



Sistema de Variación de Trocha de Tractores Agrícolas desde Cabina

Fernando José Fueyo
Felipe Pérez

Universidad Nacional de Rosario
Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura
Escuela de Ingeniería Mecánica

2022

Sistema de Variación de Trocha de Tractores Agrícolas desde Cabina

**Fernando José Fueyo
Felipe Pérez**

Proyecto Final de Ingeniería Mecánica presentado como
requisito parcial para optar al título de:

Ingeniero Mecánico

Director:
Ing. Juan Sismondi

Universidad Nacional de Rosario
Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura
Escuela de Ingeniería Mecánica

2022

*Dedicado a mi mamá, mi papá, mi hermana,
y mis amigos, a Euge,
a Uga, y al Paraná.*
Felipe

*Dedicado a mis viejos, mi abuela, a Catalina,
mis hermanos, y a Preto.*
Fernando

Agradecimientos

Un profundo agradecimiento al Ing. Gustavo Fongi, gerente de compras en PLA, por su inmensa predisposición, siendo muy solidario con su conocimiento y su tiempo.

Al Ing. Alberto Giacone por habernos guiado en la selección de la problemática a resolver.

A los profesores de la cátedra de proyecto, especialmente al Ing. Juan Sismondi, por su paciencia, su guía y su dedicación.

Por último, al Ing. Gustavo Nardón, docente de Máquinas Agrícolas, que siempre tuvo sus puertas abiertas para nuestras consultas.

Resumen

Se presenta un sistema de variación de trocha desde cabina especialmente diseñado para el tractor John Deere 6195M, aunque adaptable conceptualmente a una gama variada de tractores.

Actualmente, todos los sistemas de regulación de trocha del tractor implican labores manuales, con necesidad de que el operario descienda del vehículo, y muchas veces de levantar el tractor. El sistema diseñado, por otro lado, permite una variación de trocha continua en el rango del normal del tractor, para las condiciones encontradas en la Pampa Húmeda, de forma automática, desde cabina. Este permitiría disminuir tanto el tiempo y el esfuerzo físico involucrados en la variación de la trocha, apuntando a una operación más eficiente y segura, así como potenciar sistemas de policultivos a mayor escala, aumentar la seguridad frente al vuelco en operaciones agrícolas y traslados generales, y mejorar la maniobrabilidad del tractor, entre otras cosas.

Palabras clave: Tractor · Trocha · Automático

Abstract

A tractor track width variation system from its cabin is presented. This system is specially designed for the John Deere 6195M tractor, though it is conceptually adaptable to a wide range of agricultural tractors.

Nowadays, all the track width variation systems involve manual labors, with the need for the operator to step out of the tractor, and sometimes to even lift it. The system designed on this project, on the other hand, enables the continuous track width variation of the tractor on its normal range, for the conditions present in the Pampa Húmeda region, automatically, from the cabin. This reduces both the time and effort involved in the track width variation, with the aim of not only achieving a safer and more efficient operation, but also enhancing large scale polyculture systems, improving the tractor's security against overturns, and boosting its maneuverability, among other things.

Keywords: Tractor · Track width · Automatic

Índice general

Agradecimientos	III
Resumen	IV
Abstract	V
Índice	X
Índice de figuras	XI
Índice de cuadros	XV
Introducción	1
1. Tractor: Descripción, Funcionamiento General, Rol en el Campo, y Población en Argentina	3
1.1. Descripción General	3
1.1.1. Definición	3
1.1.2. Sistemas que lo Integran	3
1.1.3. Caracterización Dimensional	8
1.1.4. Clasificación	9
1.2. Usos en Agricultura	10
1.2.1. Laboreo de suelo.	10
1.2.2. Tiro de sembradoras	11
1.2.3. Tiro de cosechadoras	12
1.2.4. Transporte y Accionamiento de Maquinaria de Protección de Cultivos	13
1.2.5. Carga y Transporte	14
1.3. Riesgos Derivados del Uso de Tractores	14
1.4. Población en Argentina	16
2. Variación de Trocha: Importancia, Sistemas Actuales, y Potencial de una Variación desde Cabina	21
2.1. Necesidad de Sistemas de Variación de Trocha	21
2.1.1. Adecuación a Cultivos	21
2.1.2. Estabilidad	22
2.2. Sistemas Actuales de Variación de Trocha	23
2.3. Potencial de una Variación desde Cabina	25
2.3.1. Mejora en la Velocidad y Seguridad de la Operación	25
2.3.2. Adecuación a Policultivos	26
2.3.3. Maximización de la Estabilidad Lateral y Maniobrabilidad	28

3. Análisis de la Problemática y Propuestas de Solución	29
3.1. Diagnóstico	29
3.2. Variables	30
3.3. Condiciones Límite	31
3.4. Objetivos	31
3.5. Propuestas de Solución	32
3.6. Propuesta Seleccionada	37
3.7. Propósitos	41
4. Desarrollo de la Propuesta Seleccionada	44
4.1. Descripción Conceptual	44
4.2. Diseño	49
4.2.1. Carcasa	51
4.2.2. Eje	52
4.2.3. Maza	52
4.2.4. Carro	59
4.2.5. Subconjunto Horquilla	63
4.3. Sistema Hidráulico	64
4.3.1. Diagrama	64
4.3.2. Cilindros	66
4.3.3. Depósito auxiliar	67
4.3.4. Válvula Limitadora de Presión	68
4.3.5. Válvula Direccional	68
4.3.6. Válvulas Secuenciales	68
4.3.7. Válvulas Reguladoras de Presión	68
4.3.8. Válvula Reguladora de Caudal	68
4.3.9. Divisor de Caudal	68
4.4. Parámetros Operativos	69
4.4.1. Momento de operación	69
4.4.2. Ruedas Admisibles para el Montaje	69
4.4.3. Rango de Trochas Disponibles	69
4.4.4. Velocidad de Operación	72
4.4.5. Fuerza de Operación	73
4.5. Control	74
4.5.1. Secuencia de Operación	74
4.5.2. Sensores de posición	74
4.5.3. Sistema de Control	75
Conclusiones y Recomendaciones	76
Conclusiones	76
4.5.4. Conclusiones Técnicas	76
4.5.5. Conclusiones Académicas	76
Recomendaciones	76
Bibliografía	78
A. Selección del Tractor: John Deere 6195M	83
A.1. Selección del Tractor	83
A.1.1. Gama del Tractor	83
A.1.2. Marca del Tractor	83
A.1.3. Tractor Seleccionado	83

A.2. Especificaciones Generales	83
A.2.1. Cargas admisibles	84
A.2.2. Neumáticos Compatibles (John Deere 6195 M)	85
A.2.3. Neumáticos Compatibles (John Deere 6210 M)	86
A.2.4. Velocidades por Gama	87
A.2.5. Trochas Disponibles	88
A.2.6. Sistema Hidráulico	92
B. Cálculos Preliminares	94
B.1. Análisis de Cargas Aplicadas al Sistema	94
B.1.1. Torque Máximo	94
B.1.2. Flexión por Carga Vertical	99
B.1.3. Flexión por Tiro del Tractor	100
B.1.4. Cargas Dinámicas	100
B.2. RPM Máximas	100
B.3. Fuerza de Operación de Apertura	100
B.3.1. Carga Máxima Vertical	100
B.3.2. Fuerza sobre la Tierra	101
B.3.3. Rozamiento Maza/Eje	104
B.3.4. Cálculo de la Fuerza Apertura	104
C. Cálculos Auxiliares	106
C.1. Dimensionamiento de los Cilindros	106
C.2. Dimensionamiento de la Maza	108
C.2.1. Dimensionamiento del Eje	108
C.2.2. Dimensionamiento de las Chavetas	112
C.2.3. Verificación de Rodamientos	112
C.2.4. Dimensionamiento de Tornillos de Empuje y Tracción	113
C.3. Dimensionamiento de Horquilla	114
C.3.1. Dimensionamiento de Tornillos	114
C.4. Dimensionamiento del Carro	114
C.4.1. Presiones de Contacto	114
D. Elementos Comerciales	116
D.1. Componentes Hidráulicos	116
D.1.1. Cilindros	116
D.1.2. Válvulas de seguridad	121
D.1.3. Válvula Direccional	121
D.1.4. Válvulas Secuenciales	122
D.1.5. Válvula Reguladora de Presión	123
D.1.6. Válvula Reguladora de Caudal	124
D.1.7. Divisor de Caudal	125
D.2. Transductor de Cable WayCon SX50-MR625-1R-SA12-S2-M4-IP67-ICP-HG	126
D.3. Rodamientos SKF 32930	128
D.4. Láminas SKF PCMS 1005001.0 M	129
D.5. Retenes	130
D.6. Tornillos	133
D.6.1. Propiedades Mecánicas de Tornillos	133
D.6.2. Tornillos de Cabeza Hexagonal DIN 933	134
D.6.3. Tornillos Allen DIN 912	134

D.6.4. Tornillos Allen de Cabeza Avellanada DIN 7991	135
D.6.5. Tornillos de Cabeza Tanque DIN 7045	136
D.6.6. Tornillo Prisionero DIN 913	137
D.7. Arandelas	138
D.8. Planchuelas	138
D.9. Tuercas	139
D.10. Chavetas	139
D.11. Aros Seeger	141
E. Materiales	142
E.1. ABS	142
E.2. Acero SAE 1010	142
E.3. Acero SAE 1020	143
E.4. Acero SAE 1045	143
E.5. Acero SAE 4140	144
E.6. Bronce Amarillo	145
E.7. Caucho Fluorado (FKM)	145
E.8. Fundición ADI	146
E.9. Fundición Nodular	146
F. Simulaciones	149
F.1. Simulación de la pieza “Maza 01”	149
F.2. Simulación de la Horquilla - Maza	158
F.3. Simulación del Carro	173
F.3.1. Simulación del Carro a Compresión	173
F.3.2. Simulación del Carro a Tracción	177
F.3.3. Simulación de la Guía a Tracción	182
G. Diagrama hidráulico	189
H. Planos	191
H.1. Montaje de Rueda	192
H.2. Ensamblaje Sistema	195
H.3. Maza	196
H.3.1. Maza	197
H.3.2. Tapa Interna	198
H.3.3. Cilindro de Empuje	199
H.3.4. Soporte de Retén	200
H.3.5. Tapa Externa	201
H.3.6. Sello Axial de Eje	202
H.3.7. Implemento Rascador	203
H.3.8. Suplemento Pivot de Horquilla	204
H.3.9. Tapa Externa de Sello	205
H.3.10. Tapa Interna de Sello	206
H.3.11. Pasador	207
H.4. Carro	208
H.4.1. Base de Guía	209
H.4.2. Lateral de Guía	210
H.4.3. Carro	211
H.4.4. Moisés	212
H.4.5. Tapa	213

H.4.6. Sujeción de Sello	214
H.5. Subconjunto Horquilla	215
H.5.1. Horquilla	216
H.5.2. Buje	217
H.6. Soporte de Cilindro Longitudinal	218

Índice de figuras

1.1. Tractor John Deere 7R 230 [75]	4
1.2. Partes del motor [14].	4
1.3. Diagramas de una transmisión mecánica característica	5
1.4. Esquema de una transmisión hidráulica básica [42]	5
1.5. Diagrama de una rueda de tractor con sus dimensiones básicas [10].	6
1.6. Diagrama de una toma de fuerza de categoría de 540 RPM, a modo ilustrativo [14].	6
1.7. Enganches de un tractor.	7
1.8. Dimensiones generales de un tractor [15].	9
1.9. Clasificación general de los tractores según su tren cinemático.	10
1.10. Tipos de arados según su forma de acoplamiento al tractor.	12
1.11. Tractor tirando de una sembradora de grano grueso John Deere DB62, a modo ilustrativo [32]	13
1.12. Cosechadoras según modo de propulsión.	13
1.13. Pulverizadora suspendida sobre tractor, a modo ilustrativo [2]	14
1.14. Tractor con cargadora frontal cargando un remolque, tirado por otro tractor [56]	14
1.15. Cantidad de tractores en Argentina en función de su antigüedad y potencia [29].	18
1.16. Cantidad de tractores en Argentina en función de su potencia [29].	18
1.17. Potencia de los tractores según su antigüedad.	19
1.18. Porcentaje de los tractores según su potencia en función de la antigüedad [29].	20
1.19. Marcas de tractores más vendidas en los años 2019 y 2020 [38].	20
2.1. Ubicación del centro de gravedad típica del tractor [68].	22
2.2. Zona de estabilidad del tractor [68].	22
2.3. Factores que pueden causar el vuelco. [68].	23
2.4. Sistema de llanta con 16 posiciones [13].	24
2.5. Sistema de piñón y cremallera para la variación de trocha[19].	25
2.6. Sistema de llanta PAVT [19].	25
2.7. Diseños típicos de policultivos: (A) En franjas, (B) En surcos y (C) Al azar [22].	28
3.2. Propuestas pre-seleccionadas.	40
4.1. Vista isométrica del sistema en distintas posiciones, con la rueda comercial de mayor tamaño montada.	45
4.2. Vista isométrica del sistema en distintas posiciones.	45
4.3. Vista isométrica de la maza.	46
4.4. Vista frontal de la maza.	46

4.5. Vista de la maza explosionada.	47
4.6. Distintos cortes de la maza.	48
4.7. Vista en detalle de la vinculación de la horquilla con el cilindro de empuje.	49
4.8. Vista isométrica del carro diseñado.	49
4.9. Vista del interior de la guía.	49
4.10. Vista en corte del carro.	50
4.11. Vista explosionada del carro.	50
4.12. Sistema diseñado con la máxima rueda comercial disponible.	50
4.13. Diseño del conjunto.	51
4.14. Diseño conceptual del eje, a modo de referencia.	52
4.15. Maza diseñada.	53
4.16. Maza diseñada.	55
4.17. Tapa interior diseñada.	55
4.18. Cilindro de empuje diseñado.	56
4.19. Suplemento de retén diseñado.	56
4.20. Tapa externa diseñada.	57
4.21. Sello axial de eje diseñado.	57
4.22. Implemento rascador diseñado.	58
4.23. Suplemento diseñado.	58
4.24. Tapa externa de sello diseñada.	59
4.25. Captura del plano de conjunto del carro.	59
4.26. Base diseñada.	60
4.27. Laterales diseñados.	61
4.28. Base diseñada.	61
4.29. Suplemento diseñado para la apertura del sello.	62
4.30. Tapa diseñada.	62
4.31. Captura del plano de la horquilla.	63
4.32. Horquilla diseñada.	64
4.33. Buje diseñado	64
4.34. Sistema hidráulico diseñado.	65
4.35. Comparación entre los rangos de trocha obtenidos con el sistema diseñado y el original.	72
4.36. Vista isométrica del sistema con el sensor montado.	75
4.37. Sistema de control propuesto, a modo conceptual.	75
A.1. Modelo 3D del tractor John Deere 6195M	84
B.1. Referencia a la denominación de los cilindros	94
D.1. Tipos de cilindros ofrecidos por Parker. Se selecciona el tipo BB [27].	117
D.2. Vinculaciones del cilindro para la verificación al pandeo del vástago [27].	120
D.3. Diagrama de la válvula direccional seleccionada [58].	122
D.4. Diagrama de la válvula secuencial seleccionada [62].	123
D.5. Diagrama de la válvula reguladora de presión seleccionada [60].	123
D.6. Diagrama de la válvula reguladora de caudal seleccionada [57].	124
D.7. Diagrama del divisor de caudal seleccionado [59].	125
D.8. Planchuelas laminadas ofrecidas por Acindar [50]	138
D.9. Especificaciones de tuercas según la norma DIN 934 [77]	139
D.10. Diagrama del conjunto eje-maza-chaveta [50]	139
D.11. Especificaciones del conjunto eje-maza-chaveta [50].	140
D.12. Especificaciones del aro Seeger seleccionado [64].	141

F.1. Representación de la pieza a simular	149
F.2. Configuración de la simulación.	150
F.3. Tornillos de fundación utilizados como sujeciones para la simulación.	150
F.4. Fuerza vertical configurada para la simulación.	151
F.5. Torque configurado para la simulación.	152
F.6. Malla global configurada.	153
F.7. Refinamientos de malla en la maza.	153
F.8. Tensiones en la maza.	155
F.9. Tensiones en la maza que superan los 276 N/mm^2	156
F.10.Desplazamientos en la maza.	157
F.11.Representación del conjunto a simular	158
F.12.Configuración de la simulación.	159
F.13.Conectores empleados.	160
F.14.Contacto de no penetración entre el buje y la maza.	160
F.15.Sujeciones empleadas.	161
F.16.Aplicación de la fuerza de apertura sobre la zona de montaje del cilindro.	162
F.17.Mallado global del conjunto.	162
F.18.Mallado de la horquilla.	163
F.19.Mallado del suplemento pivot.	164
F.20.Mallado del buje.	164
F.21.Refinamiento de malla en la <i>Maza 03</i>	165
F.22.Tensiones equivalentes en el conjunto.	166
F.23.Tensiones en la horquilla.	167
F.24.Iso-superficies de tensión.	168
F.25.Comprobación de los conectores empleados	169
F.26.Tensiones en el buje.	170
F.27.Iso-superficies de tensión en el buje.	171
F.28.Tensiones en el suplemento pivot.	172
F.29.Representación de las piezas a simular	173
F.30.Configuración de la simulación.	174
F.31.Conectores entre componentes.	174
F.32.Sujeción de las piezas.	174
F.33.Fuerzas aplicadas.	175
F.34.Mallado de las piezas.	175
F.35.Resultados de tensiones en el conjunto.	176
F.36.Resultados de tensiones en el carro.	176
F.37.Resultados de tensiones en el carro.	176
F.38.Presiones de contacto en la base del carro.	177
F.39.Presiones de contacto en la base del carro.	177
F.40.Representación de las piezas a simular	178
F.41.Configuración de la simulación.	178
F.42.Conectores entre componentes.	179
F.43.Sujeción de las piezas.	179
F.44.Fuerzas aplicadas.	179
F.45.Mallado de las piezas.	180
F.46.Resultados de tensiones en el conjunto.	180
F.47.Resultados de tensiones en el carro.	181
F.48.Resultados de tensiones en el carro.	181
F.49.Presiones de contacto en la parte superior del carro.	182
F.50.Presiones de contacto en la parte superior del carro.	182

F.51. Representación de las piezas a simular	183
F.52. Configuración de la simulación.	183
F.53. Conexiones entre componentes.	184
F.54. Fuerzas aplicadas.	184
F.55. Mallado de las piezas.	185
F.56. Resultados de tensiones en el conjunto.	185
F.57. Resultados de tensiones en el conjunto.	186
F.58. Resultados de Desplazamientos en la guía.	186
F.59. Tensiones en la base de la guía.	187
F.60. Tensiones en los laterales de la guía.	187
F.61. Fuerzas en los tornillos de fijación de los laterales.	188
F.62. Factor de seguridad resultante de usar tornillos M10 grado 10.9.	188

Índice de cuadros

1.1. Causas de los vuelcos laterales [6].	16
1.2. Tractores en Argentina según antigüedad y potencia [29].	17
1.3. Porcentaje de tractores en función de la potencia y la antigüedad en Argentina [29]	17
3.1. Variables del problema.	31
3.2. Condiciones límite del problema.	31
3.3. Propuestas.	36
3.4. Desarrollo de la propuesta 5.	39
4.1. BOM del sistema.	51
4.2. BOM de la maza.	54
4.3. BOM del carro.	60
4.4. BOM del subconjunto de horquilla.	63
4.5. Lista de elementos del diagrama hidráulico.	66
4.6. Resumen del cilindro seleccionado.	67
4.7. Resumen del cilindro seleccionado.	67
4.8. Trochas obtenidas para distintos valores de offset de llantas comerciales.	69
4.9. Comparación entre las trochas disponibles originalmente y las teóricas obtenidas con el sistema diseñado, para distintos neumáticos.	71
4.10. Caudal disponible para el accionamiento del sistema considerando un porcentaje del caudal suministrado por la bomba.	73
4.11. Tiempo de apertura total con el caudal disponible.	73
4.12. Verificación de la fuerza de accionamiento del cilindro 1.	73
4.13. Verificación de la fuerza de accionamiento del cilindro 2.	74
A.2. Cargas sobre el tractor [13].	84
A.3. Combinaciones de neumáticos sugeridas para el tractor John Deere 6195 M [13].	85
A.4. Combinaciones de neumáticos sugeridas para el tractor John Deere 6210 M [13].	86
A.5. Tabla de velocidades [13].	87
A.6. Trochas disponibles con llantas de dos posiciones para el tractor John Deere 6195 M [13].	88
A.7. Trochas disponibles con llantas de dos posiciones para el tractor John Deere 6210 M [13].	89
A.8. Trochas disponibles con llantas de dos posiciones con eje de piñón y cremallera y Ruedas traseras con rueda de fundición[13].	90
A.9. Trochas disponibles con llantas de dos posiciones con eje de piñón y cremallera y ruedas traseras con rueda de acero de dos posiciones en cubo de fundición[13].	91

A.10.Sistema Hidráulico del tractor John Deere 6195 M [13].	92
A.1. Especificaciones del tractor John Deere 6195M [35].	93
B.1. Especificaciones de la transmisión del tractor John Deere 6195M.	95
B.2. Cálculo del torque.	96
B.3. Diámetro mínimo del eje para soportar el torque máximo.	96
B.4. Torque calculado según el segundo criterio.	97
B.5. Torque calculado según el tercer criterio.	97
B.6. Torque calculado según el cuarto criterio.	98
B.7. Torque calculado según el quinto criterio.	98
B.8. Fuerza de tiro máxima.	99
B.9. Coeficientes de rozamiento en distintos terrenos [28].	99
B.10.Torque calculado según el sexto criterio.	99
B.11.Velocidades máximas del tractor.	100
B.12.Datos para calcular el hundimiento del neumático del tractor.	102
B.13.Propiedades de distintos tipos de suelo [69].	102
B.14.Cargas para calcular el hundimiento del neumático del tractor.	102
B.15.Resultados de la ecuación de Bekker	102
B.16.Densidad del suelo [47]	103
B.17.Cálculo de la fuerza de empuje de tierra.	103
B.18.Cálculo de la fuerza de rozamiento sobre la tierra.	104
B.19.Coeficientes de rozamiento acero - acero para distintas condiciones de lubricación [23].	104
B.20.Datos para el cálculo de la fuerza de rozamiento maza - eje.	105
B.21.Fuerzas involucradas para el cálculo de la fuerza de rozamiento maza - eje.	105
B.22.Fuerzas de rozamiento maza - eje según el lubricante utilizado.	105
B.23.Fuerza de desplazamiento total.	105
C.1. Comparación de los estados de sollicitación del eje con el sistema y con los máximos en el tractor original.	109
C.2. Esfuerzos máximos sobre el eje.	110
C.3. Propiedades del eje original y el actual [45].	110
C.4. Factores de concentración de tensiones para el eje original y el actual [53]	110
C.5. Cálculos para el dimensionamiento de la chaveta.	112
C.6. Datos del rodamiento.	112
C.7. Cargas sobre el rodamiento.	112
C.8. Cálculos externos para la verificación del rodamiento.	113
C.9. Carga estática equivalente para el rodamiento.	113
C.10.Carga dinámica equivalente para el rodamiento.	113
C.11.Cálculos para el dimensionamiento del tornillo.	114
C.12.Cálculos para el dimensionamiento de los pernos de la horquilla.	114
C.13.Cálculos para el dimensionamiento del carro.	115
D.1. Fuerza de empuje efectuada por el cilindro a distintas presiones [27].	116
D.2. Fuerza de tracción efectuada por el cilindro a distintas presiones [27].	117
D.3. Tipos de extremos de vástagos. Se selecciona al vástago estándar de 1,375 pulgadas de diámetro [27].	118
D.4. Geometría del cilindro seleccionado [27].	118
D.5. Geometría del cilindro seleccionado [27].	119
D.6. Extremo de vástago seleccionado para el carro [27].	119

D.7. Verificación al pandeo del vástago [27].	120
D.8. Especificaciones técnicas de la válvula de seguridad seleccionada [61].	121
D.9. Especificaciones técnicas de la válvula de seguridad seleccionada [61].	121
D.10. Especificaciones técnicas de la válvula direccional seleccionada [58].	122
D.11. Especificaciones técnicas de la válvula direccional seleccionada [58].	122
D.12. Especificaciones técnicas de la válvula secuencial seleccionada [62].	123
D.13. Especificaciones técnicas de la válvula secuencial seleccionada [62].	123
D.14. Especificaciones técnicas de la válvula reguladora de presión seleccionada [60].	124
D.15. Especificaciones técnicas de la válvula reguladora de caudal seleccionada [57].	125
D.16. Diagrama del divisor de caudal seleccionado [59].	125
D.17. Especificaciones técnicas del divisor de caudal seleccionado [59].	126
D.18. Especificaciones técnicas del sensor seleccionado [79].	126
D.19. Especificaciones eléctricas del sensor seleccionado [79].	127
D.20. Especificaciones Mecánicas del sensor seleccionado [79].	127
D.21. Dimensiones del sensor seleccionado [79].	128
D.22. Dimensiones de los rodamientos seleccionados [1].	128
D.23. Dimensiones de los resaltes de los rodamientos seleccionados [1].	129
D.24. Datos de cálculo de los rodamientos seleccionados [1].	129
D.25. Dimensiones estándar de las láminas seleccionadas [52].	130
D.26. Datos de cálculo de las láminas seleccionadas [52].	130
D.27. Especificaciones de los retenes seleccionados [70].	131
D.28. Dimensiones del retén SKF 180X200X15 HMSA10 V [70].	131
D.29. Aplicación y condiciones de funcionamiento del retén SKF 180X200X15 HMSA10 V [70].	131
D.30. Dimensiones del retén SKF 230X260X15 HMSA10 V [70].	132
D.31. Aplicación y condiciones de funcionamiento del retén SKF 230X260X15 HMSA10 V [70].	132
D.32. Propiedades mecánicas de los tornillos según el grado [72].	133
D.33. Especificaciones de los tornillos de cabeza hexagonal según la norma DIN 933 [74].	134
D.34. Especificaciones de los tornillos Allen según la norma DIN 912 [74].	134
D.35. Especificaciones de los tornillos allen de cabeza avellanada según la norma DIN 7991 [73].	135
D.36. Especificaciones de los tornillos de cabeza tanque según la norma DIN 7045 [20].	136
D.37. Especificaciones de los tornillos prisioneros según la norma DIN 913 [49].	137
D.38. Especificaciones de arandelas según la norma DIN 125 [5].	138
E.1. Propiedades del ABS [41].	142
E.2. Composición típica del acero SAE 1010 [65].	142
E.3. Propiedades del Acero SAE 1010 [65].	143
E.4. Composición típica del acero SAE 1020 [66].	143
E.5. Propiedades del Acero SAE 1020 [66].	143
E.6. Composición típica del acero SAE 1045.	144
E.7. Propiedades del Acero SAE 1045 sin tratamiento térmico de endurecimiento [66].	144
E.8. Composición típica del acero SAE 4140 [67].	144
E.9. Propiedades del Acero SAE 4140 [67].	145

E.10.Propiedades del bronce amarillo [48].	145
E.11.Propiedades del caucho Fluorado (FKM)	146
E.12.Composición típica de la fundición ADI [8].	146
E.13.Propiedades de la fundición ADI [11].	146
E.14.Composición química y propiedades mecánicas de distintos tipos de fundiciones [9].	147
E.15.Propiedades de la fundición nodular según la norma IRAM 700 [9]. . .	148

Introducción

La búsqueda de la optimización y masificación de las labores agrícolas ha llevado a una tecnificación de la misma, quizás siendo la pieza de mayor importancia en el proceso el tractor. Un tractor es un vehículo autopropulsado con capacidad para remolcar, arrastrar y accionar otras máquinas [42], y representa una pieza fundamental de la agricultura moderna.

La trocha del tractor es la distancia entre ruedas de un mismo eje medida de centro a centro de los neumáticos, y estos tienen trocha variable para permitir su adaptación a distintos trabajos culturales, como así también para optimizar el enganche y la regulación de las distintas máquinas agrícolas, entre otras cosas. Actualmente, todos los sistemas de regulación de la trocha del tractor se realizan de forma manual, con necesidad de que el operario descienda del vehículo. Además, en varios de estos ajustes, es necesario elevar al tractor y hasta retirarle las ruedas, lo cual convierte esta tarea en una operación riesgosa. Para dar un contexto general, las formas de variación de trocha principalmente utilizadas en la actualidad son las siguientes:

- Sistema de llanta y disco reversible, en donde dependiendo de la forma de tomar el disco a la llanta, se determina el valor de la trocha.
- Sistema de riel helicoidal con topes ajustables (PAVT).
- Sistemas por piñón y cremallera.

Lo tedioso de la operación en cuestión, limita la frecuencia de la misma, subaprovechando las potencialidades que esto tendría, tanto en materias de optimización de sus funciones agrícolas, como en materias de seguridad, estabilidad y velocidad de traslado. En particular, desarrollar un sistema de variación de trocha variable permitiría lo siguiente:

- Disminuir tanto el tiempo y el esfuerzo físico involucrados en la variación de la trocha, apuntando a una operación más eficiente y segura.
- Potenciar sistemas de policultivos a mayor escala de forma óptima.
- Aumentar la seguridad frente al vuelco en operaciones agrícolas y traslados generales.
- Mejorar la maniobrabilidad del tractor.

La primera ventaja de cambiar la trocha desde cabina es evidente: reducir el tiempo y el esfuerzo de los operarios destinados a la operación. Esto tiene aparejado una disminución de los riesgos asociados al trabajo y la reducción de tiempos no productivos.

En cuanto a los policultivos, estos presentan una alta potencialidad para aumentar la diversidad específica, vertical, estructural y funcional de los agroecosistemas, presentando como beneficios un mejor comportamiento ante la presencia de adversidades

(enfermedades, malezas y plagas) y/o una mayor eficiencia en el uso de los recursos [22]. Se necesitan variedades de cultivos y prácticas de manejo que mejoren los beneficios de los sistemas existentes, y la atención puesta en el diseño de máquinas que faciliten el manejo de combinaciones de cultivos, podría permitir que los agricultores alcancen los beneficios biológicos potenciales de estos sistemas de una manera práctica, ya que la maquinaria utilizada debe adaptarse a los distintos cultivos de forma dinámica, por ejemplo, variando la trocha del tractor entre franjas de distintos cultivos, o regulando la distancia de líneas de siembra para las distintas semillas empleadas, entre otras cosas [40]. La fabricación de tractores con trocha variable representaría un paso en esta dirección.

Por otro lado, el 69 % de las muertes a causa del tractor se atribuyen al vuelco lateral y al vuelco posterior, representando los laterales el 90 % del citado incidente [63]. Una mayor trocha genera una mayor estabilidad frente al vuelco, lo que permite trabajar de formas más seguras en pendientes o en silos forrajeros, y en traslados entre lotes, pero sin embargo, actualmente, el tedio del cambio de la trocha hace que se trabaje en condiciones sub-óptimas en múltiples ocasiones, trabajando y trasladándose con la trocha que quedó fijada de la operación anteriormente realizada.

Considerando que la variación de trocha puede realizarse tanto para el eje trasero como para el eje delantero, y teniendo en cuenta el alcance del presente trabajo, este proyecto se centra en el análisis y la resolución de la variación de trocha para el eje trasero del tractor.

Capítulo 1

Tractor: Descripción, Funcionamiento General, Rol en el Campo, y Población en Argentina

1.1. Descripción General

1.1.1. Definición

La búsqueda de la optimización y masificación de las labores agrícolas ha llevado a una tecnificación de la misma, quizás siendo la pieza de mayor importancia en el proceso el tractor. Un tractor es un vehículo autopropulsado con capacidad para remolcar, arrastrar y accionar otras máquinas [42], y representa una pieza fundamental de la agricultura moderna. En particular, es utilizado en los sistemas productivos agrícolas como fuente de potencia de diferentes formas [12]:

- Rotacional en forma estática: aquí el tractor se encuentra detenido, la potencia es transmitida por la toma de fuerza, y es absorbida por máquinas como bombas de riego o grupos electrógenos, solo por mencionar algunas.
- Traccional: esta fuente es necesaria para las tareas de la producción que demandan un desplazamiento horizontal de máquinas o aperos, y representa una de las fuentes de potencia más requeridas en el campo.
- Traccional y rotacional simultánea: esta es demandada por máquinas que precisan una potencia rotacional para sus órganos activos a la vez que se desplazan.

1.1.2. Sistemas que lo Integran

Los tractores están compuestos por diferentes partes, siendo las principales el chasis, el motor, la transmisión, los rodados, la toma de fuerza, los enganches, el sistema de dirección, el sistema de frenado, el sistema hidráulico y el eléctrico [46]. A continuación, se realizará una breve descripción de cada uno.

Chasis. El chasis es el soporte estructural del tractor, sirviendo como núcleo sobre el cual se montan sus componentes.



Figura 1.1: Tractor John Deere 7R 230 [75]

Motor. El motor es el encargado de suplir al tractor de la potencia necesaria para realizar sus labores mediante la transformación de energía química del combustible diésel a energía mecánica, hidráulica y eléctrica. Una representación de un motor característico de un tractor con sus partes puede observarse en la fig. 1.2.

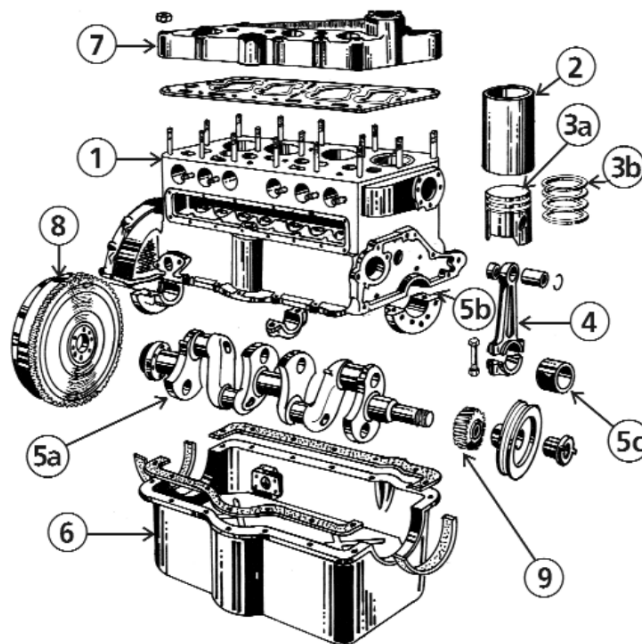


Figura 1.2: Partes del motor: 1. bloque; 2. cilindro; 3a. pistón; 3b. aros; 4. biela; 5a. cigüeñal; 5b. bancada; 5c. cojinete; 6. cárter; 7. tapa de cilindros; 8. volante; 9. engranajes de distribución [14].

Transmisión. La transmisión consiste en un tren cinemático que distribuye la potencia a los mecanismos que la absorben con los valores de par y velocidad angular que se precisen. Existen básicamente dos tipos de transmisiones: las mecánicas y las hidráulicas [44], la primera representando el sistema de transmisión más difundido en los tractores agrícolas, no solamente por su simplicidad, sino también por su mayor eficiencia [42]. Esta distribuye la potencia del motor a las ruedas motrices y a la toma de potencia mediante un conjunto de elementos como: el embrague, la caja de veloci-

dades, el diferencial, y los reductores finales. Por otro lado, la transmisión hidráulica se utiliza cuando se necesita variar en forma continua la velocidad sin escalonamientos como con las cajas de velocidades o cuando la máquina debe ir marcha atrás y adelante en forma reiterada ya que no poseen embrague, y están constituida principalmente por una bomba de caudal variable, impulsada por el motor, válvula reguladora de caudal, un motor hidráulico y reductor. Su menor eficiencia causa que difícilmente se las vea como única transmisión en tractores agrícolas dónde, por lo general, los más avanzados combinan ambos sistemas: el hidráulico y el mecánico [42]. Dentro de las transmisiones hidráulicas se destacan las transmisiones hidrodinámicas, las hidrostáticas, y las automáticas. Pueden verse diagramas básicos de las transmisiones mecánicas e hidráulicas más comunes en las figuras 1.3 y 1.4.

