en su lugar asegurar el correcto contacto con el suelo. Una parte significativa del manejo de residuos recae en la actuación de limpiadores de hileras (*row cleaners*). En la actualidad se utilizan (principalmente) dos tipos de tecnologías relacionadas a estos elementos: los limpiadores de hileras fijos y los de tipo flotante. Los primeros no poseen ninguna regulación, son aquellos considerados más rudimentarios y fueron una primera solución al problema de la producción en masa en campos. El inconveniente con esta metodología radica en la profundidad lograda siendo (generalmente) inadecuada, ya sea por una sobre profundización en el terreno (creando zanjas y empujando tierra a los lados de la hilera de siembra), o debido a una sub profundización donde existen cantidades inaceptables de residuo restante en la hilera, generando así problemas de emergencia. Los limpiadores de tipo flotante son más comúnmente utilizados, pero su debilidad recae en la regulación de presión utilizada. Normalmente son gobernados por muelles o sistemas hidráulicos. A diferencia de los fijos los problemas de sub profundización y sobre profundización no se ven tan marcados.

1.3. Justificación

Una sub profundización del limpiador de hileras implica una cantidad de residuo superior, impidiendo (en ocasiones) que las semillas se depositen en la zanja de siembra. El rastreo no es capaz de conservar la humedad necesaria para la germinación de la semilla, por lo tanto, de depositarse una semilla en el residuo es una semilla desperdiciada y una planta menos producida. Ante dicha situación es posible ajustar los limpiadores (posición en el caso fijo y rigidez en el caso flotante) y producir una segunda pasada; pero se desperdicia tiempo revisando el campo (y movilizándolo el tractor), combustible y semillas durante la segunda maniobra, pero se asegura el aprovechamiento completo del terreno.

Por otro lado, sobre profundizar significa modificar el suelo causando diferencias de profundidad de semillas, daño a la microflora y mayor consumo de potencia.

Resulta evidente la necesidad de diseñar un limpiador de hileras con regulación automática de su posición el cual elimine las problemáticas antes mencionadas.

1.4. Objetivos

El objetivo principal del presente trabajo es diseñar y automatizar un limpiador de hileras con el propósito de lograr una correcta remoción de residuos durante el proceso de siembra. La zona de aplicación del prototipo propuesto corresponde al sudeste de la provincia de Buenos Aires.

Como resultado final de este proyecto se pretende obtener un diseño de limpiador de hileras considerablemente robusto ante esfuerzos mecánicos y con una alta durabilidad, además de innovador, ya que los modelos disponibles en el mercado local no cuentan con las capacidades perseguidas.

Objetivos específicos:

- Relevar el estado del arte sobre la siembra directa y la maquinaria utilizada en esta práctica.
- Relevar las tecnologías de limpiadores de hileras disponibles en el mercado (nacional e internacional).
- Relevar los requerimientos de los productores agropecuarios de la zona en cuanto al funcionamiento del limpiador de hileras.
- Relevar el estado del arte de proyectos similares.
- Proponer un mecanismo de regulación de un limpiador de hileras definiendo la geometría de sus partes.
- Modelar y simular esfuerzos en el mecanismo propuesto en un programa de modelado tridimensional (diseño asistido por computadora) en medida de las necesidades del proyecto.
- Realizar verificaciones mecánicas teóricas en la medida que se considere necesario.
- Diseñar la automatización del mecanismo de regulación propuesto.
- Seleccionar los materiales disponibles en el mercado para la fabricación del diseño propuesto.
- Realizar los planos de fabricación del prototipo.

1.5. Metodología

La metodología adoptada puede dividirse en tres secciones según la etapa del proyecto abordada.

✓ **Prediseño**

El relevamiento de los antecedentes y el estado del arte de maquinarias con objetivos similares permitió realizar una tormenta de ideas (en cuanto a bosquejos), se combinaron conceptos existentes o se utilizaron como inspiración para la propuesta de nuevos implementos.

Durante esta primera etapa fue confeccionado un primer modelo tridimensional mediante el software Autodesk Inventor. La totalidad de las piezas del dispositivo diseñado poseen un propósito vinculado a la resolución de una necesidad puntual, ya sea una función de vinculación (entre piezas), de estabilización, de protección, entre otras.

Es claro que el propósito de una pieza es insuficiente para la determinación geométrica. Aquellas dimensiones no delimitadas por el propósito a cumplir fueron definidas utilizando el sentido común y considerando:

1. Facilidad de obtención de la materia prima: existen estandarizaciones en el mercado, por ejemplo, una chapa de espesor de 0,22 milímetros tendrá un mayor costo y mayores tiempos de espera que una de 0,30 milímetros.
2. Concentradores de tensión: un cambio de sección brusco o una geometría angulosa pueden resultar en una pieza de mayor peso (buscando reforzar dichas zonas). Se evitaron siempre que fuese posible. Por ejemplo, es claro que la presencia de un escalón (cambio brusco de sección) conlleva a un estado tensional en el vértice mayor a la tensión remota aplicada, por lo que una buena estrategia de diseño es considerar radios de acuerdo o cambios graduales de sección.
3. Procesos de fabricación: una pieza compleja puede producirse mediante fundición, pero limita los espesores mínimos de producción. Bajo esta línea de pensamiento es posible identificar limitantes en cada método de producción.
4. Minimizar la diversidad de materias primas necesarias representa generalmente una ventaja: un control de stock es más sencillo, la compra a gran escala resulta más económica (similarmente ocurre en una prueba de concepto).
5. Simplicidad geométrica: generalmente la simplicidad está estrechamente relacionada a bajos costos de producción y bajos costos de materia prima.

✓ **Diseño mecánico**

El diseño mecánico fue un refinamiento del prediseño. Se determinaron los esfuerzos aplicados (tipo de esfuerzo y magnitud), naturaleza del contacto entre piezas (deslizante, no deslizante, fijo) y los tipos de unión (simple, doble, empotramiento).

Se analizaron mediante ecuaciones respaldadas por bibliografía y conocimientos adquiridos en la carrera aquellas piezas simples. Frente a piezas complejas se abordó la problemática por diseño asistido por software.

Principalmente durante la verificación de las piezas ante esfuerzos mecánicos se buscó mínimamente un factor de seguridad $s = 3$ considerando incertidumbres respecto a los esfuerzos, teniendo en cuenta el concepto de robustez perseguido. Criterios puntuales son mencionados en las respectivas secciones del informe.

Durante esta segunda sección se aborda la selección de distintos elementos (rodamientos, anillos de seguridad, etc.) y las recomendaciones necesarias.

Se alcanzó un nuevo modelo tridimensional útil para la confección de planos según las modificaciones logradas. Es destacable que la selección de tolerancias de fabricación se realizó según los “ajustes recomendados para diversas aplicaciones” de la norma I.S.A. o en su defecto de fichas técnicas de fabricantes (bujes y cojinetes). Las rugosidades superficiales mencionadas en planos se basan en recomendaciones de fabricantes (solamente elementos que actúan como buje).

A lo largo del informe se agruparon el prediseño y diseño mecánico de forma conveniente con el fin de agilizar la transmisión de ideas.

✓ **Sistema de sensado**

El diseño del sistema de sensado fue realizado con el objetivo de lograr una automatización lo más sencilla posible, aplicando tecnologías que garantizan una mayor vida útil, al utilizar mayormente métodos sin contacto, y confiabilidad en el sistema, al ser sensores compensados ante variaciones y ruidos en sus señales.

Se determinaron las variables a sensar, se investigó la mejor tecnología a utilizar para cada una de ellas y sus conexiones a la plaqueta de recepción de datos Arduino Uno.

Se propuso un sistema para alimentar los sensores que llevan un nivel de tensión diferente al de las baterías y al entregado por los puertos del Arduino Uno.

Se propuso un modelo de funcionamiento del sistema automatizado y se desarrolló su código para la posterior carga en las plaquetas Arduino Uno.

También, se determinó el método por el cual se comandan los actuadores electrohidráulicos del sistema, así como los componentes necesarios para ello.

Finalmente se desarrollaron los planos de conexionado eléctrico del sistema completo, y se detalló la experimentación realizada para la comprobación de parámetros del mismo.

Las ventajas del uso de Arduino son evidentes y claras para una primera etapa de prototipo. No se espera que el tiempo de adquisición de datos sea un problema para la aplicación en cuestión, sin embargo, ante una segunda iteración puede ser interesante implementar dispositivos de carácter industrial debido a las vibraciones, polvo y humedad.

2. Antecedentes y Estado del Arte

En este capítulo se expone el estado de las tecnologías disponibles de los limpiadores de hileras. La información presentada fue de utilidad para la definición del prediseño del modelo. También se hace una introducción teórica de aquellos elementos denominados limpiadores de hileras.

2.1. Descripción de un limpiador de hilera

Los limpiadores de hileras son accesorios, generalmente pasivos, montados sobre sembradoras (herramienta agrícola diseñada para sembrar y fertilizar la tierra). Su utilidad radica en quitar residuo del camino de los abridores de disco y las ruedas reguladoras para permitirles operar sin problemas y ayudar a eliminar la vibración o el rebote de la unidad.

Es interesante presentar la idea de tren de siembra para comprender en su totalidad la utilidad del dispositivo.

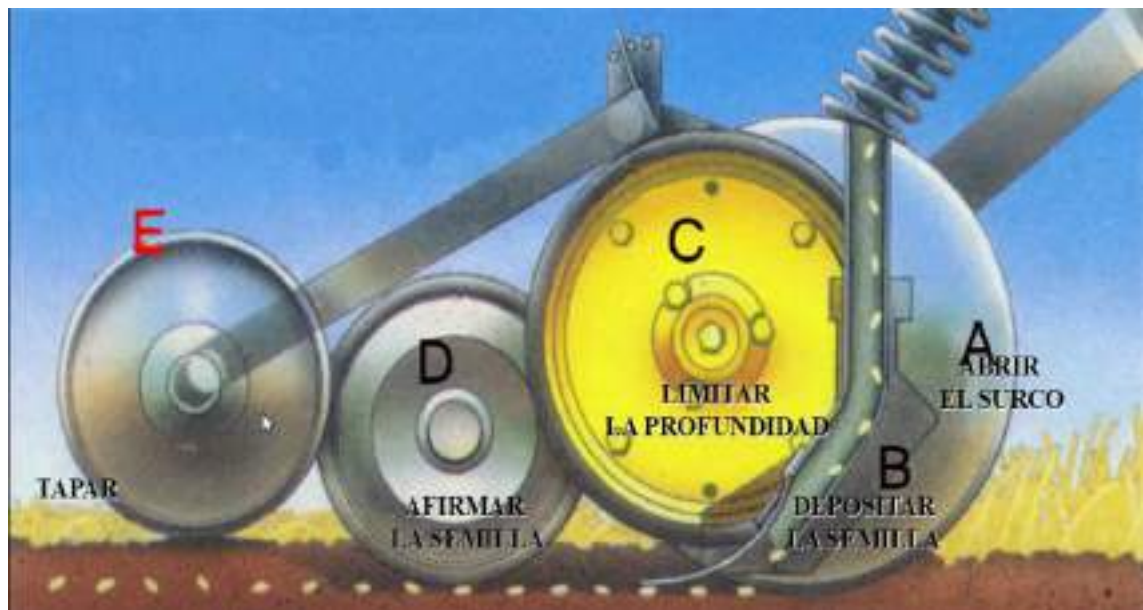


Figura 2.1 - Tren de siembra simple. Fuente: [43].

El tren de siembra más simple que puede utilizarse se presenta en la Figura 2.1. Se abre un surco a una dada profundidad (el elemento C se encuentra fijo al disco abre-surcos A, limitando la profundidad), una rueda se encarga de afirmar la semilla (D) y un disco (o en ocasiones un par de discos) se encargan de colapsar el surco sobre las semillas (E). Resulta intuitivo pensar que la profundidad de sembrado será dependiente del espesor de la cobertura (rastreo) donde se apoya la rueda limitadora de profundidad (C). Un limpiador de hileras provee una solución a la limitación de profundidad mediante el desplazamiento de residuo a los lados del tren de siembra. También es necesario aclarar que un terreno cubierto por residuo vegetal resulta considerablemente irregular, afectando directamente a la uniformidad de profundidad de sembrado.

Existe una gran variedad de limpiadores de hileras, serán abordados brevemente en el apartado 2.2.

2.2. Tipo de limpiadores de hileras

A través de los años se han propuesto múltiples configuraciones en busca de mejores resultados. En la actualidad un dispositivo limpiador de hileras es cotizado entre doscientos y mil doscientos dólares la unidad, dependiendo fuertemente de la tecnología y el renombre de la marca en cuestión.

Una parte vital para el limpiador de hileras son los discos encargados de la remoción de residuos. Aquellos de dientes finos y alargados corresponden a aplicaciones más agresivas donde es necesario trabajar el suelo. Comúnmente la utilización de discos con dientes rectos (recordando a engranajes) es suficiente para el tratamiento de residuos de la zona (ver Figura 2.2). En los últimos años ha empezado a surgir un nuevo tipo de disco (SharkTooth), según fabricantes producen mejores cortes en el residuo evitando así que se enreden (bloqueando los discos), sin embargo, no se encuentran disponibles experimentaciones, muestras o estudios serios al respecto confirmando las afirmaciones.



Figura 2.2 - Discos típicamente utilizados en la actualidad. Fuente: elaboración propia.

En cuanto a los tipos funcionales existen una interesante variedad, se los presentará brevemente a continuación.

2.2.1. Limpiadores de hileras fijos

La primera solución ante la adición de los tractores y, en consecuencia, sembradoras como herramientas típicas de trabajo en el campo fue la implementación de discos circulares con diversas formas y diámetros en posición fija respecto al chasis. Esta alternativa (Figura 2.3) se mantiene vigente hasta la fecha de realización del informe, sin embargo, cada vez resulta más desplazada ante otras opciones que ofrecen mejores resultados.



Figura 2.3 - Modelo 3D de limpiador de hileras fijo sin accesorios y regulación de altura manual. Fuente: [3].

Los discos se fijan al chasis de la sembradora mediante una regulación manual por pernos. Corresponde con la solución más económica, no posee partes móviles (con excepción de la rotación de los discos), el funcionamiento es pasivo y mantenimiento mínimo. Presenta como desventaja su imposibilidad de adaptarse al terreno produciendo un amplio rango de resultados, desde surcos muy profundos hasta la remoción nula del residuo. Usualmente el costo unitario no supera los 600 USD.

2.2.2. Limpiadores de hileras flotantes

Se llaman discos flotantes a aquellos con un grado de libertad respecto al chasis de la sembradora. Los resortes son accesorios frecuentes con el propósito de asegurar el correcto contacto con el suelo. En la figura 2.4 es posible observar un modelo completo ejemplificador.



Figura 2.4 - Limpiador de hileras de tipo flotante con accesorios "banda de profundidad". Fuente: [4].

Los discos penetran en el terreno en función del esfuerzo provisto por el resorte. En ocasiones el peso del dispositivo es suficiente para asegurar el contacto. De resultar en residuo y terreno demasiado blando, la banda exterior (banda de profundidad) impide que el disco penetre más en el terreno. La profundidad de penetración máxima es un parámetro geométrico, produciendo que la banda de profundidad sea un elemento de seguridad, más no una solución ante situaciones de sobre profundización.

La regulación manual ante diferentes variantes de residuos o terrenos resulta impráctica (y poco común, generalmente solo existe una posición). Una sembradora convencional puede implementar hasta ochenta limpiadores de hileras (en la zona no suelen superar la veintena) y la presión de contacto es variable respecto a la distancia del chasis al suelo. El resultado final es una hilera con cantidad de residuo variable, profundidad de sembrado variable y en ocasiones incorrecta remoción de residuos.

A pesar de los problemas de esta alternativa resulta ampliamente utilizada por su relativa simplicidad y buenos resultados finales en comparación del caso fijo. El precio normalmente no supera los 800 USD.

2.2.3. Limpiadores de hileras hidráulicos / neumáticos

La utilización de actuadores hidráulicos como alternativa al modelo de tipo flotante resulta en una presión constante a través de la siembra. Los mismos son accionados con sistemas hidráulicos existentes en las sembradoras. La Figura 2.5 es un ejemplo de la aplicación neumática.



Figura 2.5 - Limpiador de hileras con regulación de presión neumática. Fuente: [5].

La presente solución conserva las bandas de profundidad ante posibles suelos blandos. Resulta ser comparablemente más caro frente a anteriores alternativas, más preciso, pero inevitablemente añade elementos móviles con sus respectivas posibles fallas. La modificación de la presión de contacto se realiza por consola, resultando en una practicidad mayor a los anteriores casos.

El terreno posee distintos espesores de rastrojo y diferencias en la humedad a lo largo y ancho que no son tenidas en cuenta, la alternativa falla en lograr homogeneidad de resultados y la solución de problemáticas de profundización existentes. El precio ronda los 1000 USD por unidad.

2.2.4. Limpiadores de hileras con rueda de calibración

Una opción reciente, liberada al mercado en enero del año 2021, se muestra en la Figura 1.4.1.



Figura 2.6 - Limpiador de hileras con accesorio rueda de calibración. Fuente: [6].

Una rueda ancha se encarga de copiar el terreno. Requiere regulación de altura manual, donde se ajusta la excentricidad de la rueda respecto del disco según el espesor del rastrojo. Esta alternativa otorga resultados aceptables a un alto costo de 1105 USD.

2.2.5. Limpiadores de hileras no comerciales (teóricos)

En esta última categoría no existen ejemplos de venta al público. Son estudios teórico-experimentales que no se trasladaron al ámbito comercial. La siguiente propuesta surge de la Escuela de Ingeniería Biológica y Agrícola, Universidad Jilin, China. En esta alternativa se plantea una variación de altura según la geometría del disco limpiador de hileras. En la Figura 2.7 se observa como mediante cambios en el posicionamiento de los dientes se producen cambios en el diámetro efectivo del producto.

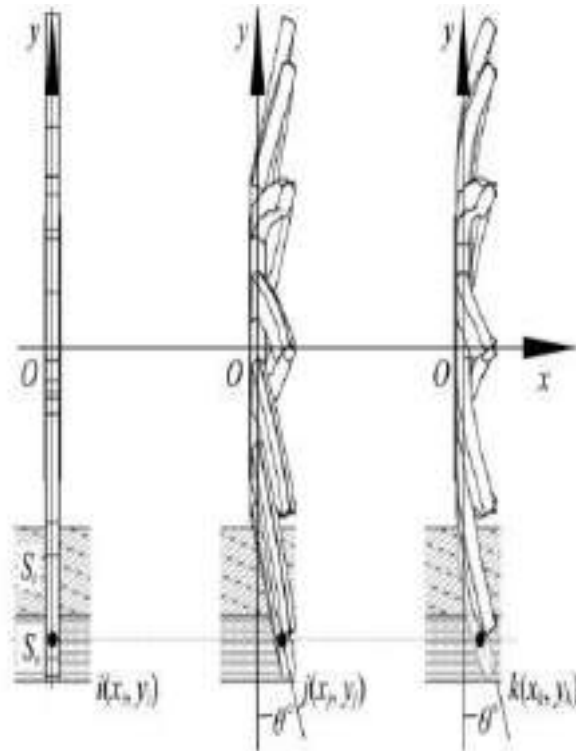


Figura 2.7 - Limpiador de hilera implementando discos de diámetro efectivo variable. Fuente: [7].

El sistema de control consta de un dispositivo de regulación de profundidad, un módulo de control y un actuador de transmisión neumática. Las mediciones de presión se realizan por celdas de carga en forma de "s". Según la presión aplicada en el suelo se determina el ángulo θ de funcionamiento de los discos. Similar a casos anteriores se utiliza la presión resultante como parámetro determinante. El estudio menciona ventajas sobre los limpiadores convencionales en cuanto a la cantidad de residuo removido [7].

Tabla 2.1 - Resumen de principales características de limpiadores de hileras. Fuente: elaboración propia.

Tipo	Características
Fijo	Sencillo, bajo mantenimiento, económico, resultados pobres, regulación manual. Es la primera solución que se presentó ante la problemática del residuo de cosechas anteriores. Representa una solución sumamente compacta.
Flotante	Bajo mantenimiento, valor moderado, posee piezas móviles indicando un mayor mantenimiento, resultados mejorados frente al caso fijo. Son la solución comúnmente elegida por los productores en la actualidad. Pueden requerir ajustes manuales. Es posible la adición de un accesorio "banda de profundidad" para mejorar los resultados (limitando la sobre profundización). Generalmente más voluminoso que el caso fijo.
Neumático/hidráulico	Mantenimiento moderado, valor elevado, posee piezas móviles al igual que el caso flotante. Permite presiones de contacto independientes de la distancia entre el suelo y el chasis, mejorando la homogeneidad en la profundidad de sembrado respecto al caso flotante (y fijo). Generalmente poseen ajuste por consola, simplificando la tarea de regulación de las líneas. Es un accesorio voluminoso.
Con accesorio rueda de calibración	Mantenimiento moderado, valor elevado, posee piezas móviles. La regulación es manual, la homogeneidad de sembrado presenta mejoras respecto al caso fijo y flotante. Ignora modificaciones de espesor de rastrojo en un mismo campo. Es un accesorio voluminoso.
Teórico	Mantenimiento elevado, valor desconocido (presumiblemente elevado), posee gran cantidad de piezas móviles. Según autores presenta mejoras en cuanto a la remoción de residuos de los casos típicos (fijo y flotante). Al igual que el caso neumático/hidráulico mantiene una presión constante.

2.3. Cierre de capítulo

A lo largo del capítulo fue posible observar las distintas soluciones propuestas en conjunto a sus características principales. La información disponible de estos dispositivos es sumamente escasa y en ocasiones la producción de variantes no posee sustentos teóricos de ningún tipo, simplemente se logran nuevos productos a través de prueba y error. El diseño propuesto en el presente informe se inspiró en ideas propias de limpiadores de hileras flotantes y neumático/hidráulicos.

Las bandas de profundidad presentadas en la Figura 2.4 han demostrado ser confiables durante su aplicación, sin embargo, solo funciona como un elemento de seguridad. Resultó interesante adaptar dicha idea a un sistema de regulación hidráulico/neumático (discutido en mayor profundidad en el capítulo 3, apartado de diseño mecánico).

Aquellos modelos más caros no resultan necesariamente en la elección habitual del productor. No existe una solución perfecta a la problemática del residuo, por ello, es común que los productores se decanten por soluciones intermedias (precios intermedios y resultados aceptables). Los modelos más utilizados corresponden con los de tipo flotante.

Generalmente un modelo tecnológicamente más complejo resulta en costos fijos iniciales más elevados, pero también en mantenimientos de mayor complejidad. Una mayor cantidad de piezas móviles o la utilización de sistemas hidráulicos/neumáticos adicionan posibles averías a afrontar.

3. Metodología de Diseño

En este capítulo se presentan las metodologías de trabajo mediante las cuales se alcanzaron los resultados específicos. Se dedicaron secciones independientes a las piezas y razonamientos de importancia. En las subsecciones se hizo énfasis en los resultados parciales de cada una de las etapas.

3.1. Descripción general de la propuesta

Como primer paso para el diseño es necesaria una breve descripción de los elementos básicos y el funcionamiento general del concepto. Las bandas de profundidad han demostrado ser una solución confiable al delimitar la profundidad máxima de penetración, sin embargo, ignoran completamente posibles cambios en el espesor del residuo. La intención del mecanismo principal a diseñar es regular la altura relativa del accesorio denominado “banda de profundidad” respecto al disco encargado de la remoción de residuos. Un segundo mecanismo, que se aborda en una etapa posterior del informe, es el encargado de mantener el contacto de la banda de profundidad con el suelo y, por lo tanto, asegurar el correcto funcionamiento.

En la figura 3.1 se muestra un esquema simplificado de la idea inicial. Se fija una profundidad de penetración del disco limpiador de hileras según el contacto de la banda de profundidad con el terreno.



Figura 3.1 - Diagrama esquemático simplificado del funcionamiento. Fuente: elaboración propia.

El disco limpiador de hileras pasivamente remueve el residuo. Su eje, vinculado a la sembradora, es arrastrado. Ante esfuerzos tangenciales relacionados al corte de rastrojo adquieren velocidad angular. Luego, al rotar se desprenden los restos vegetales, lanzándolos fuera de la línea de siembra.

Debido a que los esfuerzos necesarios para la profundización en el residuo pueden ser muy variables, según humedad, tipo de cultivo, temperatura, velocidad de la máquina, formato del disco utilizado y la configuración angular de los discos es de interés adoptar un criterio que permita sortear esta problemática. Se propone la utilización un sistema donde se incrementarán los esfuerzos en la medida de las exigencias de la aplicación hasta lograr un contacto de la banda de profundidad con el suelo (asegurándose una penetración buscada).

Es importante que la excentricidad lograda se mantenga en dirección perpendicular al suelo, no se optó por bloquear la rotación respecto a su eje de simetría (de la banda de profundidad) porque sería equivalente a un constante deslizamiento. Con la intención de evitar un contacto deslizante, y consecuentemente un desgaste dispar, se propuso dividir el accesorio en una banda externa (capaz de producir un movimiento de rotación sobre su eje de simetría) y una banda interna (incapaz de producir un movimiento de rotación sobre su eje de simetría).

La determinación de la excentricidad de la banda de profundidad se realiza mediante mediciones de espesor del rastrojo (discretas). La implementación de las mediciones en el correspondiente sistema fue lograda por medios eléctrico-electrónicos. En la figura 3.2 se presenta el recorrido lógico de la automatización realizada.

En la tabla 3.1 se presentan características del diseño que fueron de utilidad al momento de tomar decisiones a lo largo del trabajo.

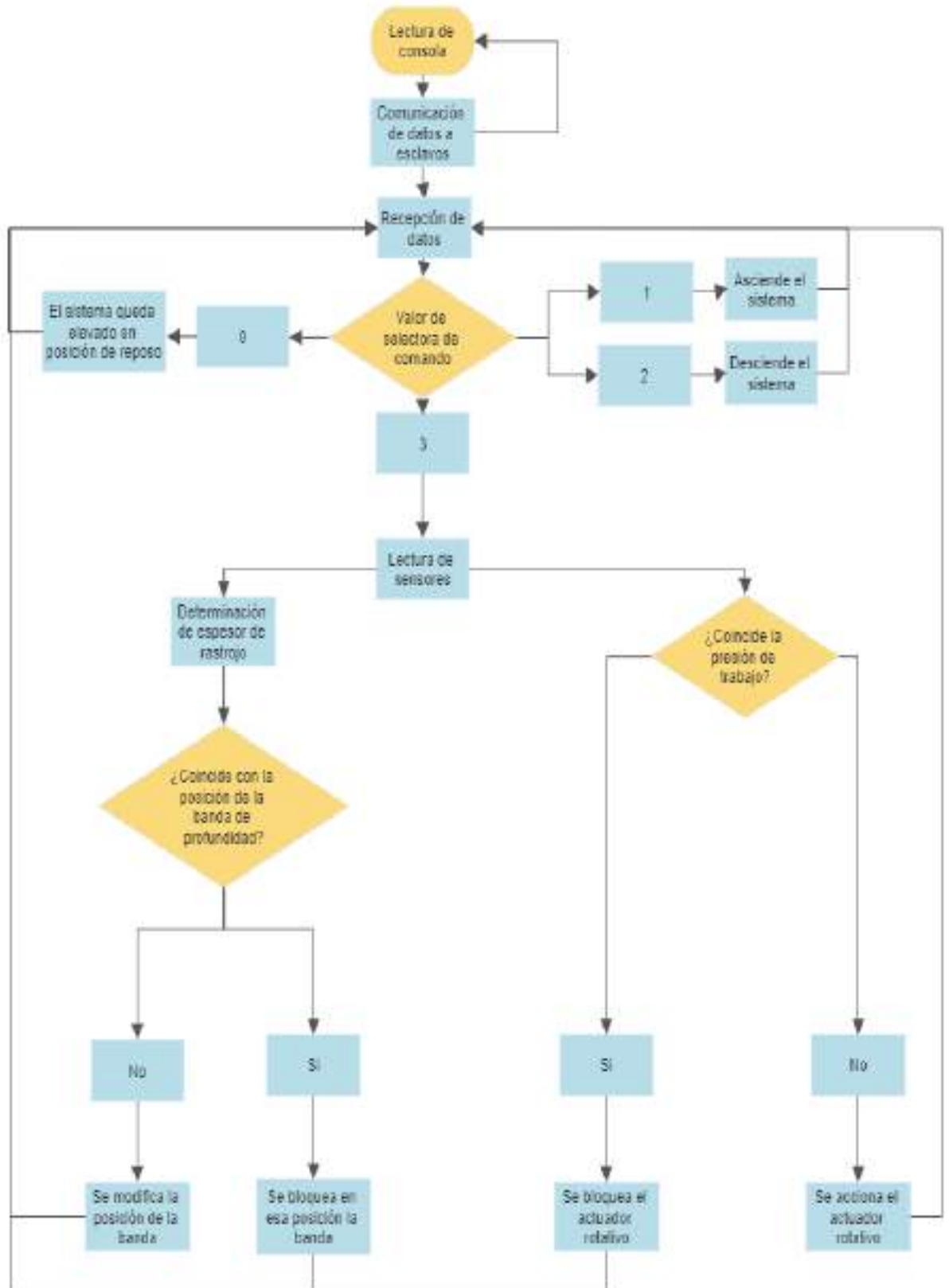


Figura 3.2 - Diagrama de flujo para la automatización. Fuente: elaboración propia.

Tabla 3.1 - Características generales. Fuente: elaboración propia.

#	Característica de diseño	Importancia en el diseño	Referencia consultada
1.	Espesor de residuo vegetal esperado menor a 45 [mm].	Relacionado al rango de excentricidad que se debe lograr. Parámetro limitante para el diseño del mecanismo de regulación de excentricidad.	Visitas a establecimiento agropecuario y recomendaciones de fabricante [44]
2.	El ángulo de ataque adoptado es de 20°.	Directamente vinculado a la distancia donde será depositado el residuo al ser lanzado.	Recomendación de fabricante
3.	La distancia entre centros de discos recomendada es menor de 120 [mm].	Implicancias de la misma índole que el punto anterior.	[7]
4.	El terreno posee irregularidades como depresiones y elevaciones: una regulación de ± 15 [cm] es razonable.	Valor que afecta al sistema encargado de aplicar la presión de contacto. Se concluye la necesidad de ciertos brazos de palanca con la finalidad de generar esta variabilidad. Este valor impone la longitud mínima de dichos brazos.	Visitas a establecimiento agropecuario
5.	El esfuerzo de contacto máximo requerido en la práctica por los discos del limpiador de hileras es menor a 15 [Kgf].	Afectando al razonamiento general del modelo, de lograrse pesos suficientes es posible disminuir la cantidad de válvulas a utilizar en un 50%. La alternativa final requiere dichas válvulas por ser del tipo hidráulica.	Recomendación de fabricante [44]
6.	Potencia consumida máxima de 3 [HP] por cada 20 líneas (0,15 [HP] por par de discos).	Parámetro que permite la determinación de esfuerzos aplicados sobre el disco limpiador de hileras. Similarmente al punto 5.	Recomendación de fabricante [44]
7.	El ángulo típico respecto de la vertical de los discos ronda los 20°.	Ángulos pequeños tienden a dejar espacios considerables entre los discos pudiendo implicar no realizar una correcta limpieza.	Recomendación de fabricante [44]
8.	El material comúnmente utilizado para los discos es SAE 1020 laminado.	No es común la utilización de materiales de gran costo. Generalmente los discos limpiadores de hileras tienen una duración de hasta 10 años con el correcto mantenimiento. Pauta útil para la selección de materiales en cuanto a la corrosión.	Recomendación de fabricante [44]

3.2. Diseño Mecánico

En la figura 3.3 se presenta un diagrama de flujo simplificando el proceso de diseño mecánico llevado a cabo en las piezas particulares. Se abordaron sistemáticamente los puntos en las secciones correspondientes a cada pieza profundizando en las temáticas.

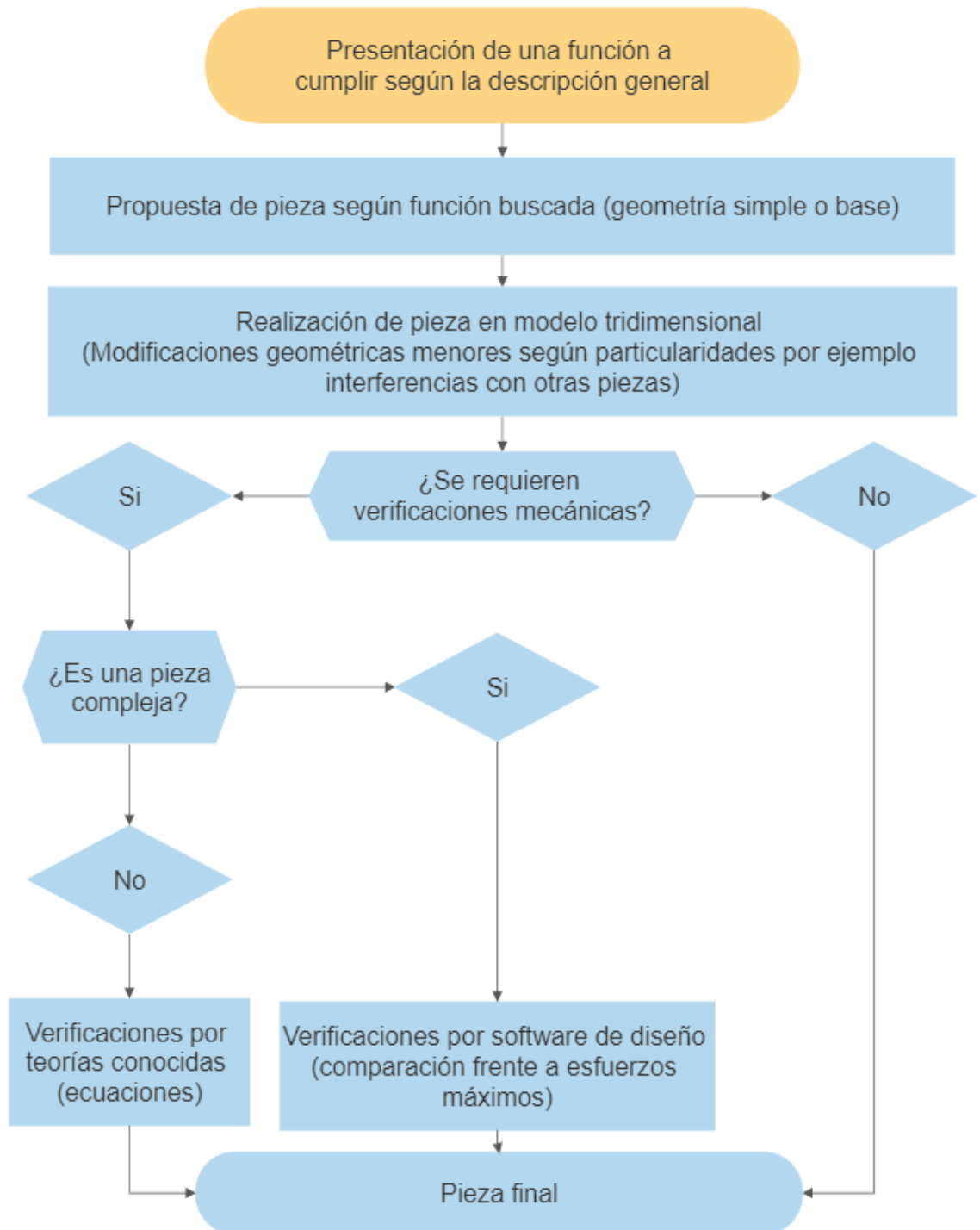


Figura 3.3 - Diagrama de flujo del diseño mecánico. Fuente: elaboración propia.

La selección de los distintos elementos mecánicos de unión, por ejemplo, anillos de seguridad (Seeger), manguitos de fijación, chavetas, bulonería, actuadores y rodamientos no se encuentra englobada en la figura 3.3 por orbitar alrededor del dimensionamiento, más no ser parte de las piezas en cuestión. Evitándose así complejizar el diagrama de flujo de forma innecesaria.

En el gráfico de la Figura 3.4 se muestra una comparativa de costos de producción de diferentes materiales. Esa información resulta de interés para fundamentar las decisiones en cuanto al uso de metales y polímeros asumidas durante el diseño. Se prefirió la utilización de materiales relativamente económicos, reservando el uso del resto según funciones específicas a cumplir (por ejemplo, resistencia a la corrosión en el caso de aluminio).

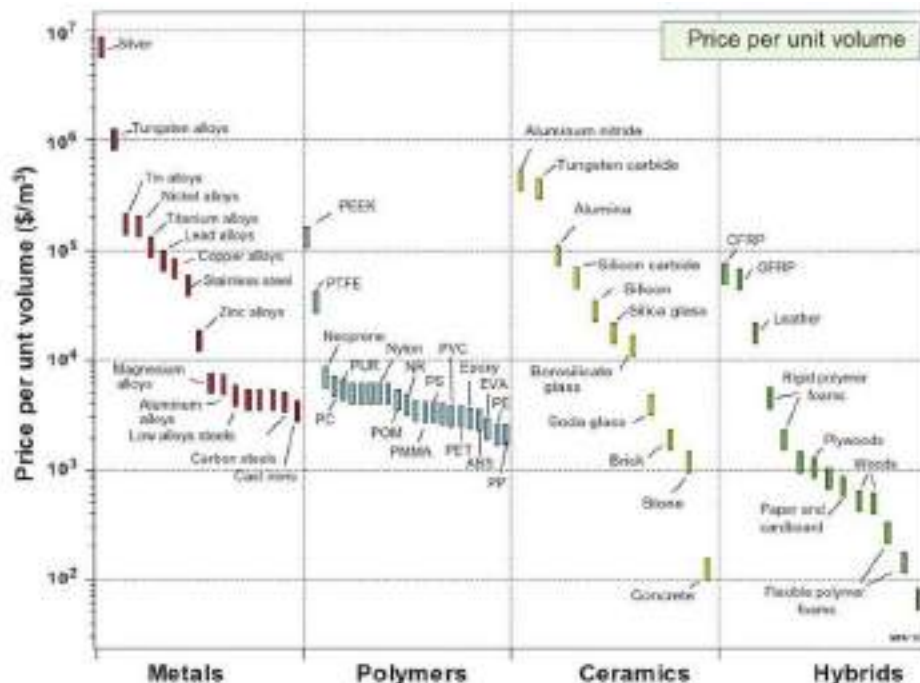


Figura 3.4 - Costos comparativos por volumen de producción. Fuente: [13].

Existen secciones del apartado de diseño mecánico (por ejemplo: 3.2.1, 3.2.2 y 3.2.3) que fueron dedicadas al análisis de posibles propuestas en cuanto a la naturaleza de los actuadores utilizados y el mecanismo para cumplir dicha tarea. Esto fue fundamental para establecer una idea base a partir de la cual diseñar las piezas. Análogamente a través del informe según se consideró pertinente se dedicaron subcapítulos a tratar particularidades del diseño (como la sección 3.2.8).

3.2.1. Propuesta electromecánica

En primera instancia se propuso una alternativa electromecánica para llevar a cabo la variación de excentricidad. Mediante un par de engranajes y cremalleras es posible imprimir un movimiento lineal capaz de producir el movimiento buscado, como se muestra en la Figura 3.5.

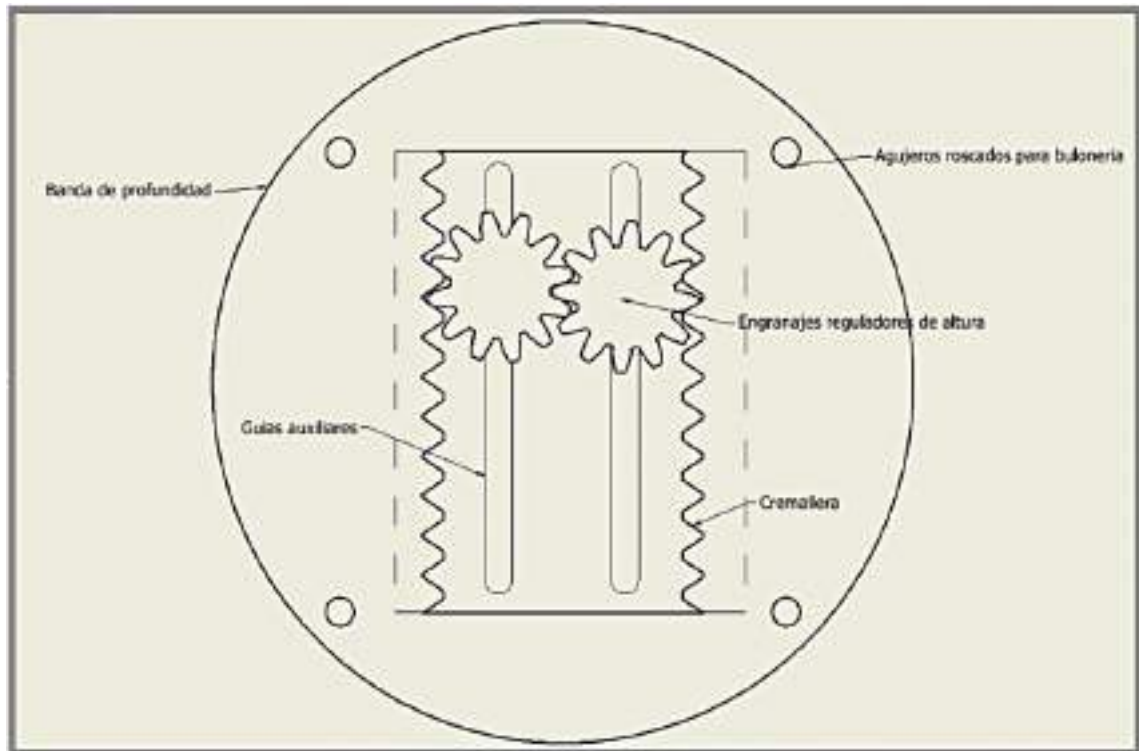


Figura 3.5 - Conjunto cremallera y engranajes reguladores de altura. Fuente: elaboración propia.

Dentro de la banda de profundidad existe una cremallera donde al girar los engranajes reguladores de altura le imprimen un movimiento vertical, dando como resultado la posición deseada.

Detalles a destacar:

- Las guías auxiliares (Figura 3.5) evitan que el “Vástago complementario” (Figura 3.6) y la sección final del “Eje secundario” (Figura 3.6) se desvíen en la dirección transversal a las guías.
- La pieza complementaria (Figura 3.6) junto a las guías auxiliares impiden un movimiento relativo en la dirección vertical entre ambos engranajes reguladores de altura.
- La línea punteada de la Figura 3.5 indica la zona ocupada por la pieza complementaria. Esto produce que exista una restricción axial al movimiento de la banda de profundidad respecto al resto del sistema.
- Los engranajes se decidieron fijar al eje mediante aros Seeger.

Es posible utilizar una menor cantidad de motores con fines de control de profundidad al utilizar un eje principal donde se apliquen esfuerzos y distribuirlos a ambas bandas del limpiador, pero implica adicionar juntas universales en respuesta a la disposición angular relativa entre bandas de un mismo limpiador de hileras.

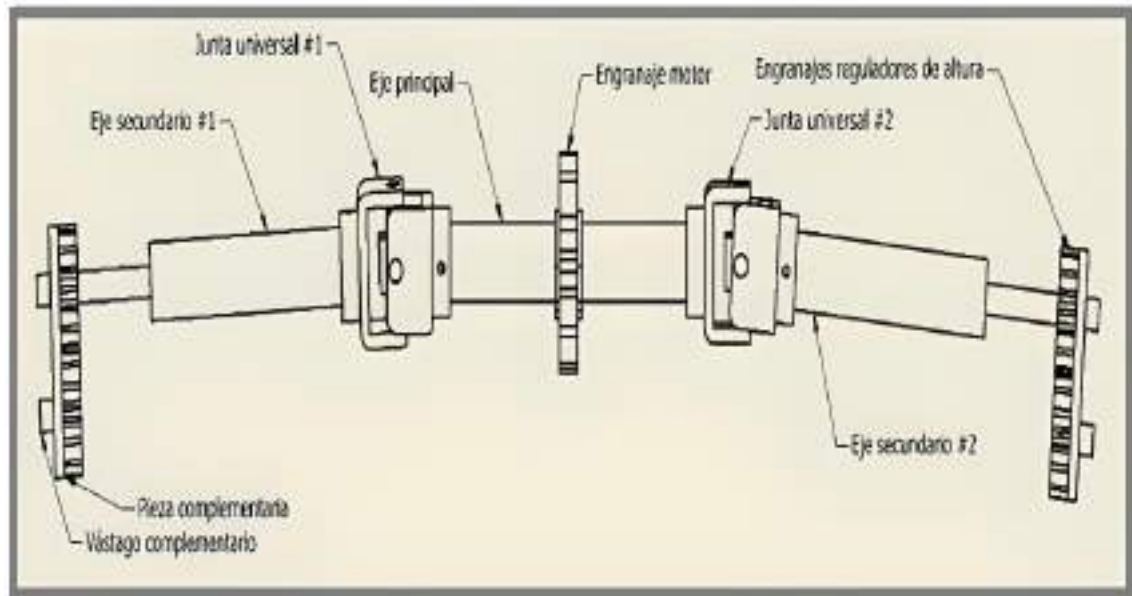


Figura 3.6 - Mecanismo vinculando del motor impulsor a engranajes regulador de altura. Fuente: elaboración propia.

Nota. Un motor impulsor se encarga de accionar el elemento “Engranaje motor” que se observa en la Figura 3.6. Dicho engranaje solidario a un eje (“Eje principal”) se encarga de accionar juntas universales, las que imprimen un movimiento rotatorio sobre los ejes secundarios. Finalmente, los ejes secundarios movilizan dos engranajes (reguladores de altura) dentro de la banda de profundidad.

El motor impulsor necesario para la aplicación es de tipo servomotor, el funcionamiento esperado es cuasi-estático (similar a un rotor bloqueado) provocando altas temperaturas de implementarse motores convencionales. Si bien un servomotor permite una alta precisión demuestran una serie de desventajas:

- Los devanados de motores eléctricos resultan sensibles ante tierra, polvo y agua.
- En maquinarias agrícolas no es convencional la existencia de tomas eléctricas. Debe extraerse energía de la toma de fuerza de la máquina, requiriendo elementos adicionales.
- Opción voluminosa.
- Mecanismo con gran cantidad de piezas móviles, resultando un mayor mantenimiento y medidas acordes de protección frente a polvo, tierra y humedad.

Ante las desventajas mencionadas se avanza con una segunda propuesta para lograr la excentricidad regulable buscada.

3.2.2. Propuesta neumática

En segunda instancia se evaluó la posibilidad de implementar un sistema neumático. Colocando un actuador lineal es posible lograr el propósito de regulación de excentricidad, pero con el beneficio de ser potencialmente más económico, más sencillo de proteger y de menor mantenimiento. Adicionalmente, los componentes son de fácil obtención en el país.

Districtec [45], una empresa argentina encargada de soluciones neumáticas e hidráulicas fue la seleccionada por su disponibilidad de catálogos y accesibilidad de productos. La selección de este tipo de actuadores se produce principalmente por los requisitos de fuerza (se considera como una presión de trabajo razonable 10 [bar]). Es posible determinar la fuerza necesaria por medio de la ecuación 3.1:

$$F = P * A * s \approx P * A * 0,80 * 0,65 * 0,80 \quad (3.1)$$

Donde:

F: Fuerza requerida.

P: Presión de trabajo.

A Área efectiva de aplicación de esfuerzo.


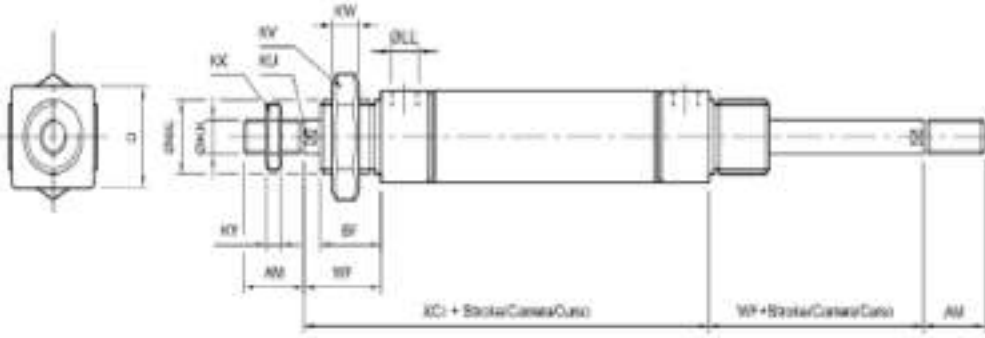
s: Factores de seguridad.

Determinación de factores de seguridad:

1. Es habitual considerar entre un 3% y 20% de esfuerzo adicional debido a elementos de fricción y la camisa.
2. Se recomienda dimensionar el cilindro para una cierta capacidad, pero procurar hacerlo trabajar al 80% de dicho valor (mayor vida útil).
3. Es conveniente utilizar factores de seguridad según el tipo de aplicación. Para cilindros lentos con carga en toda la carrera se toma una reducción del 35% del esfuerzo máximo administrable por el cilindro.

Una verificación usual, también aplicable a actuadores lineales hidráulicos, es al pandeo del vástago del cilindro. La flexión del eje representa esfuerzos radiales sobre bujes y la camisa del cilindro, acortando la vida útil (o incluso produciendo la rotura). Existen múltiples diámetros de ejes disponibles, la determinación del diámetro mínimo se realiza en el primer apartado del Apéndice A. En base al diámetro más pequeño aceptable se elige un actuador adecuado, cuyas características se muestran en la Tabla 3.2.


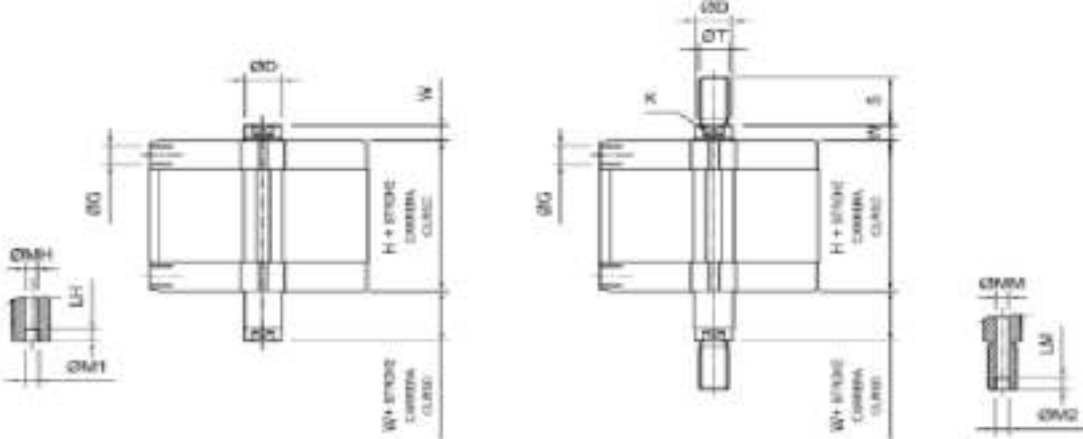
Tabla 3.2 - Cilindro doble efecto. Fuente: [8].

Cilindro seleccionado por catálogo: Serie MD8 SSL Doble vástago																																																									
Tipo: Cilindro neumático de doble efecto y doble vástago.																																																									
Normas: ISO 6432 - CETOP RP 52 P.																																																									
Temperatura de trabajo: -20°C...80°C.																																																									
Fluido: Aire filtrado sin lubricación.																																																									
Presión de trabajo: 0.5...10 [bar].																																																									
Diámetro de vástago= 16 [mm].																																																									
Carrera = 50 [mm].																																																									
Código de compra: 0.044.330.050.																																																									
El cilindro posee tapas de aluminio, tubo y vástago de acero inoxidable (AISI 304).																																																									
Longitud total=232 [mm].																																																									
																																																									
<table border="1"> <thead> <tr> <th>Ø</th> <th>AM</th> <th>ØBE</th> <th>BF</th> <th>D</th> <th>EE</th> <th>ØKK</th> <th>KU</th> <th>KV</th> <th>KW</th> <th>KX</th> <th>KY</th> <th>WF</th> <th>XC₁</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>16</td> <td>16</td> <td>M16 x 1,5</td> <td>17</td> <td>20</td> <td>M5 x 0,8</td> <td>M6 x 1</td> <td>5</td> <td>24</td> <td>8</td> <td>10</td> <td>5</td> <td>22</td> <td>78</td> </tr> <tr> <td>20</td> <td>20</td> <td>M22 x 1,5</td> <td>18</td> <td>27</td> <td>G 1/8"</td> <td>M8 x 1,25</td> <td>7</td> <td>32</td> <td>10</td> <td>13</td> <td>5</td> <td>24</td> <td>92</td> </tr> <tr> <td>25</td> <td>22</td> <td>M22 x 1,5</td> <td>22</td> <td>27</td> <td>G 1/8"</td> <td>M10 x 1,25</td> <td>9</td> <td>32</td> <td>10</td> <td>17</td> <td>6</td> <td>28</td> <td>97</td> </tr> </tbody> </table>		Ø	AM	ØBE	BF	D	EE	ØKK	KU	KV	KW	KX	KY	WF	XC ₁	16	16	M16 x 1,5	17	20	M5 x 0,8	M6 x 1	5	24	8	10	5	22	78	20	20	M22 x 1,5	18	27	G 1/8"	M8 x 1,25	7	32	10	13	5	24	92	25	22	M22 x 1,5	22	27	G 1/8"	M10 x 1,25	9	32	10	17	6	28	97
Ø	AM	ØBE	BF	D	EE	ØKK	KU	KV	KW	KX	KY	WF	XC ₁																																												
16	16	M16 x 1,5	17	20	M5 x 0,8	M6 x 1	5	24	8	10	5	22	78																																												
20	20	M22 x 1,5	18	27	G 1/8"	M8 x 1,25	7	32	10	13	5	24	92																																												
25	22	M22 x 1,5	22	27	G 1/8"	M10 x 1,25	9	32	10	17	6	28	97																																												

La temperatura de trabajo permitida abarca ampliamente lo esperado del clima local y alrededores. La presión de trabajo se encuentra dentro del rango aceptable. La selección corresponde con un elemento de doble vástago con el propósito de implementar un apoyo únicamente axial sobre las bandas (sin fijaciones transversales al vástago), evitando cualquier esfuerzo flexionante. A pesar de ello, la longitud total del actuador lineal neumático seleccionado resulta inapropiada considerando el escaso espacio de trabajo restante. Se opta por seleccionar cilindros neumáticos de la serie compacta de la misma compañía, manteniendo los diámetros de vástago y

presiones previamente mencionadas, cuyas características de muestran en la Tabla 3.3.

Tabla 3.3 - Cilindro doble efecto compacto seleccionado. Fuente: [9]

Serie CP10: Doble efecto																											
Cilindros neumáticos de doble efecto y doble vástago.																											
Vástago con rosca hembra/macho																											
Temperatura de trabajo: -20°C...80°C.																											
Fluido: Aire filtrado sin lubricación.																											
Presión de trabajo: 0.6...10 [bar].																											
Diámetro de camisa = 12 [mm].																											
Carrera= 50 [mm].																											
Código de compra: 0.063.180.050.																											
Tubo de aluminio perfilado anodizado duro, vástago de acero inoxidable, tapas de aluminio y sellos de poliuretano.																											
Largo total del elemento= 97 [mm].																											
																											
<table border="1"> <thead> <tr> <th>Ø</th> <th>ØD</th> <th>ØG</th> <th>H</th> <th>LH</th> <th>LM</th> <th>ØM1</th> <th>ØM2</th> <th>ØMH</th> <th>ØMM</th> <th>S</th> <th>ØT</th> <th>W</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>12</td> <td>6</td> <td>M5</td> <td>38</td> <td>7</td> <td>-</td> <td>M3</td> <td>-</td> <td>2.3</td> <td>2.3</td> <td>16</td> <td>M6x1</td> <td>4.5</td> </tr> </tbody> </table>		Ø	ØD	ØG	H	LH	LM	ØM1	ØM2	ØMH	ØMM	S	ØT	W	12	6	M5	38	7	-	M3	-	2.3	2.3	16	M6x1	4.5
Ø	ØD	ØG	H	LH	LM	ØM1	ØM2	ØMH	ØMM	S	ØT	W															
12	6	M5	38	7	-	M3	-	2.3	2.3	16	M6x1	4.5															

La alternativa neumática posee una serie de ventajas

- Altas velocidades de respuesta.
- Vida útil moderada.

- Bajo mantenimiento.
- Inversión inicial menor que cilindros hidráulicos.
- Compacto.

Desventajas

- Se requiere un circuito neumático, en ocasiones disponible en sembradoras.
- Compresibilidad de fluido dificultando mantener posiciones alcanzadas.
- Esfuerzos de baja magnitud, dificultando una aplicación únicamente neumática al razonar el mecanismo de presión de contacto (se requieren torques moderados).

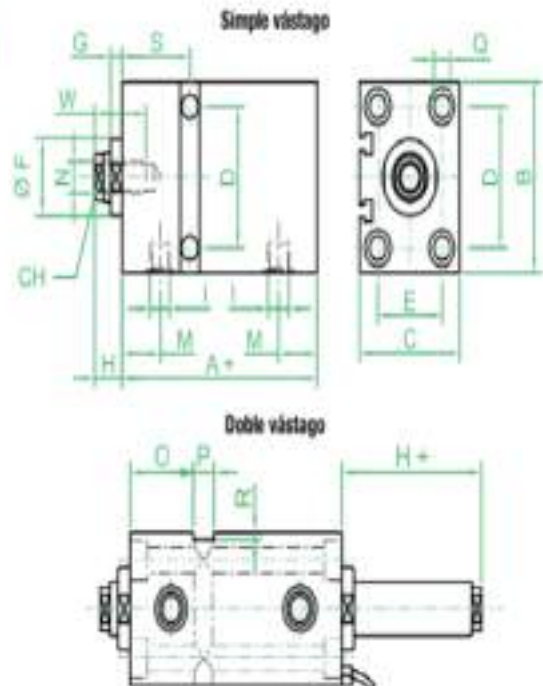
Las desventajas mencionadas son suficientes para migrar a una aplicación completamente hidráulica. Permitiendo un control de posición sencillo: se aplican diferencias de presión acelerando el cilindro en el sentido necesario y al alcanzar la posición deseada se cierran las válvulas produciendo un bloqueo de caudal. A diferencia de una implementación neumática, no existe una compresibilidad del fluido que dificulte el posicionamiento.

3.2.3. Propuesta hidráulica

La determinación de los actuadores lineales a utilizar se realiza mediante catálogos de la marca PRAYCO (empresa argentina) [46]. El razonamiento aplicado en el caso neumático es reutilizable en su totalidad (diámetro mínimo y longitudes aceptables). El requisito de fuerza para la selección es de $F_c = 140 [N]$ (ver cálculo en los Apéndices B y C) es factible la utilización del modelo de diámetro de pistón 25 [mm] (vástago de 18 [mm]) y una presión de trabajo de 10 [bar]. La Figura 3.7 muestra un resumen de dimensiones del producto.

STD - DIMENSIONES CILINDROS ESTÁNDAR (mm)							
Pistón	25	32	40	50	63	80	100
Vástago	18	22	22	28	28	36	45
A	57+	60+	73+	75+	85+	100+	110+
B	65	75	85	100	115	140	170
C	45	55	63	75	90	110	140
CH	15	19	19	22	22	30	36
D	50	55	63	76	90	110	135
E	30	35	40	45	55	75	95
F/B	32	34	34	42	50	60	72
G	6,5	8	7	8	7	7	8
H	14	15	17	20	20	20	25
I*	1/4"x19	1/4"x19	1/4"x19	1/4"x19	3/8"x19	1/2"x14	1/2"x14
M	17	18	23,5	23,5	26	30	35
N	M10x1,25	M12x1,25	M14x1,5	M20x1,5	M20x1,5	M27x2	M33x2
O	32	34	37	37,5	47,5	50	60
P	10	12	12	15	15	20	20
Q	8,5	10,5	10,5	13	13	17	17
R	2	3	3	5	5	5	5
S	37	40	43	45	55	60	70
W	23	23	30	30	30	40	50

*Nota: Las roscas de conexión indicadas son del tipo BSPP



Nota: + = sumar el valor de la carrera.

Figura 3.7 - Datos dimensionales del cilindro seleccionado. Fuente: [10].

Se tomará la medida estándar de carrera de 50 [mm] según los requisitos de excentricidad previamente pactados. El cilindro es de material aluminio (anodizado). El código de compra coincide con CHCL 1-25-50-STD-D-0-10. El cual corresponde con un modelo CHCL (compacto), con un diámetro de cilindro de 25 [mm], una carrera de 50 [mm], con conexiones estándar, doble efecto (razones previamente discutidas en el análisis de alternativa neumática), sin imán interno y sin elementos opcionales. Su longitud máxima corresponde con 185 [mm]. Su área transversal es un rectángulo de 45 [mm] x 65 [mm].

El precio de los cilindros hidráulicos depende en gran medida de la marca trabajada, las dimensiones se encuentran estandarizadas, por ello, a pesar de realizar la selección por catálogos PRAYCO es posible reemplazarlo por marcas equivalentes. En función de múltiples plataformas virtuales de ventas se estiman costos inferiores a los 200 USD (par de cilindros hidráulicos lineales).

3.2.4. Acoplamiento del cilindro hidráulico lineal

Partiendo de la descripción general realizada en la sección 3.1 del informe y del cilindro hidráulico propuesto en la sección 3.2.3 se comienza a construir un modelo mecánico alrededor del elemento comercial disponible. La pieza lograda se asemeja en gran medida a acoples comerciales con el mismo propósito.

Un actuador lineal requiere una posición de acople, una fijación que permita absorber los esfuerzos normales al cilindro durante su funcionamiento. En la figura 3.7 se visualizan perforaciones con este propósito que deben ser respetadas al idear el asiento del elemento hidráulico. Las perforaciones son cuatro, el fabricante demuestra en sus planos de producto diámetros de 8,5 [mm], en la Figura 3.8 son declarados con la nomenclatura "Dc".

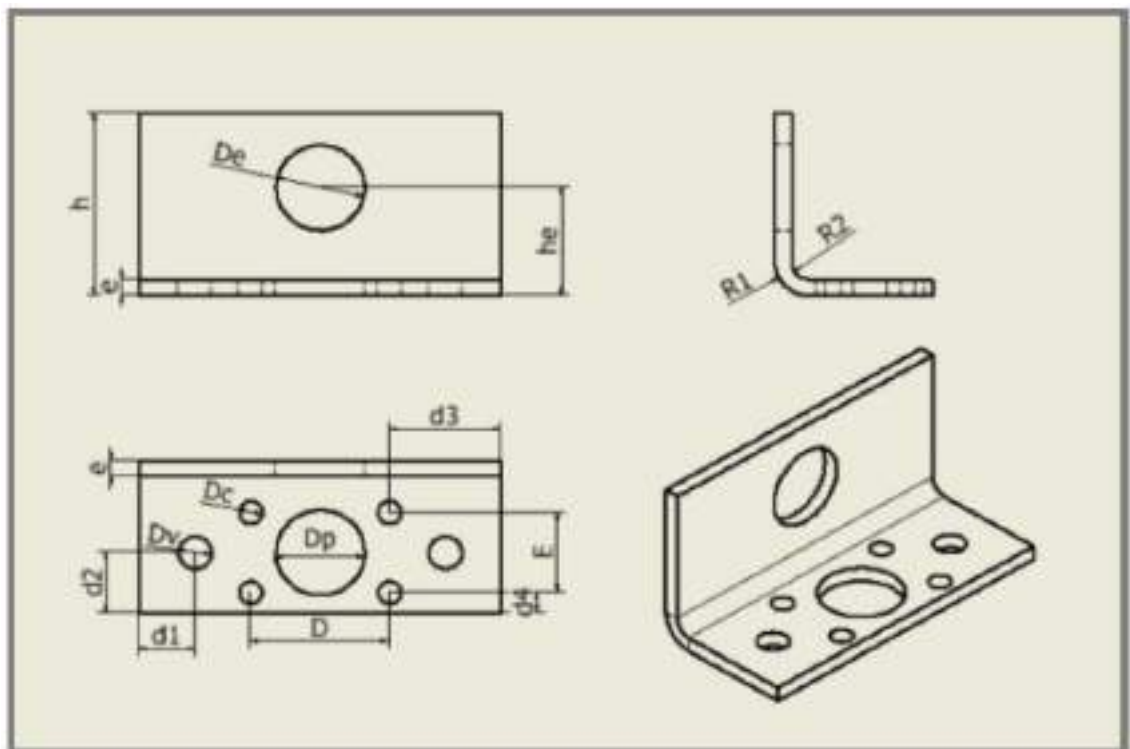


Figura 3.8 - Propuesta inicial de unión actuador-eje principal del limpiador de hileras. Fuente: elaboración propia.

En la Figura 3.8 se observan una serie de perforaciones adicionales a las relacionadas a bulonería. La perforación "Dp" actúa como centrador, existe un cambio

de diámetro en el actuador (propio de alojamientos de rascadores hidráulicos) que permite un ensamblaje considerablemente más sencillo y un apoyo plano de la base del actuador.

Las perforaciones denotadas con “Dv” responden a una necesidad de movimiento relativo entre partes. Resultó ser una solución simple unir ambas bandas utilizando rodamientos y aplicar los esfuerzos del actuador hidráulico sobre la banda interna. Al aplicar estos esfuerzos es conveniente utilizar un par de columnas pasantes en “Dv” actuando como cojinetes deslizantes. De esta manera se evitan desplazamientos perpendiculares al eje del actuador por parte de la banda interna y se transmiten los esfuerzos en dicha dirección. Es de interés recordar que al igual que en el caso neumático estos dispositivos (actuador hidráulico) no están preparados para esfuerzos tangenciales al vástago y, por lo tanto, se requiere un camino alternativo para la transmisión de esfuerzos.

La perforación “De” se propuso inicialmente para la unión con el eje principal de la máquina, esta idea fue rechazada. Ambas piezas se modificaron para conformar una única pieza fabricada por fundición. Esto es abarcado en profundidad más adelante.

A modo de resumen de las ideas presentadas hasta el momento, se presenta en la Figura 3.9 un dibujo del ensamblaje parcial (comprendido solamente por las piezas mencionadas). El modelo propuesto fue modificado en etapas posteriores, por estas razones se decide evitar indagar en etapas posteriores al prediseño geométrico en la presente sección.