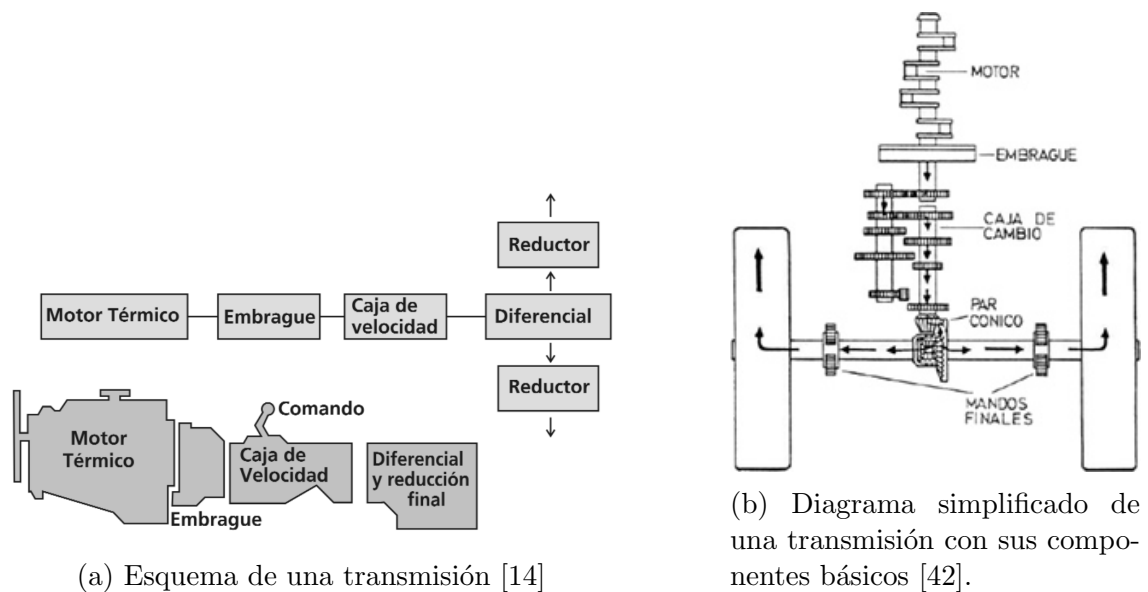


Figura 1.3: Diagramas de una transmisión mecánica característica

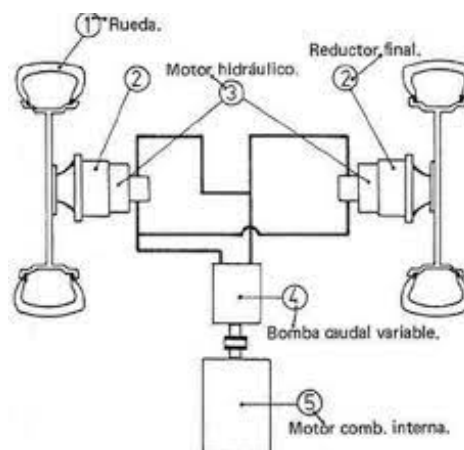


Figura 1.4: Esquema de una transmisión hidráulica básica [42]

Rodados. Los rodados son los encargados generar fuerza de tracción a partir de la potencia recibida por la transmisión, además de soportar el peso del tractor, brindar suspensión, lograr un adecuado despeje del tractor, realizar el frenado y la conducción [42]. Según su diseño pueden clasificarse como diagonales (las más convencionales), o

radiales, y su denominación según ISO se realiza de la forma siguiente: $W/(H:W) C \phi Q V$, donde W representa el ancho, H la diferencia entre el radio exterior del neumático y el radio de la llanta, C el diseño (R o D, según sea radial o diagonal), D el diámetro exterior del neumático, Q la capacidad de carga, y V la velocidad máxima admisible. A modo ilustrativo, un neumático con denominación 710/70 R38 166 A8, tiene un ancho W de 710 mm, con una relación H/W de 0,7, una construcción radial, un diámetro de llanta de 38 pulgadas, una capacidad de carga de 166 (valor de referencia para búsqueda en una tabla provista por el fabricante), y una velocidad máxima de A8 (referencia a una velocidad de tabla provista por el fabricante). Un esquema de una rueda de tractor con sus dimensiones básicas puede verse en la fig. 1.5.

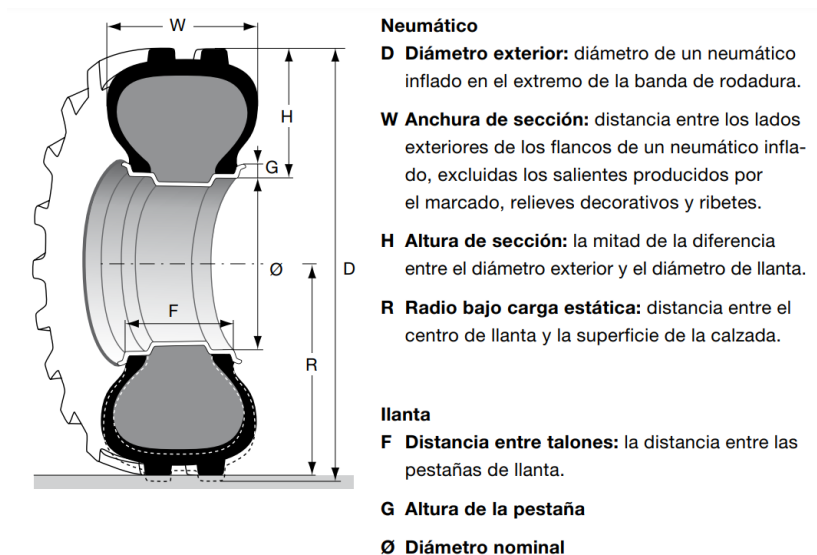


Figura 1.5: Diagrama de una rueda de tractor con sus dimensiones básicas [10].

Toma de Fuerza. La toma de fuerza consiste en un árbol de dimensiones y regímenes de giro normalizados (sentido horario y 540 0 1000 RPM) que transmiten potencia en forma rotativa a implementos que se le acoplan, accionando total o parcialmente sus órganos de trabajo [14][44]. Sin esta, los implementos deberían contar con un motor auxiliar. Máquinas agrícolas que precisan ser accionadas por la toma de potencia son por ejemplo las segadoras, el arado rotativo, las pulverizadoras, y desmalezadoras. Según su sistema de acople puede clasificarse en activada por eje intermedio de caja de cambios (se acopla y desacopla con embrague de transmisión), fuerza independiente (se acciona desde el motor, y por contar con un embrague propio se activa permitiendo continuo funcionamiento, aún con el vehículo detenido) y de cambio (la aceleración de giro esta sincronizada con la velocidad del tractor) [44].

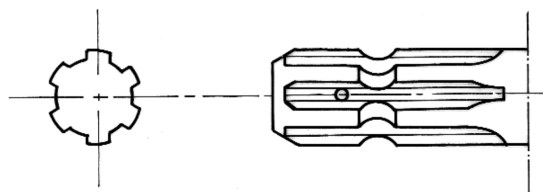
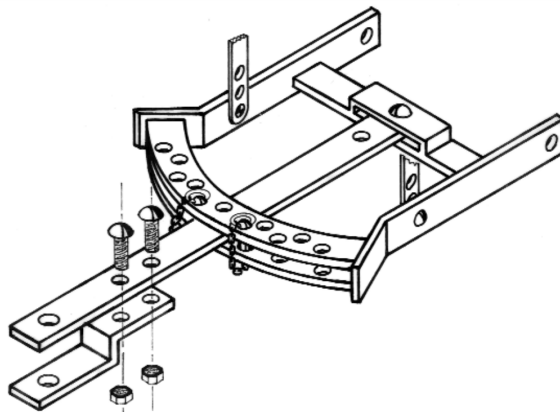


Figura 1.6: Diagrama de una toma de fuerza de categoría de 540 RPM, a modo ilustrativo [14].

Enganches. Los enganches son formas de transmisión de potencia del tractor hacia los implementos. Existen dos: la barra de tiro y el enganche de tres puntos. La barra de tiro es el enganche para implementos de tracción libre. Esta tiene que ser regulable en altura y longitud, y debe permitir trabajar en forma oscilante o fija en una posición. Por otro lado, el enganche de tres puntos es el medio para acoplar al tractor los implementos montados. Está constituido por tres brazos, dos laterales que son regulables y uno central o también llamado tercer punto. Este tipo de enganche posee una mayor integración del implemento al tractor, el sistema se acciona por fuerza hidráulica y es posible levantar, nivelar y ajustar implementos montados al tractor. Este sistema, presente en la totalidad de los tractores de mediana y baja potencia, resulta de gran utilidad debido a que reduce el costo de las máquinas agrícolas, ejerce control sobre el esfuerzo de tracción mejorando su capacidad tractiva, protege al motor y mejora la ejecución de las tareas, especialmente cuando se trabaja en cultivos intensivos [14]. Los enganches anteriormente mencionados pueden observarse en la fig. 1.7.



(a) Esquema de una barra de tiro [14]



(b) Enganche de tres puntos de un tractor, a modo ilustrativo [71]

Figura 1.7: Enganches de un tractor.

Sistema de Dirección. En los tractores de ruedas no articulados, la dirección del tractor es regulada modificando la dirección de las ruedas. Según la forma de variación de esta dirección, el sistema de dirección puede clasificarse en mecánica, asistida hidráulicamente o hidráulica, tendiendo a la energía hidráulica cuando la carga sobre las ruedas delanteras es considerable y las condiciones del terreno son difíciles, ya que la fuerza necesaria para mover el volante se agranda notablemente. En la dirección mecánica, el volante está acoplado mecánicamente con las ruedas y todo el esfuerzo para accionar la dirección debe hacerlo el conductor. Por otro lado, en la mecánica con asistencia hidráulica el sistema dispone de un sensor que detecta el sentido de giro pretendido, permitiendo que el cilindro hidráulico asista al mecanismo de dirección, y en el caso de dirección netamente hidráulica, el volante no está acoplado mecánicamente con las ruedas, sino que al girar se acciona un sistema de válvulas que envían aceite a presión al dispositivo hidráulico que mueve las ruedas. En el caso de un tractor de ruedas articulado, el giro se consigue modificando simultáneamente la dirección de los ejes delantero y trasero, con lo que se obtiene siempre la condición de giro ideal [14].

Sistema de Frenado. El sistema de frenado presenta un gran número de variantes clásicas, ya sea según el sistema de accionamiento empleado como según su posición.

Según el sistema de accionamiento, este puede ser hidráulico, mecánico o neumático, mientras que según su posicionamiento, este puede ser interior (de expansión), exterior (de contracción) o de disco. En la actualidad, también existen tractores equipados con frenos de discos en baño de aceite, con accionamiento mecánico o hidrostático [14].

Sistema Hidráulico. El sistema hidráulico permite transformar la energía mecánica del motor en hidráulica, que luego se convierte nuevamente en mecánica, lo que permite accionar una maquinaria, de forma segura, confiable y sencilla [14][42]. El elemento que se emplea para transmitir la energía es un fluido confinado en un circuito cerrado, el que al ser impulsado por una bomba actúa provocando una fuerza o un par motor, ya sea si se trata de un cilindro o un motor hidráulico, respectivamente. A grandes rasgos, este consta de un depósito de aceite, una bomba hidráulica, válvulas distribuidoras y cilindros, y existen dos tipos de sistemas hidráulicos: de centro abierto y cerrado. En los de centro abierto, la bomba hidráulica genera constantemente caudal, aún cuando el circuito permanece en reposo. En este caso, el caudal generado por la bomba atraviesa la válvula de mando y vuelve al depósito. Estos sistemas son los más económicos y los más difundidos. Por otro lado, los de centro cerrado la bomba trabaja si el sistema está activo, es decir cuando se quiere transmitir energía. En esta circunstancia la bomba genera el caudal necesario que demanda el actuador. Estando el sistema en reposo, no hay caudal, pero el sistema está bajo presión. Para esto es necesaria una bomba de cilindrada variable y presión compensada [14][44]. Al comparar los dos tipos de sistemas, surge que el abierto tiene una menor probabilidad de fugas que el cerrado, debido a la ausencia de presión en reposo y tiene la posibilidad de utilizar una bomba de caudal constante, que son más económicas y precisan menos mantenimiento, pero por otro lado tienen un consumo de potencia mayor, al estar en continuo funcionamiento, una menor velocidad de respuesta al realizar un trabajo, al ser la presión de reposo baja, y se produce un calentamiento excesivo del aceite, ya que está siempre en circulación el aceite, aún cuando no se está utilizando ningún actuador [12].

Sistema Eléctrico. Está integrado por el alternador, la batería y los reguladores. Con él, se provee de electricidad a tres sistemas que funcionan con energía eléctrica: sistemas de precalentamiento del combustible para facilitar el arranque, motor de arranque, sistema de iluminación e instrumentación. En la actualidad es común que además los motores estén comandados por una central electrónica que determina la inyección, puesta a punto de válvulas, etc., además de que muchos tienen sus bombas de combustible eléctricas. Esto hace que el sistema eléctrico en los nuevos tractores sea imprescindible tenerlo en óptimas condiciones porque condicionan en forma directa el funcionamiento del tractor [12][14][42].

1.1.3. Caracterización Dimensional

En cuanto a la caracterización dimensional de los tractores, los mismos pueden describirse de forma general según los siguientes parámetros básicos: trocha, despeje, batalla, largo total y altura total, siendo los tres primeros los de mayor relevancia funcional.

Trocha. La trocha del tractor es la distancia entre ruedas de un mismo eje medidas de centro a centro de los neumáticos (ver fig. 1.8), y los tractores tienen la posibilidad de variarla para permitir su adaptación a distintos trabajos culturales, como así también para optimizar el enganche, y la regulación de las distintas máquinas agrícolas [14]. Es

de particular importancia la variación de trocha para adaptar el tractor para trabajar en cultivos con distinta distancia entre líneas de siembra. Un detalle de la importancia de la variación de trocha, así como una descripción de los mecanismos actuales de variación, puede verse en el capítulo 2.

Despeje. El despeje representa la distancia vertical desde el suelo a la parte inferior del tractor (ver fig. 1.8). Este es un parámetro de vital importancia ya que determina la altura máxima de los cultivos que se pueden trabajar con el tractor para no dañarlos con su paso. El despeje es dependiente del diseño propio del tractor y de los rodados que se le coloquen. Si bien un mayor despeje tiene como ventaja la posibilidad de trabajo con cultivos de mayor altura, este impacta negativamente en la estabilidad.

Batalla. Esta es la distancia entre el eje de las ruedas delanteras y las traseras (ver fig. 1.8), e impacta fuertemente en la estabilidad longitudinal del tractor, a menor batalla teniendo un mayor riesgo de vuelco.

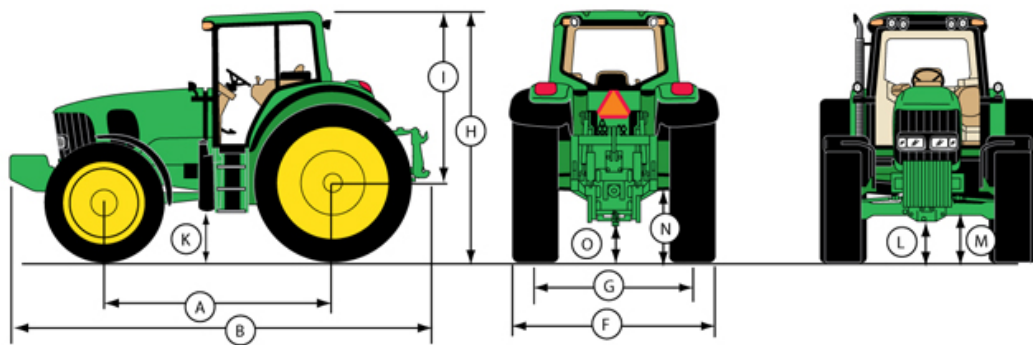


Figura 1.8: Dimensiones generales de un tractor: A. Batalla, B. Largo total, F. Ancho total, G. Trocha, H. Altura total, I. Distancia eje - tope de cabina, K-O. Despeje medido desde distintos puntos [15].

1.1.4. Clasificación

Si bien cualquier tractor agrícola cuenta con la capacidad de desempeñar los tres tipos de trabajos descritos: rotacional, traccional y rotacional y traccional en forma simultánea, el diseño de cada uno puede estar optimizado para una tarea en particular, y en condiciones particulares. Existe una diversidad de diseños en la actualidad, diferenciándose principalmente en el tren cinemático [12]:

- Tractores con un solo eje motriz y dos ruedas motrices (2WD): Son tractores con tracción trasera, reservando la función directriz al eje delantero. Son rígidos, con dos ejes y de diferentes diámetros en ruedas
- Tractores con doble tracción:
 - Tracción delantera asistida (FWA): Estos son 4 x 4, en donde el operador mediante una palanca puede accionar el tren delantero como tractivo para asistir al trasero. Al igual que en el tractor convencional, los rodados delanteros son menores que los traseros.

- Con cuatro ruedas iguales (4WD): En este vehículo traccionan ambos ejes y todas las ruedas poseen el mismo diámetro. Se caracterizan por su gran tamaño y potencia, y doblan gracias a una articulación en el chasis, lo que intensifica su maniobrabilidad.
- Tractores de orugas o cadenas: En este tipo de tractor el desplazamiento se da a través de cadenas (orugas) con eslabones y zapatas, lo que les da la capacidad de transferir toda la potencia del motor a la barra de tiro, minimizando al máximo pérdidas por deslizamiento y la presión ejercida sobre el suelo, reduciendo la compactación del terreno. Sin embargo, estos son más costosos, precisan de un mantenimiento mayor, son más ineficientes, y difícilmente pueden alcanzarse las velocidades en gama alta que los sistemas agrícolas demandan [12].



(a) Tractor Farmtrac 6060, 2WD [18].



(b) Tractor John Deere 6195M, FWA [35].



(c) Tractor John Deere 9570, 4WD [37].



(d) Tractor 8RT 340, oruga [36].

Figura 1.9: Clasificación general de los tractores según su tren cinemático.

1.2. Usos en Agricultura

Las labores agrícolas que desempeña un tractor son varias, entre las que se encuentran el laboreo de la tierra, ya sea mediante implementos llevados a tiro, suspendidos o semi-suspendidos, el tiro de sembradoras, pulverizadoras, cosechadoras, cosechadoras-picadoras de forraje, y el transporte de tolvas, entre muchas otras. A continuación, se describe someramente a cada una de ellas.

1.2.1. Laboreo de suelo.

El laboreo consiste en la modificación del estado estructural del suelo mediante la aplicación de acciones de orígenes mecánicos, con el objetivo de crear un medio

adecuado para el nacimiento y desarrollo de los cultivos [51]. Este es llevado a cabo por aperos de labranza, que según la profundidad de trabajo pueden ser clasificados como de subsuelo, de labor primaria o secundaria [51]:

- De Subsuelo: realizan tareas a profundidades de entre 40 y 60 cm, con el objetivo de regenerar las zonas compactadas producidas por otros aperos o vehículos. Ejemplos de este tipo de arado son los subsoladores y descompactadores.
- De labor Primaria: realizan labores profundas (20-35 cm) para la incorporación de residuos y la disgregación del suelo, aumentando su porosidad y capacidad de infiltración de agua. Ejemplo de este tipo de aperos son el arado de reja y vertedera y el de discos.
- De labor Secundaria: estos realizan trabajos en la capa superficial (5-15 cm) tales como enterramiento de residuos, preparación del lecho de siembra, etc. Ejemplo de este tipo de aperos son las rastras, cultivadores y gradas.

Por otro lado, según el acoplamiento que dispongan pueden ser arrastrados, semi-suspendidos o suspendidos (ver fig. 1.10):

- Suspendidos: son aperos montados en el enganche de tres puntos del tractor, de esta forma pudiendo controlar con precisión el guiado y la profundidad de trabajo, pero complejizando la garantía de estabilidad del tractor, requiriendo a veces la utilización de lastres delanteros.
- Semisuspendidos: estos son similares a los suspendidos, solo que cuentan con un apoyo en una rueda trasera. Esto permite la utilización de mayores pesos y longitudes traseras que los suspendidos.
- Arrastrados: son montados en la barra de tiro del tractor, y los aperos cuentan con ruedas propias o sistemas de soporte, por lo que queda independizado del movimiento del tractor.

Además, según su accionamiento, los aperos pueden ser fijos, giratorios (por su propio desplazamiento), o accionados por la toma de fuerza.

1.2.2. Tiro de sembradoras

La siembra consiste en la colocación de las semillas en el terreno en las condiciones requeridas para su desarrollo [51]. Según se requieran realizar labores después de la siembra o no, esta puede realizarse en toda la superficie o en hileras, permitiendo la segunda luego el paso de maquinaria y siendo la más frecuente. Según el tipo de cultivo, la siembra puede desarrollarse de distintas formas:

- Al voleo: colocación de las semillas al azar en todo el terreno.
- En líneas o a chorrillo: colocación de semillas de forma aleatoria pero sobre líneas de anchuras determinadas.
- A golpes: colocación de grupos de semillas a una distancia determinada, sobre líneas
- Monograno: colocación de una única semilla a una distancia determinada sobre líneas.



(a) Arado de arrastre [31]



(b) Arado semisuspendido [54]



(c) Arado suspendido [33]

Figura 1.10: Tipos de arados según su forma de acoplamiento al tractor.

En todos los casos, el objetivo es el de establecer la densidad superficial de semillas óptima y el espaciamiento adecuado, tanto desde el punto de vista agronómico como el económico. La densidad de plantas y el espaciamiento vienen dados por el cultivo, el tipo de suelo, su fertilidad y humedad, y el efecto del espaciamiento de las líneas sobre la dificultad y el costo de las operaciones posteriores sobre los cultivos.

En cuanto a la propulsión de las mismas, las sembradoras pueden ser autopropulsadas o requerir de un tractor que las lleve a tiro (fig. 1.11).

1.2.3. Tiro de cosechadoras

La cosechadora es una máquina agrícola que siega, trilla y limpia los productos de los cultivos. En la actualidad, la mayoría son del tipo autopropulsadas, si bien existen algunas que son llevadas a tiro por el tractor (ver fig. 1.12) [51].



Figura 1.11: Tractor tirando de una sembradora de grano grueso John Deere DB62, a modo ilustrativo [32]



(a) Cosechadora autopropulsada [30]



(b) Cosechadora a tiro [26]

Figura 1.12: Cosechadoras según modo de propulsión.

1.2.4. Transporte y Accionamiento de Maquinaria de Protección de Cultivos

La protección de cultivos es una práctica cultural para proteger a los cultivos de enfermedades y plagas, incluyendo las malas hierbas, mediante la distribución de un

producto fitosanitario, con el objetivo de maximizar la producción [51]. Según el estado del producto fitosanitario, las máquinas de protección de cultivos pueden ser espolvoreadores o pulverizadoras, los primeros distribuyendo el producto en forma de polvos y los segundos en forma de gotas.

Tanto los espolvoreadores como las pulverizadoras pueden acoplarse al tractor por medio del enganche de tres puntos o ser llevados a tiro.



Figura 1.13: Pulverizadora suspendida sobre tractor, a modo ilustrativo [2]

1.2.5. Carga y Transporte

Las operaciones de carga y transporte de elementos son de una gran importancia en agricultura, y el tractor muchas veces juega un rol clave en este proceso. En este, pueden acoplarse cargadores frontales, traseros, y remolques (ver fig. 1.14).



Figura 1.14: Tractor con cargadora frontal cargando un remolque, tirado por otro tractor [56]

1.3. Riesgos Derivados del Uso de Tractores

Debido a la complejidad de la maquinaria y los sistemas agrícolas en general, existen diversos factores de riesgo asociados a la maquinaria agrícola en general, y a los tractores en particular. Dentro de los factores de riesgo específicos de la maquinaria agrícola se encuentran [6]:

- Dificultad para proteger los elementos de trabajo: En muchas máquinas los elementos móviles no se pueden proteger totalmente, debido a que necesitan espacios para cumplir la función para la que han sido diseñados.
- Elevado número de máquinas agrícolas para operar: El mismo operador tiene que utilizar a lo largo del año varias máquinas y muy diferentes, lo que dificulta el conocimiento de su manejo con seguridad.
- Complejidad de los dispositivos de mando y control: Las máquinas agrícolas actuales, en especial los tractores, están diseñadas para realizar múltiples funciones, por lo que disponen de un elevado número de dispositivos de mando y control, a veces muy complejos, dificultando el manejo de la maquinaria con seguridad.
- Vida útil prolongada: muchas máquinas carecen de los medios técnicos de seguridad actuales.
- Entorno de trabajo: En una fábrica, el lugar de trabajo de cada operador y las zonas de riesgo pueden delimitarse de manera muy precisa. En el caso del entorno de uso de la maquinaria agrícola, por el lugar de actuación y su tipo de trabajo, esto es prácticamente imposible.
- Realización de múltiples tareas por parte del operador: El operador tiene que efectuar todas las tareas relacionadas con el uso (preparación, traslado, trabajo, reparación, mantenimiento). Como es difícil estar capacitado para realizar todas estas tareas con seguridad, es frecuente que se produzcan accidentes durante la reparación o como consecuencia de un mantenimiento defectuoso.
- Utilización de la máquina por personal no capacitado. En muchas ocasiones personal es eventual y no capacitado.

Por otro lado, haciendo foco particular en los factores de riesgo asociados al tractor, pueden destacarse los siguientes:

- Transporte por ruta.
- Desconocimiento de las normas de circulación general y específica.
- Antigüedad.
- Falta de mantenimiento y puesta a punto.
- Ausencia de cabina o arco de seguridad en caso de vuelco (ROPS).
- Transporte de personas.
- Ausencia de información y formación frente a los riesgos existentes y las medidas preventivas a implantar.
- No leer el manual del operador

El 40 % de los accidentes producidos en el sector agrícola se deben al manejo o manipulación de maquinaria agrícola, y en la mitad de estos accidentes está presente el tractor. Por otro lado, el 70 % de los accidentes graves y mortales del sector derivan de la utilización del tractor, y es el agente que mayor porcentaje de accidentes mortales

aporta al agro, por lo que su conocimiento es clave para disminuir la siniestralidad en el sector [6].

El tractor es una máquina que va a desarrollar la mayoría de su trabajo en acciones de tracción fuera de rutas asfaltadas, en un medio heterogéneo como es el suelo del campo. La naturaleza de tales terrenos explica que el principal riesgo asociado al manejo del tractor sea la pérdida de estabilidad. El vuelco del tractor constituye el riesgo más importante, por la gravedad de sus lesiones, y porque es la principal causa de accidentes graves y mortales derivada del manejo de estos vehículos. El 69 % de las muertes a causa del tractor se atribuyen particularmente al vuelco lateral y al vuelco posterior, representando los primeros el 90 % de los casos [63]. En la tabla 1.1 puede observarse un resumen de las principales causas de este tipo de vuelco.

Peligrosidad intrínseca de los tractores	Falta de estabilidad, falta de sensibilidad en elementos de mando, desequilibrio por esfuerzos de tracción o empuje
Características del terreno	Desniveles, zanjas, baches, etc.
Falta de preparación de los operadores	Falta de instrucción, desconocimiento de los peligros, desconocimiento de las limitaciones del tractor
Fallo Técnico	Mantenimiento inadecuado
Actos Inseguros	Circulación de formas inadecuadas, por lugares inadecuados y transporte a velocidades excesivas, transporte de pesos excesivos, y configuración de trocha insuficiente

Cuadro 1.1: Causas de los vuelcos laterales [6].

1.4. Población en Argentina

Según el Censo Nacional Agropecuario de 2018, la población total de tractores en Argentina es de cerca de 27.000 unidades, con alrededor del 70 % de tractores de 15 o más años de antigüedad (ver tablas 1.2 y 1.3 y la fig. 1.15)[29]. En cuanto a la potencia, se observa que la mayoría de los tractores tienen entre 76 y 100 CV (28 %), sumando el rango 76-140 CV el 54 % de los tractores del país (ver fig. 1.16). Sin embargo, si se analiza la tendencia de la potencia de los tractores a lo largo de los años, se observa que la misma va aumentando para los tractores más nuevos (fig. 1.18), incrementándose fuertemente el porcentaje de los tractores de 140 CV o más, y disminuyéndose el porcentaje de tractores con potencia inferior. En los tractores de 9 años de antigüedad o menos, se observa que los del rango de 141-200 CV representan el mayor porcentaje, con un 36 % de tractores de menos de 4 años de antigüedad y un 37 % para tractores de entre 5 y 9 años de antigüedad.

En cuanto a las marcas más vendidas, se observa que John Deere lidera el mercado, con más de un tercio de las ventas en el año 2020 y una tendencia en aumento, si se analizan los valores de 2019 y 2020 (ver fig. 1.19). Por otro lado, en segundo y tercer lugar se encuentran Pauny y New Holland, con un 19 % y un 16 % para el año 2020 [38].

	Antigüedad en años					Total
	Hasta 4	5 - 9	10 - 14	15 y más	Sin discriminar	
Hasta 15 cv	9	5	8	68	1	91
16 - 50 cv	30	28	14	1.263	7	1.342
51 - 75 cv	117	117	105	5.328	53	5.720
76 - 100 cv	425	342	425	6.116	111	7.419
101 - 140 cv	522	673	1.139	4.365	122	6.821
141 - 200 cv	802	842	970	1.526	111	4.251
201 y más cv	329	240	154	259	66	1.048
Total	2.234	2.247	2.815	18.925	471	26.692

Cuadro 1.2: Tractores en Argentina según antigüedad y potencia [29].

	Antigüedad en años					Total
	Hasta 4	5 - 9	10 - 14	15 y más	Sin discriminar	
Hasta 15 cv	0 %	0 %	0 %	0 %	0 %	0 %
16 - 50 cv	1 %	1 %	0 %	7 %	1 %	5 %
51 - 75 cv	5 %	5 %	4 %	28 %	11 %	21 %
76 - 100 cv	19 %	15 %	15 %	32 %	24 %	28 %
101 - 140 cv	23 %	30 %	40 %	23 %	26 %	26 %
141 - 200 cv	36 %	37 %	34 %	8 %	24 %	16 %
201 y más cv	15 %	11 %	5 %	1 %	14 %	4 %

Cuadro 1.3: Porcentaje de tractores en función de la potencia y la antigüedad en Argentina [29]

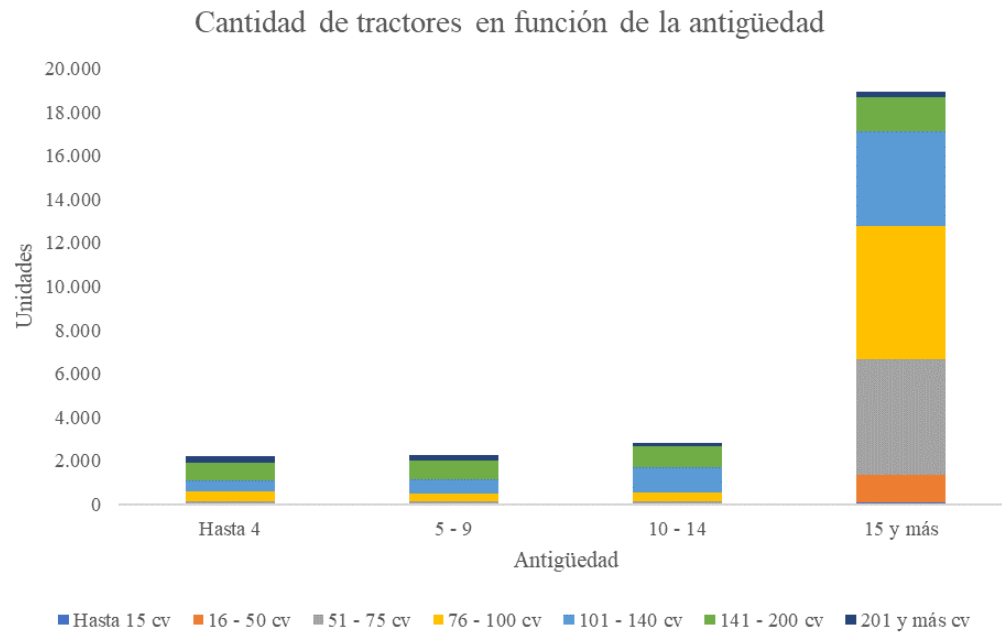


Figura 1.15: Cantidad de tractores en Argentina en función de su antigüedad y potencia [29].

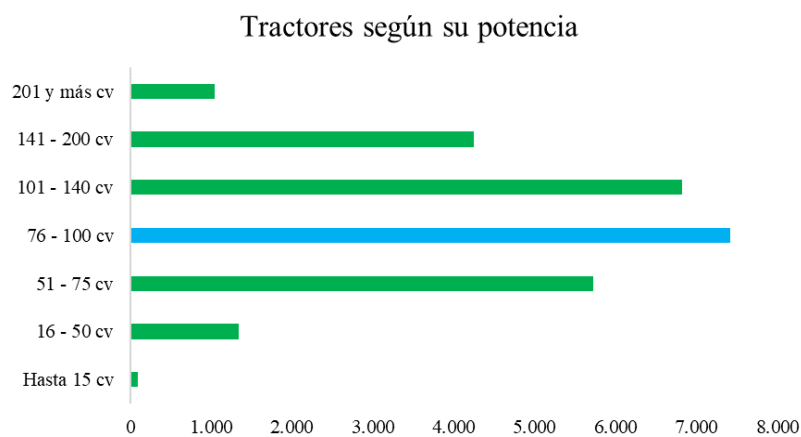
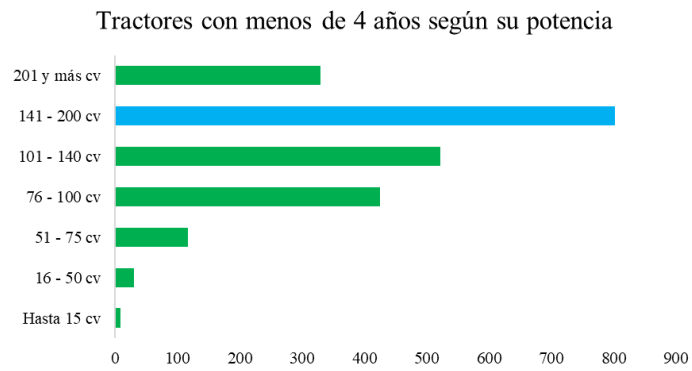
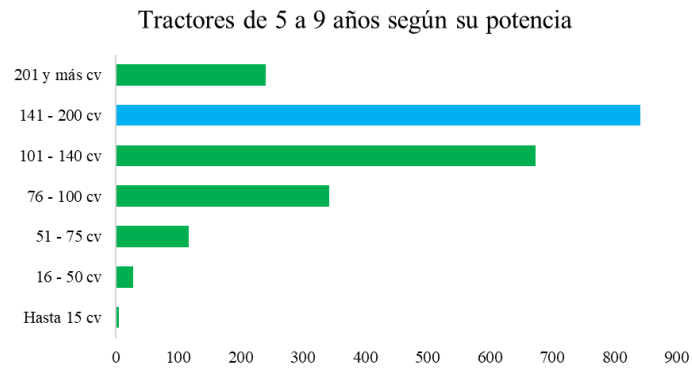


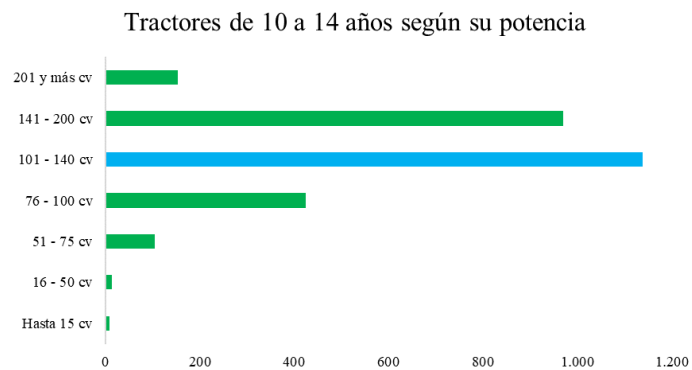
Figura 1.16: Cantidad de tractores en Argentina en función de su potencia [29].



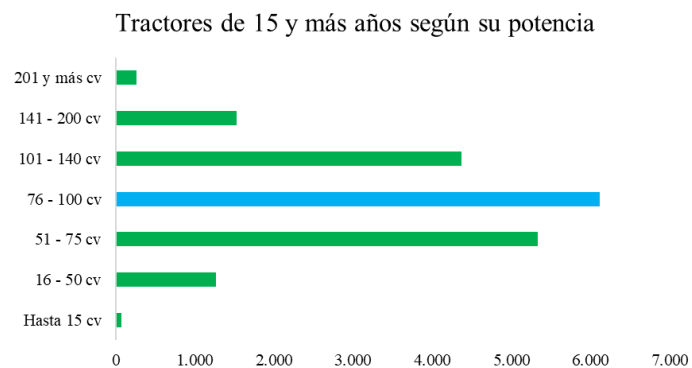
(a)



(b)



(c)



(d)

Figura 1.17: Potencia de los tractores según su antigüedad [29]. Se remarcan en azul las potencias con más cantidad de unidades.