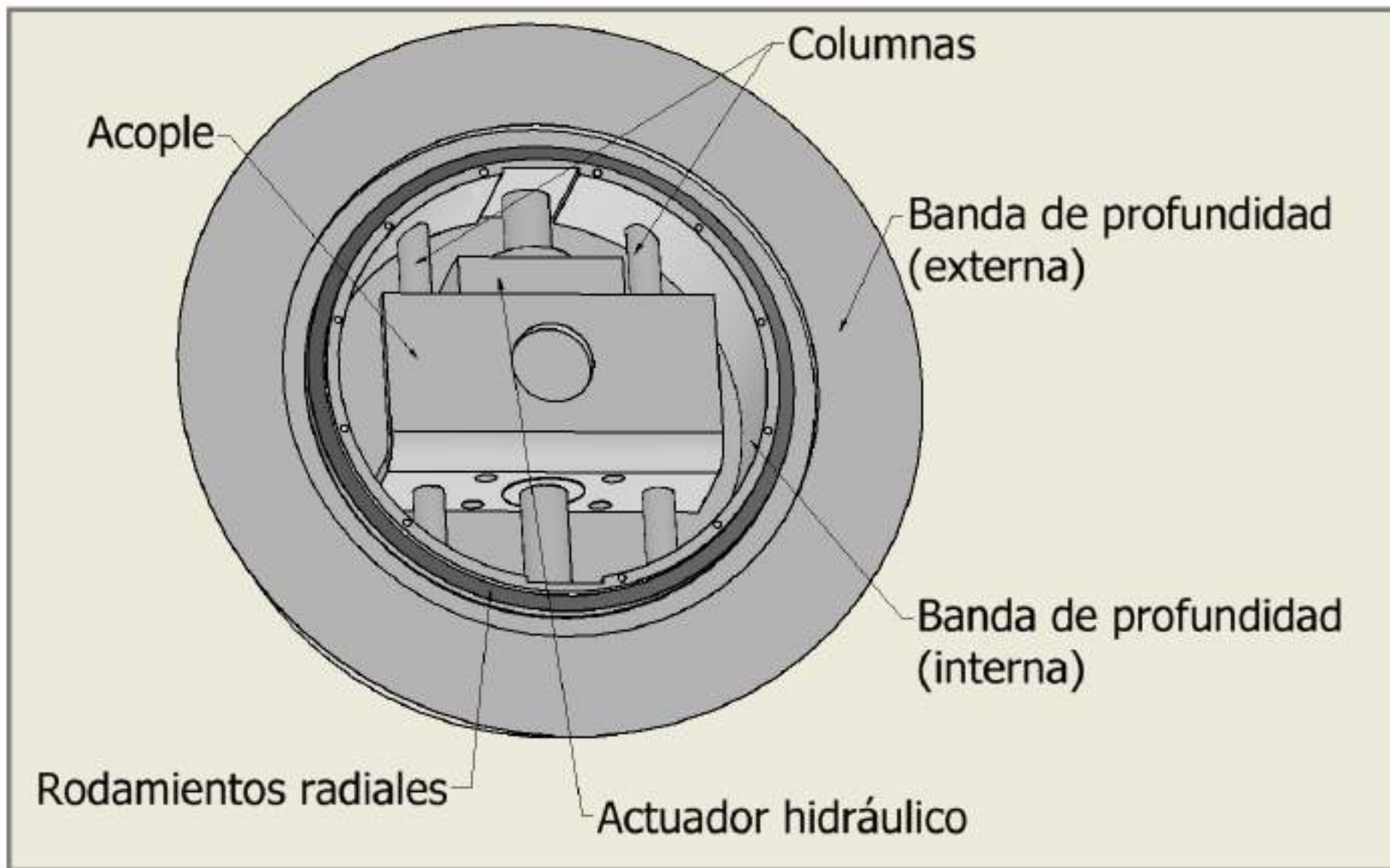


Figura 3.9 - Ensamblaje parcial de banda de profundidad. Fuente: elaboración propia.

3.2.5. Determinación de la banda interna

La banda interna debe ser capaz de proveer una superficie no rotativa donde el cilindro hidráulico lineal pueda apoyar su vástago (regulación de excentricidad). En la Figura 3.10 se muestran una serie de características necesarias adoptadas con propósitos funcionales.

- Perforaciones no pasantes (bulones): Permiten la unión por burlonería de tapas.
- Fresados para vástagos de cilindro hidráulico: permite apoyar el vástago del cilindro evitando la posible transmisión de esfuerzos tangenciales.
- Perforaciones no pasantes (Columnas), alojamiento para elementos auxiliares y agujeros para bulones de elementos auxiliares: permiten la instalación de columnas en la banda interior.

Las tensiones soportadas por esta pieza son sumamente pequeños, por lo que su dimensionamiento es fundamentalmente lógico y geométrico. Los esfuerzos se justifican pequeños debido a la inexistencia de momentos considerables.

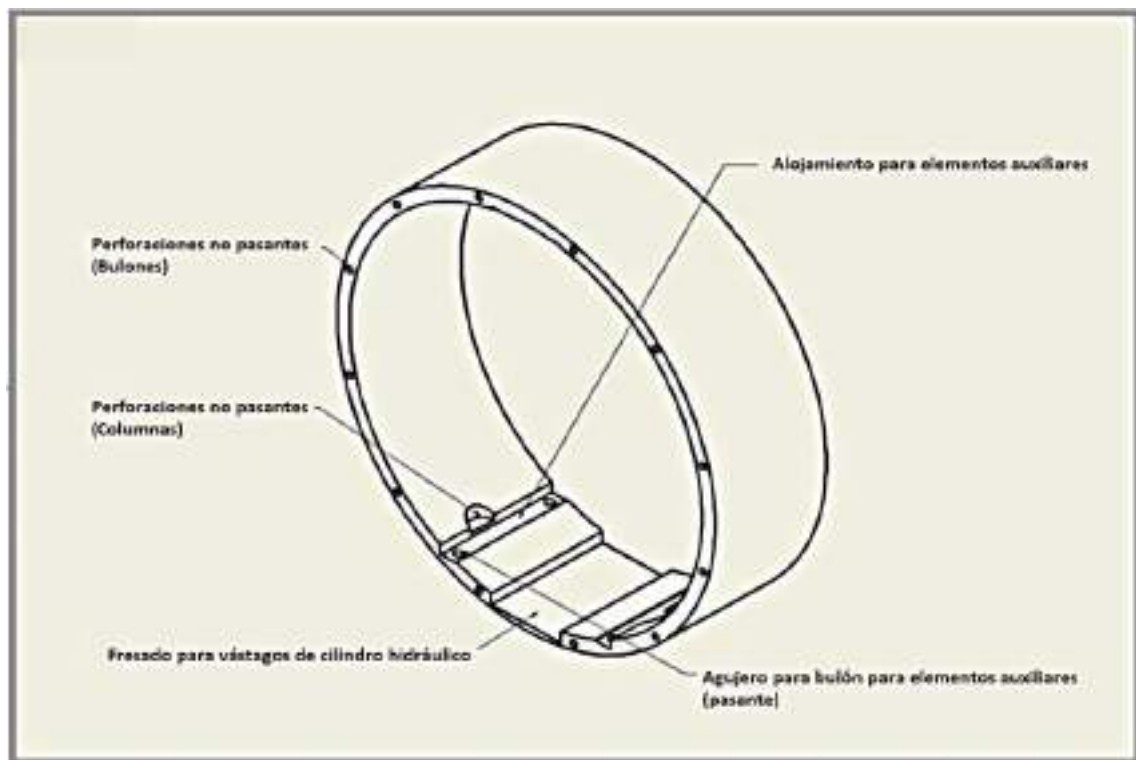


Figura 3.10 - Esquemático de banda interna (formato circular). Fuente: elaboración propia.

Esta alternativa es abandonada debido a incompatibilidades de tamaño con los discos limpiadores de hileras (diámetro de 13"), esto se aborda con más profundidad en el Apéndice D. Se opta en su lugar por una alternativa equivalente rectangular, la cual se muestra en la Figura 3.11.

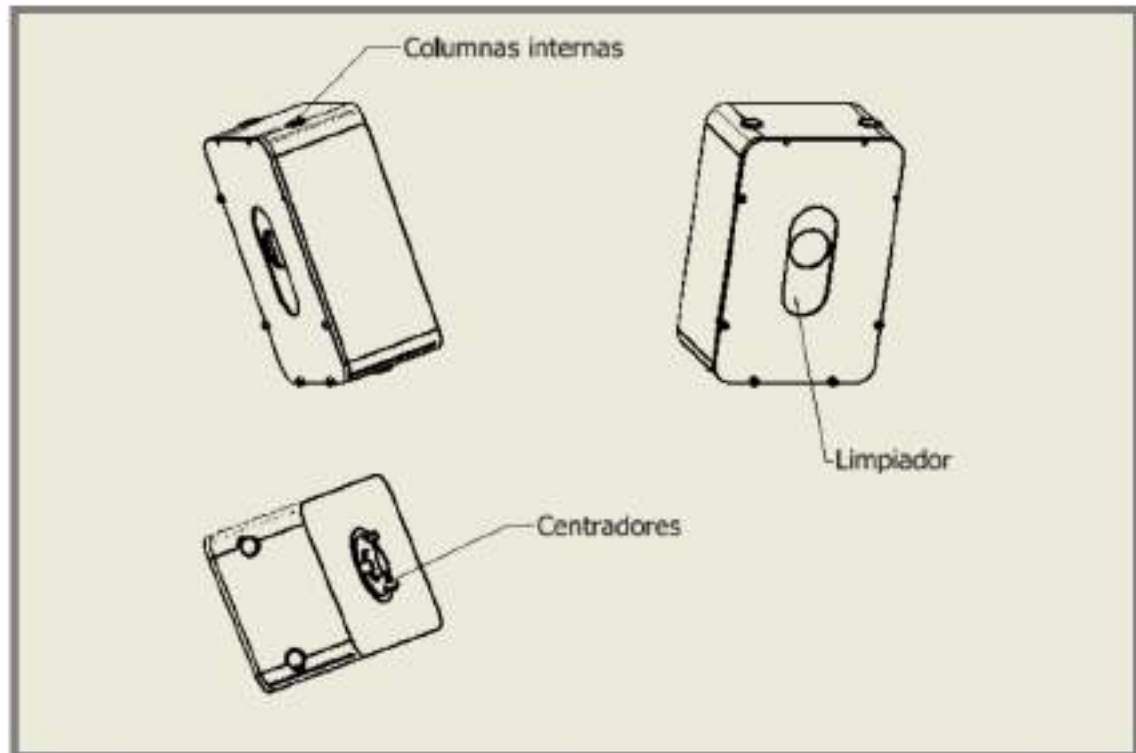


Figura 3.11 - Esquemático de banda interna (formato rectangular). Fuente: elaboración propia.

En esta nueva propuesta se realiza mediante chapa de acero SAE 1010 / SAE 1020 de 4 [mm] un recinto cerrado. Una chapa de este espesor permite utilizar bulonería convencional de 3 [mm], se consideró que tamaños menores serían visualmente muy enclenques (presentación del producto). No se esperan esfuerzos elevados de separación que impliquen especificaciones particulares de apriete, se recomienda un ajuste por llave Allen fuerte. Se observan una serie de cualidades de interés a destacar:

- Columnas internas: Son columnas pasantes mostradas en la Figura 3.9. En la Figura 3.11 pueden observarse en la cara superior e inferior de la banda interna. Su fijación axial se realiza mediante anillos de seguridad en sus extremos.
- Centradores: Con el fin de evitar que la banda externa (cónica) y la banda interna (rectangular) estén en contacto se utiliza un rodamiento axial, facilitando el ensamblaje futuro frente a otras alternativas. Los rodamientos axiales de fácil obtención en el mercado no poseen protecciones (a diferencia del caso radial), por ello, se opta por un sello axial. Los sellos axiales requieren una circunferencia interna de apoyo, por esta razón los centradores son necesarios. Los centradores no realizan un esfuerzo relevante, se propone su realización con las mismas láminas de 4 [mm] dismuyendo la diversidad de materia prima necesaria. Es recomendable añadirlos por soldadura.
- Limpiadores: corresponde con una placa capaz de deslizarse internamente movilizándose con el eje entrante a la banda. Su función es evitar el ingreso de polvillo a la banda, eliminando así problemas relacionados al mantenimiento del sensor LVDT interno, y bujes internos (las propias columnas mencionadas en el primer punto). Es recomendable la realización de estos elementos mediante Aleaciones 63/37 – 70/30 – Bronce fosforoso

debido a sus propiedades auto lubricantes. El posicionamiento se realiza mediante la tapa abulonada (tapa de banda interna) y un resalte del eje que lo atraviesa.

La tapa observada en la figura 3.11. se realiza con el mismo tipo de chapa SAE 1010 / SAE 1020 de 4 [mm], existe un rebaje en su lado no visible actuando como guía para el elemento limpiador. Para mayor información, es posible observar la correspondiente geometría en el Anexo III.

Se detectaron interferencias entre las bandas interna y externa durante el recorrido del pistón hidráulico (carrera) en el modelado tridimensional. Para su solución fue necesaria la complejización de la geometría ligeramente.

En la Figura 3.12 se detecta una protuberancia en la cara superior, esta obedece a la necesidad de implementar un sensor para el relevamiento de esfuerzos axiales por parte del eje. Medición necesaria para asegurar el correcto contacto con el suelo (abarcado en la sección de diseño eléctrico).

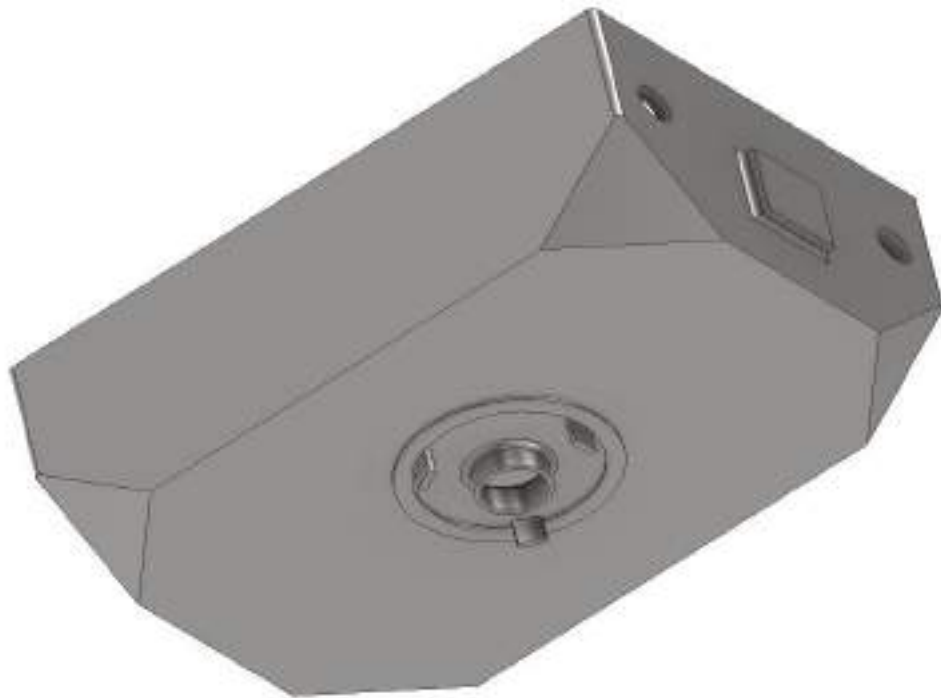


Figura 3.12 - Banda interna rectangular modificada. Fuente: elaboración propia.

Tomando como referencia a láminas de acero SAE 1010 en base a la empresa Orlandi S.A. (Buenos Aires, Argentina) de 1000 [mm] x 2000 [mm] (62,4 [kg]) posee un precio de 112,32 USD (costo al por menor), el precio fue relevado en pesos argentinos y traducido a dólar según el tipo de cambio minorista de referencia (vendedor) de la fecha 20/06/2022 según publicaciones estadísticas oficiales del banco central de la república argentina [46].

El consumo de chapa utilizado en el prototipo es despreciable frente a los tamaños mínimos estandarizados, por lo tanto, la fabricación requiere la utilización de recortes. Los precios de venta de dichos recortes son muy variables según el taller, por ello, los costos de materia prima son una aproximación del orden de magnitud del costo del prototipo. El precio de materia prima fue relevado en función de los kilogramos de material necesario.

El costo en chapa se estima en 8,16 USD. Por otro lado, mediante un análisis análogo, considerando a la empresa LEX metales (Buenos Aires, Argentina), los limpiadores (Figura 3.11) incrementan los costos de insumos en 6,52 USD.

3.2.6. Determinación de columnas de banda de profundidad

Las columnas presentadas en la Figura 3.9 cumplen el propósito de guiar a la banda interna evitando el movimiento transversal al vástago del actuador hidráulico lineal. Los esfuerzos a soportar son netamente tangenciales, permitiendo mantener libres de dichos esfuerzos a los extremos del vástago del actuador hidráulico. La determinación del diámetro se realizó a partir de un prediseño de la normativa A.S.M.E (1954), metodología de cálculo descartada en la década de los 50' porque se observó que en muchas ocasiones la pieza luego de un tiempo de uso fallaba (falta de consideraciones ante la resistencia a la fatiga), sin embargo, permite obtener un prediseño simple y confiable ante esfuerzos máximos, el análisis fue complementado con una verificación adicional (según Soderberg).

Partiendo de la hipótesis de rotura de máxima tensión de corte y considerando ciertas correcciones la normativa A.S.M.E ofrecía la siguiente ecuación (caso corte puro).

$$\sqrt[3]{\frac{32}{\pi \sigma_{adm} (1 - \lambda^4)} C_f M_f} \quad (3.2)$$

Donde:

λ : relación entre diámetro interno y externo del eje.

σ_{adm} : tensión admisible del material según factores de seguridad de la normativa.

M_f : momento flector aplicado en la posición más desfavorable.

C_f : factor de seguridad relacionado a la naturaleza de la carga aplicada.

D_e : diámetro externo del eje.

Las columnas son macizas, por ello, $\lambda = 0$. El factor C_f se refiere al tipo de eje (fijo o móvil) y al formato de aplicación de la carga, en el caso trabajo puede considerarse a las columnas como ejes fijos (no rotantes), la aplicación de la carga puede resultar repentina ante hipotéticos impactos (rocas o irregularidades del terreno). El factor C_f comúnmente adoptaría un valor de dos unidades por normativas, pero los posibles impactos generan una incertidumbre adicional, por esta razón $C_f = 4$. Este desarrollo puede analizarse en el apéndice F.

En segunda instancia, al momento de realizar la verificación ante vida infinita a la fatiga se realizaron una serie de consideraciones.

Sobre el límite a la fatiga

El límite a la fatiga descrito por bibliografías corresponde con ensayos de probetas de laboratorio, la muestra para ensayo en máquina rotativa en el laboratorio para determinar dichos límites se ensaya bajo condiciones muy controladas. El límite a la fatiga durante el funcionamiento real, generalmente, difiere de forma considerable, algunas de las diferencias son:

- Material: composición, variabilidad.

- Manufactura: método, tratamiento térmico, corrosión superficial por frotamiento, acabado superficial.
- Entorno: corrosión, temperatura, estado de esfuerzos, tiempos de relajación.
- Diseño: tamaño, forma, estado de esfuerzos, concentración de esfuerzo, velocidad, rozamiento.

Por esta razón juega un papel fundamental la corrección del límite a la fatiga al momento de verificar componentes mecánicos. Se utilizarán factores de Marín para llevar esta tarea adelante. Los valores específicos de estos factores se detallan en el Apéndice G [12].

$$S_e' = S_e * k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f \quad (3.3)$$

Donde:

S_e' : Límite a la fatiga corregido.

S_e : Límite a la fatiga por ensayos.

La verificando por Soderberg, considerando los momentos flectores máximos y mínimos es posible determinar el valor medio y la semiamplitud de la situación más desfavorable.

$$D_e > \sqrt[3]{\frac{32 * s}{\pi * S_y} (M_m + \frac{S_y}{S_e'} M_a)} \quad (3.4)$$

Donde:

D_e diámetro externo.

s : factor de seguridad.

S_y : Límite de fluencia del material.

M_m : Momento flector medio.

M_a : Semiamplitud del momento flector.

El material considerado fue SAE 1010 (cromado). Acero de bajo carbono de sencilla obtención en el mercado local y asequible. Las columnas calculadas corresponden con 12 [mm] (apéndices F y G), ofreciendo una vida infinita a la fatiga y siendo capaces de soportar los esfuerzos máximos considerados.

Es necesario una rectificación para mejorar el acabado superficial debido a su calidad de buje. Según el fabricante TENNECO (reconocido fabricante estadounidense de bujes) en la mayoría de los casos aceros de bajo carbono con superficies pulidas son suficientes [46].

El precio aproximado de materia prima es de 6 USD/metro (precio extraído de la empresa Aceros Cripton, Buenos Aires, Argentina), se utilizan cuatro columnas por limpiador de hilera (dos por banda) con una longitud total de 0,72 metros. Este elemento reportado constituye 4,32 USD del precio total de las materias primas.

Los anillos de fijación (DIN 471) encargados de posicionar a las columnas sobre la banda interna son 4 x 12 [mm]. Es interesante optar como material el acero inoxidable debido a su exposición al ambiente. Considerando precios unitarios del

proveedor Rodamientos Rivera (Mar del Plata, Buenos Aires, Argentina) se estiman costos de 3,00 USD.

En la Figura 3.13 se esquematiza el método de unión entre la banda interna y las columnas especificado.



Figura 3.13 - Esquema de ensamblaje parcial. Fuente: elaboración propia.

No se considera necesaria una verificación de esfuerzos de los anillos de seguridad utilizados, los esfuerzos a soportar corresponden con el peso de las columnas y esfuerzos de fricción por su actuación como buje.

3.2.7. Vínculo y sujeciones entre bandas

Inicialmente se planteó la utilización de rodamientos radiales para mantener unidas las bandas interna y externa, como se observa en la Figura 3.9. Los rodamientos rígidos de bolas son una elección habitual para cargas radiales de livianas a moderadas. El rodamiento propuesto inicialmente fue de marca SKF (designación 61838), cuyo diámetro interno corresponde con 190 [mm]. Si bien la banda interna se modificó, siendo de formato rectangular actualmente, es interesante discutir la posible utilización de rodamientos radiales.

Es importante verificar la carga mínima del rodamiento, en una situación de carga inferior los rodamientos no pueden rodar adecuadamente, el patinado interno produce fallas prematuras del elemento. Para proveer una satisfactoria operación, una regla general es una carga del 1% de la capacidad estática. Las cargas aplicadas nominales son inferiores a 1 [kN], mediante software ofrecido por el fabricante se obtienen los valores mínimos necesarios de forma más precisa [47].

Tabla 3.4 - Mínima carga de rodamiento (5 km/h y 20 °C). Fuente: [47].

Carga mínima	
Designación	Radial [kN]
61838	1,61

La dificultad que representa implementar una precarga en estos rodamientos produce la necesidad de adoptar una nueva alternativa. Esto implica una razón de gran peso para el abandono de la alternativa inicialmente propuesta. Se adopta como una nueva alternativa rodamientos radiales de menor tamaño, arribando a la necesidad de centradores de la Figura 3.11 (mayor resolución en la Figura 3.12).

En el modelo final se implementó una punta de eje donde se alojan los rodamientos radiales de menor tamaño el nuevo ensamblaje parcial se presenta en la Figura 3.14.

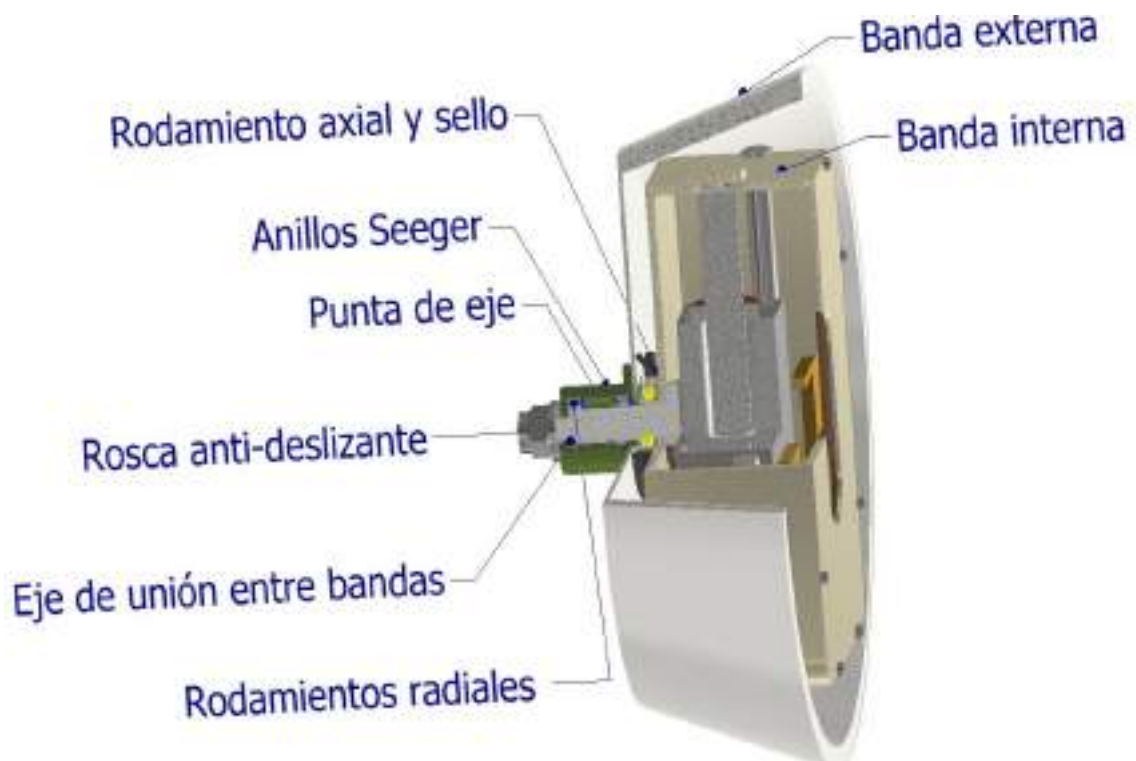


Figura 3.14 - Nueva alternativa de unión entre bandas. Fuente: elaboración propia.

En la Figura 3.14 se destaca la existencia de cuatro cojinetes. En el interior de la punta de eje existe un par de cojinetes de rodadura cuyo distanciamiento se impone en el apéndice H. Son los encargados de la transmisión de esfuerzos hacia un eje de unión entre bandas (actuando como apoyos frente a la banda externa en voladizo).

La fijación axial entre bandas mediante el “eje de unión entre bandas” utiliza una rosca antideslizante en contacto con un cojinete (que a su vez está en contacto con la punta de eje), esto es necesario considerando el movimiento relativo entre partes. El eje de unión se encuentra sin velocidad rotativa por estar en contacto por presión (rozamientos elevados) con la banda interna en su extremo derecho. La punta de eje se encuentra abulonada a la banda externa, por ello, se espera una velocidad de rotación respecto de su eje de simetría no nula respecto al eje de unión entre bandas.

Se advierte un rodamiento axial y sello en la Figura 3.14 útiles para evitar el contacto deslizante entre bandas y proteger al rodamiento respectivamente.

Considerando diez años de trabajo y jornadas habituales de 12 horas, se considera que 260000 ciclos son suficientes para la aplicación. La vida útil se buscará con alta confiabilidad (99%), produciendo un factor multiplicativo de valor 0,21.

$$L = 10^6 * \left(\frac{C}{F_{ap}}\right)^3 * 0,21 = 2,6 \times 10^5 \quad (3.5)$$

Donde:

L: Vida a la fatiga en ciclos.

C: Capacidad de dinámica carga en Newton.

F_{ap} : Carga aplicada en Newton.

La ecuación 3.5 obedece las recomendaciones regulares para rodamientos (SKF) [9]. Ante el máximo esfuerzo posible sobre los rodamientos durante su vida útil puede obtenerse el valor de capacidad dinámica admisible. Considerando la carga aplicada calculada en el apéndice H (456,52 [N]) y la ecuación 3.5 es posible determinar una capacidad de carga dinámica admisible.

$$C_{adm} > 490,205 [N] \quad (3.6)$$

El diámetro interno de los rodamientos fue seleccionado de 17 [mm] con el fin de permitir espacio suficiente para un eje interno que soporte los esfuerzos a transmitir. El diámetro externo fue seleccionado según la carga admisible.

Tabla 3.5 – Características resumidas de los rodamientos. Fuente: [11].

d	Dimensiones principales [mm]			C [kN]	C_{est} [kN]	denominación
	D_e	H	ra			
17	23	4	0,2	1,00	0,66	6703
	26	5	0,3	2,23	1,46	6803
	30	7	0,3	4,65	2,58	6903
	35	8	0,3	6,80	3,35	16003
	35	10	0,3	6,80	3,35	6003
	40	12	0,6	9,60	4,60	6203
	47	14	1	13,50	6,55	6303
	62	17	1,1	22,70	10,80	6403

Se decide finalmente el rodamiento número 6803 con una capacidad de carga dinámica de 2,23 [kN] y una carga estática de 1,46 [kN]. Ambos rodamientos internos a la punta de eje fueron seleccionados de iguales dimensiones. Los diámetros de

tuberías disponibles en el mercado sugieren una mayor facilidad para la fabricación de la punta de eje si el diámetro exterior ronda los 26 [mm].

Los rodamientos con sello de hule (2RS) son especialmente recomendables para ambientes hostiles. Si el producto se mantiene en lugares donde es propenso al polvo o humedad (típico de aplicaciones agrícolas), el sello de hule es una buena opción. Los sellos metálicos (ZZ) son especialmente recomendables para altas revoluciones por sus bajos coeficientes de fricción, sin embargo, ante un precio considerablemente mayor [48].

La selección es de dos rodamientos genéricos - 6803 2RS a un costo de 5,46 $[\frac{USD}{unidad}]$ (Rodamientos Rivera, Argentina), resultando en un costo de materia prima 21,84 USD por limpiador de hileras. En la Figura 3.15 se indica la disposición de rodamientos y anillos de seguridad internos a la punta de eje.

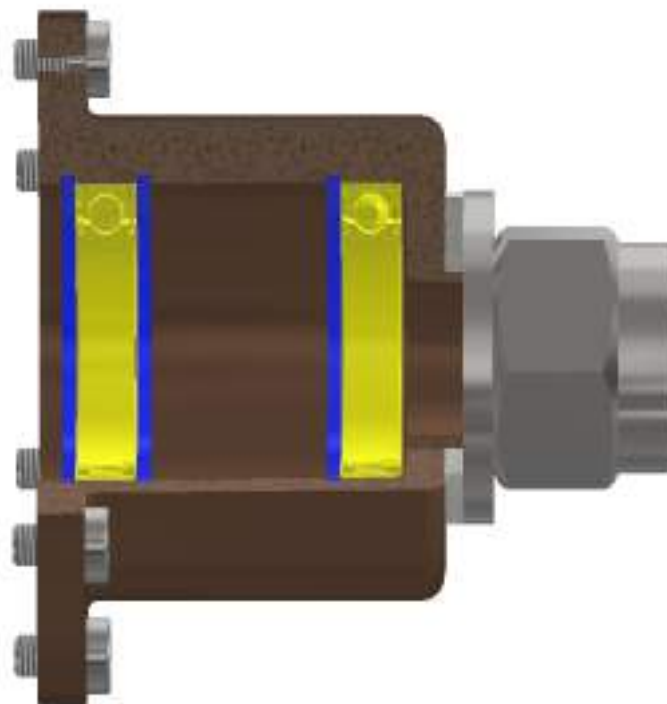


Figura 3.15 - Colocación de rodamientos radiales. Fuente: elaboración propia.

Como se observa en la Figura 3.15 se requirieron tres anillos Seeger para la fijación sobre la punta del eje. Los anillos de seguridad DIN 472 (SAE 1070) de diámetro nominal 26 [mm] cumplen con la aplicación.

La naturaleza del tipo de unión utilizado facilita importantemente el ensamble, el posicionamiento de los rodamientos frente al eje de unión es asegurado por los anillos de seguridad y la tuerca antideslizante. Se utilizó un ajuste ordinario (o basto), minimizando la transmisión de esfuerzos axiales a través de los cojinetes de rodadura y facilitando el ensamblaje. Evitando así la necesidad grandes esfuerzos durante el armado. Por razones similares un ajuste ordinario será también aplicado a la pista externa del rodamiento.

El precio es de 1,92 USD según el distribuidor Rodamientos Rivera (Mar del Plata, Buenos Aires, Argentina) por las tres unidades. No es recomendable la alternativa de acero inoxidable, resultan alrededor de dos veces y media más costosos, el polvillo no representa un problema y se encuentran particularmente protegidos contra el agua.

La rosca antideslizante utilizada es interesante precargarla con valores de torque elevado para evitar problemas friccionales en los rodamientos axiales, asegurar la posición de la rosca ante vibraciones y mejorar las condiciones ante fatiga (siempre esfuerzos de compresión). Aunque los coeficientes de fricción varían mucho, se puede obtener una buena estimación del par de torsión necesario para producir una precarga dada mediante la siguiente ecuación [12].

$$\tau [Nm] = k * F [N] * d [m] \quad (3.7)$$

Donde:

τ : Torque de apriete.

k: Coeficiente adimensional.

F_{ap} : Fuerza de precarga en Newton.

D_e : diámetro del perno.

El fabricante Bowman Distribution recomienda los valores propuestos en la Tabla 3.6.

Tabla 3.6 - Coeficiente K (factor de tuerca). Fuente: [12].

Condición del perno	K
Sin recubrimiento, acabado negro	0.30
Galvanizado	0.20
Lubricado	0.18
Con recubrimiento de cadmio	0.16
Con Anti-Seize Bowman	0.12
Con tuercas Bowman-Grip	0.09

La unión roscada utilizada pertenece a un eje roscado (SAE 1010) y una tuerca comercial. La condición aplicable es "Sin recubrimiento, acabado negro". Ingresando los parámetros correspondientes y suponiendo una precarga se arriba a la ecuación 3.8.

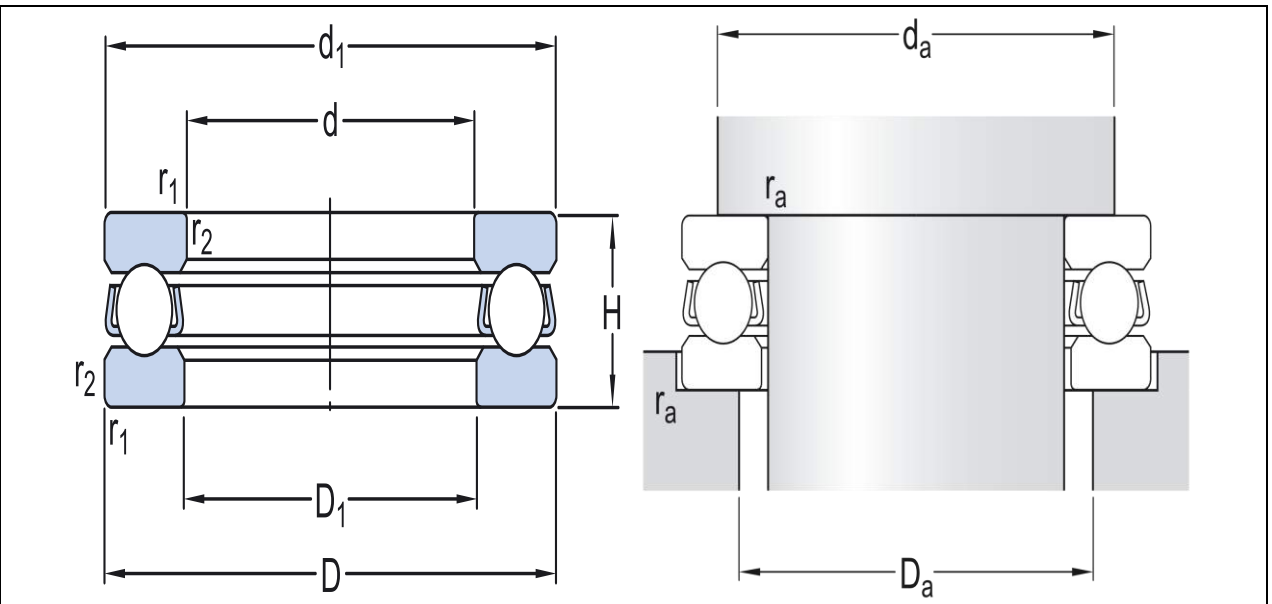
$$\tau = 0,3 * 4000 * 0,012 = 14,4 [Nm] \quad (3.8)$$

La longitud ideal del tornillo es aquella donde sólo sobresalen una o dos roscas de la tuerca después de que se aprieta debido a la práctica común de chaflanes para centrar correctamente la tuerca [12].

Al tratarse de una rosca no convencional es necesaria la determinación de máximos esfuerzos mediante fórmulas, esto se abarcó en el apéndice M. Es recomendable una rosca fina (MF 12 x 1,5) a un precio de 1,40 USD el par de tuercas autofrenantes zincadas (valor obtenido de ferretería local "Destreza").

El rodamiento axial que estará en contacto con la tuerca antideslizante debe entonces ser de diámetro interno de 12 milímetros (permitiendo la inserción del eje de unión). En la Tabla 3.7 se presenta la información relevante a dicho elemento.

Tabla 3.7 - Características de rodamientos NTN 511201. Fuente: [49].



The technical drawing shows two views of the NTN 511201 bearings. The left view is a side view of two bearings, showing dimensions: d_1 (outer diameter of the outer ring), d (inner diameter of the inner ring), r_1 (fillet radius of the outer ring), r_2 (fillet radius of the inner ring), H (height of the bearing), D_1 (width of the bearing), and D (total width). The right view shows the bearings in a housing, with dimensions: d_a (axial clearance), r_a (fillet radius of the housing), and D_a (total axial length).

d	12 [mm]	Capacidad dinámica axial	10,3 [kN]
D	26 [mm]	Capacidad estática axial	15,4 [kN]
D_1	13 [mm]	r_a (máx)	0,3 [mm]
d_1	26 [mm]	D_a (máx)	18 [mm]
H	9 [mm]	d_a (mín)	20 [mm]
r_s (min)	0,3 [mm]	Rango de temperaturas de trabajo	-40 [°C] – 120 [°C]

El fabricante NTN recomienda que sus rodamientos operen con una carga $P \geq 0,04 * C_{or}$. En este caso se cumple, ya que, $P = 0,39 C_{or}$ [11].

La máxima precarga está limitada por la vida útil del elemento que debe, por lógica, ser mínimamente igual a la pactada en párrafos anteriores (se desprecian el resto de cargas frente a la precarga).

$$L \approx 10^6 * \left(\frac{10\,300}{4000}\right)^3 * 0,21 \approx 35,9 \times 10^5 \text{ [ciclos]} \quad (3.9)$$

El precio individual (mercado libre) es de 1,26 USD (genérico). En materia prima se adicionan 2,52 USD. Sin embargo, se observa una falta de protección considerable ante el polvo. Una alternativa competente ante el tipo de ambiente trabajado y la exposición del elemento son las arandelas de empuje (Thrust washers), equivalente axial de cojinetes de deslizamiento. Pueden operar sin lubricación alguna, haciéndolas ideales para un ambiente sucio como el trabajado. En la Figura 3.16 se especifican las dimensiones de la nueva alternativa.

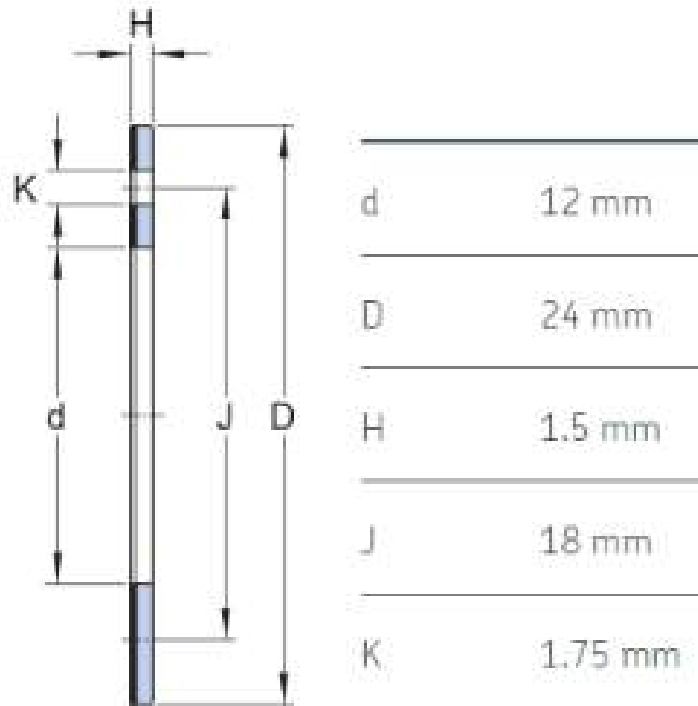


Figura 3.16 - Arandela de empuje. Fuente: [49].

El valor es de 1,86 USD (Marca: INA). Un total de 3,72 USD en el total del dispositivo (el precio de referencia fue extraído de eBay).

Finalmente, un último rodamiento axial en la posición marcada como “rodamiento axial y sello” en la Figura 3.14 debe seleccionarse, sin la existencia de dicho elemento el armado propuesto sería imposible. Un rodamiento de mayor diámetro distribuye mejor los esfuerzos e incrementa la rigidez del sistema, sin embargo, incrementando los costos. Este rodamiento axial es una redundancia ante momentos flectores, ayudando a impedir la deflexión de una banda sobre la otra.

Inicialmente se propuso una segunda alternativa, donde, no era necesario este último rodamiento. Utilizando un sistema de armado simétrico (una unión roscada en ambos extremos), pero esto significaría costos similares y un sistema de menor rigidez.

En la Tabla 3.8 se presentan alternativas de diámetro de 20 milímetros internos. Existen de forma estándar aquellos de diámetro de 17 [mm] (coincidentes con el diámetro del eje de unión entre bandas), sin embargo, resulta interesante adoptar una pieza de mayor diámetro externo (para ello es necesario un diámetro interno mayor).

Tabla 3.8 - Características resumidas de rodamientos NTN de 20 [mm]. Fuente: [11].

Dimensiones principales [mm]				C [kN]	$C_{estática}$ [kN]	denominación
d	D_e	H	ra			
20	35	10	0,3	14,20	24,70	51104
	40	14	0,6	22,30	37,50	51204

En la Tabla 3.9 se indican las especificaciones del rodamiento 51104.

Tabla 3.9 - Tabla 3.7 - Características de rodamientos NTN 51104. Fuente: [49].

d	20 [mm]	Capacidad dinámica axial	15,1 [kN]
D	35 [mm]	Capacidad estática axial	29,0 [kN]
D1	21 [mm]	ra (máx)	0,3 [mm]
d1	35 [mm]	Da (máx)	26 [mm]
H	10 [mm]	da (mín)	29 [mm]
ra(min)	0,3 [mm]	Rango de temperaturas de trabajo	-40 [°C] – 120 [°C]

Si bien es interesante en el modelo final la utilización de productos de calidad (marcas de calidad como Timken, SKF, NTN), durante el armado del prototipo la utilización de marcas genéricas puede significar un ahorro en componentes de hasta 7 veces. Esto es especialmente interesante cuando se trabaja con rodamientos debido a la gran diferencia de precios. El costo por el par de rodamientos 51104 (genéricos) corresponde a 8,34 USD (precios extraídos de "3D insumos" de Caseros, provincia de Buenos Aires).

Es interesante proponer la fabricación de la punta de eje a partir de caños del mercado de 1" (SCH 40, ASTM A53). Según precios de la empresa Tenaris una tubería de 6,4 [m] corresponde a un 59,15 USD, indicando un costo aproximado de 0,62 USD de materia prima para la realización. Por otro lado, es recomendable realizar el acople bridado, como también la tapa ciega para el otro extremo, mediante un redondo de 2" (SAE 1010), según la empresa Gramabi (Buenos Aires, Argentina) y considerando el precio por kilogramo representa un costo adicional de 0,83 USD en materia prima.

Lo mencionado en el anterior párrafo es poco probable de lograrse, comúnmente durante la fabricación de prototipos se utilizan recortes de redondos. Considerando la realización completa de la punta de eje mediante un redondo de 60 [mm] y el precio por kilogramo del mismo (nuevamente de la empresa TENNECO) se estiman 4,66 USD.

En caso de producirse dispositivos para la realización de pruebas es recomendable la primera opción mencionada. La primera alternativa requiere maquinados y soldadura, mientras que la segunda alternativa requiere maquinados y perforaciones.

En última instancia, un sello axial es necesario para la protección del rodamiento de denominación 51104. Se requirió añadir un suplemento circular de 1 [mm] y tres centradores sobre la banda interna (Figura 3.11 y Figura 3.12). Considerando cotizaciones al por menor de MercadoLibre el valor de sellos axiales genéricos ronda los 2,54 USD por unidad (se requieren dos por dispositivo).

En el apéndice I se abarcan verificaciones relacionadas a el eje de unión entre bandas.

3.2.8. Determinación de la distancia entre discos

A partir de la representación del diseño 3D de la pieza (en software Autodesk Inventor) se determinaron las distancias óptimas entre discos que permitieran un ángulo de ataque de 20 [°], evitando interferencias entre los discos. La determinación se realizó mediante iteración de posiciones de los discos sobre el eje principal (continuación del acople mencionado en 3.2.4).

En el mercado se observan configuraciones donde existen espacios entre discos de incluso varios centímetros. En el diseño se adoptó como criterio el permitir el

engrane entre los dientes, de esta forma los discos se asisten entre sí ante un eventual atascamiento (criterio utilizado por algunas marcas existentes en el mercado).

En la Figura 3.17 se observa que una distancia entre ejes de 60 [mm] ante los ángulos seleccionados permiten cubrir las necesidades de diseño anteriormente especificadas. La pieza de unión entre los ejes principales fue modificada en apartados posteriores.

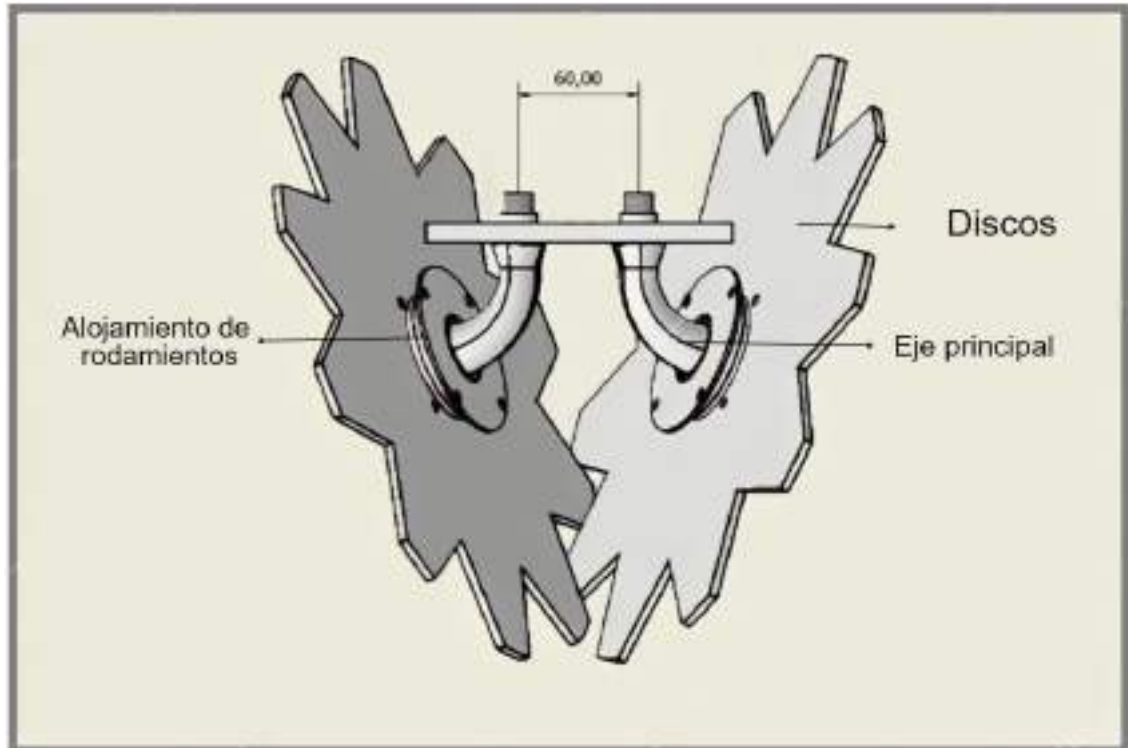


Figura 3.17 - Distancia entre discos. Fuente: elaboración propia.

En la Figura 3.18 se puede observar un ensamblaje parcial que permite una orientación de los elementos hasta este punto del informe mencionados, a su vez, se muestran las posiciones angulares declaradas al inicio del informe.

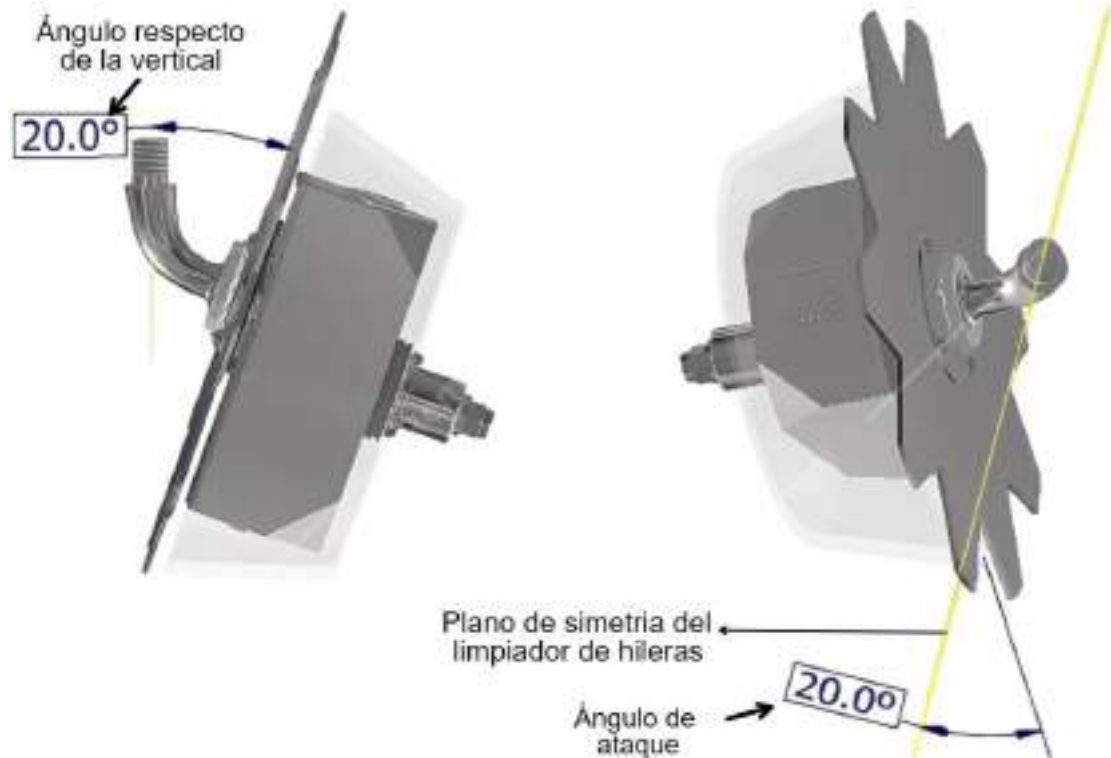


Figura 3.18 - Segundo ensamblado parcial orientativo. Fuente: elaboración propia.

3.2.9. Eje principal

El eje principal diseñado puede observarse en la Figura 3.21. sus propósitos son: permitir el alojamiento del disco mellado; aportar un soporte a la pieza propuesta en la sección 3.2.4; cambio de sección paulatino para evitar fuertes concentradores de tensión; debe poseer un escalón permitiendo la fijación del elemento “limpiador” mostrado en la Figura 3.11.

Debido a la alta complejización de fabricación de la pieza se propuso la producción por fundición. Se combinó la pieza de la sección 3.2.4 con el eje principal en una única pieza, permitiendo reducir importantemente. Esta nueva propuesta permite abaratar costos debido a que la fundición es considerablemente más económica y los desperdicios de material resultan mínimos. Se destaca que las tolerancias logradas serán considerablemente menos precisas en comparación con los mecanizados, pero esto no influye en gran medida.

Al ser una pieza tan crítica desde el punto de vista funcional, se propone utilizar un factor de seguridad elevado, ante un fuerte impacto que resulte en una destrucción parcial del dispositivo se prefiere que fallen otras piezas.

Es recomendado realizar la fundición para el prototipo mediante “sand casting” por razones económicas y ser apto para formas complejas. Puede ser interesante adoptar técnicas de moldeo permanente ante gran producción (más económico a gran escala). En general las limitaciones de peso y tamaño no son un problema para el proceso. La fundición gris es ampliamente utilizada en la industria.

Es interesante producir un radio de acuerdo considerable en la sección de acople del cilindro lineal, disminuyendo concentradores de tensión y la posibilidad de existencia de puntos calientes (Hot spot) durante la fundición. Los puntos calientes no

deben ignorarse, son capaces de debilitar la pieza, por esta razón, se adopta la opción de diseño (b) que se muestra en la Figura 3.19 [13].

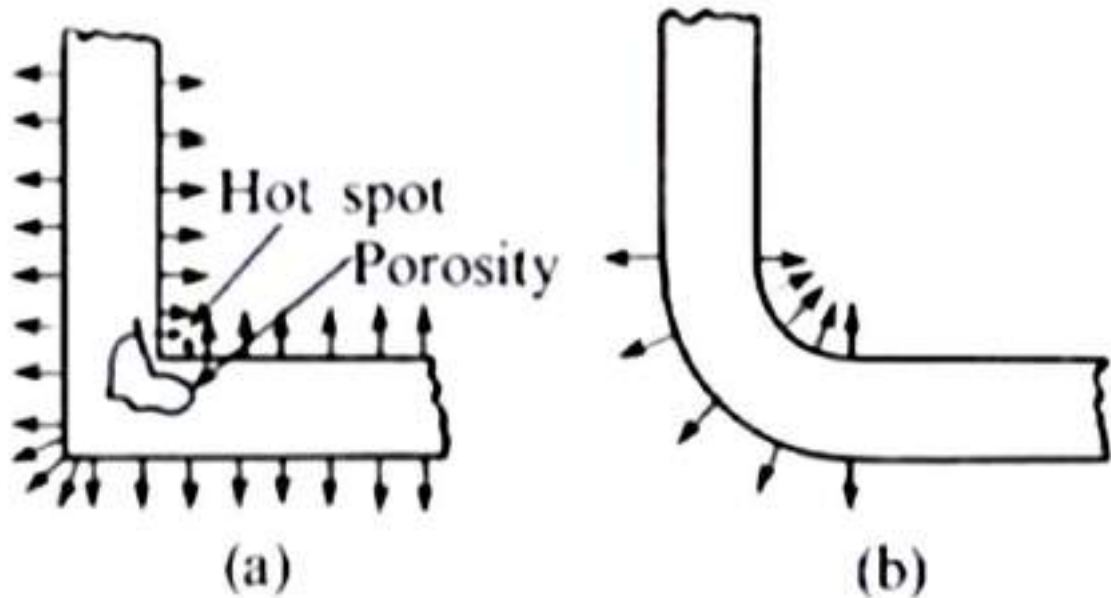


Figura 3.19 - Puntos calientes en los modelos. Fuente: [13].

Al finalizar el enfriamiento, los puntos calientes son aquellos que más lentamente alcanzan el final del proceso de enfriamiento, por lo tanto, los últimos en adquirir su volumen final, al no existir material que pueda fluir a dichas zonas ya que se encuentra rodeado por material frío, es imposible ocupar el volumen inicial y, por lo tanto, huecos son formados debilitando la pieza de forma innecesaria.

Mínimamente es recomendado por bibliografías un espesor de 5 [mm], dicho valor será el utilizado para el primer modelo. El área superficial y fluidez del material son especialmente influyentes al momento de determinar la posibilidad de fundir placas de espesores menores.

Los casos de fundición gris sin alear (BS 1452), SG (BS 2789) y maleable (BS 309, BS 310 y BS 3333) ante atmósfera en tierra (alejado de la costa) presentan corrosiones de hasta $0,25 \left[\frac{mm}{año} \right]$. Es necesario un tratamiento de granallado y pintura acrílica, esto es recomendable para el total de piezas (aunque la tasa de corrosión de aceros de bajo carbono resulta considerablemente) [13 y 52].

En la Tabla 3.10 se muestran propiedades de importancia de distintos tipos de fundiciones para el desarrollo de la presente sección.

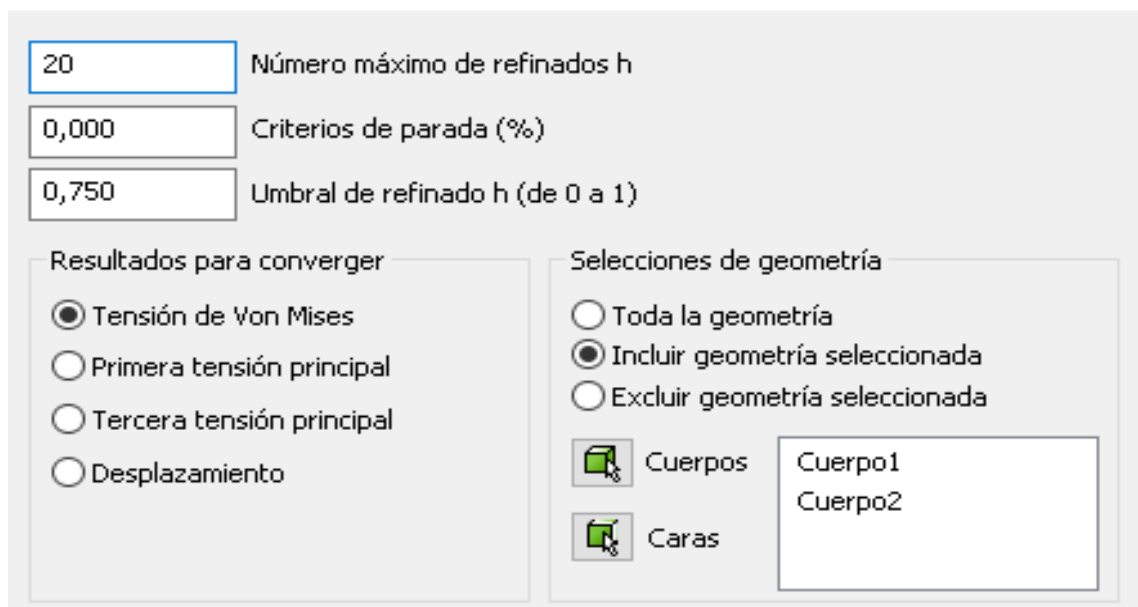
Tabla 3.10 - Propiedades de las fundiciones. Fuente: [13].

Especificación BS 1452 (Grado)	Condición	Densidad [$\frac{kg}{m^3}$]	Resistencia última [$\frac{N}{mm^2}$]	Limite elástico [$\frac{N}{mm^2}$]	Módulo de Young [$\frac{kN}{mm^2}$]
150	Sin tratamientos térmicos	7050	150	98	100
180		7100	180	117	110
220		7150	220	143	120
260		7200	260	169	130
300		7250	300	195	135
350		7300	350	228	140
400		7300	400	260	145
BS 2789					
370/17	Sin tratamientos térmicos o normalizado o recocido	7100	370	233	169
420/12		7100	420	278	169
500/7		7150	500	339	169
600/3		7200	600	372	174
700/2		7200	700	416	176
800/2		7200	800	471	176

Al incorporar el diseño en el software Autodesk Inventor y realizar una simulación de esfuerzos se toman decisiones del material a utilizar. Las simulaciones mostradas corresponden con el modo “de servicio”. Durante esta operación el eje principal presenta esfuerzos mayores y puede presentar situaciones de impacto. Se tiene en cuenta durante las simulaciones:

- Esfuerzos de rozamiento por parte de la banda externa en contacto con el suelo.
- Esfuerzos de corte debido al rastrojo (máxima potencia consumida apéndice N).
- Los pesos de los demás elementos. Se supone al disco mellado flotante, esto significa sin actuar como un apoyo para los cálculos. Al considerarse este caso los momentos flectores serán los máximos posibles.

La simulación de esfuerzos fue llevada a cabo bajo una serie de parámetros mostrados en la Figura 3.20:



The image shows a software interface for setting simulation parameters. It consists of three input fields at the top, two groups of radio buttons, and a list box.

- Input fields:**
 - Number of maximum refinements h: 20
 - Stop criteria (%): 0,000
 - Refinement threshold h (from 0 to 1): 0,750
- Results for convergence:**
 - Tensión de Von Mises
 - Primera tensión principal
 - Tercera tensión principal
 - Desplazamiento
- Geometry selections:**
 - Toda la geometría
 - Incluir geometría seleccionada
 - Excluir geometría seleccionada
- Selections:**
 - Cuerpos: Cuerpo1, Cuerpo2
 - Caras

Figura 3.20 - Parámetros de simulación. Fuente: elaboración propia.

En la Figura 3.20 se toman una serie de decisiones de configuración. Con el fin de permitir una gran cantidad de refinamientos del mallado por parte del software sin el impedimento del criterio de parada se utilizó un error nulo, esto produce que el software realice tantas iteraciones del modelo como se solicite en la casilla de “Número máximo de refinados h”. El objetivo de mantener un número alto de iteraciones, a pesar de haber alcanzado una convergencia aparente, permite determinar con mayor seguridad que el resultado no se trata de un mínimo relativo, sino un valor más cercano a la solución real del problema.

El umbral de refinado “h” permite decidir qué secciones del modelo serán refinadas. Un valor más cercano a 0 permite que el refinado sea menos localizado. Se dictaminó un umbral del 50%, permitiendo que todos valores de tensión máxima hasta aquellos de 50% de dicha tensión correspondiesen con zonas de refinamiento.

Finalmente, el modelo propuesto se muestra en la figura 3.21.

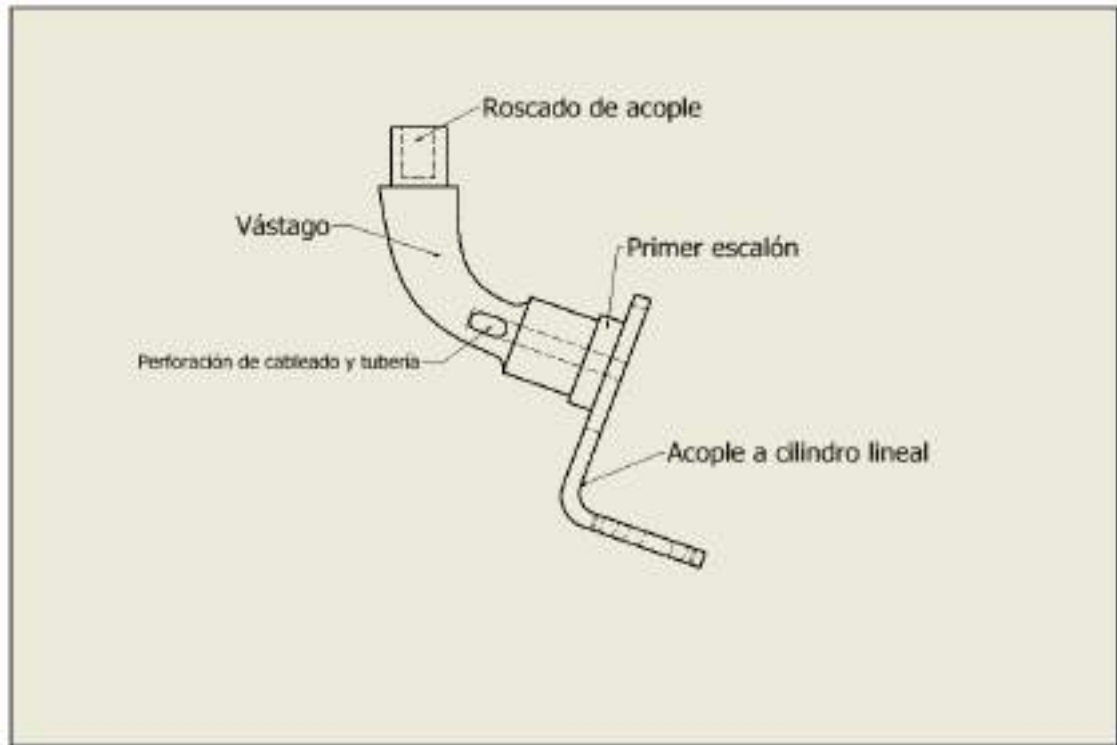


Figura 3.21 - Modelo propuesto de eje principal. Fuente: elaboración propia.

Razonamiento de la geometría

Un primer escalón permite aprisionar la placa de limpieza (Figura 3.11) contra la tapa de la banda interna. No se considera necesario un radio de acuerdo entre el primer y segundo escalón porque los esfuerzos observados en el área son pequeños e implicaría mecanizados adicionales, complejizando el proceso de producción innecesariamente.

El vástago demostró ser un concentrador de esfuerzos de gran magnitud, la gran curvatura planteada mejora considerablemente los resultados.

El roscado de acople permite unir el eje con una pieza común a ambos brazos del dispositivo sin el requisito de una operación compleja de maquinado. Es posible lograr el roscado por terrajas manuales en el supuesto caso de un prototipo. Durante el apartado correspondiente al acople se profundiza en la utilidad de esta perforación (sección 3.12).

Se realiza una propuesta de diámetros de vástago, tal que sea factible la inserción del rodamiento y el manguito de fijación desde el extremo cilíndrico. La modificación de dimensiones fue delimitada por el factor de seguridad logrado, materiales posibles de seleccionar, dimensiones comerciales de rodamientos y manguitos de fijación.

En la Figura 3.22, se presenta el resultado de la simulación de esfuerzos, donde puede observarse los máximos esfuerzos, así como también la distribución esperada.

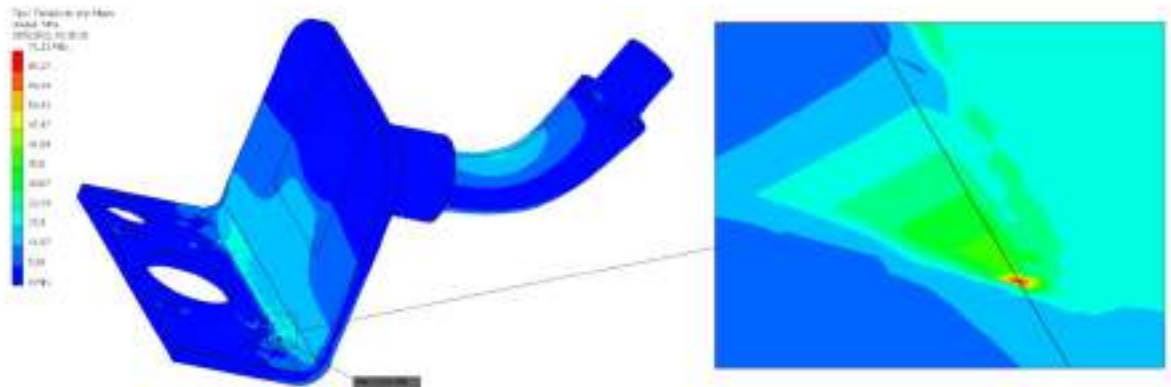


Figura 3.22 - Distribución de esfuerzos en el eje. Fuente: elaboración propia

Se observa una tensión máxima en la placa en forma de “L”. Se determina la necesidad de un espesor mayor y un mayor radio de acuerdo con el fin de obtener una menor dispersión de esfuerzos, permitiendo utilizar materiales más económicos. Se incrementa el radio de acuerdo entre el asiento del rodamiento y el vástago. Se añaden las perforaciones necesarias para la alimentación del cilindro hidráulico y sensores. El nuevo diseño se muestra en la Figura 3.23.