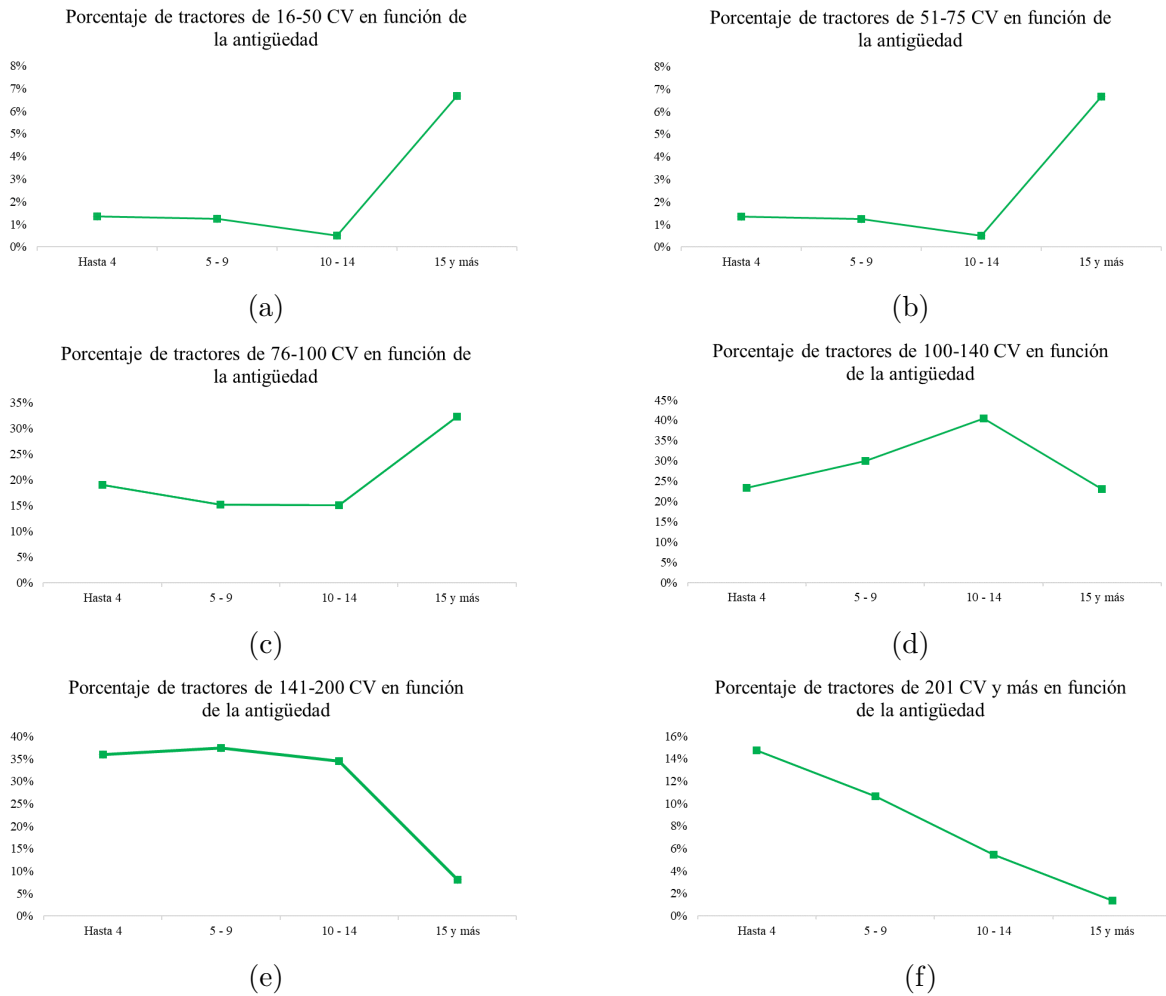


Figura 1.18: Porcentaje de los tractores según su potencia en función de la antigüedad [29].

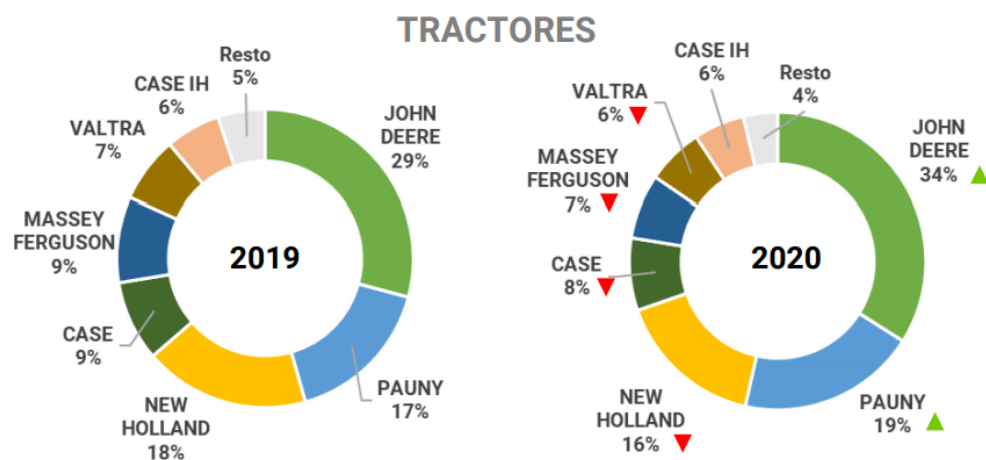


Figura 1.19: Marcas de tractores más vendidas en los años 2019 y 2020 [38].

Capítulo 2

Variación de Trocha: Importancia, Sistemas Actuales, y Potencial de una Variación desde Cabina

2.1. Necesidad de Sistemas de Variación de Trocha

Como se mencionó anteriormente, la trocha del tractor es la distancia entre ruedas de un mismo eje medida de centro a centro de los neumáticos. Los tractores tienen trocha variable para permitir su adaptación a distintos trabajos culturales, como así también para optimizar el enganche y la regulación de las distintas máquinas agrícolas, entre otras cosas. A continuación, se describen las principales causas por las que se precisa una variación de trocha.

2.1.1. Adecuación a Cultivos

La arquitectura de las plantas resulta en un sistema complejo que varía con las fechas de siembra, el grupo de madurez que se utiliza, el cultivar dentro de un mismo grupo de madurez, el espaciamiento entre hileras, la densidad de plantas por unidad de superficie, y la productividad del lote, entre otras variables. En líneas generales, puede decirse que un menor espaciamiento y una mejor distribución de plantas por unidad de superficie producen una mayor interceptación de la radiación que promueve un mayor índice de área foliar en relación a un espaciamiento mayor [16].

Los tractores, así como las demás máquinas agrícolas utilizadas, deben adaptarse a los parámetros definidos para trabajar el campo. En particular, la regulación de la trocha del tractor según el espaciamiento entre hileras es de gran importancia para minimizar las pérdidas de producto. Esta debe ser regulada con el objetivo de pisar la mínima cantidad de hileras posibles, tanto en el proceso de siembra como en el caso del campo con los cultivos ya sembrados, evitando de esta forma el daño de las plantas y la modificación de las variables óptimas de siembra y cultivo.

Los espaciamientos entre hileras dependen fuertemente de las características del suelo, del clima de la zona, de la época de siembra, del cultivo, y de los criterios adoptados por el productor, aunque en la zona de la Pampa Húmeda, para el maíz suele usarse normalmente el patrón clásico de 0,7 m entre surcos, mientras que un porcentaje menor de productores siembra a 0,52 m entre hileras [78]. Para el caso de la soja, de sembrarse en surcos amplios (de 0,7 m), se pasó a otros tales como 0,52–0,46–0,35 m y menores aún, dependiendo del productor [3]. Para la regulación de esta variable, no existe una única respuesta, ya que los cultivos se desarrollan en

distintas geografías, con ambientes y climas muy variados.

2.1.2. Estabilidad

La estabilidad del tractor depende de la posición de su centro de gravedad y de la extensión de la zona de estabilidad, que son características de diseño del tractor. Como el centro de gravedad de un tractor está situado en una posición más elevada respecto al suelo en comparación con la mayoría de los otros vehículos, como automóviles o camiones. Ello es una característica inherente de diseño debida a que se requiere mayor altura libre sobre el terreno para la realización de las labores agrícolas y la circulación por superficies irregulares. Por tanto, esta posición más alta del centro de gravedad provoca que el riesgo de vuelco del tractor sea mayor que el de un vehículo convencional.

Con carácter general puede decirse que el centro de gravedad del tractor está situado por delante del eje trasero, ligeramente por encima de él y contenido en el plano transversal medio del tractor (fig 2.1).

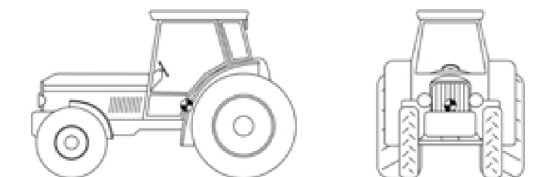


Figura 2.1: Ubicación del centro de gravedad típica del tractor [68].

Cuando un tractor está apoyado en una superficie plana, las líneas imaginarias que unen los puntos de contacto de los neumáticos con la superficie del suelo delimitan la zona de estabilidad del tractor (fig. 2.2), estando esta determinada por los valores de la batalla y las trochas trasera y delantera.

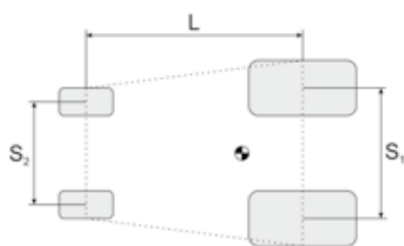


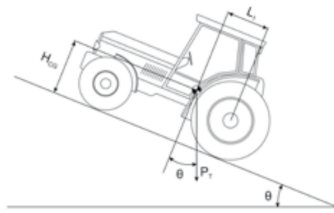
Figura 2.2: Zona de estabilidad del tractor [68].

De este modo, el tractor estará en equilibrio estable si la proyección vertical de su centro de gravedad queda dentro de la zona de estabilidad, por lo que, el tractor será más estable cuanto mayor sea la extensión de su zona de estabilidad: mayor trocha y batalla.

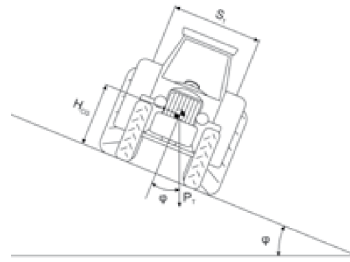
Para determinar la probabilidad de vuelco del tractor, es imprescindible conocer su comportamiento en condiciones estáticas y dinámicas ya que, además de los factores que caracterizan el comportamiento estático del tractor, deben tenerse en cuenta aquellos otros que afectan a su estabilidad dinámica. Por ello, la velocidad del tractor, el estado del terreno y las vibraciones deben ser considerados igualmente.

Dentro de los factores de inestabilidad, se destacan la circulación sobre una superficie inclinada, que puede causar el vuelco tanto posterior como lateral, según la dirección de circulación, las irregularidades del terreno, el acoplamiento de equipos, la

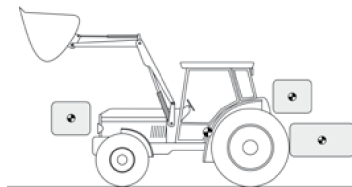
fuerza centrífuga resultante del giro del tractor, las aceleraciones bruscas, y las fuerzas aplicadas sobre el tractor por las labores agrícolas. Puede verse una representación de estas causas en la fig. 2.3 .



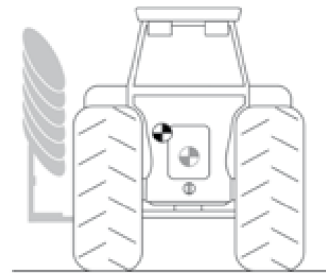
(a) Vuelco posterior por inclinación del terreno.



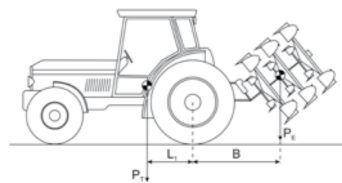
(b) Vuelco lateral por inclinación del terreno.



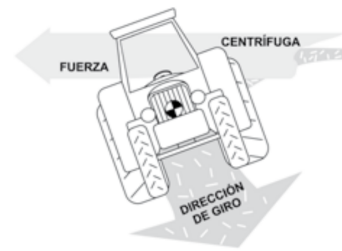
(c) Vuelco posterior por acoplamiento de equipos.



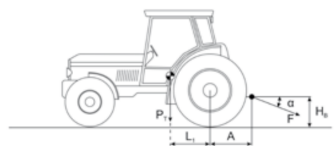
(d) Vuelco lateral por acoplamiento de equipos.



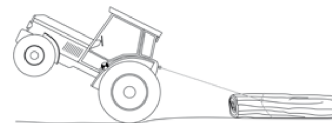
(e) Vuelco posterior por acoplamiento de equipos.



(f) Vuelco lateral por fuerza centrífuga.



(g) Vuelco posterior por fuerza de labor.



(h) Vuelco posterior por fuerza de labor.

Figura 2.3: Factores que pueden causar el vuelco. [68].

Como se expuso anteriormente, la trocha de un tractor tiene un impacto directo en la estabilidad, particularmente en la lateral, maximizándose esta a mayores trochas.

2.2. Sistemas Actuales de Variación de Trocha

Actualmente, existen esencialmente tres sistemas principales de variación de trocha, todos precisando la labor manual de un operario y la interrupción de la operación del tractor:

- Llanta reversible.
- Piñón y cremallera.
- Sistema PAVT.

La síntesis de los mismos se presenta a continuación.

Llanta reversible. Si bien existen numerosas variantes de este caso, este sistema se basa esencialmente en el montaje de la llanta, y discos, piezas fundidas y/o topes de forma alternativa para obtener distintas trochas. Según el diseño particular, es posible obtener 2, 4, 8 o 16 posiciones, variando la trocha siempre de forma discreta. Una representación esquemática de este sistema puede verse en la fig. 2.4, a modo ilustrativo. Notar que aquí se tiene la llanta, un disco y un tope que se montan en distintas posiciones para obtener distintas trochas, variándolas en forma discreta.

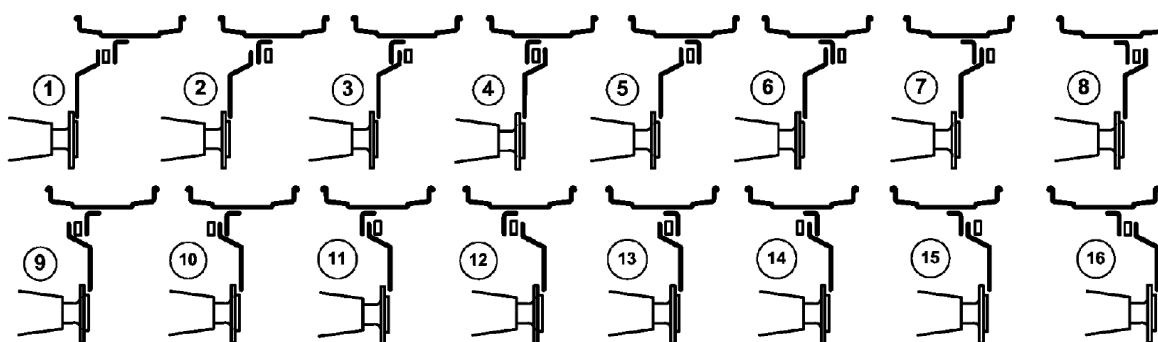


Figura 2.4: Sistema de llanta con 16 posiciones [13].

Piñón y cremallera. En este sistema, el eje presenta un chavetero que lo recorre casi en su totalidad, y una cremallera del lado opuesto. Aquí, la llanta se atornilla sobre una maza que consta de una cuña partida que se desplaza guiada por el chavetero del eje, y es impulsado por un piñón que acciona sobre la cremallera. Cuando se quiere fijar la posición, se aprietan los tornillos que vinculan a la llanta con la cuña, clavándose la primera sobre la segunda y vinculándose rigidamente de este modo el conjunto llanta - cuña - eje ¹. En la figura 2.5 puede observarse una representación esquemática de este sistema, donde además del sistema piñón y cremallera se cuenta con llantas de dos posiciones.

Sistema PAVT. Quizás el menos común de los sistemas presentados, el sistema PAVT consiste sintéticamente en el desplazamiento de un disco vinculado al eje por un riel helicoidal presente en la llanta. Si se observa la figura 2.6, los discos (centros fundidos) están fijados a las llantas mediante pinzas (1) y rieles helicoidales (2). En cada rueda hay un riel maestro (3) que tiene diversos orificios. En el riel maestro hay dos topes (4) que posicionan la respectiva pinza (1) sobre el riel. Al modificar la posición del montaje de la pinza sobre el riel maestro puede variar de graduación de trocha, debido al formato helicoidal de los rieles. El número de graduaciones de trocha posibles depende de la cantidad de orificios (5) del riel maestro, y el desplazamiento del disco

¹El hecho de que la llanta vaya clavada sobre la cuña, sumado a la presencia de óxido y suciedad, hace que sea muy dificultoso separarlas para variar la trocha, precisándose darle golpes de gran magnitud para lograrlo.

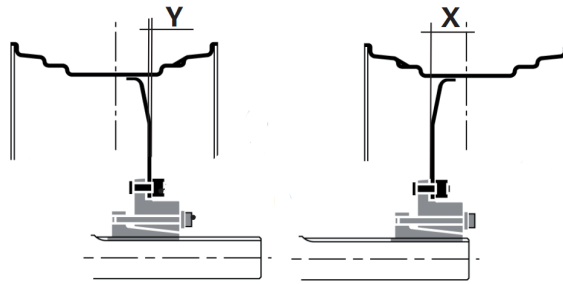


Figura 2.5: Sistema de piñón y cremallera para la variación de trocha[19].

sobre el riel puede realizarse manualmente, con el tractor levantado, o mediante el uso del motor, con el tractor en contacto con el suelo.

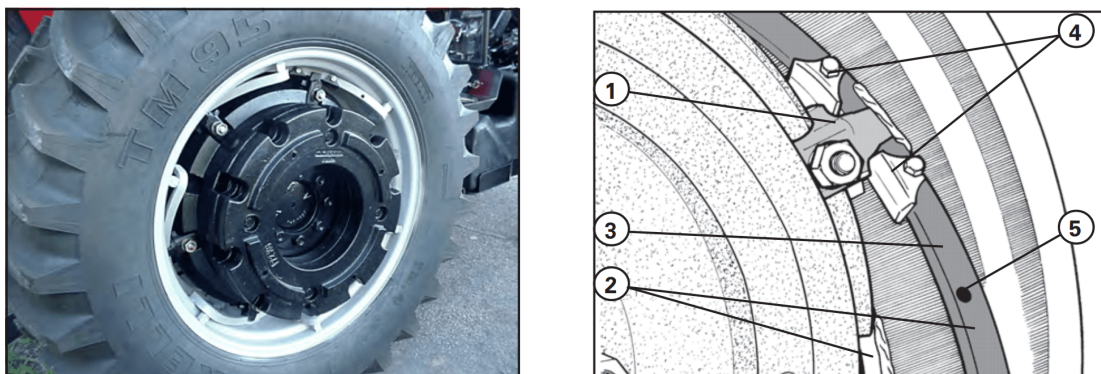


Figura 2.6: Sistema de llanta PAVT [19].

2.3. Potencial de una Variación desde Cabina

2.3.1. Mejora en la Velocidad y Seguridad de la Operación

Los sistemas de variación de trocha actuales, expuestos en la sección 2.2 presentan diversos inconvenientes, entre los que se destacan los siguientes:

- Riesgos para el operador:
 - Sistemas de llanta reversible: aquí, el principal riesgo es que el tractor debe ser levantado, y las ruedas manipuladas, habiendo muchas operaciones con pesos elevados, y normalmente en condiciones de seguridad precarias, que pueden resultar en accidentes.
 - Sistemas de piñón y cremallera: aquí, similar al caso anterior, el tractor debe ser levantado, con todos los riesgos que esto conlleva. Además, el enclavamiento de la llanta al eje causa que sea necesario proporcionarles golpes al sistema para destrabarlo, resultando una operación sumamente riesgosa.
 - Sistema PAVT: si se decide levantar al tractor, el mismo tiene asociados los mismos riesgos que los mencionados para los otros sistemas, mientras que si se varía la trocha accionando el motor en el lugar, se tiene que cuando la llanta llega a un tope, se produce la tracción repentina, causando un impacto que puede hacer caer al operario.

Además, algo común a todos los sistemas es que precisan de un operario que efectúe procedimientos manuales, que en muchos casos, involucran una fuerza considerable, y movimientos dañinos para la salud musculoesquelética del operario.

- Parada de la operación del tractor: la variación de trocha con los sistemas actuales es lenta, muchas veces tortuosa, y precisa de que el tractor cese de operar para realizar las maniobras necesarias.

2.3.2. Adecuación a Policultivos

Los sistemas actuales causan que la variación de trocha sea lenta, tortuosa, e insegura. Quizás esto no sea de mayor relevancia cuando la trocha es variada sólo unas pocas veces al año, pero estos sistemas imposibilitan el trabajo mecanizado con policultivos de forma óptima, que precisan de una variación de trocha precisa, veloz y sencilla. A continuación, se realiza una breve introducción al tema de agroecosistemas, en general y policultivos, en particular, explicando sus ventajas potenciales.

Agroecosistemas

La promoción de agroecosistemas y paisajes diversificados es una estrategia clave a la hora de avanzar en el diseño de sistemas basados en los principios de la Agroecología. La idea central es transformar la estructura y función de los agroecosistemas para optimizar los servicios ecológicos que brinda la biodiversidad. De esta manera, se busca disminuir el uso de insumos externos y minimizar los impactos ecológicos, económicos y sociales derivados de su uso.

El incremento de la diversidad en agroecosistemas es una estrategia de manejo que ha demostrado muchas ventajas, entre otras [22]:

- Conlleva a una mayor diversidad de biota asociada.
- Asegura una mejor polinización y una mayor regulación de plagas, enfermedades y malezas.
- Mejora el reciclaje de nutrientes y la captación de energía.
- Los sistemas diversos y complejos tienden a tener mayor productividad total.

Un manejo adecuado de la diversidad cultivada implica la elección, entre el conjunto de recursos genéticos disponibles, de aquellas especies y variedades que generen las mejores cualidades emergentes para aumentar la estabilidad y la productividad del sistema. Para ello se pueden utilizar diferentes estrategias [22]:

- Rotaciones: alternancia regular y ordenada en el cultivo de diferentes especies vegetales en secuencia temporal en un área determinada.
- Policultivos: Los policultivos, cultivos mixtos, intercropping o cultivos consociados, son sistemas de cultivos múltiples, donde dos o más cultivos crecen juntos en la misma superficie de tierra durante parte o todo su ciclo.
- Cultivos de cobertura: Un cultivo de cobertura es definido como una cobertura vegetal viva que cubre el suelo en forma temporal o permanente, el cual está cultivado en asociación con otras plantas. Estos pueden ser anuales (sembrados en el período que no es favorable para la producción de cultivos comerciales y

que son destruidos antes de la siembra de estos) o coberturas vivas (que crecen al mismo tiempo que el cultivo comercial durante parte o toda su estación de crecimiento). Los cultivos de cobertura contribuyen al incremento de la diversidad específica, vertical, horizontal, estructural y temporal de los agroecosistemas.

- Sistemas agroforestales: estos son una forma de uso de la tierra en donde especies leñosas perennes interactúan biológicamente en un área con cultivos y/o animales

Policultivos

En particular, los policultivos contribuyen al aumento de la diversidad específica, vertical, estructural y funcional de los agroecosistemas, presentando como beneficios un mejor comportamiento ante la presencia de adversidades (enfermedades, malezas y plagas) y/o una mayor eficiencia en el uso de los recursos. El policultivo puede “ampliar los recursos del sistema” por una utilización más completa de los mismos para su conversión a biomasa en comparación con un monocultivo en el cual no se hace uso de todos los recursos disponibles en una determinada área. Sin embargo, estos beneficios no se logran simplemente mezclando un cultivo con otro. Para poder desarrollar con éxito un sistema de policultivo, es fundamental entender los mecanismos ecológicos que pueden provocar su mayor rendimiento [22].

Existen dos principios que explican los mecanismos del mayor rendimiento de los policultivos, comparados con los cultivos puros: el principio de producción competitiva y el principio de facilitación. El principio de producción competitiva se produce cuando un componente del policultivo tiene un efecto sobre el ambiente que causa una respuesta negativa en el otro componente de la mezcla, pero aun así, ambos pueden utilizar más eficientemente los recursos necesarios cuando crecen juntos que cuando lo hacen separados. Existe competencia pero ésta es sólo parcial porque existe un solapamiento parcial de los nichos ecológicos. Por otro lado, el principio de facilitación se observa cuando un componente modifica el ambiente de tal manera que beneficia a la segunda especie o genotipo. Este sería el caso de una planta que sea hospedera de un enemigo natural de una plaga de la planta acompañante. En este caso, la asociación de ambas plantas produce un beneficio que desaparece cuando están separadas [22].

La arquitectura de los policultivos empleada puede variar según se indica en la fig. 2.7: en franjas, en surcos y al azar. Estas distintas disposiciones se estudian para los distintos policultivos, en los ambientes particulares de cada caso, siempre tratando de maximizar las ventajas indicadas previamente. Es importante notar que esto involucra tanto variaciones temporales en la siembra de los cultivos, así como espaciales, variando las distancias entre líneas intra-cultivos y entre cultivos distintos.

Para casos de cultivos usuales de la pampa húmeda, como lo son el maíz y la soja, diversos estudios han podido concluir que intercroppings de los mismos han logrado productividades mayores que la suma de los monocultivos [17][22][25]. Por otro lado, estudios similares para el caso del policultivo sorgo - soja también han probado ser una opción de manejo que permite lograr una mayor productividad con los mismos recursos que los monocultivos, además de mejorar variables relacionadas a la sustentabilidad como el balance de carbono [24].

El hecho de aumentar la diversidad de la vegetación mediante el uso de los policultivos no es la panacea para resolver los problemas de producción y protección de cultivos, pero puede ofrecer a los agricultores opciones potencialmente útiles para disminuir la dependencia de insumos externos, reducir al mínimo la exposición a los productos agroquímicos, aminorar el riesgo económico, la vulnerabilidad nutricional y proteger la base necesaria de los recursos naturales para la sustentación agrícola. La tarea para el futuro

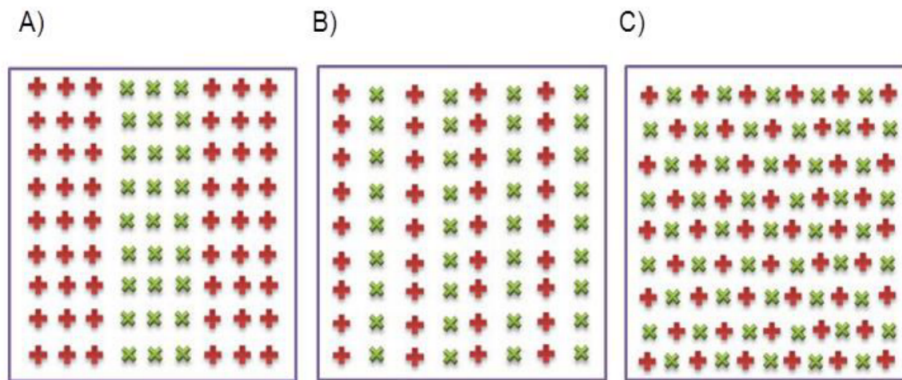


Figura 2.7: Diseños típicos de policultivos: (A) En franjas, (B) En surcos y (C) Al azar [22].

es poder entender mejor la dinámica y complejidad de los policultivos para que este sistema pueda refinarse, transferirse y adaptarse de manera que se obtengan beneficios predecibles [40].

El papel de los policultivos se expandirá probablemente en la medida que aumente la percepción de los costos económicos y ambientales de la gran dependencia en los productos agroquímicos, y se busque una maximización mayor de los rendimientos de los cultivos. Se necesitan variedades de cultivos y prácticas de manejo que mejoren los beneficios de los sistemas existentes, y la atención puesta en el diseño de máquinas que faciliten el manejo de combinaciones de cultivos, podría permitir que los agricultores alcancen los beneficios biológicos potenciales de estos sistemas de una manera práctica. La fabricación de tractores con trocha variable representaría un paso en esta dirección.

2.3.3. Maximización de la Estabilidad Lateral y Maniobrabilidad

Como se expuso en la sección 2.1.2, con una mayor trocha se tiene un aumento de la estabilidad, trayendo consigo una disminución de la probabilidad de ocurrencia de un vuelco lateral, que como se expuso en la sección 1.3, representa el 90 % de los vuelcos, que a su vez representan el 69 % de las muertes a causa del tractor [63]. Tener un sistema de variación de trocha seguro, sencillo, y veloz, permite maximizar la trocha para actividades con mayor riesgo de vuelco, y no mantener la trocha que estaba previamente configurada, aunque no sea la óptima, por pereza o falta de tiempo.

Por otro lado, el giro en las cabeceras ocupa una parte significativa de las operaciones efectuadas por los tractores y sus implementos, especialmente en campos pequeños. Radios de giro grandes y giros mal implementados causan que se precise un mayor recorrido de giro, teniendo un impacto negativo en la eficiencia global del trabajo [7]. De forma aproximada, puede decirse que el valor mínimo del radio de giro está definido por las dimensiones del vehículo y el ángulo de giro: a menor trocha y a mayor ángulo de giro, el radio mínimo disminuye [76]. Esto causa que tener sistemas ágiles de variación de trocha permitan reducir la trocha cuando se precisen radios de giros menores, siempre que esto sea seguro, para optimizar las labores, minimizando los tiempos muertos.

Capítulo 3

Análisis de la Problemática y Propuestas de Solución

3.1. Diagnóstico

Actualmente, todos los sistemas de regulación de la trocha del tractor se realizan de forma manual, con necesidad de que el operario descienda del vehículo. Además, en varios de estos ajustes, es necesario elevar al tractor y hasta retirarle las ruedas, lo cual convierte esta tarea en una operación riesgosa.

Como se mencionó en el capítulo 2, las formas de variación de trocha utilizadas en la actualidad son las siguientes:

- Sistema de llanta y disco reversible.
- Sistema de riel helicoidal con topes ajustables (PAVT).
- Sistemas por piñón y cremallera.

Lo tedioso de la operación en cuestión, limita la frecuencia de la misma, subaprovechando las potencialidades que esto tendría, tanto en materias de optimización de sus funciones agrícolas, como en materias de seguridad, estabilidad y velocidad de traslado. En particular, desarrollar un sistema de variación de trocha variable permitiría lo siguiente:

- Disminuir tanto el tiempo y el esfuerzo físico involucrados en la variación de la trocha, apuntando a una operación más eficiente y segura.
- Potenciar sistemas de policultivos a mayor escala de forma óptima.
- Aumentar la seguridad frente al vuelco en operaciones agrícolas y traslados generales.

La primera ventaja de cambiar la trocha desde cabina es evidente: reducir el tiempo y el esfuerzo de los operarios destinados a la operación. Esto tiene aparejado una disminución de los riesgos asociados al trabajo y la reducción de tiempos no productivos.

En cuanto a los policultivos, estos presentan una alta potencialidad para aumentar la diversidad específica, vertical, estructural y funcional de los agroecosistemas, presentando como beneficios un mejor comportamiento ante la presencia de adversidades (enfermedades, malezas y plagas) y/o una mayor eficiencia en el uso de los recursos [22]. Sin embargo, la implementación de estos sistemas presenta desafíos a la maquinaria

empleada, ya que debe adaptarse a los distintos cultivos a emplear de forma dinámica, por ejemplo, variando la trocha del tractor entre franjas de distintos cultivos, o regulando la distancia de líneas de siembra para las distintas semillas empleadas [40]. Actualmente, este campo se encuentra en un estado de subdesarrollo.

Por otro lado, el 69 % de las muertes a causa del tractor se atribuyen al vuelco lateral y al vuelco posterior, representando los laterales el 90 % del citado incidente, y una mayor trocha genera una mayor estabilidad frente al vuelco, lo que permite trabajar de formas más seguras en pendientes o en silos forrajeros, y en traslados entre lotes. Actualmente, el tedio del cambio de la trocha hace que se trabaje en condiciones subóptimas en múltiples ocasiones, trabajando y trasladándose con la trocha que quedó fijada de la operación anteriormente realizada.

Considerando que la variación de trocha puede realizarse tanto para el eje trasero como para el eje delantero, y teniendo en cuenta el alcance del presente trabajo, nos planteamos analizar y resolver la variación de trocha para el eje trasero del tractor.

3.2. Variables

N	Nombre de la Variable	Descripción
1	Torque	Cupla del tractor que debe soportar el sistema bajo distintas condiciones de operación.
2	Velocidad angular	RPM a las que gira el eje del tractor bajo distintas condiciones de operación.
3	Contaminación del sistema	Exposición a condiciones adversas en el campo: agua, tierra, polvo, etc. Estas afectarán en el desgaste prematuro de las piezas del sistema y condicionarán la selección de materiales.
4	Amplitud de variación de trocha	Dependerá de las trochas necesarios para el trabajo en los diferentes cultivos y para el transporte entre lotes (asegurando una mayor estabilidad).
5	Terreno donde se realiza la variación	El terreno donde se realice la variación de la trocha impactará en la fuerza necesaria para realizar la operación.
6	Forma de realización de la variación	Puede ser con el tractor detenido o con el mismo avanzando o retrocediendo.
7	Peso del tractor	El peso del tractor impactará en la fuerza necesaria para realizar la operación de cambio de trocha.
8	Peso de la rueda	Dependerá del peso propio de la llanta y neumático como así también del lastre colocado en la rueda. Impactará en la fuerza necesaria para realizar la operación de cambio de trocha
9	Dimensiones de la rueda	Las dimensiones de la rueda impactarán en el modo de sujeción de la misma y la presión ejercida en el suelo.

10	Configuración de las ruedas	Modo de trabajo con ruedas simples o duales
11	Frecuencia de utilización/operación	Tendrá importancia en cuanto a la fatiga que sufrirá el sistema, como así también el tiempo disponible para realizar la operación de cambio de trocha.
12	Temperatura	Las variaciones térmicas producirán cambios dimensionales que deberán ser considerados en el diseño. También podrán afectar variaciones en las propiedades de los materiales implementados en la solución.

Cuadro 3.1: Variables del problema.

3.3. Condiciones Límite

N	Condición Límite	Descripción
1	Características del tractor	El sistema debe adaptarse al tractor John Deere 6195M con sistema piñón y cremallera y eje de tamaño medio, con una carga máxima de 9550 kg en el eje trasero (carga máxima admisible).
2	Torque máximo en la rueda	Torque máximo alcanzadas por el tractor analizado: 130000 Nm con neumáticos 520/85R42 (SRI máximo) .
3	RPM máximas	Las RPM máximas del tractor analizado: 121 RPM con neumáticos 460/85R42 (neumáticos con SRI mínimo).
4	Ancho máximo permitido del tractor con el sistema instalado en el momento de circulación por ruta	El ancho máximo permitido, hace referencia al ancho máximo que tiene que tener el tractor con el sistema instalado para circular por carretera. No se deben superar los 3,5 metros de ancho, según lo establece la norma 24.449 “normas para la circulación de maquinarias agrícolas” Anexo II [39].

Cuadro 3.2: Condiciones límite del problema.

3.4. Objetivos

1. Que el sistema permita variar la trocha de forma más rápida, sencilla y segura que los sistemas actuales, variando la trocha desde cabina de forma automática,

con la mínima intervención posible del operador, y con tiempo de la operación del orden de segundos/minutos; en donde el operario no deba realizar grandes esfuerzos, operar herramientas de gran porte, ni deba realizar operaciones que causen un riesgo significativo.

2. Que el sistema permita adaptarse al tractor John Deere 6195M (ver apéndice [A](#)) con cualquier neumático compatible y que no afecte en las funcionalidades típicas del mismo (mantener el uso original del tractor, efectuando las operaciones típicas realizadas en el campo: tiro de tolva, sembradoras, adaptación de ruedas duales, etc) .
3. Que el sistema permita efectuar la operación con el peso máximo admisible en el eje trasero
4. Que el sistema permita efectuar la operación en las condiciones más desfavorables en los tipos de tierra característicos de la pampa húmeda, pensando que la rueda se puede encontrar enterrada hasta 15 cm.
5. Que el sistema de variación de trocha planteado se adapte a los siguientes policultivos: soja-maíz, soja-trigo, soja-sorgo, como mínimo.
6. Que el sistema permita que al momento de transportarse en ruta no se superen los 3,5 metros de ancho (Ley 24.449 anexo II).
7. Que el sistema soporte las condiciones de carga a las que se lo somete:
 - a) Esfuerzos torsionales debido a la tracción del tractor (ver sección [B.1.1](#))
 - b) Esfuerzos de flexión debido al peso del tractor y la carga que el mismo puede soportar (carga máxima admisible en el eje trasero de 9550 kg, considerada en posición central y con una trocha máxima). Analizando la posibilidad de que el tractor quede totalmente soportado por solo una de sus ruedas (ver [B.1.2](#)).
 - c) Esfuerzos de flexión debido a la carga de tiro del tractor (ver [B.1.3](#)).
 - d) Cargas dinámicas debidas a la irregularidad de marcha, ocasionando esfuerzos torsionales por impacto y debido a la irregularidad del terreno, ocasionando esfuerzos de flexión por impacto (ver [B.1.4](#)).
8. Que el sistema soporte estresores propios del campo: tierra, yuyos, agua, barro, etc.
9. Que el sistema tenga una carrera de al menos 54 cm, resultante del desplazamiento entre la trocha mínima y la máxima, independientemente del neumático y la llanta.

3.5. Propuestas de Solución

A partir de la definición de las variables involucradas y de las condiciones límites establecidas anteriormente, se plantean diversas propuestas de solución que satisfacen los objetivos también detallados con anterioridad. Globalmente, las diversas alternativas pueden agruparse bajo diferentes conceptos:

- Sistemas Telescópicos: Este enfoque apunta a sistemas que sean de índole telescópico, donde se busca que el sistema en su posición de trocha mínima ocupe el menor espacio posible (debido a las limitantes geométricas del tractor).
- Sistemas Deslizantes: Este concepto abarca aquellas alternativas de solución que involucran un sistema que se desplace longitudinalmente a lo largo del eje, por medio de diversos sistemas.
- Guía helicoidal.
- Brazos transmisores de torque.
- Llanta con variación de forma.

El cuadro 3.3 reúne las alternativas de solución propuestas, con una descripción de las mismas, sus principales ventajas y desventajas, teniendo resaltadas en verde las propuestas consideradas más viables.