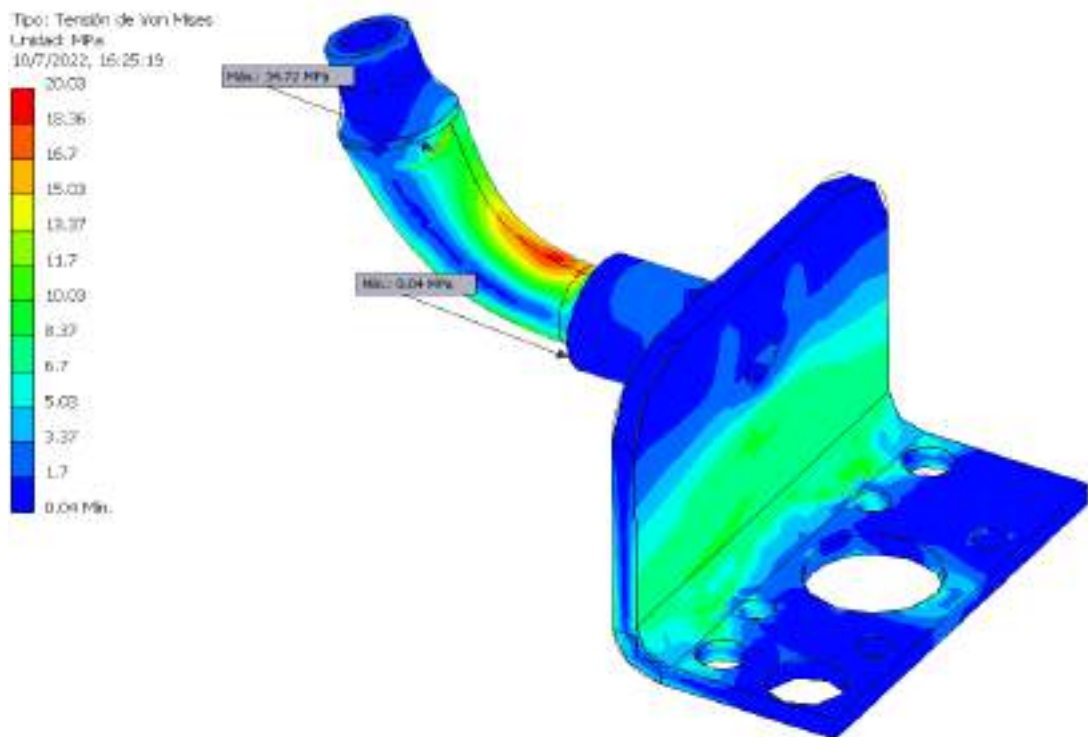


Figura 3.23 - Distribución de esfuerzos en el eje perforado y redimensionado. Fuente: elaboración propia.

El factor de seguridad logrado es $s = \frac{169}{34,72} = 4,87$, se propone la utilización de BS 1452 grado 260.

Estos grados de fundiciones de hierro grises presentan un bajo comportamiento mecánico al impacto y fatiga. Tal vez se podría evaluar un grado de Fundición de hierro con grafito esferoidal (Fundición Nodular o Ductile Irons, ASTM A536) del grado apropiado para las exigencias mecánicas requeridas.

Se verificó que durante un gran número de iteraciones la simulación conservase sus parámetros a pesar de continuar refinando el mallado para asegurar

un mínimo absoluto en la tasa de convergencia, esta comprobación puede observarse en la Figura 3.24.

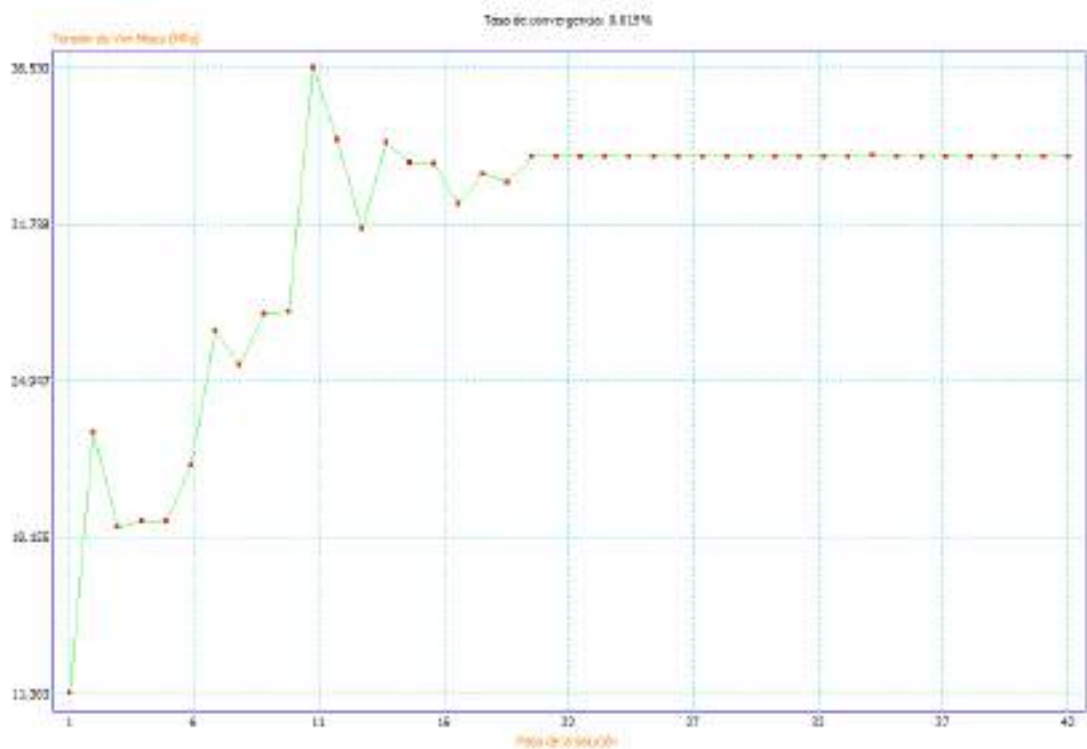


Figura 3.24 - Tasa de convergencia. Fuente: elaboración propia.

3.2.10. Selección del rodamiento del disco limpiador de hileras

Se optó por seleccionar un rodamiento rígido de bolas principalmente por su capacidad de transmitir carga axial y radial, en base a los esfuerzos máximos (apéndice N).

$$F_t (radial) = \frac{80,56}{2} = 40,28 [N] \quad (3.10)$$

En el hipotético caso que la totalidad del peso del dispositivo se encuentre apoyado en los discos mellados se obtienen las expresiones de esfuerzos normales y su relación, en las ecuaciones 3.9, 3.10 y 3.11 respectivamente.

$$F_r = F_{normal-radial} = 350 * \cos(20^\circ) \quad (3.11)$$

$$F_a = F_{normal-axial} = 350 * \sen(20^\circ) \quad (3.12)$$

$$\frac{F_a}{F_r} = 0,36 \quad (3.13)$$

El esfuerzo radial debido al corte de rastrojo y aquel proveniente de la normal se encuentran en cuadratura, por ello, su suma no es algebraica.

Se propone un rodamiento de diámetro interior de 30 [mm] y un diámetro exterior $D=42$ [mm] extraído de la tabla 3.11.

Tabla 3.11 - Características de rodamientos. Fuente: [11].

Dimensiones principales [mm]				C [kN]	C _{est} [kN]	denominación	f ₀
d	D _e	B	ra				
30	37	4	0,2	1,14	0,95	6706	15,7
	42	7	0,3	4,70	3,65	6806	16,5
	47	9	0,3	7,25	5,00	6906	15,8
	55	9	0,3	11,20	7,35	16006	15,2
	55	13	1	13,20	8,30	6006	14,8
	62	16	1	19,50	11,30	6206	13,8
	72	19	1,1	26,70	15,00	6306	13,3
90	23	1,5	43,50	23,90	6406	12,3	

El rodamiento seleccionado debe poseer un diámetro interno que permita el ensamblado (colocarlo requiere recorrer el vástago de la figura 3.21 sin atascarse).

En la Tabla 3.12 se presentan aquellos manguitos de fijación comerciales de mínimo diámetro interno que permitan su colocación a través del vástago del eje principal.

Tabla 3.12 – Recopilación de algunos manguitos de fijación comerciales estándar. Fuente: [53].

Designación	Dimensiones principales [mm]		
	Diámetro interno	Diámetro externo	Ancho
H 206	25	30	27
H 2306	25	30	38
H 306	25	30	31
H 306 E	25	30	31

La determinación de la carga equivalente del rodamiento es de utilidad para verificar la vida útil, obteniéndose esta la tabla 3.13.

Tabla 3.13 – Carga radial equivalente del rodamiento. Fuente: [11].

$\frac{f_0 F_a}{C_{est}}$	e1	$\frac{F_a}{F_r} > e$	
		X	Y
0,345	0,22	0,56	1,99
0,689	0,26	0,56	1,71
$P_r = \text{Carga radial dinámica equivalente} = X * F_r + Y * F_a$			

Al interpolar valores de la anterior tabla considerando una interpolación lineal y $\frac{f_0 F_a}{C_{or}} = \frac{16,5 * 350 * \text{sen}(20^\circ)}{3650} = 0,54$, entonces se obtiene Y=1,83 (X=0,56). Por otro lado, el catálogo general de la empresa precisa un cálculo para la carga radial estática equivalente.

$$P_{or} = 0,6 * F_t + 0,5 * F_a \tag{3.14}$$

Para el caso trabajado, la carga estática radial equivalente resulta menor que la carga radial aplicada, por lo tanto, se toma el peor caso según el fabricante, establecido en la ecuación 3.12.

$$P_{or} = 281,91 [N] \quad (3.15)$$

Resultando en un factor de seguridad ante carga estática de 12,17, tal como se expresa en la ecuación 3.13.

$$s = \frac{3,65}{0,3} = 12,17 \quad (3.16)$$

Según la tabla 3.13 la carga dinámica equivalente resulta de $P_r = 425,80 [N]$. Teniendo en cuenta una confiabilidad del 99% (por el carácter confiable de la maquinaria), sin tratamientos térmicos para estabilización de dimensiones y condiciones de lubricación satisfactorias (sellados). En la ecuación 3.14 se expresa, entonces, la cantidad de ciclos a la fatiga que el elemento puede soportar (mismo procedimiento que en la ecuación 3.7).

$$L = 0,21 * \left(\frac{4,70}{0,43}\right)^3 * 10^6 = 2,74 * 10^8 [\text{ciclos}] \quad (3.17)$$

Un manguito de fijación de la marca KG (precios extraídos de Coram S.A. Buenos Aires, Argentina) 7,69 USD por unidad, implicando un costo adicional de 15,38 USD.

El rodamiento de denominación 6806 incrementan los costos en 7,64 USD (vendedor: Almaroda, Buenos Aires, Argentina).

El costo del eje principal se estima por kilogramo, según la empresa YI DE casting (Estados Unidos) el precio ronda los 1,4 USD por kilogramo, se estima un costo de materia prima de 4,17 USD [14].

3.2.11. Diseño mecánico del sistema de sensado de espesor de rastrojo

El sistema de sensado de espesor de rastrojo se basa en inyectar corriente alterna al terreno, usando como electrodos a los dos discos de sensado que se muestran en la figura 3.25 (El formato de discos permite su rodadura sin afectar a las mediciones por simetría). Para ello se propone un mecanismo en que ambos discos son sostenidos en su posición mediante brazos acoplados al sistema mecánico principal. Este sistema debe ser calculado y verificado mecánicamente. En la figura 3.25 se presenta un modelo parcial del limpiador de hileras orientativo.

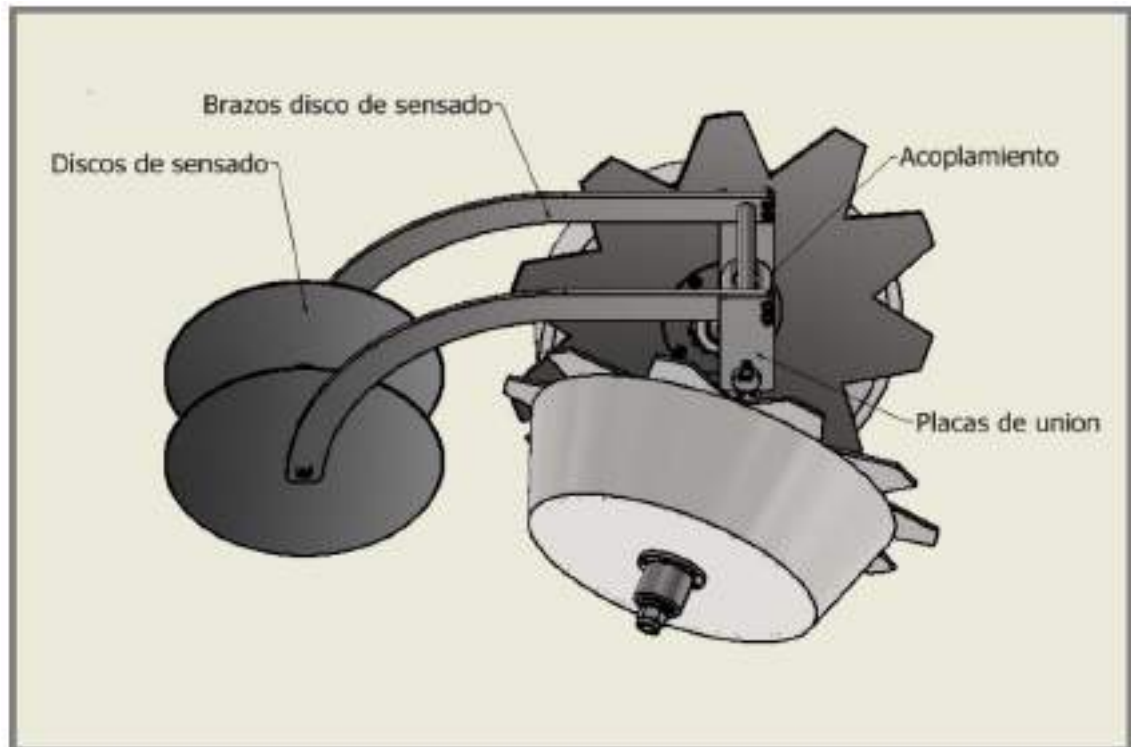


Figura 3.25 - Modelo parcial del limpiador de hileras con sistema de sensado. Fuente: elaboración propia.

Los esfuerzos horizontales a transmitir por los brazos de los discos de sensado se determinan mediante extrapolación lineal de curvas de bibliografía de arado por discos, estos esfuerzos calculados son mayores a los esperados debido a diferencias geométricas el disco de arado y el utilizado en esta situación, sin embargo, corresponde con una estimación aceptable. En la ecuación 3.15 se presenta en máximo esfuerzo horizontal a transmitir [15].

$$F_h = F_{horizontal-máximo} = 230 [N] \quad (3.18)$$

A diferencia de los discos limpiadores de hileras, en este caso los discos se encuentran en posición vertical y poseen espesores menores (3 milímetros, los espesores estándar son de 0,5; 0,8; 1; 1,5; 2; 3; 4; 5; 6; 8; entre otros). Ante criterio del proyectista se estiman esfuerzos verticales del orden de 150 [N].

Los discos deben fabricarse de un material resistente a la corrosión en ambientes con tierra y humedad y, a su vez, ser resistentes mecánicamente. Utilizar aluminio de la serie 3000 (aluminio aleado principalmente con manganeso) resulta una selección atractiva. Las aleaciones 3003 y 3004 son especialmente sencillas de conseguir en el mercado. Es recomendable un grado de acritud elevado (Hx8, generalmente mencionado como aluminio duro). Se proponen discos de 100 [mm] radiales: considerando un espesor de rastrojo de 45 [mm]; una penetración del orden de 20 [mm] con el fin de evitar errores en las mediciones por capas superficiales de suelo suelto; facilitar instalación de sensores ultrasónicos. Un chaflán de 45 [°] será mecanizado en el borde del disco para mejorar el corte en el suelo. La resistencia al desgaste es un parámetro sumamente importante en esta condición de trabajo. Es recomendado evaluar nuevamente el tipo de material en futuras iteraciones con mejores prestaciones mecánicas para la aplicación.

Los “Brazos disco de sensado” presentados en la Figura 3.25 cumplen con la necesidad de soportar los discos de sensado y posicionarlos de forma tal que se eviten interferencias con los discos encargados de la remoción de residuo.

Los brazos del disco de sensado (Figura 3.26) se proponen de material SAE 1010. Se realizaron simulaciones en Autodesk Inventor corroborando que los esfuerzos fueran soportados. Se adoptaron espesores de chapa de 4 [mm] reutilizando espesores antiguos (evitando incrementar la lista de distintos materiales requeridos para el prototipo).

El valor actual es de 10 USD de la empresa INGIA (Buenos Aires, Argentina) por kilogramo de material utilizado según contacto con el fabricante vía correo electrónico. En su defecto frente a la presunta dificultad de obtener el material es posible optar por aluminio 6061 para el modelo.

El radio de curvatura de los brazos fue incrementado en sucesivas iteraciones, junto a las longitudes con tal de lograr evitar interferencia con los discos limpiadores de hileras y, a su vez, lograr tensiones de baja magnitud. En la figura 3.26 se presenta el resultado de las simulaciones en la pieza.



Figura 3.26 – Resultado de simulaciones del brazo del disco de sensado. Fuente: elaboración propia.

Se observa en la figura 3.26 el resultado final, donde el factor de seguridad de esfuerzos aplicados frente al límite elástico fue $s = \frac{190}{59,79} = 3,2$. El resultado resulta coherente con los criterios de diseño utilizados hasta el momento.

Reutilizando precios por kilogramo declarados con anterioridad en el informe se estima un valor de 3,74 USD en materia prima para los brazos.

Por su metodología de acople se anticipa una profundización aproximadamente constante de 20 milímetros. Se considera irrelevante un cálculo a la fatiga (los esfuerzos no poseen variaciones importantes debido a la profundización aproximadamente constante durante el funcionamiento).

3.2.12. Sistema de presión de contacto

Tal como explica su nombre, el sistema de presión de contacto se encarga de proporcionar y regular la presión de contacto entre el suelo y la banda de profundidad. Para lograr esto, se implementa un actuador hidráulico rotativo, el cual, levantando al sistema completo del suelo, o, forzando a que el sistema baje, varia la presión desarrollada entre las partes mencionadas.

a. Determinación de actuador hidráulico rotativo

Es requerida flexibilidad de posicionamiento en el sentido vertical para el dispositivo. Hasta el momento se abordaron problemas relacionados al espesor del rastrojo. Debido a irregularidades del terreno resulta complejo determinar la altura del terreno de forma predictiva desde el punto de vista del sensado y exigencias computacionales. Una solución simple corresponde con la utilización de un brazo de palanca que mantenga a la banda de profundidad externa en contacto con el suelo como el mostrado en la figura 3.27.

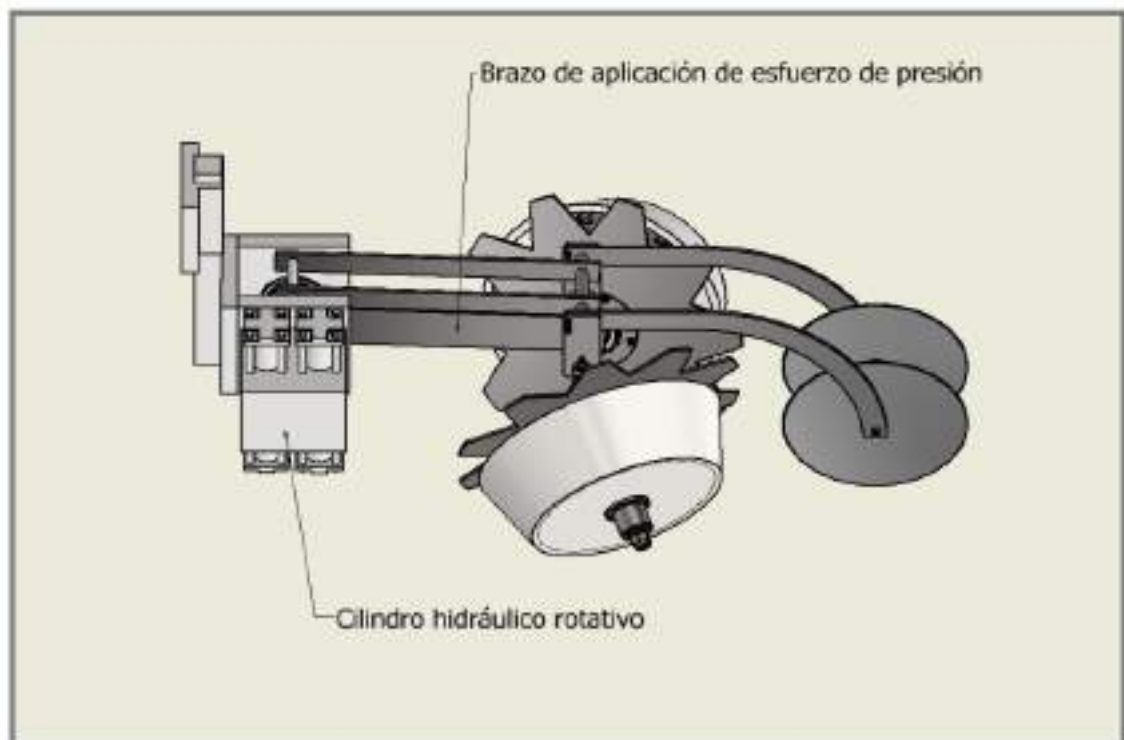


Figura 3.27 – Aplicación de cilindro hidráulico rotativo propuesto. Fuente: elaboración propia.

Un cilindro hidráulico rotativo posee dos tareas:

- Posibilita apartar al dispositivo logrando un estado “fuera de servicio”.
- Asegurar esfuerzos de contacto entre la banda de profundidad y el rastrojo no demasiado elevados (evitando deformaciones que puedan producir errores en la regulación).

La selección del actuador depende del peso de la maquinaria. Se realiza una nueva estimación de pesos más precisa mediante los elementos diseñados. Se desprecian el peso de elementos electrónicos, bulones y tornillos. Se presenta la información obtenida en la tabla 3.13.

Tabla 3.13 – Recopilación parcial de masas del sistema. Fuente: elaboración propia.

Estimación de masa	
Elemento	Peso [kg]
Par de cilindros hidráulicos lineales	3,00
Par de ejes principales	2,20
Eje de acople principal	3,00
Placas de eje de acople	0,22
Eje auxiliar	0,28
Par de barras de guía	0,54
Barra de esfuerzo flexionante (unida al cilindro rotativo)	1,55
Punta de eje	0,30
Anillos Seeger: DIN 472 8 x 26 DIN 471 8 x 12 DIN 471 2 x 35	0,016 0,008 0,008
Chavetas: Sobre acople	0,01
Bulones y tornillos	Despreciable
Elementos electrónicos	Despreciable
Elementos rodantes y deslizantes: Axiales entre banda Radiales en punta de eje DIN 125-1- A A 13	0,08 0,08 0,012 En general despreciables
Columnas guía (banda de profundidad)	0,70
Banda de profundidad externa	10,50
Banda de profundidad interna + tapa	5,16
Eje de unión entre bandas	0,28
Discos de sensado	0,34
Discos limpiadores de hileras	3,00

Alojamiento de rodamientos (discos limpiadores de hileras)	0,36
Manguitos de fijación	0,28
Sellos (SKF_45 VA R)	0,014
Brazos de soporte (para discos de sensado)	0,75
Eje de unión discos de sensado	0,27
Discos de caucho (acople de discos limpiadores de hileras)	1,86
Acople	0,66
Sellado de banda interna	0,16
Masa estimada=35,64 [kg]	

La estimación inicial de $350 [N] = 35,68 [kgf]$ resulta coherente con el peso calculado mediante el modelo. Es posible identificar la ausencia de algunos elementos en la Tabla 3.14 (por ejemplo: del propio elemento rotativo), esto se debe a que se trata de elementos fijos a la sembradora y, por lo tanto, no relevantes ante cálculos realizados.

La selección de actuadores hidráulicos del tipo giratorio se basó en catálogos de la marca Flo-Tork. Optando por un ángulo de giro de 90° (en general existen alternativas de $90 [^\circ]$, $180 [^\circ]$, $270 [^\circ]$ y $360 [^\circ]$) es posible definir la longitud del brazo de palanca asociado según el recorrido a realizar (obsérvese figura 3.28).

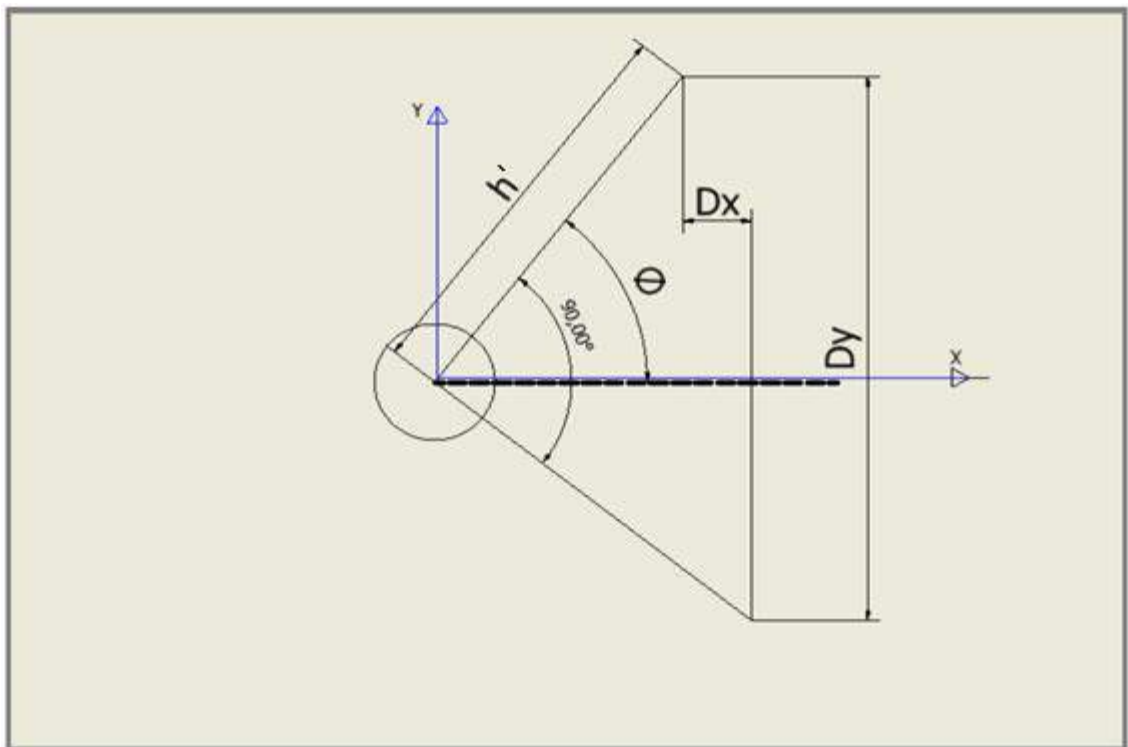


Figura 3.28 – Esquema representativo de recorrido del cilindro hidráulico rotativo. Fuente: elaboración propia.

Del esquema representativo de la figura 3.28 se extraen las siguientes relaciones geométricas expresadas en las ecuaciones 3.19 y 3.20.

$$D_y = h' * [\text{sen}(\theta) + \text{sen}(90 - \theta)] \quad (3.19)$$

$$D_x = h' * [\text{cos}(90 - \theta) - \text{cos}(\theta)] \quad (3.20)$$

Adoptando como distancia máxima de regulación 300 [mm] prevista en los requisitos iniciales y considerando la posición de reposo como limitante superior.

La posición de reposo (figura 3.29) determina que bajo ninguna circunstancia el cilindro hidráulico debe estar en una posición más baja que los discos de remoción de residuo (no debe entrar en contacto con el suelo). Se tomó un margen de seguridad de 10 [cm].

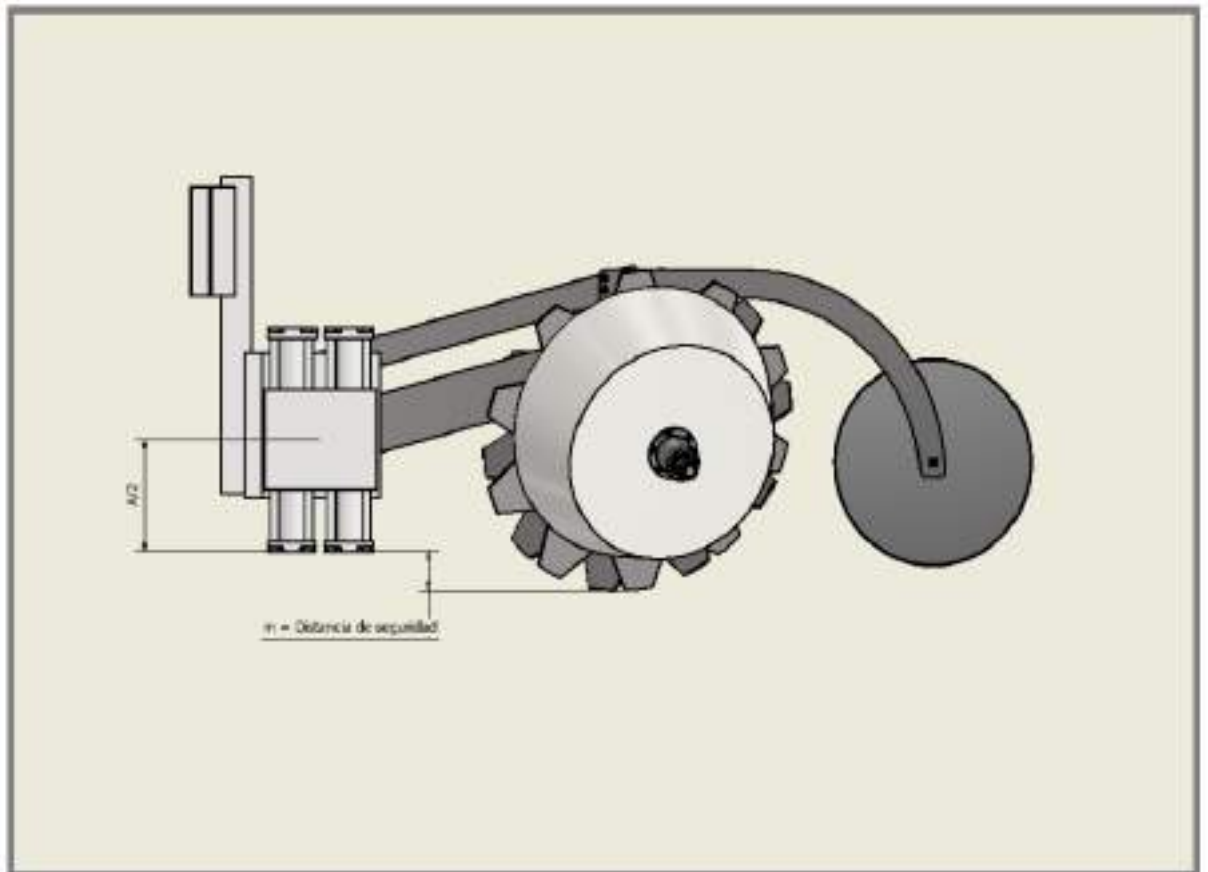


Figura 3.29 – Posición de reposo. Fuente: elaboración propia.

Mediante las figuras 3.28 y 3.29 se deduce la constante geométrica “k” determinada en la ecuación 3.21.

$$m + \frac{A}{2} + h * \text{cos}(\theta_{\text{reposo}}) = k = \text{constante} \quad (3.21)$$

Siendo k una constante geométrica dependiente del radio del disco, el ángulo de inclinación de las barras en el límite de carrera superior (20°) y la distancia del acople del brazo de aplicación de esfuerzo de presión (Figura 3.27) respecto al centro del disco limpiador de hileras. Desde el modelo tridimensional se obtiene que $k=224,53$ [mm].

Reemplazando valores en las ecuaciones 3.16 y 3.18 permitió concluir que la distancia $h=236,01$ [mm] logra cumplir con las expectativas pactadas. Determinación necesaria para la selección del cilindro hidráulico, donde el torque buscado depende de dicha distancia y del peso trabajado

El dimensionamiento del área transversal de la barra se basa en esfuerzos máximos esperados, esto se aborda en profundidad en el apéndice J. A partir del desarrollo planteado en el apartado, se obtiene como resultado un torque correspondiente al expresado en la ecuación 3.22.

$$\text{Torque total} = \sum_{i=1}^N \text{Distancia} * \text{Fuerza} \approx 250 \text{ [Nm]} \quad (3.22)$$

El modelo 3700 de actuadores hidráulicos del tipo giratorio de la marca Flo-Tork permite cumplir los valores de torque. Presentándose su curva característica en la figura 3.30.

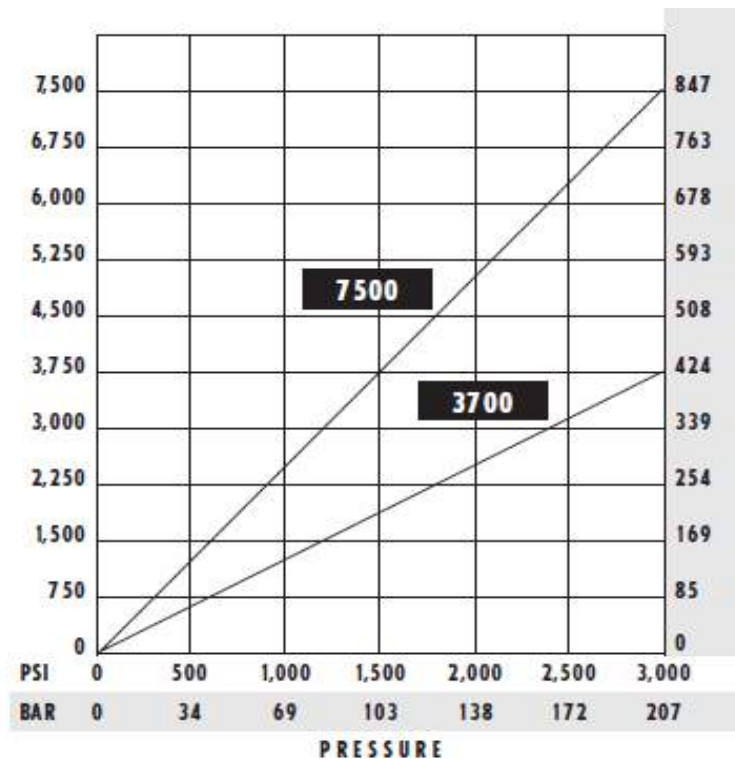


Figura 3.30 -Torque desarrollado frente a presión aplicada. Fuente: [16].

Utilizando precios de referencia disponibles en la web del sitio web *alibaba* se estiman costos de 200 USD para la compra del cilindro hidráulico rotativo equivalente, sin embargo, se recomienda fuertemente obtenerlo en productores locales por las altas tasas impositivas, debe considerarse que los costos de importación por impuestos son múltiples: 21 % de impuesto IVA; 20% de IVA adicional (Resolución AFIP 3373/2012); impuesto a las ganancias del 6%; tasa de oficialización y digitalización de aduana (38 USD).

Es destacable que comúnmente es realizado el acople para limpiadores de hileras flotantes con un mecanismo de seguridad similar al presentado en la Figura 3.31. Considerando al bloque rayado como el disco limpiador de hileras.

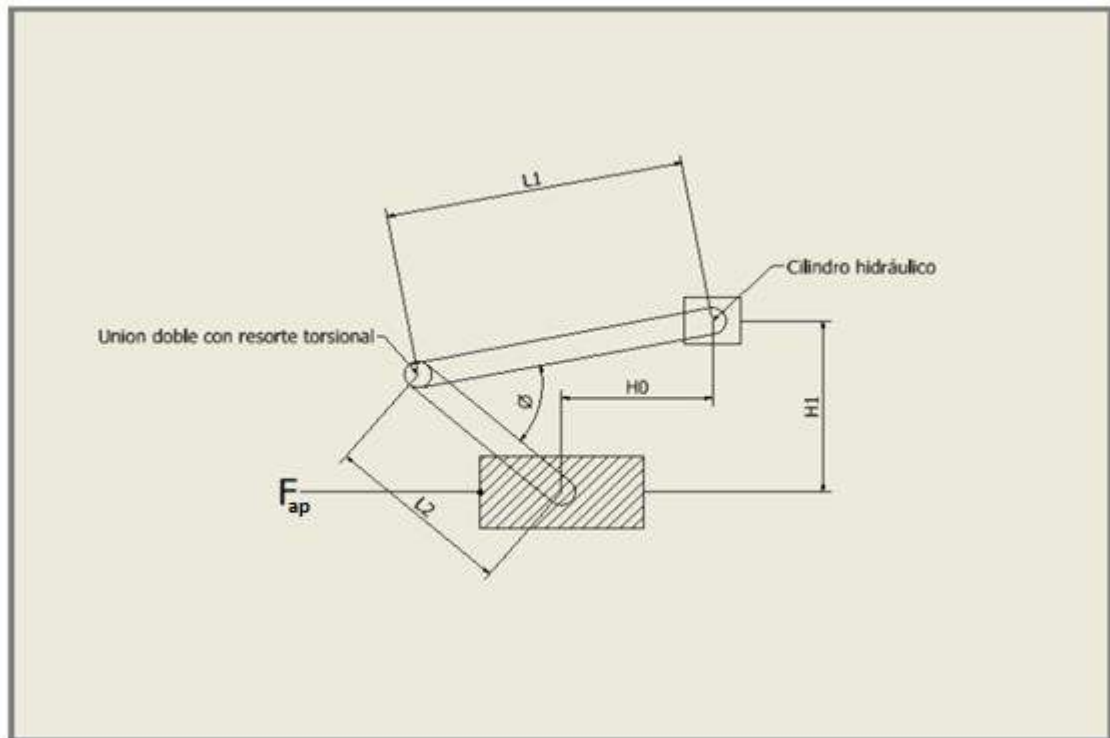


Figura 3.31 – Mecanismo de seguridad. Fuente: elaboración propia.

Ante la existencia de un posible esfuerzo “F” como el marcado en la imagen se logra que la barra “L2” ceda, girando en sentido antihorario, y permita sortear el obstáculo. De solo existir la barra “L1” ante un obstáculo el brazo se enterraría en la tierra, finalmente es superado el obstáculo por fuerza bruta o se produciendo un daño en el sistema, esto es especialmente importante en terrenos irregulares ante la posibilidad de depresiones considerables.

El sistema es posible implementarlo añadiendo un tope entre ambas barras para evitar separaciones angulares considerables, esta limitación tiene como propósito mejorar el estado “fuera de servicio”, evitando que el limpiador de hileras se encuentre demasiado cercano al suelo, además, disminuye los momentos flectores máximos sobre las barras “L1” y “L2”. La barra L2 en el hipotético diseño posee una unión por muelle torsional con la barra L1. La posición angular entre ambas en su estado normal de trabajo corresponde con $45 [^\circ]$, la barra principal (L1) a medida que produce una rotación en el espacio “arrastra” a la barra de seguridad, produciendo diferentes configuraciones. De existir un ángulo $\phi > 45 [^\circ]$ produciría que en la posición extrema (barra principal a $45 [^\circ]$ de la horizontal) al ceder la barra secundaria se clavaría en el suelo, esto no es algo deseado.

La determinación de los largos de las barras al momento de evitar interferencias se complejiza importantemente su realización en forma algebraica, la solución a esta problemática por el bien de la simplicidad recae en proponer dimensiones e iterar en caso de ser necesario mediante un software.

Parámetros propuestos del hipotético diseño

- $L_1 = 400 [mm]$
- $L_2 = 150 [mm]$

Resultado: Obstáculos sorteables desde 59 [mm] y regulación de altura de hasta 260 [mm]. No se recomienda la utilización de la totalidad de la carrera mencionada. Se recomienda reservar los últimos 60 [mm] para el accionamiento del sistema anti-obstáculos.

Esta tecnología utilizada en la mayoría de los limpiadores de hileras actuales (con excepción de aquellos de modalidad fija) fue posible abordarla mediante programación adecuada en los controladores del cilindro hidráulico rotativo, simplificando así el diseño mecánico. Al detectar una variación brusca del terreno, como por ejemplo una depresión, se bloquean las válvulas del actuador hidráulico rotativo.

b. Brazos auxiliares

En la figura 3.27 se observan tres brazos de palanca, uno mencionado con anterioridad y dos auxiliares. La banda de profundidad requiere mantener una posición angular respecto a la vertical constante para asegurar el correcto funcionamiento (fijando la posición angular del actuador hidráulico lineal). El principio de funcionamiento de la solución se ilustra en la figura 3.32.

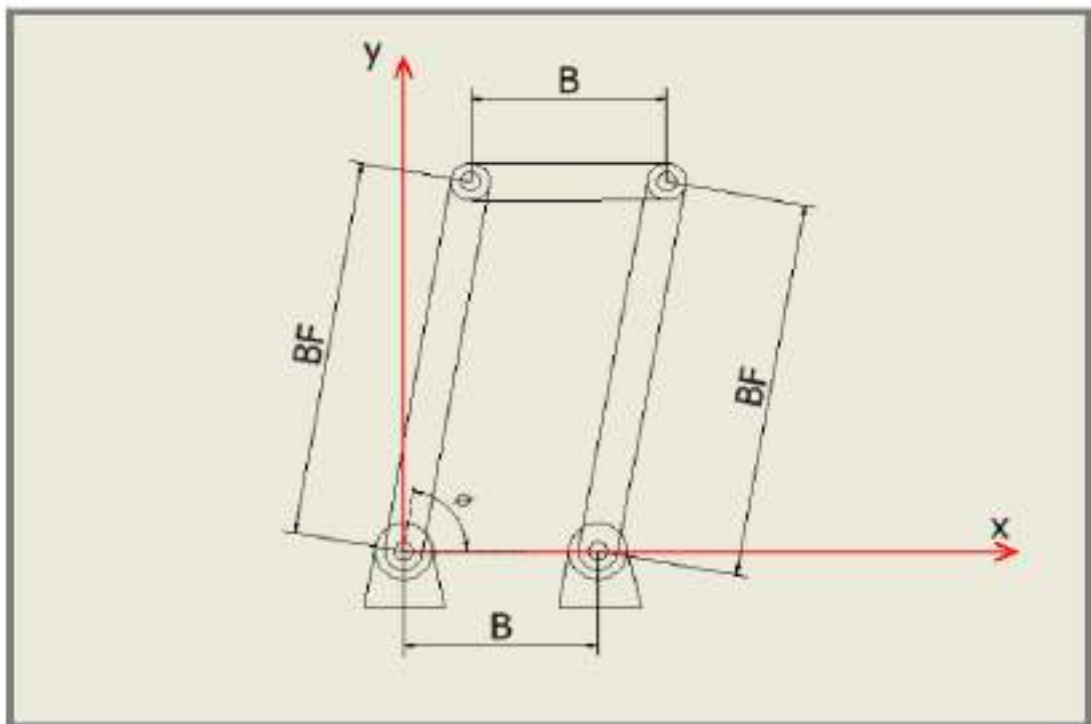
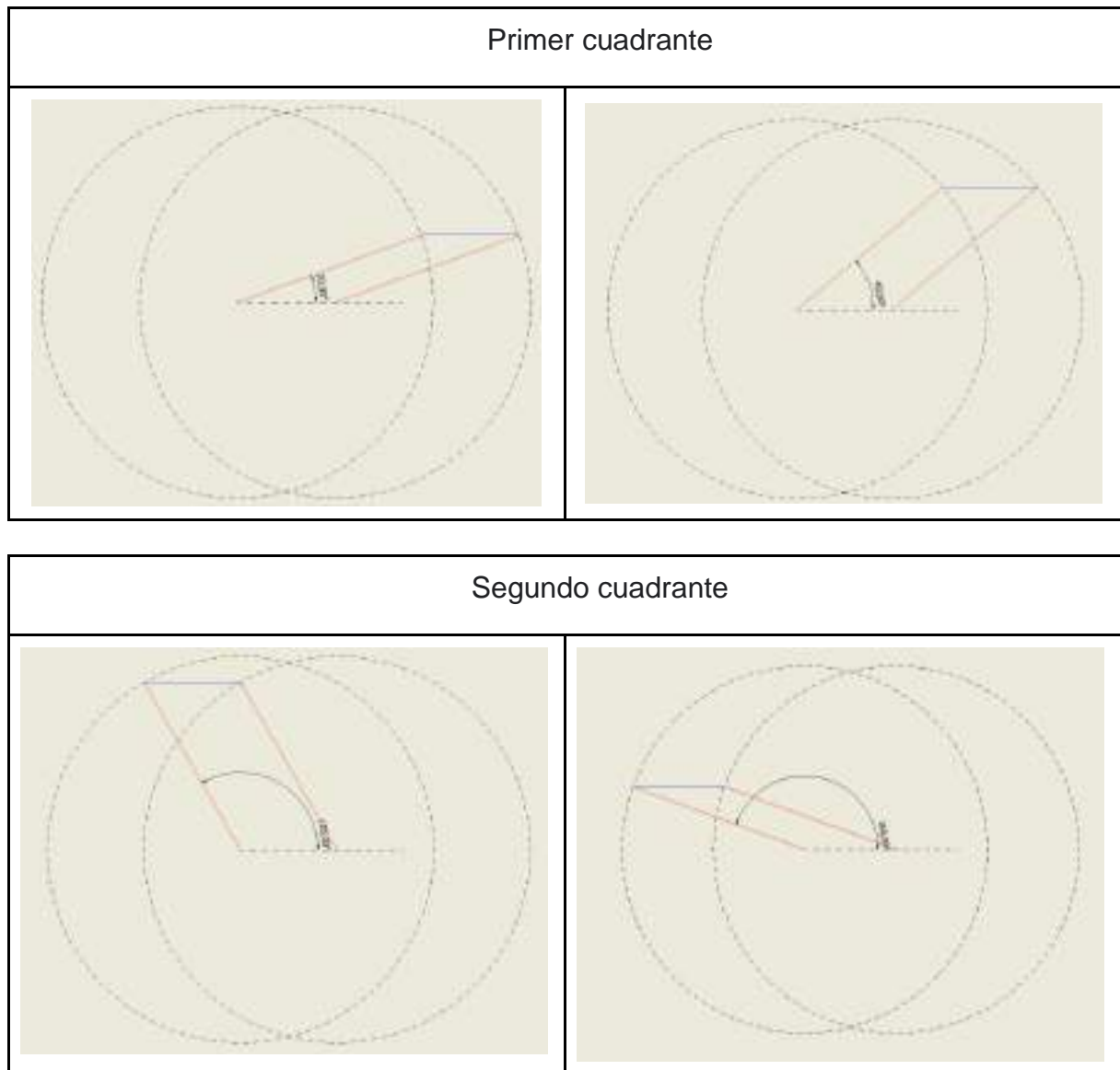


Figura 3.32 – Cuadrilátero articulado. Fuente: elaboración propia.

Al tratarse de un sistema de tres barras con cuatro vínculos dobles existe solo un grado de libertad, considerando las longitudes de cada uno de los elementos e imponiendo valores angulares $0 [^\circ] < \phi < 180 [^\circ]$. Es posible determinar la posición angular de la barra de longitud "B" (barra azul en los diagramas de la tabla 3.15) a través del hipotético recorrido gráficamente considerando a las barras como cuerpos rígidos.

Tabla 3.14 - Resolución gráfica de la cinemática de cuerpo rígido de un cuadrilátero articulado en movimiento. Fuente: elaboración propia.



Se observa que, a través del recorrido, considerando restricciones de cuerpo rígido, se mantiene la posición angular de la barra de longitud B en la figura 3.32. La implementación del mecanismo se presenta en la figura 3.33.

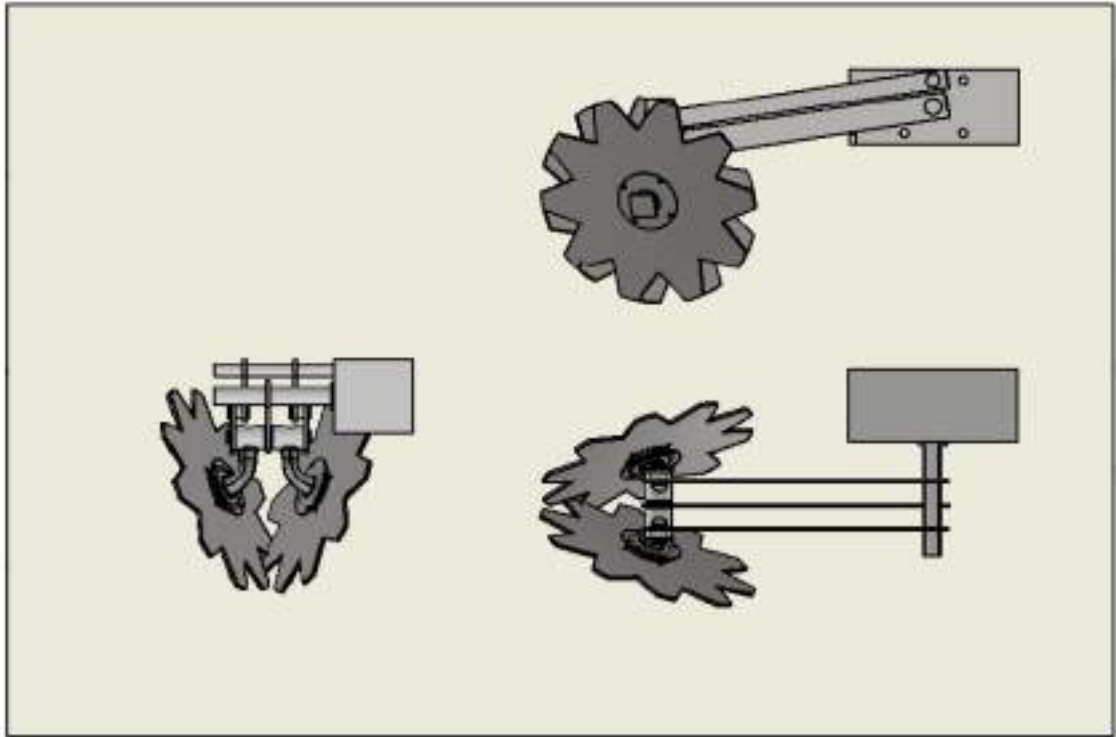


Figura 3.33 – Cuadrilátero articulado. Fuente: elaboración propia.

Resulta interesante utilizar dos barras para la absorción de posibles desequilibrios en el sentido transversal a las mismas.

Los esfuerzos transmitidos por los brazos auxiliares son puramente axiales (ecuación 3.23), en ambos extremos un vínculo doble y anillos de seguridad los mantienen en posición.

$$\sigma_{xx} = \frac{F_{ap}}{A} \quad (3.23)$$

En base a los esfuerzos aplicados sobre el dispositivo se estima un esfuerzo neto máximo menor a mil newtons en toda situación posible. A modo simplificado se consideró que el esfuerzo se reparte por igual en los tres elementos, esto no es cierto, el brazo principal posee una mayor rigidez (recibiendo una mayor porción de la carga) debido a poseer una mayor área transversal, sin embargo, es conservador para el diseño de estos dos elementos. Además, se propone un factor de seguridad $s=3$ como se muestra en la ecuación 3.24.

$$\sigma_{xx} = \frac{3 * 1000}{3 * A} = \frac{1000}{A} \quad (3.24)$$

Tomando un espesor de 4 [mm] (SAE 1010), considerando utilizar las mismas chapas que para la banda interior, se obtienen las expresiones 3.24 y 3.25, donde se obtiene finalmente la altura de la sección transversal de la barra (h).

$$190 = \frac{1000}{A} \rightarrow A = 5,26 \text{ [mm}^2\text{]} \quad (3.25)$$

$$h' = 1,31[mm] \quad (3.26)$$

Por razones principalmente estéticas (sensación de robustez al realizar una inspección visual del producto) y para simplificar la geometría (debe acoplarse en sus extremos a ejes de ciertos diámetros, requiriendo perforaciones) se propone una sección cuadrada 28 [mm] x 4 [mm]. Se estiman costos de chapa de 1,64 USD.

3.2.13. Acoples entre sistemas

En el presente subapartado se presenta el diseño del acople entre los sistemas del modelo, además del acople a la sembradora y de accesorios propios.

a. Determinación de acople entre sistemas

El acople entre la placa de unión y el cilindro de unión (detallados en la figura 3.34) requiere chavetas DIN 6885, se optó por un redondo y chapa comerciales de material SAE 1040, cuyas características se presentan en la tabla 3.16. En caso de deformaciones plásticas ante un gran impacto es preferible que se dañen las chavetas y no los chaveteros (razones económicas y tiempo fuera de servicio de la máquina). La fijación axial de la placa utiliza chavetas tipo pasador DIN 94.

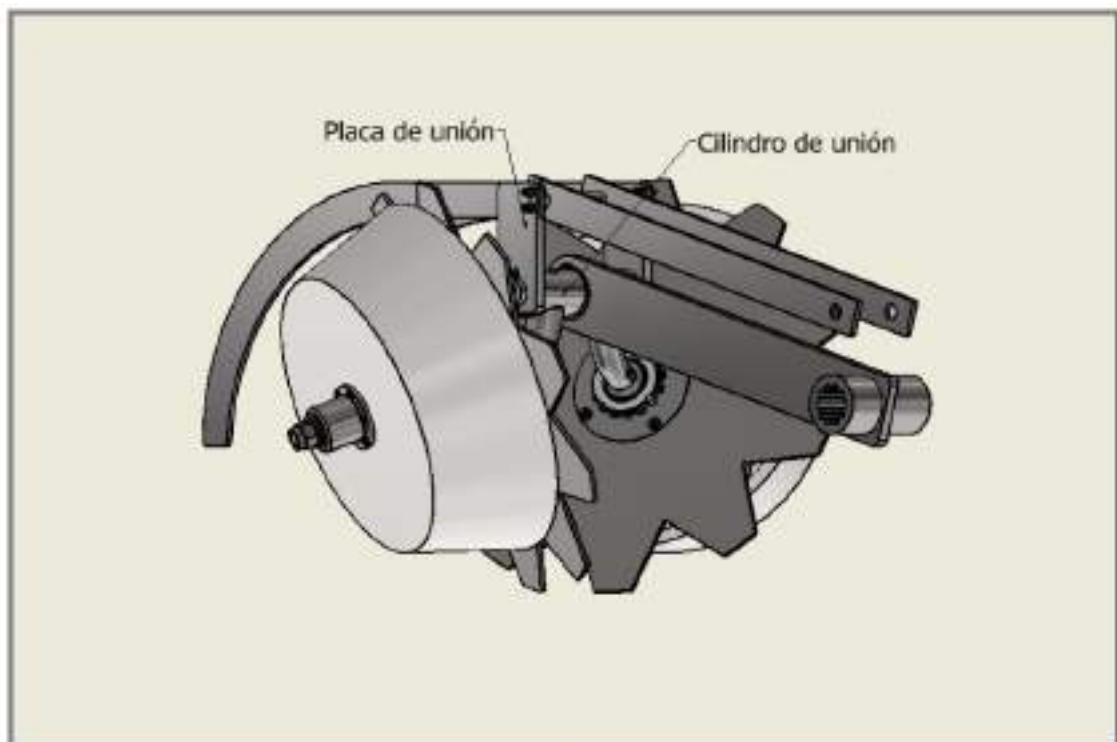


Figura 3.34 – Acople entre sistemas. Fuente: elaboración propia.

Tabla 3.15 – Propiedades físicas de acero SAE 1040. Fuente: [17].

Número SAE	Estado	Limite elástico a la tensión [MPa]	Resistencia máxima a la tensión [MPa]	Elongación [%]	Dureza Brinell [HB]
1040	Laminado en caliente	290	524	18	149
	Normalizado 1650°F	372	593	28	170
	Laminado en frío	490	586	12	170
	Templado y revenido 1200°F	434	634	29	192
	Templado y revenido 800°F	552	758	21	241
	Templado y revenido 400°F	593	779	19	262

En la Figura 3.35 se muestra la pieza cilíndrica de acople entre ejes principales. Se observa la utilización de chaveteros y perforaciones (DIN 94) para la fijación de las placas de unión vistas en la Figura 3.34. A su vez, se produce una perforación y un rebaje para un bulón roscado en el interior del eje principal. El rebaje tiene un diámetro de 20 [mm] considerando el diámetro externo de las llaves de tubo estándares para bulones de métrica M12. El bulón permite insertar el eje principal en la pieza cilíndrica sin grandes complicaciones.



Figura 3.35 - Pieza cilíndrica de acople de ejes principales. Fuente: elaboración propia.

En la figura 3.36 se presenta la placa de unión. El aliviador de tensión propuesto en el modelo proviene de iteraciones de modelo, disminuyendo esfuerzos concentrados; Las perforaciones para aseguración son necesarios para mantener en posición los brazos de disco de sensado; el eje auxiliar mencionado es posible observarlo en la Figura 3.34.

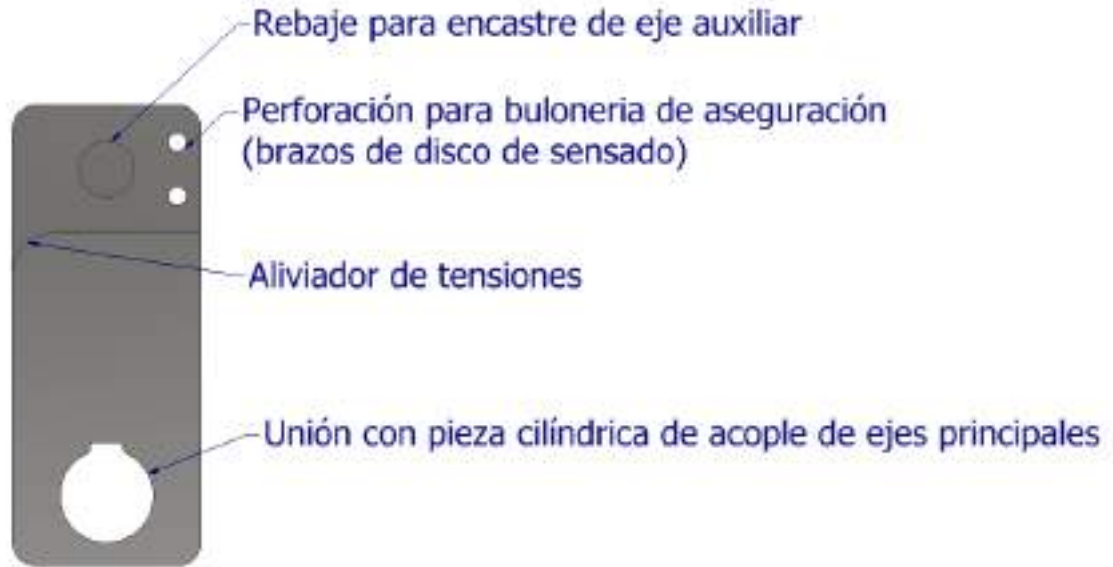


Figura 3.36 - Placa de unión. Fuente: elaboración propia.

Se realizaron las simulaciones correspondientes por software Autodesk Inventor para estimar los esfuerzos nominales y en base a ello aceptar, rechazar o mejorar las propuestas dimensionales iniciales. En la Figura 3.37 se aprecian los resultados finales.

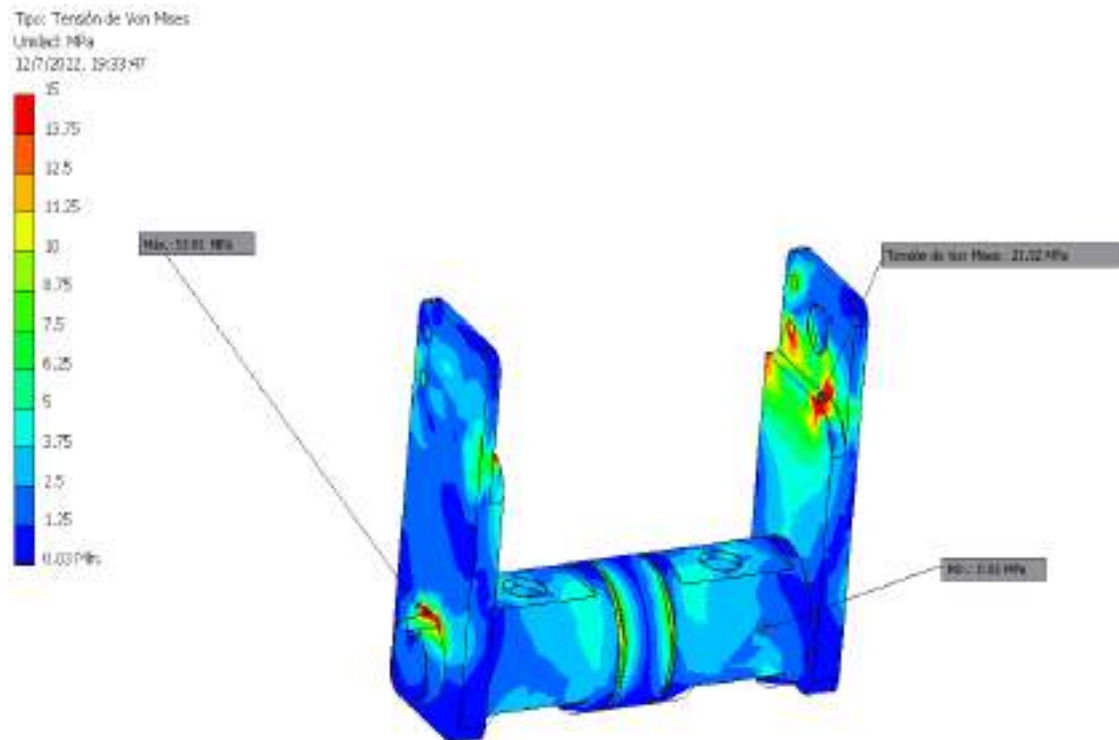


Figura 3.37 - Esfuerzos en el acople. Fuente: elaboración propia.

Los valores máximos de tensión esperados corresponden con un factor de seguridad $s = \frac{290}{66,54} = 4,36$ (laminado en caliente). Se observa una importante disparidad de esfuerzos, sin embargo, el formato de acople impide disminuir el diámetro del acople en gran medida, por otro lado, los esfuerzos máximos observados cumplen con los requisitos de seguridad. El espesor de la chapa de unión demuestra ser suficiente para la aplicación (8 mm), es posible reducirlo significando en un decremento del área de contacto de la chaveta e indicando la necesidad de un segundo chavetero, por estas razones se prefiere mantener la selección. Al igual que en casos anteriores se practicó un número elevado de pasos para obtener resultados confiables, resumidos en la Figura 3.38.

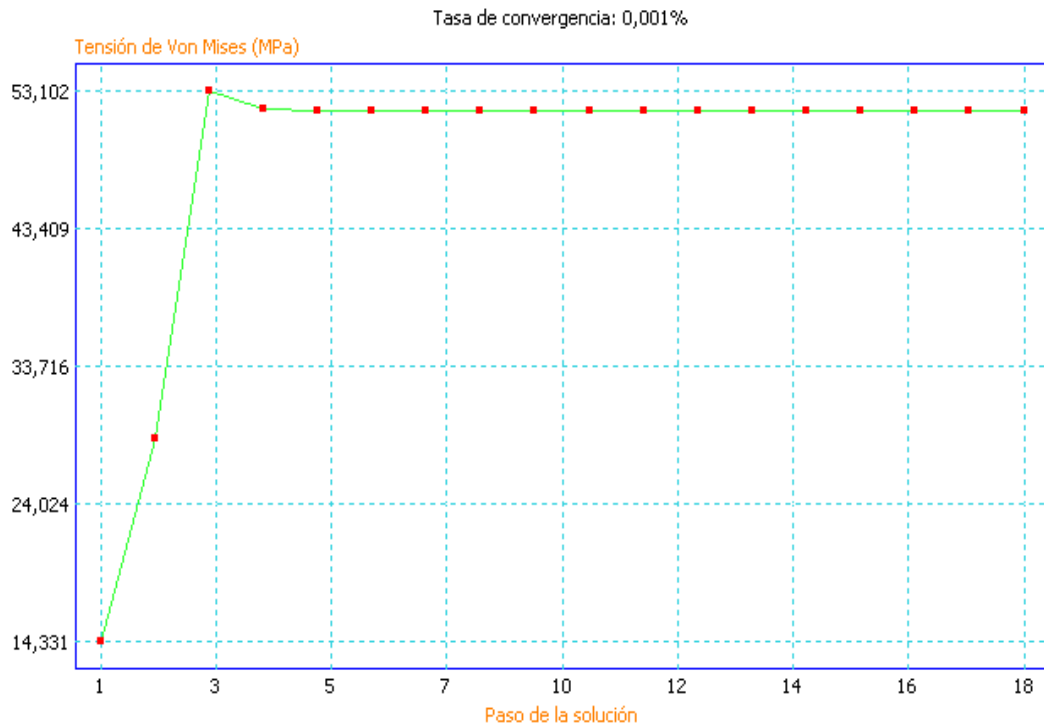


Figura 3.38 - Tasa de convergencia. Fuente: elaboración propia.

La pieza mostrada en la Figura 3.36 requiere para su realización mediante maquinado un redondo de 35 [mm] a un costo de 7 USD considerando como referencia a la empresa Cripton (Mercadolibre). Por su parte, las placas de unión según su espesor de 8 [mm] y utilizando su precio por kilogramo de la empresa Orlandi S.A. se obtienen 0,23 USD.

b. Acople general a sembradora

Las láminas de acero de la estructura hacia la sembradora son de 18 [mm] de espesor teniendo en cuenta diseños de fabricantes de cilindros hidráulicos para acoples (accesorios vendidos).

Se propone una regulación manual de formato similar a los limpiadores de hileras fijos, una barra maciza cuadrada con perforaciones permite la regulación de altura.

Como se observa en la Figura 3.39 dado que la posición de acople a la sembradora no es de tipo cerrada (a diferencia con el acople clásico), esto permite una mayor regulación, siendo posible enfrentar ambas piezas sin problemas.

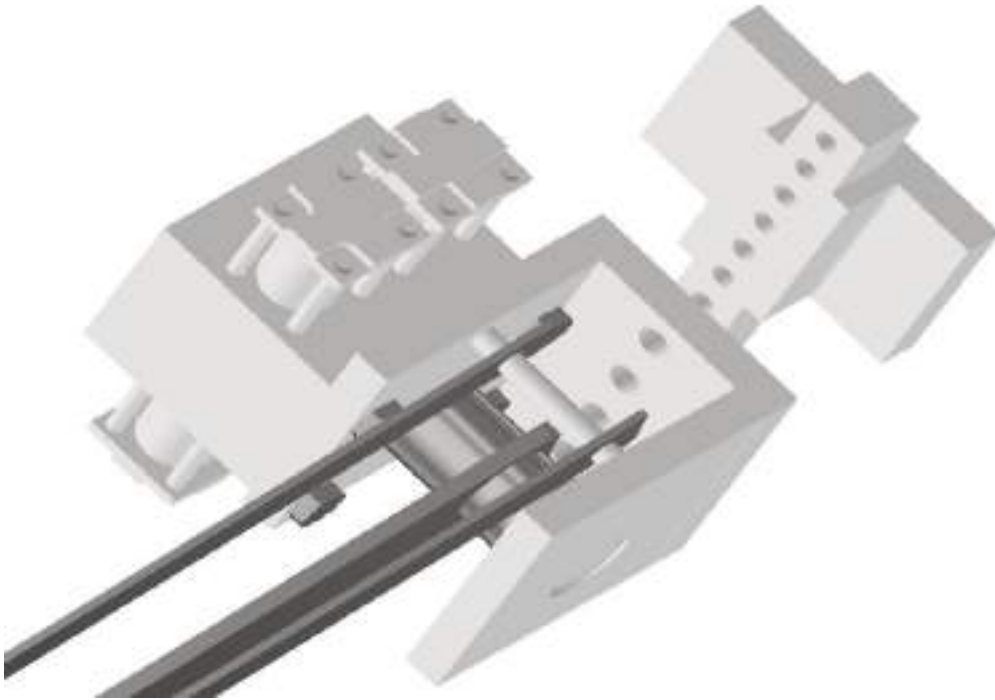


Figura 3.39 - Acople a sembradora. Fuente: elaboración propia.