Tipo	N	Título	Descripción	Ventajas	Desventajas	Observaciones
Telescópico	1	Eje telescópico con carcasa telescópica en 2 etapas	La maza de la rueda es montada sobre un sistema telescópico que se desplaza sobre el eje de salida del planetario como guía y se cuentan con 2 etapas para llegar a la longitud requerida	– Tamaño – Sellado (protección ambiente) – Maza mínimamente rediseñado – Transmisión directa del torque	– Sello entre carcasas – Apoyo de poca longitud – Demasiado gasto en materiales – Necesidad de cilindro telescópico – Diseño carcasa deslizante – Precisión de variación	
	2	Tornillo interior telescópico	El eje es un tornillo telescópico que al accionarse varía la trocha	– Transmisión directa de torque – Partes telescópicas menos expuestas al polvo	– Muchas piezas – Mayor diámetro de las piezas que giran – Flexión la soporta todo el sistema	– Accionamiento por engranaje con velocidad relativa – Cómo hacer que giren solidario cuando no se varía la trocha
	3	Eje telescópico accionado por tornillo pasante hasta trocha máxima	El eje es telescópico y se extiende o retrae accionado por un tornillo interno	– Tornillo regula bien la posición y bloquea desplazamiento lateral – Ocupa poco espacio externo	– Problemas flexión – Sellos – Longitud del tornillo sobrante cuando se encuentra en trocha mínima	
	4	Eje telescópico con accionamiento por medio de cilindro hidráulico pasante por centro del eje	Eje telescópico con un cilindro telescópico en su interior (fijo, independiente de la rotación del eje) que lo desplaza	– Sistema posible de sellarse – Posibilidad de tener conducción directa del torque – No son necesarios engranajes	– Sistema hidráulico girando junto al eje – Necesidad de una conexión que rote	En este caso, el vástago del cilindro no debería soportar ni torque ni la flexión. El eje telescópico debería ser quien los soporte.

5	Eje fijo con adaptador de llanta deslizante y cilindro hidráulico	La maza de la rueda está conformada básicamente por 2 elementos: uno gira conjunto al eje del tractor, pero es capaz de desplazarse lateralmente y es quien sostiene la llanta. El otro elemento, no gira pero será quien transmita el esfuerzo para el desplazamiento lateral del elemento rotante.	– Eje original (prácticamente) – Fácil de tener toda la carrera – No se cambia la carcasa – Sistema compacto – Aguanta esfuerzos de flexión mínimos	– Deslizamiento no sellado – Fijación posición – Precisión variación – Cilindro telescópico	– Perforaciones con perno que esté bajo en reposo y suba cuando se desplace el eje – Fuelles para evitar entrada de polvo – Analizar sistema de fijación tipo medio cono
6	Sistema piñón y cremallera	Piñón montado sobre la maza de la rueda que se desplaza sobre el eje, que está dentado	– Posicionamiento preciso – Se puede usar eje existente	– Sistema de piñón en el extremo – Tiene que ser compacto – Necesidad de mecanizar el eje si no aguanta el dentado original – Exposición a la suciedad	Necesidad de brazo que lo mantenga en el lugar
7	Eje fijo con adaptador de llanta deslizante y tornillo telescópico	Maza de la rueda desliza sobre eje por medio de un tornillo telescópico	– Eje original (prácticamente) – Fácil de tener toda la carrera – No se cambia carcasa – Sistema compacto – Soporta esfuerzos de flexión mínimos – Fácil trabar posición	Sistema complejo	Posibilidad de montaje excéntrico o concéntrico con el eje. En caso de concéntrico, evaluar montar sistema de lado externo de la llanta. Evaluar reducción motor
8	Eje fijo con adaptador de llanta deslizante y tornillo telescópico en parte externa de rueda	Maza de la rueda desliza sobre eje por medio de un tornillo telescópico que se encuentra en la parte externa de la rueda y es comandado por un tornillo interno al eje	Ídem propuesta 7	– Sistema complejo. – Elevado torque de accionamiento por el diámetro del tornillo.	El tornillo telescópico está en la parte externa, centrado al eje, y tiene que ser accionado por medio de un tornillo que sea pasante por el eje

Deslizante	9	Tornillo simple de ambos lados del eje	Tornillo desplaza al eje a la vez que comanda un tornillo externo que desplaza a la maza de la rueda, que desliza sobre el eje	– Fácil de tener toda la carrera – Sistema compacto – Soporta esfuerzos de flexión mínimos – Fácil trabar posición	– Sistema complejo. – Mecanizado complejo del eje. – Difícil transmisión de torque.	Necesidad de muchas piezas de precisión.
Guía Helicoidal	10	Eje helicoidal con rueda montada sobre adaptador roscado	Maza de la rueda roscada se desplaza sobre una guía helicoidal mecanizada en el eje	Posicionamiento preciso	Mecanización eje, suciedad, fatiga	
Brazos transmisores de torque	11	Brazos articulados transmisores de torque	Brazos articulados reguladores de la trocha son los que transmiten el torque		– El torque es soportado por los brazos – El actuador para efectuar la variación es muy complejo	
Llanta con variación de forma	12	Llanta con variación de forma	La llanta es la que varía de forma, siempre montada sobre la misma posición del eje		Sistema excesivamente complejo	

Cuadro 3.3: Propuestas.

Considerando los objetivos planteados en la sección 3.4 y ponderando tanto las ventajas como las desventajas de cada uno de los sistemas, se realiza una preselección de alternativas. En este sentido, los sistemas telescópicos que intervienen de forma directa sobre el eje, haciendo que el mismo sufra grandes modificaciones son descartados. Ejemplo de ello son las propuestas 2, 3 y 4, que el hecho de realizar un eje telescópico conlleva a una disminución de la resistencia a la fatiga, resistencia a la flexión y grandes complicaciones a la hora de fabricación debido a las tolerancias a emplearse.

En cuanto a la alternativa de eje helicoidal, las principales razones de su no implementación, radican en la complejidad de fabricación de un eje con esas características sumado a que ese tipo de geometría conlleva una disminución importante en la resistencia a la fatiga. También se considera que es un sistema propenso a que macrocontaminantes (como ser barro, paja o piedras) se acumulen.

Por su parte, el espacio requerido por los brazos transmisores de torque sumado a la inseguridad que representa que dichos brazos se encuentren rotando a la par de la rueda hace que la solución 11 no sea viable. Además, debido a la magnitud del torque que el tractor entrega, los brazos deberían ser de magnitudes considerables para lograr transmitir dicho torque.

Contemplando la propuesta número 12, se considera que la misma no es viable efecto de su extremada complejidad tanto para diseño como implementación.

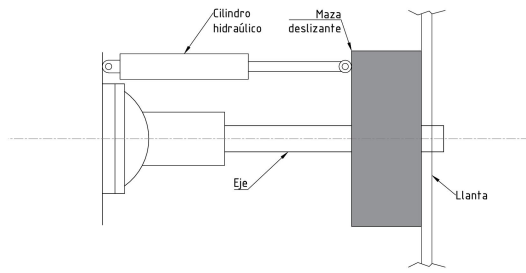
Si bien la alternativa 8 se enmarca dentro de un concepto muy válido, el hecho de realizar un tornillo telescópico que se encuentre centrado con el eje y lo recubra hace que tenga dimensiones considerables. Sumado a eso, este sistema, en su estado de mínima trocha debería ubicarse entre la llanta y el fin de la carcasa, donde el espacio es extremadamente reducido para que quepa un sistema de estas características. Es por ello que esta solución no es preseleccionada.

En consecuencia, se llega a que las soluciones con una mayor factibilidad y satisfacción para ser analizadas con mayor detalle son las 5, 6, 7 y 9 (todas ellas marcadas en color verde en el cuadro 3.3). A continuación, las figuras 3.1a a 3.1d detallan esquemáticamente dichas soluciones para una mayor comprensión.

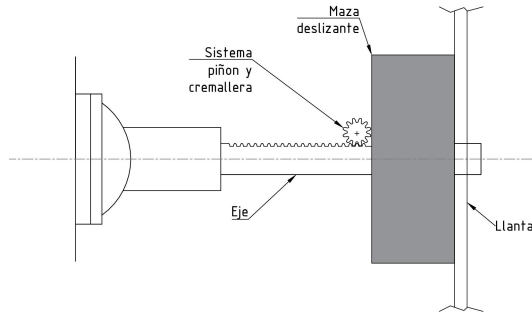
3.6. Propuesta Seleccionada

Según lo expuesto en la sección anterior (3.5), se preseleccionaron algunas alternativas viables para llevar a cabo la solución. De ellas, la que mejor satisface los objetivos definidos, enmarcándose dentro de las condiciones límites consideradas y con una buena relación entre ventajas y desventajas resulta ser la propuesta número 5 debido a los siguientes motivos:

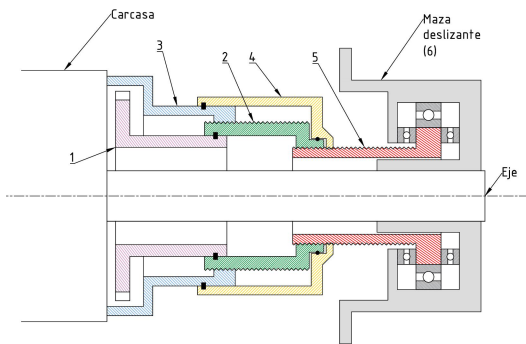
- Es la propuesta de menor complejidad para el diseño, la fabricación y montaje.
- Es la que contiene menor cantidad de piezas de gran precisión.
- Se independiza la rotación de la rueda de la operación de variación de trocha.
- Si bien el deslizamiento entre la maza y el eje no es sellado, se pueden diseñar fácilmente sellos que eviten la entrada de agentes externos al sistema.
- Es la solución que mayor cantidad de elementos críticos se consiguen comercialmente de forma sencilla.
- Constituye una solución robusta y de fácil mantenimiento, siendo ideal para la aplicación en un ambiente agrícola.



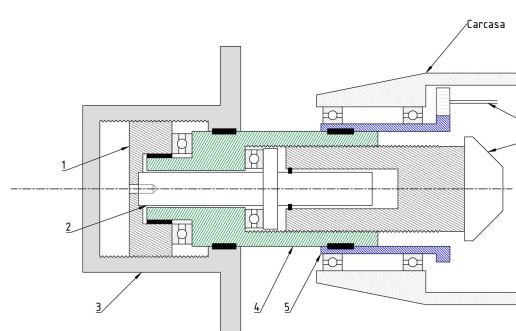
(a) Propuesta 5: Eje fijo con adaptador de llanta deslizante y cilindro hidráulico.



(b) Propuesta 6: Sistema piñón y cremallera.



(c) Propuesta 7: Eje fijo con adaptador de llanta deslizante y tornillo telescópico.

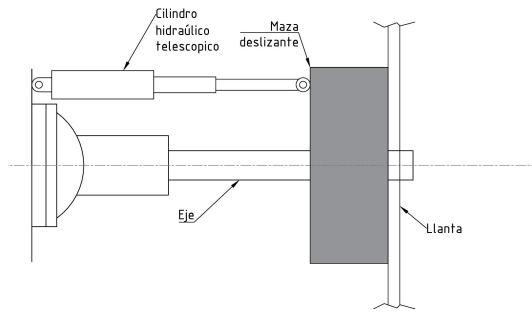


(d) Propuesta 9: Tornillo simple de ambos lados del eje.

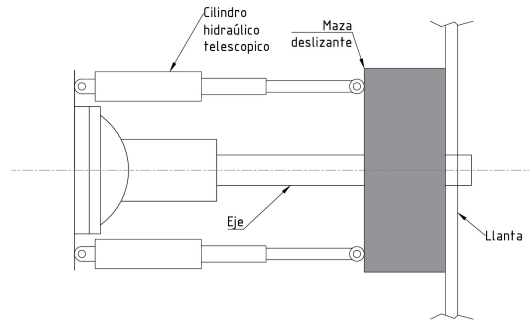
A partir de esta solución seleccionada, se desprenden nuevas alternativas relacionadas a la implementación y la operación de la misma. Estas diferentes opciones se detallan en el cuadro 3.4, con el mismo criterio que se utilizó anteriormente. La figura 3.2 representa esquemáticamente las diferentes alternativas.

N	Título	Descripción	Ventajas	Desventajas	Observaciones
5	Eje fijo con adaptador de llanta deslizable y cilindro hidráulico	La maza de la rueda está conformada básicamente por 2 elementos: uno gira conjunto al eje del tractor, pero es capaz de desplazarse lateralmente y es quien sostiene la llanta. El otro elemento, no gira pero será quien transmita el esfuerzo para el desplazamiento lateral del elemento rotante.	– Eje original (prácticamente) – Fácil de tener toda la carrera – No se cambia la carcasa – Sistema compacto – Aguenta esfuerzos de flexión mínimos	– Deslizamiento no sellado – Fijación posición – Precisión variación – Cilindro telescópico	– Perforaciones con perno que esté bajo en reposo y suba cuando se desplaza el eje – Fuelles para evitar entrada de polvo – Ver sistema de fijación tipo medio cono
5a	Cilindro telescópico único	Único cilindro telescópico que efectúe la variación de trocha	Sencillo	– Fuerza despareja – Dificultad de generar reducción de la trocha	Necesidad que cilindro entre en espacio disponible
5b	Cilindro telescópico doble	Utilización de dos cilindros telescópicos para efectuar la variación de trocha	– Fuerza pareja – Solución al problema de espacio	Mayor costo que uno simple	Accionamiento simultáneo de cilindros
5c	Cilindro simple con tijera	Utilización de un mecanismo de tipo tijera para reducir la carrera necesaria del cilindro	– Cilindro con menor recorrido – Fuerza pareja	– Muchas piezas rozantes y que pueden romperse – Complejidad deslizamiento sobre maza	– Analizar ángulo mínimo de tijera para que fuerza no sea excesiva – Necesidad de deslizamiento sobre maza – necesidad de doble vástago o 2 cilindros
5d	Dos cilindros simples con inclinación respecto al eje	Utilización de dos cilindros inclinados para que estos entren en el espacio disponible	Simpleza de cilindros no telescópicos	Problema de interferencia con otros elementos del tractor	
5e	Dos cilindros inclinados en serie	Utilización de un cilindro longitudinal al tractor y de otro inclinado, vinculado en un extremo a la maza y en otro al cilindro longitudinal	– Se pueden usar cilindros simples – Todo sellado – No hay problema de espacio	Uso de dos cilindros	– Necesidad de guía cilindro vertical – Verificar cilindro al pando – Ver problema interferencia rueda – Horquilla para distribuir fuerza mejor y que no gire

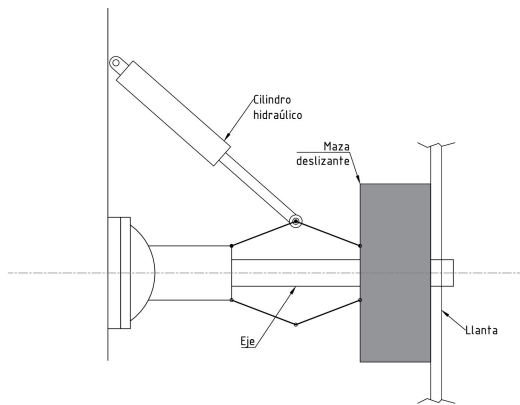
Cuadro 3.4: Desarrollo de la propuesta 5.



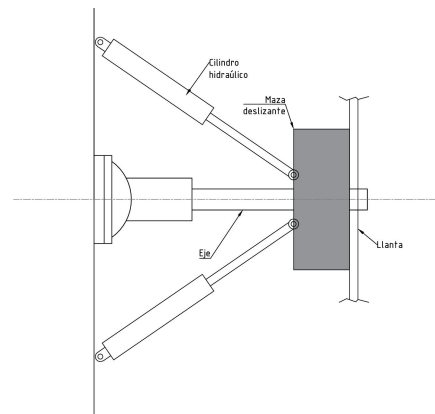
(a) Propuesta 5a: Cilindro telescópico único



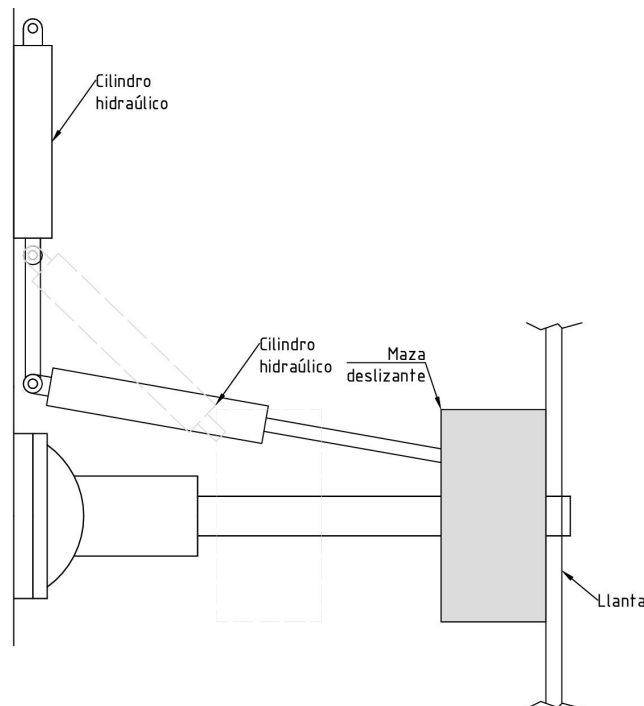
(b) Propuesta 5b: cilindro telescópico doble.



(c) Propuesta 5c: cilindro simple con tijera.



(d) Propuesta 5d: dos cilindros simples inclinados.



(e) Propuesta 5e: Dos cilindros inclinados en serie (propuesta seleccionada).

Figura 3.2: Propuestas pre-seleccionadas.

La solución elegida es la de utilizar **dos cilindros simples en serie** (solución 5e), donde el primero se encuentra longitudinal al tractor y el segundo se vincula a la maza

de la rueda (opción subrayada en celeste). Los principales motivos de esta selección se detallan a continuación:

- Es la solución más sencilla que permite adaptarse al espacio disponible en el tractor y variar la trocha en el rango solicitado.
- Permite la utilización de elementos comerciales y minimiza la necesidad de mecanizados y fabricación de piezas.
- Permite solucionar el problema modificando la mínima cantidad de componentes actuales del tractor.
- Permite la transmisión directa del torque del tractor sin modificaciones en el tren cinemático del mismo.
- Con este sistema, los esfuerzos de flexión son soportados por el eje (como ocurre originalmente en el tractor sin el sistema instalado), por lo cual dichos esfuerzos no deben ser soportados por el sistema de variación de trocha.
- Se mantiene un eje macizo, siendo preferible para soportar los estados de sollicitación presentes.
- Los sistemas utilizados son sellados, estando protegidos de las condiciones adversas del campo.
- Permite un tiempo total de operación menor que las otras propuestas planteadas.
- Si bien no es la propuesta más precisa para la variación de trocha, ésta alcanza niveles aceptables con una complejidad mínima.
- Se logran fuerzas similares para la tracción y el empuje ¹.
- Es una solución robusta (es una de las que menores cantidades de piezas móviles e interacciones entre ellas tiene) y que requiere poco mantenimiento comparada con la mayoría.
- Es una solución que se encuentra en el rango de menor costo. Se hace uso del sistema hidráulico ya instalado en el tractor.

3.7. Propósitos

1. La operación de cambio de trocha debe ser capaz de efectuarse por un solo operador, desde la cabina, sin la necesidad de que el mismo realice esfuerzos.
2. La operación de cambio de trocha debe completarse dentro del minuto, considerando que se realiza la máxima variación de trocha posible.
3. Por más que el sistema vaya a ser diseñado para una operación en reposo del tractor, la operación deberá hacerse en movimiento para evitar el destalonamiento del neumático.
4. Que el sistema sea compatible con el tractor John Deere 6195M con todas sus operaciones y configuraciones (ver apéndice [A](#)).

¹Esto no sucede en el caso de los cilindros telescópicos

5. Si el sistema tiene elementos por fuera de la carcasa del semieje, éstos no deberán exceder el espacio disponible (mostrado en la figura) cuando se tiene la trocha mínima.
6. El sistema para ser capaz de desplazar la rueda del tractor deberá generar una fuerza de empuje igual o mayor a las especificadas en la sección [B.3](#).
7. Que el sistema permita adoptar una posición en la cual, al momento de transportarse en ruta, no se superen los 3,5 metros de ancho (Ley 24.449 anexo II).
8. Que el sistema soporte esfuerzos torsionales debido a la tracción del tractor (ver [B.1.1](#)).
9. Que el sistema soporte esfuerzos de flexión debido al peso del tractor y la carga que el mismo puede soportar (carga máxima admisible en el eje trasero de 9550 kg, considerada en posición central y con una trocha máxima). Analizando la posibilidad de que el tractor quede totalmente soportado por solo una de sus ruedas.
10. Que el sistema soporte esfuerzos de flexión debido a la carga de tiro del tractor: 2530 kg por rueda (ver sección [B.1.3](#)).
11. Que el sistema soporte las cargas dinámicas debidas a la irregularidad de marcha, ocasionando esfuerzos torsionales por impacto, y debido a la irregularidad del terreno, ocasionando esfuerzos de flexión por impacto (ver sección [B.1.4](#)).
12. Que el sistema permita efectuar variaciones de trocha continuas con una precisión del orden del centímetro.
13. Que el sistema tenga una carrera de 54 cm, con una trocha posible desde 151 cm hasta 258 cm.
14. El sistema debe ser capaz de operar bajo atmósferas con alto contenido de polvo, tierra, barro, yuyos, agua, y demás condiciones adversas encontradas en el campo.
15. Que el sistema permita un sellado óptimo para impedir la entrada de contaminantes y que pueda ser lubricado cuando sea necesario.
16. Que el sistema permita la utilización de llantas comerciales.
17. Que el sistema permita una vinculación con el chasis o alguna otra parte fija del tractor para permitir el desplazamiento axial de la rueda de forma independiente de la rotación del eje.
18. Garantizar que la variación de trocha se produzca desplazando ambas ruedas en simultáneo.
19. Que el cilindro longitudinal al tractor pueda ejercer una fuerza de al menos 5400 kg (ver sección [B.3](#)).
20. Que el cilindro inclinado pueda ejercer una fuerza de al menos 6300 kg (ver sección [B.3](#)).
21. Que los rodamientos axiales utilizados en la maza de la rueda soporten al menos 4300 kg de fuerza axial (ver sección [B.3](#)).

22. Que los rodamientos radiales utilizados en la maza de la rueda soporten al menos 7700 kg de fuerza radial (ver sección [B.3](#)).
23. Que la guía del cilindro horizontal y el carro utilizado puedan resistir al menos 4300 kg de fuerza normal (ver sección [B.3](#)).
24. Que se garantice al menos 25 mm de luz entre la llanta y el cilindro vinculado a la maza (así lo indica el fabricante del tractor).
25. Que se garantice al menos 25 mm de luz entre la carcasa y el cilindro vinculado a la maza (así lo indica el fabricante del tractor).
26. Que el cilindro horizontal quepa en el espacio de 1,35 m disponible de forma longitudinal al tractor.
27. Que el sistema no reduzca el despeje del tractor.
28. Que el sistema no interfiera con el enganche de tres puntos.

Capítulo 4

Desarrollo de la Propuesta Seleccionada

4.1. Descripción Conceptual

El sistema diseñado consiste en un cilindro hidráulico vinculado a la maza del tractor, que le transmite el torque motriz a las ruedas a la vez que permite un acceso para empuje y tracción independiente del tiro de la rueda, que tiene un punto de pivot variable, mediante la utilización de otro cilindro hidráulico y un carro, donde se fijan los extremos de los dos cilindros. Un modelo 3D del sistema diseñando con la rueda comercial de mayor tamaño montada (neumático 710/70 R38) puede verse en las fig.4.1, mientras que en en la fig. 4.2 se puede observar al sistema en las configuraciones de trocha máxima y mínima.

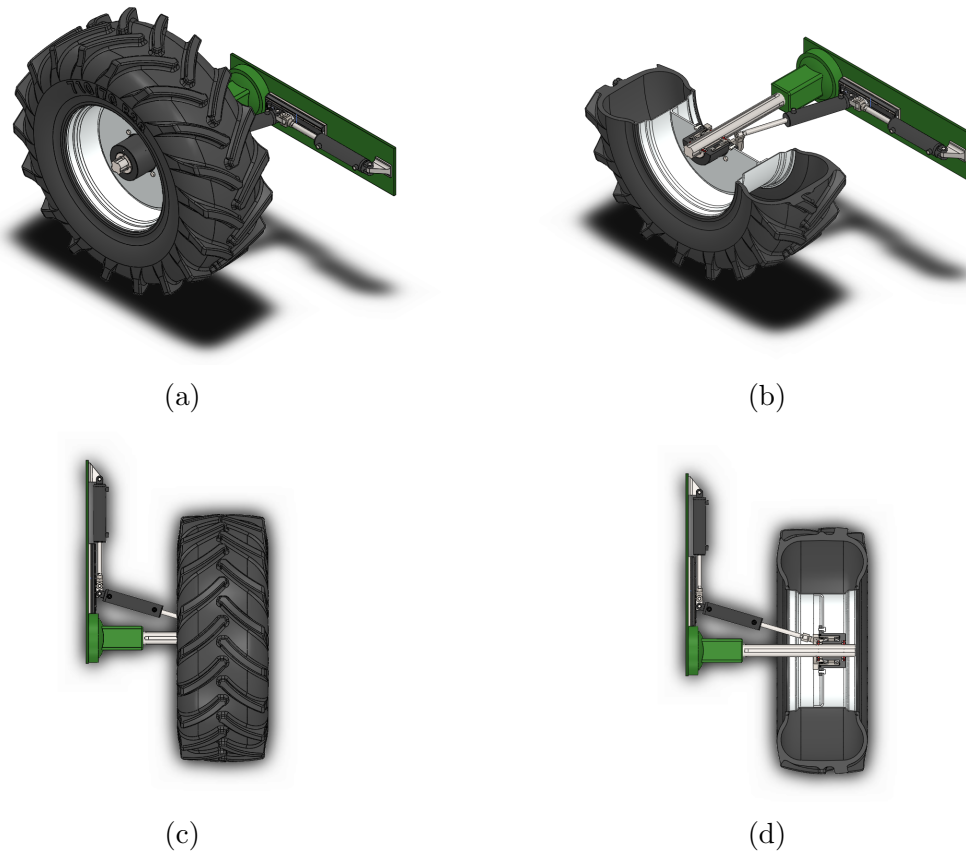


Figura 4.1: Vista isométrica del sistema en distintas posiciones, con la rueda comercial de mayor tamaño montada.

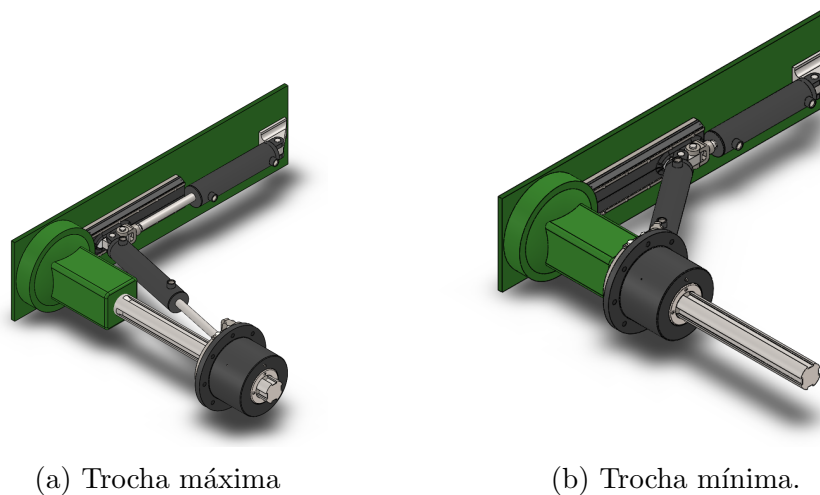


Figura 4.2: Vista isométrica del sistema en distintas posiciones.

La maza transmite el torque motor desde el eje del tractor hacia los neumáticos. Esta fue diseñada de forma que esto sea posible a la vez que se dispone de una vinculación independiente del giro de la rueda para poder efectuar la variación de trocha mediante un sistema rígidamente vinculado al chasis del tractor, y se monta de forma que quede escondida por el neumático. Es decir, queda contenida lo máximo posible entre la llanta y la cara externa del neumático. Vistas isométrica, frontal y explosionada pueden verse en las fig. 4.3, 4.4 y , 4.5, respectivamente.

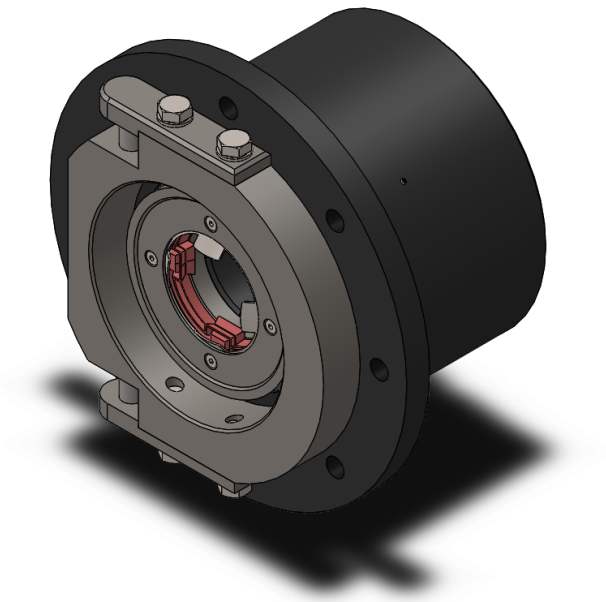


Figura 4.3: Vista isométrica de la maza.

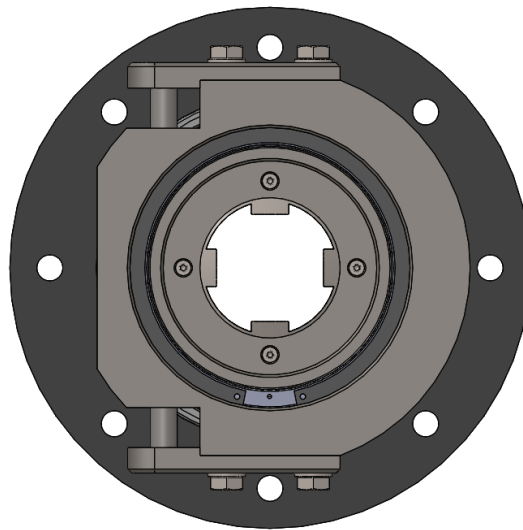


Figura 4.4: Vista frontal de la maza.

En la figura 4.6 puede verse un corte óptimo para la descripción de su funcionamiento: la *pieza 1*, vinculada a partir de cuatro chavetas con el eje del tractor, es la que transmite el torque motor hacia los neumáticos, cuyas llantas se vinculan a la maza a través de los tornillos externos de la misma. Esta pieza, cuenta con rodamientos cónicos (6) que la vinculan a su vez con la *pieza 2*, que es la pieza sobre la que se monta la horquilla para el desplazamiento axial de la maza sobre el eje. Notar que estos rodamientos le confieren la independencia rotacional de la *pieza 2* con respecto a la *1*, a la vez que las vinculan axialmente, permitiéndole a la maza desplazarse sobre el eje, y teniendo de esta forma una variación de trocha. Estos rodamientos están diseñados para soportar elevadas cargas axiales y radiales, que surgen producto del accionamiento del sistema de variación.

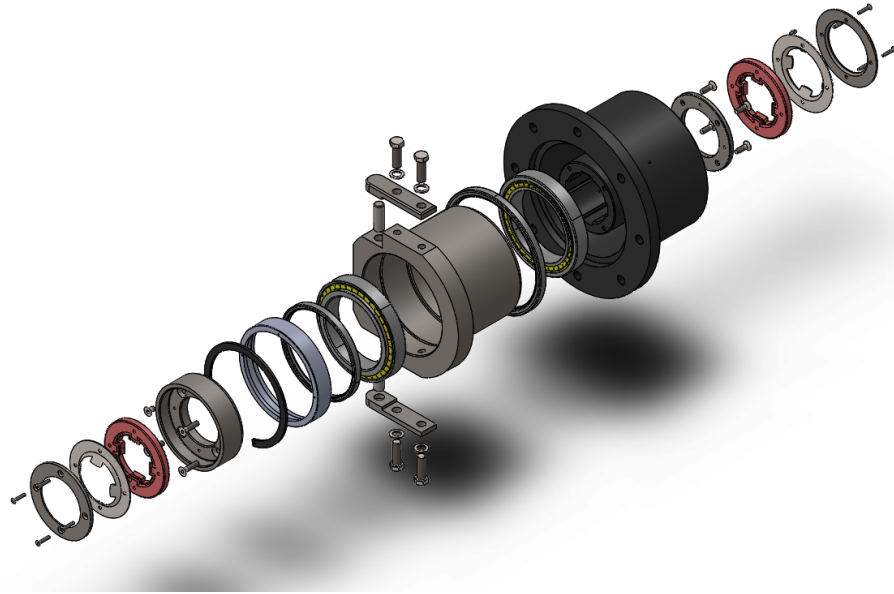


Figura 4.5: Vista de la maza explosionada.

Dada la necesidad de la protección del interior de la maza del polvo, barro, yuyos, agua, y demás elementos nocivos para el sistema, se diseñó un sistema de sellado (3) que cuenta con un implemento rascador diseñado para barrer el barro y demás macro-contaminantes del eje, y de un sello axial que está en contacto con el eje para barrer los contaminantes de menor tamaño. Además, el sistema cuenta con retenes para evitar el escape de grasa y las entrada de contaminantes entre las *piezas 1 y 2*.

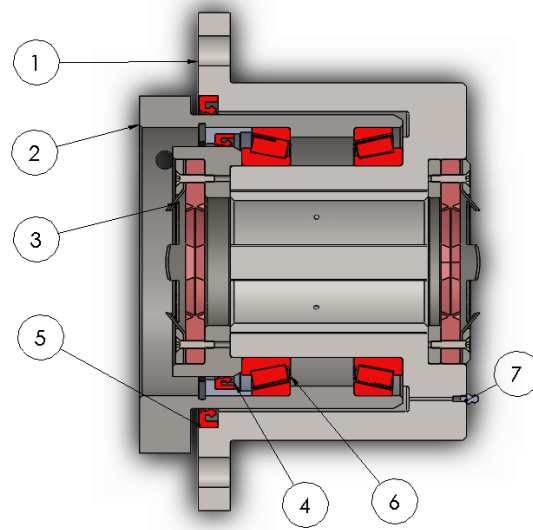
Para suministrar lubricante nuevo, se cuenta con un alemite (7), que representa una vía de entrada para el lubricante, que luego circula por los canales de lubricación internos que lubrican tanto los rodamientos como los chaveteros. La maza cuenta con cuatro perforaciones en la *pieza 1* donde se colocan prisioneros (*pieza 8*). Esto posibilita el acceso de la herramienta de perforación para fabricar el canal de lubricación interno a la vez que proporciona un escape para la grasa vieja en caso de querer renovarla.

La vinculación entre el cilindro hidráulico y la maza se da a través de una horquilla, montada en el vástago roscado del cilindro, que se vincula a la pieza de empuje de la maza por medio de pasadores, que van retenidos entre las perforaciones del cilindro de empuje, a cada lado, y los suplementos pivot de horquilla. En la perforación de la horquilla donde se coloca el perno, se tiene un buje para disminuir la fricción y prevenir el desgaste de la misma (fig. 4.7).

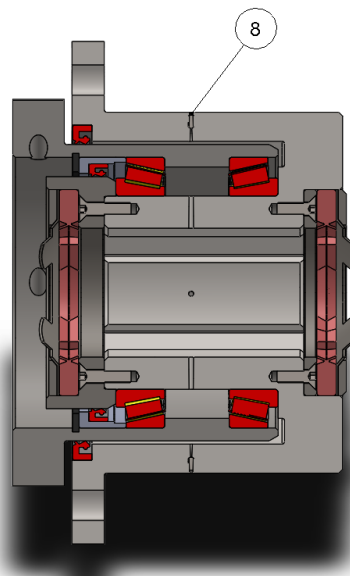
Por otro lado, el punto de pivot del cilindro vinculado con la horquilla, es desplazado mediante la utilización de un sistema carro - guía (fig. 4.8).

Como se puede ver en la fig. 4.9, el sistema cuenta con un carro donde se montan los dos cilindros hidráulicos empleados, que corre por una guía, compuesta por una base de acero SAE 1010, soldada al chasis, y laterales de fundición, atornillados a la base. Este diseño permite el fácil desarmado de la guía para mantenimiento, a la vez que le proporciona una estructura robusta para soportar los esfuerzos presentes. El interior de la guía cuenta con láminas de la marca SKF para disminuir la fricción y el desgaste de las piezas, y en la parte superior se tiene un sello compuesto por dos láminas de goma que van solapadas y se abren a medida que el carro se desplaza, por medio de un patín de plástico que se monta sobre él.

En la figura 4.10 puede verse un corte del carro. Aquí, se observa el carro (1), que



(a)



(b)

Figura 4.6: Distintos cortes de la maza.

se desplaza por la guía, compuesta por los laterales (2) y la base (3), sobre el cual está montado un patín plástico (4) que abre los sellos (5), a medida que se desplaza. El desplazamiento se da sobre láminas SKF para disminuir la fricción del sistema (6). A su vez, la guía va cerrada en los extremos por medio de tapas que se insertan de forma normal a la misma (fig. 4.11).

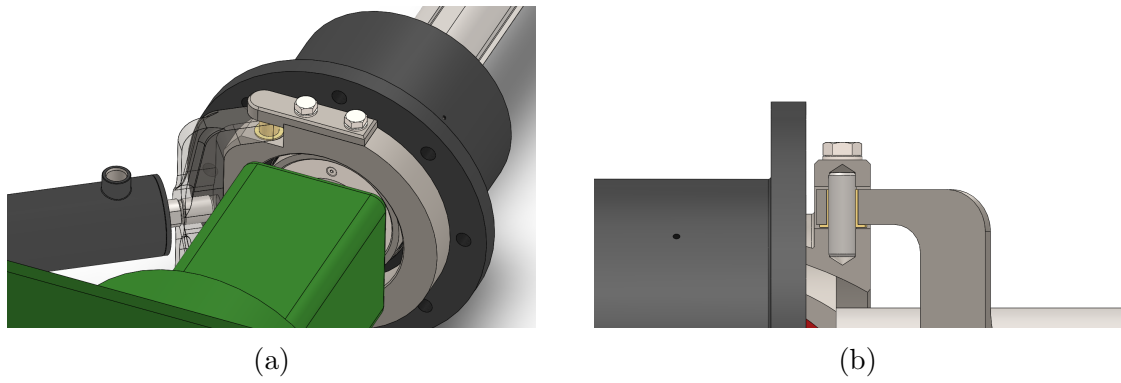


Figura 4.7: Vista en detalle de la vinculación de la horquilla con el cilindro de empuje.

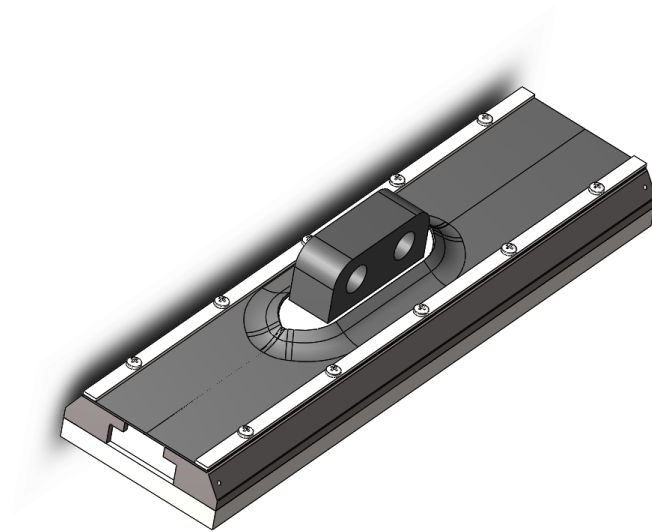


Figura 4.8: Vista isométrica del carro diseñado.

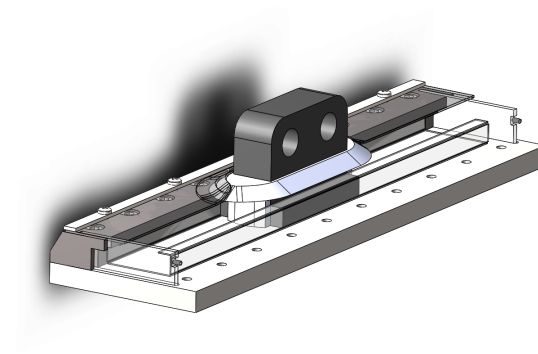


Figura 4.9: Vista del interior de la guía.

4.2. Diseño

El sistema diseñado puede verse en la fig. 4.13, con sus componentes especificados en la tabla 4.1. A continuación, se realiza una descripción de los componentes principales que lo integran.

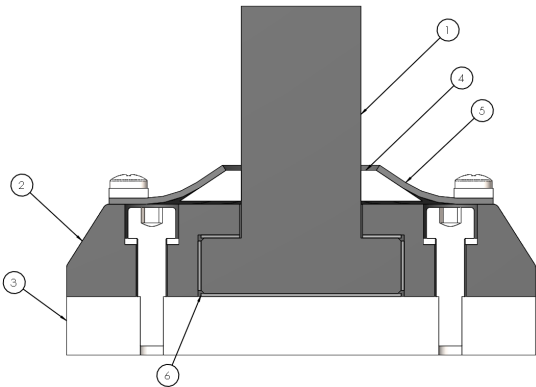


Figura 4.10: Vista en corte del carro.

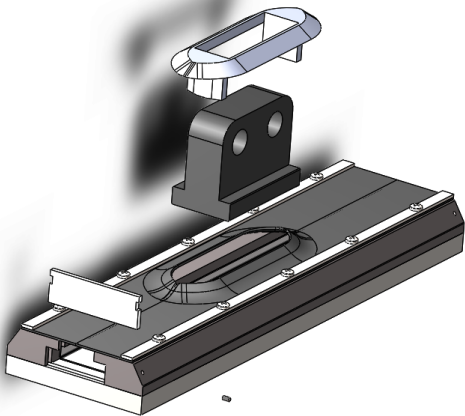


Figura 4.11: Vista explosionada del carro.

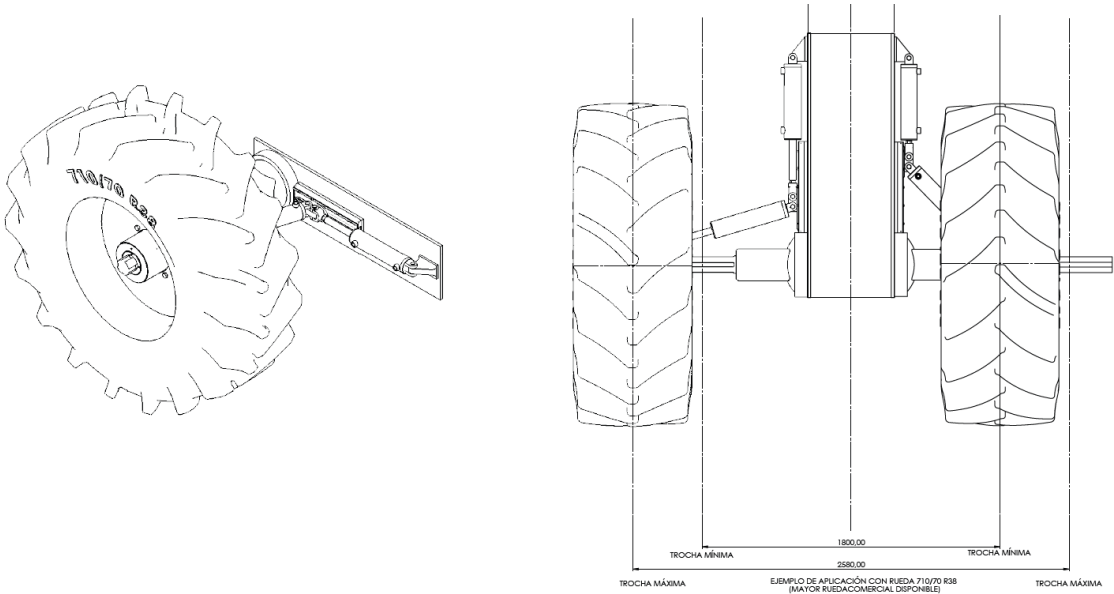


Figura 4.12: Sistema diseñado con la máxima rueda comercial disponible.

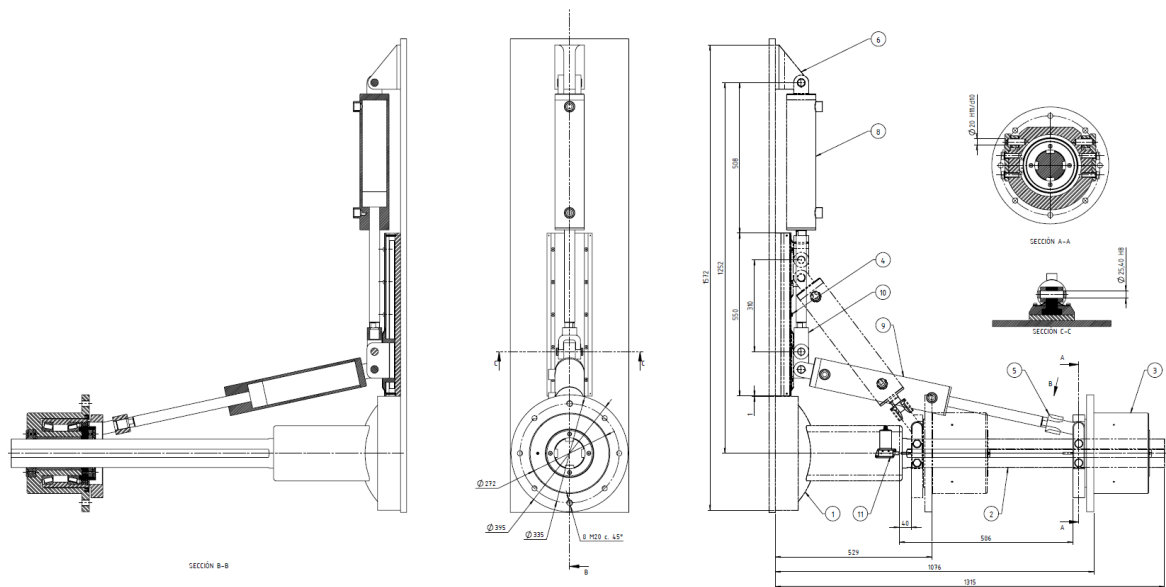


Figura 4.13: Diseño del conjunto.

N°	DENOMINACIÓN	MATERIAL	CANT.	OBS.
1	CARCASA	CONFIDENCIAL JOHN DEERE	1	COMERCIAL
2	EJE	CONFIDENCIAL JOHN DEERE	1	VER CONSIDERACIONES DE DISEÑO EN INFORME
3	MAZA	VER PLANO MAZA_00	1	
4	CARRO	VER PLANO CARRO_00	1	
5	SUBCONJUNTO HORQUILLA	VER PLANO HORQUILLA_00	1	
6	SOPORTE DE CILINDRO LONGITUDINAL	SAE 1020	1	
7	CHAVETA DIN 6885B 28X16X150	X 90 CR MO V 18	4	
8	CILINDRO PARKER D3.25\"X12"	COMERCIAL	1	COD. 3.25BBDHGB18A12
9	CILINDRO PARKER D3.25X12.5"	COMERCIAL	1	COD 3.25BBDHGB18A12.5
10	HORQUILLA EXTREMO DE CILINDRO	COMERCIAL	1	PARKER N°1332850000
11	TRANSDUCTOR DE CABLE	COMERCIAL	1	WAYCON SX50-MR625-1R-SA12- S2-M4-IP67-ICP-HG

Cuadro 4.1: BOM del sistema.

4.2.1. Carcasa

Este es el componente del tractor sobre el que se montan los rodamientos del eje. La misma no fue re-diseñada, ni se consideró para el estudio. Al igual que para el

caso del eje, no se cuenta con la información, las herramientas, ni la experiencia de los ingenieros de John Deere para su diseño.

4.2.2. Eje

El eje cumple la función de transmisión del torque motor a los neumáticos, a la vez que cumple la función del sostén del tractor. En este caso, además tiene el rol de ser una guía sobre la cual se desplaza la maza de la rueda, a partir del sistema diseñado, para variar la trocha del tractor.

El material del eje fue considerado como SAE 4140, y su dimensionamiento presenta una situación sumamente compleja, ya que no se cuentan con las herramientas de cálculo, los conocimientos, ni los estudios estadísticos disponibles por los ingenieros de John Deere. Si se analizan los esfuerzos adicionales al eje producto del sistema de variación de trocha, con igual diseño de eje, se observa que, si la variación de trocha se efectúa para un torque menor al 50 % del torque que produciría el patinamiento, las tensiones de Von Mises en el eje son inferiores a las presentes con el 100 % del torque que produciría el patinamiento. Un detalle de este razonamiento puede verse en la sección C.2.1.

Sin embargo, aquí el diseño del eje no es el mismo que el original, ya que para realizar la vinculación rotacional, se emplearon cuatro chaveteros equiangulares según la norma DIN 6880, con chavetas de 28x16x150 mm (ver sección D.10). Esto introduce factores de concentración de tensiones distintos a los presentes. A partir de esta consideración, siguiendo los razonamientos especificados en la sección C.2.1, se considera para el diseño del sistema, un eje de 100 mm de diámetro¹

Un plano del eje con sus principales medidas a modo de referencia puede verse en la fig. 4.14.

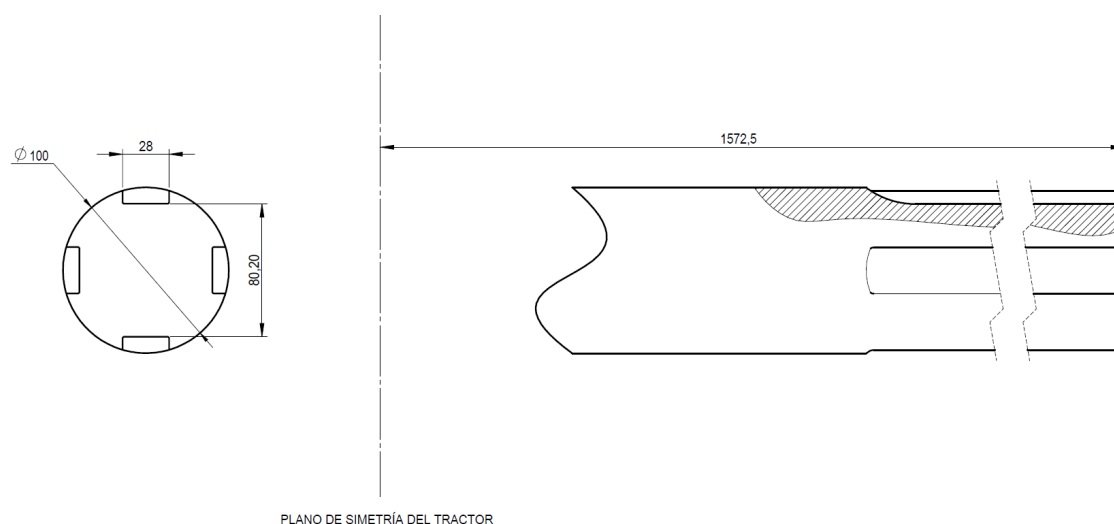


Figura 4.14: Diseño conceptual del eje, a modo de referencia.

4.2.3. Maza

Como se mencionó anteriormente, la maza es el componente encargado de transmitir el torque motor desde el eje del tractor hacia los neumáticos a la vez que permite una vinculación independiente del giro de la rueda para el cilindro hidráulico con el

¹Notar que este tiene 8 mm más de diámetro que el original, que es de 92 mm.

objetivo de poder efectuar la variación de trocha buscada. Este está compuesto por las piezas descritas en la tabla 4.2. A continuación, se describen las piezas principales que constituyen la maza.

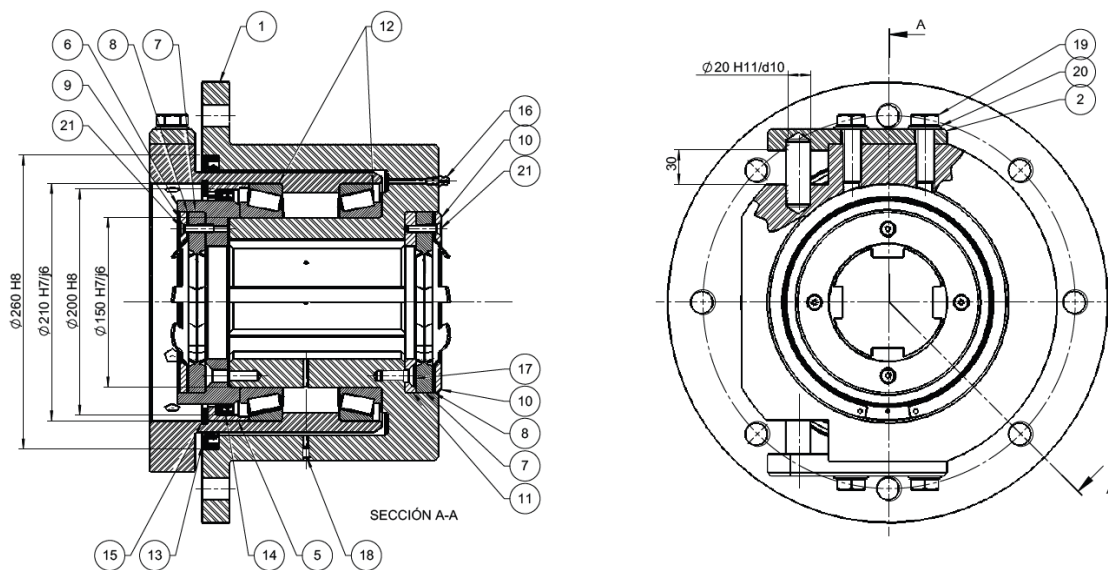


Figura 4.15: Maza diseñada.

1 - Maza

La maza es la pieza que vincula a las llantas de las ruedas montadas con el eje, para que este pueda transmitirle la potencia del motor a las ruedas. Esta cuenta en su interior con 4 chaveteros equiangulares, sobre los cuales se montan chavetas 28x16x150 mm según la DIN 6880 (ver sección D.10), encargadas de la vinculación rotacional del eje con la maza. Por otro lado, en su parte externa cuenta con perforaciones roscadas sobre las que se montan tornillos M20 para fijar la llanta en posición ², y esta pieza también sirve para el montaje de los rodamientos cónicos, que la vinculan con la *pieza 3*.

Para el dimensionamiento de la maza, se evaluaron distintos criterios para los estados de sollicitación máximos, especificados en el apéndice B. Dentro de los seis criterios analizados en esa sección, se decidió emplear el criterio del *torque mínimo que produce la ruptura del eje considerando flexión que produce el peso máximo en el eje trasero del tractor cuando este está en trocha máxima, y considerando concentración de tensiones* (criterio número 5) para el caso del torque, y que el tractor estaba cargado con el peso máximo admisible en el eje trasero. Esto da como resultado un torque de 26000 Nm (equivalente a una fuerza de tiro de alrededor de 3000 kg por rueda), y un peso en el extremo de 4775 kg.

Tal como se expone en el apéndice B, la complejidad del sistema estudiado, así como la falta de datos sobre los criterios de diseño empleados por los ingenieros de John Deere, hacen que el cálculo del torque máximo sobre la rueda puede realizarse a partir de distintos enfoques, a veces estos resultando en cuestiones irreales que evidencian que se adoptaron criterios no empleados por los ingenieros de John Deere. Este es el caso de la estimación del torque máximo a partir del torque máximo producido por el motor

²Estos son los mismo tornillos montados en la versión estándar de fábrica del tractor, y se decidió respetarlos.

N°	DENOMINACIÓN	MATERIAL	CANT.	OBS.
1	MAZA	FUNDICIÓN ADI	1	
2	TAPA INTERNA	SAE 1020	1	
3	CILINDRO EMPUJE	SAE 1020	1	
4	SOPORTE INTERNO DE RETÉN	SAE 1020	1	
5	TAPA EXTERNA	SAE 1020	1	
6	SELLO AXIAL DE EJE	FKM	2	DISEÑO ORIGINAL
7	IMPLEMENTO RASCADOR	SAE 1010	2	
8	SUPLEMENTO PIVOT DE HORQUILLA	SAE 1020	2	
9	TAPA EXTERNA DE SELLO	SAE 1010	1	
10	TAPA INTERNA DE SELLO	SAE 1010	1	
11	PASADOR	SAE 1045	2	
12	ROD. RODILLOS CÓNICO		2	SKF - 32930
13	RETÉN P/ GRASA 230X260X15	FKM	1	SKF - HMSA10 V
14	RETÉN P/ GRASA 180X200X15	FKM	1	SKF - HMSA10 V
15	ARO SEEGER INTERIOR P/ Ø210		1	DIN 472
16	ALEMITE 1/4"P/ GRASA		1	
17	TORN. AVELL. HEXAG. - M10X30	GR 8.8	4	DIN 7991
18	PRISIONERO ALLEN - M6X10	GR 8.8	4	DIN 913
19	BULÓN CAB. HEXAG. - M16X50	GR 10.9	4	DIN 933
20	ARANDELA GROVER P/ M16		4	DIN 125
21	TORN. AVELL. HEXAG. - M6X30	GR 8.8	8	DIN 7991

Cuadro 4.2: BOM de la maza.

y afectado por las relaciones de transmisión del tractor, que por sí solo produciría la ruptura del eje original, precisando un diámetro 20 mm mayor sólo para soportar tal esfuerzo. Dentro de los criterios evaluados, el adoptado fue el quinto (*Torque mínimo que produce la ruptura del eje considerando flexión que produce el peso máximo en el eje trasero del tractor cuando este está en trocha máxima, y considerando concentración de tensiones*) porque es uno de los que proporciona resultados más razonables, utiliza la mínima cantidad de suposiciones propias, y resulta prácticamente independiente de los criterios asumidos por John Deere. La maza es diseñada de fundición ADI (ver sección E.13), y simulada con el criterio mencionado, resultando la simulación en tensiones menores a las admisibles (ver apéndice F).

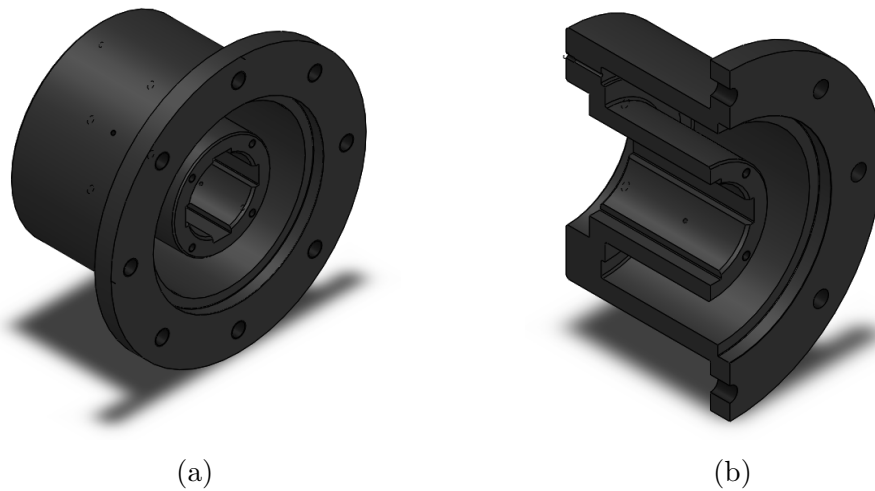


Figura 4.16: Maza diseñada.

Por requerimientos espaciales, el diámetro de atornillado para montaje de las ruedas se diseñó en 335 mm, a diferencia de los 275 mm originales para el tractor John Deere 6195M seleccionado para el trabajo. Sin embargo, esto no genera complicaciones porque se pueden utilizar llantas pensadas originalmente para el tractor John Deere 6210, el de potencia inmediatamente superior, sin ningún problema, o podrían adaptarse de forma muy sencilla las diseñadas originalmente para el 6195M.

2 - Tapa Interior

La tapa interior cumple con varias funciones: realizar la pre-carga de los rodamientos cónicos (12), transmitirle la fuerza a la maza (1) ante una disminución de la trocha, servir de soporte para el sello axial (6) y el implemento rascador (7), evitar el desplazamiento axial de las chavetas, y servir de contacto para el retén interno (14). Esta está fabricada de acero SAE 1020 (ver apéndice E), y está vinculada al tractor por medio de 4 tornillos avellanados M8 (ver D.6).

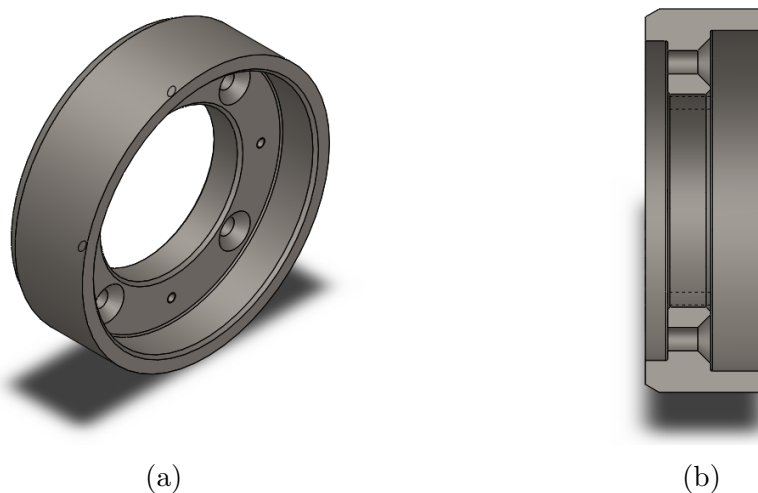


Figura 4.17: Tapa interior diseñada.

3 - Cilindro de Empuje

Esta pieza se vincula con la horquilla del cilindro regulador de trocha, y es la encargada de transmitirle las fuerzas axiales a la maza para efectuar la variación de trocha. El cilindro de empuje es fabricado de acero SAE 1020, y su vinculación con el resto de la maza se da a partir de los rodamientos cónicos. La misma fue simulada, dando resultados favorables. Los detalles de la simulación, así como sus resultados, pueden verse en el apéndice [F](#).

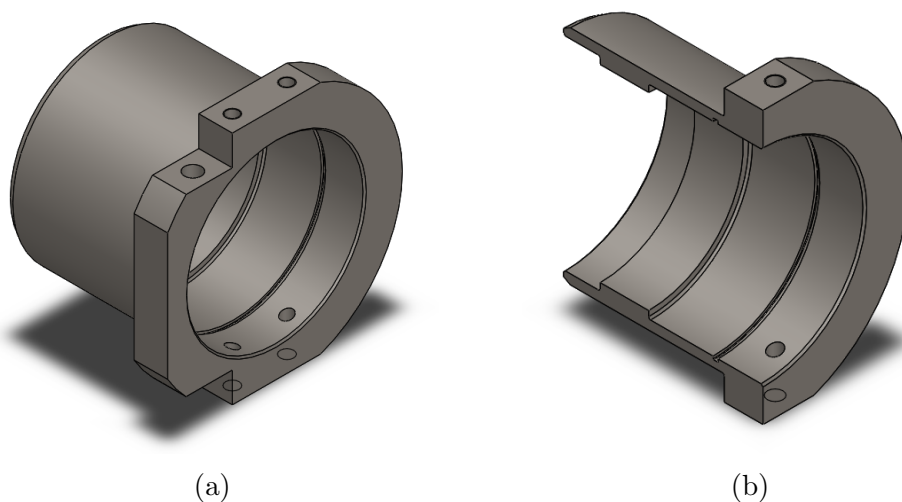


Figura 4.18: Cilindro de empuje diseñado.

4 - Suplemento de Retén Interno

Esta es una pieza cuya única función es la de servir como alojamiento del retén interno SKF 180X200X15 HMSA10 V (ver ref. [D.5](#)). El suplemento se monta sobre el diámetro interno de la pieza 3, y va retenido axialmente por el rodamiento en su lado externo y por un Seeger en su lado interno. Esta se fabrica de material SAE 1020, y cuenta con perforaciones pensadas para facilitar la extracción del retén en el proceso de desmontaje.

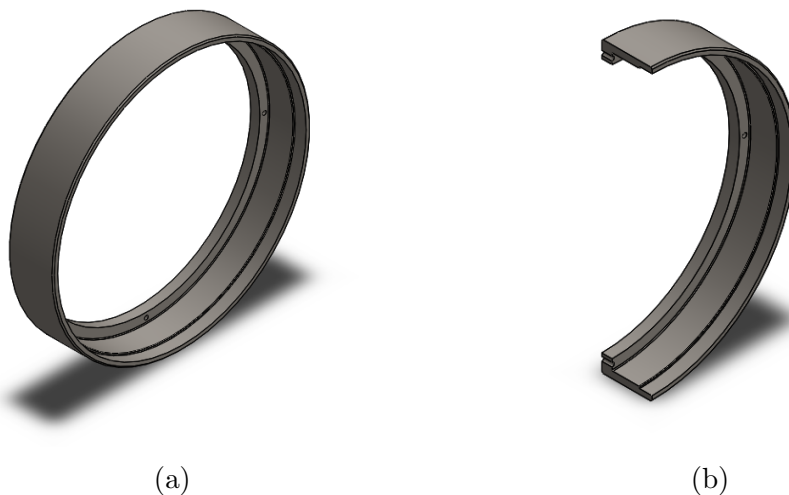


Figura 4.19: Suplemento de retén diseñado.

5 - Tapa Externa

La tapa externa es la que sirve para la retención de las chavetas en posición, evitándo que se desplacen axialmente al variar la trocha. Esta, al igual que la interna, se fabrica de acero SAE 1020.

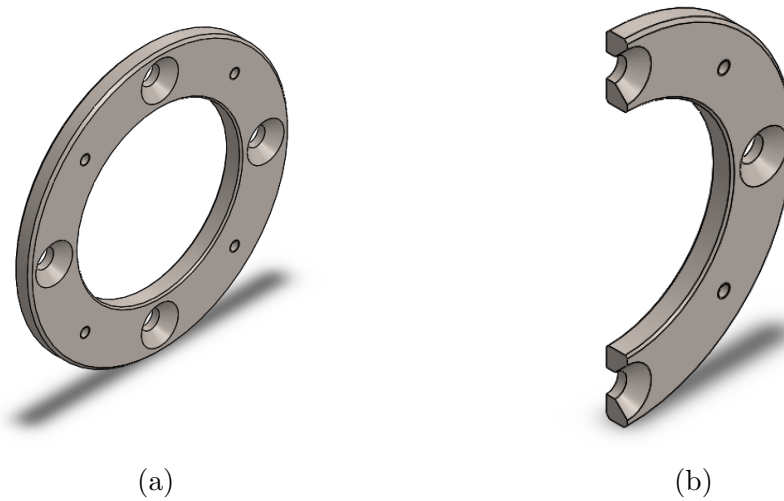


Figura 4.20: Tapa externa diseñada.

6 - Sello axial de Eje

El sello axial del eje es una pieza especialmente diseñada para el sistema para evitar la entrada de contaminantes al interior de la maza, y prevenir el escape de grasa. Esta fue diseñada de caucho fluorado (FKM) material sugerido por SKF para la fabricación de sellos por sus excelentes propiedades para cumplir esa función (ver sección E), y cuenta con dos labios, uno externo y otro interno, para prevenir la entrada de contaminantes y evitar el escape de lubricante, respectivamente.

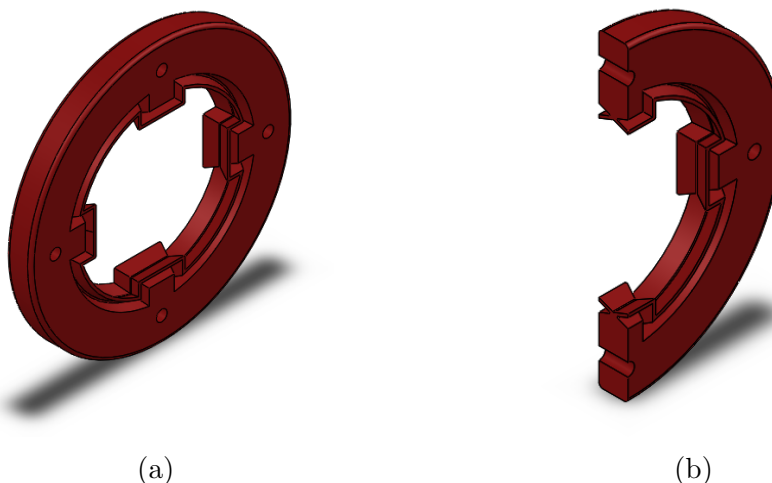


Figura 4.21: Sello axial de eje diseñado.

7 - Implemento Rascador

El implemento rascador es una pieza complementaria al sello axial de eje, que se encarga de barrer mecánicamente a las macro-fuentes de contaminación como los son el barro y los yuyos, para evitar que dañen al sello de FKM, más indicado para

contaminantes de otra índole, y que ingresen al sistema. Este se fabrica por conformado de chapa SAE 1010 (ver apéndice E).

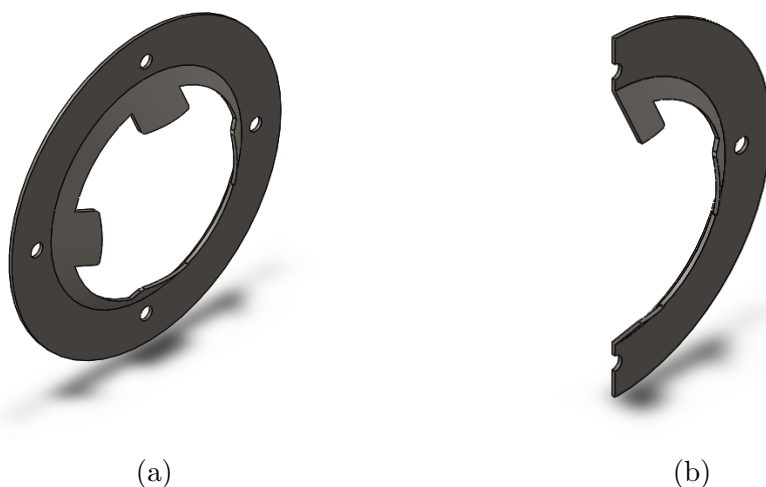


Figura 4.22: Implemento rascador diseñado.

8 - Suplemento Pivot de Horquilla

Esta pieza se trata de un suplemento diseñado para servir de soporte axial a los pasadores que vinculan a la horquilla con la maza, a la vez que para soportar los esfuerzos que estos le transmiten. Estos suplementos son fabricados de acero SAE 1020, y como se puede ver en las simulaciones efectuadas en la sección F.2, se encuentra sobredimensionada para su función, con tensiones máximas del orden de 50 N/mm^2 (ver apéndice F).

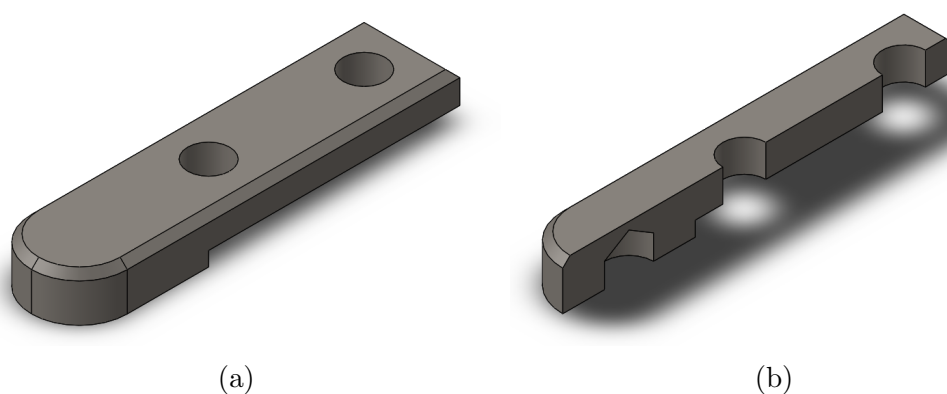


Figura 4.23: Suplemento diseñado.

9 - Tapa Externa de Sello

Esta pieza es la encargada de fijar el paquete Sello axial - Implemento rascador en posición. Se trata simplemente de una chapa de acero SAE 1010 con perforaciones avellanadas para el paso de los tornillos que la vinculan al resto de la maza. Las tapas de sello que se encuentran del lado interno y externo de la maza, son idénticas con la única diferencia que las que se encuentran del lado externo de la maza cuentan con un chaflán externo colocado con fines estéticos.

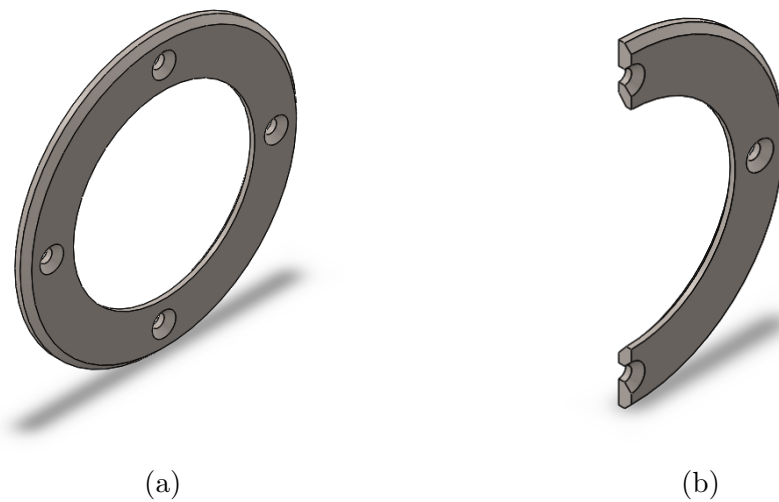


Figura 4.24: Tapa externa de sello diseñada.

4.2.4. Carro

El carro representa el sistema por el cual se desplaza el punto de pivot del cilindro vinculado a la maza de la rueda. Este está compuesto por las piezas descritas en la tabla 4.3. A continuación, se describen las piezas principales que constituyen carro.