La unión entre las dos piezas se hace a través de una barra cuadrada, permitiendo el posicionamiento relativo de la barra frente a las piezas se logra una mayor versatilidad, con una única barra de 200 [mm] es posible regular manualmente ± 200 [mm] (el doble de lo permitido en el acople clásico soldado) permitiendo una mayor maniobrabilidad durante la instalación. Es recomendable regular de forma tal que en estado de reposo (en contacto con el suelo) los discos se encuentren a 150 [mm] de su posición de fuera de servicio, permitiendo un máximo aprovechamiento del diseño.

Teniendo en cuenta el costo por kilogramo del acero SAE 1010 se estiman 100 USD en costos de chapa gruesa.

c. Accesorios auxiliares

En la figura 3.40 se observan tres tipos de accesorios hasta el momento no mencionados. En color azul se muestran elementos deslizantes compuestos por un buje con respaldo y una arandela deslizante, se utilizan dos anillos de seguridad para mantener en posición a los elementos.

En color amarillo se indican separadores que restringen el movimiento de los brazos auxiliares. Aledaño a los separadores se observan dos rodamientos dentro de las placas estructurales, permitiendo el movimiento rotativo del eje.

Lo mencionado en párrafos anteriores permite el funcionamiento normal sin desgastes por fricción de la máquina.

Sobre los discos de sensado se utiliza un sistema similar. La diferencia radica en la utilización de cojinetes deslizantes no conductores y una arandela deslizante conductora donde se conecta el cable relacionado a la inyección de corriente en el terreno.

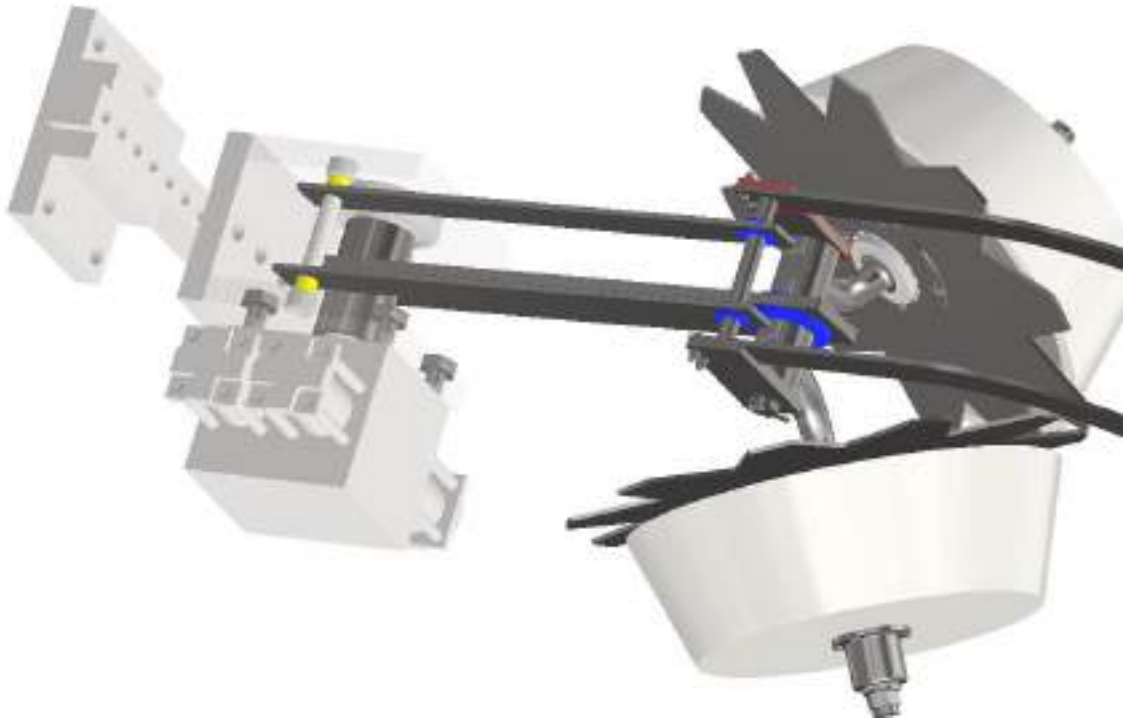


Figura 3.40 – Accesorios (1). Fuente: elaboración propia.

En la Figura 3.41 se observan accesorios que permiten la conducción eléctrica desde los discos al sistema de control. De color azul se observan arandelas deslizantes que mediante un bulón aislado se fija al brazo. Esto permite la conexión de cables relacionados a la inyección de corriente en el terreno (actuando similar a un colector y delgas). Se requiere que los elementos deslizantes amarillos sean de un material no conductor (PTFE preferentemente debido a sus buenas propiedades anti fricción y durabilidad). Existe un eje entre discos para mantener la separación.

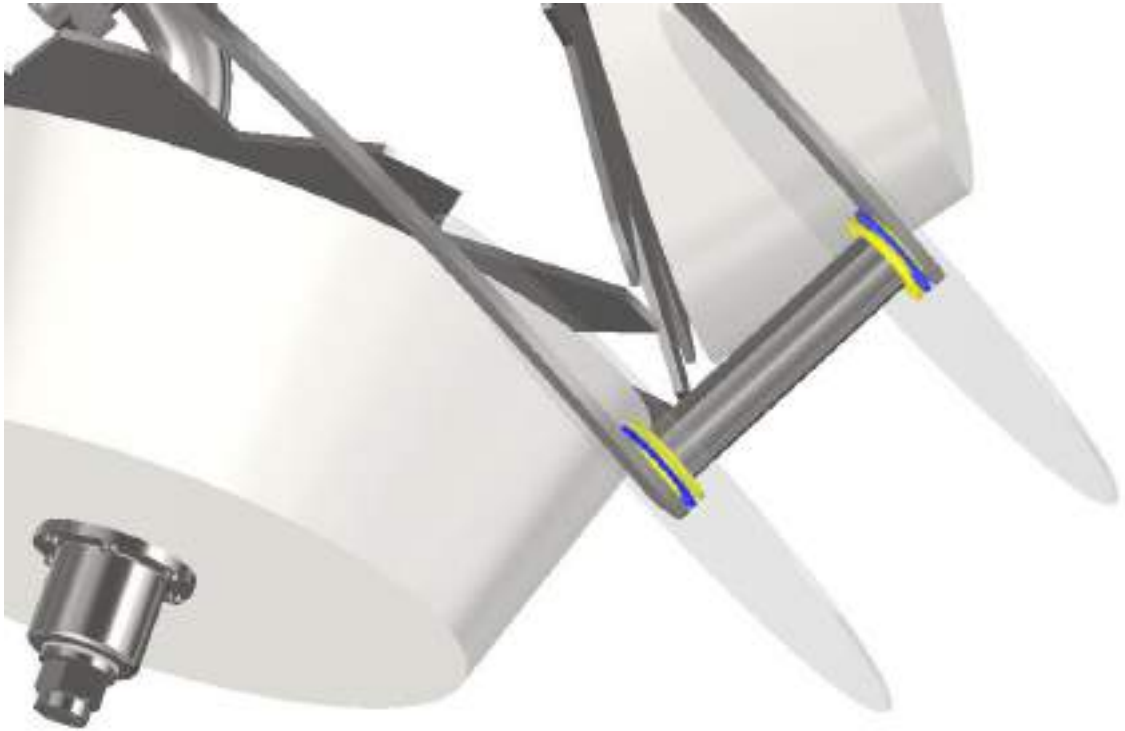


Figura 3.41 - Accesorios (2). Fuente: elaboración propia.

3.2.14. Cierre de subsección de diseño mecánico

Durante el diseño mecánico se abordaron una serie de temáticas. Por un lado, la elección de un sistema únicamente hidráulico para la actuación del sistema. Los sistemas neumáticos poseen características similares, sin embargo, esfuerzos considerablemente menores, imposibilitando que el actuador rotativo sea neumático. Además, es habitual la existencia de sistemas hidráulicos en las maquinarias, es interesante la adopción de dicho fluido por ello. La utilización de motores resulta inviable por la complejización mecánica relacionada e incluso utilizar actuadores lineales eléctricos representaría la necesidad de una red de alimentación eléctrica montada en la sembradora (no convencional).

3.3. Diseño de sistema de sensado

Con el objetivo de poder automatizar el funcionamiento del sistema, fue necesario implementar una serie de sensores a fin de recopilar información que, una vez procesada en placas Arduino UNO, permitan definir la posición de los discos y el espesor del rastrojo en todo momento durante la operación de la máquina, y, la posterior ejecución de acciones para corregir la primera.

3.3.1 Selección de sensores del sistema

a. Sensor de humedad

La humedad es un factor determinante en la resistividad del terreno, de acuerdo al funcionamiento del sistema planteado, es de vital importancia conocerla. Con ese objetivo, se empleó un sensor de humedad de terreno, o higrómetro. En la figura 3.42 se muestra la variación de la resistividad del terreno en función de la humedad.

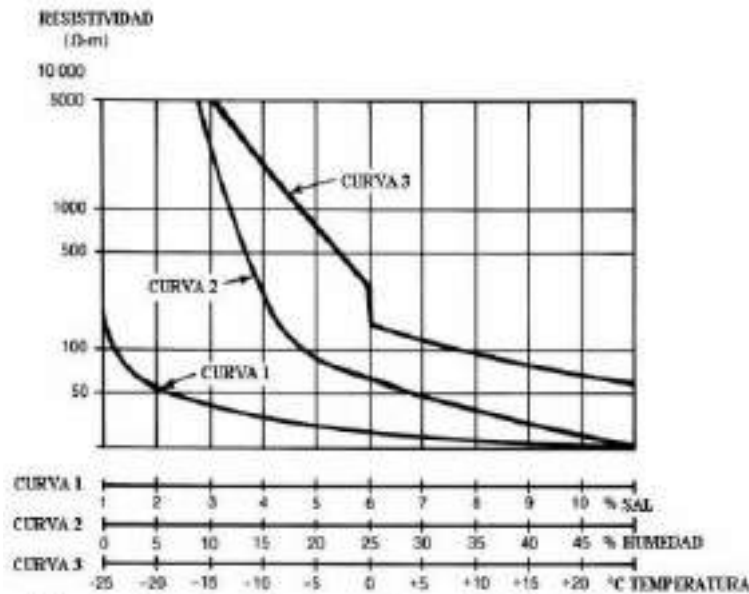


Figura 3.42 – Variación de resistividad en función de la humedad. Fuente: [20].

Se implementaron tres sensores de este tipo, uno en la fila central de la máquina y uno en cada fila de los extremos laterales. A fin de obtener un valor promedio de la magnitud que se desea conocer.

Se estudiaron dos alternativas tecnológicas para este sensor, las cuales se describen a continuación.

a.1. Alternativa resistiva

Estos sensores se componen de dos sondas recubiertas de un metal conductor (electrodos) y miden la resistencia que ofrece el suelo. A mayor cantidad de agua, mayor cantidad de sales disueltas y menor resistencia. Y a menor cantidad de agua, lo contrario.

Un sensor resistivo de amplia utilización es el FC-28 (ver Figura 3.43), pero su utilidad es cuestionable enfrentando un proyecto de campo, sus componentes metálicos son propensos a la oxidación produciendo mediciones inexactas ante los cambios de resistividad y una vida útil muy reducida.

Dado que se deseó evitar la corrosión y una vida útil prolongada, se explora la opción de un sensor capacitivo.

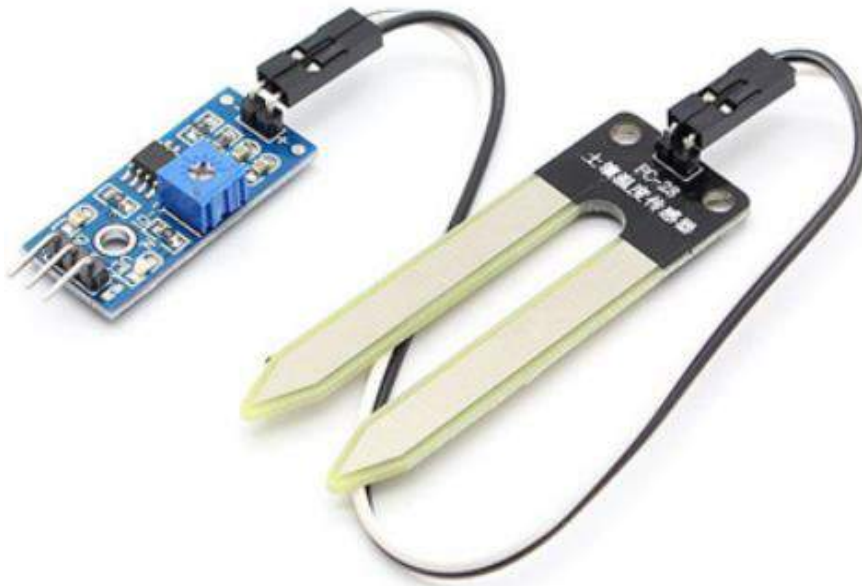


Figura 3.43 – Sensor de humedad resistivo modelo FC-28. Fuente: [21].

a.2. Alternativa capacitiva

Un sensor capacitivo de humedad de terreno modelo V1.2 de Naylamp Mechatronics cumple los requisitos de aplicación. Este permite medir la humedad en el suelo utilizando el principio de capacitancia entre electrodos a diferencia del caso anterior, lo que aumenta considerablemente la vida útil del sensor ya que no inyecta corriente en el terreno, evitando el principal agente corrosivo. El electrodo posee una capa de protección anticorrosión para una mayor duración (ver Figura 3.44). Debido a que el fabricante no menciona aplicaciones dinámicas es interesante su verificación de funcionamiento.



Figura 3.44 – Sensor capacitivo de humedad. Fuente: [22].

El funcionamiento del sensor se basa en medir la capacitancia entre 2 electrodos insertados dentro del suelo, la capacitancia entre los electrodos dependerá de la humedad del suelo (ya que este mismo es el dieléctrico), por lo que para un suelo muy húmedo tendremos una capacitancia muy baja y para un suelo muy seco la capacitancia será muy alta. El electrodo va conectado a una tarjeta de acondicionamiento que entrega una salida analógica. La salida analógica (AO) entrega un voltaje analógico desde 0V para un suelo muy húmedo hasta 5V para un suelo muy seco. [23]

Este tipo de sensores capacitivos disponen de un timer 555 (circuito integrado) como se muestra en la figura 3.45, que se emplea para generar una onda cuadrada. Al aplicar esta onda al sensor, en contacto con la tierra, el efecto de la capacitancia registrada modifica la onda aplicada [22]

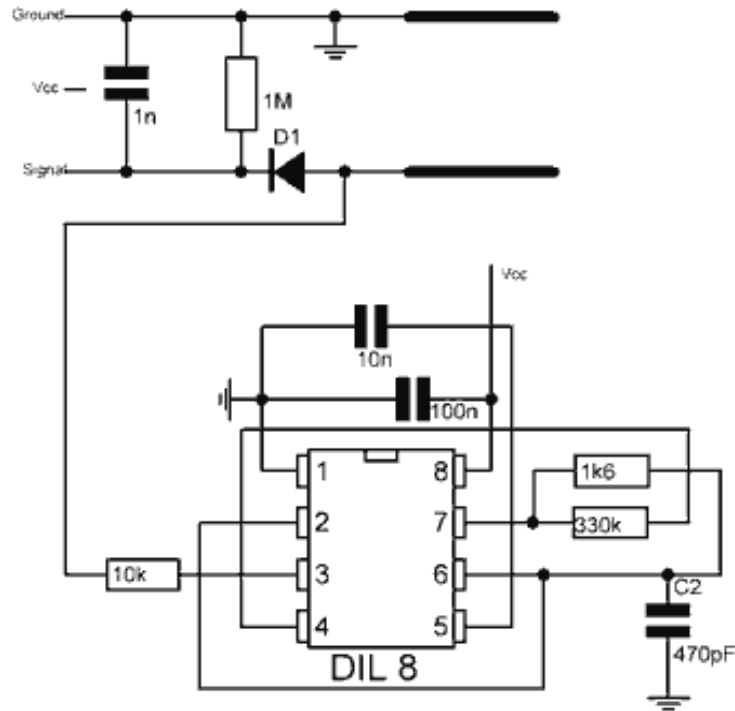


Figura 3.45 – Circuito interno del sensor capacitivo de humedad. Fuente: [22].

Esta diferencia en las ondas es comparada por el sensor, dando lugar a una pequeña tensión diferencial que se mide con el microprocesador Arduino.

Cuanto mayor es la humedad del suelo, menor es la capacidad registrada por el sensor. Por tanto, menor el voltaje proporcionado por el sensor. En las Figuras 3.46, 3.47 y 3.48 se detalla la conexión del sensor junto con sus características técnicas:



Figura 3.46 – Conexión del sensor. Fuente: [22].

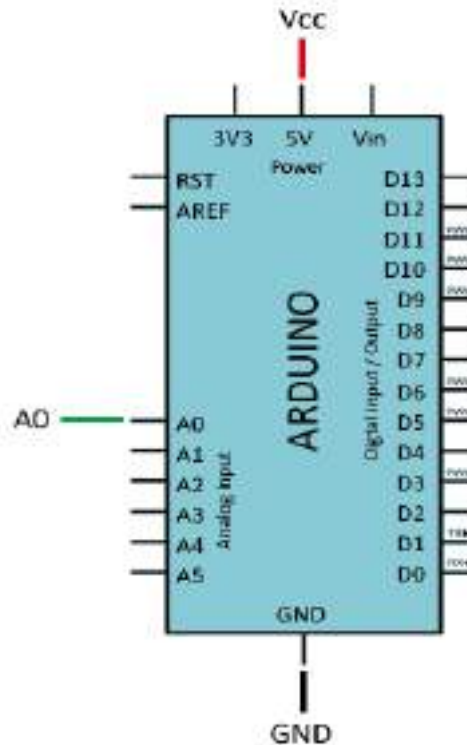


Figura 3.47 – Conexión del sensor en la placa Arduino. Fuente: [22].

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

- Voltaje de alimentación: 3.3V - 5V DC
- Corriente operación: 5mA
- Voltaje de la señal de salida: 0 a 5V (Analógico)
- Modelo: capacitive soil moisture sensor v1.2
- Vida útil: 3 años mín.
- Conector: PH2.0-3P
- Incluye: Electrodo y cable jumper hembra
- Dimensiones: 98*23 mm
- Peso: 15 gramos

CONEXIONES

- GND: Tierra (GND 0V)
- VCC: Voltaje de alimentación (3.3V - 5V DC)
- AOUT: Salida analógica

Figura 3.48 – Características técnicas del sensor capacitivo. Fuente: [23].

Dado que son necesarios tres sensores en la máquina, y que cada uno de ellos tiene un valor de 3 USD, resultó en un total de 9 USD por máquina completa.

b. Sensor de corriente inyectada

Uno de los parámetros necesarios para determinar el espesor del rastrojo en este sistema es la profundidad a la que están enterrados los discos inyectoros. Para esto, se inyectó corriente en el terreno a través de dos discos metálicos y se sensó dicha magnitud.

b.1. Alternativa de sensor de efecto Hall

El efecto Hall, aplicado a los sensores, se manifiesta como una diferencia de voltaje medible a través de un conductor en el cual debe estar presente una corriente constante, o, como una diferencia de corriente medible a través de un conductor en el cual debe fluir un voltaje constante. La diferencia de voltaje es proporcional a la fuerza de un campo magnético. Esto significa que el efecto Hall se puede utilizar de dos maneras muy específicas, medir posición o medir corriente, aunque el efecto subyacente sea el mismo en ambos casos. En la figura 3.49 se expone su montaje.



Figura 3.49 – Disposición del sensor de efecto Hall típico. Fuente: [24].

El hecho de que el efecto Hall depende de un campo magnético significa que puede usarse como tecnología sin contacto y, por lo tanto, de una manera no intrusiva, a diferencia de la forma más común de detección de corriente, que consiste en usar una resistencia de bajo valor como derivación y midiendo la caída de voltaje a través de él.

Con un sensor de corriente de efecto Hall convencional, esto significa colocar el sensor perpendicular al campo magnético y usar un concentrador, normalmente un núcleo ferromagnético que tiene forma de anillo o cuadrado, colocado alrededor del conductor que transporta la corriente a medir. El sensor normalmente se mantendría en un pequeño espacio de aire formado entre los dos extremos del núcleo ferromagnético.

Fundamentalmente, es el campo magnético generado por la corriente lo que se está detectando gracias al efecto Hall, en lugar de la corriente en sí.

Escogiendo el modelo AHKC-EKA, del fabricante chino Jiangsu Acrel Electrical Manufacturing Co.,Ltd, capaz de medir hasta +- 50 A, y alimentado con una tensión continua de 12 a 15 V, genera una salida analógica de +-4 a +-5 Vdc. Con una apertura de 20 mm de diámetro. En la Figura 3.50 se muestra una foto del sensor y en Tabla 3.17 sus características principales.

El mismo se montó abrazando el cable de inyección de corriente al suelo.



Figura 3.50 – Sensor de efecto Hall AHKC-EKA. Fuente: [25].

Tabla 3.16 – Características del sensor Hall AHKC-EKA. Fuente: [26].

Technical parameters		Open-loop	
		Real-time values	Hall (true RMS)
Output	Nominal value	Voltage: $\pm 5V/\pm 4V$	Current: 4-20mA
	Zero offset voltage (current)	Voltage: $\pm 20mV$	Current: $\pm 0.05mA$
	Offset voltage (current) drift	Voltage: $\leq \pm 1.0mV/^\circ C$	Current: $\pm 0.04mA/^\circ C$
	Linearity	$\leq 0.2\%$	
Power voltage		DC $\pm 15V$ DC 12V/24V	DC 12V/24V
Bandwidth		0-20kHz	
Response time		$\leq 20 \mu s$	$\leq 1ms$
Dielectric strength		Permissible 3500VAC between input/output	
Accuracy class		1.0	
Environment	Temperature	$-40^\circ C$ – $+65^\circ C$	
	Humidity	Up to 90%, no condensing	
	Altitude	$\leq 3500m$	

b.2. Alternativa de sensor de efecto Hall integrado

Los sensores basados en el efecto Hall proporcionan una combinación de características que son muy adecuadas para varias aplicaciones, incluida la supervivencia transitoria de voltaje, el manejo de la corriente de entrada, las limitaciones de espacio y la modularidad. La tecnología puede admitir la detección sin contacto, asegurando un aislamiento intrínseco y protección contra grandes transitorios de voltaje y corrientes de entrada.

Un inconveniente de los sensores de efecto Hall para aplicaciones de detección de corriente ha sido sus limitaciones de precisión en términos de voltaje de salida de cero amperios, así como los cambios en la sensibilidad con la temperatura. Otros problemas han sido el ancho de banda de la señal de salida y el ruido de salida. Las generaciones más recientes de dispositivos de efecto Hall se han ocupado de estos problemas.

Allegro Microsystems ha empleado un proceso BiCMOS para admitir un diseño de amplificador preciso con circuitos digitales para la programación de fábrica de la ganancia y la compensación de la temperatura. Tanto el elemento Hall como el amplificador están estabilizados por chopper para una mejor precisión y un rendimiento de deriva compensada. [27]

A fin de reducir el ruido y la influencia de la temperatura en la medición de la corriente, se propuso emplear un sensor de efecto hall en circuito integrado. El mismo se conectó en serie a la carga, por lo que se debe intercalar entre la fuente de tensión alterna y el disco inyector de corriente.

El sensor de corriente ACS712 es una solución económica para medir corriente, entrega una salida de voltaje proporcional a la corriente. El rango de corriente que podemos medir y sensibilidad varían dependiendo del modelo del integrado, existen tres modelos los cuales se detallan en la tabla 3.18.

Tabla 3.17 – Rangos y sensibilidades de sensor Hall integrado ACS712. Fuente: [28].

Modelo	Rango	Sensibilidad
ACS712ELCTR-05B-T	-5 a 5 A	185 mV/A
ACS712ELCTR-20A-T	-20 a 20 A	100 mV/A
ACS712ELCTR-30A-T	-30 a 30 A	66 mV/A

Decidiéndose emplear el modelo de 5 [A] de rango, cuyo código es ACS712-5A. El sensor entrega un valor de 2.5 voltios para una corriente de 0 amperios y a partir de allí incrementa proporcionalmente de acuerdo a la sensibilidad, teniendo una relación lineal entre la salida de voltaje del sensor y la corriente.

Dicha relación es una línea recta en una gráfica Voltaje vs Corriente donde la pendiente “ms” es la sensibilidad y la intersección en el eje Y es 2.5 voltios. La ecuación de la recta sería la expresada en la ecuación 3.27.

$$V = ms I + 2,5 \quad (3.27)$$

Reorganizando términos se obtiene una ecuación (ecuación 3.28) que permite obtener el valor de corriente mediante la lectura del sensor.

$$I = \frac{V - 2,5}{\text{Sensibilidad}} \quad (3.28)$$

El esquema de conexión del microcontrolador Arduino UNO puede apreciarse en la figura 3.51.

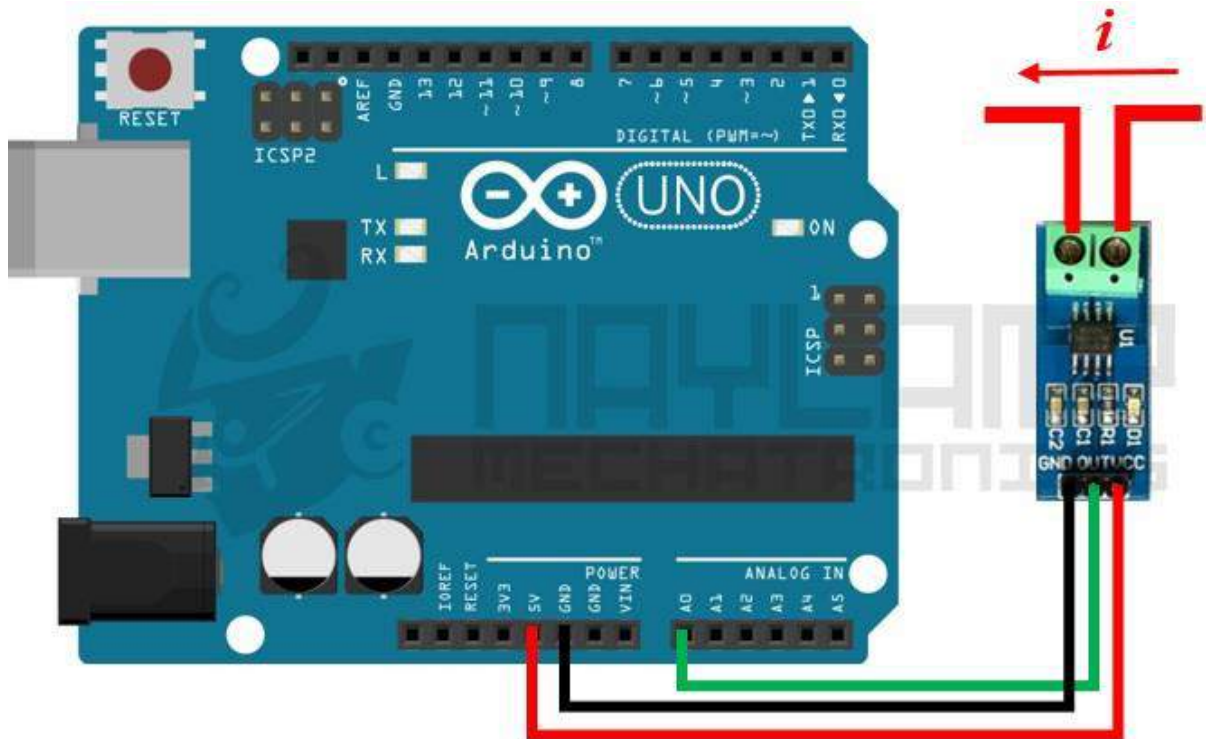


Figura 3.51 – Esquema de conexión de sensor ACS712 a Arduino. Fuente: [28].

Como se puede visualizar en la figura 3.48, el sensor se montó en un módulo que actualmente se comercializa para permitir su conexión de manera sencilla.

Las características del sensor se detallan en el apéndice O.

Si bien el sensor debe interponerse en el circuito, la pérdida que introduce es ínfima y despreciable. Al compensar la variación por temperatura y disminuir las fuentes de ruido, se propone utilizar esta alternativa. Pudiendo aprovechar, además, la integración a la placa Arduino que controlará al sistema.

Cada módulo tiene un costo de 3,64 USD, el costo total dependerá de la cantidad de filas que posea el tren de siembra, requiriendo uno de ellos por cada fila (tipo esclavo).

c. Sensor de presión de contacto

A fin de poder medir la presión de contacto entre la banda de profundidad y el suelo, se propuso medir la presión presente entre la banda de profundidad y el vástago del cilindro hidráulico.

c.1. Alternativa piezoeléctrica

Los sensores piezoeléctricos consisten en dos discos de cristal con un electrodo situado entre ellos. Cuando se aplica una fuerza, se produce una carga eléctrica que se puede medir con ayuda de un amplificador de carga. Dicha carga eléctrica es proporcional a la fuerza aplicada [30].

Se propone implementar un sensor de presión piezoeléctrico en la unión de la banda y el vástago. Dado que la presión es ejercida de forma constante sobre el sensor, el mismo está siempre cargado. Al querer medir dicha presión, ejercida por una fuerza de máximo 100 [N] de acuerdo a las masas del diseño, el piezoeléctrico sufre una elevada deriva. Esto significa que el material no puede mantener la carga eléctrica de forma constante para tan pequeños esfuerzos aplicados de forma continua.

Debido a su principio de funcionamiento, los sensores de fuerza piezoeléctricos tienen una deriva estimada de alrededor de $1\left[\frac{N}{min}\right]$ (esto se aprecia en la figura 3.52), con la que hay que contar una vez que la cadena de medición entra en funcionamiento. Dado que este valor permanece invariable con independencia de la fuerza medida, el error de medición relativo resultante de la deriva es especialmente desfavorable en aplicaciones de medición de fuerzas pequeñas durante largos periodos de tiempo. [30]

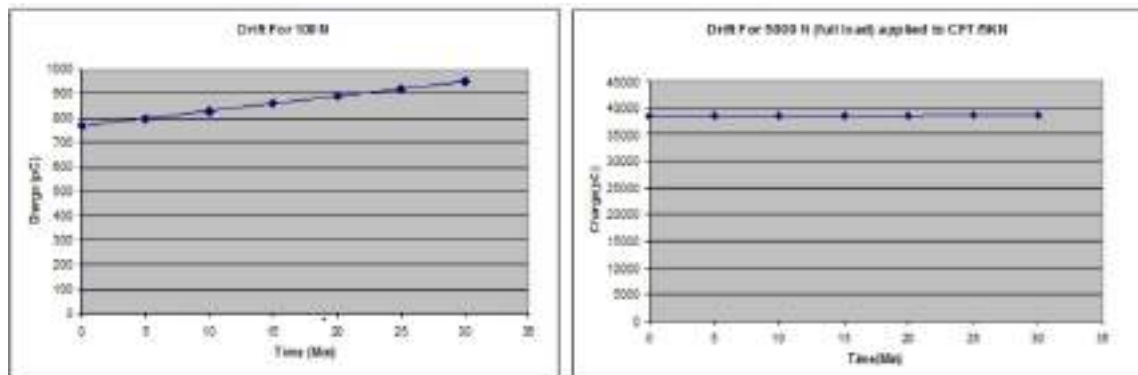


Figura 3.52 – Efecto de deriva con fuerzas pequeñas y grandes. Fuente: [30].

Los periodos de medición pueden ser más largos a partir de 5000 [N]. Con fuerzas más débiles, el efecto de la deriva es significativo [30]. Por tal motivo se propuso como alternativa, emplear un sensor basado en galgas extensiométricas.

c.2. Alternativa de galgas extensiométricas

Los transductores de fuerza con galgas extensiométricas tienen un cuerpo elástico sobre el que se aplica la fuerza. La fuerza produce una pequeña deformación del cuerpo elástico. Las galgas extensiométricas, instaladas en los puntos apropiados, sufren una elongación y un cambio de resistencia. Para formar el puente de Wheatstone buscado se requieren al menos cuatro galgas extensiométricas. Cuando se hace pasar una corriente eléctrica a través de este puente de medición, la tensión de salida resultante es proporcional a la fuerza aplicada.

Los sensores basados en galgas extensiométricas apenas tienen deriva. Por ello, son especialmente apropiados para tareas de monitorización a largo plazo.

El puente de Wheatstone permite compensar muchas fuentes de error. Además de los efectos de la temperatura sobre el punto cero y la sensibilidad, también compensa la falta de linealidad de los transductores o el efecto del momento de flexión. Por otro lado, los sensores de galgas extensiométricas permiten realizar calibraciones estáticas muy precisas.

Algunos transductores de galgas extensométricas tienen un grado de protección IP68 (por ejemplo, el S9M y el U10M con opción de cable). Los encapsulados son estancos y protegen las galgas extensométricas, que son muy sensibles. De este modo, es posible utilizar estos transductores en entornos desfavorables. [30]

Por tal motivo, se propuso emplear el sensor basado en galgas extensiométricas del fabricante americano TE connectivity, modelo XFL212R con rango hasta 200 [N], el cual está completamente compensado ante variaciones de temperatura (Ver Figura 3.53). Su código de encargo resulta: XLF212R-200N-/Z1. El mismo se montó dentro de la banda de profundidad, siendo presionado por el vástago del cilindro hidráulico lineal. Cada uno de estos sensores tiene un valor de 95,41 USD, necesitando uno de ellos por cada línea de trabajo.

Las características del mismo se detallan en el Anexo O.



Figura 3.53 – Sensor de presión de contacto XFL212R. Fuente: [31].

El esquema de montaje a la placa Arduino se presenta en la figura 3.54.

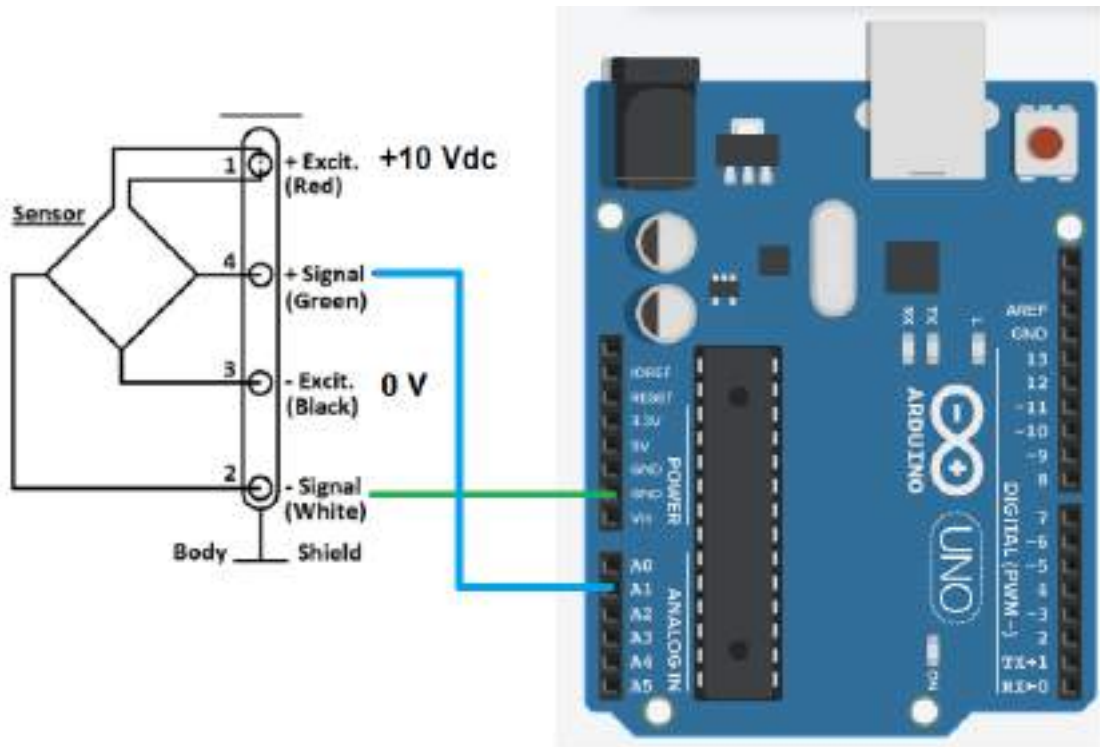


Figura 3.54 – Esquema de conexión del sensor de presión de contacto XFL212R. Fuente: elaboración propia.

d. Sensor de posición de cilindro hidráulico lineal

El sistema de regulación necesita conocer la posición del vástago del cilindro a fin de saber si está profundizando de manera correcta, es por ello que se debe implementar el presente sensor.

d.1. Alternativa sensor resistivo potenciométrico

A fin de conocer la posición relativa de la banda de profundidad respecto del disco dentado, se decidió emplear un sensor resistivo potenciométrico de movimiento lineal.

Los sensores potenciométricos miden la resistencia de una pista conductora entre un punto de referencia y un cursor conectado a una pieza móvil. La resistencia medida por el sensor permite calcular la posición de la pieza.

Estos sensores suelen ser económicos ya que su tecnología es sencilla y precisa. Sin embargo, se ven afectados por el desgaste, las vibraciones, los cuerpos extraños y las temperaturas extremas [32].

Buscando un dispositivo lo más reducido posible, se optó por el modelo PM de la marca italiana ELAP (Ver figura 3.55), con carrera de 50 [mm], cuyo cuerpo resulta de 10 [cm], ver tabla 3.19.

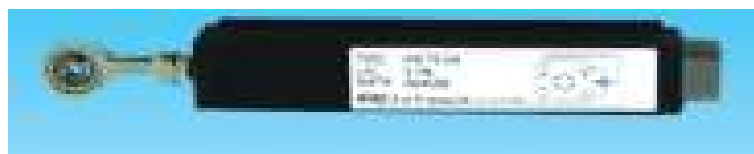
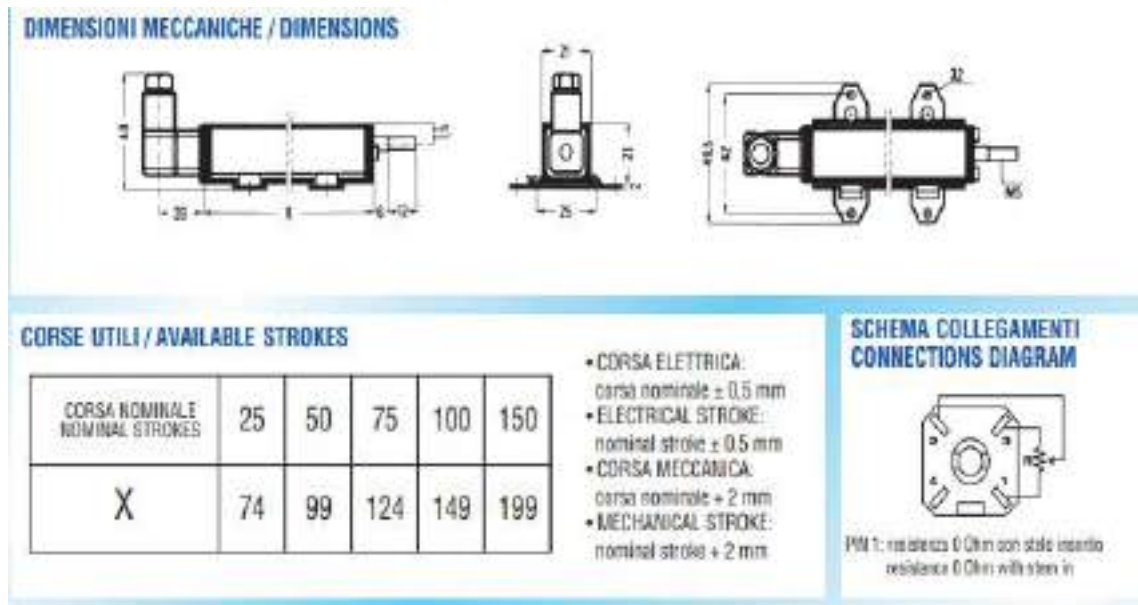


Figura 3.55 – Sensor resistivo potenciométrico ELAP-PM de 50 [mm]. Fuente: [33].

Tabla 3.18 – Dimensiones del sensor resistivo potenciométrico. Fuente: [33].



Debido a que este tipo de sensores son sensibles al polvo, a la elevada variabilidad del valor óhmico del mismo, y, que sufren un desgaste importante debido al rozamiento se decidió optar por un método de detección inductiva (sin contacto).

d.2. Alternativa sensor LVDT alimentado a corriente alterna (CA)

Dado que un sensor de detección inductiva se ve menos afectado por los entornos hostiles y elimina el rozamiento de las partes, se decidió emplear un transductor de desplazamiento lineal variable, más conocido por sus siglas en inglés como LVDT.

Un LVDT es un dispositivo de inductancia mutua. En el interior del conjunto de bobinas hay un transformador de tres arrollamientos. El primario, en el centro, está flanqueado por dos secundarios, uno a cada lado; las salidas secundarias están conectadas entre sí para formar un circuito en serie opuesto. La excitación de CA se aplica al arrollamiento primario, lo que da lugar a corrientes de inductancia en los arrollamientos secundarios por mediación del núcleo conductor magnético. Con el núcleo en el punto muerto (equidistante con respecto a ambos arrollamientos secundarios), no aparece tensión en las salidas secundarias. En cuanto el núcleo se mueve, aunque el movimiento sea mínimo, se induce una tensión diferencial en la salida secundaria. La fase de la tensión está determinada por la dirección de desplazamiento del núcleo; la amplitud está determinada casi linealmente por la magnitud del recorrido del núcleo desde el centro [34].

Habiendo debido hallar un modelo compatible con los espacios disponibles para el montaje, se halló el modelo HR 1000 del fabricante americano TE connectivity. Sin embargo, el modelo elegido resultó grande para el volumen disponible.

Las características técnicas se presentan en el apéndice O.

Dado que no se obtuvo, en los modelos comercialmente disponibles, un LVDT de alimentación de corriente alterna con las dimensiones necesarias para el montaje dentro de la banda de profundidad y debido a la complejización del sistema al tener que crear la señal de alimentación del mismo mediante Arduino, se descartó esta

alternativa y se decidió trabajar con una alternativa de un LVDT alimentado con corriente continua.

d.3. Alternativa sensor LVDT alimentado a corriente continua (CC)

Al ser diseños más compactos, más económicos, más resistentes a las vibraciones y golpes, y, con una salida con menor ruido en la señal que sus variantes en corriente alterna, se opta por emplear un LVDT de alimentación a corriente continua.

Al tratarse de un transformador, el LVDT requiere una señal de variador de CA. Por lo general, se utiliza un paquete electrónico dedicado, o acondicionador de señal, para generar esta señal de control, y para convertir la salida analógica de CA del dispositivo a +5 V CC, 4-20 [mA] o algún otro formato compatible con el equipo posterior. Estos circuitos pueden ser externos o estar alojados dentro del transductor. La electrónica interna permite al usuario alimentar el transductor con una señal de CC de calidad moderada únicamente, lo que a menudo supone una ventaja en aplicaciones alimentadas por baterías [34]. De tal manera, es factible la alimentación del sensor mediante corriente continua.

Se propuso el empleo del sensor LVDT de la línea LCIT 1000 del fabricante americano TE connectivity, con un cuerpo de 90 mm y carrera de 50 [mm] (figura 3.56).



Figura 3.56 – Sensor capacitivo de CC LVDT LCIT 1000. Fuente: [36].

Las características técnicas se presentan en el apéndice O.

El mismo fue alimentado con el sistema de baterías propio del tren de siembra/tractor y se montó como se muestra en la Figura 3.57, resaltando el mismo en color azul.

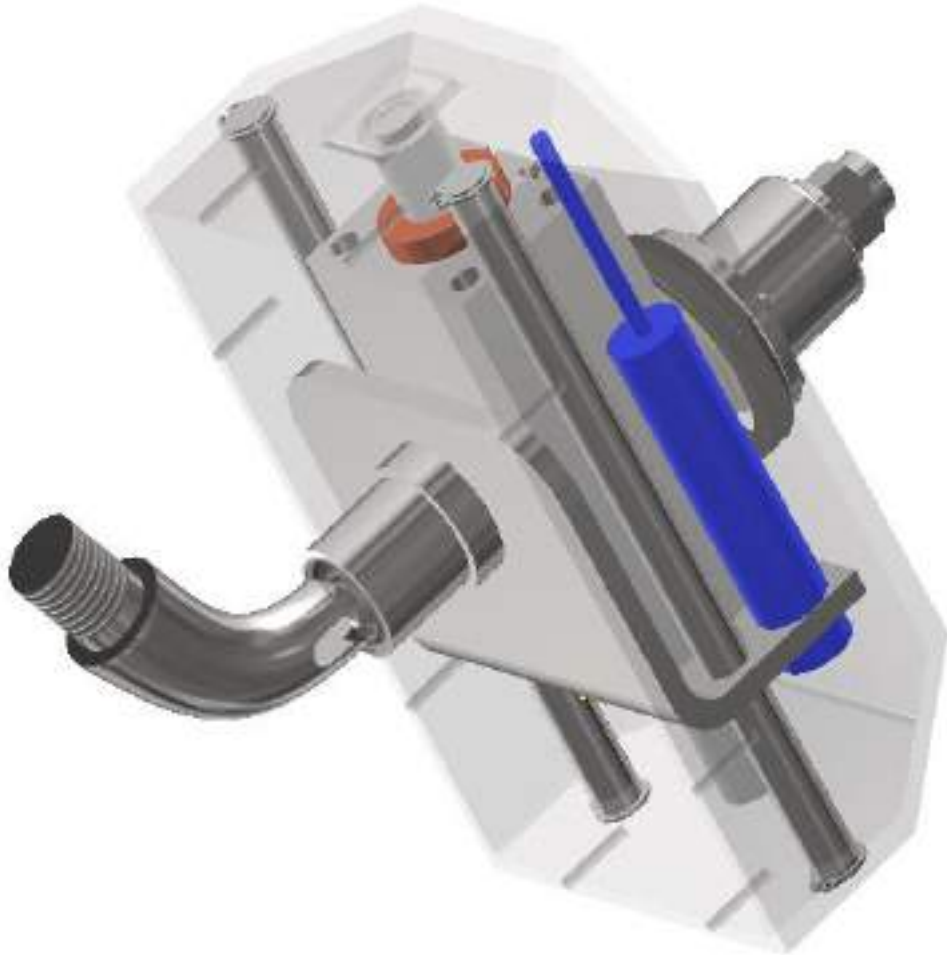


Figura 3.57 – Montaje del sensor capacitivo de CC LVDT LCIT 1000. Fuente: elaboración propia.

Se propuso esta alternativa como solución a implementar. Con un costo de 150 USD por sensor.

d.4. Alternativa sensor ultrasónico

Dado que es una tecnología sin rozamientos, económica y que no se ve afectada por la suciedad como el polvo, es una buena alternativa a tener en cuenta, además de que permite la detección de superficies complejas o irregulares.

Como su nombre lo indica, los sensores ultrasónicos miden la distancia mediante el uso de ondas ultrasónicas. El cabezal emite una onda ultrasónica y recibe la onda reflejada que retorna desde el objeto. Los sensores ultrasónicos miden la distancia al objeto contando el tiempo entre la emisión y la recepción, como se detalla en la ecuación 3.29.

Un sensor óptico tiene un transmisor y receptor, mientras que un sensor ultrasónico utiliza un elemento ultrasónico único, tanto para la emisión como la recepción. En un sensor ultrasónico de modelo reflectivo, un solo oscilador emite y recibe las ondas ultrasónicas, alternativamente. Esto permite la miniaturización del cabezal del sensor [40].

$$L_o = 1/2 \times T \times C_s \quad (3.29)$$

Donde:

L_o : distancia

T : tiempo entre la emisión y la recepción

C_s : velocidad del sonido. (El valor se multiplica por 1/2 ya que T es el tiempo de recorrido de ida y vuelta).

Dado que los sensores no miden distancias menores a 20 [mm], no fue la opción más recomendable a utilizar, dado que se cuenta con distancias de 25 [mm] a 0 [mm], dejando gran rango de la carrera sin poder ser medida. Además del rebote de las ondas al estar ubicado dentro de un recinto metálico.

e. Sensor ultrasónico

A fin de poder determinar el espesor del rastrojo, se necesitó medir la distancia a la superficie del mismo. Por ello se empleó este sensor.

Habiéndose mencionado en el inciso 3.3.1.d.4 el funcionamiento de estos sensores, se procedió a la elección del mismo.

El sensor HC-SR04 (figura 3.58) es un sensor de distancia de bajo costo que utiliza ultrasonido para determinar la distancia de un objeto en un rango de 2 [cm] a 450 [cm]. Destaca por su pequeño tamaño, bajo consumo energético, buena precisión y excelente precio. Este es el más utilizado dentro de los sensores de tipo ultrasonido, principalmente por la cantidad de información y proyectos disponibles en la web. De igual forma es el más empleado en proyectos de robótica como robots laberinto o sumo, y en proyectos de automatización como sistemas de medición de nivel o distancia [37].



Figura 3.58 – Sensor ultrasónico HC-SR04. Fuente: [37].

El sensor HC-SR04 posee dos transductores: un emisor y un receptor piezoeléctricos, además de la electrónica necesaria para su operación. El funcionamiento del sensor es el siguiente: el emisor piezoeléctrico emite 8 pulsos de ultrasonido (40KHz) luego de recibir la orden en el pin TRIG, las ondas de sonido

viajan en el aire y rebotan al encontrar un objeto, el sonido de rebote es detectado por el receptor piezoeléctrico, luego el pin ECHO cambia a Alto (5V) por un tiempo igual al que demoró la onda desde que fue emitida hasta que fue detectada, el tiempo del pulso ECO es medido por el microcontrolador y así se puede calcular la distancia al objeto. El funcionamiento del sensor no se ve afectado por la luz solar o material de color negro [37].

La distancia se puede calcular utilizando la ecuación 3.30.

$$L_o = T * V / 2 \quad (3.30)$$

Donde:

L_o : Distancia

T : Tiempo del pulso ECO

C_s : Velocidad del sonido = 340 [m/s]

Cada sensor ultrasónico tiene un costo de 2,75 USD.

Se presenta el esquema de conexión a Arduino y la posición de los sensores en el prototipo planteado en las figuras 3.59 y 3.60 respectivamente.

Las características técnicas del sensor se detallan en el apéndice O.

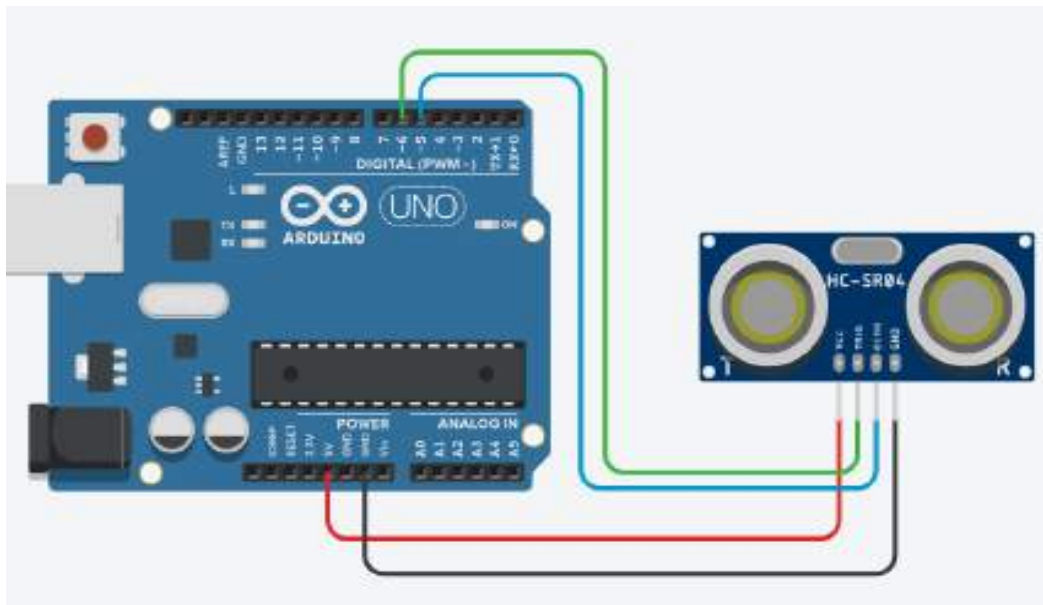


Figura 3.59 – Esquema de conexión del sensor ultrasónico HC-SR04. Fuente: elaboración propia.

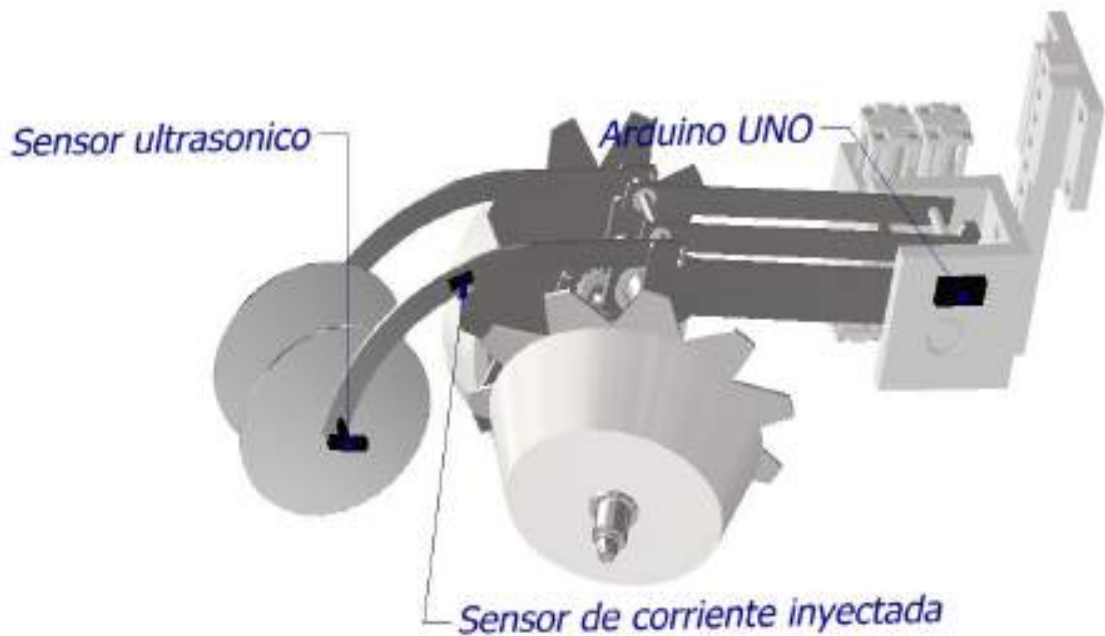


Figura 3.60 – Esquema de montaje del sensor ultrasónico HC-SR04. Fuente: elaboración propia.

f. Alimentación de sensores

La alimentación del sistema se proporcionó por las mismas baterías del tractor, teniendo disponibles 12 [Vcc]. Con esta tensión se alimentaroin las placas Arduino y las electroválvulas hidráulicas que se verán en el siguiente apartado. Los sensores de humedad, corriente inyectada y ultrasónico se alimentaron con 5 [Vcc] a través de los puertos de cada placa Arduino, así como también los relés que comandan a las electroválvulas. Dado que los sensores de presión de contacto y de posición del vástago del actuador lineal se deben alimentar con 10 [Vcc], se implementó un módulo Step-Down Bust (figura 3.61), que convierte la tensión continua de la batería a la deseada para alimentarlos, capaz de manejar hasta 10 [A] de salida. Con un costo de 16,11 USD.



Figura 3.61 – Módulo step down buck. Fuente: [42].

Por otro lado, la corriente a inyectar en el terreno debe ser alterna, para así evitar fenómenos como la electrólisis del suelo. Para convertir los 12 [Vcc] a 12 [Vca] se empleó el arreglo mostrado en la figura 3.62.

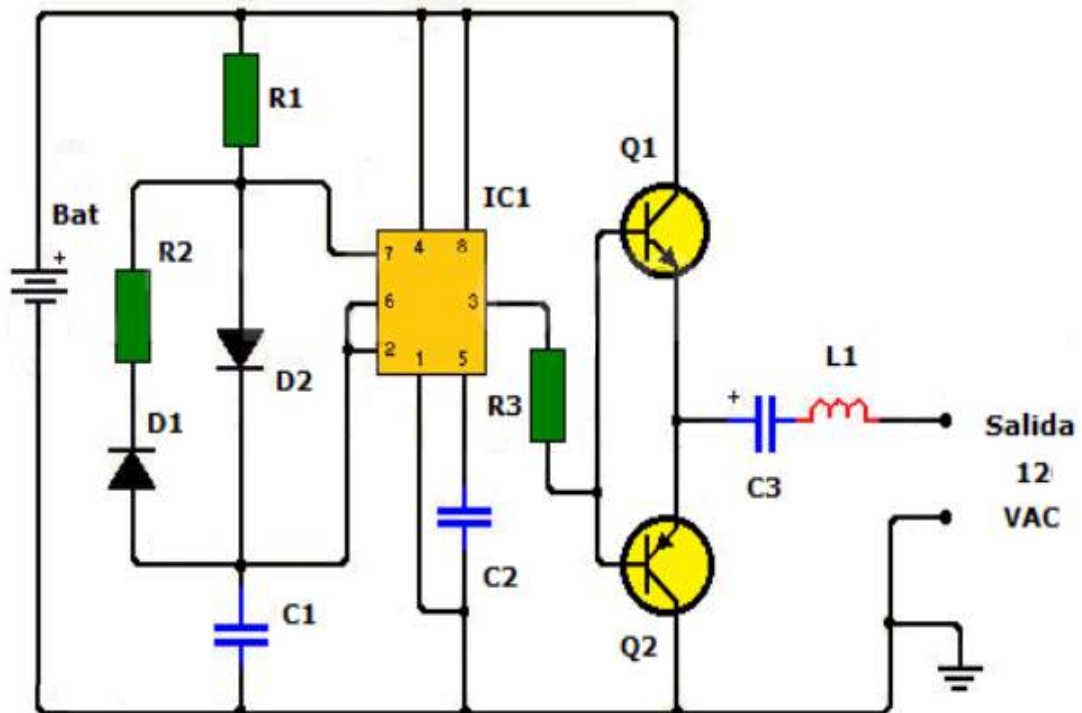


Figura 3.62 – Esquema de conexión de sistema conversor de 12 Vcc a Vca. Fuente: elaboración propia.

Con los siguientes componentes:
IC1: temporizador 555

Q1: transistor bipolar NPN TIP41a o similar
Q2: transistor bipolar PNP TIP42a o similar
D1 = D2: diodos 1N4001 o similar
R1 = R2: resistencias de 1.2K
R3: resistencia de 100 ohms
C1: condensador de 10 [μF]
C2: condensador de 0,1 [μF]
C3: condensador electrolítico de 2700 [μF]
L1: bobina 1 [μH]
2 disipadores de calor (heatsink), uno para cada transistor.

Con un costo aproximado de 16 USD.

Siendo que la señal entregada es de 50 Hz, para los fines que se va a usar puede ser un inconveniente. Ya que los armónicos presentes en el terreno producto de descargas son también en esa frecuencia, por lo que se podría solucionar inyectando corriente a otra frecuencia, por ejemplo, 125 Hz, siendo esta la frecuencia empleada por telurímetros para la medición de resistencia de puesta a tierra.

3.3.2. Automatización de mecanismos

El propósito del sistema es copiar el terreno y determinar el espesor de rastrojo para así ajustar el limpiador de hileras, buscando evitar sobre- y sub-profundizaciones. Para lograr esto, es necesario tomar decisiones en función de los datos que aportan los sensores presentados, y quien se encargará de ello serán las placas Arduino.

3.3.2.1. Planteo del funcionamiento

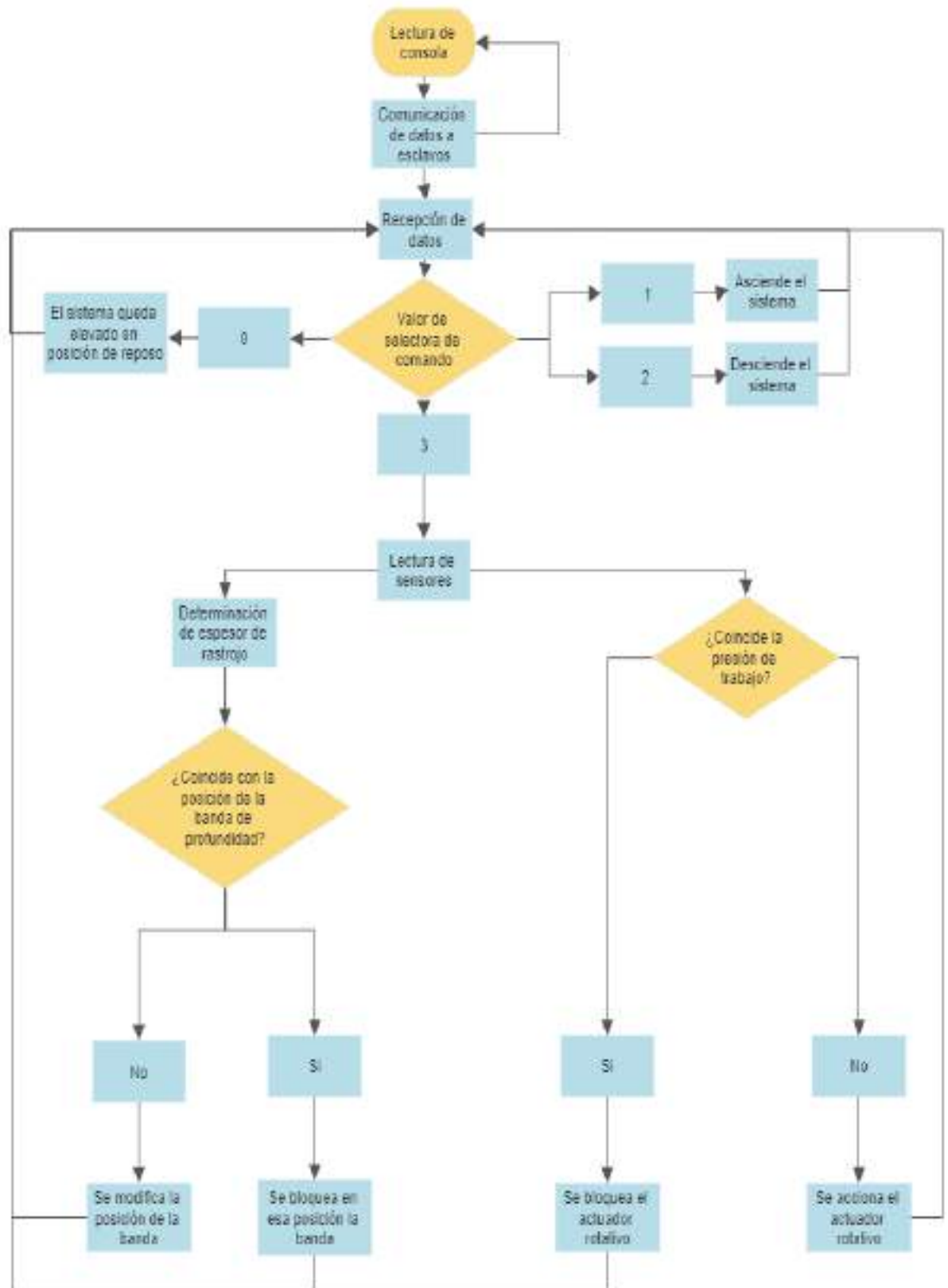


Figura 3.63 – Diagrama de flujo de funcionamiento del sistema. Fuente: elaboración propia.

Primeramente, a través de una selectora en el tablero de la máquina la presión de contacto que se desea tener con el suelo, pudiendo elegir entre 10, 20, 30, 40 o 50 [kg].

Luego, por otra selectora se determinará el offset deseado, en pasos de 5 [mm] desde 0 [mm] a 50 [mm] como máximo. Este es un parámetro que permite darle una regulación extra a la profundización del barre rastrojo para corregir deformaciones que se puedan producir al compactarse el rastrojo por el paso de la máquina. A continuación, los sensores de humedad detectarán esta variable del terreno. Este dato se tomará y se obtendrá el promedio de ellos, para luego redondearlo de a décadas, desde 0 a 100% de humedad.

En el tablero, habrá, además, una selectora de cuatro posiciones para comandar al sistema. Esta indicará:

0: El sistema está elevado del suelo y fuera de funcionamiento, en reposo.

1: Se levantará el sistema del contacto con el suelo hasta la posición de fuera de funcionamiento.

2: Se bajará el sistema desde la posición fuera de servicio hasta que haga contacto con el suelo.

3: Se encuentra en contacto con la tierra y listo para trabajar.

Estos cuatro parámetros son recibidos por el Arduino maestro, el cual además posee el tamaño de los discos dentados del barre rastrojo y de la banda de profundidad. Mediante comunicación UART, el Arduino maestro envía estos seis datos al Arduino presente en cada línea, siendo cada uno de estos Arduinos esclavos.

Lo primero que hará cada Arduino esclavo, será leer los datos que el Arduino maestro está enviando. En función de la posición de la selectora de comando, realizará distintas acciones, trabajando en la posición 3. Detectada la posición de trabajo, el sensor de corriente leerá la corriente inyectada al terreno. Este dato se tomará y recopilará. Al mismo momento, el sensor de presión de contacto comprobará el esfuerzo. Este dato se tomará y recopilará. Se mide entonces la posición del eje del cilindro hidráulico. Este dato se tomará y recopilará. Acto seguido, el sensor ultrasónico determinará la distancia hasta la superficie del rastrojo. Aparte de estos valores provenientes del Arduino maestro y de los sensores, también tienen en su memoria el radio del disco inyector de corriente.

El Arduino esclavo deberá empezar a interpretar los datos. En un inicio, determina la profundidad de entierro en función de la corriente medida, luego, corrige esa profundidad de acuerdo a la humedad del terreno. Sabiendo esto, obtiene el espesor del rastrojo a partir de restar, al radio del disco inyector, la distancia a la superficie del rastrojo y la porción enterrada del disco. Luego, a ese espesor resta el offset, para que al aumentar el offset considere un espesor de rastrojo menor y profundice menos, recordando que el offset se implementa para compensar la compactación del rastrojo de las bandas de profundidad.

Finalmente, determinará con los datos obtenidos si debe subir, bajar o mantener en posición los discos del barre rastrojo comparando cuan descentrada está la banda de profundidad con el espesor del rastrojo. Los movimientos se ejecutan a través de relés comandando electroválvulas que manejan los cilindros hidráulicos.

Si el espesor de rastrojo es menor a la distancia entre centros, se debe bajar la banda, esto es extender el cilindro hidráulico lineal.

Si el espesor de rastrojo es mayor a la distancia entre centros, se debe subir la banda, es decir, contraer el cilindro hidráulico lineal.

Si el espesor de rastrojo es igual a la distancia entre centros, se debe mantener la banda en esa posición.

Por otra parte, se debe verificar que la presión de contacto sea la buscada.

Si la presión sensada es menor a la determinada por consola, se debe bajar el sistema, girando el cilindro hidráulico rotativo.

Si la presión sensada es mayor a la determinada por consola, se debe subir el sistema, girando el cilindro hidráulico rotativo en el otro sentido.

Si la presión sensada es igual a la determinada por consola, se debe mantener en esa posición al sistema.

3.3.2.2. Control de actuadores hidráulicos

Al desear comandar los cilindros hidráulicos, esto debe hacerse mediante electroválvulas a solenoide, las cuales no pueden alimentarse directamente con las salidas del Arduino debido a la potencia que consumen. Por lo tanto, en lugar de alimentar las solenoides, alimentan relés Arduino. Estos relés funcionan como interruptores en un circuito que sí puede alimentar las electroválvulas y son de la marca SONGLE, modelo 2CH-TTL-Relay, equipado con relé de alta corriente de hasta 30 Vdc y 10 [A] (figura 3.64). En la figura 3.65 se presenta la conexión del módulo.



Figura 3.64 – Módulo de dos relés. Fuente: [39].

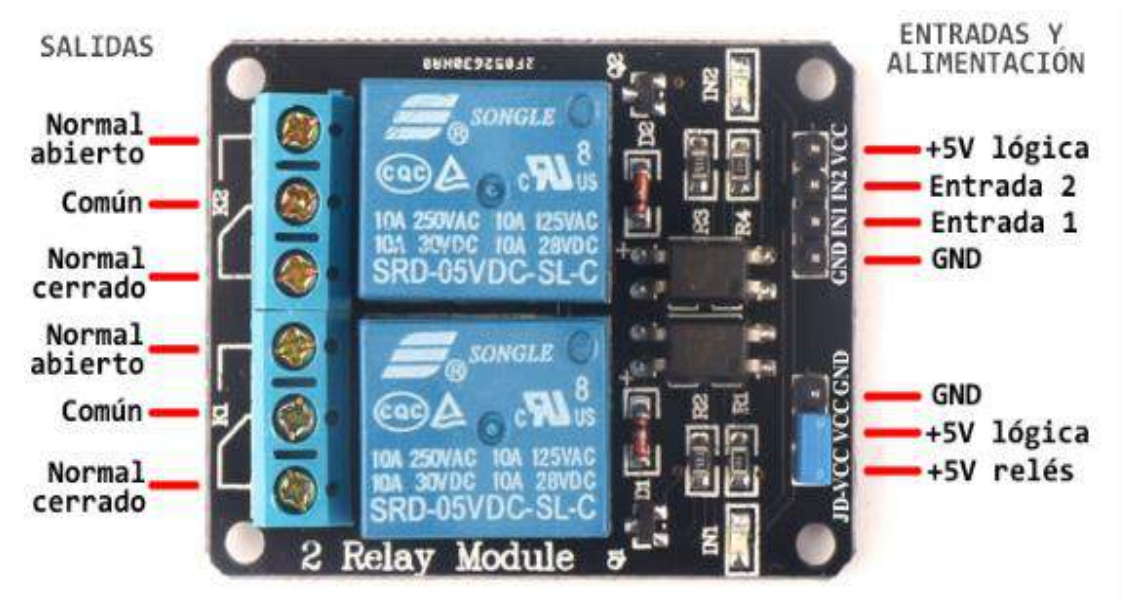


Figura 3.65 – Conexión del módulo de dos relés. Fuente: [39].

Los seis pines en el lado izquierdo del módulo del relé controlan el circuito de alimentación de las electroválvulas, y los pines en el lado derecho se conectan al componente de control que entrega bajo voltaje, en este caso, los pines digitales del Arduino. [39]

La figura 3.66 presenta la identificación de bornes del módulo.

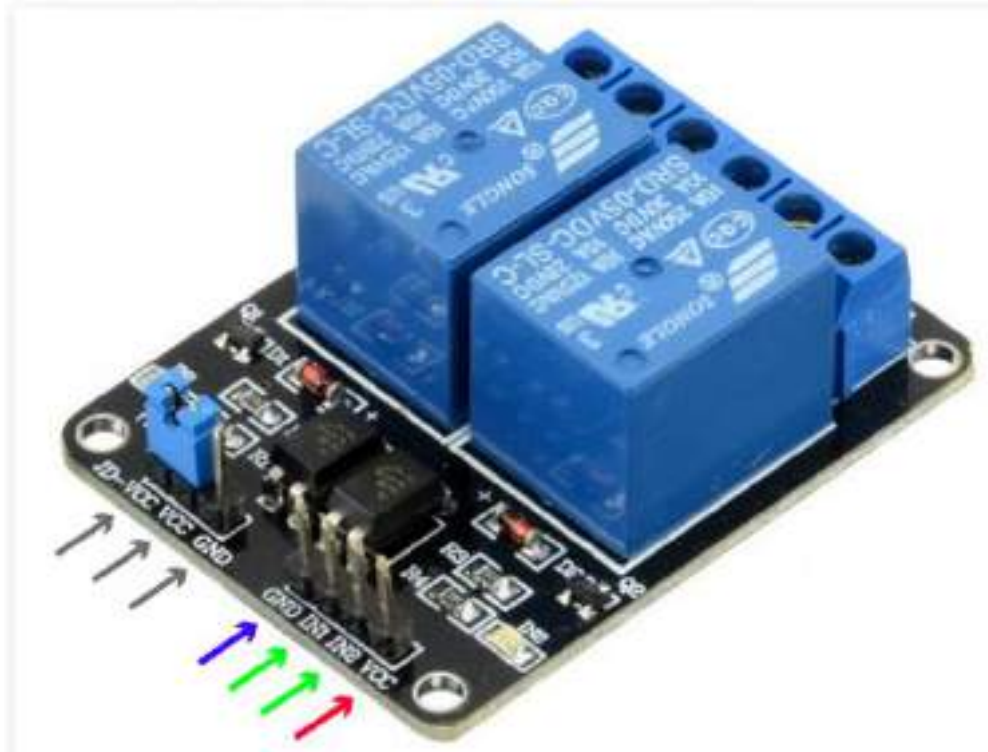


Figura 3.66 – Identificación de bornes del módulo de dos relés. Fuente: [39].

El conjunto señalado con flechas de color en la Figura 3.62 posee las conexiones de VCC y GND para alimentación de la lógica digital del módulo (esencialmente, los leds de los optoacopladores de entrada), y la entrada 1 (IN1) y entrada 2 (IN2) para controlar los relés 1 y 2, respectivamente, aplicando un nivel lógico BAJO. [42]

Las conexiones entre el módulo de relé y el Arduino son realmente simples:

GND : va a común o "tierra" (lado negativo de la alimentación)

IN1 : controla el primer relé (se conectará a un pin digital Arduino)

IN2 : controla el segundo relé (debe estar conectado a un pin digital Arduino distinto al anterior)

VCC : va a 5V

La salida COM se conectó al neutro de la batería, el NC quedó desconectado y el NA se conectó al terminal positivo de una solenoide de la electroválvula. Controlando cada relé una solenoide de la electroválvula.

Las electroválvulas utilizadas son las ARON 4/3 de centro cerrado, CETOP 3, tamaño 6 , del fabricante UTECSA (figura 3.67). Cuyo esquema identificatorio se presenta en la figura 3.68.



Figura 3.67 – Electroválvula elegida. Fuente: [40].

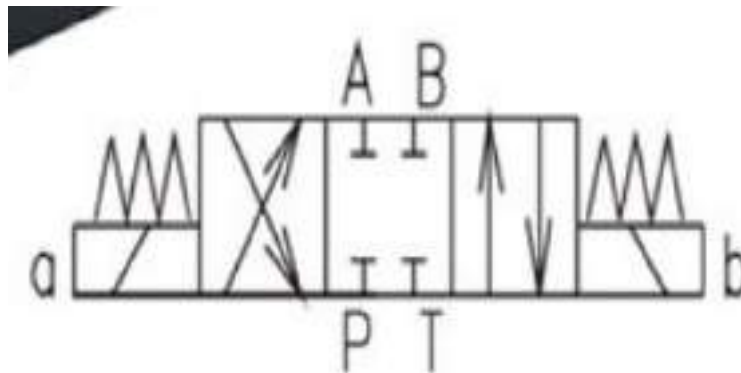


Figura 3.68 – Esquema identificador de electroválvula. Fuente: [40].

Se fabrican con cuerpo de Ac. Carbono

Presión de trabajo: hasta 320 [bar]

Caudales: hasta 90 [$\frac{l}{min}$]

Conexiones: desde $\frac{3}{8}$ ["] a $\frac{3}{4}$ ["] BSP

Voltajes de bobina: 12 o 24 VDC y 24, 110, 220 VAC

La figura 3.69 presenta las curvas de caída de presión de la válvula.

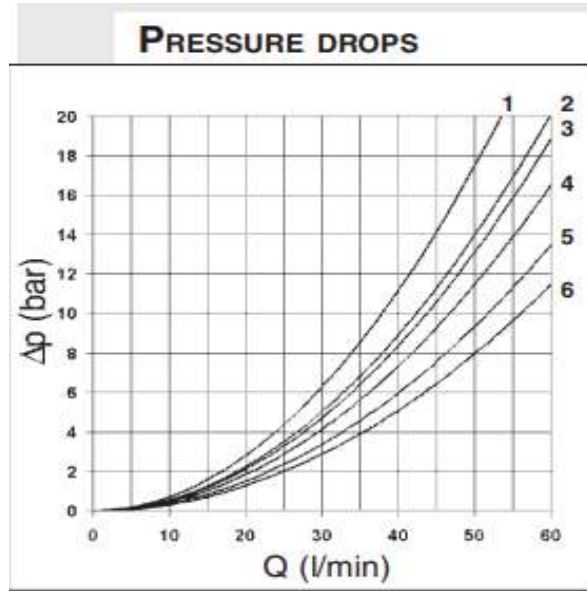


Figura 3.69 – Caídas de presión de la electroválvula. Fuente: [40].

Características:

Configuración: Centro cerrado regreso por resorte

Accionamiento: Eléctrico

Bobinas: Si, 2 (doble solenoide)

Tipo de conector: DIN 43650 A

Montaje: Placa (CETOP 3)

Especificaciones:

Presión máxima: 4600 psi A, B y P / 3000 psi T

Flujo nominal: 10 GPM

Flujo máximo: 21 GPM

Temperatura de operación máxima: 80° C

Los circuitos hidráulicos fueron regulados con válvulas bidireccionales reguladoras de caudal (ver figura 3.70) para trabajar a 1 litro/minuto, con el fin de lograr un movimiento suave de los actuadores rotativos al momento de subir o bajar el sistema.

REGULADORES DE CAUDAL 3 VÍAS COMPENSADO CON PALANCA CUERPO ALUMINIO
3-WAY COMPENSATED FLOW REGULATOR VALVES WITH LEVER ALUMINIUM BODY
RÉGULATEURS DE DÉBIT 3 VOIES COMPENSÉ AVEC LEVIER CORPS ALUMINIUM

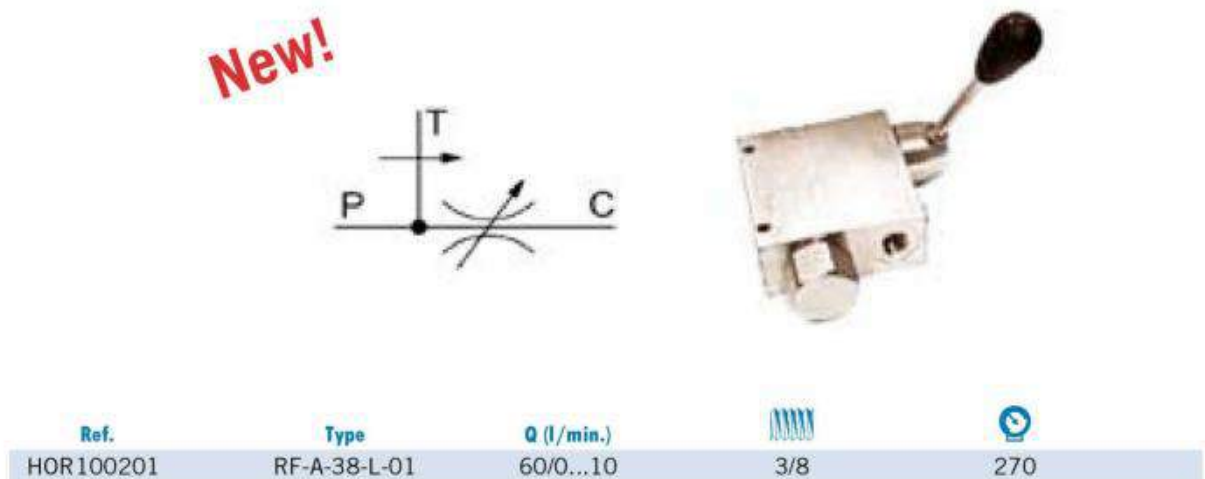


Figura 3.70 – Válvula de caudal constante. Fuente: [41].

Representando un costo de 7,5 USD en relés por fila, 350 USD en válvulas de caudal constante por fila y 400 USD por fila en electroválvulas.

3.3.2.3. Códigos Arduino

En los Anexo I y II se adjuntan los códigos de programación del Arduino maestro y el Arduino esclavo, respectivamente.

3.3.2.4. Planos de conexión

En el Anexo IV Se adjunta el plano de conexión del sistema.

3.3.3. Cierre de subsección

Durante el diseño del sistema de sensado se abordaron una serie de temáticas. Por un lado, la elección de los sensores a utilizar y su conveniencia frente a otros de funcionamientos distintos. Se decide sensar la humedad del terreno, la presión de contacto, la posición del vástago del cilindro lineal, la corriente inyectada y la distancia del eje de disco inyector al rastrojo. Se propuso un sistema de conversión de corriente continua a alterna y otro reductor de tensión. Se comandó los actuadores hidráulicos mediante electroválvulas 4/3 con reguladores de caudal, siendo estas también activadas por relés mediante Arduino. Finalmente, se detalló en palabras y diagrama de flujo el método de actuación de la maquina completa, quedando esclarecido el funcionamiento y procesamiento del sistema completo.

3.4. Experimentación

Con el fin de verificar la validez de la metodología de medición de profundidad mediante los discos de sensado propuesta en el presente trabajo, se llevó adelante un experimento sencillo. El suelo es un material granulado, las capas superiores (generalmente sueltas) durante el desplazamiento de los discos de sensado pueden provocar perturbaciones que impidan la correcta determinación debido a la dispersión en las medidas en relación a los desplazamientos de tierra. En segundo lugar, fue interesante obtener un parámetro en relación a la profundidad recomendada a utilizar en el prototipo.

3.4.1. Explicación general y resultados

El terreno utilizado para el experimento fue el propio de siembras caseras, de tipo limoso al igual que lo esperado en campos.

En la Figura 3.71 se puede observar el diagrama esquemático del conexionado eléctrico del experimento, en el cual se muestran los componentes principales que intervienen en el proceso de sensado.

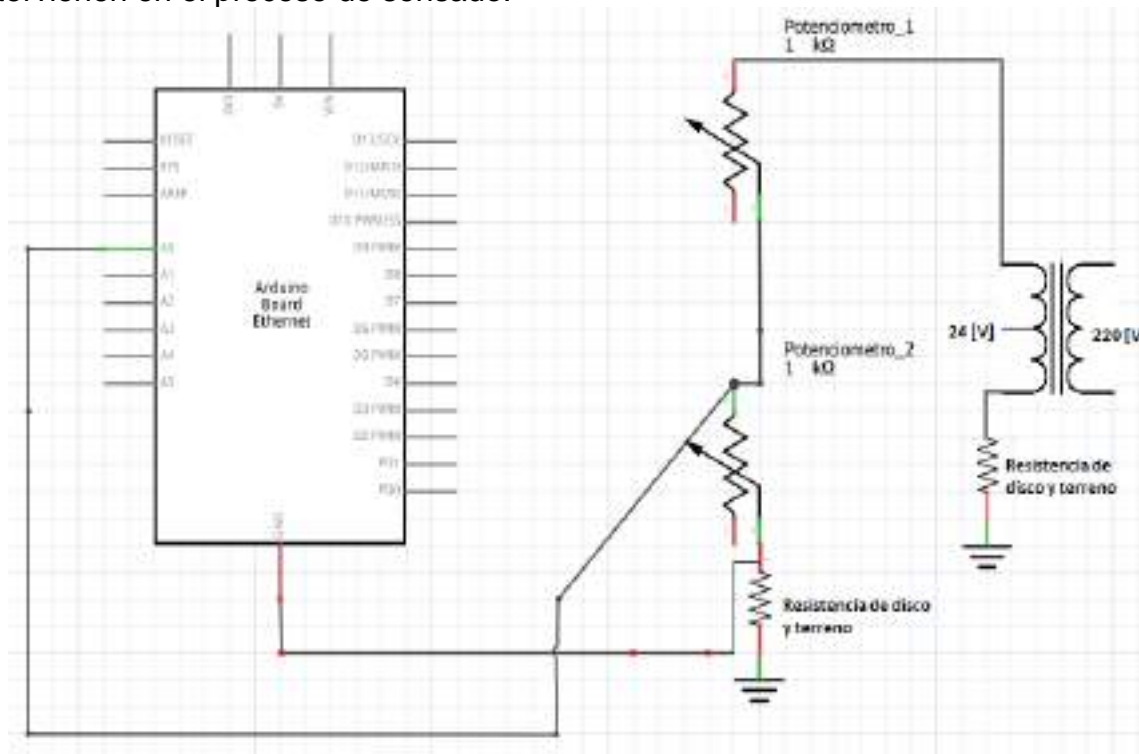


Figura 3.71 – Diagrama esquemático de conexiones. Fuente: elaboración propia.

El relevamiento de datos se realizó mediante Arduino, un software llamado CoolTerm, un conector USB y una portátil. Los datos se almacenaban en archivos *.txt y luego migrados a formato *.xml (Excel).

Se requirió la utilización de un transformador de 220 [V] / 24 [V] para asegurar tensiones seguras de trabajo y evitar inconvenientes con disyuntores diferenciales de la vivienda donde se produjeron las experimentaciones.

Dos potenciómetros aseguraban la protección del arduino UNO ante posibles cortocircuitos en los discos de medición. Debe procurar que en los pines analógicos la tensión no debe superar los 5,5 [V], por esta razón el potenciómetro de medición fue graduado en 0,18 veces el potenciómetro secundario.

Se realizaron una serie de experimentaciones variando la altura del carro de medición, el cual se muestra en la Figura 3.72. En el carro se observan dos tornillos verticales que permiten la variación mencionada mediante cuatro tuercas. En la Figura 3.73 se observa el dispositivo desde una vista inferior, se advierte la ausencia de una de las cuatro tuercas. Las fotos se tomaron en la configuración de máxima profundidad. La figura 3.73 delata una segunda cualidad del diseño del carro, mediante una tubería roscada (elemento no comercial, fabricado con terrajas) y acoples es posible variar la distancia entre discos.



Figura 3.72 – Carro de medición, vista superior. Fuente: elaboración propia.



Figura 3.73 – Carro de medición, vista inferior. Fuente: elaboración propia.

Asegurar un terreno de altura estable y constante para la relevación de datos resulta de gran relevancia. Para lo cual se marcó el terreno y se procuró realizar un pozo lo suficientemente grande, donde la profundidad fue de 15 [cm]. El fondo fue apisonado con la finalidad de evitar movimientos indeseados durante la experimentación, evitando las nivelaciones (ver Figura 3.74).



Figura 3.74 – Fondo del terreno apisonado. Fuente: elaboración propia.

Antes de producir un alisado más preciso y añadir guías para conseguir un trayecto controlado por parte de las ruedas del carro se verificó el radio de caídas de tensión del dispositivo (ver Figura 3.75).

No se observaron variaciones apreciables con un multímetro digital en radios externos del carro. La varilla de medición fue enterrada 1,7 [cm] (idéntica profundidad de enterrado que los discos durante la comprobación), la resistencia de la varilla correspondió con 0,3 [Ω]. La regulación de la distancia entre discos (7 [cm]) tuvo importante implicancia, mayores distancias producen mediciones más estables, pero una separación demasiado grande repercute en la cantidad de terreno en juego, pudiendo imposibilitar la colocación de guías, ya que dicha operación modificaría los resultados obtenidos.



Figura 3.75 – Medición de caídas de tensión. Fuente: elaboración propia.

Se colocaron guías niveladas con la finalidad de producir alisados (procurando no compactar la tierra), la metodología fue idéntica a aquellas utilizadas para producir carpetas de cemento.

Cabe aclarar que los discos utilizados poseen dientes de 2 [mm], por lo que, se espera un contacto deficiente a pequeñas profundidades de penetración. Por otro lado, como puede observarse en la figura 3.76 existen imperfecciones superficiales debido a la cualidad granular del suelo. Estas imperfecciones son parte de la incertidumbre en las mediciones.



Figura 3.76 – Ejemplo de experimentación. Fuente: elaboración propia.

Las variaciones antes mencionadas afectan incluso en gran medida a mediciones estáticas. A continuación, se presentan los resultados de las mediciones estáticas de múltiples experimentaciones (cada color representa una experimentación separada a igual profundidad) a 0.2 cm en la Figura 3.77 y 1,2 cm en la Figura 3.78.

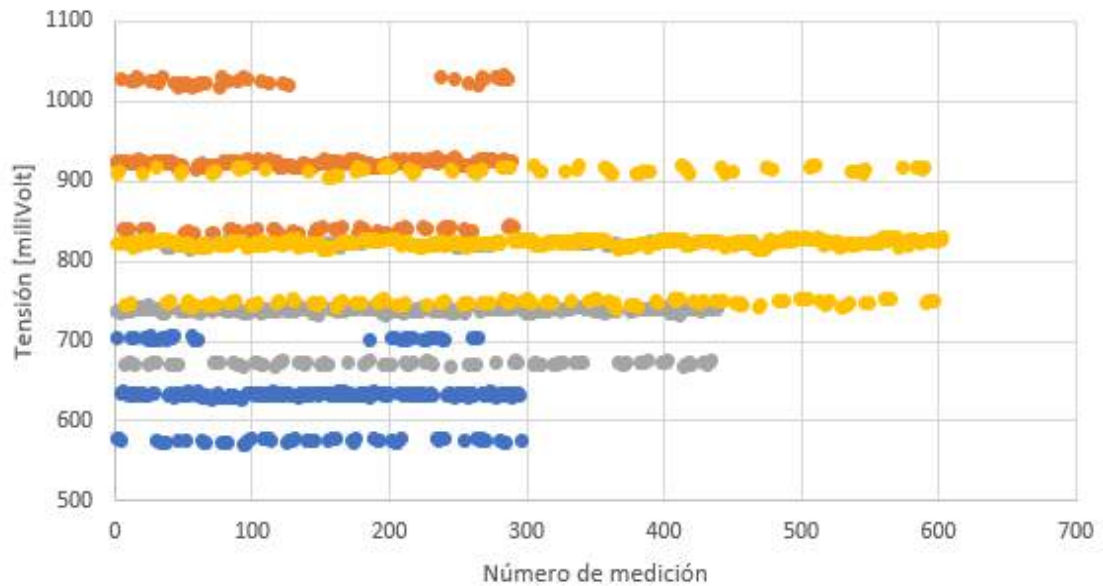


Figura 3.77 – Medición estática a 0,2 [cm]. Fuente: elaboración propia.

Se advierten inconvenientes con profundizaciones pequeñas debido a la gran variabilidad de datos. Pequeñas variaciones superficiales luego del alisado (huecos propios del material granulado) resultan en importantes diferencias resistivas. Al incrementar la profundización hasta 1,2 [cm] se generaron los resultados de la Figura 3.78.

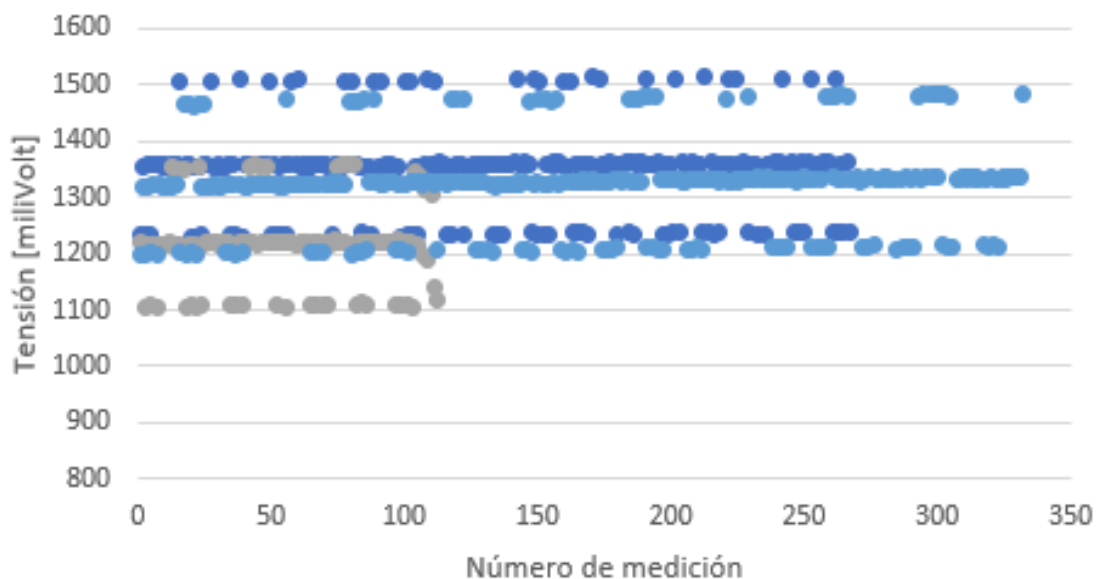


Figura 3.78 – Medición estática a 1,2 [cm]. Fuente: elaboración propia.

Las diferencias entre mediciones mejoran considerablemente al incrementar la profundización, a partir de este punto se observan mediciones lo suficientemente dispersas para evaluar el comportamiento del sistema de medida frente a una situación dinámica. Ambas mediciones de la Figura 3.79 fueron realizadas a “velocidad normal”. Debido a observarse, aún, importantes desviaciones en los datos

obtenidos se decidió incrementar la profundización sin realizar mediciones a otras velocidades.

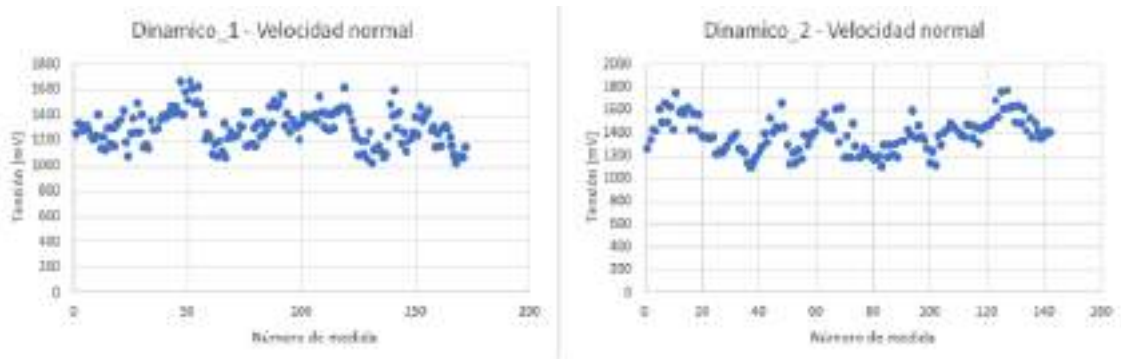


Figura 3.79 – Medición dinámica a 1,2 [cm]. Fuente: elaboración propia.

Se continuó profundizando aún más la inserción de los discos, hasta alcanzar el límite del carro (1,7 [cm]) para evaluar la posibilidad de mejoras, mostrándose los resultados en la figura 3.80.

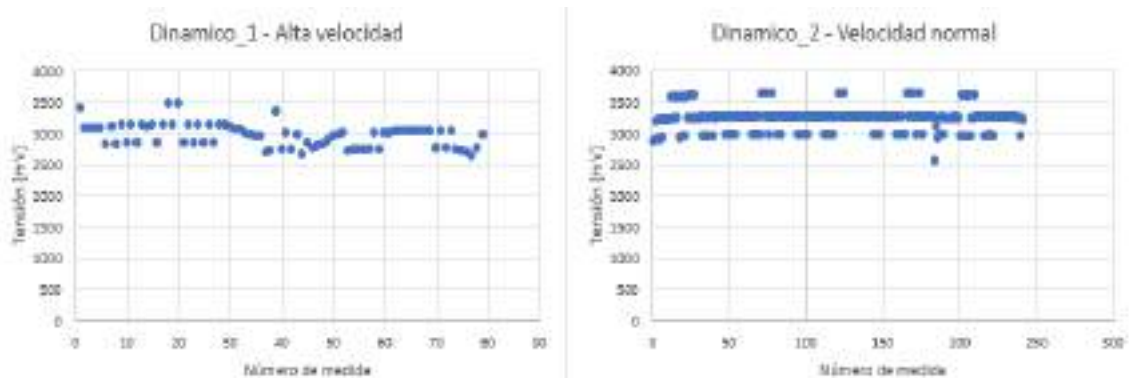


Figura 3.80 – Medición dinámica a 1,7 [cm]. Fuente: elaboración propia.

A partir de los 1,7 [cm] se puede afirmar que las mediciones tienen una estabilidad considerable.

Se realizaron simulaciones compactando la tierra ligeramente (0,2 [MPa]) mediante pesos calibrados, no se observaron variaciones destacables a presentar. Simplemente existieron mejoras en la dispersión de los datos. El peor caso esperado es el ensayo con mayor rugosidad, es decir un suelo suelto.

La presente experimentación permitió obtener dos conclusiones, por un lado, determinar que una profundización de discos de 2 centímetros en el suelo permite obtener datos fiables. Por otro, que el método de medición de profundidad propuesto resulta válido. Las mediciones del prototipo deben realizarse en campo debido a que los discos no resultan ser del mismo material.

3.4.3. Relevamiento de datos

El microcontrolador Arduino UNO no permite la medición de ondas sinusoidales, solamente es posible medir el primer semiciclo de cada periodo, por ello se realizó la programación teniendo en cuenta las limitaciones.

```
#Declaración de variables globales
float V, i0, i1, acumulado, Resultado;
#Inicialización de puerto serie
```

```
void setup() {
  Serial.begin(115200);
  pinMode(A0, INPUT);
}
```

En este segundo apartado se observa una velocidad de comunicación de 115200, arduino UNO es capaz de intercambiar datos con una velocidad máxima de dos millones de baudios bajo circunstancias muy particulares o medio millón de baudios sin modificaciones en las librerías. Se utilizaron 115200 baudios por ser una velocidad de comunicación razonable, no conseguir resultados apreciablemente distintos a mayores velocidades.

```
#Loop general
void loop() {
  #tiempo de inicio del lazo
  i0=millis();
  #Inicialización de variables
  acumulado=0;
  Resultado=0;
  #Desde el inicio de el semiciclo hasta su finalización se calcula el área bajo la
  curva multiplicando la amplitud por el diferencial de tiempo transcurrido
  while (analogRead(A0)>0){
    acumulado=acumulado+analogRead(A0)*(millis()-i0);
  }
  #Se registra el tiempo de finalización de cálculo de área bajo la curva
  i1=millis();
  #Se obtiene el área promedio bajo la curva
  Resultado=acumulado/(i1-i0);
  #Aplicando una redundancia se evitan la medición de valores nulos, fuera del
  semiciclo de lectura, adicionalmente se aplica una constante que relaciona a el valor
  medio de el semiciclo de una sinusoidal con su valor eficaz
  ( $V_{ef} = V_{med} \frac{\pi}{2\sqrt{2}} \approx V_{med} * 1.11$ )
  if (Resultado>0){
    Serial.println(Resultado*1,11);
  }
}
```

Se analizaron alternativas de medición por:

1. Valor máximo registrado.
2. Integración de longitud de arco.
3. Pendiente registrada punto a punto.
4. Integración de área bajo la curva.

Se concluyó que la segunda y tercera alternativa resultaban innecesariamente complejas; la primera alternativa presentó errores mayores a la cuarta en respuesta a solo analizar un único dato (en contraste con las demás alternativas). La cuarta alternativa demostró ser confiable y relativamente sencilla.

Algo que debe tenerse en cuenta, es que cuando se quiere muestrear una señal senoidal de cierta frecuencia conocida, se deben utilizar "interrupciones" en todo

microcontrolador. Porque a través de un While y con la función de millis, se obtiene un periodo de muestreo que puede variar de acuerdo al tiempo que le lleva al controlador correr cada paso del programa y tomar una muestra a partir del conversor AD. Mientras que, con las interrupciones, se controla cada cuantos ciclos exactos de reloj se realiza el muestreo. Esto es algo que se debe mejorar y puede ser una fuente de error significativa. Otro dato importante es que una vez tomada cada muestra lo ideal es utilizar un algoritmo RMS recursivo para obtener de forma rápida y con muy buena exactitud el valor RMS de un ciclo o medio ciclo si la señal es simétrica como en este caso.

4. Resultados

El resultado final coincide con un limpiador de hileras hidráulico, el cual mediante una banda de profundidad de excentricidad (banda de profundidad respecto al disco limpiador de hileras) variable busca mantener la profundidad de corte de rastrojo constante (mínimo o nulo contacto con el suelo) al copiar la superficie del terreno y medir el espesor de rastrojo. En la Figura 4.1 se observa el modelo resultante ensamblado en el software Autodesk Inventor.



Figura 4. 1 – Modelo final propuesto. Fuente: elaboración propia.

El sistema consta de discos dentados, los cuales son coaxiales a las bandas de profundidad. Estas últimas son las encargadas de limitar la profundización de los discos dentados al alojar en su interior al cilindro hidráulico lineal, encargado de descentrar la banda del disco.

Con una distancia relativa invariante a los discos limpiadores, se encuentra anclado el soporte para los discos inyectores de corriente, los cuales permiten determinar la profundidad a la que están enterrados sensando la intensidad que descargan al terreno.

Todo este sistema es elevado o descendido por un actuador hidráulico rotativo a través de tres barras rígidas. Este actuador está solidario al sistema de anclaje

general a la sembradora, el cual permite una regulación manual de la altura de montado al momento de instalarse.

Las barras recién mencionadas, además de unir las partes, permiten mantener la posición vertical de las placas de unión (Figura 3.36) evitando la rotación espacial de los cilindros hidráulicos lineales.

Las regulaciones de excentricidad se realizan mediante hardware (sensores y actuadores) y software (programación de placas Arduino) encargados de determinar el espesor del rastrojo.

En la Tabla 4.1 se muestra una recopilación de los costos esperados en materia prima para la construcción del prototipo (pequeña escala). El “costo total” indica el costo unitario multiplicado por la cantidad de piezas. La tabla 4.1 sirve, a su vez, como una recopilación de piezas a fabricar / comprar.

Tabla 4. 1 - Costos de producción del prototipo. Fuente: elaboración propia

Elemento	Costo total [USD]	Referencia de precios	Descripción adicional	Cantidad
Cilindro hidráulico PRAYCO CHCL 1-25-50-STD-D-0-10	200,00	Plataformas virtuales de ventas al por menor (como mercadolibre)	Valor promedio observado	2
Banda interna (SAE 1010)	8,16	Orlandi S.A.	Precio por kg	2
Limpiadores (Bronce fosforoso)	6,52	LEX Metales	Precio por kg	2
Columnas banda interna (SAE 1010)	4,32	TENNECO	Precio por kg	4
Anillos DIN 471 (12 [mm]) acero inoxidable	4,50	Rodamientos Rivera	-	12
Rodamiento 6803 2RS (genérico)	5,46	Rodamientos Rivera	-	4
Anillos DIN 472 (26 [mm]) material estándar	1,92	Rodamientos Rivera	-	6
Anillos DIN 471 (35 [mm]) material acero inoxidable	1,50	Rodamientos Rivera	-	2
Rosca antideslizante (MF 12X1,5)	1,40	Destreza	-	2
Anillo deslizante 2x 12 [mm] 2x 18 [mm]	7,44	ebay	-	1
Rodamiento 51104 (generico)	8,34	3D Insumos	-	2
Punta de eje (SAE 1010)	4,66	TENNECO	Precio por kg	2
Sello axial	2,54	Mercadolibre	-	2
Bulones para acople bridado de punta de eje				

Acero inoxidable hexagonal (M3x0,5x6)	0,55	Destreza	-	12
Eje principal (BS 1452 Grado 260)	4,17	YI DE Casting	Precio por kg	2
Manguito de fijación (Marca KG)	15,38	Mercadolibre	Es interesante reemplazarlo por una marca genérica para la reducción de costos de ser posible	2
Rodamiento 6806 2RS (generico)	7,64	Almorada	-	2
Disco de sensado (6061)	92,00	Mercadolibre	Precio por placa	4
Brazo disco de sensado (SAE 1010)	3,74	Orlandi S.A.	Precio por kg	4
Cilindro hidráulico rotativo (modelo 3700)	400,00 (+38+47%)	Alibaba	-	2
Brazo auxiliar (SAE 1010)	1,64	Orlandi S.A.	-	4
Pieza cilíndrica de unión (SAE 1040 / SAE 1045)	7,00	Cripton	-	1
Placa de unión (SAE 1045 / SAE 1040)	0,23	Orlandi S.A	Precio por kg	2
Acople a sembradora (SAE 1010)	105,23	Orlandi S.A	Precio por kg	1
Brazo de palace principal (SAE 1040)	7,40	Orlandi S.A	Precio por kg	1
Rodamiento de apoyo (RLS 10)	5,00	Mercadolibre	-	1
Banda externa (BS 1452 Grado 150)	14,63	YI DE Casting	Precio por kg	2
Bulones para tapa de banda interna Allen (M3x0,5x6)	0,83	Destreza	-	16
Bulones para actuador lineal de acero inoxidable (M8x1,25x16)	2,62	Destreza	-	8
Bulones para cilindro rotativo inoxidable y acople sembradora (M12x1,75x30)	4,60	Destreza	-	8
Tuerca para acople sembradora	2,42	Destreza	-	4
Separadores	Despreciable	-	-	2
Bulones	0,79	Destreza	-	4

(M4x0,7x16)				
Tuerca antideslizante (M4x0,7)	0,92	Destreza	-	4
Deslizantes de PTFE	7,00	Casas de impresión 3D locales	-	7
Ejes auxiliares 12 [mm]	2,16	Orlandi S.A.	-	2
Acople Spline	3,9	Orlandi S.A	-	1
Eje discos de sensado	0,62	Orlandi S.A	-	1
Bulones para alojamiento de rodamientos Allen (M5x0,8x10)	1,45	Destreza	Precio por kg	8
Alojamiento de rodamientos (SAE 1010)	1,30	Orlandi S.A.	-	2
Subtotal mecánico	948,03			
Sensor de humedad capacitivo Naylamp Mechatronics v1.2	9	Plataformas virtuales de ventas al por menor (como mercadolibre)	valor promedio observado	3
Sensor de corriente inyectada ACS712ELCTR-02B-T	3,64	Plataformas virtuales de ventas al por menor (como mercadolibre)	valor promedio observado	1
Sensor de presión de contacto XFL212R-200N-/Z1	95,41	TE connectivity	-	1
Sensor de posición de cilindro hidráulico lineal - sensor capacitivo de CC LVDT LCIT 1000	150	TE connectivity	-	1
Sensor de posición ultrasónico HC-SR04	2,75	Plataformas virtuales de ventas al por menor (como mercadolibre)	valor promedio observado	1
Módulo step down buck	16,11	Plataformas virtuales de ventas al por menor (como mercadolibre)	-	1
Inversor 12 Vcc a 12 Vca	16	Plataformas virtuales de ventas al por menor (como mercadolibre)	-	1
Módulo de 2 relés Arduino Songle 2CH-TTL-Relay	7,5	Plataformas virtuales de ventas al por menor (como mercadolibre)	valor promedio observado	2

Electroválvula ARON 4/3 centro cerrado, CETOP 3 tamaño 6	400	UTECSA	-	2
Válvula de caudal constante Grupo PYR RF-A-38-L-01	350	Grupo PYR	-	2
Subtotal sistema de sensado	1066.41			
Total	2014.44			

Se recomienda visitar el anexo III para complementar los resultados, en dicho anexo se encuentran los planos de cada una de las piezas resueltas durante el diseño mecánico. Por otro lado, el apéndice O contiene las especificaciones técnicas de los elementos de sensado y control utilizados.

En la Tabla 4.2 se presenta una ficha técnica a modo de resumen de las características de operación del diseño.

Tabla 4. 2 - Ficha resumen. Fuente: elaboración propia.

Ficha resumen del diseño	
Consumo máximo de fluido hidráulico [$\frac{l}{min}$]	0,5
Máximo espesor de rastrojo previsto [mm]	47,0
Absorción máxima de irregularidades de terreno [mm]	$\pm 150,0$
Durabilidad estimada del sistema mecánico antes de mantenimiento	10 años
Durabilidad estimada del sistema eléctrico antes de mantenimiento	5 años
Costo estimado de materiales al por menor [USD]	2014,44
Largo máximo [mm]	850,0
Ancho máximo [mm]	400,0
Peso aproximado total [kg]	40,0
Peso estimado en voladizo (brazo de palanca) [kg]	35,6
Tiempo de ascenso/descenso estimado [min]	3,0
Velocidad de respuesta ante cambios de espesor [$\frac{mm}{s}$]	<0,9

Sensibilidad de regulación [<i>mm</i>]	1,0
--	-----

5. Conclusiones y Trabajos Futuros

A partir de la investigación realizada sobre proyectos similares, procedimientos, maquinarias y requerimientos de productores, se logró desarrollar un diseño mecánico lo suficientemente robusto para su aplicación en la tarea encomendada. Los coeficientes de seguridad implementados permiten el trabajo en la zona elástica sin riesgos de excesivos desgastes o roturas, comprobándose esto a través de las simulaciones presentadas y los cálculos realizados a través del informe. Se estima una vida útil del sistema mecánico de 10 años, alcanzando así la alta durabilidad que se deseaba conseguir. Sin embargo, es recomendable la producción de un prototipo para sustentar la serie de suposiciones realizadas a lo largo del informe.

Con respecto a la automatización del sistema, para lograr una correcta remoción de residuos, se arriba principalmente a la conclusión de que el sistema trabaja de forma correcta, desempeñando sin problemas la tarea para la cual fue construido. Logrando un margen teórico de precisión de 1 [mm] de profundidad en el terreno, pero siempre evitando la sub-profundización de los discos barre rastrojo. Es una realidad que la precisión alcanzada será menor, debido a las simplificaciones del modelo. La obtención de un parámetro de precisión más exacto requiere, nuevamente, la elaboración de un prototipo.

El sistema de regulación permite la intervención del tractorista para ajustar la profundización de trabajo en caso de ser necesario, brindando una gran versatilidad al sistema de control. La misma consta de una serie de sensores y placas Arduino, las cuales poseen tres años como durabilidad mínima, y 5 años como durabilidad promedio. Logrando nuevamente una elevada durabilidad del sistema. Esto último gracias a la tecnología sin contacto de la mayoría de los sensores implementados.

La alternativa desarrollada es robusta ante depresiones abruptas del terreno, el algoritmo permite sortear estos obstáculos mediante la identificación de los mismos y el bloqueo de las válvulas de regulación.

Es destacable que a diferencia de los modelos que se presentan en el mercado se tuvieron dos parámetros en cuenta durante el desarrollo: En primera instancia, el rastrojo no es necesariamente de espesor constante a través del campo; en segunda instancia, el terreno presenta irregularidades importantes pudiendo variar la distancia chasis-tierra en todo momento. Se considera que el diseño es prometedor en dichos ámbitos.

El costo de las materias primas expuesto en el apartado de resultados es simplemente una aproximación del precio total, si bien resulta en un prototipo costoso esto puede reducirse importantemente al considerar una producción en masa. Todos los costos declarados son de venta minorista, especialmente en el ámbito de cilindros hidráulicos se observan mejoras muy importantes en costos al considerar compras a gran escala.

El consumo de fluido hidráulico estimado no resulta en una problemática frente a el sobredimensionamiento que comúnmente existe en las maquinarias, de hecho puede considerarse despreciable frente al consumo habitual de la sembradora.

Debe considerarse que el producto resuelto requiere: una alimentación de tensión de 12 [V] de tipo continua; una entrada hidráulica de máximo 270 [bar] según las válvulas utilizadas; una segunda entrada hidráulica de máximo 10 [bar] para los cilindros hidráulicos lineales.

El proyecto fue desarrollado de forma exclusivamente teórica, brindando buenos resultados en dicha instancia. La verdadera aplicación es el campo, al trasladar el proyecto a la construcción de un prototipo es posible validar la veracidad del diseño, a pesar de ello, esto excede el alcance del presente proyecto.

5.1. Trabajos Futuros

Una vez realizado el prototipo es posible el relevamiento de datos con mayor precisión en cuanto a esfuerzos, sucesivas iteraciones del modelo permitirían abaratar costos. Ante menores incertidumbres es sencillo vislumbrar que se utilizarían factores de seguridad menores. Los planos anexados, junto al modelo tridimensional realizados son suficientes para llevar a cabo la propuesta de existir el correspondiente capital. Es recomendable que las experimentaciones sean llevadas a cabo en campo y no en laboratorios.

Ante distinto tipo de rastros pueden existir cambios en la deformación de los mismos por el esfuerzo aplicado de contacto, es interesante relevar dichos errores con el propósito de generar un manual para la aplicación del parámetro de offset que posee el maquinista a través de consola.

6. Bibliografía

- [1] Universidad Politécnica de Valencia (12 de julio de 2022). Germinación de Semillas. <https://n9.cl/rawvz>.
- [2] Instituto Nacional de Tecnología Agropecuaria (12 de julio de 2022). ¿Cuál es la humedad mínima de suelo para iniciar la siembra de maíz de septiembre?. <https://n9.cl/5vqdm>.
- [3] MONOSEM - El especialista en sembradoras de precisión. (2022). Fixed Row Cleaner [Imagen]. monosem. <https://n9.cl/rfba5>.
- [4] Vaderstad: Highly efficient farm machinery. (2017). floating row cleaners [Imagen]. Vaderstad. <https://n9.cl/4wtvz>.
- [5] Dawn Equipment. (2015). gfx-p_pic3 [Imagen]. dawnequipment. <https://n9.cl/n7k44>.
- [6] Precision planting. (2021). Precision-Planting-LLC-Reveal-Row-Cleaner_0821 [Imagen]. no-tillfarmer. <https://n9.cl/5imop>.
- [7] Jia, H., Wang Q., Huang D., Longtu Z., Mingwei L., Jiale Z. (2019). Design of bionic mole forelimb intelligent row cleaners. International Journal of Agricultural and Biological Engineering.
- [8] Cilindros Neumáticos Micro. (2020). Recuperado el día 12, de julio, de 2022, de <https://n9.cl/omo7m>.
- [9] Cilindros compactos. (2020). Recuperado el día 12, de julio, de 2022, de <https://n9.cl/h7iu7>.
- [10] Cilindros hidráulicos compactos. (2020). Recuperado el día 12, de julio, de 2022, de <https://n9.cl/q8msv>.
- [11] Catálogo general NTN. (2013). Recuperado el día 12, de julio, de 2022, de <https://n9.cl/im47y>.
- [12] Richard G. B. y Nisbett J. K (2008). Diseño en ingeniería mecánica de Shigley (octava edición). Madrid, España: McGraw-Hill Interamericana.
- [13] Michael F. A.(2017). Materials Selection in Mechanical Design (quinta edición). Barcelona, España: B & H.
- [14] YI DE. (2022). Stable metal casting prices trend [Imagen]. yidecasting. <https://n9.cl/mc6gk>.
- [15] Paul O. y Emmanuel A. A. (2020). Determination of Draft Force for a 3-bottom Disc Plough Under Sandy Loam Soil Conditions. ResearchGate.
- [16] Flo-Tork. (2022). Recuperado el día 12, de julio, de 2022, de <https://n9.cl/1ff6n>.

-
- [17] Richard G. B. y Nisbett J. K (1978). SAE Metals Handbook (sexta edición). Ohio, Estados Unidos: SAE International.
- [18] F.A.P Hidráulica. (2022). Recuperado el día 12, de julio, de 2022, de <https://n9.cl/rqh23>.
- [19] Yasunori T., Hideaki K., Takashi N. (1993). Friction between cohesive soils and steel. ScienceDirect.
- [20] Zhuming B., Walter D. P., Deborah F. P. (2020). Peterson's Stress Concentration Factors (cuarta edición). España: John Wiley & Sons.
- [21] IEEE. (2000). medida de resistividad eléctrica del suelo .<https://n9.cl/zwu52>.
- [22] Luis Llamas (ingeniería, informática y diseño). (2016). MEDIR LA HUMEDAD DEL SUELO CON ARDUINO E HIGRÓMETRO FC-28. lusllamas. <https://n9.cl/82bz5>.
- [23] Naylamp mechatronics. (2022). Sensor de humedad de suelo capacitivo. naylamp. <https://n9.cl/rop5p>.
- [24] Canales sectoriales Interempresas. (2022). ¿Cuál es la diferencia entre la detección de corriente y la detección de posición del efecto Hall?. interempresas. <https://n9.cl/bor8la>.
- [25] Creel Electric CO. (2021). AHKC-EKA Split Core Hall Sensor. crel-electric. <https://n9.cl/oz1ljr>.
- [26] Acrel - Low Voltage Current Transformer. (2015) . Recuperado el día 12, de julio, de 2022, de <https://n9.cl/ttx2nq>.
- [27] sensoresdepression (12 de julio de 2022). Cómo medir corriente con un sensor de efecto hall. <https://onx.la/5d18b>.
- [28] Naylamp mechatronics. (2016). Tutorial sensor de corriente..ACS712. naylamp. <https://n9.cl/s5i6xr>.
- [29] Fully Integrated, Hall Effect-Based Linear Current Sensor IC with 2.1 kVRMS Isolation and a Low-Resistance Current Conductor. (2013). Recuperado el día 12, de julio, de 2022, de <https://n9.cl/37ndo>.
- [30] HBK (12 de julio de 2022). Demasiado donde elegir: ¿sensores piezoeléctricos o transductores de fuerza con galgas extensométricas?. <https://n9.cl/aga49>.
- [31] TE connectivity, Compression Miniature Load Cell. (2013). Recuperado el día 12, de julio, de 2022, de <https://n9.cl/3qaj1> , <https://n9.cl/9a5ok> .
- [32] DirectIndustry (12 de julio de 2022). Qué sensor de posición elegir . <https://n9.cl/vg6sba>.

-
- [33] LINEAR MOTION POTENTIOMETERS. (2015). Recuperado el día 12, de julio, de 2022, de <https://n9.cl/at4dl>.
- [34] Omega (12 de julio de 2022). ¿Qué es un LVDT (transductor de desplazamiento lineal variable)?. <https://n9.cl/uwr58>.
- [35] TE connectivity, HR SERIES-General Purpose LVDT. (2013). Recuperado el día 12, de julio, de 2022, de <https://n9.cl/mn2xvc> , <https://n9.cl/f68wv> .
- [36] TE connectivity, LCIT SERIES-OEM Linear Position Transducer. (2015). Recuperado el día 12, de julio, de 2022, de <https://n9.cl/sb147> , <https://n9.cl/mcezy2> .
- [37] Keyence (12 de julio de 2022). Qué sensor de posición elegir. <https://n9.cl/vg6sba>.
- [38] Naylamp mechatronics. (2021).sensor ultrasónico HC-SR04 [Imagen]. [naylampmechatronics. https://n9.cl/9tm3](https://n9.cl/9tm3).
- [39] robots-argentina (12 de julio de 2022). Módulos de relé y Arduino:Domótica. <https://n9.cl/5t3o>.
- [40] Directional control valves. (2010). Recuperado el día 12, de julio, de 2022, de <https://n9.cl/1ekfv>.
- [41] Regulador de caudal tres vías compensado con palanca. (2022). Recuperado el día 12, de julio, de 2022, de <https://n9.cl/pwz94> , <https://n9.cl/x6lz2>.
- [42] Mercadolibre. (2022). Módulo Step Up Boost Y Step Down Buck Dc-dc 1.2-30v 8a Hobb [Imagen]. monosem. <https://n9.cl/ofkk2>.
- [43] Rural Engineering 2.0. (9 de abril de 2021). MÁQUINAS SEMBRADORAS #1 // TREN DE SIEMBRA (Descripción y Regulación). [Archivo de Video]. <https://www.youtube.com/watch?v=vuZoD1V-3G4>.
- [44] Héctor Aguilá. (20 de marzo de 2022). Charla y exposición sobre especificaciones de limpiadores de hileras de la compañía Industria Metalúrgica A-G Balcarce [sesión de consulta].
- [45] Banco Central de la República Argentina. (12 de julio de 2022). Publicaciones estadísticas de tipos de cambios. <https://onx.la/6d440>.
- [46] Glycodur (12 de julio de 2022). Rugosidad de superficies apareadas. <https://n9.cl/yefq2>.
- [47] SKF (12 de julio de 2022). Carga mínima requerida .<https://n9.cl/h18ke>.
- [48] RST Corporación.zz y 2rs por que elegir uno u otro .<https://n9.cl/5s81cp>.
- [49] SKF (12 de julio de 2022). Software de selección de rodamientos .<https://www.skf.com/ar>.

[50] Oído al tambor (12 de julio de 2022).CÁLCULO DEL PAR DE APRIETE O TORQUE DE UN TORNILLO. <https://n9.cl/ulqbo>.

[51] Autodesk (12 de julio de 2022).Coeficiente de fricción.<https://n9.cl/p11ft>.

[52] Jr. Covino, Bernard S., Jr. Covino, Bernard S. (2003). ASM Handbook Corrosion Fundamentals, Testing, and Protection (décima edición). Estados Unidos: ASM International.

[53] SKF (12 de julio de 2022). Manguitos de fijación .<https://n9.cl/bm8h6>

[54] BBVA (12 de julio de 2022).Qué son la siembra directa y la indirecta: diferencias, pros y contras. <https://n9.cl/a3y3u>.

Apéndice A - Carga crítica al pandeo de ejes redondos

La carga crítica al pandeo (pandeo elástico de Euler) para barras cilíndricas representa una herramienta útil para la determinación del diámetro mínimo aplicable. Dicho procedimiento es recomendado por fabricantes de cilindros hidráulicos y neumáticos de forma unánime. Se puede determinar cómo:

$$F_c \leq \frac{20350 D_e^4}{Cl^2 Kc^2} \quad (A.1)$$

Siendo

F_c : Fuerza crítica [N].

D_e : Diámetro del vástago [mm].

Cl : Carrera de trabajo [mm].

Kc : Coeficiente de compresión libre dependiendo del montaje.

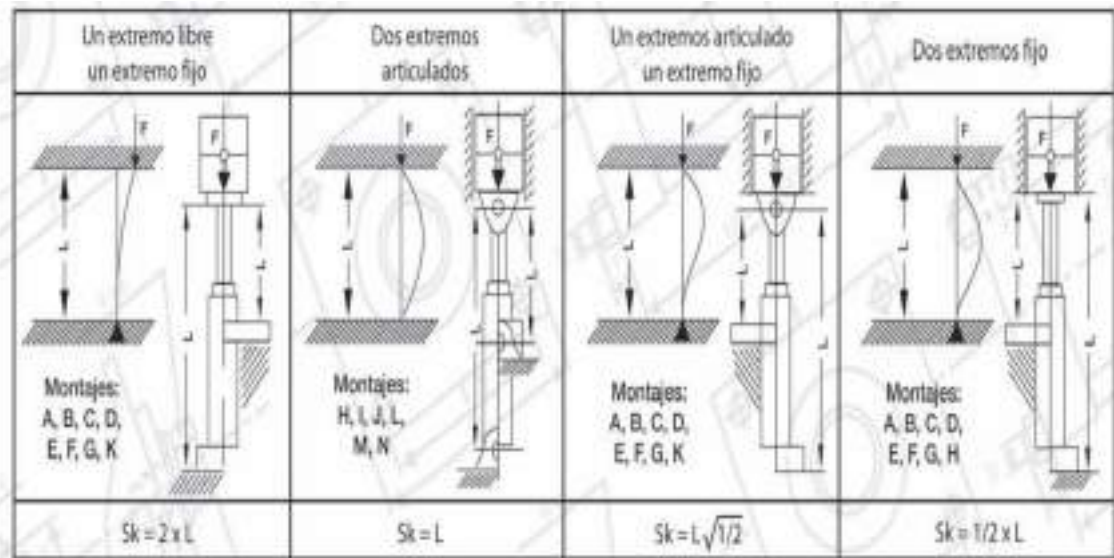


Figura A.1 - Coeficiente de compresión libre. Fuente: [16].

El caso trabajado corresponde con un extremo fijo (fijación con bulones al eje principal de la máquina) y un extremo libre (posición de aplicación de la fuerza a la banda interna). Resultando en $K = 2$.

Reemplazando términos de la ecuación (A.1). Considerando una carrera de 50 [mm] (en relación al máximo espesor de residuo esperado) y utilizando el mínimo diámetro comercial estándar (neumático).

$$\frac{20350 * 12^4}{50^2 (2)^2} = 42197,76 \text{ [N]} \quad (A.2)$$

El mínimo diámetro de vástago comercial es suficiente para la aplicación. La banda de profundidad a movilizar con el cilindro posee un peso estimado inferior a las 4,3 toneladas máximas por pandeo.

En el caso de cilindros hidráulicos comercialmente es habitual un diámetro mínimo de 18 [mm].

Apéndice B - Esfuerzo máximo desarrollado en actuador lineal

El área efectiva sobre la que actúa la presión en el cilindro (doble vástago) corresponde con el área de la cabeza del pistón expuesta a la presión interna del cilindro.

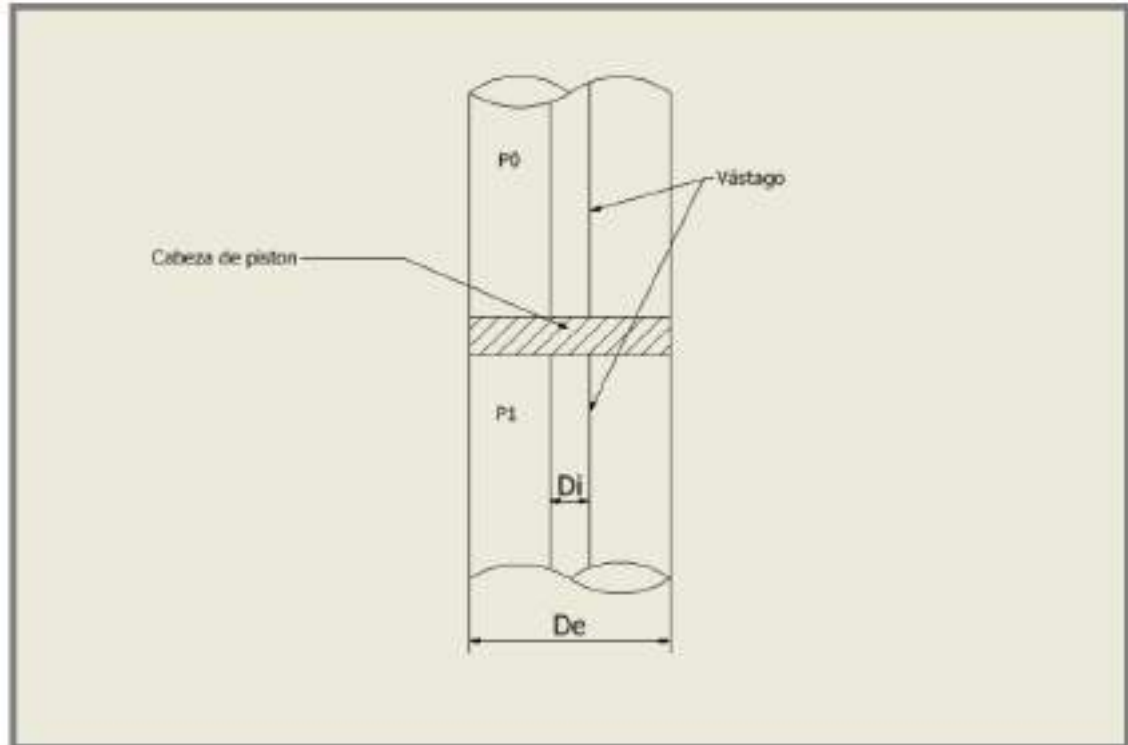


Figura B.1 - Esquema ilustrativo del área efectiva. Fuente: elaboración propia.

El cilindro hidráulico lineal de menores dimensiones corresponde con $D_e = 25 [mm]$ y $D_i = 18 [mm]$.

$$A = \frac{\pi}{4}(D_e^2 - D_i^2) = 236 [mm^2] \quad (B.1)$$

La presión propuesta de $10 [bar]$ equivale a $1 [MPa]$, entonces el esfuerzo máximo posible corresponde con:

$$F_{ap} = A_{efectiva} * Presión = 236 [mm^2] * 1 [MPa] = 236 [N] = 24 [kgf] \quad (B.2)$$

Valores suficientes para el peso estimado de la banda determinado en el próximo anexo de cálculos y desarrollos (apéndice C). Además, esfuerzos de este orden permiten superar (mediante el par de bandas) el peso total del dispositivo, habilitando maniobras de reducción de excentricidad que de otra forma requerirían mayor cantidad de pasos, reduciendo la velocidad de respuesta del sistema.

Apéndice C - Definiciones relacionadas a banda de profundidad externa

La geometría de la banda externa requiere ser cónica. Al existir un ángulo de los discos respecto de la vertical (20 [°]) implica que de utilizarse una banda cilíndrica solo existiría un único punto de contacto. Una geometría cónica demuestra ser capaz de lograr una línea de contacto en su lugar, disminuyendo la deformación del residuo donde se apoya. Considerando a la banda de profundidad como un cono truncado es posible estimar su peso máximo como:

$$F_p = \frac{\pi * e * (r_1^2 + r_2^2 + r_1 r_2) * \delta}{3 * 2} g \quad (C.1)$$

Siendo

r_1 : radio máximo de la banda.

r_2 : radio mínimo de la banda.

e : espesor de la banda.

δ : densidad del material de la banda.

g : gravedad estándar.

F_p : peso máximo de la banda estimada.

Debido a que los discos barre rastros se fabrican de aceros laminados SAE y han demostrado una gran durabilidad se aprovechará dicha información, seleccionando un acero SAE 1010 para las bandas de profundidad.

$$\delta = 7.80 \left[\frac{g}{cm^3} \right] \quad (C.2)$$

En la alternativa final considerada (hidráulica) se requiere una regulación de 50 [mm]. La banda de profundidad se desplazará ± 25 [mm] desde su posición centrada, esta decisión permite un máximo aprovechamiento de la carrera del actuador. Es simple determinar el diámetro máximo de la banda entonces:

$$D_e = D_{disco} - Cl = 330,20 - 45 = 280,02 \text{ [mm]} \quad (C.3)$$

Además, como la banda debe poseer un ángulo de conicidad de 20° y estimando una altura del cono truncado de 90 milímetros

$$D_{\min} = D_{\max} - 2 * \text{espesor} * tg(A) = 214,51 \text{ [mm]} \quad (C.4)$$

Reemplazando valores en la ecuación (D)

$$F_p = \frac{\pi * 9,0 * (14^2 + 11^2 + 11 * 14) * 7,8}{3 * 2 * 1000} * 9,81 = 169,83 \text{ [N]} \quad (C.5)$$

Sin embargo, se considerará sólo una porción de dicho valor en los cálculos, en el diseño final es poco probable que el peso sea cercano al máximo. Se utilizará $F_p = 130$ [N] ($\approx 75\%$).

La aplicación de la fuerza del cilindro no resulta colineal con el peso, por esta razón es necesario incrementar dicha capacidad según la descomposición de fuerzas.

$$F = \frac{F_p}{\cos(A^\circ)} \approx 140 [N] \quad (C.6)$$

Entendiéndose F como el esfuerzo máximo estimado solicitado al actuador lineal.

Apéndice D - Determinación del diámetro de la banda interna

La determinación del radio de la banda tiene un limitante, el acople no debe interferir con la banda interna durante la carrera.

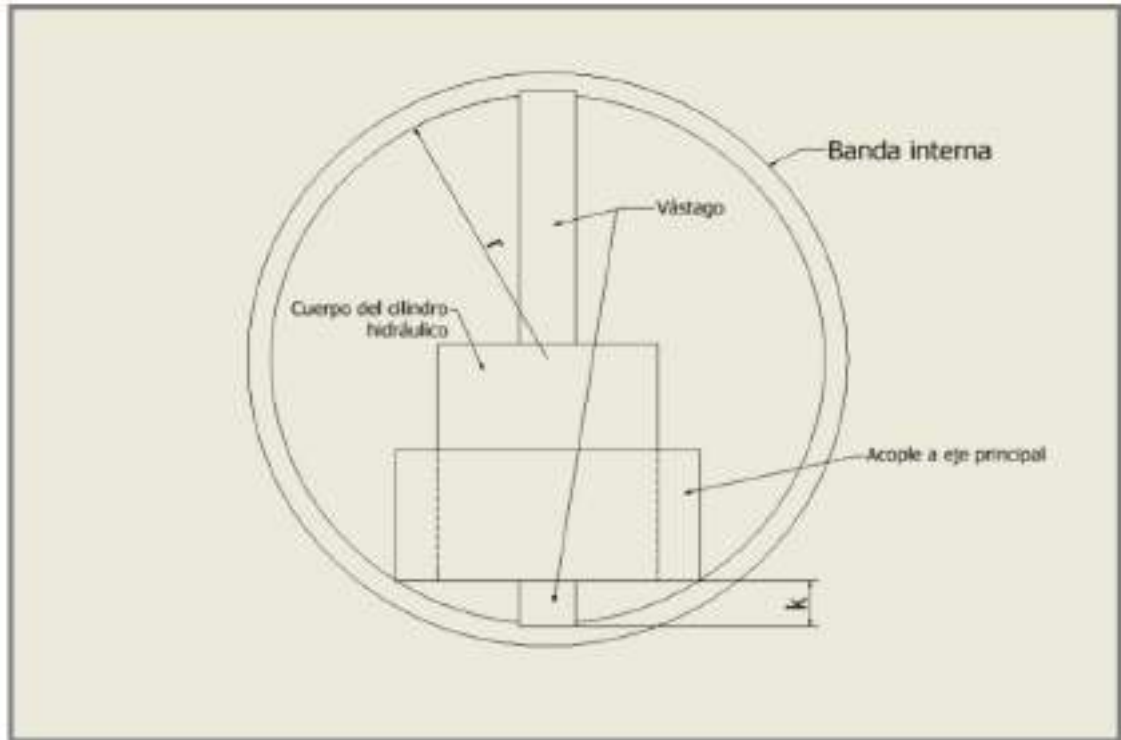


Figura D.1 - Esquema representativo de posible situación límite de contacto entre el acople y la banda interna. Fuente: elaboración propia.