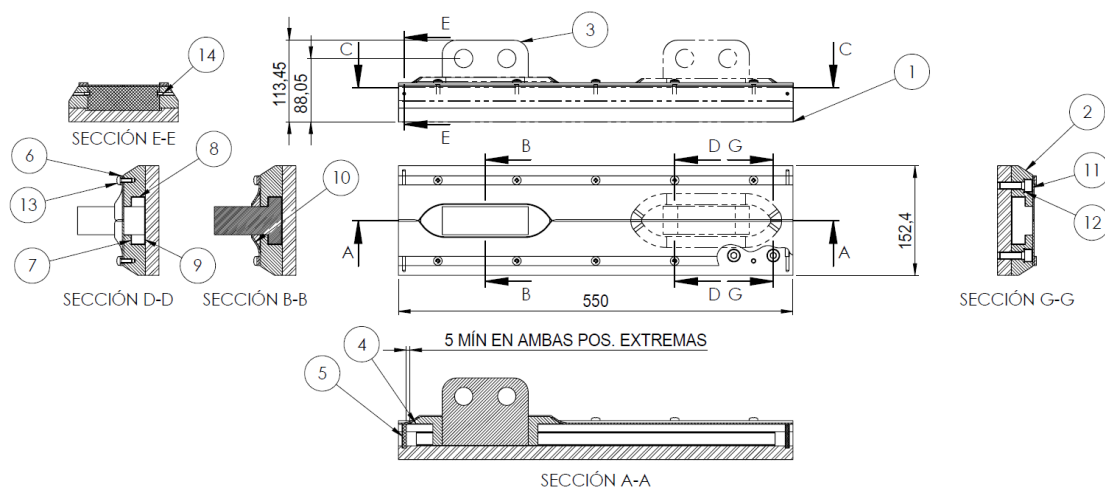


Figura 4.25: Captura del plano de conjunto del carro.

1 - Base de la guía

La base de la guía se fabrica de acero SAE 1010. Esta va soldada al chasis del tractor, y sobre ella se montan los laterales, atornillados. Como puede verse en el apéndice F, al simularla con los estados de sollicitación máximos de apertura y cierre de trocha de 4200 kg (ver sección B.3), las tensiones son del orden de los 65 N/mm^2 , versus los 176 N/mm^2 del límite elástico del SAE 1010 (apéndice E).

N°	DENOMINACIÓN	MATERIAL	CANT.	OBS.
1	BASE DE GUÍA	SAE 1010	1	
2	LATERAL DE GUÍA	FUNDICIÓN GRIS GGE 50007	2	IRAM 700
3	CARRO	FUNDICIÓN GRIS FGE 38017	1	
4	MOISES	ABS	1	
5	TAPA	ABS	2	
6	SUJECCIÓN DE SELLO	SAE 1010	2	PLANCHUELA 550 mm X 1/8"X 1/2"
7	LÁMINA SKF PCMS 1005001.0 M	COMERCIAL	2	12.5X500X1
8	LÁMINA SKF PCMS 1005001.0 M	COMERCIAL	2	16X500X1
9	SKF PCMS 1005001.0 M	COMERCIAL	1	65X500X1
10	SELLO SUPERIOR	CAUCHO	2	550X65X1
11	TORNILLO DIN 912 M10X35	AISI 304	20	GR. 12.9
12	ARANDELA DIN 125 P. M10	AISI 304	20	
13	TORNILLO DIN 7045 M6X16	AISI 304	10	GR. 8.8
14	PRISIONERO DIN 913 M4X8	AISI 304	4	GR. 8.8

Cuadro 4.3: BOM del carro.

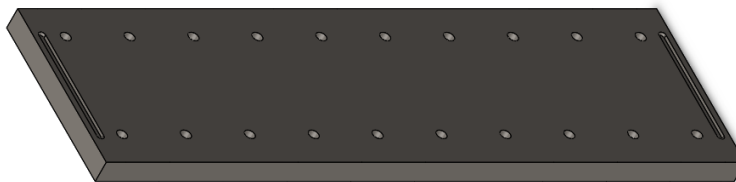
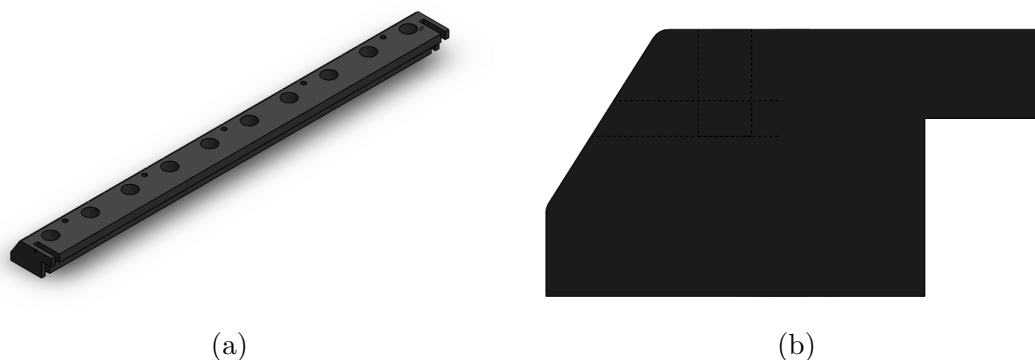


Figura 4.26: Base diseñada.

2 - Lateral de la guía

Los laterales son fabricados de Fundición Nodular F.G.E. 50007, una fundición ferrito-perlítica de límite elástico 350 N/mm^2 (ver sección E.9), que resulta suficiente considerando las tensiones máximas de 160 N/mm^2 halladas al simular la pieza (sección F). Estos se montan sobre la base mediante 10 tornillos Allen M10 por lateral.



(a)

(b)

Figura 4.27: Laterales diseñados.

3 - Carro

El carro es la pieza a la que se vinculan los extremos de los cilindros 1 y 2, y que se desplaza sobre la guía. Este fue diseñado para garantizar las presiones máximas de contacto dinámico de 120 N/mm^2 especificados por SKF para las láminas (ver sección D.4) según lo descrito en la sección C.4.1, y verificado por las simulaciones efectuadas en el apéndice F. Como puede también observarse en ese capítulo, las tensiones máximas resultantes para la fuerza máxima de operación son del orden de los 70 N/mm^2 , pudiendo utilizarse tranquilamente la fundición gris nodular ferrítica F.G.E. 38017 según IRAM 700 (ver sección E.9), de límite elástico 240 N/mm^2 .

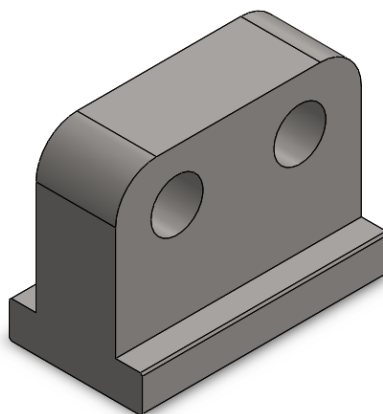


Figura 4.28: Base diseñada.

4 - Moisés

Esta pieza va montada sobre el carro (6), y es la encargada de realizar la apertura y el cierre del sello superior (8) ³, al desplazarse por la guía. Esta es fabricada de ABS, ya que tiene buena estabilidad térmica, alta dureza superficial, una estructura dimensional estable, elevada resistencia química y son fáciles de moldear y procesar, entre otras causas.

³El nombre de la pieza fue inspirado en su función, ya que de forma similar a Moisés con las aguas, esta pieza abre el sello del carro.

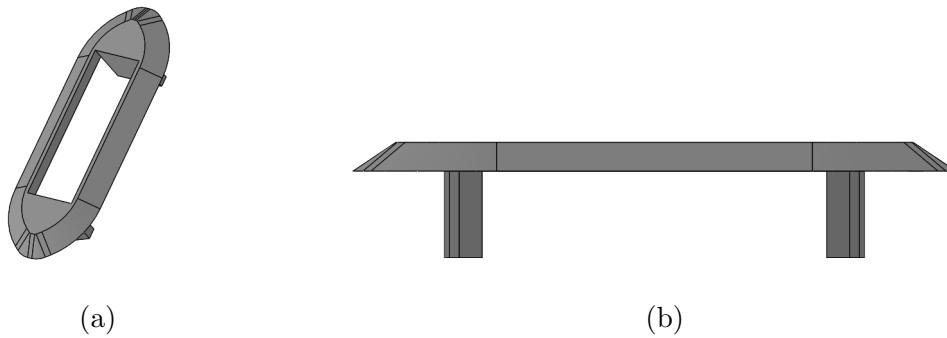


Figura 4.29: Suplemento diseñado para la apertura del sello.

5 - Tapa

Esta consiste en la pieza que efectúa el cerramiento externo de la guía. Las tapas son fabricadas de ABS, y se introducen perpendiculares a la guía, fijadas por un tornillo prisionero de cada lado para evitar que se salgan.

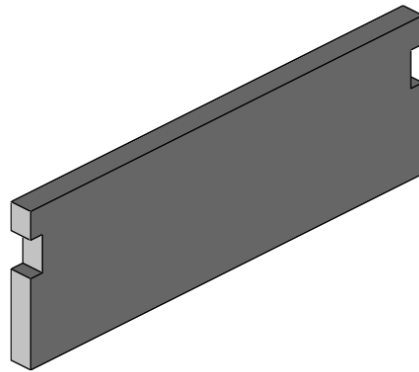


Figura 4.30: Tapa diseñada.

6 - Fijación de Sello Superior

Esta pieza es la que fija a los sellos superiores (8) en posición. Consiste simplemente en una chapa atornillada a los laterales de la guía que presiona a las láminas de caucho, evitando su desplazamiento.

7,8,9 - Láminas SKF PCMS 1005001.0 M

Estas son láminas antifricción de material compuesto de POM. Las láminas cuentan con alvéolos en la superficie deslizante, que sirven como depósitos de grasa, y se montan pegadas a la base de la guía (Lámina 3), los laterales (Lámina 4) y la parte superior de la guía (Lámina 5). Un detalle de las especificaciones de estas guías pueden verse en la sección [D.4](#).

10 - Sello Superior

Este está compuesto por dos láminas de caucho que se solapan entre sí, sellando al interior de la guía de los contaminantes externos, y siendo abierta para el desplazamiento del carro por medio del suplemento plástico que este posee (7).

4.2.5. Subconjunto Horquilla

El subconjunto de horquilla consiste en el ensamblaje horquilla - bujes (fig. 4.31).

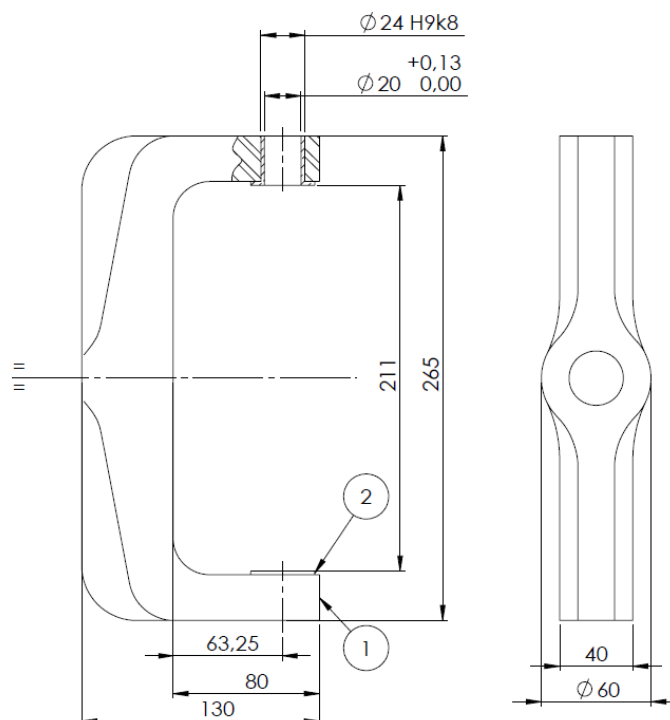


Figura 4.31: Captura del plano de la horquilla.

N°	DENOMINACIÓN	MATERIAL	CANT.	OBS.
1	HORQUILLA	SAE 1045	1	FORJADO
2	BUJE DE HORQUILLA	DIN 430 B	2	

Cuadro 4.4: BOM del subconjunto de horquilla.

La horquilla representa pieza que vincula al cilindro hidráulico con la maza de la rueda. Su proceso de fabricación fue pensado como forjado, y el material empleado es SAE 1045. Como puede verse en el apéndice F, al simularla con los estados de sollicitación máximos de apertura y cierre de trocha de 6300 kg (ver sección B.3), las tensiones máximas son del orden de los $400\ N/mm^2$, estando sólo el 4% de la pieza sometida a tensiones mayores a los $250\ N/mm^2$, en zonas atribuibles a errores numéricos. Considerando que el acero SAE 1045 cuenta con un límite elástico de $413\ N/mm^2$ para estado normalizado, con este material se tendría un coeficiente de seguridad de 1,65 si se consideran como tensiones máximas reales a unas de $250\ N/mm^2$.

La horquilla cuenta con un buje de bronce que va clavado en ella, y se vincula con la maza mediante pasadores, retenidos por perforaciones efectuadas sobre el cilindro de empuje y por suplementos colocados sobre la maza (ver fig. 4.7). La función del buje es la de disminuir la fricción del sistema, a la vez que servir de pieza de sacrificio para no producir un desgaste excesivo de la horquilla, pieza más grande y costosa de reponer y/o reparar. Este es fabricado de bronce amarillo SAE 430B, que cuenta con un límite elástico del orden de los $400\ N/mm^2$ (ver sección E).

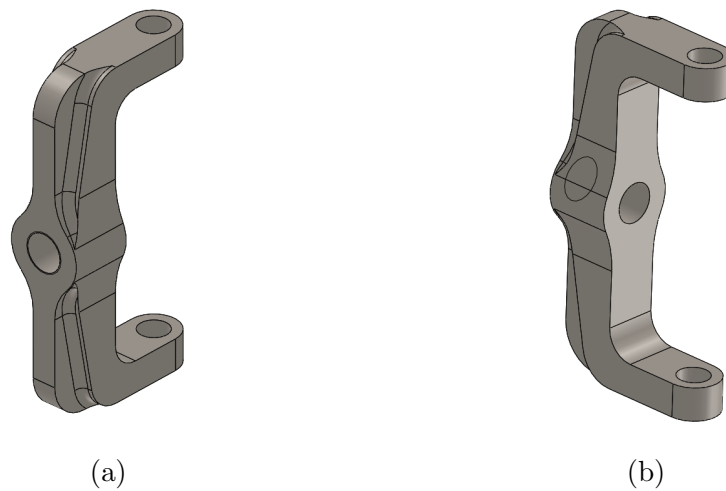


Figura 4.32: Horquilla diseñada.

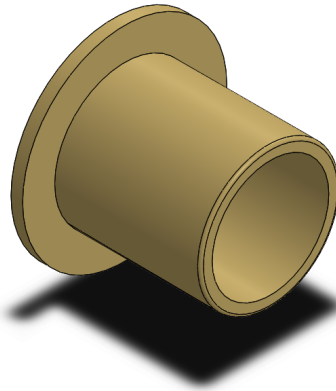


Figura 4.33: Buje diseñado

4.3. Sistema Hidráulico

4.3.1. Diagrama

En la fig. 4.34, puede verse el diagrama hidráulico propuesto, donde se expone el circuito de variación para ambas ruedas traseras, cuya lista de materiales se encuentra en la tabla 4.5.

La bomba del tractor (2), impulsa fluido del tanque (1) hacia una válvula reguladora de caudal (4), tras la cual se encuentra una válvula de 4 vías y 3 posiciones, con centro cerrado, comandada eléctricamente (6). En su posición extrema izquierda, el fluido circula hacia la rama derecha del circuito, con el objetivo de disminuir la trocha del tractor. Por otro lado, en la posición derecha de la válvula, sucede lo contrario: se accionan los cilindros para disminuir la trocha del tractor. A continuación se describen los procesos de cierre y apertura de trocha ⁴.

⁴Una justificación de la secuencia de operación puede verse en la sección 4.5.1.

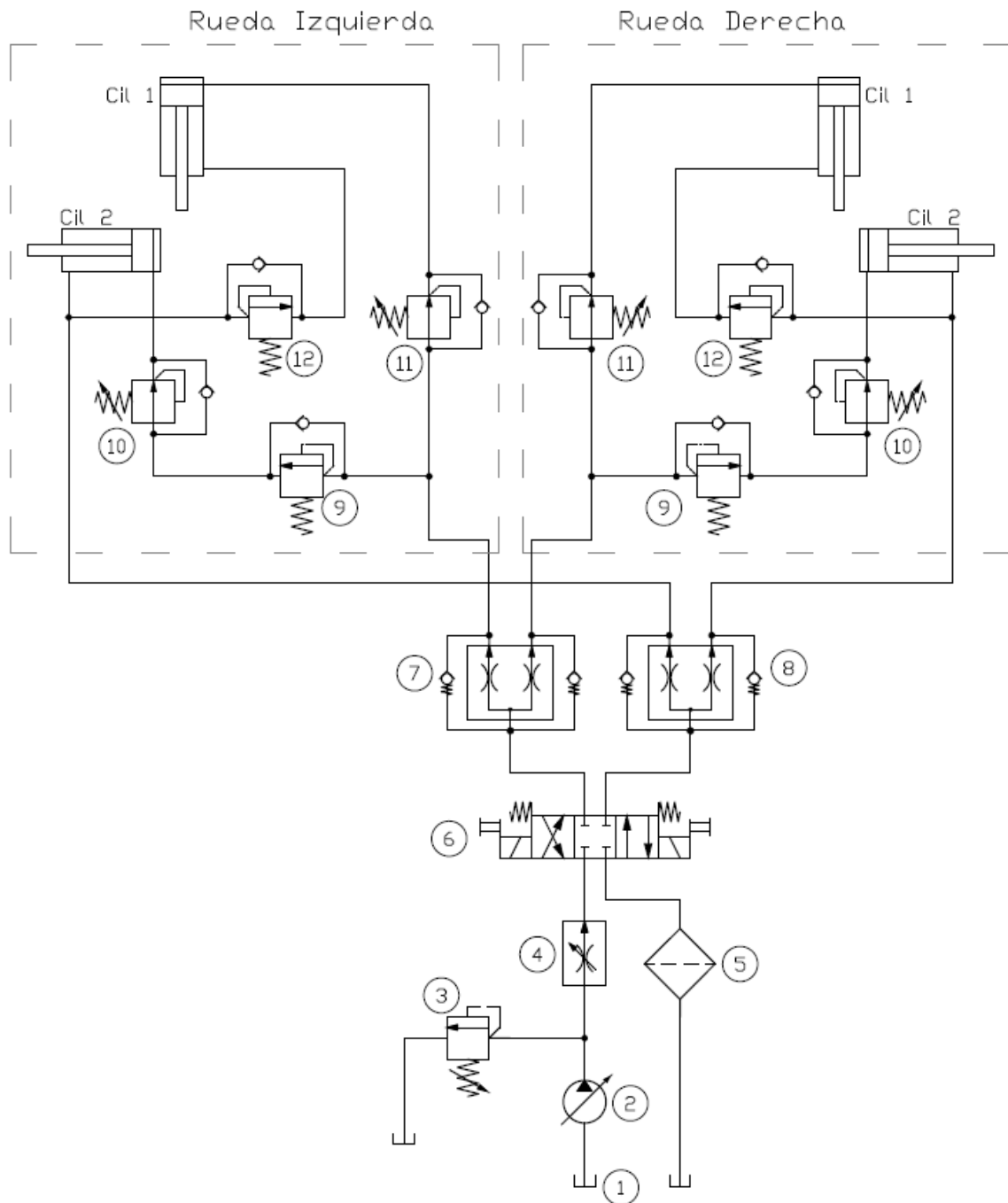


Figura 4.34: Sistema hidráulico diseñado.

Cierre de trocha

Con la válvula direccional (6) en su posición extrema izquierda, el fluido circula hacia la derecha, donde tras pasar por un divisor de caudal (8), que distribuye el caudal entre las ruedas derecha e izquierda del tractor de forma igual, ingresa a la cámara anular de los cilindros inclinados (C2). Estos, por la presión del aceite impulsado por la bomba, se cierran, y envían el aceite de la otra recámara a tanque, tras pasar por la válvulas de bypass de las válvulas secuenciales de apertura (9), las válvulas reguladoras de presión (10), las válvulas de bypass del divisor de caudal (7) y el filtro de retorno (5). Cuando los cilindros inclinados se retraen por completo, el aumento de presión activa las válvulas secuenciales de cierre (12), con lo que el aceite pasa a llenar las cámaras

N°	DENOMINACIÓN
C1	CILINDROS LONGITUDINALES AL TRACTOR
C2	CILINDROS INCLINADOS
1	TANQUE DEL TRACTOR
2	BOMBA DE CAUDAL VARIABLE
3	LIMITADORA DE PRESIÓN
4	REGULADORA DE CAUDAL
5	FILTRO DE RETORNO
6	VÁLVULA 4/3 - CENTRO CERRADO
7	DISTRIBUIDOR CAUDAL DE APERTURA
8	DISTRIBUIDOR CAUDAL DE CIERRE
9	VÁLVULA SECUENCIAL APERTURA
10	VÁLVULA REGULADORA DE PRESIÓN C2
11	VÁLVULA REGULADORA DE PRESIÓN C1
12	VÁLVULA SECUENCIAL CIERRE

Cuadro 4.5: Lista de elementos del diagrama hidráulico.

anulares del cilindro longitudinal al tractor (C1). Finalmente, el aceite expulsado por él pasa por las válvulas de bypass de las válvulas reguladoras de presión (11) y retorna a tanque, luego de pasar por las válvulas de bypass del divisor de caudal (7) y por el filtro de retorno (5).

Apertura de trocha

Con la válvula direccional (6) en su posición extrema derecha, el fluido circula hacia la izquierda, donde tras pasar por un divisor de caudal (7), que distribuye el caudal entre las ruedas derecha e izquierda del tractor de forma igual, y de un regulador de presión (11), para limitar la fuerza de empuje de los cilindros, ingresa a las cámaras de los pistones de los cilindros longitudinales al tractor (C1). Estos, por la presión del aceite impulsado por la bomba, se abren, y envían el aceite de las otras recámaras a tanque, tras pasar por las válvulas de bypass de las válvulas secuenciales de cierre (12) y del divisor de caudal (8), y por el filtro de retorno (5). Cuando los cilindros C1 se expanden por completo, el aumento de presión activará las válvulas secuenciales de apertura (9), con lo que el aceite pasará a llenar las cámaras del pistón del cilindro inclinado (C2), luego de haber pasado por la válvula reguladora de presión (10). Finalmente, el aceite retorna a tanque, luego de pasar por las válvulas de bypass del divisor de caudal (7) y por el filtro de retorno (5).

Todo el sistema se encuentra a una presión máxima fijada por la válvula limitadora de presión (3), inmediatamente después de la bomba.

4.3.2. Cilindros

Los cilindros seleccionados fueron de la marca Parker, de la línea "Heavy Duty Roundline" (ver apéndice [D](#)).

Cilindro 1

El cilindro 1 seleccionado se describe en la tabla 4.6. Una descripción del proceso de selección puede verse en la sección D.1.1.

Cilindro 1		
Modelo	3.25BBRDHGB18A12.2	
Tipo de montaje	BB - Cap Fixed Clevis	
Tipo de Vástago	4	
Extremo de vástago	Horquilla	
Diámetro embolo	3,25	[in]
Diámetro vástago	1,375	[in]
Carrera	310	[mm]
Fuerza de empuje (207 bar)	11295	[kg]
Fuerza de Tracción (207 bar)	9274	[kg]
Carrera máxima por pandeo	813	[mm]

Cuadro 4.6: Resumen del cilindro seleccionado.

Cilindro 2

El cilindro 2 seleccionado se describe en la tabla 4.7. Una descripción del proceso de selección puede verse en la sección D.1.1.

Cilindro 2		
Modelo	3.25BBRDHGB18A12.6	
Tipo de montaje	BB - Cap Fixed Clevis	
Tipo de Vástago	4	
Extremo de vástago	Roscado	
Diámetro embolo	3,25	[in]
Diámetro vástago	1,375	[in]
Carrera	320	[mm]
Fuerza de empuje (207 bar)	11295	[kg]
Fuerza de Tracción (207 bar)	9274	[kg]
Carrera máxima por pandeo	813	[mm]

Cuadro 4.7: Resumen del cilindro seleccionado.

4.3.3. Depósito auxiliar

La toma de aceite máxima en el tractor es de 27 l [42]. En caso de superarse, debe instalarse un depósito de aceite auxiliar. En este caso, el volumen ocupado por los cilindros en trocha trasera máxima es de:

$$V = 2 \cdot (1,66 + 1,71) l = 6,74 l, \quad (4.1)$$

por lo que en principio no se precisaría un depósito auxiliar de aceite.

4.3.4. Válvula Limitadora de Presión

Esta válvula se utiliza para limitar la presión del sistema. Como se muestra en la sección 4.4.5, se precisan 140 bar como mínimo para garantizar la fuerza de variación de trocha necesaria en caso de máxima resistencia modelada para la retracción, el menos favorecido por las características intrínsecas de los cilindros. Para esto, se selecciona la válvula Rexroth DBD, cuya especificaciones técnicas pueden verse en la sección D.1, y debería configurarse en alrededor de 160 bar, para asegurarse de tener la presión de 140 bar precisada a pesar de las pérdidas de carga. Un posterior análisis sería necesario para establecer este valor con mayor exactitud.

4.3.5. Válvula Direccional

Esta válvula es utilizada para la regulación del flujo según el accionamiento del sistema deseado. Se selecciona una válvula de 4 vías y 3 posiciones, cuyas características pueden verse en el apéndice D.1.

4.3.6. Válvulas Secuenciales

Estas válvulas son utilizadas para accionar los cilindros secuencialmente según lo establecido en la sección 4.5.1. Para esto, se fija la presión de transición de accionamiento de cilindros en 150 bar. Es decir, cuando el cilindro que es accionado primero llegue a su final de carrera, y la presión se eleve, la válvula de secuencia hará que se accione el otro cilindro a los 150 bar. Notar que esta presión debe ser necesariamente inferior a los 160 bar configurados en la válvula limitadora de presión. Un detalle de las válvulas seleccionadas puede verse en el apéndice D.1.

4.3.7. Válvulas Reguladoras de Presión

Esta válvula se utiliza para disminuir la presión del sistema cuando los cilindros se encuentran empujando, ya que al ser la sección anular menor a la del pistón, por la presencia del vástago, el sistema podría ser sometido a esfuerzos para los que no fue diseñado. Es por esto que para que el cilindro 1 haga su fuerza máxima de diseño, la presión debe disminuirse a 100 bar, mientras que para el caso del cilindro 2, esta debe hacerlo a 115 bar. Un detalle de las válvulas seleccionadas puede verse en el apéndice D.1.

4.3.8. Válvula Reguladora de Caudal

La válvula reguladora de caudal se utiliza para fijar una velocidad de variación de trocha. Considerando que con un caudal total de 15,5 l/min distribuido en las ruedas traseras (7,75 l/min por rueda) se consume sólo el 10 % del caudal máximo aportado por la bomba, y se logra una apertura total de la trocha desde trocha mínima en menos de 30 segundos (ver sección 4.4.4), se configura a la válvula reguladora de caudal en 16 l/min. Un detalle de la válvula seleccionada puede verse en el apéndice D.1.

4.3.9. Divisor de Caudal

El divisor de caudal se utiliza para asegurarse de que la variación de posición de ambas ruedas traseras se realice de forma homogénea, logrando de este modo que la

cabina siempre se encuentre centrada. Un detalle del divisor de caudal seleccionado puede verse en el apéndice [D.1](#).

4.4. Parámetros Operativos

4.4.1. Momento de operación

La variación de trocha puede realizarse sobre cualquier terreno, y debe realizarse siempre con el tractor en movimiento. Si bien el sistema puede accionarse con el tractor detenido, esto no es recomendable ya que podría producir el destalonamiento del neumático.

4.4.2. Ruedas Admisibles para el Montaje

Las ruedas admisibles para el montaje son las comerciales de John Deere que cuentan llantas con un diámetro de atornillado de 335 mm. Estas podrían ser todas las llantas diseñadas para el tractor John Deere 6210 M, o cualquiera de las del 6195 M con un diámetro de llanta adaptado a 335 mm ⁵ (ver apéndice [A](#)).

4.4.3. Rango de Trochas Disponibles

El sistema permite un desplazamiento de la maza desde los 529 mm hasta los 1076 mm, medidos desde el chasis hasta el extremo de fijación de los tornillos de las llantas a montar (ver fig. [4.13](#)). Esto se traduce en trochas con la posibilidad de variación continua desde los 1570 mm hasta los 2670 mm, considerando llantas con *offsets* nulos.

Si se observan los *offsets* de las llantas de dos posiciones comerciales actuales para el tractor John Deere 6210 M, estas varían en un rango de 17,5 mm hasta 47.5 mm, mientras que para el caso del tractor John Deere 6195 M, lo hacen desde 25 a 40 mm. Las trochas efectivas mínimas y máximas se presentan en la tabla [4.8](#). Notar que estos rangos podrían verse notoriamente ampliados si se utilizan llantas con más posiciones viables, como lo son las de 8 o las de 16.

Offset [mm]	Trocha mínima [mm]	Trocha máxima [mm]
0	1573	2667
17,5	1538	2702
25	1488	2752
40	1408	2832
47,5	1313	2927

Cuadro 4.8: Trochas obtenidas para distintos valores de offset de llantas comerciales.

Al realizar un análisis de las trochas mínimas y máximas alcanzadas para los distintos tipos de neumáticos comerciales, se tiene lo expuesto en la tabla [4.9](#), donde se compara a los valores obtenidos con el sistema diseñado y los originales del tractor 6195 M, según el manual de operador de John Deere [13]. En todos los casos, se observa un

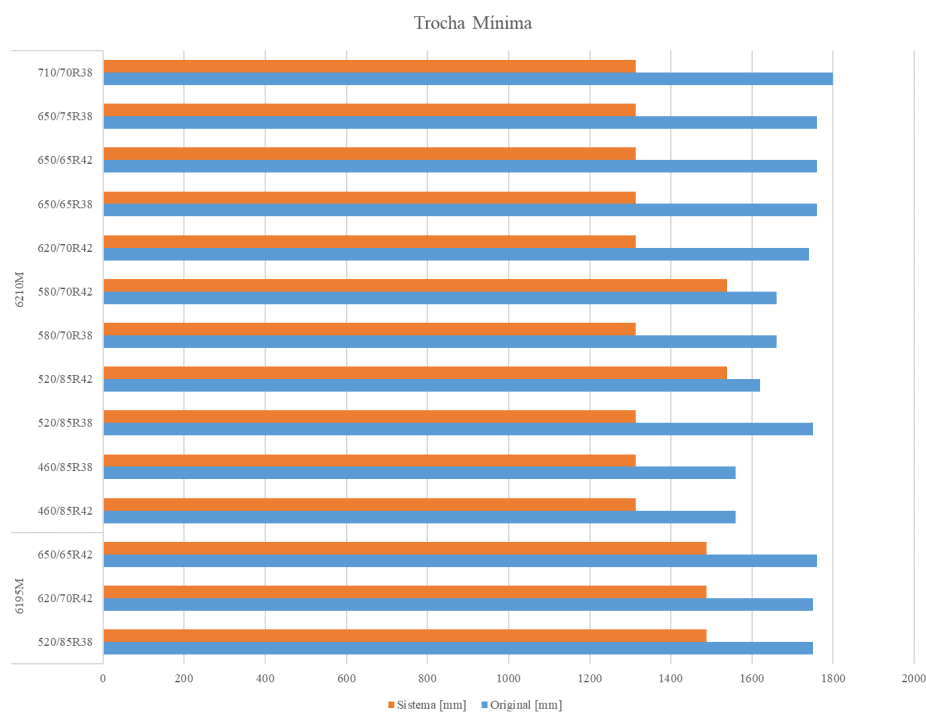
⁵Esto podría ser realizado muy sencillamente si se re-diseñara a las llantas comerciales para el tractor 6195M para que tengan un diámetro de atornillado de 335 mm en vez de 275 mm.

rango total de trochas más amplio que los originales ⁶. Una representación gráfica de los resultados obtenidos puede verse en la fig. 4.35. Notar que en la tabla se presentan trochas para todos neumáticos compatibles con el tractor John Deere 6195 M, pero con llantas de dos posiciones admisibles diseñadas tanto para el tractor 6195 M, que deberían se re-adaptadas para un diámetro de atornillado de 335 mm, como para el 6210 M, utilizables sin modificaciones algunas.

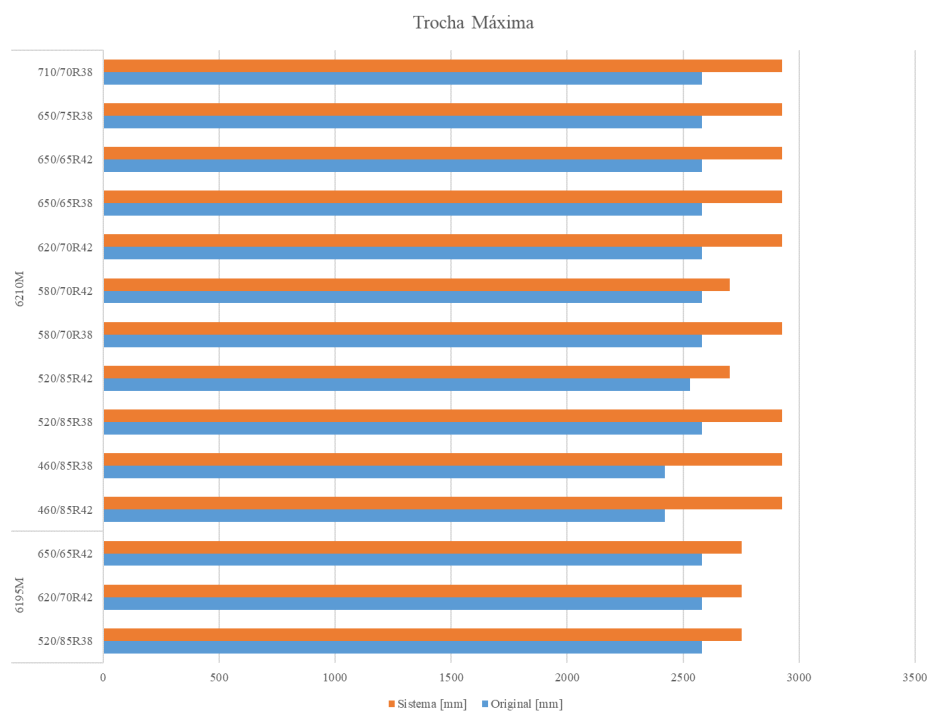
⁶Esto no significa que los valores de trocha mínimos sean alcanzables, ya que podría haber interferencias entre el neumático y algún componente del tractor. Sin embargo, esto indicaría que los valores originales de trochas extremas son alcanzables por el sistema diseñado

Tractor	Neumático	Offset comercial de llanta [mm]	Trocha mínima			Trocha máxima		
			Original [mm]	Sistema [mm]	Ganancia [mm]	Original [mm]	Sistema [mm]	Ganancia [mm]
6195M	520/85R38	25	1750	1488	262	2580	2752	172
	620/70R42	25	1750	1488	262	2580	2752	172
	650/65R42	25	1760	1488	272	2580	2752	172
6210M	460/85R42	47,5	1560	1313	247	2420	2927	507
	460/85R38	47,5	1560	1313	247	2420	2927	507
	520/85R38	47,5	1750	1313	437	2580	2927	347
	520/85R42	17,5	1620	1538	82	2530	2702	172
	580/70R38	47,5	1660	1313	347	2580	2927	347
	580/70R42	17,5	1660	1538	122	2580	2702	122
	620/70R42	47,5	1740	1313	427	2580	2927	347
	650/65R38	47,5	1760	1313	447	2580	2927	347
	650/65R42	47,5	1760	1313	447	2580	2927	347
	650/75R38	47,5	1760	1313	447	2580	2927	347
	710/70R38	47,5	1800	1313	487	2580	2927	347

Cuadro 4.9: Comparación entre las trochas disponibles originalmente y las teóricas obtenidas con el sistema diseñado, para distintos neumáticos.



(a) Trocha mínima.



(b) Trocha máxima.

Figura 4.35: Comparación entre los rangos de trocha obtenidos con el sistema diseñado y el original.

4.4.4. Velocidad de Operación

La bomba instalada en el tractor cuenta con un caudal máximo de 155 l/min (ver apéndice A). Utilizando el 10 % del caudal máximo, es decir, 7,75 l/min por rueda, se tiene un tiempo total de variación de trocha mínima a máxima de alrededor de 26

segundos (tabla 4.11), tiempo considerado como satisfactorio para la operación.

Caudal Disponible	
Caudal tractor [l/min]	155
Porcentaje consumido	10 %
Caudal disponible [l/min]	7,75

Cuadro 4.10: Caudal disponible para el accionamiento del sistema considerando un porcentaje del caudal suministrado por la bomba.

Cilindro	Carrera [mm]	Volumen [l]	Tiempo apertura mínimo [s]
1	3,25	1,66	12,8
2	3,25	1,71	13,3
Total			26,1

Cuadro 4.11: Tiempo de apertura total con el caudal disponible.