Expresando la ecuación de una circunferencia en coordenadas cartesianas.

$$x^2 + y^2 = r^2 \quad (D.1)$$

La situación presentada en la figura D.1 permite determinar el mínimo radio que habilite la totalidad del recorrido.

$$\left(\frac{B}{2}\right)^2 + (-r + k)^2 = r^2 \quad (D.2)$$

Se estima un ancho $B=110$ [mm] considerando un cierto espacio para las columnas y un dispositivo para medir distancias LVDT seleccionado (se mostrará en una sección propia del tema).

$$(55)^2 + (-r + 7,5)^2 = r^2 \quad (D.3)$$

$$r > 205,42 \text{ [mm]} \quad (D.4)$$

Lo que supone tuberías comerciales de gran tamaño superiores al tamaño de la banda externa. La alternativa es descartada, se utilizará una banda interna rectangular en su lugar.

Apéndice E - Posicionamiento neutro de banda de profundidad interna

Para lograr un movimiento de ± 25 [mm] de excentricidad entre la banda exterior e interior se requiere que en el posicionamiento neutro (0 [mm]) el centro del cilindro lineal sea coincidente con el eje principal.

$$h_e = \frac{\text{Largo del cuerpo del cilindro}}{2} + \text{espesor de chapa} \quad (\text{E.1})$$

Apéndice F - Dimensionamiento de columnas de banda interna ante carga máxima

La porción del peso de la banda sostenido por el cilindro hidráulico lineal (F_v) genera un esfuerzo de corte sobre las columnas.

$$F_t = F_v * \text{sen}(20^\circ) \quad (F.1)$$

Los esfuerzos por rozamiento sobre la banda se traducen en esfuerzos de corte soportados por las columnas. Si bien la rueda es cónica y esto provoca que exista un movimiento con deslizamiento parcial, el máximo esfuerzo sobre el elemento se produciría en caso de una rodadura total, este caso resulta ser más sencillo de analizar y de carácter conservador. Donde la fuerza de fricción adopta la siguiente forma.

$$F_r = \mu_r * N \quad (F.2)$$

Se estiman coeficientes de fricción entre aceros de bajo carbono y distintos tipos de suelos cohesivos con composiciones de limo, arena y arcillas, los valores de fricción estática máxima rondan las 0,62 unidades. Debido a que el dato utilizado para el diseño no pertenece a experimentación sobre suelos locales (composición), y se ignora en gran medida en la bibliografía la influencia de la humedad, se propone un coeficiente de seguridad $s=1,2$. [19]

$$F_{roce} = 0,62 * 1,20 * (F_p - F_v) \quad (F.3)$$

Es de destacar que en la mayoría de los casos la banda se encontrará en contacto con rastrojo y no el suelo, donde los coeficientes de fricción rondan las 0,30 unidades. A pesar de ello, en ocasiones puede darse un contacto con el suelo, razón para considerar dicho caso como parámetro de diseño.

En la alternativa planteada existen dos columnas funcionando como guías en la dirección deseada. Los esfuerzos sobre las columnas serán denominados R_1 y R_2 .

$$F_{ap-1} = \frac{F_{corte}}{2} \quad (F.4)$$

$$F_{ap-2} = \frac{F_{roce}}{2} \quad (F.5)$$

Debido a que los esfuerzos se encuentran en cuadratura es posible determinar un esfuerzo equivalente

$$F_{ap-equivalente} = \sqrt{R_1^2 + R_2^2} \quad (F.6)$$

Se analizará aquel caso donde el esfuerzo equivalente sea mayor, resultando

$$F_{ap-eg-máx} = 48,10 [N] \quad (F.7)$$

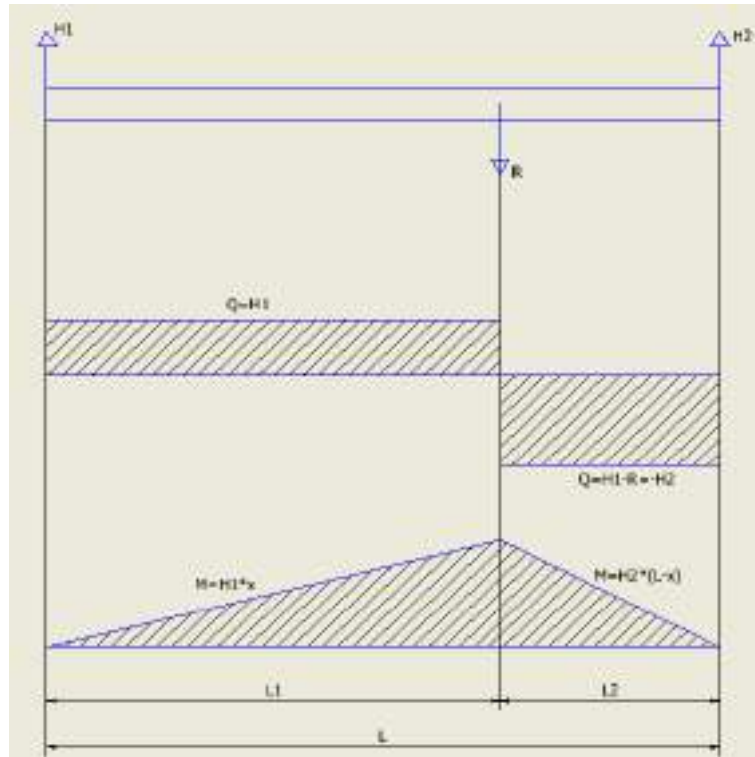


Figura F.1 - Diagrama de esfuerzos sobre columnas. Fuente: elaboración propia.

El momento flector máximo resulta

$$M_f^{m\acute{a}x} = H_1 * L_1 = \frac{R}{L} * L_2 * L_1 = \frac{R}{L} * (L - L_1) * L_1 \quad (F.8)$$

Se deriva miembro a miembro e iguala a cero buscando la posición del cilindro hidráulico más desfavorable para las columnas (fuerza "R")

$$\frac{dM_f^{m\acute{a}x}}{dL_1} = R - 2 * \frac{R}{L} * L_1 = 0 \quad (F.9)$$

Por lo que, el caso de máximo esfuerzo flexionante corresponde con

$$L_1 = \frac{L}{2} \quad (F.10)$$

La longitud estimada de las varillas luego de definir la banda de profundidad corresponde con $L = 180$ [mm].

$$M_{eq}^{m\acute{a}x} = \frac{48,10 * 180}{4} = 2164,50 \text{ [N * mm]} \quad (F.11)$$

Tabla F.1 - Propiedades de acero SAE 1010. Fuente: elaboración propia.

Límite elástico mínimo	190 [MPa]
Resistencia a la tracción	350 [MPa]
Módulo de elasticidad	190 [GPa]
Coeficiente de Poisson	0,29
Límite a la fatiga	125 [MPa]
Elongación a la rotura	22% - 31%

La normativa impone que la tensión admisible a utilizar en cálculos será el menor de los siguientes valores:

$$0,35 \sigma_{rotura} \text{ (rotura por tracción)} \quad (F.12)$$

$$0,60 \sigma_{fluencia} \text{ (fluencia por tracción)} \quad (F.13)$$

Resultando para el material elegido

$$\sigma_{adm} < 0.35 * 350 = 122,50 \text{ [MPa]} \quad (F.14)$$

$$\sigma_{adm} < 0.60 * 190 = 114,00 \text{ [MPa]} \quad (F.15)$$

$$\sigma_{adm} = 114,00 \text{ [MPa]} \quad (F.16)$$

Reemplazando valores en la ecuación (3.7.1)

$$D_e \geq \sqrt[3]{\frac{32}{\pi * 114,00} * 4 * 2164,50} = 9,18 \text{ [mm]} \quad (F.17)$$

Se tomará un diámetro de 12 [mm] ante cálculos a la fatiga del siguiente anexo.

Apéndice G - Dimensionamiento de columnas de banda interna ante fatiga

Factores de corrección ante límite a la fatiga

Factor de superficie k_a

Las superficies de una muestra de viga rotativa están muy pulidas. El factor de superficie depende del acabado superficial y de la resistencia a la tracción del material, resulta como buena estimación considerar la ecuación G.1. [10]

$$k_a = a * S_{ut}^b \quad (G.1)$$

Considerando S_{ut} la resistencia última del material. Los coeficientes "a" y "b" recomendados para un acabado superficial de laminado en caliente se muestran en la siguiente tabla

Tabla G. 1 - Propiedades de acero SAE 1010. Fuente: elaboración propia.

Factor "a" [MPa]	Exponente "b"
4,51	-0,265

$$k_a = 4,51 * 350^{-0.265} = 0,95 \quad (G.2)$$

Factor de tamaño k_b

El factor de tamaño para cargas no axiales se estima de la siguiente forma

$$k_b = \left(\frac{d_e}{0,3}\right)^{-0,107} \quad \text{para } 0,11'' \leq d \leq 2'' \quad (G.3)$$

Considerando para barras circulares no rotativas un diámetro equivalente

$$d_e = 0,37 * d = 2,96 [mm] = 0,117'' \quad (G.4)$$

Siendo

$$k_b = (0,117/0,30)^{-0,107} = 1,06 \quad (G.5)$$

Factor de tipo de carga k_c

Para casos de carga flexionante pura resulta unitario.

Factor de temperatura k_d

Temperaturas de operación menores al ambiente pueden significar una fractura frágil, sin embargo, no resultan relevantes las temperaturas máximas trabajadas ($Temperatura < 50^\circ$)

Factor de confiabilidad k_e

La mayoría de los datos que se reportan de resistencia a la fatiga son valores medios. La realidad difiere de ellos presentando una dispersión a su alrededor. Por lo tanto, un factor de confiabilidad es necesario.

$$k_e = 1 - 0,08 * z_\alpha \quad (G.6)$$

Tabla G. 2 - Confiabilidad. Fuente: [10].

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

Buscando una alta confiabilidad de la maquinaria se propone un factor de confiabilidad del 99,99%.

$$k_e = 0,70 \quad (G.7)$$

Factor de efectos varios k_f

Los límites de fatiga de las piezas que están hechas de láminas o barras laminadas o trefiladas, así como las piezas que se forjan, pueden verse afectadas por las denominadas características direccionales de la operación. Las piezas laminadas o estiradas, por ejemplo, tienen un límite de resistencia en la dirección transversal que puede ser de 10 a 20 por ciento menos que el límite de resistencia en la dirección longitudinal. Sin embargo, la fatiga posible se produce en el sentido axial.

$$k_f = 1 \quad (G.8)$$

Finalmente reemplazando los valores obtenidos:

$$S_e' = S_e * \prod_a^f [k_i] = 125 * [0,95 * 1,06 * 0,70] = 88,11 [MPa] \quad (G.9)$$

Considerando el punto más exigido de la figura D se realiza la verificación por Soderberg

$$d > \sqrt[3]{\frac{32 * 4}{\pi * S_y} (M_m + \frac{S_y}{S_e'} M_a)} \quad (G.10)$$

Reemplazando valores y estimando un factor de seguridad $s=4$ debido a las condiciones de incertidumbre moderada en relación a las propiedades del material y naturaleza de la carga, sin embargo, considerando choques moderados.

$$d > \sqrt[3]{\frac{32 * 4}{\pi * 190} (1082,25 + \frac{190}{88,11} 1082,25)} = 9,01 [mm] \quad (G.11)$$

Se mantiene el diámetro de columna seleccionado en el anterior anexo (12 [mm]).

Apéndice H - Selección de largo adecuado de la punta de eje

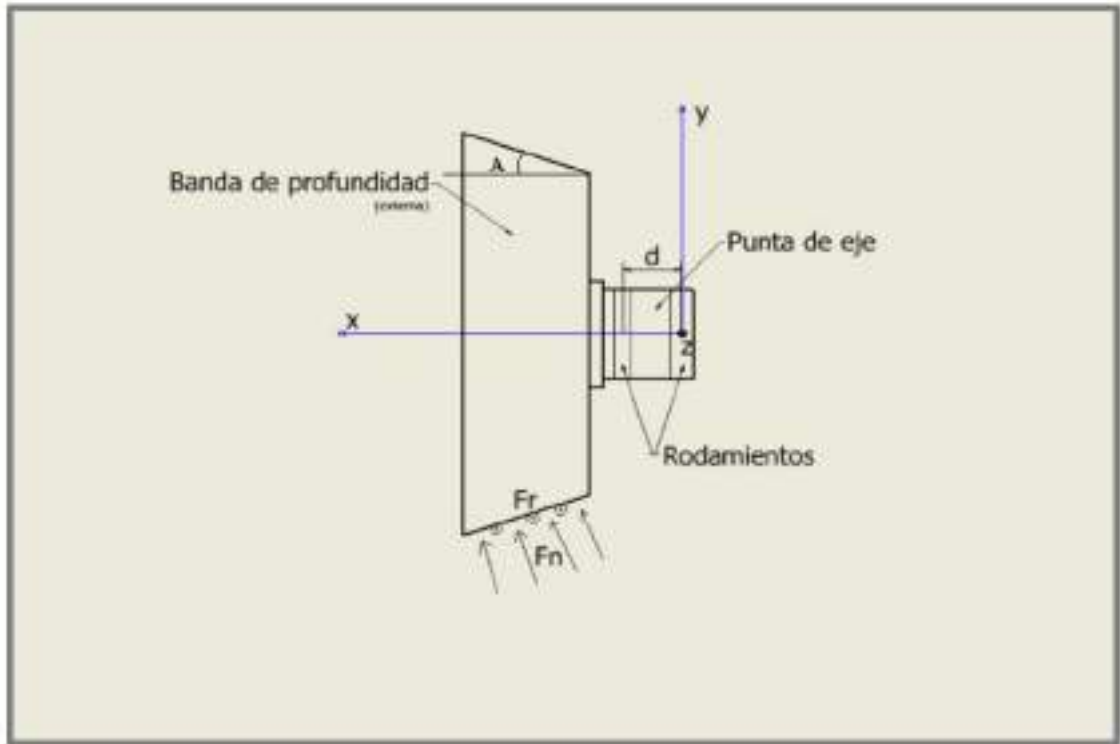


Figura H. 1 - Diagrama simplificado y sistema referencial utilizado para determinación de distancia "d".
Fuente: elaboración propia.

La representación vectorial de los esfuerzos y distancias se presentan a continuación.

$$F_{ap-rodamiento-1} = [0; V_{1y}; V_{1z}] \quad (H.1)$$

$$d_{rodamiento-1} = [0; 0; 0] \quad (H.2)$$

El esfuerzo en el eje "x" resulta nulo. Serán ajustados con juego al eje, su posición axial es fijada por anillos Seeger (DIN 472). Análogamente para el segundo rodamiento se obtiene:

$$F_{ap-rodamiento-2} = [0; V_{2y}; V_{2z}] \quad (H.3)$$

$$d_{rodamiento-2} = [d; 0; 0] \quad (H.4)$$

El primer esfuerzo externo soportado durante el funcionamiento nominal corresponde con el peso. Entendiéndose d_0 como la distancia mínima entre el segundo rodamiento y la banda externa. Los esfuerzos axiales a los rodamientos son compensados por el eje de unión (y varilla roscada).

$$F_{externa-1} = [F_n * \text{sen}(A); F_n * \text{cos}(A); 0] \quad (H.5)$$

$$d_{externa-1} = \left[d + \frac{\text{Ancho de banda}}{2} + d_0; -\text{Radio}_{medio}; 0 \right] \quad (H.6)$$

El segundo esfuerzo que existe es de rozamiento, pero los rodamientos no compensan el momento rotativo consecuente, por ello la distancia se ve modificada con respecto al caso anterior.

$$F_{externa-2} = [0; 0; F_r] \quad (H.7)$$

$$d_{externa-2} = \left[d + \frac{\text{Ancho de banda}}{2} + d_0; 0; 0 \right] \quad (H.8)$$

Por sumatoria de fuerzas de Newton se debe cumplir que

$$F_{neta} = \bar{0} = [0; V_{1y} + V_{2y} + F_n * \cos(A); V_{1z} + V_{2z} + F_r] \quad (H.9)$$

Es posible obtener un segundo par de ecuaciones al realizar la sumatoria de torques

$$M_x = 0 \quad (H.10)$$

$$M_y = -V_{z2} * d - F_r * \left(d + \frac{\text{Ancho de banda}}{2} + d_0 \right) = 0 \quad (H.11)$$

$$M_x = d * V_{y2} + \left(d + \frac{\text{Ancho de banda}}{2} + d_0 \right) * F_n * \cos(A) + \text{Radio}_{medio} * F_n * \sin(A) = 0 \quad (H.12)$$

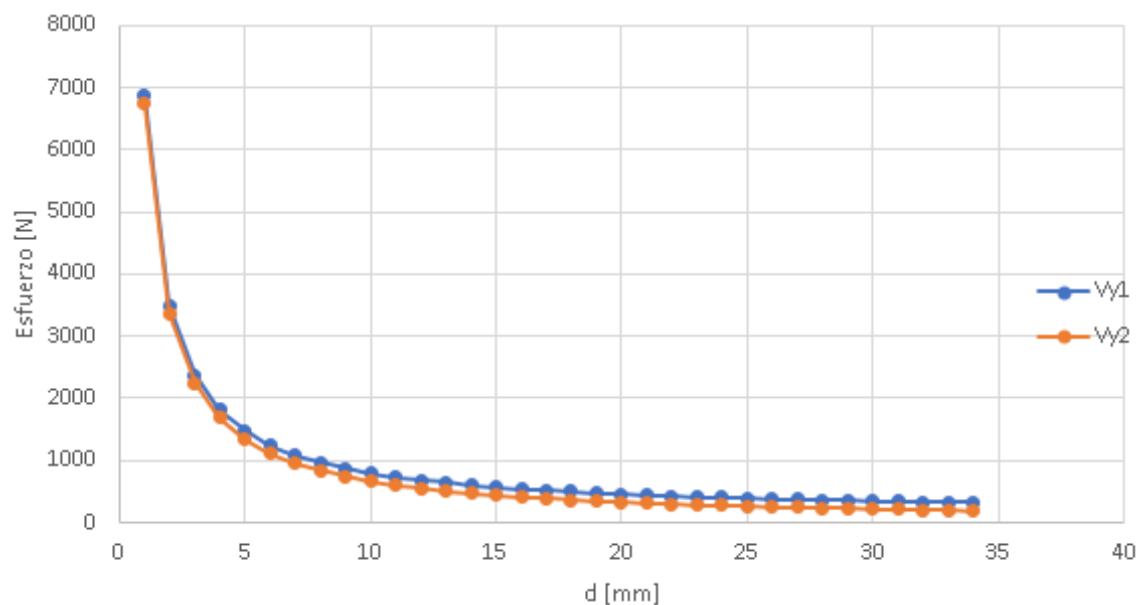


Figura H.2 - Esfuerzos vs distancia "d" en el caso "fuera de servicio". Fuente: elaboración propia.

Nota. La situación graficada corresponde con esfuerzos máximos según la distancia “d” ante un funcionamiento normal.

Se tomó como solución de compromiso un valor de $d=22$ [mm]. Más allá de dicho valor no se obtienen mejoras considerables.

$$V_{y1} = 355,56 [N] \quad (H.13)$$

$$V_{y2} = -456,52 [N] \quad (H.14)$$

Apéndice I - Dimensionamiento de eje de unión entre bandas

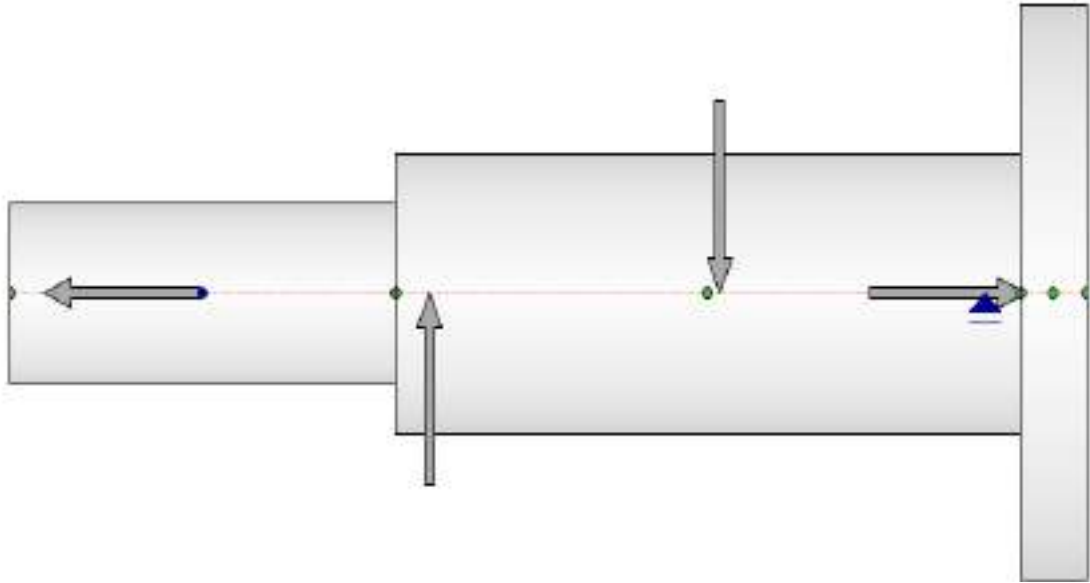


Figura I.1 - Diagrama simplificado. Fuente: elaboración propia.

Nota. Se simplifica el apoyo, simplificando cálculos, la diferencia no es grande. Se considera que la totalidad del momento flector es soportado por el eje (realmente parte del mismo será transmitido por el rodamiento axial interno, se supone es pequeña esa transmisión)

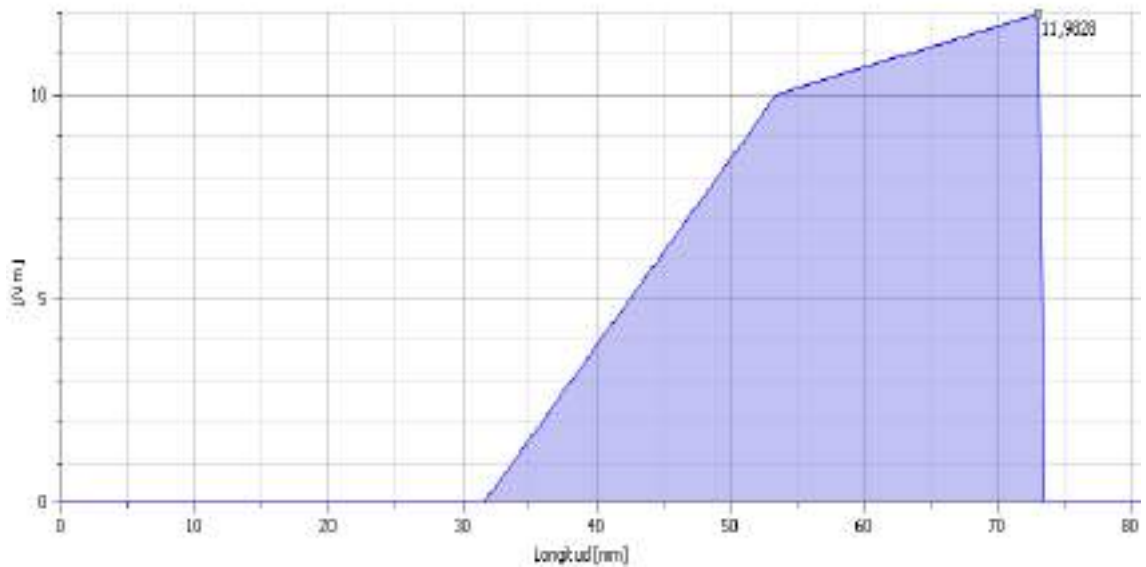


Figura I.2 - Momento flector. Fuente: elaboración propia.

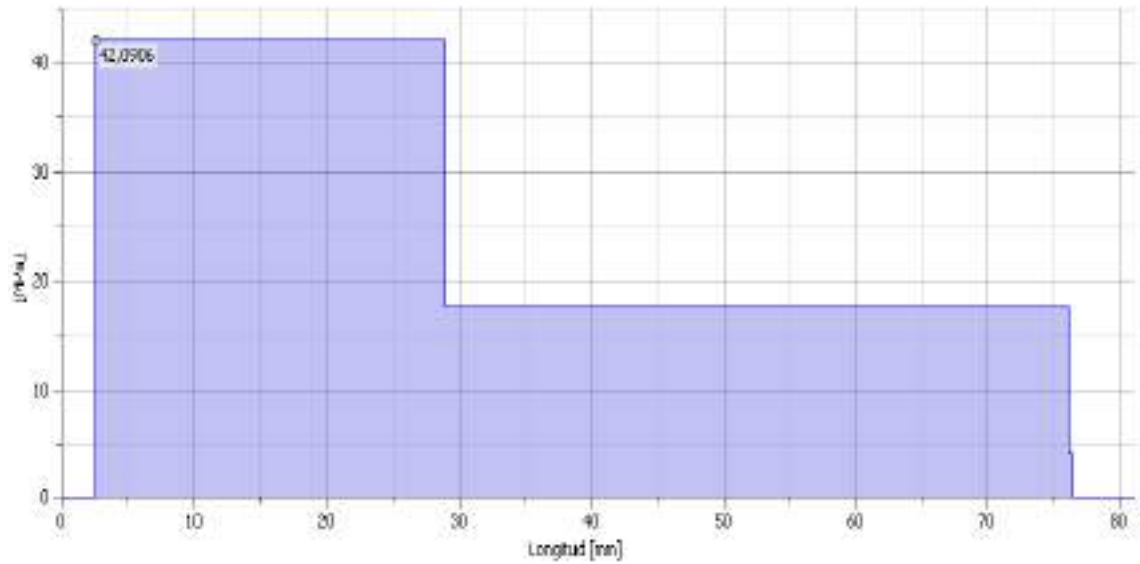


Figura 1.3 - Tensión normal. Fuente: elaboración propia.

Se observa el máximo momento flector en la posición del apoyo contra la banda interna. Considerando una verificación ante carga máxima utilizando un eje macizo. El material propuesto es un SAE 1010.

Sabiendo que los esfuerzos estáticos nominales en el eje corresponden con

$$\sigma_{axial} = K_{flector} \frac{32M_{flector}}{\pi d^3} + K_{axial} \frac{2 * F_{axial}}{\pi d^2} \quad (1.1)$$

Los concentradores de esfuerzos por escalón se muestran en la Figura I.4.

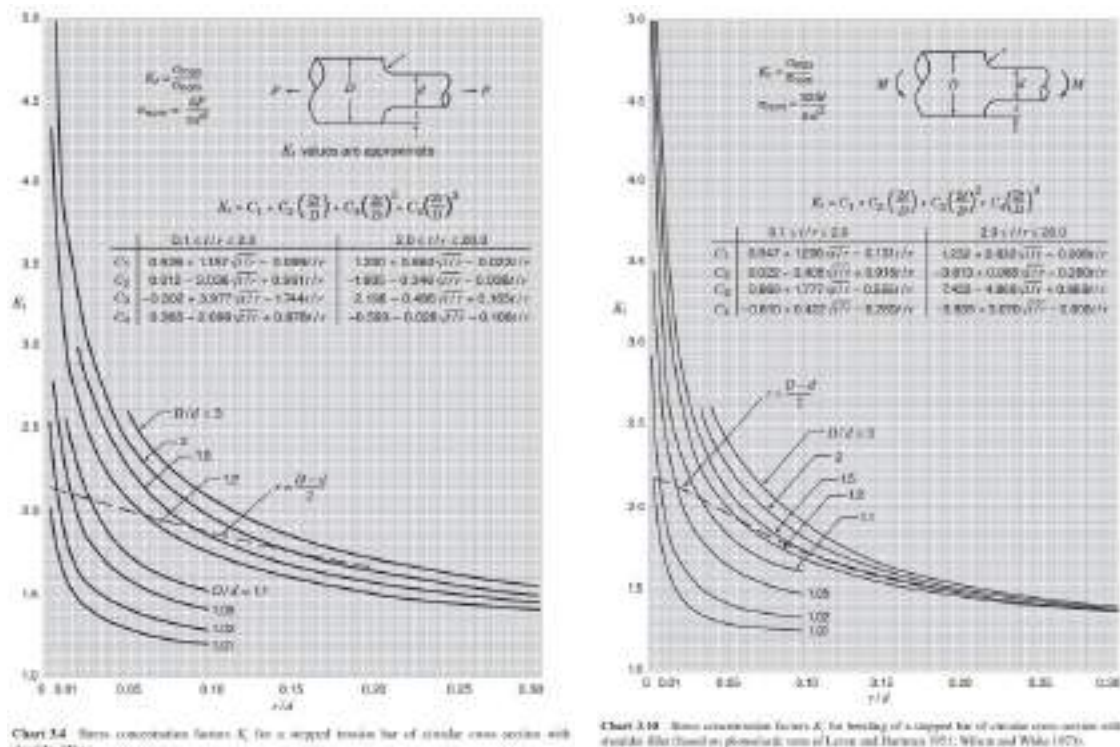


Figura I.4 - Concentradores de tensión. Fuente: [18].

Estimando un radio de acuerdo $r = 5,7$ [mm]

$$\frac{r}{d} = 0,3 \quad (1.2)$$

$$\sigma_{axial} = 1,5 \frac{32 * 12}{\pi \frac{17}{1000}^3} + 1,5 \frac{2 * 4000}{\pi \frac{17}{1000}^2} = 50,54 \text{ [MPa]} \quad (1.3)$$

$$FS = \frac{190}{50,54} = 3,76 \quad (1.4)$$

Para diseñar ante fatiga se consideran los esfuerzos límite aplicados de forma nominal

$$\sigma_{axial-m\acute{a}x} = 50,54 \text{ [MPa]} \quad \sigma_{axial-m\acute{i}n} = 0 \text{ [MPa]} \quad \sigma_{axial-med} = 25,27 \text{ [MPa]} \quad (1.5)$$

En base a Soderberg.

$$\frac{25,27}{190} + \frac{25,27}{70,86} < 1 \quad (1.6)$$

Considerando como coeficientes de Marín.

$$k_a = 0,95.$$

$$k_b = 1,02 \text{ (diámetro equivalente de } 6,29 \text{ [mm])}.$$

$$k_c = 0,85 \text{ (por tratarse de una carga axial).}$$

$$k_d = 1.$$

$$k_e = 0,702 \text{ (confiabilidad del } 99,99\%).$$

Los valores obtenidos se consideran razonables, considerando que el factor de seguridad $FS=3,76$ ante carga máxima teniendo en cuenta posibles impactos con pequeñas rocas y presenta vida infinita ante las cargas nominales. Se estima un costo de materia prima de 0,7 USD.

Apéndice J - Determinación de brazo de palanca principal

Cálculos simplificados previos a simulación

El brazo de palanca principal debe poder soportar los 424 [Nm] del actuador rotativo. Se desprecian eventuales esfuerzos axiales.

$$\sigma_{xx} = M_f \frac{y}{I} \quad (J.1)$$

Suponiendo un espesor de chapa comercial de 8 [mm] para disminuir la cantidad de espesores distintos necesarios y una sección cuadrada. Se determinará la sección necesaria teniendo en cuenta un factor de seguridad $s=3$ y un acero SAE 1040 (laminado en caliente) (misma chapa que la del acople de unión).

$$\sigma_{xx} = M_f \frac{6}{H^2 b} \quad (J.2)$$

$$\frac{290}{3} = 424\,000 \frac{6}{h^2 8} \rightarrow H \approx 57,36 \text{ [mm]} \quad (J.3)$$

Existen chaveteros y cambios de sección. Se estima un efecto poco relevante ante cálculos. Se simulará el resultado final a modo de verificación de dichas zonas. Ante momentos elevados y diámetros pequeños se utiliza un acople tipo spline (provisto por el fabricante) de 10 dientes con el fin de evitar deformaciones plásticas en la unión.

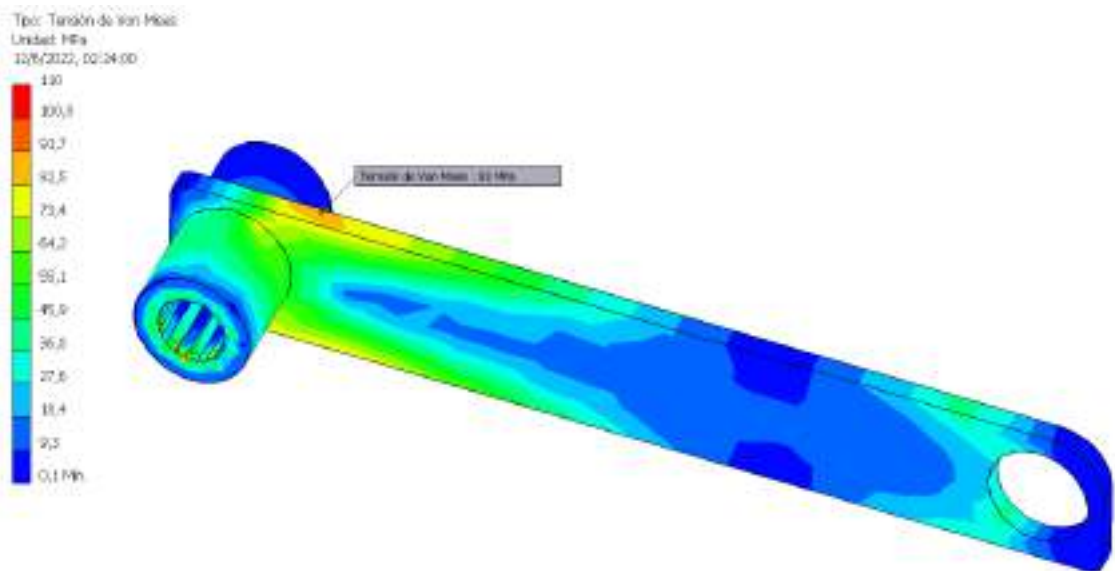


Figura J. 1 - Resultado de simulación de esfuerzos. Fuente: elaboración propia.

Se observan esfuerzos en el orden de los 80 [MPa]. Con excepción de aquellas zonas angulosas del acople “spline”

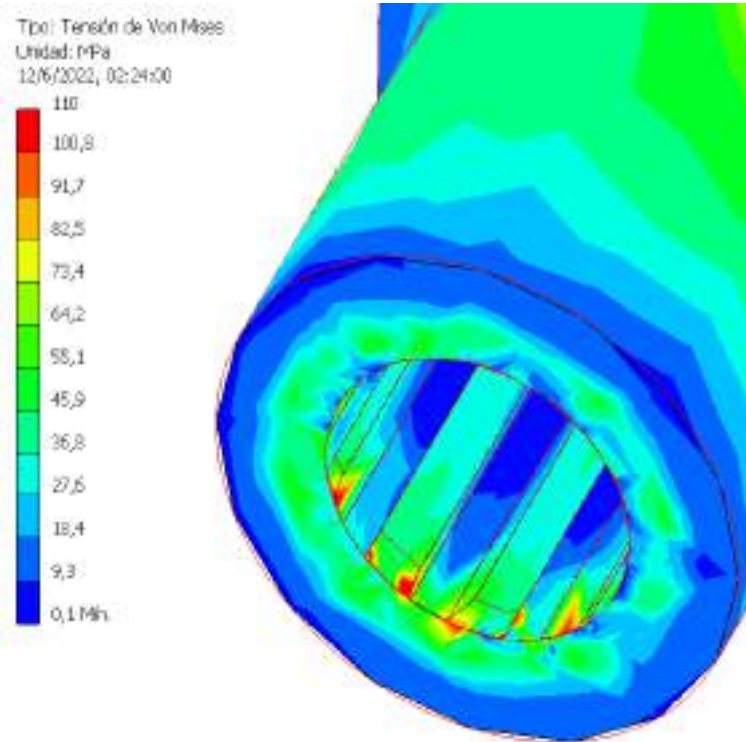


Figura J.2 - Resultado de simulación de esfuerzos (ampliación). Fuente: elaboración propia.

El tipo de acople es el recomendado por el fabricante, modificar el tipo de acople implicaría modificar el cilindro hidráulico provisto por el fabricante. El diseño se basa en los máximos momentos flectores, no se espera que se alcancen dichos valores, por lo cual se consideran aceptables los resultados obtenidos. Efectivamente se comprueba que $s = 3,5$ en las simulaciones realizadas.

No se considera necesario un análisis a la fatiga al diseñar ante máximos esfuerzos flectores posibles. Dichos valores corresponden con valores máximos de momento flector que solo serán utilizados durante la marcha hacia fuera de servicio (levantando). Generalmente durante el funcionamiento los esfuerzos esperados son sumamente pequeños, el peso de la maquinaria es cercano al necesario para el correcto funcionamiento (contactos). Se estima un precio de 7,4 USD.

Se requiere un rodamiento de apoyo para el brazo de palanca, evitando así que se encuentre en voladizo.

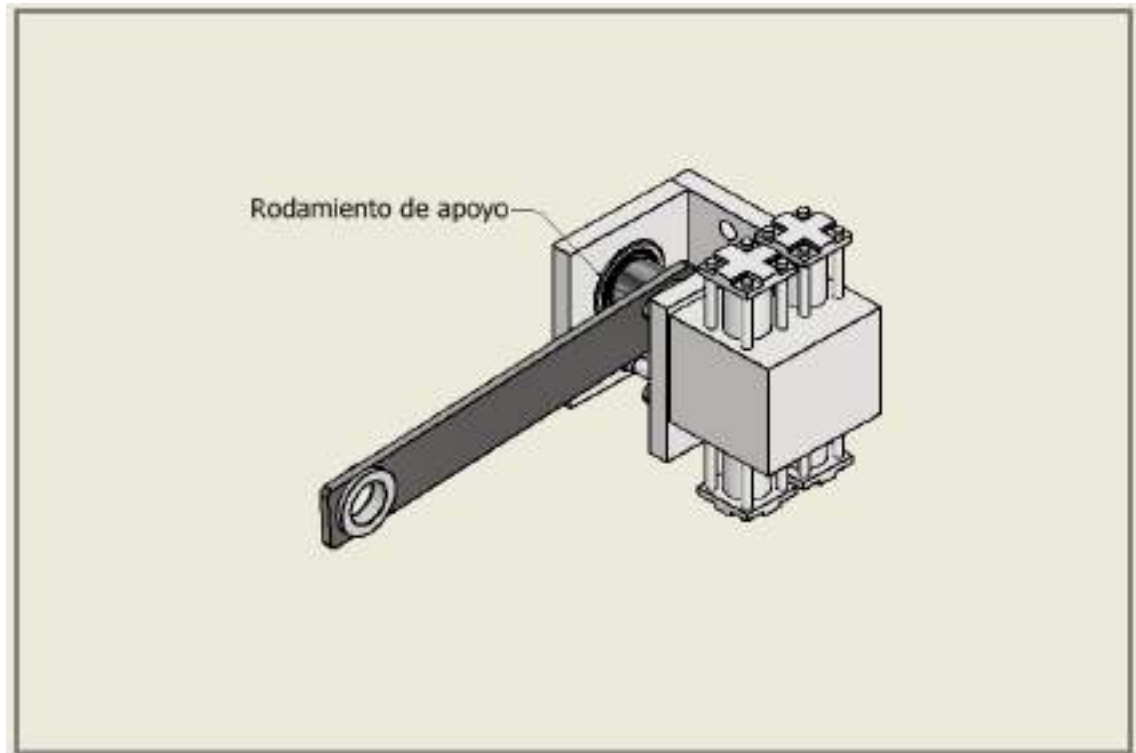


Figura J.3 - Apoyos. Fuente: elaboración propia.

Se selecciona el rodamiento para la aplicación en función del diámetro del eje. Las capacidades son suficientes desde el punto de vista de la vida útil obtenida.

Tabla J.1 - Dimensiones del rodamiento rígido de bolas. Fuente: elaboración propia.

Designación	Dimensiones principales			Capacidad dinámica [kN]	Capacidad estática [kN]
	31,75	69,85	17,462		
RLS 10	31,75	69,85	17,462	22,5	13,2

El precio estimado es de 5 USD de utilizarse marcas alternativas.

Apéndice K - Verificación ante el corte de chavetas utilizadas

Considerando que el esfuerzo de corte actúa sobre el plano de la chaveta que es tangente al diámetro del acople, la tensión admisible corresponde con $\tau_{adm} = \frac{\tau_{fl}}{s}$.

$$L_o = \frac{M_{flector} * s}{R * a * \tau_{fl}} \quad (K.1)$$

Adoptando un momento flector de 100 [Nm]. Para vincular el efecto de tensiones tangenciales y normales, es necesario utilizar una hipótesis de rotura. Las teorías del máximo esfuerzo de corte (Tresca) resultan aceptables para el diseño basado en materiales dúctiles como el acero.

$$\tau_{fl} = 0,5 * \sigma_f \quad (K.2)$$

Estimando $a=0,25$ veces el diámetro del eje ($D_e=20$ [mm]) y considerando un factor de seguridad $s=3$ se determina la mínima longitud como:

$$L_o = \frac{M_f * s}{D_e^2 * 0,5 * \sigma_f} = \frac{100 [Nm] * 3}{20[mm]^2 * 0,5 * 190[MPa]} \approx 8 [mm] \quad (K.3)$$

Apéndice L - Consumo de fluido hidráulico

La limitación del consumo de los actuadores hidráulicos requiere válvulas de caudal constante. La decisión de los consumos se basa en la precisión de funcionamiento perseguida.

El área de flujo declarada en el apéndice B de los actuadores lineales es de $A_{\perp} = 236 [mm^2]$. Se considera un caudal $Q = \frac{1}{38} [\frac{l}{min}]$ para el par de actuadores lineales. Los ciclos de activación de las válvulas son de un segundo, por lo tanto, en ese periodo de tiempo deben lograrse desplazamientos menores al milímetro. Es posible determinar una estimación en cuanto a la velocidad de actuación:

$$Velocidad * A = Q \quad (L.1)$$

Se esperan velocidades máximas de $0,93 [\frac{mm}{s}]$. Evitándose así oscilaciones del sistema debido a la exactitud propuesta.

Análogamente en el caso del actuador rotativo por las dimensiones del fabricante se estiman $A = 6532,245 [mm^2]$. Mediante una propuesta de un caudal $Q = \frac{1}{2} [\frac{l}{min}]$ es posible alcanzar velocidades de recorrido $76,54 [\frac{mm}{min}]$, el recorrido de $215,65 [mm]$ del actuador equivale a $90 [^\circ]$ de rotación (a través de un par de cremalleras y un engranaje se obtiene un movimiento rotativo), por lo tanto, se espera un tiempo de ascenso/descenso cercano a $3 [min]$.

Finalmente, el consumo máximo esperado hidráulico es de $\frac{10}{19} [\frac{l}{min*línea}]$.

Apéndice M - Verificación de rosca del eje de unión

La norma VDI 2230 expone un grupo de fórmulas extensas y complejas en donde se relacionan la geometría del tornillo y del agujero, el material, los coeficientes de fricción rosca-rosca y cabeza-asiento permitiendo calcular los esfuerzos máximos admisibles sobre el tornillo. En la ecuación M.1 se presenta una fórmula que permite el cálculo del máximo esfuerzo aceptable (Criterio de falla de Von-Mises considerando máximo esfuerzo sobre el núcleo del tornillo) considerando la presencia simultánea de tensiones de tracción producto de la precarga y de tensiones de corte por torsión en consecuencia del par de apriete y considerando un máximo esfuerzo de 0,9 veces el límite elástico del material [48].

$$F_M = \frac{0,9 \times R_{p0,2} \times \left(\frac{\pi}{4} \times \frac{d_2 + d_3}{2}\right)}{\sqrt{1 + 3 \times \left[1,5 \times \frac{2 \times d_2}{(d_2 + d_3)} \times \left(\frac{Pa}{\pi \times d_2} + 1,155 \times \mu_G\right)\right]}} \quad (M. 1)$$

donde:

$R_{p0,2}$: límite elástico del material (190 [MPa]).

Pa : paso de la rosca (1,5 [mm]).

μ_G : coeficiente de fricción entre roscas (0,8 sin lubricar para unión acero - acero) [49].

d_2 : diámetro primitivo de la rosca (10,865 [mm]).

d_3 : diámetro de núcleo de la rosca (10,106 [mm]).

Al reemplazar los valores en la ecuación M.1 se obtiene $F_M=5122,34$ [N]. Por lo que, los valores propuestos de apriete resultan aceptables para la aplicación.

Apéndice N - Parámetros de diseño referidos al disco del limpiador de hileras

El disco limpiador de hileras es el encargado de llevar adelante la labor de limpieza, se caracteriza por ser mellado de diez dientes. Según declarados al inicio del informe se asumió como parámetro el consumo de potencia de 0,15 [HP] (nominal) por disco al trabajar a velocidades entre 4 $\left[\frac{km}{h}\right]$ a 6 $\left[\frac{km}{h}\right]$.

Para la determinación de esfuerzos relacionados al corte del residuo se estima que el total de la potencia consumida por el disco corresponde con los 0,15 [HP].

$$P_o = F_t * v \quad (N.1)$$

Donde:

P_o : Potencia consumida.

F_t : Fuerza de tracción ejercida sobre el centro disco.

v : Velocidad absoluta de avance del centro del disco.

Reemplazando valores propios del diseño.

$$F_t = \frac{111,885 [W]}{1,39 \left[\frac{m}{s}\right]} = 80,56 [N] \quad (N.2)$$

Por otro lado, el máximo esfuerzo para penetrar en el rastrojo recomendado por el fabricante es de 15 [kgf]=147,15 [N]. Se estima que este esfuerzo es superado por el propio peso del dispositivo. Hasta la sección 3.2.11 (inclusive), considerando el desconocimiento del peso real que tendría el mecanismo se lo estimó en 350 [N], al avanzar en el diseño se comprobó que dicha estimación estaba dentro de los parámetros aceptables (sección 3.2.12).

Apéndice O - Características técnicas de los sensores del sistema

a. Sensor de humedad

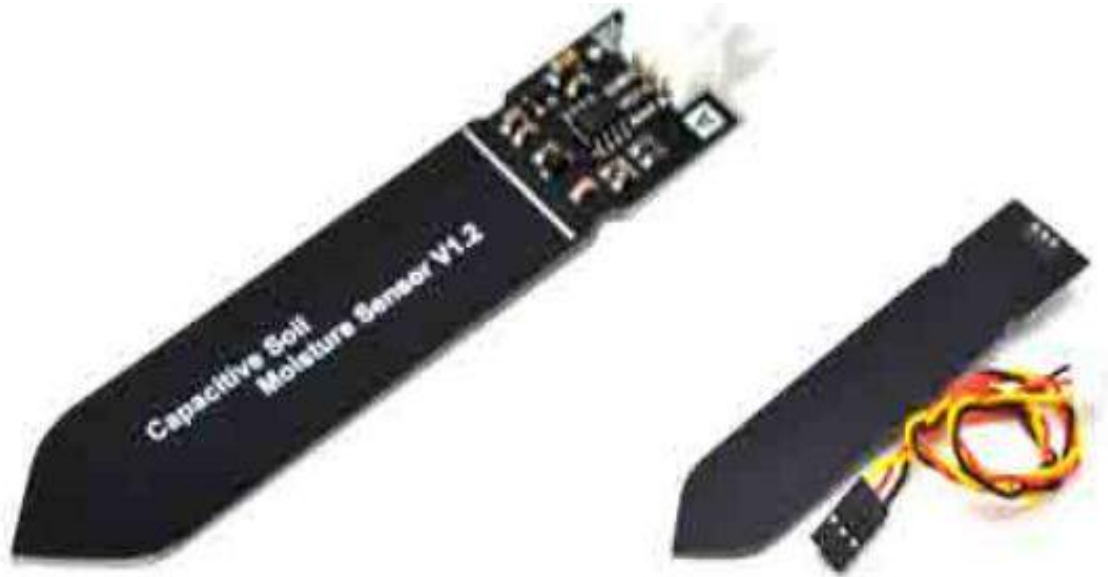


Figura O.1 - Sensor capacitivo de humedad. Fuente: [20].

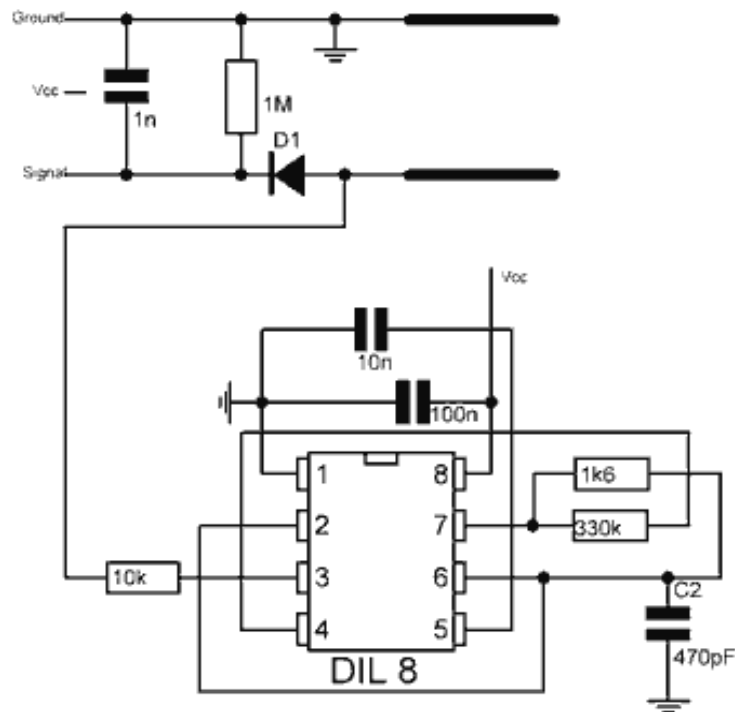


Figura O 2 – Circuito interno del sensor capacitivo de humedad. Fuente: [20].



Figura O.3 – Conexión del sensor. Fuente: [20].

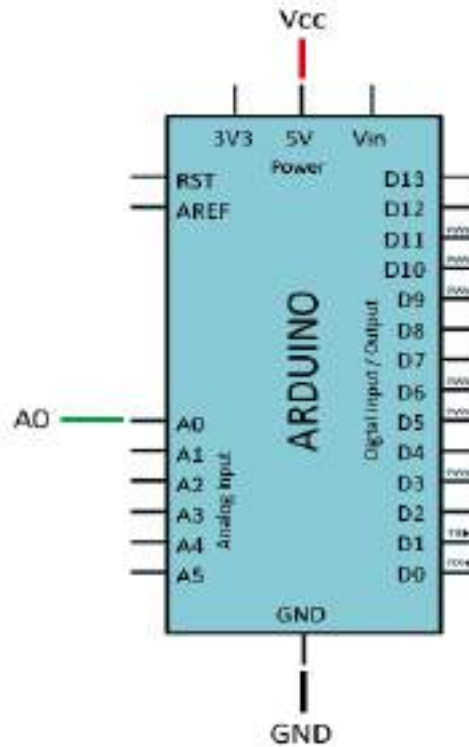


Figura O.4 – Conexión del sensor en la placa Arduino. Fuente: [20].

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

- Voltaje de alimentación: 3.3V - 5V DC
- Corriente operación: 5mA
- Voltaje de la señal de salida: 0 a 5V (Analógico)
- Modelo: capacitive soil moisture sensor v1.2
- Vida útil: 3 años mín.
- Conector: PH2.0-3P
- Incluye: Electrodo y cable jumper hembra
- Dimensiones: 98*23 mm
- Peso: 15 gramos

CONEXIONES

- GND: Tierra (GND 0V)
- VCC: Voltaje de alimentación (3.3V - 5V DC)
- AOUT: Salida analógica

Figura O.5 – Características técnicas del sensor capacitivo. Fuente: [21].

b. Sensor de corriente inyectada

Tabla O.1 - Rangos y sensibilidades de sensor Hall integrado ACS712. Fuente: [26].

Modelo	Rango	Sensibilidad
ACS712ELCTR-05B-T	-5 a 5 A	185 mV/A
ACS712ELCTR-20A-T	-20 a 20 A	100 mV/A
ACS712ELCTR-30A-T	-30 a 30 A	66 mV/A

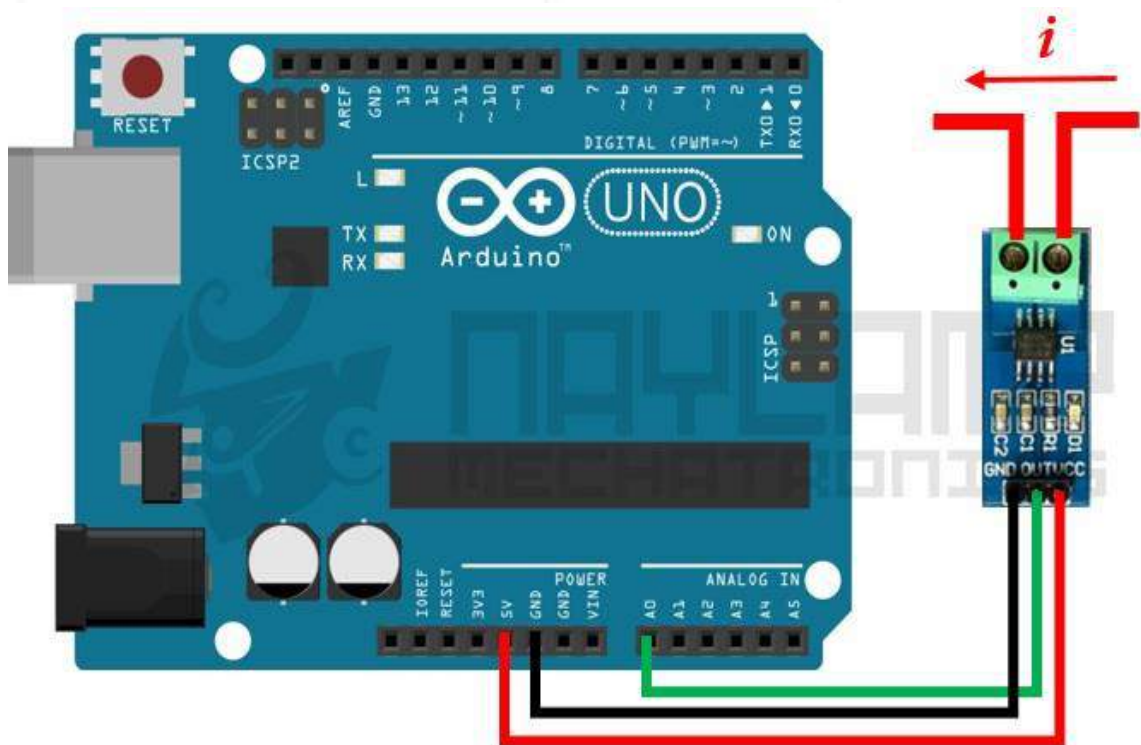


Figura O.6 – Esquema de conexión de sensor ACS712 a Arduino. Fuente: [26].

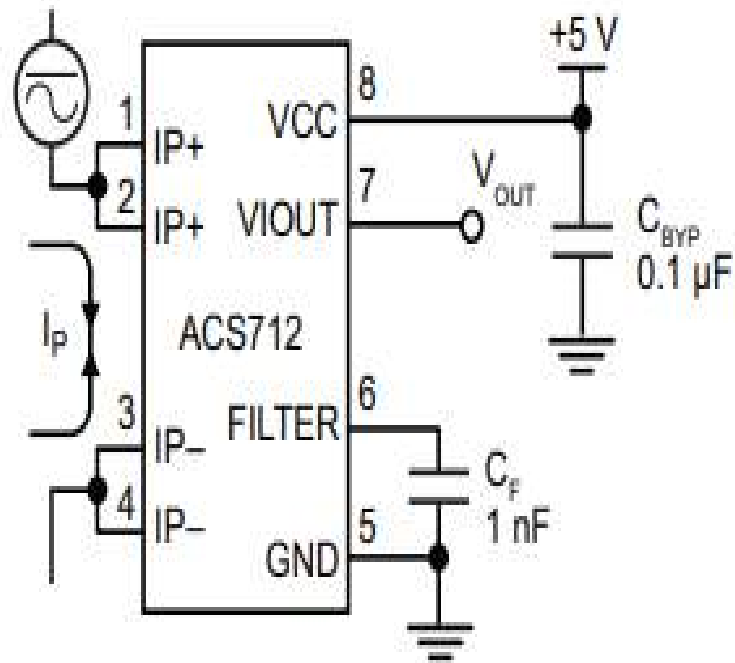
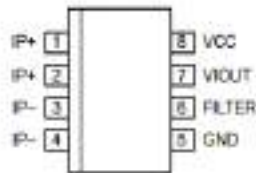


Figura O.7 - Esquema de conexión interno de sensor ACS712. Fuente: [27].

Pinout Diagram



Terminal List

Number	Name	Description
1 and 2	IP+	Terminals for current being sampled; fused internally
3 and 4	IP-	Terminals for current being sampled; fused internally
5	GND	Signal ground terminal
6	FILTER	Terminal for external capacitor that sets bandwidth
7	VIOUT	Analog output signal
8	VCC	Device power supply terminal

Figura O.8 – Detalle de pines de conexión del sensor ACS712. Fuente: [27].

Tabla O.2 – Características técnicas del sensor ACS712. Fuente: [27].

COMMON OPERATING CHARACTERISTICS⁽¹⁾: Over full range of T_A , $C_T = 1$ nF, and $V_{CC} = 5$ V, unless otherwise specified.

Characteristic	Symbol	Test Conditions	Min.	Typ.	Max.	Units
ELECTRICAL CHARACTERISTICS						
Supply Voltage	V_{CC}		4.5	5.0	5.5	V
Supply Current	I_{CC}	$V_{CC} = 5.0$ V, output open	–	10	13	mA
Output Capacitance Load	C_{LOAD}	V _{OUT} to GND	–	–	10	nF
Output Resistive Load	R_{LOAD}	V _{OUT} to GND	4.7	–	–	kΩ
Primary Conductor Resistance	$R_{PRIMARY}$	$T_A = 25^\circ\text{C}$	–	1.2	–	mΩ
Rise Time	t_r	$I_p = I_p(\text{max})$, $T_A = 25^\circ\text{C}$, $C_{OUT} = \text{open}$	–	3.5	–	μs
Frequency Bandwidth	f	–3 dB, $T_A = 25^\circ\text{C}$, I_p is 10 A peak-to-peak	–	80	–	kHz
Nonlinearity	E_{NL}	Over full range of I_p	–	1.5	–	%
Symmetry	E_{SYM}	Over full range of I_p	98	100	102	%
Zero Current Output Voltage	$V_{OUT(0)}$	Bidirectional, $I_p = 0$ A, $T_A = 25^\circ\text{C}$	–	$V_{CC} * 0.5$	–	V
Power-On Time	t_{PO}	Output reaches 80% of steady-state level, $T_A = 25^\circ\text{C}$, 20 A present on leadframe	–	35	–	μs
Magnetic Coupling P1			–	12	–	G/A
Internal Filter Resistance ⁽³⁾	$R_{INTERNAL}$			1.7		kΩ

⁽¹⁾ Device may be operated at higher primary current levels, I_p , and ambient, T_A , and internal leadframe temperatures, T_{LF} , provided that the Maximum Junction Temperature, $T_{J(\text{max})}$, is not exceeded.

⁽²⁾ $I_G = 0.1$ mA.

⁽³⁾ $R_{INTERNAL}$ forms an RC circuit via the FILTER pin.

Tabla O.3 – Características de desempeño del sensor ACS712. Fuente: [27].

x05B PERFORMANCE CHARACTERISTICS⁽¹⁾: $T_A = -40^\circ\text{C}$ to 85°C , $C_T = 1$ nF, and $V_{CC} = 5$ V, unless otherwise specified

Characteristic	Symbol	Test Conditions	Min.	Typ.	Max.	Units
Optimized Accuracy Range	I_p		–5	–	5	A
Sensitivity	Sens	Over full range of I_p , $T_A = 25^\circ\text{C}$	180	185	190	mV/A
Noise	$V_{NOISE(RF)}$	Peak-to-peak, $T_A = 25^\circ\text{C}$, 185 mV/A programmed Sensitivity, $C_T = 47$ nF, $C_{OUT} = \text{open}$, 2 kHz bandwidth	–	21	–	mV
Zero Current Output Slope	$\Delta V_{OUT(0)}$	$T_A = -40^\circ\text{C}$ to 25°C	–	–0.26	–	mV/°C
		$T_A = 25^\circ\text{C}$ to 150°C	–	–0.08	–	mV/°C
Sensitivity Slope	ΔSens	$T_A = -40^\circ\text{C}$ to 25°C	–	0.054	–	mV/A/°C
		$T_A = 25^\circ\text{C}$ to 150°C	–	–0.008	–	mV/A/°C
Total Output Error ⁽²⁾	E_{TOT}	$I_p = \pm 5$ A, $T_A = 25^\circ\text{C}$	–	± 1.5	–	%

⁽¹⁾ Device may be operated at higher primary current levels, I_p , and ambient temperatures, T_A , provided that the Maximum Junction Temperature, $T_{J(\text{max})}$, is not exceeded.

⁽²⁾ Percentage of I_p , with $I_p = 5$ A. Output filtered.

CHARACTERISTIC PERFORMANCE

$I_p = 5$ A, unless otherwise specified

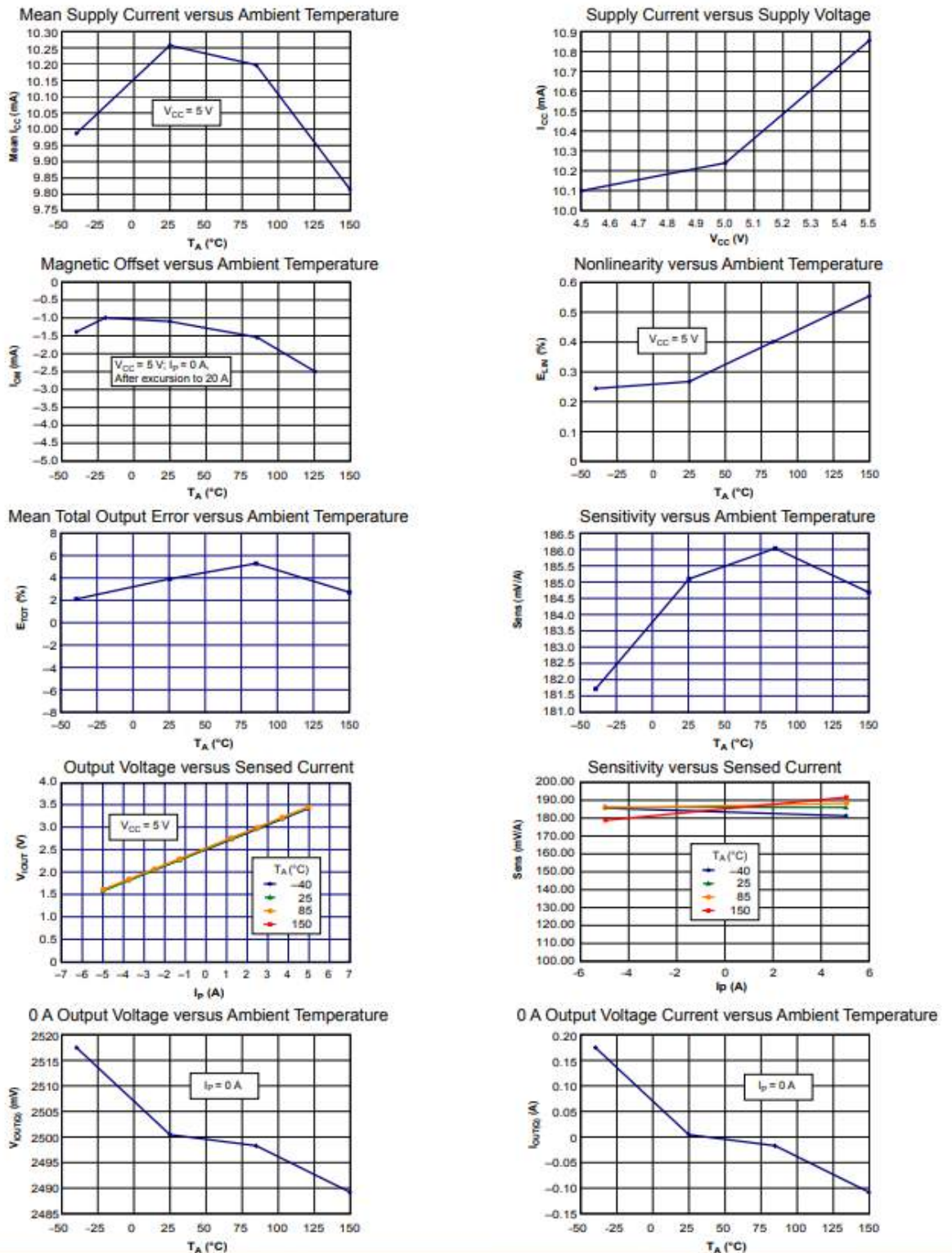


Figura O.9 – Curvas de comportamiento del sensor ACS712-5A. Fuente: [27].

c. Sensor de presión de contacto



Figura O.10 – Sensor de presión de contacto XFL212R. Fuente: [29].

Tabla O.4 - Especificaciones técnicas del sensor de presión de contacto XFL212R. Fuente: [29]

Ranges (FS)	5 N	10 N	20 N	50 N	100 N	200 N	500 N
Ranges (lbf)	1.12	2.25	4.5	11.2	22.5	45	112
Material	Aluminium					Stainless Steel	
Stiffness (N/m)	8.7E+05	1.9E+06	4.2E+06	1.1E+07	2.0E+07	4.0E+07	5.6E+07
Stiffness (lbf/in)	6.0E+04	1.3E+05	2.9E+05	7.5E+05	1.4E+06	2.7E+06	3.8E+06
Sensitivity (FS)	120 mV						150 mV
Specifications							
Power supply	18Vdc						
Overrange Without Damage	2 x FS						
Overrange Without Destruction	3 x FS						
Offset	<±10 mV						
Input Impedance	1500 ohms						
Output Impedance	500 ohms						
Linearity	= ±1% de FEM						
Hysteresis	< ±1% de FEM						
Operating Temperature Range (OTR)	-40°C to +120°C (-40 to 250°F)						
Compensated Temperature Range (CTR)	0°C to +60°C (32 to 140°F)						
Thermal Zero Shift in CTR	< 2% de FEM/50°C						
Thermal Sensitivity Shift in CTR	< 2%/50°C						
Insulation	> 100 Mohms						
Protection Index	IP50						

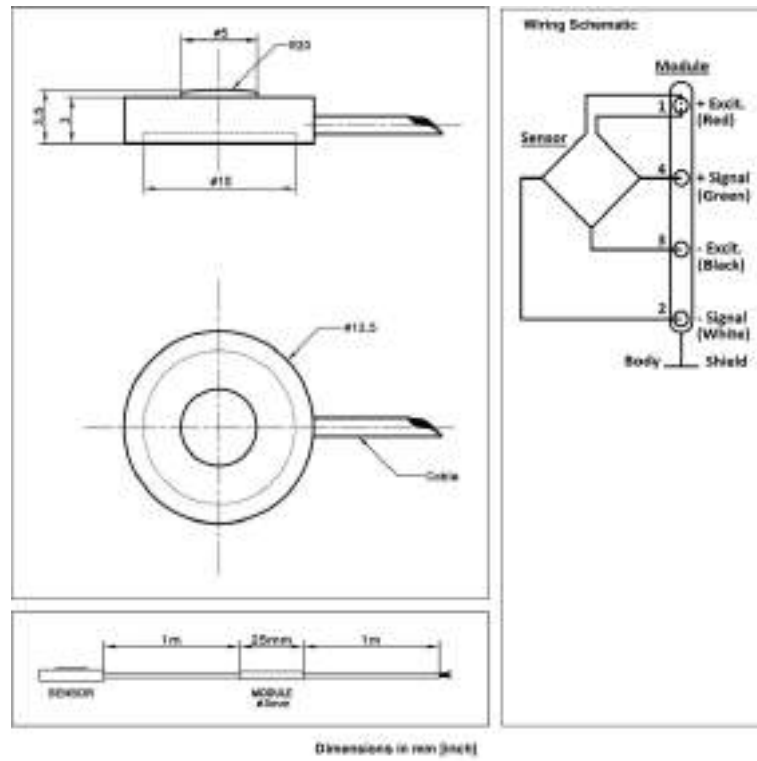


Figura O.11 - Dimensiones del sensor de presión de contacto XFL212R. Fuente: [29]

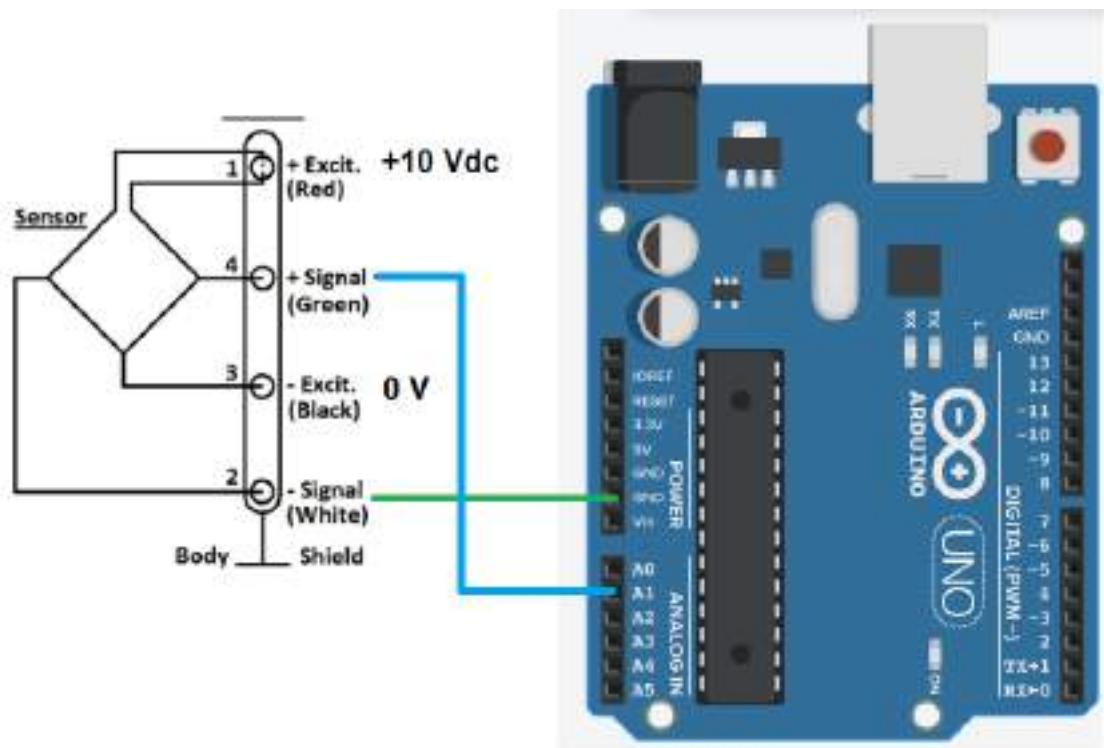


Figura O.12 – Esquema de conexión del sensor de presión de contacto XFL212R. Fuente: elaboración propia.

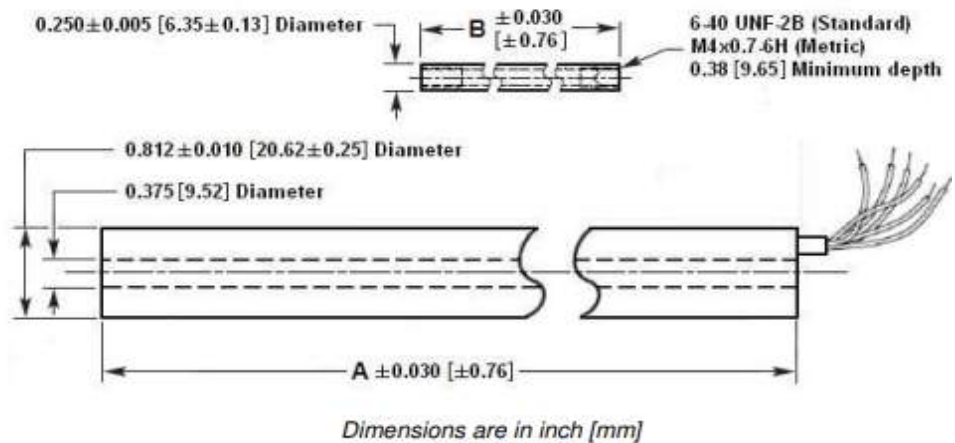
c.1. Alternativa sensor LVDT alimentado a corriente alterna (CA)

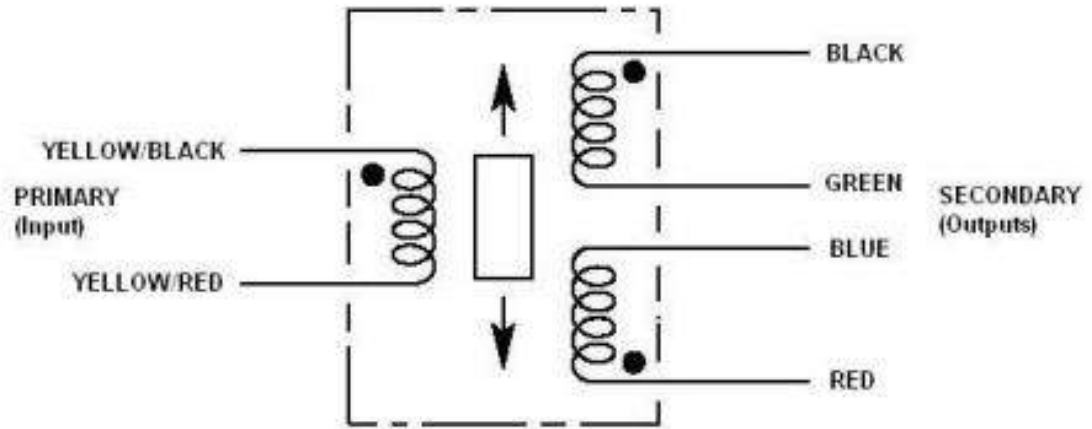
Tabla O.5 - Especificaciones eléctricas del LVDT HR 1000. Fuente: [33]

ELECTRICAL SPECIFICATIONS						
Parameter	HR 050	HR 100	HR 200	HR 300	HR 500	HR 1000
Stroke range	±0.05 [±1.27]	±0.1 [±2.54]	±0.2 [±5.08]	±0.3 [±7.62]	±0.5 [±12.7]	±1 [±25.4]
Sensitivity V/V/inch [mV/V/mm]	5.8 [228]	4.2 [165]	2.5 [98.4]	1.3 [51.2]	0.7 [27.6]	0.39 [15.4]
Output at stroke ends, mV/V (%)	290	420	500	390	350	390
Phase shift	-1°	-5°	-4°	-11°	-1°	-3°
Input impedance (PRIMARY)	430Ω	1070Ω	1150Ω	1100Ω	460Ω	460Ω
Output impedance (SECONDARY)	4000Ω	5000Ω	4000Ω	2700Ω	375Ω	320Ω
Non-linearity						±%
@ 50% stroke	0.10	0.10	0.10	0.10	0.15	0.15
@ 100% stroke (maximum)	0.25	0.25	0.25	0.25	0.25	0.25
@ 125% stroke	0.25	0.25	0.25	0.35	0.35	1.00
@ 150% stroke	0.50	0.50	0.50	0.50	0.75	1.30 (**)
Input voltage	3 VRMS sine wave					
Input frequency	400Hz to 5kHz					
Test frequency	2.5kHz					
Null voltage	0.5% of FRO, maximum					

Tabla O.6 - Dimensiones del LVDT HR 1000. Fuente: [33]

Parameter	HR 050	HR 100	HR 200	HR 300	HR 500	HR 1000	HR 2000	HR 3000	HR 4000	HR 5000
Body length "A"	1.13 [28.7]	1.81 [46.0]	2.50 [63.5]	3.22 [81.8]	5.50 [139.7]	6.63 [168.4]	10.00 [254]	12.82 [325.6]	15.64 [397.3]	17.88 [454.2]
Core length "B"	0.80 [20.3]	1.3 [33.0]	1.65 [41.9]	1.95 [49.5]	3.45 [87.6]	4.00 [101.6]	5.30 [134.6]	5.60 [142.2]	7.00 [177.8]	7.00 [177.8]
Body weight, oz [g]	1.13 [32]	1.69 [48]	2.12 [60]	2.72 [77]	3.85 [109]	4.45 [126]	5.93 [168]	7.94 [225]	10.41 [295]	11.99 [340]
Core weight, oz [g]	0.14 [4]	0.21 [6]	0.28 [8]	0.35 [10]	0.64 [18]	0.74 [21]	0.95 [27]	0.99 [28]	1.27 [36]	1.27 [36]





Connect blue (BLU) to green (GRN) for differential output

Figura O.13 - Conexión eléctrico del LVDT HR 1000. Fuente: [33]

c.2. Alternativa sensor LVDT alimentado a corriente continua (CC)



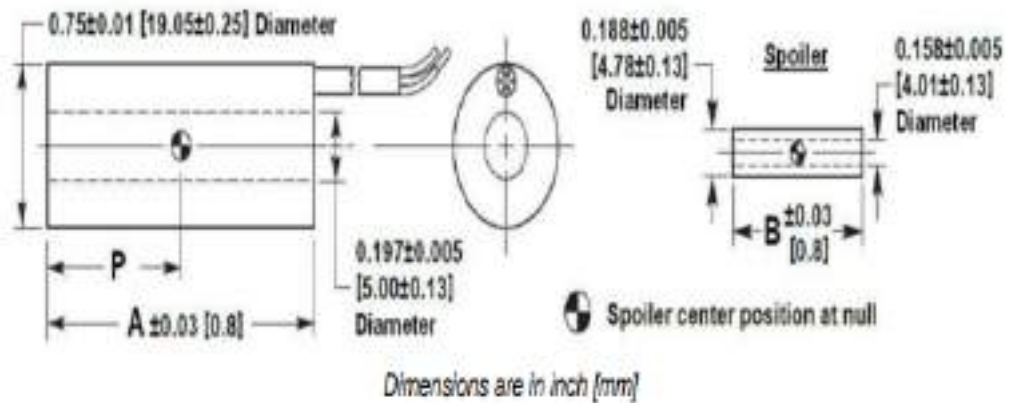
Figura O.14 - Sensor capacitivo de CC LVDT LCIT 1000. Fuente: [34].

Tabla O.7 - Características eléctricas del sensor capacitivo de CC LVDT LCIT 1000. Fuente: [34].

ELECTRICAL SPECIFICATIONS			
Parameter	LCIT 250	LCIT 500	LCIT 1000
Stroke range	0.25 [6.35]	0.5 [12.7]	1 [25.4]
Sensitivity, VDC/inch [VDC/mm]	16 [0.63]	8 [0.31]	4 [0.16]
Input voltage	+7 to +36VDC		
Line regulation	1mV/VDC maximum; 0.2mV/VDC typical		
Input current	20mA maximum; 15mA typical		
Output voltage	+0.5 to +4.5VDC (Increases when the core is displaced toward null)		
Output @ null	+2.5 VDC		
Non-linearity	±0.25% of FR maximum		
Output ripple	10mVRMS maximum		
Stability	0.125% of FSO		
Temp. coefficient of sensitivity	0.028%/°F [0.05%/°C]		
Output impedance	1 Ohm maximum		
Frequency response	1,000 Hertz @ -3dB		
ENVIRONMENTAL SPECIFICATIONS & MATERIALS			
Operating temperature	-13°F to +185°F [-25°C to +85°C]		
Survival temperature	-67°F to +257°F [-55°C to +125°C]		
Shock survival	250 g (11ms half-sine)		
Vibration tolerance	10 g up to 2kHz		
Housing material	AISI 300 Series stainless steel		
Spoiler (core) material	Aluminum	Important: Only connect non-conductive materials such as plastics or fiber	
Electrical connection	3 lead wires, 28AWG, stranded copper, 12 inches [0.3 meter] long		
IEC 60529 rating	IP61		

Tabla O.8 - Dimensiones del sensor capacitivo de CC LVDT LCIT 1000. Fuente: [34]

Parameter	LCIT 250	LCIT 500	LCIT 1000	LCIT 2000	LCIT 4000
Main body length "A"	2.60 [66.0]	2.60 [66.0]	3.54 [89.9]	5.54 [140.7]	10.37 [263.4]
Spoiler length "B"	0.85 [21.6]	1.30 [33.0]	1.50 [38.1]	2.70 [68.6]	5.00 [127.0]
Center of spoiler position at null "P"	1.30 [33.0]	1.30 [33.0]	1.77 [45.0]	2.77 [70.4]	5.19 [131.8]
Body weight, oz [gram]	1.4 [40]	1.4 [40]	1.8 [50]	2.5 [70]	4.6 [130]
Core weight, oz [gram]	0.04 [1]	0.05 [1.5]	0.07 [2]	0.07 [2]	0.14 [4]



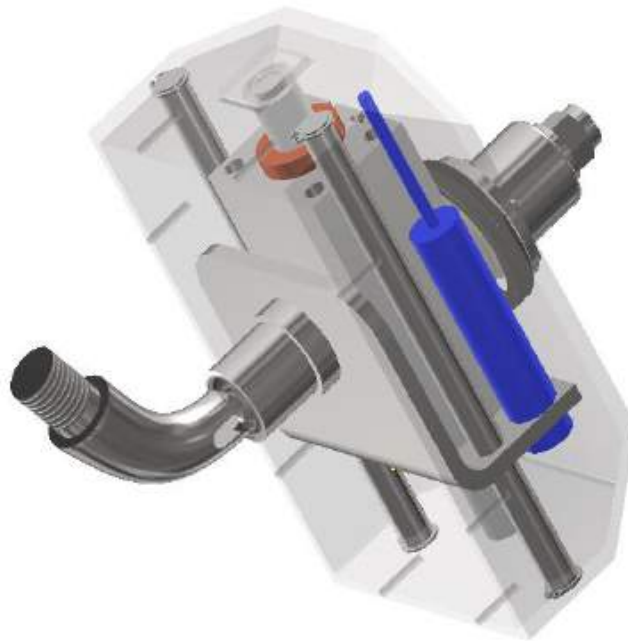


Figura O.15 - Montaje del sensor capacitivo de CC LVDT LCIT 1000.

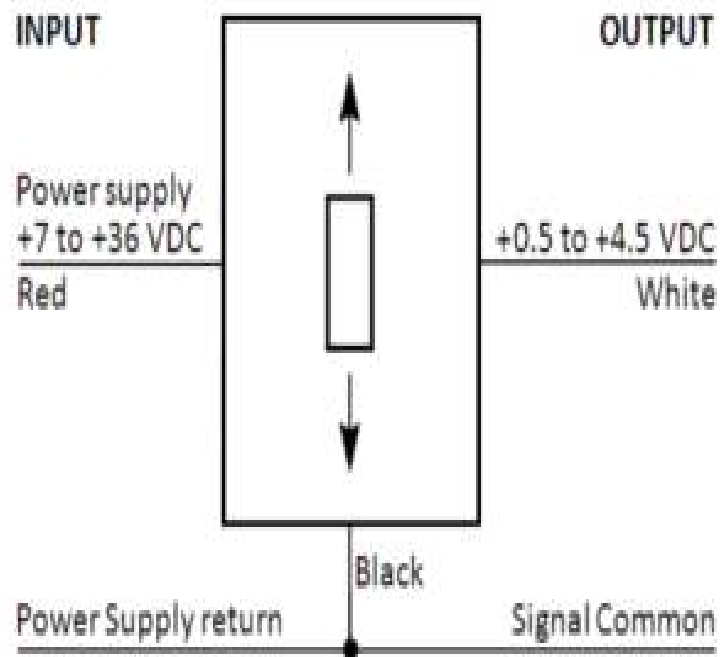


Figura O.16 - Conexión eléctrico del sensor capacitivo de CC LVDT LCIT 1000. Fuente: [34]

d. Sensor ultrasónico



Figura O.17 – Sensor ultrasónico HC-SR04. Fuente: [35].

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

- Voltaje de Operación: 5V DC
- Corriente de reposo: < 2mA
- Corriente de trabajo: 15mA
- Rango de medición: 2cm a 450cm
- Precisión: \pm 3mm
- Ángulo de apertura: 15°
- Frecuencia de ultrasonido: 40KHz
- Duración mínima del pulso de disparo TRIG (nivel TTL): 10 μ S
- Duración del pulso ECO de salida (nivel TTL): 100-25000 μ S
- Dimensiones: 45*20*15 mm
- Tiempo mínimo de espera entre una medida y el inicio de otra 20ms (recomendable 50ms)

Figura O.18 - Especificaciones técnicas del sensor ultrasónico HC-SR04. Fuente: [35].

CONEXIÓN

- VCC (+5V DC)
- TRIG (*Disparo del ultrasonido*)
- ECHO (*Recepción del ultrasonido*)
- GND (Tierra: 0V)

Figura O.19 - Detalle pines del sensor ultrasónico HC-SR04. Fuente: [35].

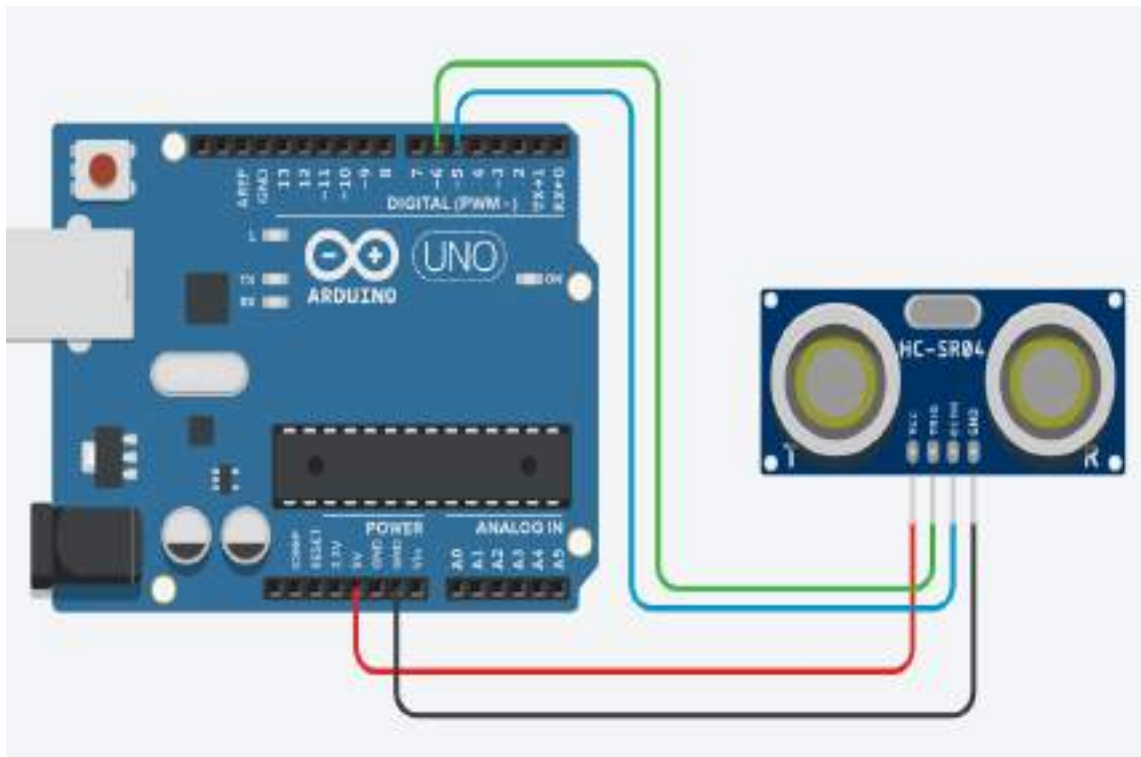


Figura O.20 – Esquema de conexión del sensor ultrasónico HC-SR04. Fuente: elaboración propia.

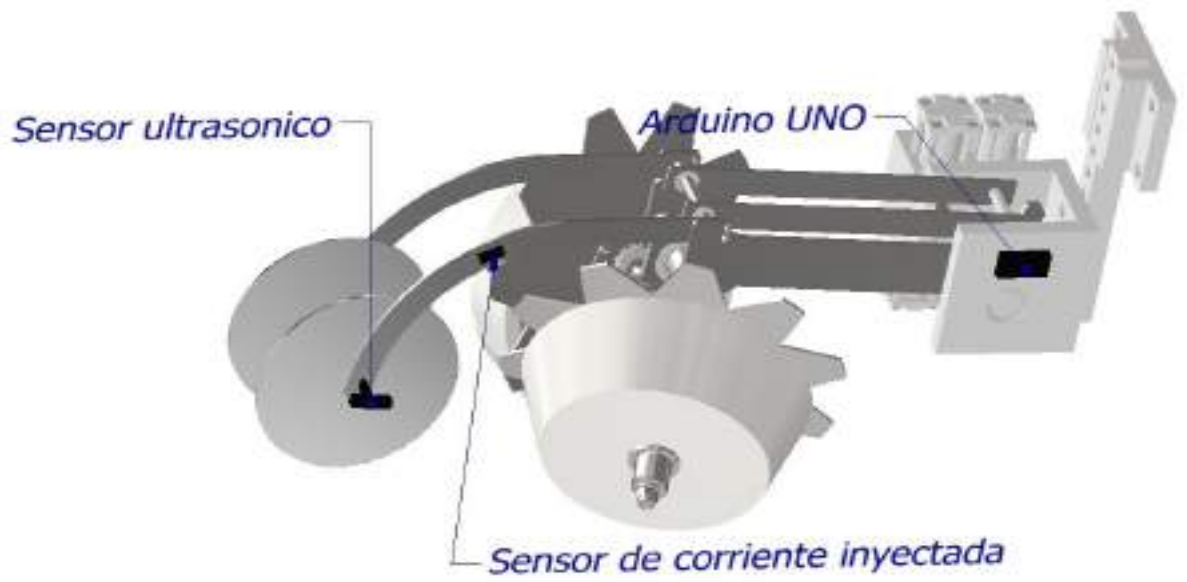


Figura O.21 – Esquema de montaje del sensor ultrasónico HC-SR04. Fuente: elaboración propia.

Apéndice P - Elementos auxiliares no mencionados

Ejes auxiliares

Se presentan elementos auxiliares no mencionados en el cuerpo principal del informe debido a su poca relevancia. Debido a que los elementos mencionados en este apartado no poseen una verificación mecánica ni un razonamiento profundo respecto a su geometría es posible modificarlos en gran medida. Las geometrías propuestas son simplemente funcionales, sin embargo, es posible realizar propuestas alternativas.

En la Figura P.1 se observan tres ejes que resaltan por su color.



Figura P.1 - Diagrama general, ejes auxiliares. Fuente: elaboración propia.

El eje azul de la Figura P.1 corresponde con un separador entre discos, su diámetro nominal es de 20 [mm], esto se debe a los tamaños comerciales de arandelas de deslizamiento, sin embargo, podría optarse por utilizar un eje de 12 [mm] y producir topes con anillos de seguridad. En cambio, los ejes amarillos son de 12 [mm] para aprovechar el mismo diámetro que se utiliza en las columnas internas a las bandas de profundidad.

Se utilizan en total 4 anillos de seguridad de 12 milímetros.

Alojamiento de rodamiento sobre el eje principal + caucho

En la Figura P.2 se muestra el alojamiento desarrollado. Existe un espacio interno encargado de aprisionar al rodamiento. En segundo lugar, se observa un disco de caucho capaz de mantener en posición al disco limpiador de hileras mediante su deformación y esfuerzos propios del roscado de los bulones visibles.

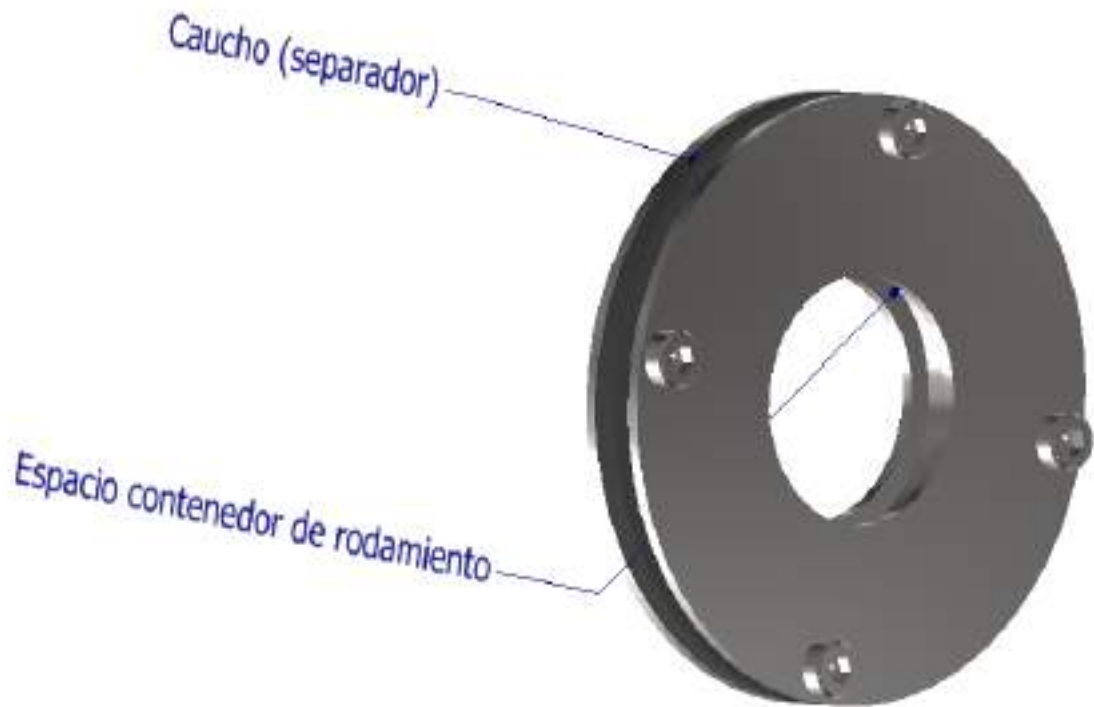


Figura P.2 - Alojamiento para rodamientos. Fuente: elaboración propia.

ANEXO I - CÓDIGO DE ARDUINO MAESTRO (O CONSOLA)

```

//codigo arduino maestro o consola
int radioBandaProfundidad = 303.60/2;
int radioDiscoDentado = 330.20/2;
int presionTrabajo=0;
int offsetTrabajo=0;
int humedadPromedioTruncada = 0;

void setup() {
  // put your setup code here, to run once:
  Serial.begin(9600);
  pinMode(A0, INPUT);
  pinMode(A1, INPUT);
  pinMode(A2, INPUT);
  pinMode(A3, INPUT);
  pinMode(A4, INPUT);
  pinMode(A5, INPUT);
}

void loop() {
  // put your main code here, to run repeatedly:
  //ELECCION DE PRESION DE CONTACTO
  int presionDeseada = map(analogRead(A0),0,1023,0,50);
  int Z1= int(presionDeseada/10)%10;
  int Z2 = int((presionDeseada+5)/10)%10;
  if (presionDeseada >= 45){
    presionTrabajo =50;
  }else if (Z1==Z2){
    presionTrabajo = 10*(int (presionDeseada/10)%10);
  }else{
    presionTrabajo = 10*( int ((presionDeseada+10)/10)%10);}

  //ELECCION DE OFFSET
  int offsetDeseado = map(analogRead(A1),0,1023,0,500);
  int X1= int(offsetDeseado/50)%10;
  int X2 = int((offsetDeseado+25)/50)%10;
  if (offsetDeseado >= 475){
    offsetTrabajo =50;
  }else if (X1==X2){
    offsetTrabajo = 5*(int (offsetDeseado/50)%10);
  }else{
    offsetTrabajo = 5*( int ((offsetDeseado+50)/50)%10);}

  //SENSADO Y ACOTADO DE HUMEDAD
  int humedad1 = map(analogRead(A2),0,1023,0,100); // en %

```

```

int humedad2 = map(analogRead(A3),0,1023,0,100); // en %

int humedad3 = map(analogRead(A4),0,1023,0,100); // en %

int humedadPromedio = int((humedad1+humedad2+humedad3)/3);
int Y1= int(humedadPromedio/10)%10;
int Y2 = int((humedadPromedio+5)/10)%10;
if (humedadPromedio >= 95){
    humedadPromedioTruncada =100;
}else if (Y1==Y2){
    humedadPromedioTruncada = 10*(int (humedadPromedio/10)%10);
}else{
    humedadPromedioTruncada = 10*(int
((humedadPromedio+10)/10)%10);}

//SELECTORA DE TRABAJO
    int selectora = map(analogRead(A5),0,1023,0,3);

//ENVIO DE DATOS AL ESCLAVO
String texto1 = String (presionTrabajo);
String texto2 = String (radioBandaProfundidad);
String texto3 = String (radioDiscoDentado);
String texto4 = String (offsetTrabajo);
String texto5 = String (humedadPromedioTruncada);
    String texto6 = String (selectora);

Serial.println(texto1);
delay (100);
Serial.println (texto2);
delay (100);
Serial.println (texto3);
delay(100);
Serial.println (texto4);
delay(100);
Serial.println (texto5);
    delay(100);
Serial.println (texto6);
delay(500);
}

```

ANEXO II - CÓDIGO DE ARDUINO ESCLAVO (O SENSOR)

```
//codigo arduino esclavo o sensor

String var1, var2, var3, var4, var5, var6;
int variacionPresion = 10;
int radioDiscoInyector = 100; //en mm
const int Echo = 5; //para ultrasonico
const int Trigger = 6; //para ultrasonico
long duracion, distanciaMm; //para ultrasonico
float profundidadEntierro =0;
int presionSuelo = 0;

void setup() {
  // put your setup code here, to run once:
  Serial.begin(9600);
  pinMode(A0, INPUT); //sensor corriente
  pinMode(A1, INPUT); //sensor presion de contacto
  pinMode(A2, INPUT); //sensor del lvdt de posicion de banda de profundidad
  pinMode(A3, INPUT); //libre
  pinMode(A4, INPUT); //libre
  pinMode(A5, INPUT); //libre
  pinMode(Trigger, OUTPUT); //ultrasonico
  pinMode(Echo, INPUT); //ultrasonico
  pinMode(9, OUTPUT); //solenoides doble efecto (baja la banda, extiende el
piston)
  pinMode(10, OUTPUT); //solenoides doble efecto (sube la banda, contrae el
piston)
  pinMode(11, OUTPUT); //rotativo (baja al sistema)
  pinMode(12, OUTPUT); //rotativo (sube el sistema)
}

void loop() {

  if (Serial.available()){
  var1=Serial.parseInt();
  var2=Serial.parseInt();
  var3=Serial.parseInt();
  var4=Serial.parseInt();
  var5=Serial.parseInt();
  var6=Serial.parseInt();
}

  int presionTrabajo = var1.toInt();
  int radioBandaProfundidad = var2.toInt();
  int radioDiscoDentado = var3.toInt();
  int offsetTrabajo = var4.toInt();
  int humedadPromedioTruncada = var5.toInt();
  int selectora = var6.toInt();
```

```

Serial.println (presionTrabajo);
Serial.println (radioBandaProfundidad);
    Serial.println (radioDiscoDentado);
    Serial.println (offsetTrabajo);
    Serial.println (humedadPromedioTruncada);
Serial.println (selectora);

//aca ya lei lo del maestro, asique sigo con la programacion del resto de los
sensores
if (selectora == 0){ //es una selectora de 4 posiciones
    //tiene que mantener el sistema arriba, suspendido en el aire
    digitalWrite(11,LOW);
    digitalWrite(12,LOW);
    delay (100);
}
if (selectora == 1) {
    //tiene que subir el tren de siembra
    digitalWrite(11,HIGH);
    digitalWrite(12,LOW);
    delay (100);
}
if (selectora == 2) {
    //tiene que bajar el tren de siembra con el rotativo
    presionSuelo = 0;
    while (presionSuelo =0){
        digitalWrite(11,HIGH);
        digitalWrite(12,LOW);
        presionSuelo = analogRead(A1);
    }
}

if (selectora == 3) { //funciona el sistema en tierra
//SENSADO DE CORRIENTE INYECTADA
    int corrienteInyectadaV = map(analogRead(A0),0,1023,2500,3425); // en
mV... 2500 porque cuando no entrega corriente, da 2,5 V y 3425 porque es la maxima
que mide el sensor (0.185*5A+2,5V), 0.185 es la sensibilidad en V/A
    Serial.print ("corriente inyectada = ");
    Serial.println (corrienteInyectadaV);

//SENSADO DE PRESION DE CONTACTO
    int    presionSuelo    =    map(analogRead(A1),0,1023,presionTrabajo-
variacionPresion,presionTrabajo+variacionPresion);
    Serial.print("presion suelo = ");
        Serial.println (presionSuelo);

//SENSADO DE POSICION DE BANDA DE PROFUNDIDAD
    int distanciaCentros = map(analogRead(A2),0,1023,0,50); //en mm
        Serial.print("distancia centros = ");
        Serial.println (distanciaCentros);

// SENSOR ULTRASONICO

```

```

digitalWrite(Trigger, LOW); //para generar un pulso limpio ponemos a LOW
4us
delayMicroseconds(4);
digitalWrite(Trigger, HIGH); //generamos Trigger (disparo) de 10us
delayMicroseconds(10);
digitalWrite(Trigger, LOW);

duracion = pulseIn(Echo, HIGH); //medimos el tiempo entre pulsos, en
microsegundos

distanciaMm = (duracion * 100 / 292/ 2); //convertimos a distancia, en mm
Serial.print("distancia en mm = ");
Serial.println (distanciaMm);

//DETERMINACION DE PROFUNDIDAD DE ENTIERRO - APLICANDO
FACTORES
float profundidadSensada = 0.263*corrienteInyectadaV -657;
Serial.print ("profundidad mala= ");
Serial.println (profundidadSensada);
if (humedadPromedioTruncada <= 50){
    profundidadEntierro = profundidadSensada / (-
0.0263*humedadPromedioTruncada + 1.45); //es dividiendo porque si se achica la
resistividad, la tension tiene que subir
    Serial.print ("profundidad = ");
    Serial.println (profundidadEntierro);
}
else if (humedadPromedioTruncada > 50) {
    profundidadEntierro = profundidadSensada / (-
0.0025*humedadPromedioTruncada + 0.321); //es dividiendo porque si se achica la
resistividad, la tension tiene que subir
    Serial.print ("profundidad = ");
    Serial.println (profundidadEntierro);
}

//DETERMINACION DE ESPESOR DE RASTROJO
float espesorRastrojo = radioDiscolnyector - round(profundidadEntierro) -
distanciaMm ; //calculo para saber el espesor en mm

Serial.print ("espesor rastrojo= ");
Serial.println (espesorRastrojo);
int rastrojoCorregido = espesorRastrojo + offsetTrabajo; //el offset se suma al
espesor del rastrojo asi, al aumentar el offset, bajan mas los discos

//DECISION DE CORRECCION DE ALTURA/PRESION

if (rastrojoCorregido < distanciaCentros-3){
    //tengo que bajar la banda
    digitalWrite(9,HIGH);
    digitalWrite(10,LOW);
    delay (500); //como para darle tiempo a que actue
}

```

```

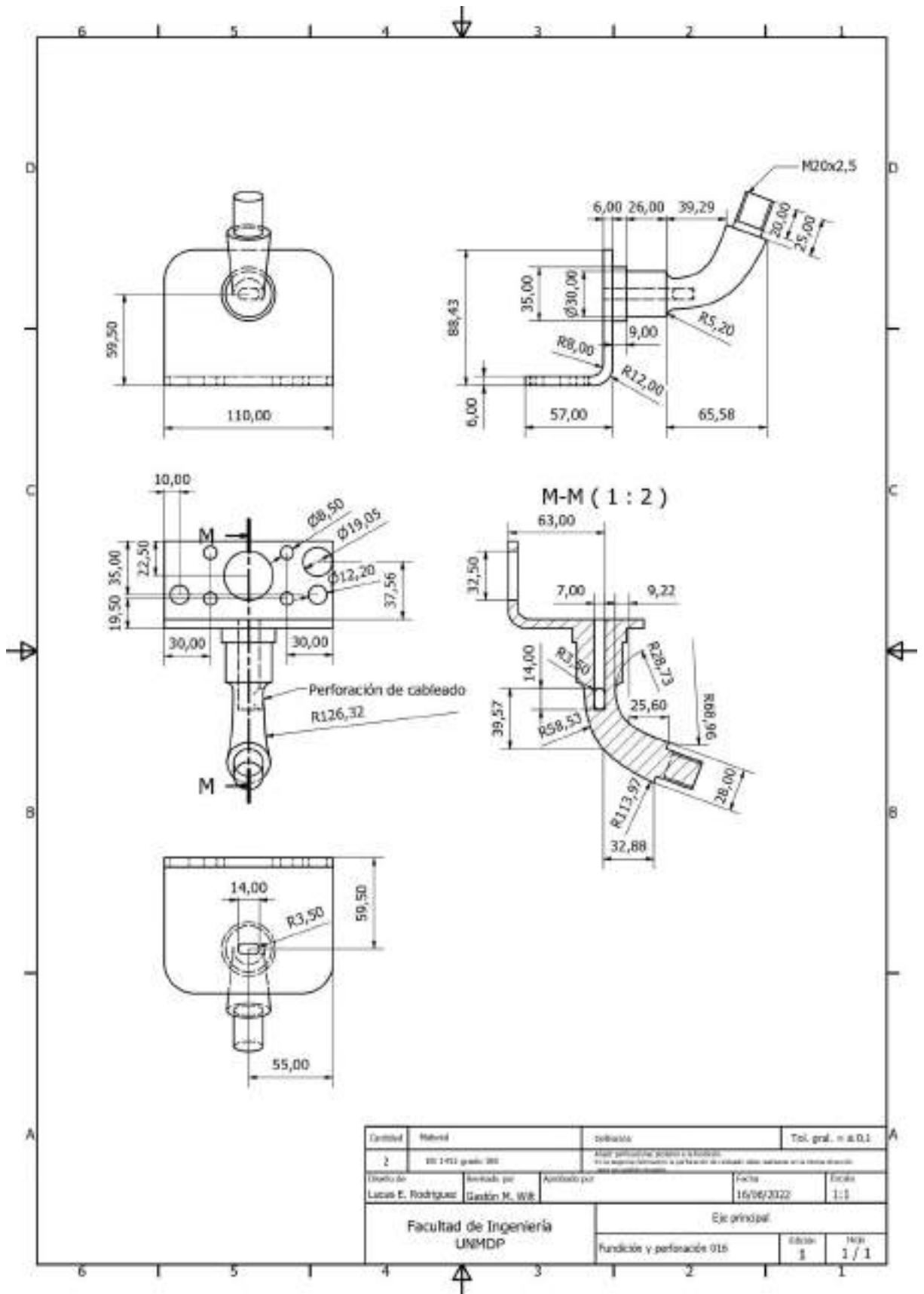
if (rastroyCorregido > distanciaCentros-1){
  //tengo que subir la banda
  digitalWrite(9,LOW);
  digitalWrite(10,HIGH);
  delay (500); //como para darle tiempo a que actue
}

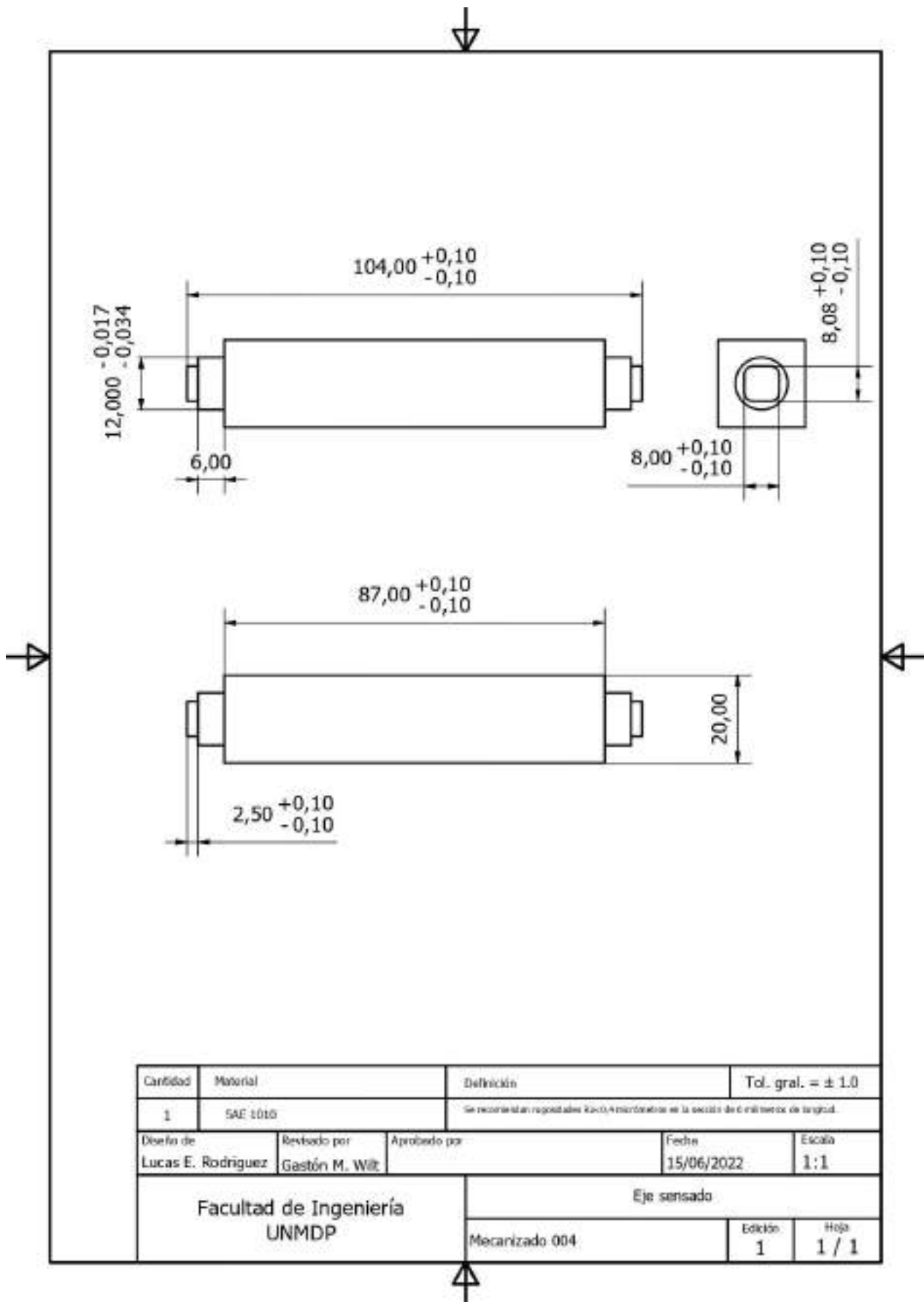
else if (rastroyCorregido <= distanciaCentros-1 && rastroyCorregido >=
distanciaCentros-3 ){
  //tengo que mantener la banda donde esta
  digitalWrite(9,LOW);
  digitalWrite(10,LOW);
  delay (500);
}

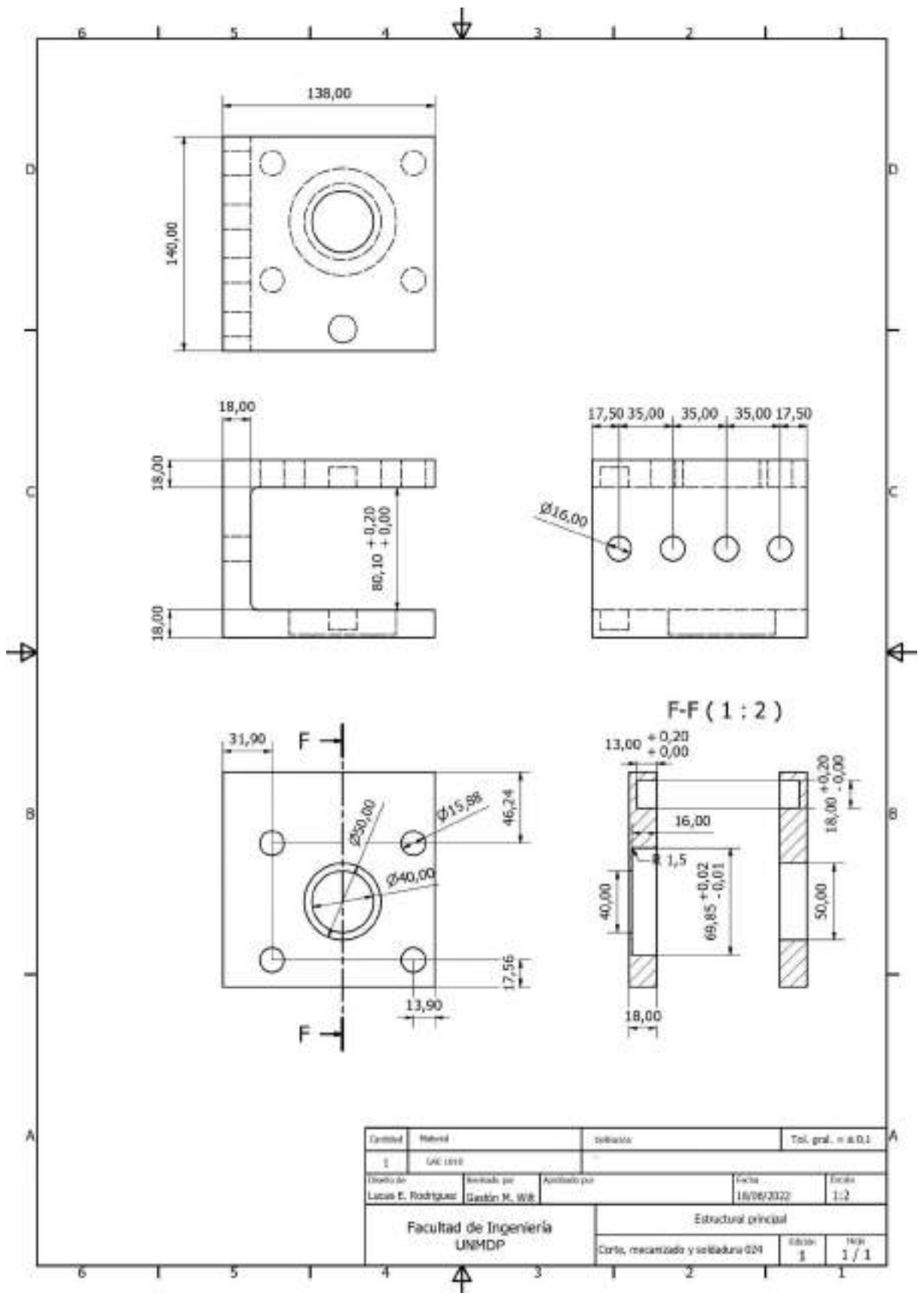
//tengo que regular la presion de contacto, osea, el actuador cilindrico
if (presionSuelo < presionTrabajo-2){
  //tiene que bajar el actuador rotativo
  digitalWrite(11,HIGH);
  digitalWrite(12,LOW);
  delay (500); //como para darle tiempo a que actue
}
if (presionSuelo > presionTrabajo+2){
  //tiene que subir el actuador rotativo
  digitalWrite(11,HIGH);
  digitalWrite(12,LOW);
  delay (500); //como para darle tiempo a que actue
}
if (presionSuelo <= presionTrabajo+2 && presionSuelo >= presionTrabajo-
2 ){
  //se tiene que mantener el rotativo
  digitalWrite(11,LOW);
  digitalWrite(12,LOW);
  delay (500);
}
}
}

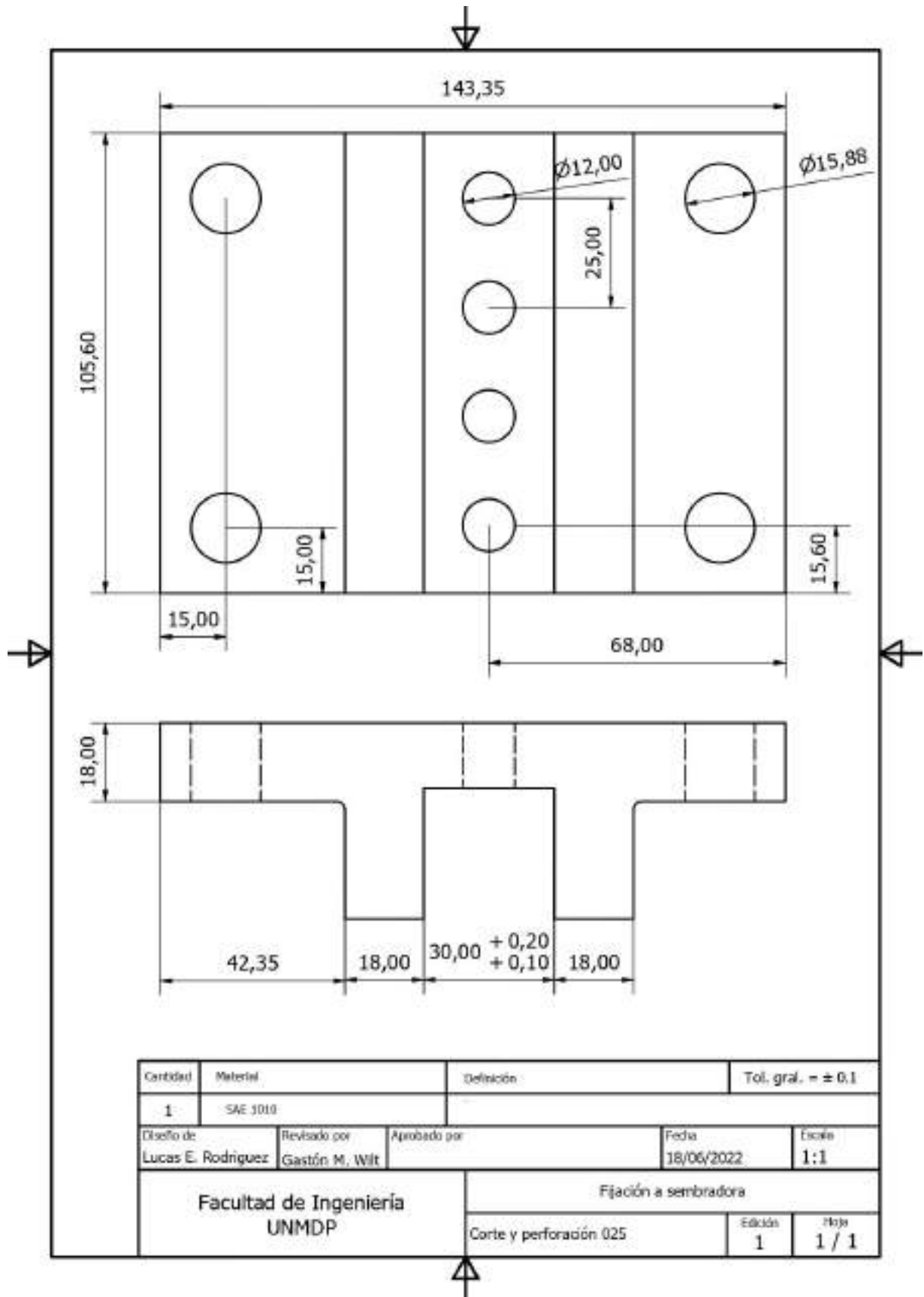
```