4.4.5. Fuerza de Operación

Con los cilindros seleccionados, se llega a la fuerza máxima de operación con un factor de sobre-dimensionamiento de 1,2 para el *cilindro 1* y de 1 para el *cilindro 2* a 140 bar para el caso de tracción, el menos favorecido por las características propias del cilindro. Es decir, a aproximadamente un 70 % de la presión máxima de operación de la bomba del tractor (ver D.1.1). Esto puede verse reflejado en las tablas 4.12 y 4.13, respectivamente. La presión se configura en 140 bar para ambos cilindros para el caso de tracción, mientras que se emplean válvulas reguladoras de presión para limitar la fuerza máxima de operación en empuje, reduciendo la presión a 100 bar para el *cilindro 1* y a 115 bar para el *cilindro 2*. Si bien la fuerza de tracción para el *cilindro 1* está sobre-dimensionada, se configura a la presión máxima de ambos cilindros como 140 bar por cuestiones de sencillez en la instalación.

Cilindro 1			
Presión de trabajo	p	140	[bar]
Diámetro	D	3,25	[in]
Sección Anular	Aa	4394	[mm ²]
Sección Pistón	Ap	5352	[mm ²]
Fuerza Requerida	Fr	5416	[kg]
Fuerza de Tracción	Fe	6278	[kg]
Fuerza de Empuje	Ft	7646	[kg]
Sobredimensionamiento	S	1,2	[-]

Cuadro 4.12: Verificación de la fuerza de accionamiento del cilindro 1.

Cilindro 2			
Presión de trabajo	p	140	[bar]
Diámetro	D	3,25	[in]
Sección Anular	Aa	4394	[mm ²]
Sección Pistón	Ap	5352	[mm ²]
Fuerza Requerida	Fr	6241	[kg]
Fuerza de Tracción	Fe	6278	[kg]
Fuerza de Empuje	Ft	7646	[kg]
Sobredimensionamiento	S	1	[-]

Cuadro 4.13: Verificación de la fuerza de accionamiento del cilindro 2.

A la presión máxima de operación del tractor de 205 bar, se tiene un sobredimensionamiento de tracción de un 70 % para el caso del *cilindro 1* y de un 50 % para el caso del *cilindro 2*, obteniéndose valores de 9192 kg.

4.5. Control

4.5.1. Secuencia de Operación

Tal como se describió en la sección 4.3.1, la secuencia de operación de variación de trocha para los distintos casos es:

- Aumento de trocha: Se acciona el *cilindro 1* hasta que llegue al final de su carrera, y luego se acciona el *cilindro 2*.
- Disminución de trocha: Se retrae el *cilindro 2* hasta que llegue a su retracción total y luego se acciona el *cilindro 1*.

Esta secuencia pretende lograr que a ángulos cerrados, donde la fuerza precisada para variar la trocha es mayor, la fuerza la realice el *cilindro 1*, que precisa de una fuerza menor para variar la trocha por cuestiones geométricas, y el *cilindro 2* soporte la fuerza estáticamente en su estado de retracción máxima.

4.5.2. Sensores de posición

La variación de trocha precisa de un sensor de posición para determinar cuándo accionar el sistema y en qué medida. Para esto, se selecciona a un transductor de cable WayCon SX50, cuyo cuerpo se encuentra fijado a la carcasa del tractor, y su extremo de su cable vinculado a la maza de la rueda (ver fig. 4.36). Si bien se consideraron diversas alternativas al sensor propuesto, como sensores ópticos, ultrasónicos, y sensores especiales para cilindros hidráulicos, entre otros, se consideró que el seleccionado era el más fiable por su elevada aislación del medio, y la independencia que este presenta sobre la presencia de barro en la rueda y de otros factores externos sobre la exactitud de la medición. Además, resulta en una solución sumamente sencilla y robusta.

El sensor seleccionado cuenta con un grado IP 67, una precisión del orden del 0,15 %, resultando en menos de 1 mm de precisión de medida, y puede pedirse con rascadores de tierra, y resistencia a la corrosión aumentada, entre otras mejoras. Un detalle de las especificaciones de este sensor puede verse en la sección D.2.

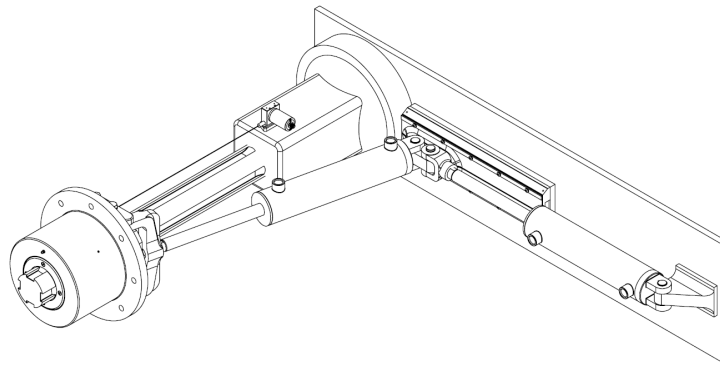


Figura 4.36: Vista isométrica del sistema con el sensor montado.

4.5.3. Sistema de Control

El sistema de control propuesto es el de un lazo cerrado comandado por la computadora integrada del tractor. Configurando las entradas manuales al sistema de neumáticos empleados, que determinarán las trocha mínimas admisibles, los *offsets* de las llantas empleados, para el ajuste de los cálculos de trocha, y la trocha deseada, el sistema acciona los cilindros según la secuencia descrita en la sección 4.5.1, y recibe como entrada la posición de la maza, obtenida a partir de los datos proporcionados por el controlador seleccionado. Utilizando este lazo cerrado, se varía la trocha hasta llegar al valor deseado. Esto puede verse representado en la fig. 4.37.

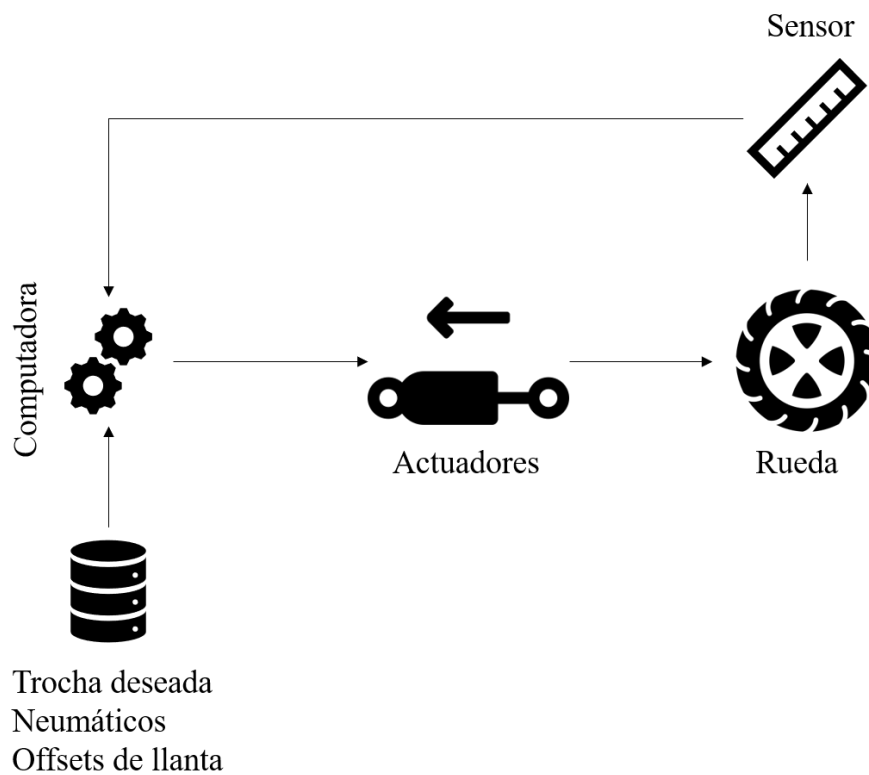


Figura 4.37: Sistema de control propuesto, a modo conceptual.

Conclusiones y Recomendaciones

Conclusiones

4.5.4. Conclusiones Técnicas

En este trabajo se diseñó un sistema de variación de trocha desde cabina innovador, específicamente pensado para el tractor John Deere 6195M, aunque conceptualmente adaptable a una amplia gama de tractores agrícolas, de forma que sea aplicable al mismo con a toda la gama de neumáticos compatibles, y no afecte a sus funcionalidades típicas, ni a sus capacidades máximas.

Este sistema permite variar la trocha de forma más rápida, sencilla y segura que los sistemas actuales, operando desde cabina de forma automática, con una mínima intervención del operador, y con tiempo de la operación del orden del minuto, con posibilidad de incrementar la velocidad de variación si así se quisiese, y permitiendo de esta forma disminuir tanto el tiempo y el esfuerzo físico involucrados en la variación de la trocha, apuntando a una operación más eficiente y segura, así como potenciar sistemas de policultivos a mayor escala, aumentar la seguridad frente al vuelco en operaciones agrícolas y traslados generales, y mejorar la maniobrabilidad del tractor, entre otras cosas.

4.5.5. Conclusiones Académicas

En este trabajo se pudieron aplicar conocimientos aprendidos en múltiples asignaturas de la carrera, entre las que se destacan la síntesis de mecanismos y máquinas, y su análisis, el dibujo mecánico, y la hidráulica, sólo por mencionar algunas. Además, fue posible introducirse en el campo de lo que es el desarrollo de proyectos ingenieriles, pudiendo apreciar de primera mano los desafíos, las dificultades, y las gratificaciones que estos conllevan.

Como aspecto más destacable de este proyecto, se pudo apreciar lo esencial que es el trabajo en equipo, tanto para el desarrollo de proyectos como para la vida en general, encontrando en el otro compañía en las largas horas de trabajo, una fuente de risas e ideas, y un refugio para las frustraciones.

Recomendaciones

Como recomendaciones, se plantea la posibilidad de asociarse con ingenieros de John Deere u otra marca de tractores para utilizar sus herramientas de cálculo de ejes y su expertise, y de esta forma arribar a un resultado más significativo, con una menor cantidad de suposiciones involucradas. Algo similar podría hacerse para el caso de los rodamientos cónicos de la carcasa, sobre los que no se tienen datos.

Por otro lado, sería de interés hacer más foco en la optimización del diseño utilizado para la transferencia de torque desde el eje a la maza. En el caso de este trabajo, se utilizaron cuatro chavetas, pero sería interesante evaluar otros sistemas en búsqueda de la minimización de las tensiones generadas, la disminución del desgaste al efectuar variaciones de trocha, y la facilidad de sellado, para evitar la entrada de contaminantes y la pérdida de lubricante.

A su vez, la forma de adaptación de este sistema, o de sistemas similares para el caso del tren delantero y para otros tractores, quedó pendiente por el tiempo de trabajo que esto demandaría, que excede lo abarcado por un proyecto final.

Una de las ventajas del sistema diseñado es la sencilla maximización de la estabilidad lateral del tractor por el aumento de la trocha hasta las máximas posibilidades que ofrece el tractor. Sin embargo, no se encontraron datos del centro de masa del tractor John Deere 6195M utilizado, por lo que sería de gran interés realizar ensayos de vuelco, o acceder a ellos, para cuantificar las ventajas en estabilidad aportadas por nuestro sistema.

Siguiendo con los ensayos a campo, sería interesante probar los sellos e implementos rascadores diseñados para evaluar su funcionamiento y optimizarlos. Estos serían a su vez de gran interés para evaluar el dimensionamiento del sistema en operación real para analizar si este está sobre o sub-dimensionado, y re-dimensionarlo según lo hallado.

Por último, en este trabajo no se hizo ningún análisis de costos. Esto sería un complemento sumamente enriquecedor.

Bibliografía

- [1] 32930 - Rodamientos de una hilera de rodillos cónicos.
<https://www.skf.com/ar/products/rolling-bearings/roller-bearings/tapered-roller-bearings/single-row-tapered-roller-bearings/productid-32930>. Acceso: 06/2022.
- [2] 645 - EPA Qualified Hooded Sprayer. <https://www.willmarfab.com/645.php>. Acceso: 04/2022.
- [3] Aapresid: acercando las hileras de soja para incrementar la producción.
<https://ruralnet.com.ar/2018/08/09/aapresid-acercando-las-hileras-de-soja-para-incrementar-la-produccion/>. Acceso: 06/2022.
- [4] Iman Ahmadi. «Development and evaluation of a draft force calculator for moldboard plow using the laws of classical mechanics». En: *Soil and Tillage Research* 161 (2016), págs. 129-134.
- [5] Arandelas DIN 125. www.rodavigo.net. Acceso: 06/2022.
- [6] Leandro Brambilla. *Riesgos derivados del uso de tractores y máquinas agrícolas*. 2008.
- [7] Volodymyr Bulgakov y col. «Theoretical investigations of the headland turning agility of a trailed asymmetric implement-and-tractor aggregate». En: *Agriculture* 9.10 (2019), pág. 224.
- [8] Cast Iron ADI (Austempered Ductile Iron).
<https://www.sn-castiron.nl/en/materials/adi/>. Acceso: 06/2022.
- [9] José Luis Castiglioni. «Fundamentos para la selección de fundiciones ferrosas». En: *Buenos Aires: UBA* (2008).
- [10] Continental. «Guía Técnica de Neumáticos Agrícolas». En: *Continental* (2015).
- [11] José Crisanti.
«ADI: Obtención de ausferrita a partir de fundiciones esferoidales y su uso». En: ().
- [12] Mario Eduardo De Simone y col.
El tractor agrícola: fundamentos para su selección y uso. 631.372.
Instituto Nacional de Tecnología Agropecuaria (Argentina), 2017.
- [13] John Deere.
Manual del Operador de Tractores 6155M, 6155MH, 6175M, 6195M y 6210M. 2020.
- [14] Alcides P Di Prinzio, Carlos Magdalena y Sergio N Behmer.
El tractor en cultivos intensivos: nociones de uso y funcionamiento. Inf. téc.
Instituto Nacional de Tecnología Agropecuaria (Argentina). Universidad . . . , 2011.

- [15] *Dimensiones del Tractor John Deere 7030.*
http://salesmanual.deere.com/sales/salesmanual/en_NA/tractors/2009/feature/differentials_axles_frame_and_chassis/6030p_7030p/7030p_dimensions_cab.html?sbu=ag&link=prodcap. Acceso: 04/2022.
- [16] *Espaciamiento entre hileras.*
<https://www.agritotal.com/nota/espaciamiento-entre-hileras/>. Acceso: 06/2022.
- [17] Ciarlo Esteban y col. «Intersiembrado de cultivos: consecuencias sobre el crecimiento y rendimiento de soja (*Glycine max* L.) Y MAÍZ (*Zea mays* L.)» En: ().
- [18] *Farmtrac 6060.* <https://www.simav.com.ar/tractor-6060-2wd/>. Acceso: 04/2022.
- [19] Massey Fergusson. *Manual de Operador de Tractores Serie 7100.* 2020.
- [20] *FIXTA - DIN 7985 Z.* https://www.alacermas.com/img/galeria/files/Tornillos/FITXA_DIN_7985_Z.pdf. Acceso: 06/2022.
- [21] *FKM y FFKM: diferencias.*
<https://es.gtweed.com/materials/fkm-vs-ffkm/>. Acceso: 06/2022.
- [22] CC Flores y SJ Sarandón. «Manejo de la biodiversidad en agroecosistemas». En: *Agroecología: bases teóricas para el diseño y manejo de agroecosistemas sustentables* (2014), págs. 342-373.
- [23] *Friction Coefficients.* https://www.engineeringtoolbox.com/friction-coefficients-d_778.html. Acceso: 06/2022.
- [24] G Giambastiani. «Intercultivo sorgo-soja: una alternativa para mejorar la productividad y la sustentabilidad de los sistemas agrícolas». En: *Nexo agropecuario* 7.1 (), págs. 6-6.
- [25] O Giayetto y col. «INTERCULTIVOS EN FRANJAS DE MAÍZ Y SOJA. EFECTO DE LA RADIACIÓN INTERCEPTADA». En: ().
- [26] *Grimme - Evo 280.* <https://static.grimme.com/files/2019/02/20/89b858364a713697a06ccafad1f9a366a9654c17.pdf>. Acceso: 04/2022.
- [27] *Heavy Duty Hydraulic Roundline Cylinders - Series RDH.*
<https://ph.parker.com/ar/es/products>. Acceso: 06/2022.
- [28] Nicholas M Holden y col. «Introduction to Biosystems Engineering». En: *Introduction to Biosystems Engineering*. American Society of Agricultural y Biological Engineers, 2021.
- [29] INDEC. *Censo Nacional Agropecuario*. Ministerio de Economía, Argentina, 2018.
- [30] *John Deere - Cosechadora C230.*
<https://www.deere.com/latin-america/es/cosechadoras/c230/>. Acceso: 04/2022.
- [31] *John Deere - Rastra MX425.* <https://www.deere.com/latin-america/es/equipo-de-labranza/rastras/mx425/>. Acceso: 04/2022.
- [32] *John Deere - Sembradora DB62.*
<https://www.deere.com.ar/es/soluciones-de-siembra/db62/>. Acceso: 04/2022.

- [33] *John Deere -Roturador 915*. <https://www.deere.com/latin-america/es/equipo-de-labranza/roturadores/915/>. Acceso: 04/2022.
- [34] *John Deere 6195*. <https://grabcad.com/library/john-deere-6195-series-tractor-detailed-with-scv-ports-drawbar-hitch-3pt-1>. Acceso: 05/2022.
- [35] *John Deere 6195M*. <https://www.deere.com.ar/es/tractores/tractores-medianos/6195m/>. Acceso: 04/2022.
- [36] *John Deere 8RT 340*. <https://www.deere.es/es/tractores/grande/serie-8r-my20/8rt-340/>. Acceso: 04/2022.
- [37] *John Deere 9570R*. <https://www.deere.com.ar/es/tractores/tractores-grandes/9570r/>. Acceso: 04/2022.
- [38] *Las cinco empresas que vendieron más tractores, pulverizadoras y cosechadoras en 2020*. <https://www.infocampo.com.ar/las-cinco-empresas-que-vendieron-mas-tractores-pulverizadoras-y-cosechadoras-en-2020/>. Acceso: 04/2022.
- [39] *Ley 24.449 Anexo II- Normas para la circulación de maquinaria agrícola*. <https://www.cent.gov.ar/files/escalabilidad/Anexo-04.pdf>. Acceso: 07/2022.
- [40] Matt Liebman. «Sistemas de policultivos». En: *Agroecología. Bases científicas para una agricultura sustentable* (1997), págs. 133-141.
- [41] *Materialise - ABS*. <https://www.materialise.com/es/manufacturing/materiales/abs>. Acceso: 06/2022.
- [42] Mercuri y col. *Manual de mecánica agrícola*. Instituto Nacional de Tecnología Agropecuaria (Argentina), 2018.
- [43] *METALIUM - Bronce Amarillo*. <https://metaliu.mx/bronce-amarillo/bronce-uns-c86300-sae-430-b/C86300>. Acceso: 06/2022.
- [44] C Molina. «Descripción práctica del tractor y los sistemas que lo asisten». En: *EEA Mercedes INTA* (2018).
- [45] Robert L Mott y col. «Diseño de elementos de máquinas». En: (2006).
- [46] Gustavo Nardón y Guillermo Piro. *Tractores. Máquinas y Equipos Agroindustriales* (EIM - FCEIA), 2019.
- [47] A Nyéki y col. «Effects of soil compaction on cereal yield: A review». En: *Cereal research communications* 45.1 (2017), págs. 1-22.
- [48] *OMA MET: Bronce - Tabla de Aleaciones*. http://www.omamet.cl/pdf/Aleaciones_Bronce.pdf. Acceso: 06/2022.
- [49] *OPAC - DIN 913*. <https://www.opac.net/pdf/H913.pdf>. Acceso: 06/2022.
- [50] *OPAC - Elementos Normalizados: Chavetas*. <https://es.scribd.com/document/341604025/Chavetas-OPAC-pdf>. Acceso: 06/2022.
- [51] Jaime Ortiz-Cañavate. *Las máquinas agrícolas y su aplicación*. 631.3. Mundi-Prensa, 2003.

- [52] *PCMS 1005001.0 M - Tiras*. <https://www.skf.com/ar/products/plain-bearings/bushings-thrust-washers-strips/strips/>. Acceso: 06/2022.
- [53] Walter D Pilkey, Deborah F Pilkey y Zhuming Bi. *Peterson's stress concentration factors*. John Wiley & Sons, 2020.
- [54] *Pottinger Arados Semisuspendidos*. https://www.poettinger.at/download/prospekte/16039/0/POETTINGER_SERVO-6.50_212.ES.0115.pdf. Acceso: 04/2022.
- [55] M Rashidi y col. «Prediction of soil pressure-sinkage behavior using the finite element method». En: *Int. J. Agric. Biol* 7.3 (2005), págs. 460-466.
- [56] *Remolques Gomez Redondo*. <https://remolquesgomezredondo.es/clases-principales-remolques-agricolas/tractor-agricola/>. Acceso: 04/2022.
- [57] *Rexroth - 2-way flow control valve*. https://www.boschrexroth.com/ics/cat/?cat=Industrial-Hydraulics-Catalog&m=DE&u=si&o=Desktop&p=p686894&pi=B5980D52-A632-FF86-DA4C886CD39C833B_ICS_82. Acceso: 07/2022.
- [58] *Rexroth - Directional seat valves, direct operated, with solenoid actuation*. https://www.boschrexroth.com/ics/cat/?cat=Industrial-Hydraulics-Catalog&m=DE&u=si&o=Desktop&p=p1072464&pi=B5980D52-A632-FF86-DA4C886CD39C833B_ICS_82. Acceso: 07/2022.
- [59] *Rexroth - Flow divider*. <https://www.boschrexroth.com/es/es/productos/grupo-de-productos/hidraulica-movil/hidraulica-compacta/bloques-de-mando-hidraulico-integrados/bloques-de-conexion-con-valvulas-para-enroscar-mecanicas/agujero-roscado-estandar/dsdn-c>. Acceso: 07/2022.
- [60] *Rexroth - Pressure reducing valve*. https://www.boschrexroth.com/ics/cat/?cat=Industrial-Hydraulics-Catalog&m=DE&u=si&o=Desktop&p=p691445&pi=B5980D52-A632-FF86-DA4C886CD39C833B_ICS_82. Acceso: 07/2022.
- [61] *Rexroth - Pressure relief valve Type DBD*. https://www.boschrexroth.com/ics/cat/?cat=Industrial-Hydraulics-Catalog&m=DE&u=si&o=Desktop&p=p691360&pi=B5980D52-A632-FF86-DA4C886CD39C833B_ICS_82. Acceso: 07/2022.
- [62] *Rexroth - Sequence valves*. <https://www.boschrexroth.com/es/ar/productos/grupo-de-productos/hidraulica-movil/hidraulica-compacta/valvulas-de-tuberia/valvulas-de-secuencia-de-presion/de-efecto-directo-en-construccion-de-asiento/vsq-20-lm>. Acceso: 07/2022.
- [63] A Romito. *Prevención en Acción y Uso del Tractor*. 2014.
- [64] *Rotor Clip - Product Catalogue*. http://rotorclip.com/uk/downloads/spanish_catalog.pdf. Acceso: 07/2022.
- [65] *SAE 1010*. <https://www.aceroscol.com/wp-content/uploads/2018/03/SAE-1010.pdf>. Acceso: 06/2022.

- [66] *SAE 1020 y 1045*. <https://repository.unilibre.edu.co/bitstream/handle/10901/7826/VasquezTorresEdwinLibardo2013Anexos.pdf>. Acceso: 06/2022.
- [67] *SAE 4140*. <https://irp-cdn.multiscreensite.com/6c2ac93b/files/uploaded/SAE4140FINAL.pdf>. Acceso: 06/2022.
- [68] Instituto Nacional de Seguridad e Higiene en el Trabajo (INSHT). «Tractor agrícola: estabilidad frente al vuelco». En: (2017).
- [69] H Shibly, Karl Iagnemma y S Dubowsky. «An equivalent soil mechanics formulation for rigid wheels in deformable terrain, with application to planetary exploration rovers». En: *Journal of terramechanics* 42.1 (2005), págs. 1-13.
- [70] *SKF - Industrial Shaft Seals*. https://www.skf.com/binaries/pub12/Images/09433a92e9164581-SKF-ISSC_220121_EN_linked_18729_1_tcm_12-524179.pdf. Acceso: 07/2022.
- [71] *Three-point linkage of a Kubota tractor*. https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Three-point_linkage_of_a_Kubota_tractor.jpg. Acceso: 04/2022.
- [72] *TORMETAL - Propiedades Mecánicas*. <https://tormetal.com/wp-content/uploads/2017/03/6-TMT-CAT-FIX-AP-Tecnico-Propiedades-Mecanicas.pdf>. Acceso: 06/2022.
- [73] *Tornillería de alta resistencia*. <https://www.opac.net/pdf/H91.pdf>. Acceso: 06/2022.
- [74] *Tornillos Rosca Métrica*. https://www.indexfix.com/docs/FT_MET_es.pdf. Acceso: 06/2022.
- [75] *Tractor John Deere 7R 230*. <https://www.deere.com.ar/es/tractores/tractores-medianos/7r-230-230hp/>. Acceso: 04/2022.
- [76] Nguyen Tuan, Hoang Thang Binh y Tran Van Thang. «Establishing the State Function to Determine the Turning Radius of the Vehicle When Steering». En: (2020).
- [77] *Tuercas DIN 934*. <https://www.tornilleriaplacencia.com/uploads/archivos/Tuerca-hexagonal-DIN-934.pdf>. Acceso: 06/2022.
- [78] Ventimiglia y Torrens Baudrix. «Maíz: Efecto de la densidad y espaciamiento entre líneas». En: (2019).
- [79] *WayCon - Draw Wire Sensor SX50*. <https://www.waycon.es/fileadmin/draw-wire-sensors/Draw-Wire-Sensor-SX50.pdf>. Acceso: 07/2022.

Apéndice A

Selección del Tractor: John Deere 6195M

A.1. Selección del Tractor

A.1.1. Gama del Tractor

Como se puede ver en el análisis del Censo nacional Agropecuario del año 2018 (sección 1.4), se observa que en los tractores de 9 años de antigüedad o menos, los del rango de 141-200 CV representan el mayor porcentaje, con un 36% de tractores de menos de 4 años de antigüedad y un 37% para tractores de entre 5 y 9 años de antigüedad, notándose una tendencia a una mayor potencia de tractor a lo largo de los años (ver fig. 1.18) [29]. Esto, sumado a que este sistema sólo se ve justificado en tractores cuyo costo haga que no sea ridículo implementar un sistema de variación de trocha por tener el sistema un costo comparable al tractor, resulta en que la gama seleccionada para la implementación sea la de 141 a 200 CV.

A.1.2. Marca del Tractor

Considerando que la marca más vendida de tractores en los últimos años ha sido John Deere (ver fig. 1.19) [38], se selecciona uno de esta marca.

A.1.3. Tractor Seleccionado

Dada la gama de 141 a 200 CV seleccionada y la marca John Deere, existe una amplia variedad de tractores posibles. Como se encontró un modelo 3D detallado del tractor John Deere 6195M ([Link](#)), que cumple con todas las condiciones impuestas, se decide trabajar con ese tractor.

Un detalle de las especificaciones del tractor puede verse en el apéndice A.2.

A.2. Especificaciones Generales

A continuación se expone una tabla con las principales especificaciones del tractor John Deere 6195M, correspondientes a su motor, transmisión, ejes, dirección, sistema hidráulico, TDF, cabina, capacidades, dimensiones y rodados, entre otras.



Figura A.1: Modelo 3D del tractor John Deere 6195M [34]

A.2.1. Cargas admisibles

Pesos del tractor*:	6175M y 6195M		
	(kg)	(lb)	
Peso total	7500	16500	
Carga sobre el eje delantero	3000	6600	
Carga sobre el eje trasero	4500	9900	
Carga útil para ejes traseros con diámetro del círculo de atornillado de 275 mm o diámetro de cubo de 92 mm . . .	4800	10600	
* Detalles válidos para un tractor con el siguiente equipamiento:			
• Neumáticos delanteros 540/65R28	• Cabina sin suspensión	• Enganche 3 en 1	• Sistema de freno neumático
• Neumáticos traseros 650/85R38	• Asiento del acompañante	• Enganche de 38 mm	• Soporte de contrapesos de 110 kg (243 lb)
• Transmisión AutoQuad™	• Aire acondicionado	• TDF trasera 1000/540E/540	• Sin fluido de escape diésel (DEF)
• Eje trasero con brida	• Enganche trasero CAT IIIN	• Bomba hidráulica de 45 cm³	• Sin combustible
• Eje de tracción delantera, no suspendido	• Tensor central	• Tres válvulas de mando a distancia	• Sin operador
• Guardabarros delanteros			
Nota: Los pesos variarán según los equipos, las ediciones de transmisión y la medida de los neumáticos.			

	6175M y 6195M	
Carga máxima autorizada sobre el eje delantero (con eje de tracción delantera)		
- Funcionamiento normal hasta 40 km/h (25 mph)	5700	12600
- Con pala cargadora frontal, hasta un máximo de 10 km/h (6 mph)**	7280	16000
Carga máxima autorizada sobre el eje trasero	9550	21100
Peso máximo total autorizado		
• Ejes traseros con diámetro del círculo de atornillado de 275 mm o diámetro de cubo de 92 mm	12300	27100

Cuadro A.2: Cargas sobre el tractor [13].

A.2.2. Neumáticos Compatibles (John Deere 6195 M)

Combinaciones de neumáticos - Eje de tracción delantera (6175M y 6195M)			
Región		Rueda trasera	Rueda delantera
R2	R4	Tamaño	Tamaño
x	x	320/90R50	320/85R34 -R1
—	x	380/90R50	320/85R38
x	x	380/90R46	320/85R34 -R1 380/85R30
x	x	420/80R46 -R1	380/85R30 420/85R28
x	x	460/85R38 18.4R38	380/85R28 14.9R28
x	x	460/85R42 480/80R42	320/85R34 -R1 380/85R30 420/85R28 16.9R28
x	x	480/80R46 -R1	380/85R34 -R1 420/85R30
x	x	520/85R38 20.8R38	380/85R30 420/85R28 16.9R28
x	x	520/85R42	380/85R34 -R1 420/85R30 16.9R30 480/70R30 460/85R30 18.4R30
x	x	580/70R38	540/65R28
x	x	580/70R42	480/70R30
x	x	620/70R42	480/70R30 540/65R30 600/65R28

Combinaciones de neumáticos - Eje de tracción delantera (6175M y 6195M)			
Región		Rueda trasera	Rueda delantera
R2	R4	Tamaño	Tamaño
x	x	650/65R38	540/65R28 540/65R30
x	x	650/65R42	540/65R30 600/65R28
x	x	650/65R42 -R4	540/65R30 -R4
x	x	650/75R38	600/65R28
x	x	710/70R38	480/70R30 600/65R28

Cuadro A.3: Combinaciones de neumáticos sugeridas para el tractor John Deere 6195 M [13].

A.2.3. Neumáticos Compatibles (John Deere 6210 M)

Combinaciones de neumáticos—Eje de tracción delantera (6210M)			
Región		Rueda trasera	Rueda delantera
R2	R4	Tamaño	Tamaño
x	x	460/85R38 18.4R38	380/85R28
			14.9R28
x	x	460/85R42 480/80R42	320/85R34 -R1
			380/85R30
			420/85R28
			16.9R28
x	x	480/80R46 -R1	380/85R34 -R1
			420/85R30
x	x	520/85R38 20.8R38	380/85R30
			420/85R28
			16.9R28
x	x	520/85R42	380/85R34 -R1
			420/85R30
			16.9R30
			480/70R30
			460/85R30
			18.4R30
x	x	580/70R38	540/65R28
x	x	580/70R42	480/70R30
x	x	620/70R42	480/70R30
			540/65R30
			600/65R28
x	x	650/65R38	540/65R28
			540/65R30
x	x	650/65R42	540/65R30
			600/65R28
x	x	650/65R42 -R4	540/65R30 -R4
x	x	650/75R38	600/65R28
x	x	710/70R38	480/70R30
			600/65R28

Cuadro A.4: Combinaciones de neumáticos sugeridas para el tractor John Deere 6210 M [13].

A.2.4. Velocidades por Gama

40 km/h (25 mph)*; régimen nominal del motor 2100 r/min							
SRI en mm		875		925		975	
Grupo	Mar- cha	km/h	mph	km/h	mph	km/h	mph
A	1	2.4	1.5	2.6	1.6	2.7	1.7
	2	2.9	1.8	3.1	1.9	3.3	2.0
	3	3.5	2.2	3.7	2.3	3.9	2.4
	4	4.3	2.7	4.5	2.8	4.8	3.0
B	1	5.1	3.2	5.4	3.4	5.7	3.6
	2	6.2	3.8	6.5	4.1	6.9	4.3
	3	7.4	4.6	7.8	4.9	8.3	5.1
	4	9.1	5.6	9.6	6.0	10.1	6.3
C	1	8.2	5.1	8.6	5.4	9.1	5.7
	2	9.9	6.1	10.4	6.5	11.0	6.8
	3	11.8	7.3	12.5	7.8	13.1	8.2
	4	14.5	9.0	15.3	9.5	16.1	10.0
D	1	15.1	9.4	16.0	10.0	16.9	10.5
	2	18.2	11.3	19.3	12.0	20.3	12.6
	3	21.8	13.6	23.1	14.4	24.3	15.1
	4	26.8	16.6	28.3	17.6	29.8	18.5
E	1	22.4	13.9	23.7	14.7	25.0	15.5
	2	27.0	16.8	28.6	17.8	30.1	18.7
	3	32.4	20.1	34.2	21.3	36.1**	22.4**
	4	39.6	24.6	40*,**	25*,**	40*,**	25*,**
A	R1	2.5	1.6	2.7	1.7	2.8	1.8
	R2	3.0	1.9	3.2	2.0	3.4	2.1
	R3	3.7	2.3	3.9	2.4	4.1	2.5
	R4	4.5	2.8	4.7	2.9	5.0	3.1
B	R1	5.4	3.3	5.7	3.5	6.0	3.7
	R2	6.5	4.0	6.8	4.2	7.2	4.5
	R3	7.7	4.8	8.2	5.1	8.6	5.4
	R4	9.5	5.9	10.0	6.2	10.6	6.6
C	R1	8.5	5.3	9.0	5.6	9.5	5.9
	R2	10.3	6.4	10.9	6.8	11.5	7.1
	R3	12.3	7.7	13.0	8.1	13.7	8.5
	R4	15.1	9.4	15.9	9.9	16.8	10.4
D	R1	15.8	9.8	16.7	10.4	17.6	10.9
	R2	19.0	11.8	20.1	12.5	21.2	13.2
	R3	22.8	14.2	24.1	15.0	25.4	15.8
	R3	27.9	17.4	29.5	18.3	31.1	19.3
E	R1	23.4	14.6	24.8	15.4	26.1	16.2
	R2	28.2	17.5	29.8	18.5	31.4	19.5
	R3	33.8	21.0	35.7**	22.2**	37.6**	23.4**
	R3	40*,**	25*,**	40*,**	25*,**	40*,**	25*,**

Cuadro A.5: Tabla de velocidades [13].

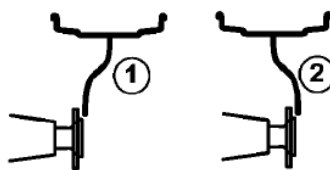
A.2.5. Trochas Disponibles

Llantas de dos posiciones (John Deere 6195 M)

Anchos de vía para ruedas traseras con llantas de dos posiciones, versión reforzada—Ejes de brida, diámetro del círculo de atornillado de 275 mm (6175M y 6195M)				
Neumáticos:		Ancho de vía en el momento de la entrega	Posiciones de llantas y discos de rueda	
			1	2
520/85R42	cm in	192 75.6	192 75.6	—
580/70R38	cm in	181 71.3	181 71.3	—
580/70R42	cm in	192 75.6	192 75.6	—
620/70R42	cm in	187 73.6	187 73.6	177 69.8
650/65R38	cm in	181 71.3	181 71.3	—
650/65R42	cm in	187 73.6	187 73.6	177 69.8
650/65R42 -R4	cm in	187 73.6	187 73.6	177 69.8
650/75R38	cm in	181 71.3	181 71.3	—
710/70R38	cm in	181 71.3	181 71.3	—
— No se permite la instalación en esta posición.				

Cuadro A.6: Trochas disponibles con llantas de dos posiciones para el tractor John Deere 6195 M [13].

Llantas de dos posiciones (John Deere 6210 M)



LX1053403—UN—12MAR12

Anchos de vía para ruedas traseras con llantas de dos posiciones - Ejes de brida, diámetro del círculo de atornillado de 335 mm (6210M)				
Neumáticos:		Ancho de vía en el momento de la entrega	Posiciones de llantas y discos de rueda	
			1	2
18.4R38	cm	181	200	181
	in	71.3	78.8	71.3
20.8R38	cm	181	200*	181
	in	71.3	78.8*	71.3
460/85R38	cm	181	200	181
	in	71.3	78.8	71.3
520/85R38	cm	181	200	181
	in	71.3	78.8	71.3
520/85R42	cm	194	194	187
	in	76.5	76.5	73.5
580/70R38	cm	181	200*	181
	in	71.3	78.8*	71.3
580/70R42	cm	194	194	187
	in	76.5	76.5	73.5
620/70R42	cm	181	200*	181
	in	71.3	78.8*	71.3
650/65R38	cm	181	200*	181
	in	71.3	78.8*	71.3
650/65R42	cm	181	200*	181
	in	71.3	78.8*	71.3
650/65R42 -R4	cm	181	200*	181
	in	71.3	78.8*	71.3
650/75R38	cm	181	200*	181
	in	71.3	78.8*	71.3
710/70R38	cm	181	200*	181
	in	71.3	78.8*	71.3
* Ancho total del vehículo superior a 2,55/2,75 m (100/108 in). Se				

Cuadro A.7: Trochas disponibles con llantas de dos posiciones para el tractor John Deere 6210 M [13].