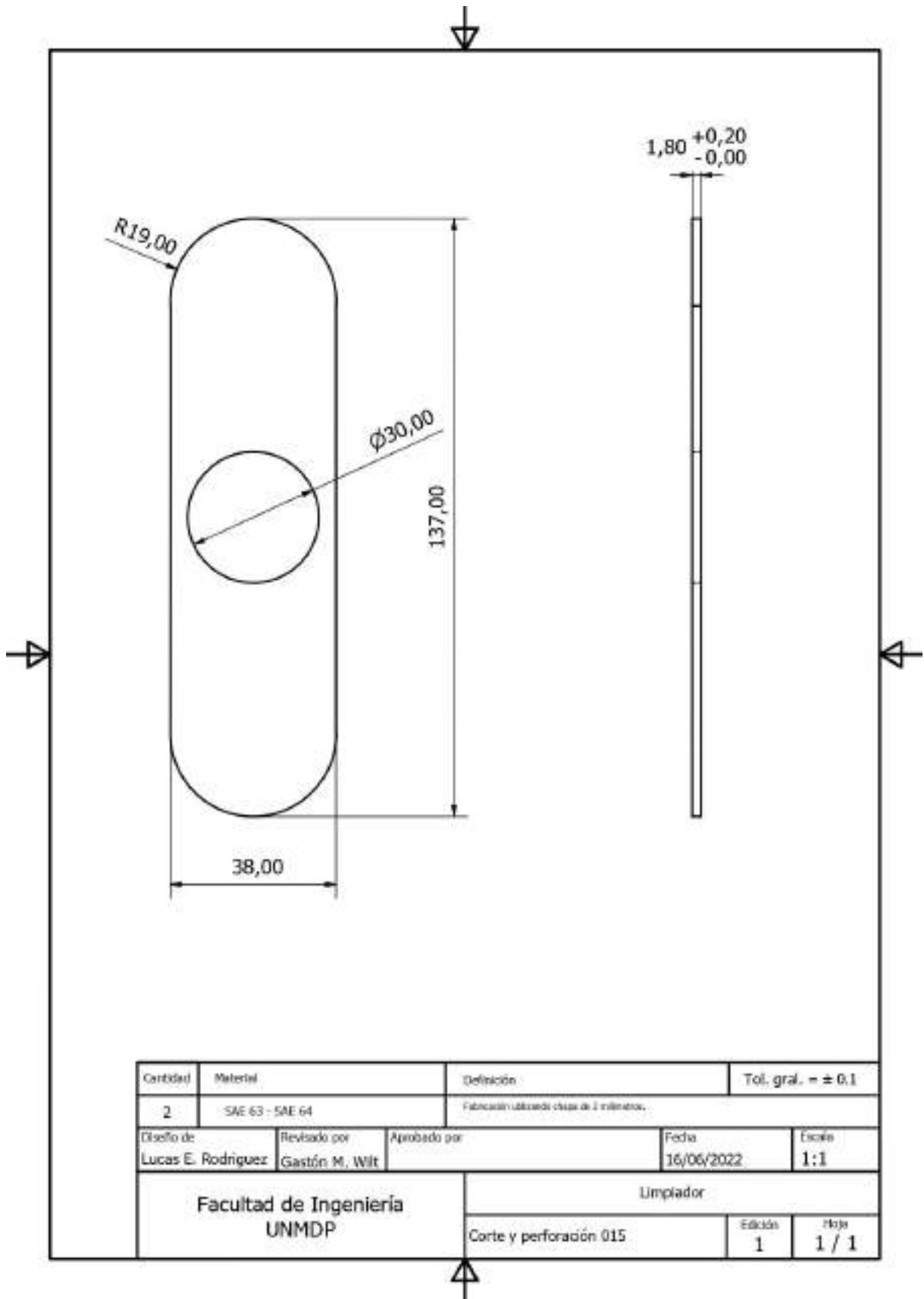
ANEXO III – PLANOS MECÁNICOS

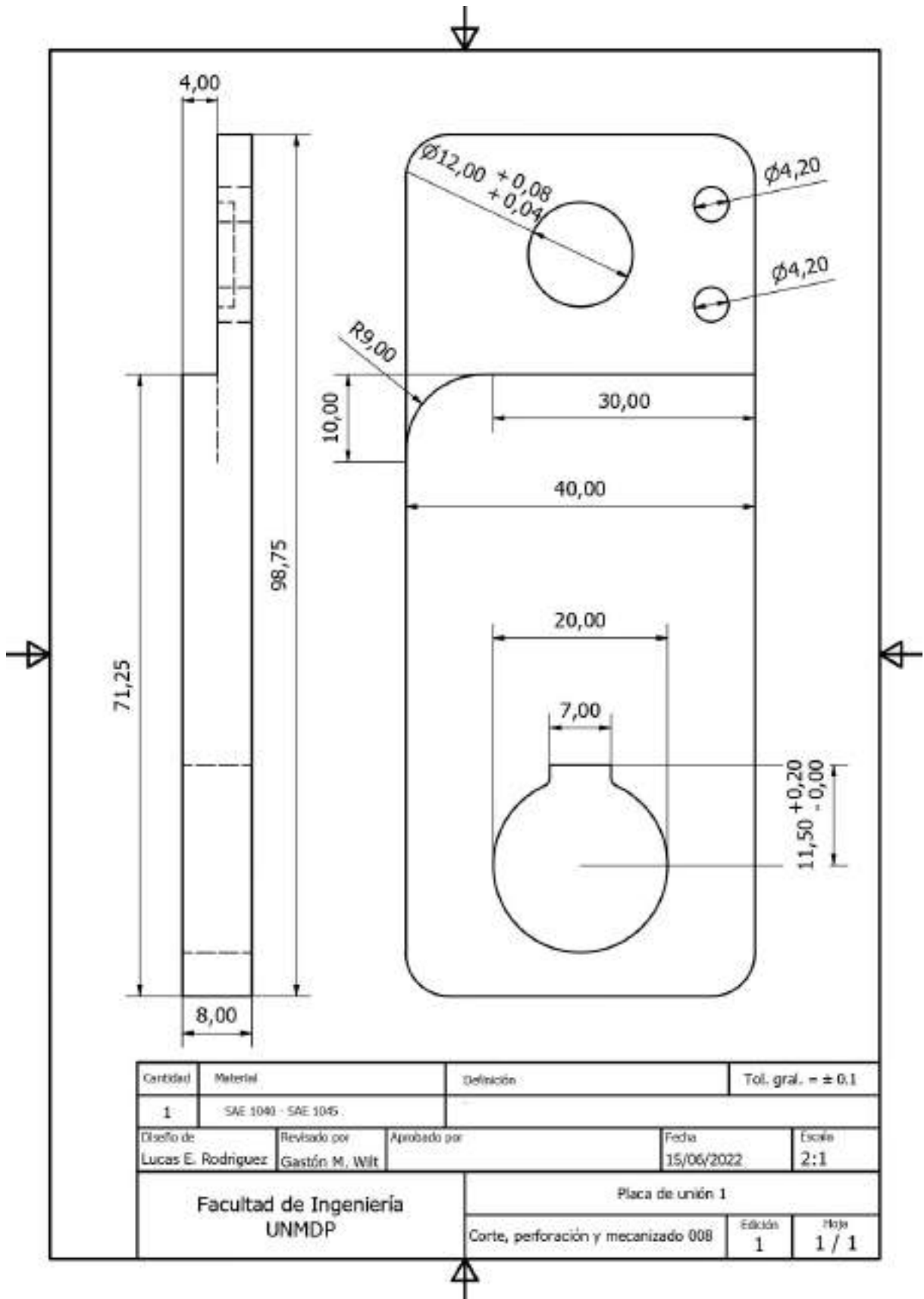


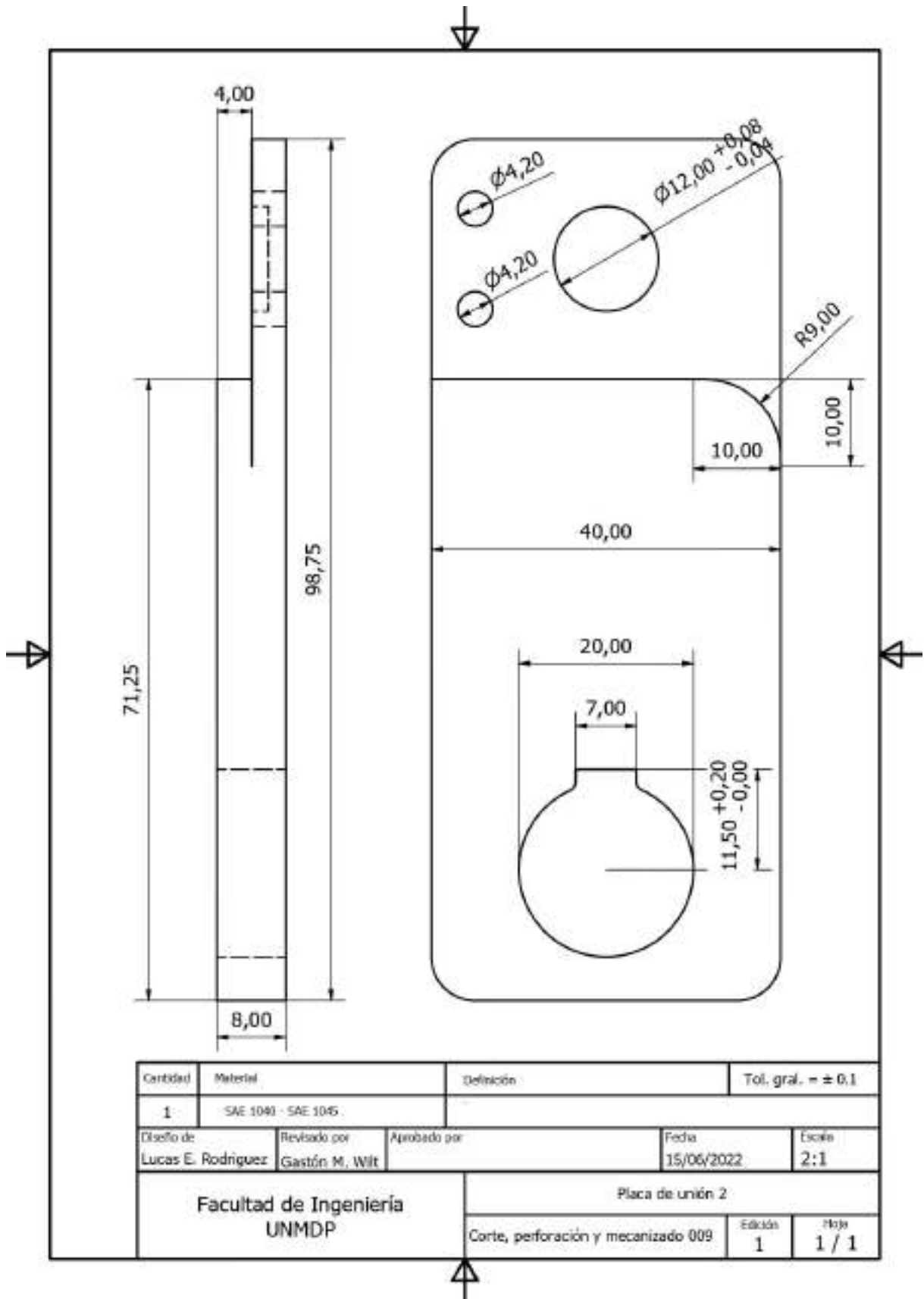


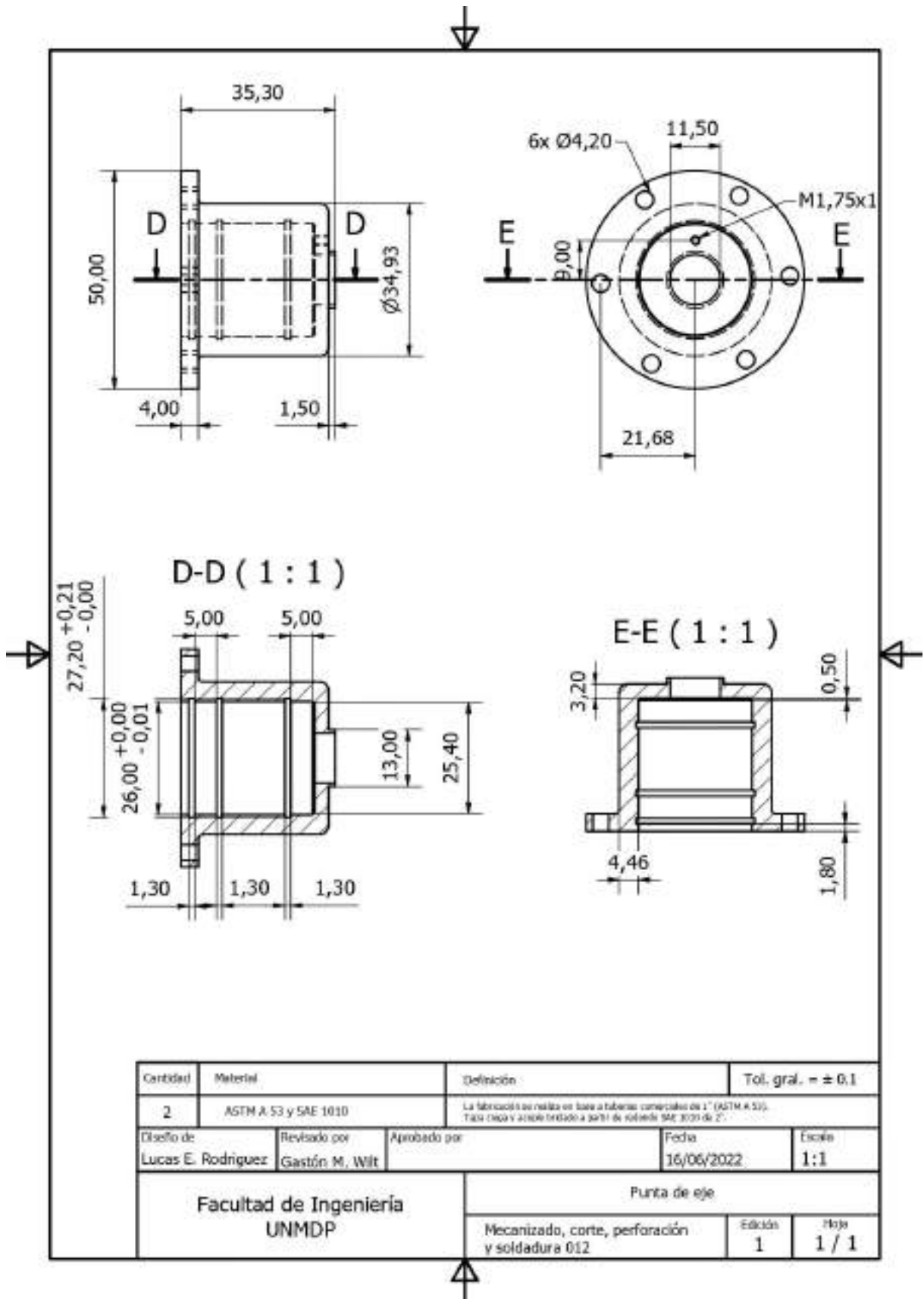


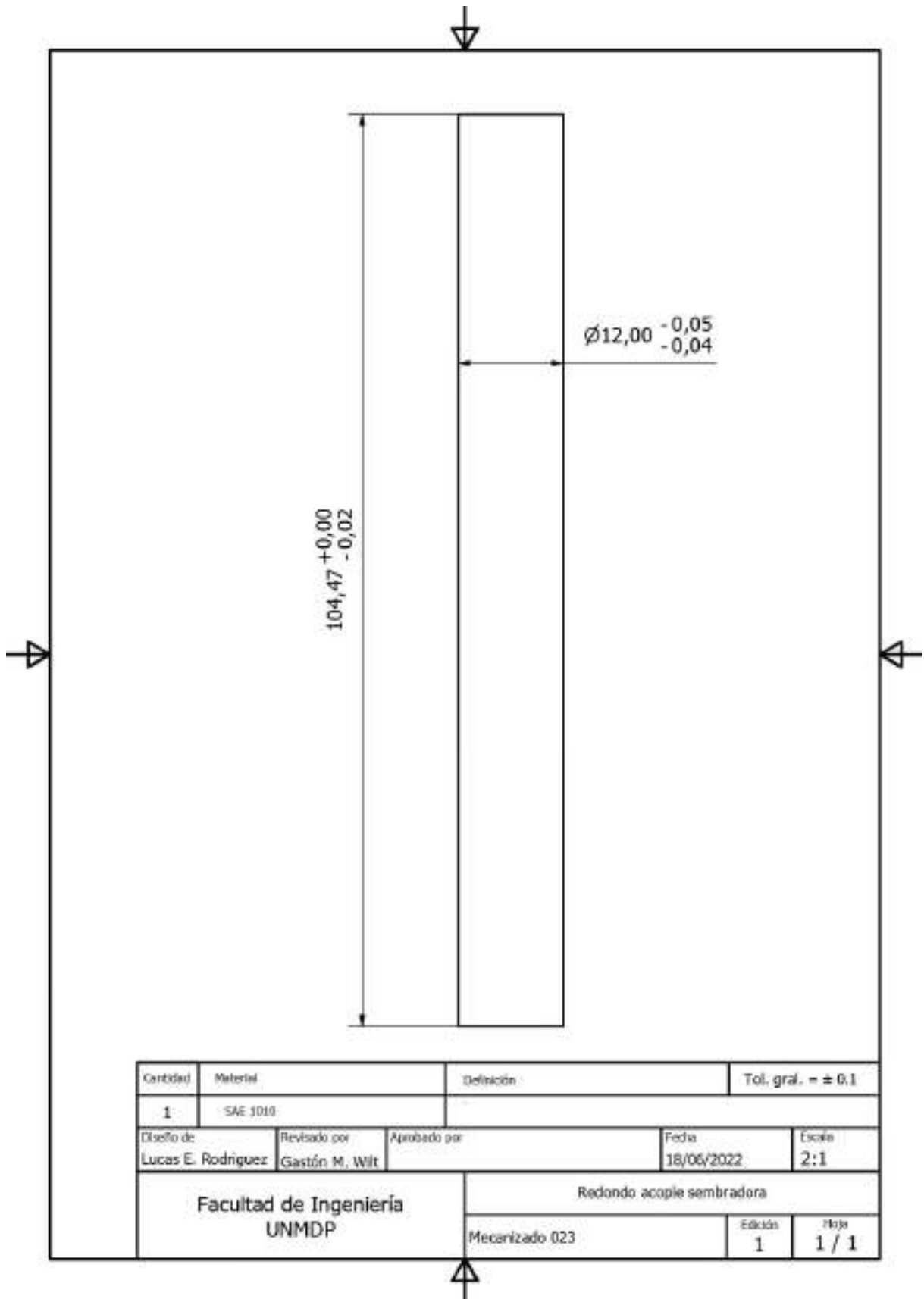


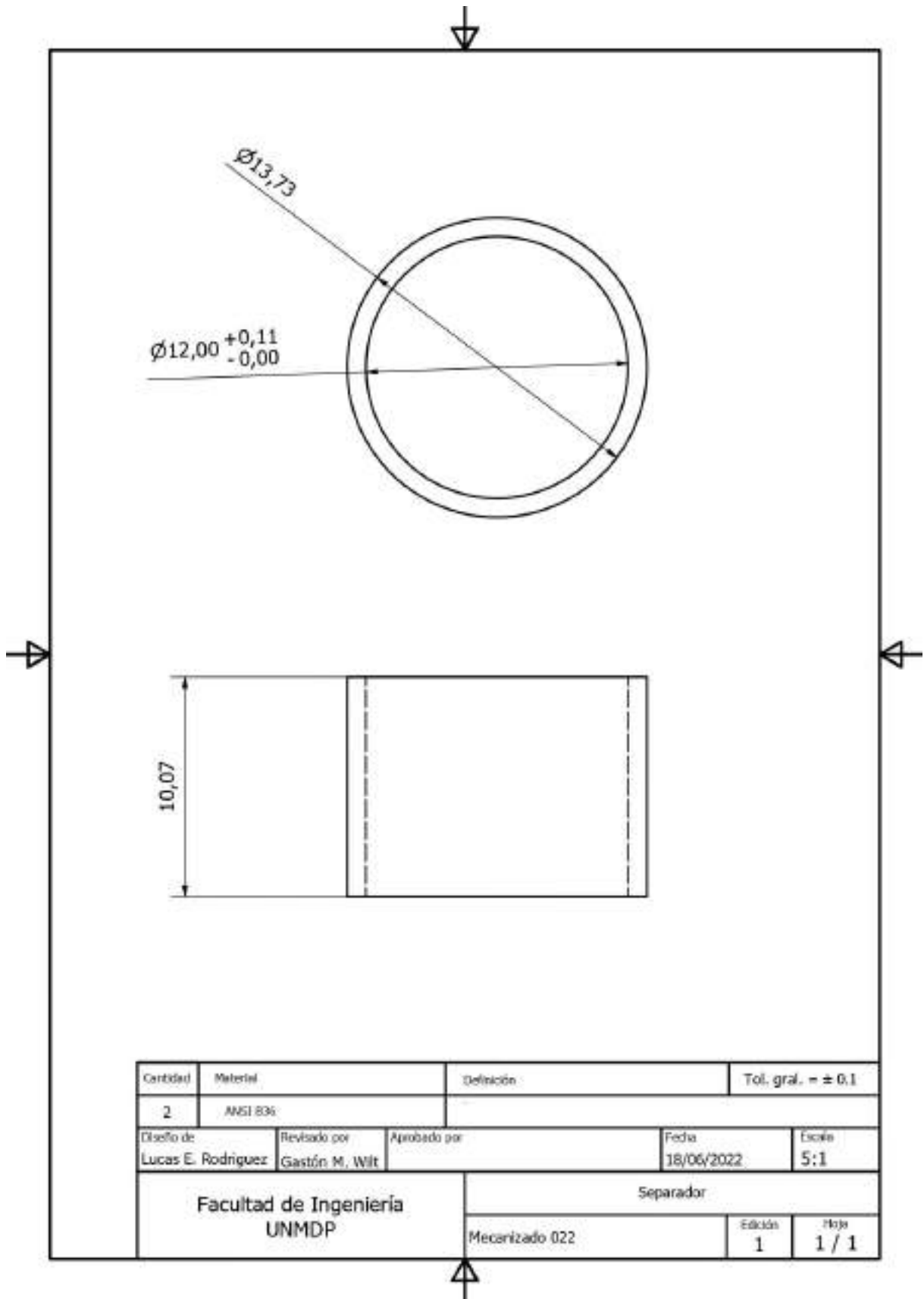


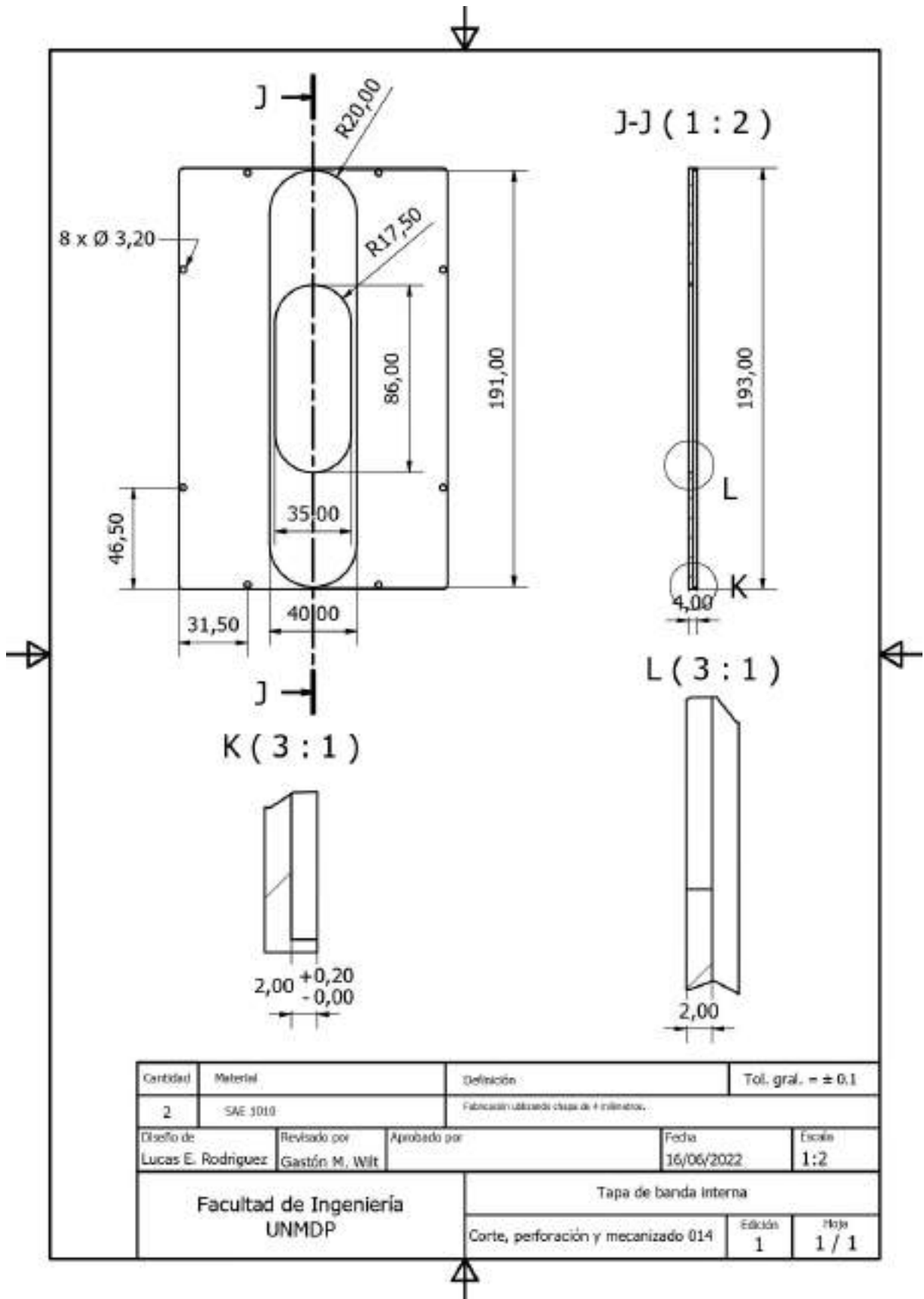


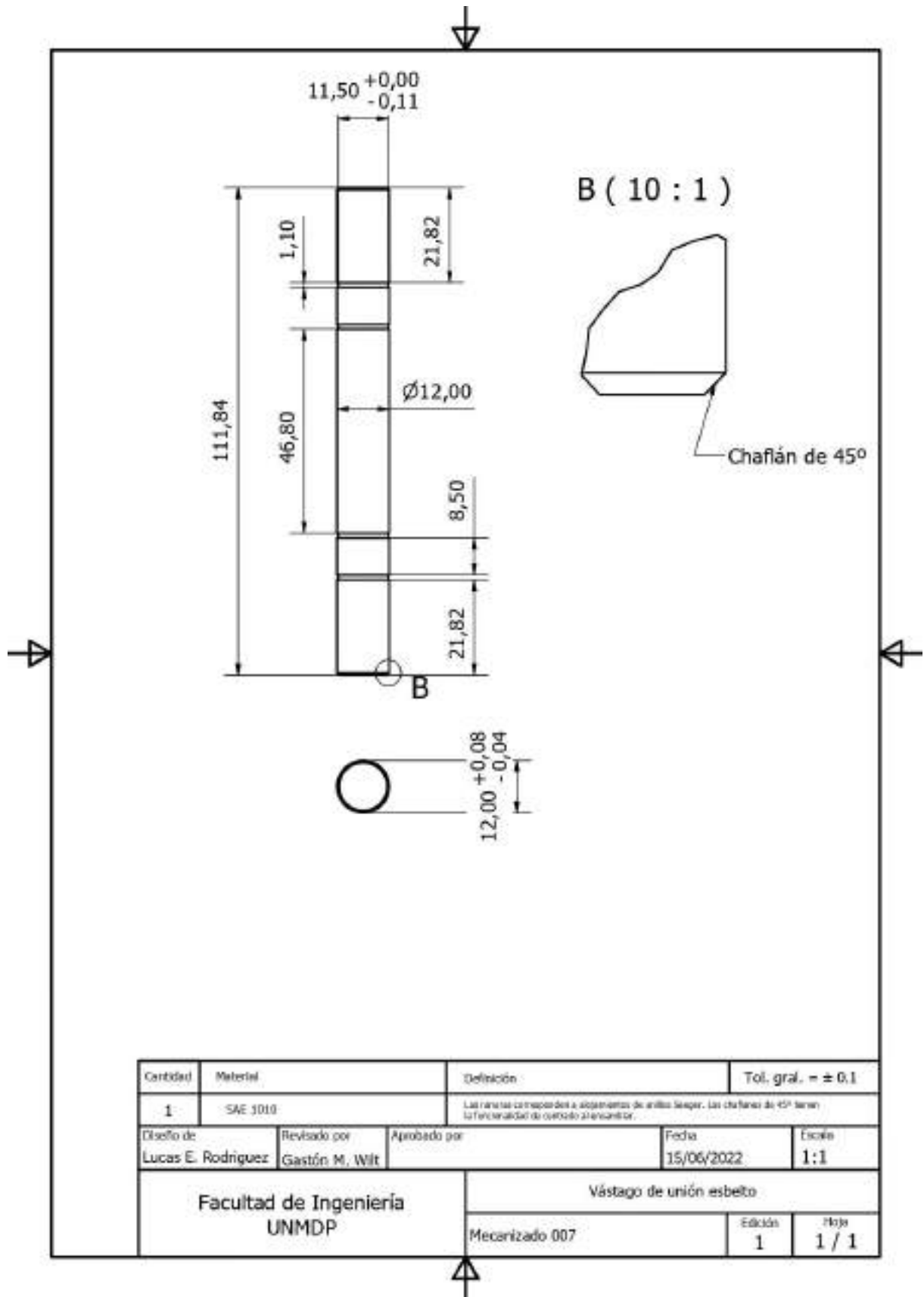


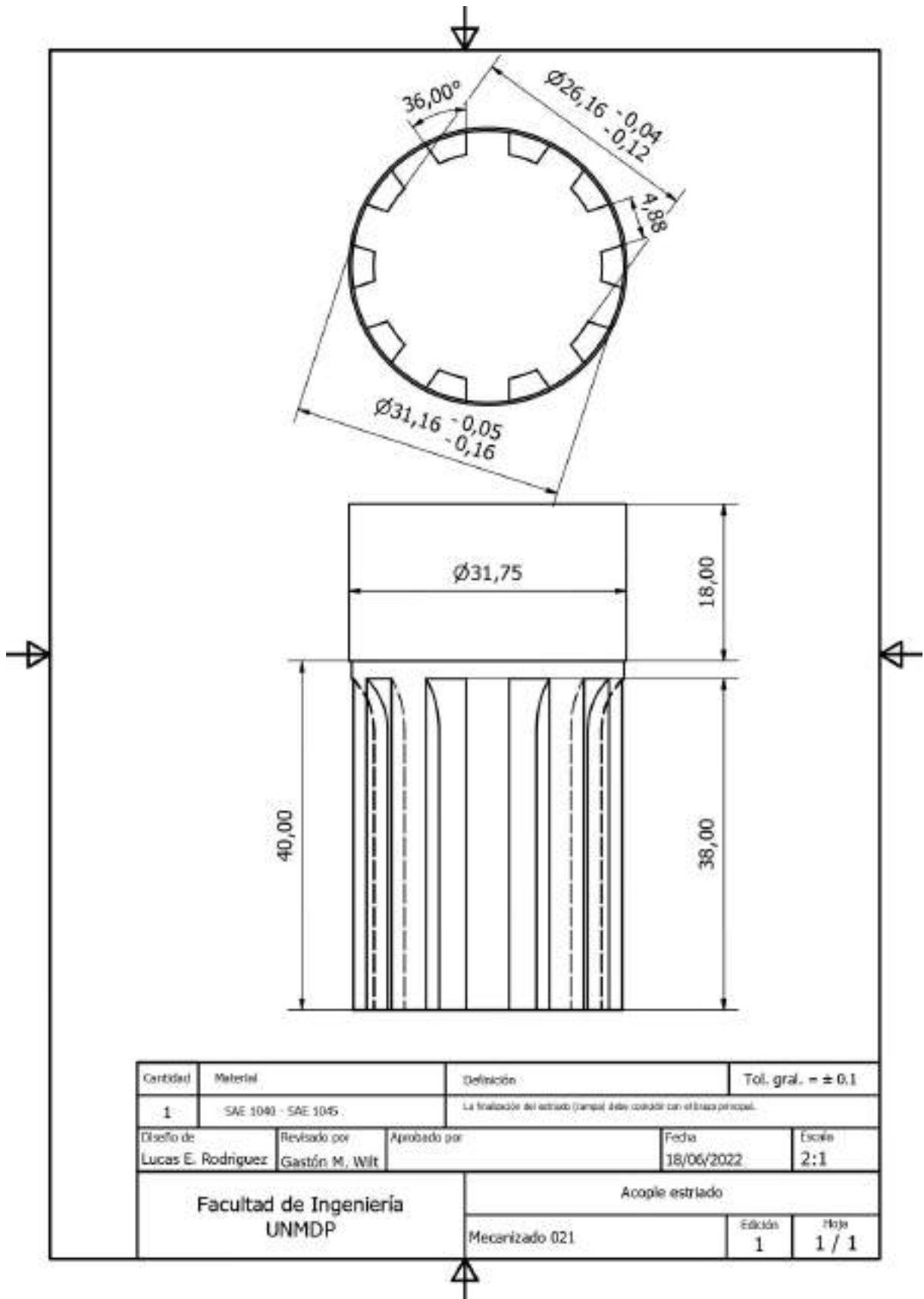


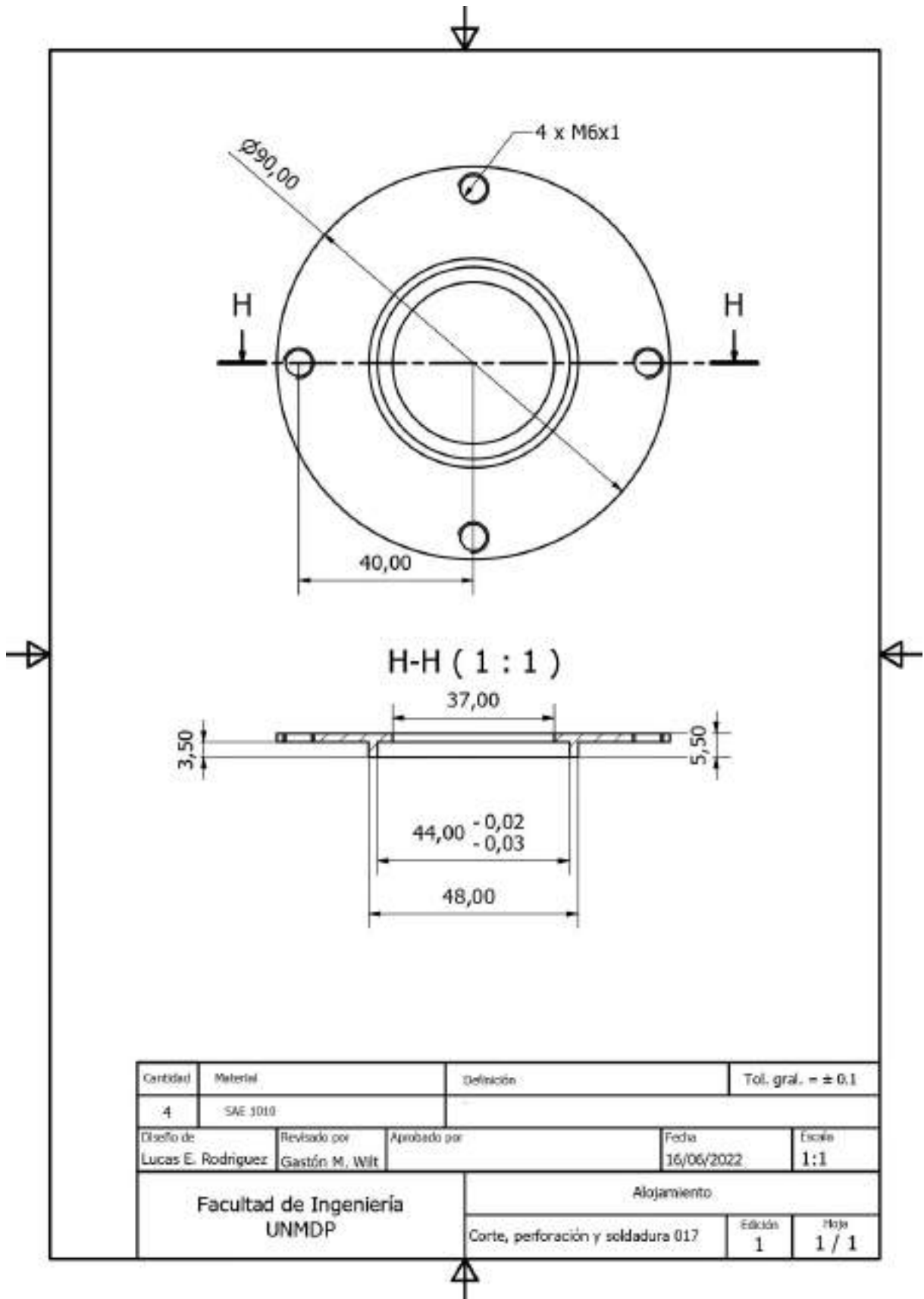


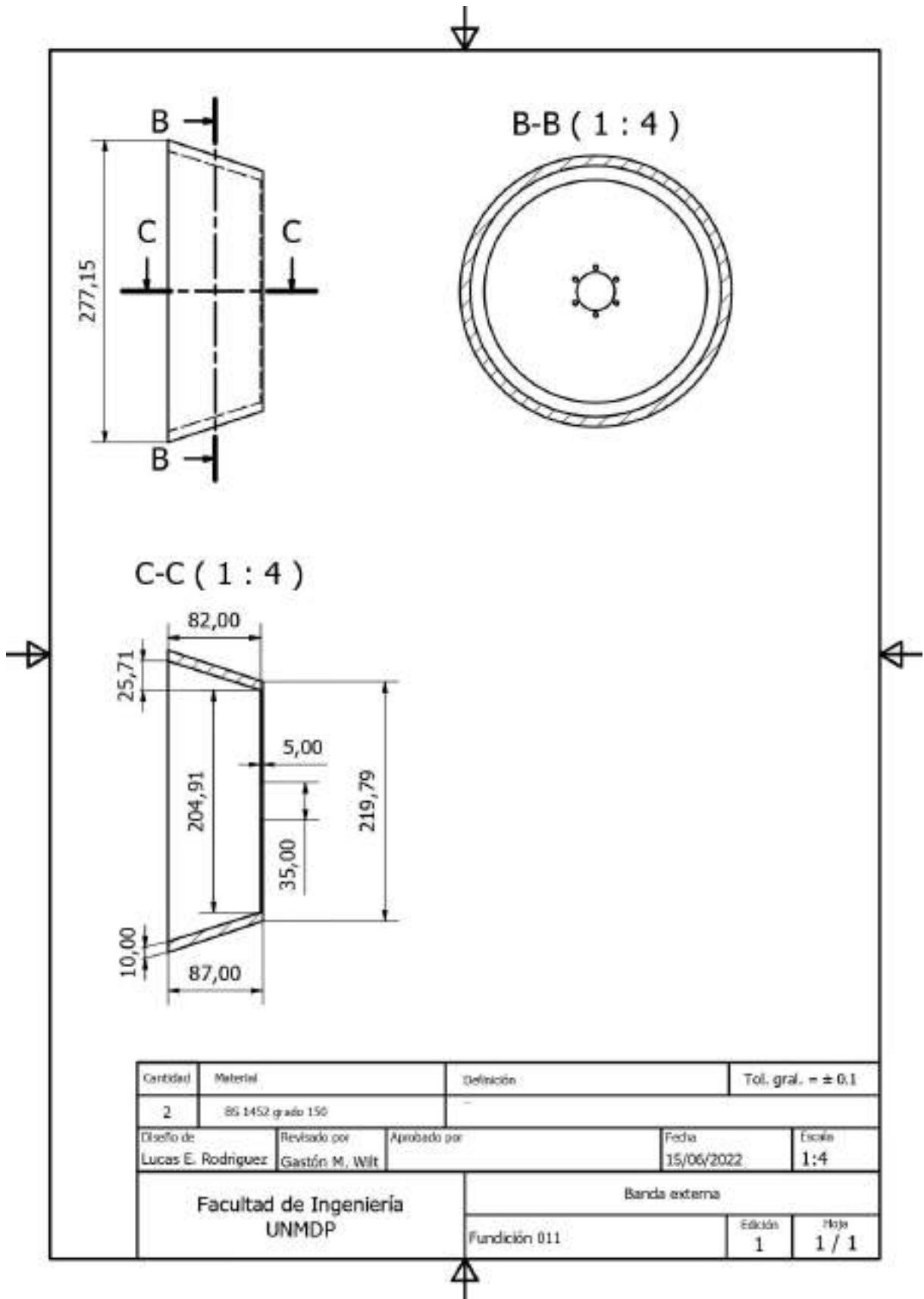


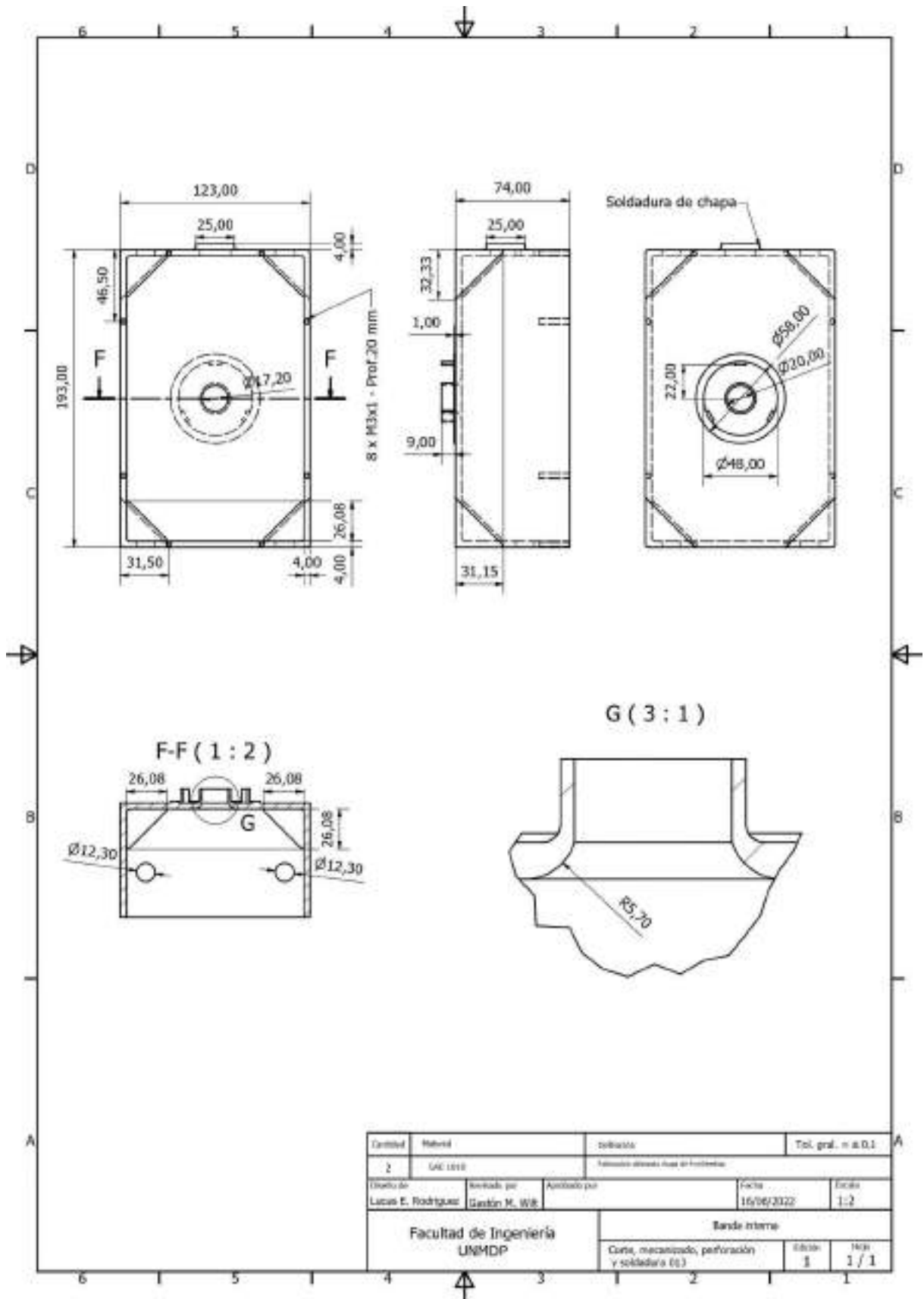




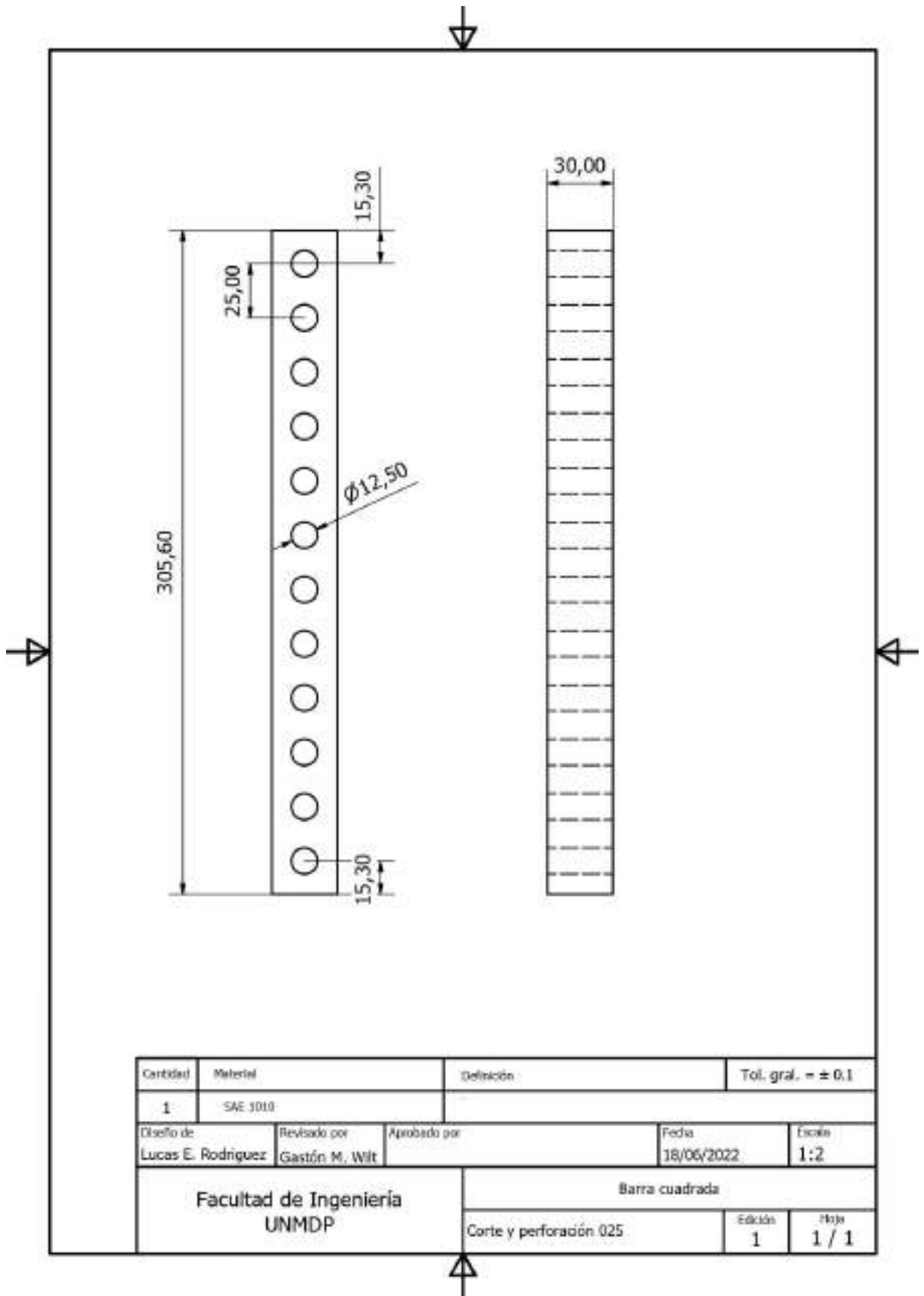


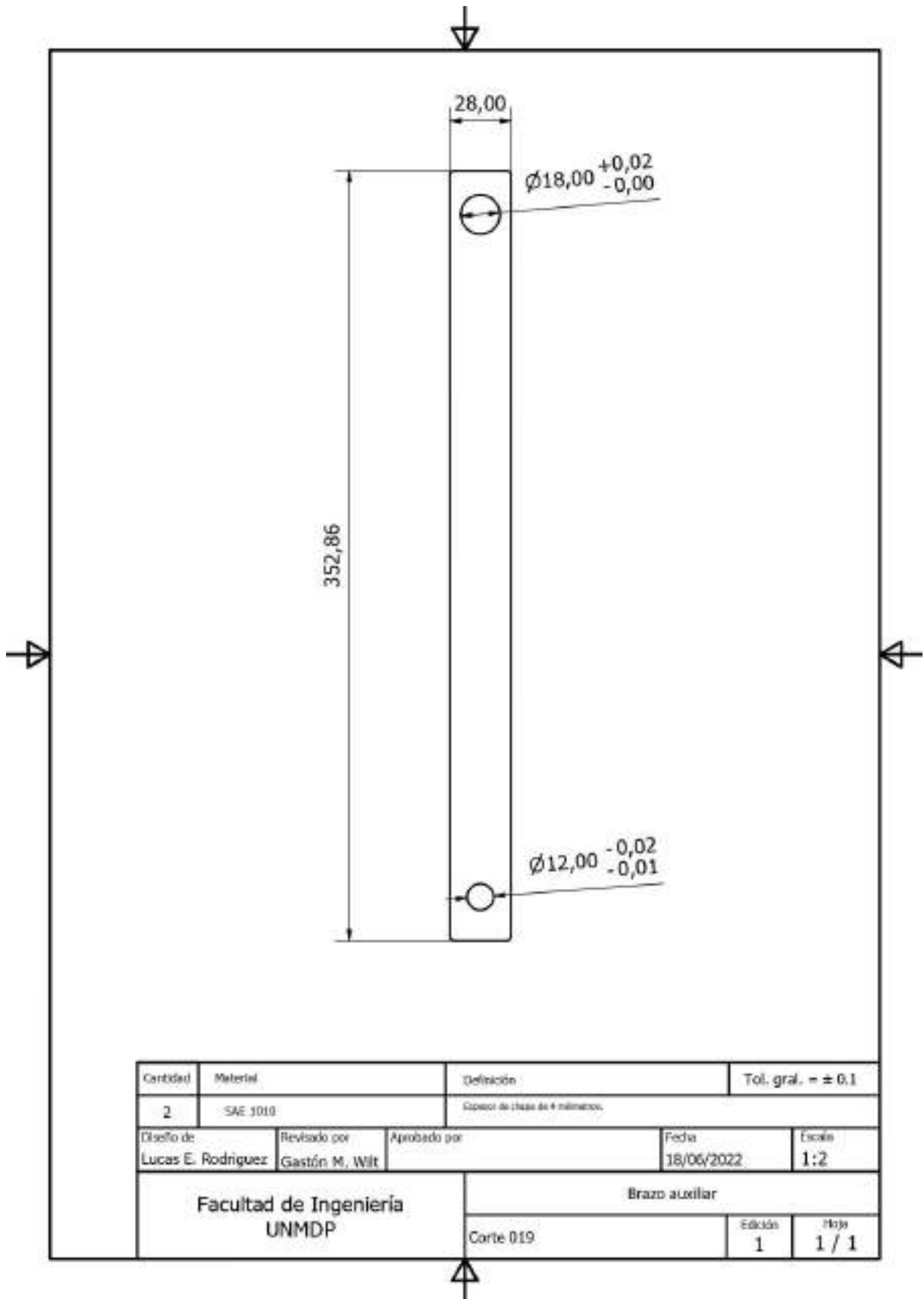


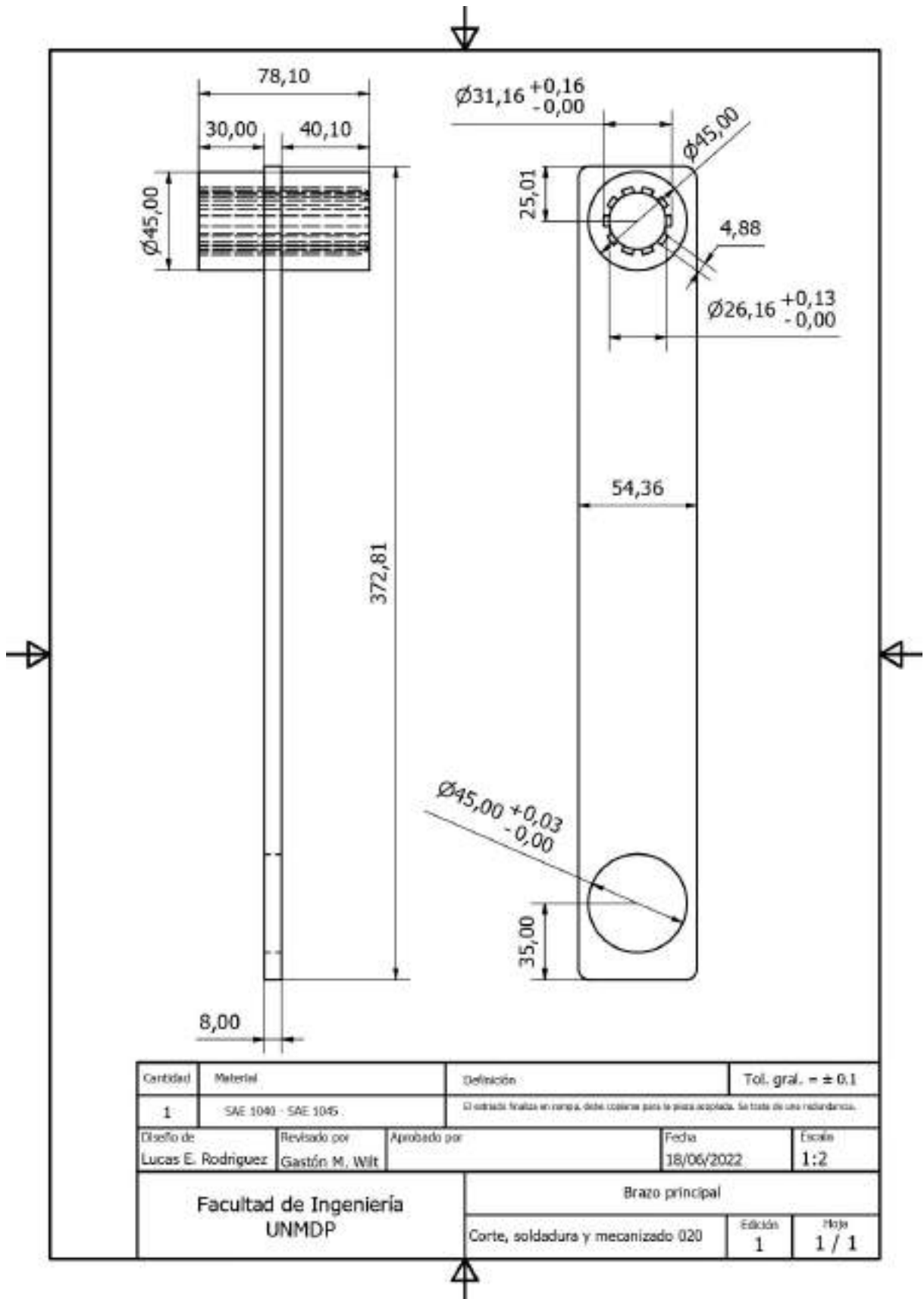


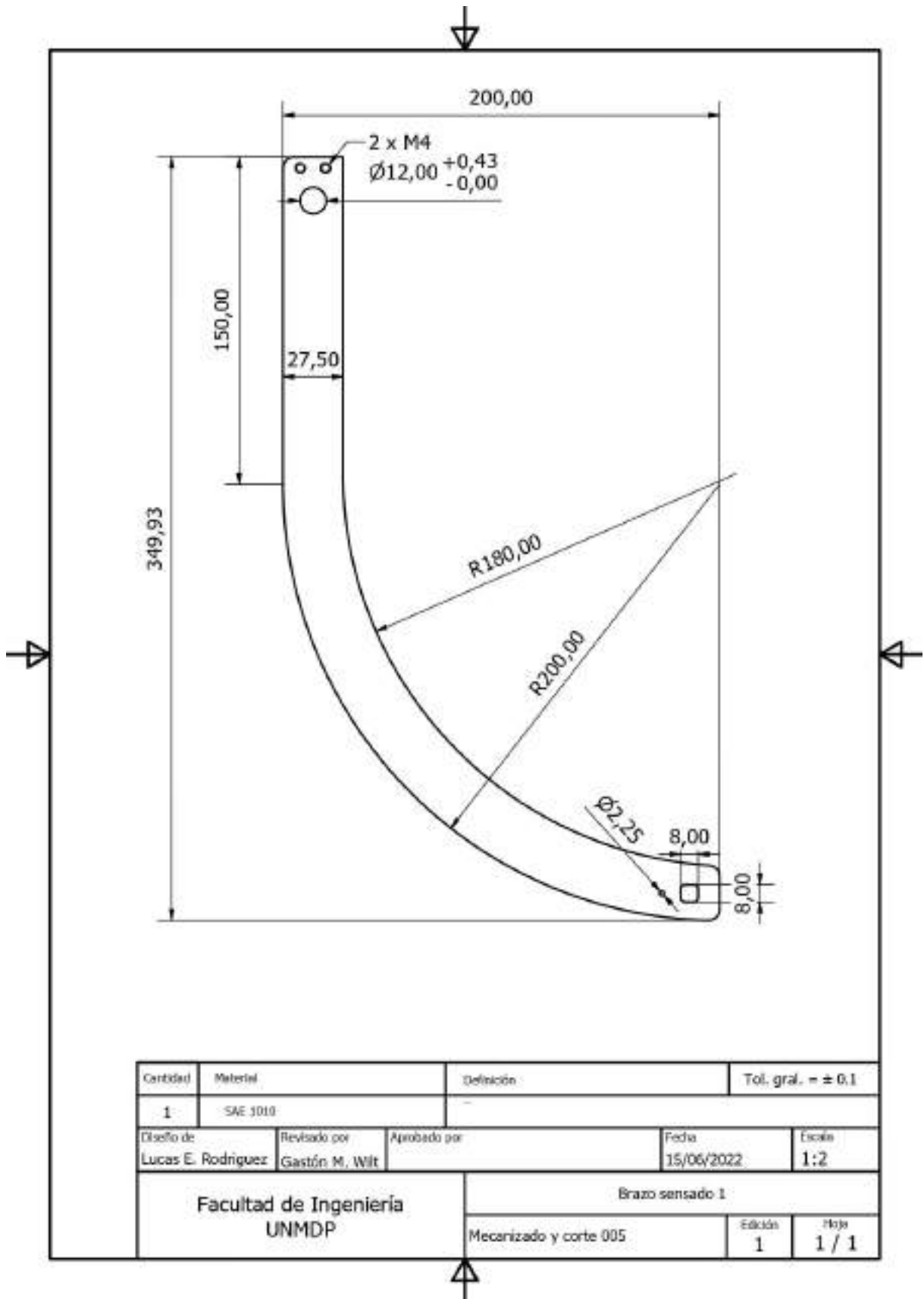


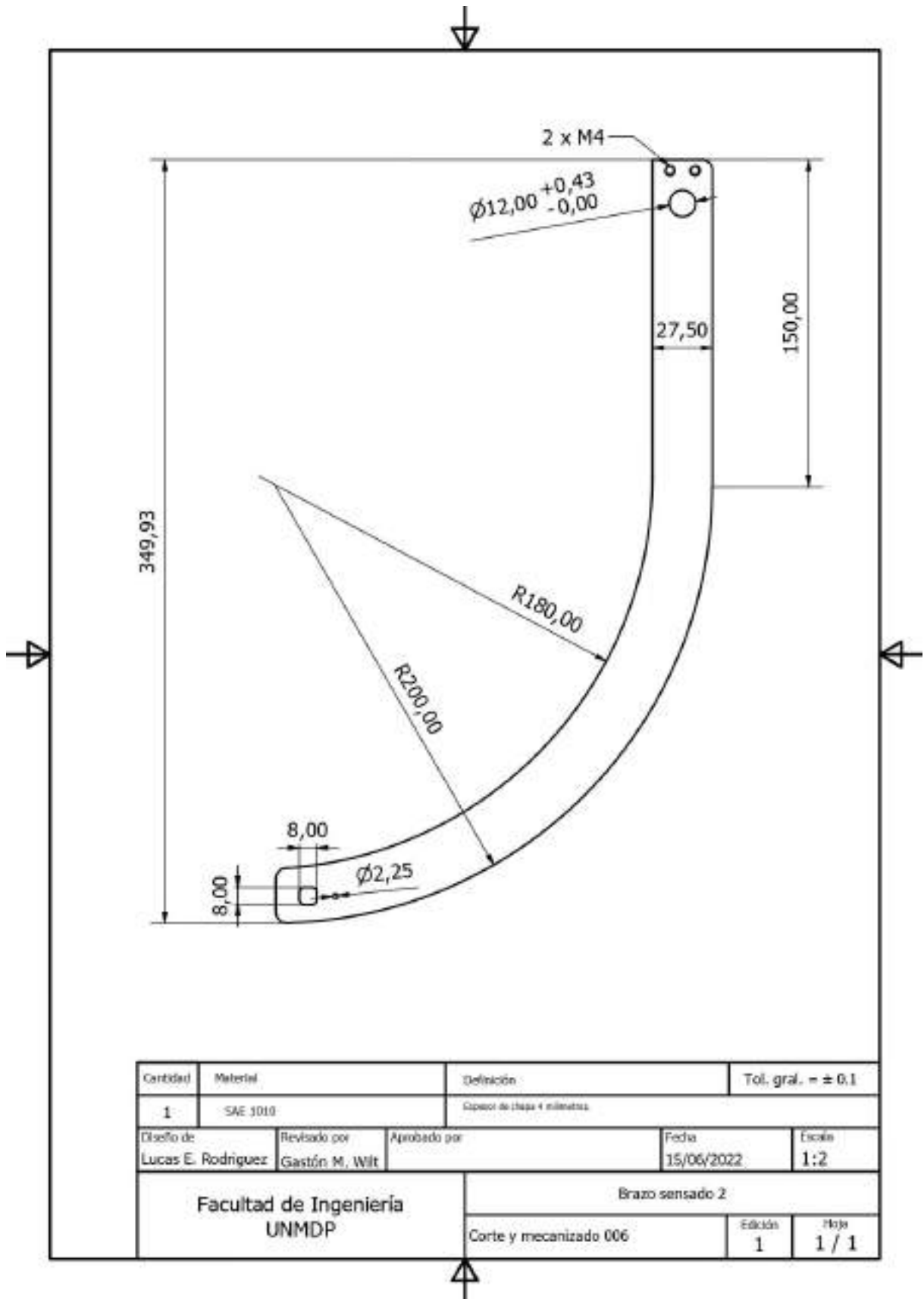
Cantidad	Materia	Deliberada	Tol. graf. = a.0.1
2	GAZ 1010	Fabricación directa desde chapa de 1.5mm	
Diseño de	Aprobado por	Aprobado por	Fecha
Lucas E. Rodriguez	Gastón M. Wilt		16/06/2022
Facultad de Ingeniería UNMDP		Bande interna	
		Corte, mecanizado, perforación y soldadura (S)	Escala 1:1
			1/1

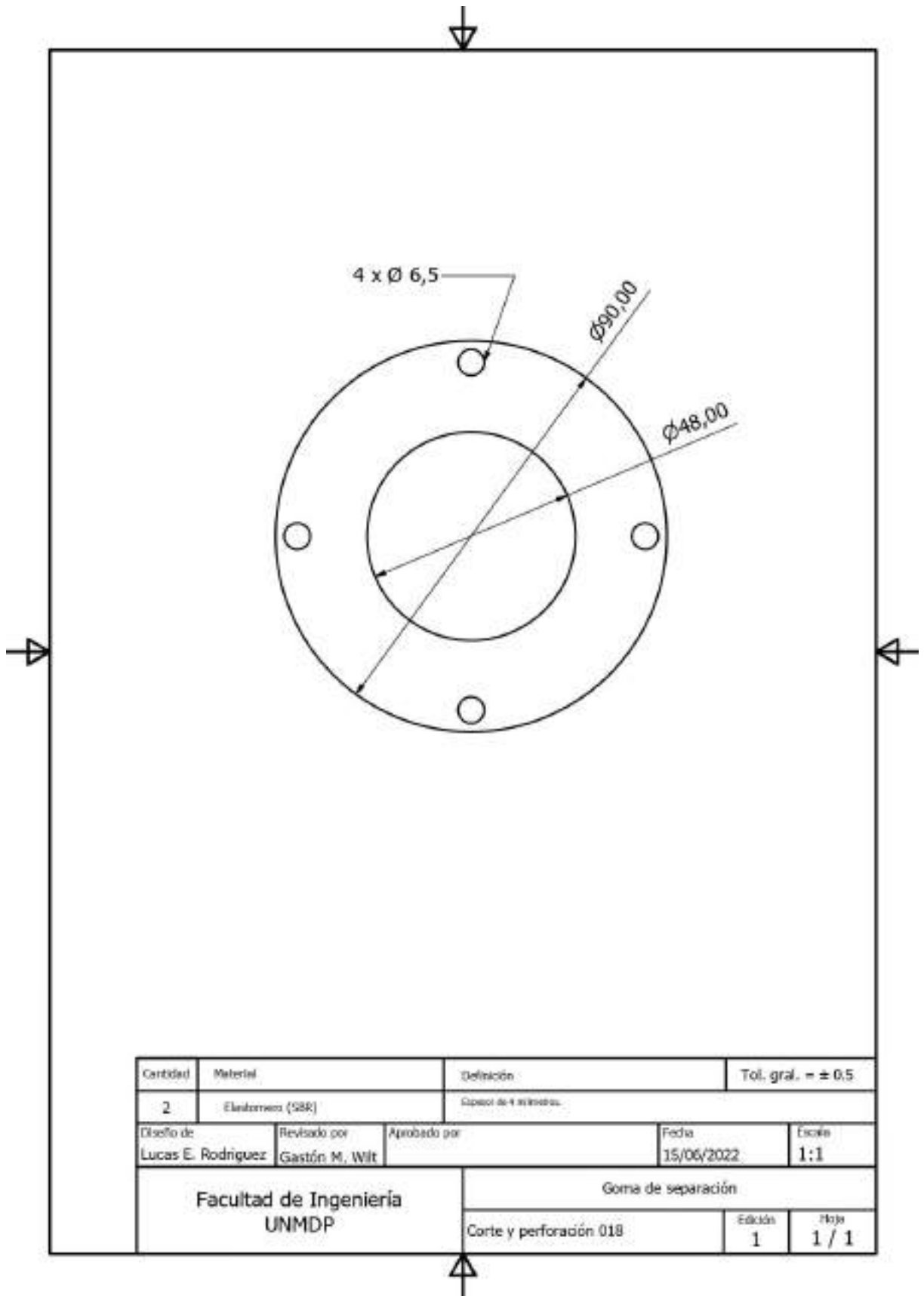


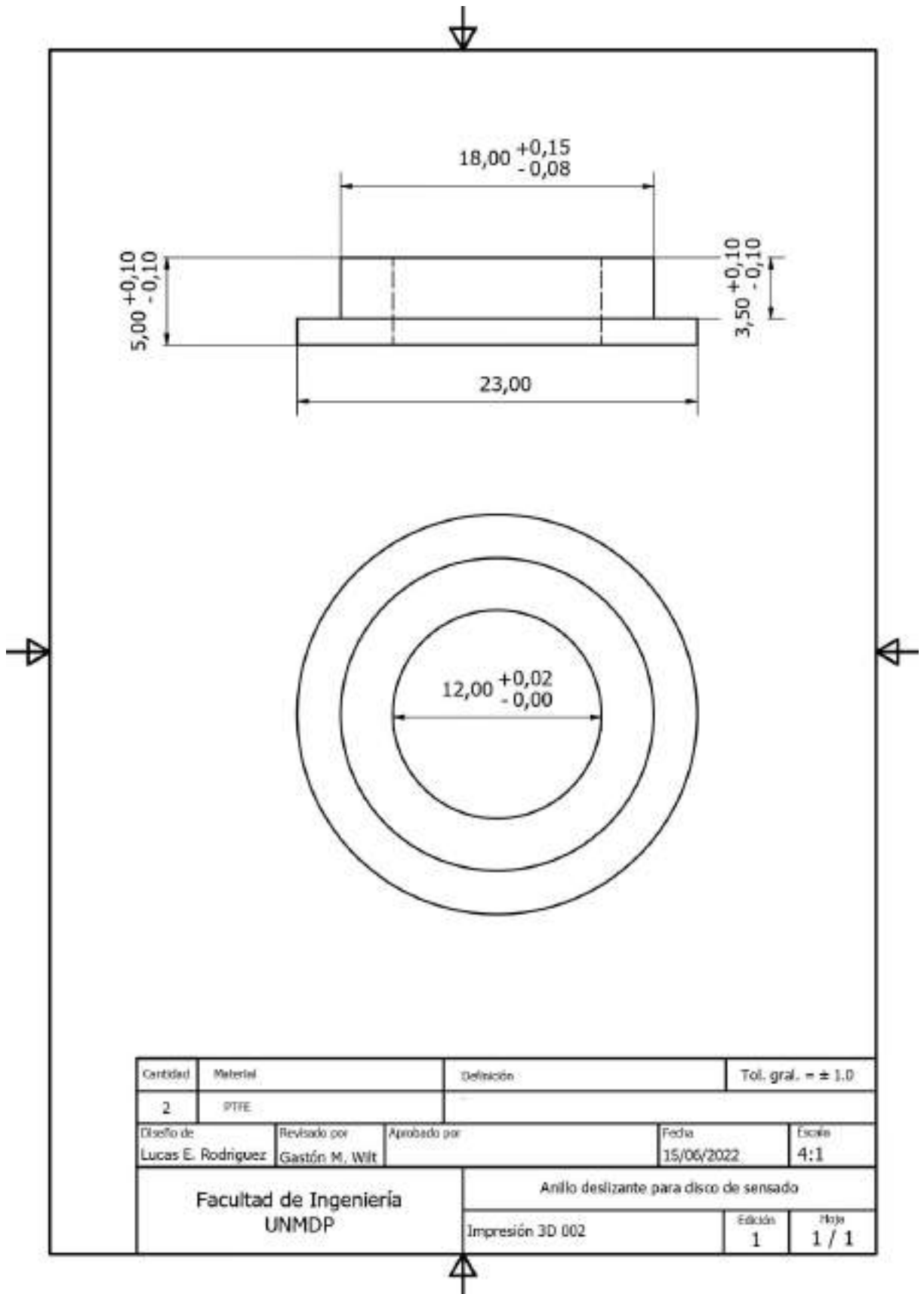


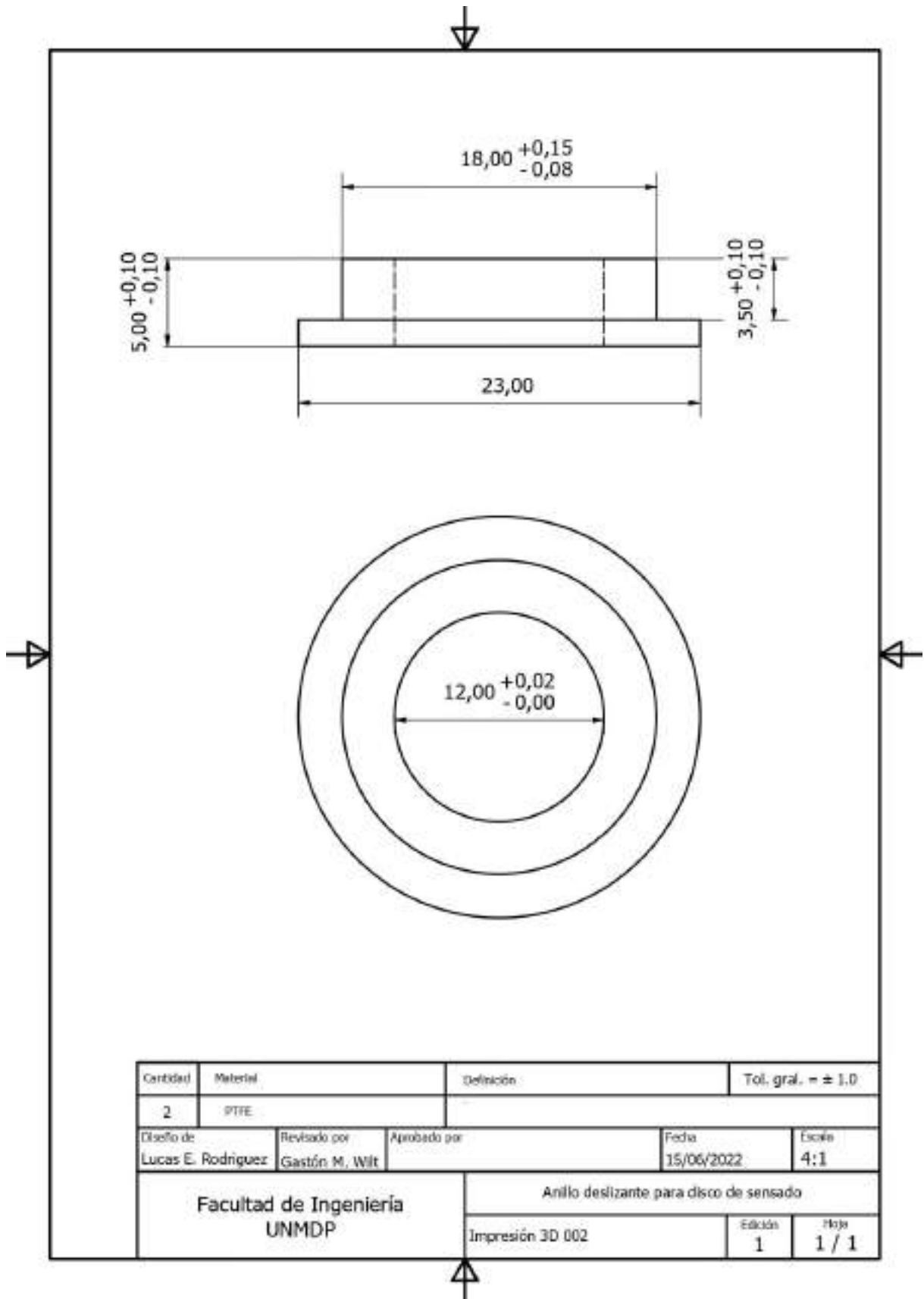


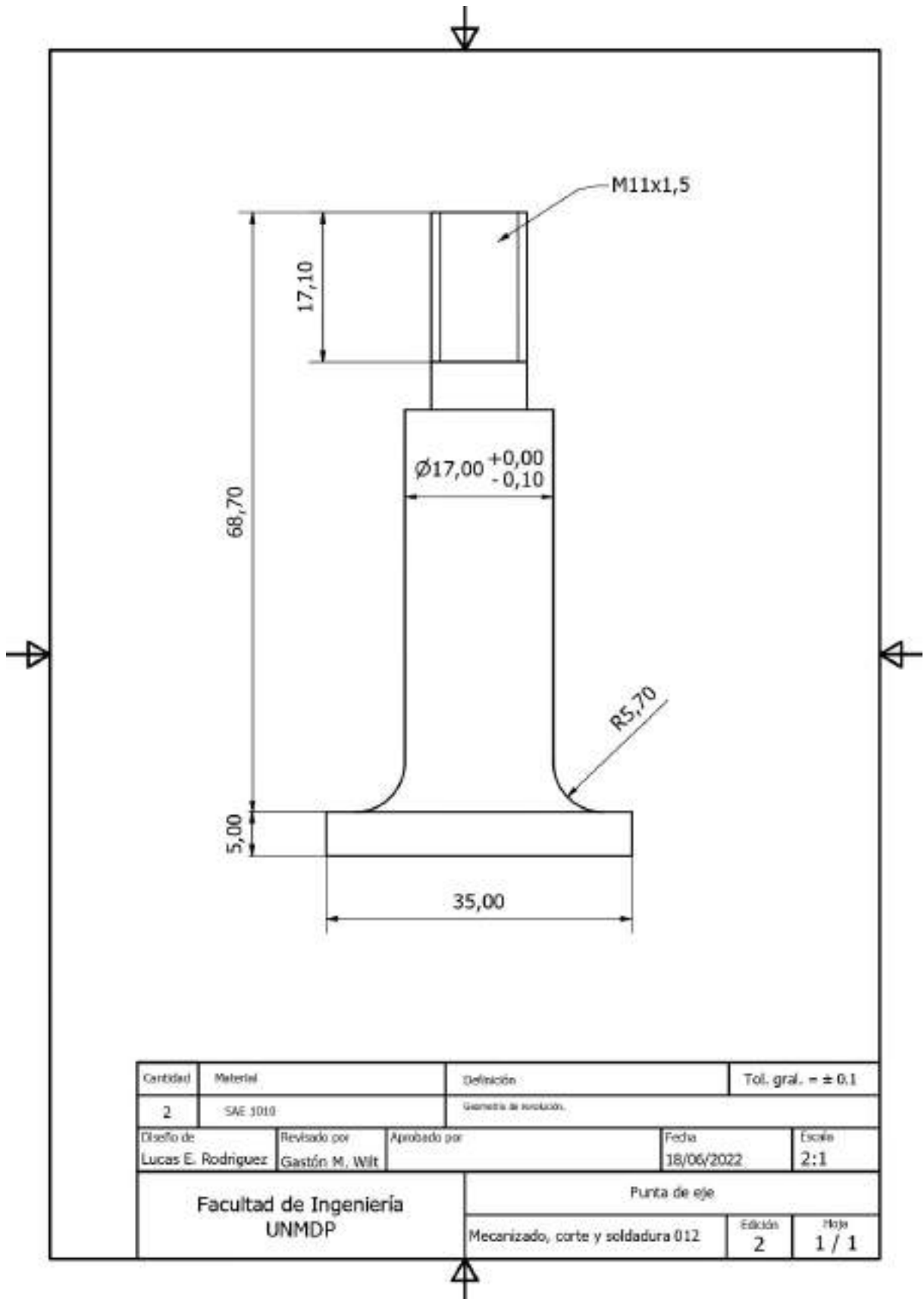


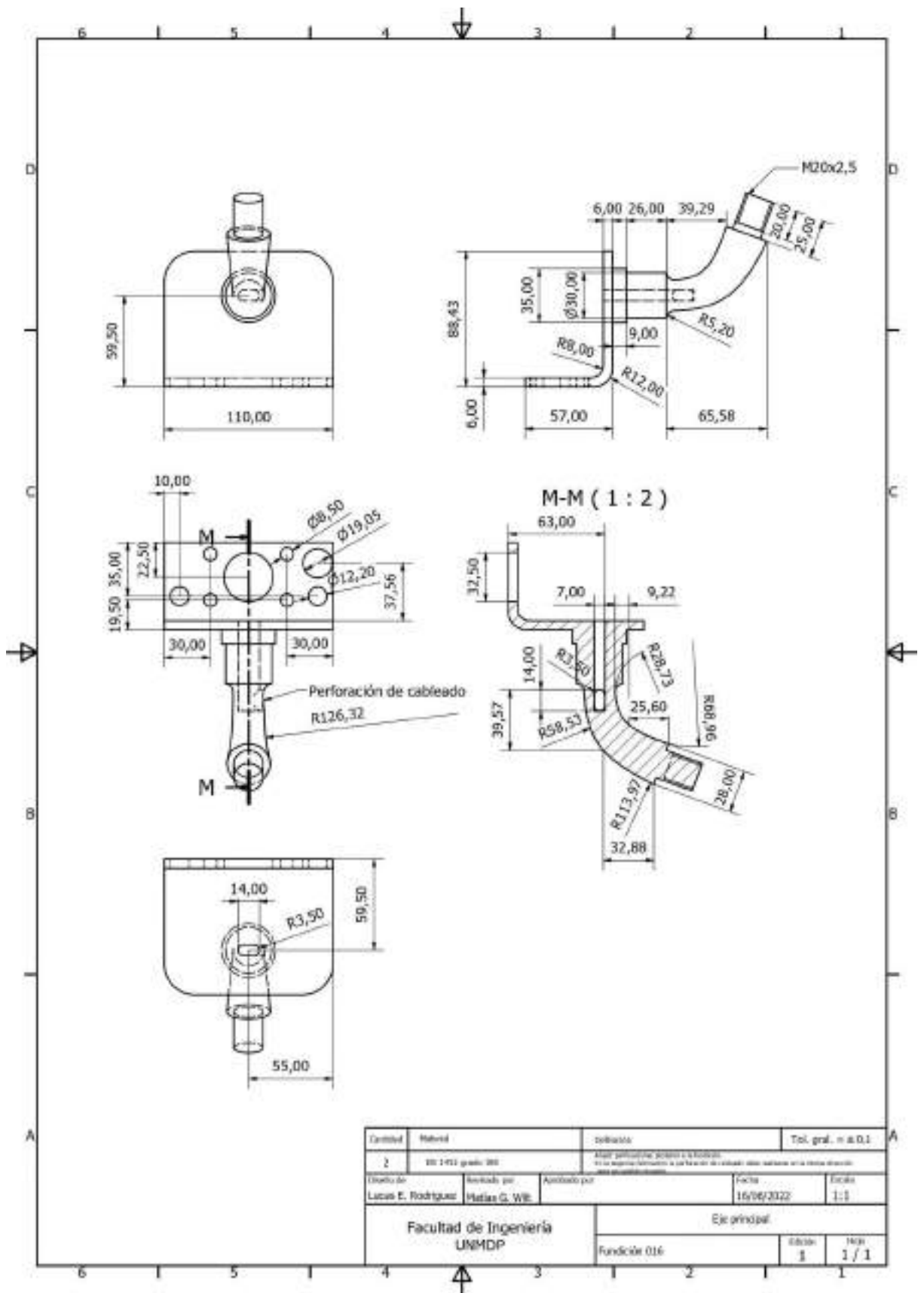












ANEXO IV – PLANO DE CONEXIÓN ELÉCTRICA