Llantas de dos posiciones con eje de piñón y cremallera y ruedas traseras con rueda de fundición (John Deere 6195 M)

Anchos de vía para ruedas traseras con llantas de dos posiciones—Ejes de piñón y cremallera, cubo de 92 mm de diámetro (6175M y 6195M)				
Neumáticos		Ruedas traseras con rueda de fundición Posiciones de llantas y discos de rueda		
		Mínima (1)	Ejes de piñón y cremallera cortos de 255 cm (100,4 in) Máxima (2)	Ejes de piñón y cremallera de tamaño medio 280,7 cm (110,5 in) Máxima (2)
320/90R50	cm in	151 59.4	216 85.2	242* 95.4*
380/90R46	cm in	151 59.4	216* 85.2*	242* 95.4*
380/90R50	cm in	151 59.4	216* 85.2*	242* 95.4*
420/80R46 -R1	cm in	153 60.3	216* 85.2*	242* 95.4*
460/85R42	cm in	156 61.3	216* 85.2*	242* 95.4*
480/80R42	cm in	160 62.9	216* 85.2*	242* 95.4*
480/80R46 -R1	cm in	160 62.9	216* 85.2*	242* 95.4*
520/85R38	cm in	162 63.9	216* 85.2*	242* 95.4*
520/85R42	cm in	162 63.9	216* 85.2*	242* 95.4*
580/70R38	cm in	166 65.2	216* 85.2*	242* 95.4*
580/70R42	cm in	166 65.2	216* 85.2*	242* 95.4*
620/70R42	cm in	174 68.3	216* 85.2*	242* 95.4*
650/65R38	cm in	176 69.2	216* 85.2*	242* 95.4*
650/65R42	cm in	176 69.2	216* 85.2*	242* 95.4*
650/65R42 -R4	cm in	176 69.2	216* 85.2*	242* 95.4*
650/75R38	cm in	176 69.2	202* 79.5*	228* 89.7*

Cuadro A.8: Trochas disponibles con llantas de dos posiciones con eje de piñón y cremallera y Ruedas traseras con rueda de fundición[13].

Llantas de dos posiciones con eje de piñón y cremallera y ruedas traseras con rueda de acero de dos posiciones en cubo de fundición (John Deere 6195 M)

Anchos de vía para ruedas traseras con llantas de dos posiciones—Ejes de piñón y cremallera, cubo de 92 mm de diámetro (6175M y 6195M)				
Neumáticos		Ruedas traseras con rueda de acero de dos posiciones en cubo de fundición Posiciones de llantas y discos de rueda		
		Mínima (1)	Ejes de piñón y cremallera cortos de 255 cm (100,4 in) Máxima (2)	Ejes de piñón y cremallera de tamaño medio 280,7 cm (110,5 in) Máxima (2)
20.8R38	cm in	175 69.0	233* 91.6*	258* 101.7*
520/85R38	cm in	175 69.0	233* 91.6*	258* 101.7*
520/85R42	cm in	181 71.1	227* 89.3*	253* 99.4*
580/70R38	cm in	175 69.0	233* 91.6*	258* 101.7*
580/70R42	cm in	181 71.1	227* 89.3*	253* 99.4*
620/70R42	cm in	175 69.0	233* 91.6*	258* 101.7*
650/65R38	cm in	176 69.2	233* 91.6*	258* 101.7*
650/65R42	cm in	176 69.2	233* 91.6*	258* 101.7*
650/65R42 -R4	cm in	176 69.2	233* 91.6*	258* 101.7*
650/75R38	cm in	176 69.2	233* 91.6*	258* 101.7*
710/70R38	cm in	180 70.7	233* 91.6*	258* 101.7*

Cuadro A.9: Trochas disponibles con llantas de dos posiciones con eje de piñón y cremallera y ruedas traseras con rueda de acero de dos posiciones en cubo de fundición[13].

A.2.6. Sistema Hidráulico

Sistema hidráulico PFC - Sistema cerrado con baja presión latente y sensor de carga

Bomba	(cm³)	(in³)	
- Bomba de émbolos axiales	45	2,75	
- Opcional	60	3,66	
Índice de caudal por minuto al régimen nominal	(L)	(US gal)	
- Bomba de 45 cm³	114	30,1	
- Bomba de 60 cm³	155	41,0	
Presión del sistema:	(kPa)	(bar)	(psi)
- Mínima (en espera):	4100	41	590
- Máxima:	20500	205	2970
Sistema de dirección	Sistema hidrostático		
Válvulas de mando a distancia:			
- Serie		200	
- Serie		450	

Cuadro A.10: Sistema Hidráulico del tractor John Deere 6195 M [13].

MOTOR	
Potencia nominal (97/68 CE)	195 hp (143 kW)
Potencia máxima (97/68 CE)	206 hp (152 kW)
Gama de potencia constante	2100 rpm - 1600 rpm
Aumento de par motor	35 %
Par máximo (1500 rpm) sin IPM	880 Nm
Velocidad nominal	2100 rpm
Fabricante	John Deere Power Systems
Tipo de motor	PowerTech E
Tipo de filtro de aire	PowerCore G2 con prefiltrado
Aspiración	Turbocompresor de geometría fija
Cilindros y cilindrada	6 / 6,8 L
Sistema de enfriamiento y mando del ventilador	Viscoso controlado por temperatura
Sistema y control de inyección de combustible	Riel común de alta presión (hasta 1500 bar)
TRANSMISIÓN	
CommandQuad™ Plus - 20/20 2.5 - 40 km/h	Estándar
EJES	
Bloqueo de diferencial delantero	Deslizamiento limitado
Bloqueo de diferencial trasero	Embrague multidisco electrohidráulico refrigerado por aceite
Eje trasero	Piñón y cremallera
DIRECCIÓN	
Tipo	Detección de carga dinámica, hidrostática, dosificación de caudal
SISTEMA HIDRÁULICO	
Tipo	Compensación de presión y de caudal (PFC) con función de detección de carga
Flujo máximo de la bomba hidráulica (de serie/opcional)	155 L/min
Número máximo de Válvulas de Control Selectivo	4 traseras
Capacidad de aceite disponible para implemento	35 L
TDF TRASERA	
Tipo de control	Electrohidráulico, refrigerado por aceite, diseño multidisco
Motor TDF con 540 / 540E / 1000 1950	1950 rpm / 1721 rpm / 1950 rpm
CABINA	
Especificaciones	Visión de 310 grados
Suspensión	Suspensión mecánica
Reducción/nivel de ruido	71 dB
Techo panorámico	4.79 m2
Pantalla	Integrada en el cuadro de mandos
CAPACIDADES	
Tanque de combustible	390 L
DIMENSIONES	
Distancia entre ejes	2800 mm
Ancho, altura y largo medido máx.	2550 mm x 3100 mm x 4990 mm
Despeje máx.	545 mm
Peso aproximado con especificaciones estándar	7500 kg
Peso máximo admisible	12300 kg
RODADOS	
Delanteros	480/70R30
Traseros	Dual, 520/85R42

Cuadro A.1: Especificaciones del tractor John Deere 6195M [35].

Apéndice B

Cálculos Preliminares

Se coloca una figura haciendo con la denominación de los cilindros, a modo de referencia para los cálculos.

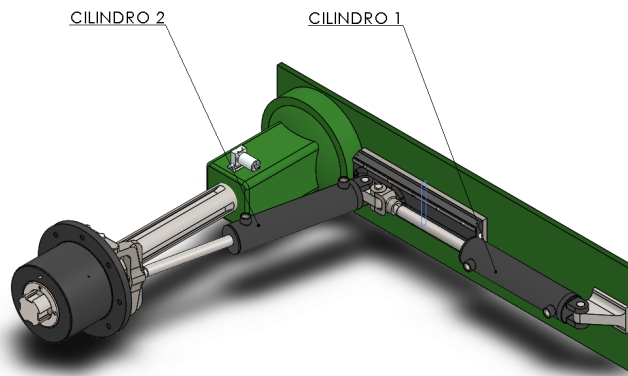


Figura B.1: Referencia a la denominación de los cilindros

B.1. Análisis de Cargas Aplicadas al Sistema

B.1.1. Torque Máximo

La complejidad del sistema estudiado, así como la falta de datos sobre los criterios de diseño empleados por los ingenieros de John Deere, hacen que el cálculo del torque máximo sobre la rueda puede realizarse a partir de distintos enfoques, utilizados para el dimensionamiento de las piezas del sistema diseñado, entre los que se encuentran:

1. Torque máximo producido por el motor afectado por el tren de transmisión del tractor.
2. Torque mínimo que produce la ruptura del eje actual de forma estática, sin considerar ninguna otra carga ni el efecto de la concentración de tensiones.
3. Torque mínimo que haría romper el eje considerando que el tractor está cargado con el peso máximo admisible del eje, y que se encuentra configurado con la trocha máxima.

4. Torque mínimo que produce la ruptura del eje actual considerando los fenómenos de concentración de tensiones.
5. Torque mínimo que produce la ruptura del eje considerando flexión que produce el peso máximo en el eje trasero del tractor cuando este está en trocha máxima, y considerando concentración de tensiones.
6. Torque que produce el patinamiento del neumático del tractor sobre suelo firme y con la carga máxima admisible sobre el eje trasero.

A continuación, se describirá a cada uno de los criterios con los resultados que arroja.

1 - Torque máximo producido por el motor afectado por el tren de reducción del tractor

Como propuesta inicial, se decide evaluar el torque máximo en la rueda considerando el torque máximo del motor afectado por las reducciones presentes en el tren de transmisión del tractor. Según el fabricante, el tractor en el grupo A, a 2100 RPM tiene una velocidad de desplazamiento de 2,6 km/h (ver la sección A.2.4)[13]. Considerando que se tiene montada la rueda de mayor tamaño (SRI 925¹), se tiene una relación de transmisión del orden de 1:280 (ver tabla B.1).

$$i = \frac{n_{motor}}{n_{rueda}} = \frac{n_{motor}}{v_{min}/SRI} = 281,7 \quad (B.1)$$

Con esta relación de transmisión y el torque máximo del motor de 914 Nm, provisto por el fabricante, es posible calcular el torque máximo, pero primero se deben definir las reparticiones de torque entre los ejes delantero y trasero, y entre las dos ruedas del eje trasero. Como cálculo inicial, se considera que toda la potencia fluye hacia el eje trasero, y que el torque se reparte entre las dos ruedas traseras de forma idéntica, como si el diferencial estuviera bloqueado. De esta forma, se tiene un torque máximo en la rueda de alrededor de 130000 Nm, que causaría una fuerza de tiro de 15000 kgf, considerando la rueda más pequeña que se monta en el tractor (SRI 875). Esto puede verse reflejado en la tabla B.2

Transmisión del tractor			
Grupo	G	A	[-]
Velocidad de giro motor	n	2100	[rpm]
Velocidad desplazamiento	V	2,6	[km/h]
Radio teórico neumático	SRI	925	[mm]
Relación transmisión	i	281,7	[-]

Cuadro B.1: Especificaciones de la transmisión del tractor John Deere 6195M.

Este criterio, si bien resulta razonable y conservador, evidentemente no fue considerado por los ingenieros de John Deere a la hora del diseño, ya que el mismo, sin tener en cuenta efectos de fatiga y concentración de tensiones, produciría la ruptura del eje. Incluso sin considerar un factor de seguridad, el diámetro mínimo del eje para soportar este torque debería ser de 110 mm, cuando el original del tractor es de sólo 92 mm.

¹El SRI (Speed Radius Index) hace referencia al radio que tiene la rueda cuando esta está rotando sobre el suelo. Representa una variable estándar de los neumáticos.

Cálculo del torque			
Torque máx Motor	T_{max}^{mot}	914	$[Nm]$
Torque máx total ruedas	T_{max}^{rt}	257433	$[Nm]$
Repartición Eje trasero/delantero	R_{T-D}	1,0	$[-]$
Repartición torque ruedas traseras	R_T	0,5	$[-]$
Torque máx rueda	T_{max}^r	128717	$[Nm]$
Fuerza tiro 1 rueda con rodadura perfecta	F_t	15010,7	$[kgf]$

Cuadro B.2: Cálculo del torque.

Caso 1			
Límite elástico	σ_L	88	$[kg/mm^2]$
		862400000	$[N/m^2]$
Módulo resistente original	W_p	152895	$[mm^3]$
Torque máximo	T_{max}	130000	$[Nm]$
Torque admisible	T_{adm}	76127	$[Nm]$
Diámetro mínimo	D_{min}	110,0	$[mm]$

Cuadro B.3: Diámetro mínimo del eje para soportar el torque máximo.

Se supone que el tractor está diseñado de forma que se rompa otro componente previo al eje, cuya ruptura representaría un gasto muy grande y un riesgo para la seguridad del operario del tractor.

2 - Torque mínimo que produce la ruptura del eje actual, sin considerar ninguna otra carga ni el efecto de la concentración de tensiones

En este caso, el cálculo del torque se realiza a partir de la resistencia del eje, analizando cuál es el torque que produciría la ruptura del mismo, sin considerar ninguna carga extra ni efectos tales como la fatiga ni concentraciones de tensiones. Este criterio arroja un resultado del orden de los 75000 Nm , que si bien representa alrededor de un 60 % del torque calculado según el criterio 1, este sigue resultando conservador de forma excesiva.

$$\sigma_L = \sqrt{3} \tau = \sqrt{3} \frac{T_{adm}}{W_p} \Rightarrow T_{adm} = \frac{\sigma_L \cdot W_p}{\sqrt{3}} \quad (B.2)$$

3 - Torque mínimo que haría romper el eje considerando que el tractor está cargado con el peso máximo admisible del eje, y que se encuentra configurado con la trocha máxima

Similar al criterio anterior, este busca calcular el torque a a partir de la resistencia del eje, buscando el torque mínimo que produciría su ruptura, pero considerando la situación en la cual el tractor está cargado, y se encuentra configurado en la trocha máxima. Para este caso, no se consideró la flexión producida por la fuerza de tiro, sólo el peso del tractor. Este criterio tiene como resultado un torque del orden de los 67000 Nm , equivalente a una fuerza de tiro de 7700 kg .

Caso 2			
Límite elástico	σ_L	88	$[kg/mm^2]$
Módulo resistente original	W_p	152895	$[mm^3]$
Torque admisible	T_{adm}	7768111	$[kgmm]$
		76127	$[Nm]$
Tracción máxima	F_{tr}^{max}	8878	$[kgf]$

Cuadro B.4: Torque calculado según el segundo criterio.

$$\sigma_L = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{\left(\frac{M_f}{W}\right)^2 + \left(\frac{T_{adm}}{W_p}\right)^2} \Rightarrow T_{adm} = \sqrt{\left(\sigma_L^2 - \left(\frac{P \cdot x_{max}}{W}\right)^2\right) \cdot W_p} \quad (B.3)$$

Caso 3			
Límite elástico	σ_L	88	$[kg/mm^2]$
Módulo resistente polar original	W_p	152895	$[mm^3]$
Módulo resistente original	W	76448	$[mm^3]$
Momento flector	M_f	3244146	$[kgmm]$
Tensión flexión	σ_f	42	$[kg/mm^2]$
Tensión por torque admisible	τ_{adm}	45	$[kg/mm^2]$
Torque máx admisible	T_{adm}	6805211	$[kgmm]$
		66691	$[Nm]$
Fuerza de tiro eq.	F_{teq}	7777	$[kgf]$

Cuadro B.5: Torque calculado según el tercer criterio.

4 - Torque mínimo que produce la ruptura del eje actual considerando los fenómenos de concentración de tensiones

Este criterio considera una situación igual a la del caso 2, y arroja resultados de torque menores, del orden de los 40000 Nm, equivalentes a una fuerza de tiro con la rueda más pequeña de 4800 kg. Como factor de concentración de tensiones, se consideró un valor de 3,1, según lo indicado por Pilkey para torsión [53].

$$\sigma_L = \sqrt{3} \frac{K \cdot T_{adm}}{W_p} \Rightarrow T_{adm} = \frac{\sigma_L \cdot W_p}{\sqrt{3} K} \quad (B.4)$$

5 - Torque mínimo que produce la ruptura del eje considerando flexión que produce el peso máximo en el eje trasero del tractor cuando este está en trocha máxima, y considerando concentración de tensiones

Similar al criterio 3, este consiste en el cálculo del torque que produciría la ruptura del eje considerando concentración de tensiones y la flexión que produce el peso máximo

Caso 4			
Límite elástico	σ_L	88	$[kg/mm^2]$
		152895	$[mm^3]$
Torque admisible	T_{adm}	4212849	$[kgmm]$
		41285	$[Nm]$
Fuerza de tiro eq.	F_{teq}	4815	$[kgf]$

Cuadro B.6: Torque calculado según el cuarto criterio.

en el eje trasero del tractor cuando este está en trocha máxima. Aquí, nuevamente no se considera la flexión causada por la fuerza de tiro. Este criterio resulta en un torque de 26000 Nm , equivalente a una fuerza de tiro por rueda de alrededor de 3000 kg . Según lo indicado por Pilkey, se consideran factores de concentración de tensiones de 2,8 para flexión y de 3,1 para torsión [53].

$$\sigma_L = \sqrt{\left(\frac{K_f \cdot M_f}{W}\right)^2 + \left(K_t \cdot \frac{T_{adm}}{W_p}\right)^2} \Rightarrow T_{adm} = \sqrt{\left(\sigma_L^2 - \left(\frac{K_f \cdot P \cdot x_{max}}{W}\right)^2\right) \cdot \frac{W_p}{K_t}} \quad (B.5)$$

Caso 5			
Límite elástico	σ_L	88	$[kg/mm^2]$
Módulo resistente polar original	W_p	152895	$[mm^3]$
Módulo resistente original	W	76448	$[mm^3]$
Momento flector	M_f	3244146	$[kgmm]$
Tension flexión	σ_f	42	$[kg/mm^2]$
Tensión torque admisible	τ_{adm}	17	$[kg/mm^2]$
Torque máx admisible	T_{adm}	2605957	$[kgmm]$
		25538	$[Nm]$
Fuerza de tiro eq.	F_{teq}	2978	$[kgf]$

Cuadro B.7: Torque calculado según el quinto criterio.

6 - Torque que produce el patinamiento del neumático del tractor sobre suelo firme y con la carga máxima admisible sobre el eje trasero

En este caso, se calcula el torque máximo posible antes de que la rueda patine sobre suelo firme. Para ello, se calculó la fuerza de rozamiento máxima sobre la tierra, considerando que el tractor estaba cargado con su peso máximo admisible, y se calculó el torque que producía esta fuerza considerando que la rueda montada era la de diámetro máximo (SRI 925). Este criterio resulta en un valor del 23000 Nm , correspondientes a una fuerza de tiro de 2530 kg . En el caso de que el tractor se encontrara soportando todo el peso del eje trasero en una rueda, se tendría el doble de estos valores. Es decir, un torque de 46000 Nm , equivalente a una fuerza de tiro del orden de los 5000 kg .

$$T_{max} = F_{tmax} \cdot SRI_{max} = \mu_f \cdot P_{max} \cdot SRI_{max} \quad (B.6)$$

Fuerza de Tiro			
Peso máximo rueda trasera	P_{max}	4.775	[kg]
Coefficiente de rozamiento	μ	0,530	[-]
Fuerza máxima tracción	F_t^{max}	2.531	[kgf]

Cuadro B.8: Fuerza de tiro máxima.

Coeficientes de Rozamiento		
Suelo blando	μ_b	0,26-0,31
Suelo medio	μ_m	0,4-0,46
Suelo firme	μ_f	0,43-0,53
Concreto	μ_c	0,91-0,98

Cuadro B.9: Coeficientes de rozamiento en distintos terrenos [28].

Caso 6			
Peso máximo rueda trasera [kg]	P_{max}	4775	[kg]
Coefficiente de rozamiento	μ	1	[-]
Fuerza máxima tracción [kg]	F_t^{max}	2530,75	[kg]
Diámetro rueda	D_r	925	[mm]
Torque máx	T	2340944	[kgmm]
		22941	[Nm]

Cuadro B.10: Torque calculado según el sexto criterio.

B.1.2. Flexión por Carga Vertical

El peso del tractor producirá un momento flector sobre el eje del tractor, producto de la reacción del peso del tractor y sus implementos sobre el suelo y la distancia entre esta y el límite externo de la carcasa.

$$M_f = \frac{P_{max}}{2} \cdot x_{carcasa} \quad (B.7)$$

Considerando la carga máxima del eje trasero de 9550 kg, a una trocha máxima, se tiene una distancia a carcasa de 650 mm, lo que produciría un momento flector de $3,2 \cdot 10^6$ kgmm. En caso de que el tractor soporte todo su peso en el eje trasero sobre una rueda, este valor subiría al doble: $6,4 \cdot 10^6$ kgmm.

B.1.3. Flexión por Tiro del Tractor

El tiro del tractor produce una fuerza longitudinal al tractor sobre el eje que causa un momento flector sobre el mismo. Este dependerá de la fuerza de tiro del mismo, y para calcular su valor máximo se toma como criterio la fuerza de tiro máxima hasta el patinamiento del tractor, con la carga máxima del tractor sobre el eje trasero (P) a trocha máxima.

$$M_f = F_t \cdot x_{carcasa} = \mu \cdot \frac{P}{2} \cdot x_{carcasa} \quad (B.8)$$

$$M_{fmax} = F_{tmax} \cdot x_{max}^{carcasa} = \mu_f \cdot \frac{P}{2} \cdot x_{max}^{carcasa} = 1,6 \cdot 10^6 \text{ kgmm} \quad (B.9)$$

Donde se consideró un coeficiente de rozamiento sobre suelo firme (tabla B.9), un peso máximo de 4775 kg por rueda trasera y una distancia a carcasa de 650 mm.

B.1.4. Cargas Dinámicas

El tractor estará sometido a impactos, tanto por irregularidades del terreno que producen impactos en la dirección vertical, como por variaciones en la fuerza de tiro, que los causarán en dirección horizontal. Además, se tendrán impactos torsionales por aceleraciones bruscas, variaciones en el terreno, y en la fuerza de tiro, entre otras. El modelado de estos fenómenos es sumamente complejo, y no se tienen acceso a estudios estadísticos referidos al tractor seleccionado, ni a las condiciones del terreno y de operación de la zona. Para el diseño, se utilizarán factores de seguridad elevados o estados de sollicitación admisibles que producirían la rotura de otro componente del tractor.

B.2. RPM Máximas

La velocidad de giro máxima del tractor se calculó a partir de la velocidad máxima del tractor de 40 km/h y la rueda más pequeña (SRI 875 mm).

$$RPM_{max} = \frac{v_{max}}{SRI_{min}} = 121,3 \text{ RPM} \quad (B.10)$$

RPM máx			
Neumático	460/85 R42		
Radio teórico neumático	SRI	875	[mm]
V máx tractor [km/h]	v_{max}	40	[km/h]
RPM máx rueda	n_{max}	121,3	[rpm]

Cuadro B.11: Velocidades máximas del tractor.

B.3. Fuerza de Operación de Apertura

B.3.1. Carga Máxima Vertical

Según el manual de operador del tractor John Deere 6195M, la carga máxima sobre el eje trasero es de 9550 kg (ver apéndice A.2)[13]. Esta carga se utiliza para calcula la

fuerza de apertura, suponiendo que se reparte de forma equitativa entre las dos ruedas. Es decir, 4775 kg por rueda.

B.3.2. Fuerza sobre la Tierra

La resistencia del terreno a la variación de la trocha, depende de las condiciones de movimiento del tractor en las que se la efectúe. Si bien el cambio de trocha se deberá dar mientras los neumáticos roten, para evitar su destalonamiento, no se han encontrado modelos que relacionen la resistencia lateral del suelo en condiciones dinámicas. Es por esto que se calcula la fuerza de apertura de forma estática, sumando las componentes de empuje lateral del terreno, y de rozamiento neumático - suelo, y luego se estima el valor de la resistencia dinámica a la variación de trocha estimando que esta vale un 50 % de la estática. Si bien se supone que este criterio es demasiado conservador, al no contar con datos al respecto, se lo adopta para estar en una posición de mayor seguridad.

Hundimiento en el Suelo

El hundimiento del suelo será utilizado para el cálculo de la fuerza de desplazamiento lateral del suelo, y para su cálculo, se utiliza la fórmula de Bekker, que estima la profundidad de hundimiento a partir de la presión ejercida por el tractor y parámetros específicos del suelo [55].

$$p = \left(\frac{k_c}{b} + k_\phi \right) \cdot z^n \Rightarrow z = \left(\frac{p}{\frac{k_c}{b} + k_\phi} \right)^{1/n} \quad (\text{B.11})$$

Donde p es la presión, b es el ancho del neumático, k_c , k_ϕ y n , parámetros del suelo.

$$p = \frac{P}{L_{huella} \cdot b} \quad (\text{B.12})$$

En particular, para el cálculo del hundimiento máximo, para la presión se utilizó el peso máximo admisible sobre una rueda, y se estimó la superficie de contacto considerando el ancho mínimo existente dentro de las ruedas comerciales y una longitud de huella L calculada geométricamente a partir de la estimación del hundimiento:

$$z = \frac{d_{neumatico}}{2} - \cos \left(\frac{L_{huella}}{d_{neumatico}} \right) \cdot \frac{d_{neumatico}}{2} \quad (\text{B.13})$$

Tras calcular el hundimiento a partir de la ecuación de Bekker, se itera hasta que la z estimada para el cálculo de la presión sea igual a la calculada a partir de esta presión.

Por otro lado, las constantes del suelo utilizadas son las de arena, que generan el mayor hundimiento (ver fig. B.13). Los datos, cargas, y resultados del cálculo pueden verse en las tablas B.12, B.14 y B.15, respectivamente. Se observa un resultado razonable, del orden de los 13 cm.

Datos			
Diámetro neumático	d	1,750	[m]
Ancho neumático	b	0,320	[m]
Longitud huella	L	0,950	[m]
Z estimado	Z _e	0,126	[m]
Área de contacto	A	0,304	[m ²]

Cuadro B.12: Datos para calcular el hundimiento del neumático del tractor.

	Dry sand	Sandy loam	Clayey soil	Snow
n	1.1	0.7	0.5	1.6
c (kPa)	1.0	1.7	4.14	1.0
ϕ (°)	30.0	29.0	13.0	19.7
k_c (kPa/m ^{$n-1$})	0.9	5.3	13.2	4.4
k_ϕ (kPa/m ^{n})	1523.4	1515.0	692.2	196.7
k (m)	0.025	0.025	0.01	0.04
n	1.1	0.7	0.5	1.6

Cuadro B.13: Propiedades de distintos tipos de suelo [69].

Cargas			
Peso en eje trasero	P	9.550	[kg]
Peso rueda trasera	P_r	4.775	[kg]
Presión suelo en rueda trasera	p	15.707	[kg/m ²]

Cuadro B.14: Cargas para calcular el hundimiento del neumático del tractor.

Ecuación de Bekker			
p	157,1	[kPa]	
K_c	0,9	[kPa/m]	Arena
K_ϕ	1523	[kPa/m]	Arena
n	1,1	[-]	Arena
z	0,127	[m]	

Cuadro B.15: Resultados de la ecuación de Bekker

Fuerza de Empuje Lateral del Terreno

Según ahmadi, la fuerza de draft puede calcularse a partir de un modelo analítico, a partir de propiedades del suelo como su densidad, su plano de falla y su cohesión, además de la geometría del arado y su profundidad de corte [4].

$$P_c = \frac{cbd}{\sin(\frac{\pi}{4} - \frac{\phi}{2})(\cos(\frac{\pi}{4} - \frac{\phi}{2}) - \sin(\frac{\pi}{4} - \frac{\phi}{2})\tan\phi)} + \frac{\rho gb \frac{d^2}{2\tan(\frac{\pi}{4} - \frac{\phi}{2})}(\sin(\frac{\pi}{4} - \frac{\phi}{2}) + \cos(\frac{\pi}{4} - \frac{\phi}{2})\tan(\phi))}{(\cos(\frac{\pi}{4} - \frac{\phi}{2}) - \sin(\frac{\pi}{4} - \frac{\phi}{2})\tan(\phi))} \quad (\text{B.14})$$

Este mismo modelo fue estimado para calcular la fuerza de apertura (o cierre) de la rueda del tractor.

Para el cálculo, se consideró el neumático de mayor diámetro disponible (SRI 925), con una profundidad de 15 cm ², y parámetros de fricción interna y falla referidos al suelo arcilloso (tabla B.13), que producirían la máxima fuerza de operación. Por otro lado, se consideró una densidad de suelo de 1,69 g/cm³, que representa la máxima densidad límite de los distintos tipos de suelo agrícola que permite el desarrollo radicular, y se da para suelo franco arenoso (fig. B.16).

Soil texture	Ideal bulk densities for plant growth (g/cm ³)	Bulk densities that affect root growth (g/cm ³)	Bulk densities that restrict root growth (g/cm ³)
Sands, loamy sands	<1.60	1.69	>1.80
Sandy loams, loams	<1.40	1.63	>1.80
Sandy clay loams, clay loams	<1.40	1.60	>1.75
Silts, silt loams	<1.40	1.60	>1.75
Silt loams, silty clay loams	<1.40	1.55	>1.65
Sandy clays, silty clays, clay loams	<1.10	1.49	>1.58
Clay (>45% clay)	<1.10	1.39	>1.47

Cuadro B.16: Densidad del suelo [47]

Fuerza de empuje tierra			
Radio neumático	r	0,925	[m]
Profundidad	d	0,150	[m]
Longitud cuerda hundida	b	0,505	[m]
Ángulo de fricción interna del suelo	ϕ	0,227	[rad]
Cohesión del suelo	c	4.140	[Pa]
Ángulo de falla del suelo	$\pi/4 - \phi/2$	0,672	[rad]
Densidad del suelo	ρ	1.690	[kg/m ³]
Fuerza de corte	F_c	96	[kg]

Cuadro B.17: Cálculo de la fuerza de empuje de tierra.

Se observa una fuerza de empuje del orden de los 100 kg.

Rozamiento Neumático/Terreno

Para la componente de rozamiento neumático - terreno, se considera que el tractor está soportando la carga máxima admisible sobre el eje trasero de forma equitativa

²Si bien se calculó un hundimiento máximo de alrededor de 13 cm, se consideró un hundimiento de 15 cm para tener un criterio más conservador.

entre las ruedas traseras, y que se tiene un coeficiente de rozamiento de suelo firme (tabla B.9). Esto da un resultado del orden de los 2550 kg.

Fuerza rozamiento tierra			
Carga vertical sobre neumático	Q	4.775	[kg]
Coeficiente rozamiento neumático- tierra	μ	0,530	-
Fuerza rozamiento	F_f	2.531	[kg]

Cuadro B.18: Cálculo de la fuerza de rozamiento sobre la tierra.

Fuerza Total sobre la Tierra

Como se comentó anteriormente, el cómputo de la fuerza se realiza sumando las componentes de la fuerza de empuje lateral del terreno y la de rozamiento neumático - suelo. Esto da como resultado una fuerza estática de 2600 kg. Tomando como estimación que la fuerza de apertura mientras las ruedas roten será del orden del 50 % de este valor, en el caso dinámico la resistencia será del orden de los 1300 kg.

B.3.3. Rozamiento Maza/Eje

Para el cálculo del rozamiento maza - eje debe tenerse en consideración la fuerza ejercida sobre la chaveta por el torque transmitido por el eje, además de la fuerza de tiro sobre el eje, la fuerza transversal ejercida por el cilindro que realiza la variación de trocha y el peso soportado por el tractor. Se consideró que, al momento de efectuar la variación de trocha, se iba a transmitir como mucho el 50 % del torque a patinamiento, y que el tractor está cargado con el peso máximo admisible sobre el eje trasero, repartido de forma igual entre sus ruedas traseras. Con respecto a la fuerza del cilindro, desconocida a la hora de efectuar el cálculo, se estimó un valor y se fue iterando hasta que la fuerza estimada igualó la calculada. Se plantearon distintos escenarios de lubricación: sin lubricación, con grasa, y con aceite mineral liviano (tabla B.19).

Coeficiente de Rozamiento			
N	Material	Condición	Coeficiente de rozamiento
1	Acero - Acero	Limpio y seco	0,5-0,8
2	Acero - Acero	Lubricado con grasa	0,16
3	Acero - Acero	Lubricado con aceite mineral liviano	0,23

Cuadro B.19: Coeficientes de rozamiento acero - acero para distintas condiciones de lubricación [23].

B.3.4. Cálculo de la Fuerza Apertura

Sumando la resistencia producida por la tierra con la fricción que se tiene entre la maza y el eje, se obtiene una fuerza resultante del orden de los 4300 kg para efectuar la variación de trocha, considerando la utilización de grasa como lubricante.

Datos			
Peso en eje trasero	P_{et}	9.550	[kg]
Peso rueda trasera	P_{rt}	4.775	[kg]
Fuerza cilindro transversal	F_c	4.616	[kg]
Fuerza máxima tracción	F_{tr}^{max}	2.531	[kg]
Porcentaje tracción máx	r_t	50 %	[-]
Diámetro rueda	D_r	925	[mm]
Diámetro eje	D_e	100	[mm]

Cuadro B.20: Datos para el cálculo de la fuerza de rozamiento maza - eje.

Fuerzas			
Peso rueda trasera	P_{rt}	4775	[kg]
Fuerza chaveta	F_{chav}	11.705	[kg]
Fuerza tracción	F_{tr}	1.265	[kg]
Fuerza resultante	F_r	18.223	[kg]

Cuadro B.21: Fuerzas involucradas para el cálculo de la fuerza de rozamiento maza - eje.

Fuerza de Rozamiento			
F_{r1}	14578	[kg]	Sin lubricar
F_{r2}	2916	[kg]	Grasa
F_{r3}	4191	[kg]	Aceite liviano

Cuadro B.22: Fuerzas de rozamiento maza - eje según el lubricante utilizado.

Fuerzas			
Desplazamiento sobre tierra	F_t	1.313	[kg]
Fricción metal - metal	F_{r2}	2.916	[kg]
Fuerza total	F_{dr}	4.229	[kg]

Cuadro B.23: Fuerza de desplazamiento total.

Apéndice C

Cálculos Auxiliares

C.1. Dimensionamiento de los Cilindros

Para el dimensionamiento de los cilindros, lo primero que se realizó fue un análisis geométrico del sistema. Esto permitió conocer las carreras necesarias, las longitudes mínimas requeridas por los cilindros, y los ángulos presentes.

Se observa, a partir del CAD del tractor John Deere 6195M seleccionado, que la distancia entre el chasis y la fijación de la llanta en trocha mínima para el neumático más angosto es de 540 mm. A su vez, considerando una altura de guía de 90 mm ¹, se tiene que la longitud mínima horizontal del cilindro 2 es de 430 mm y la longitud máxima de 950 mm, para llegar a la trocha máxima.

Geometría			
Distancia horizontal mínima básica	L_{min}^b	52	[cm]
Altura de guía	h_{guia}	9	[cm]
Distancia horizontal mínima cilindro 2	L_{min}	43	[cm]
Distancia horizontal máxima cilindro 2	L_{max}	97	[cm]

$$L_{min} = L_{min}^b + h_{guia} \quad (C.1)$$

$$L_{max} = L_{min} + 54 \text{ cm} \quad (C.2)$$

Donde los 54 cm adicionamos a L_{min} para calcular L_{max} salen del desplazamiento precisado para llegar a la trocha máxima alcanzada.

Ahora bien, considerando un ángulo mínimo del cilindro 2 de $42,3^\circ$, un "espacio muerto" del mismo de alrededor de 211 mm (obtenido a partir del catálogo del fabricante, Parker), y un espacio de 110 mm destinado a la horquilla, se precisa una carrera para este cilindro de alrededor de 320 mm. En esta condición, y planteando un ángulo máximo de 80° , se tiene que para alcanzar una trocha de 2580 mm, las longitudes máximas y mínimas del cilindro quedan en 960 mm y 640 mm, respectivamente.

$$E_e = E_{m2} + E_h \quad (C.3)$$

¹Esto se estimó en un principio, y luego se varió considerando la geometría de los cilindros seleccionados.

$$C_2 = \frac{L_{min}}{\text{sen}(\alpha_{min})} - E_e \quad (\text{C.4})$$

$$T_{max} = 51,5 \text{ cm} + (h_{guia} + E_e + 2 \cdot C_2) \cdot \text{sen}(\alpha_{max}) \cdot 2 \quad (\text{C.5})$$

Donde $E_e + 2 \cdot C_2$ representa la longitud máxima (L_{max2}) del cilindro 2.

Por otro lado, la longitud mínima del cilindro (L_{min2}), se calcula a partir de la suma del espacio extra E_e con la carrera (C_2).

En cuanto al cilindro 1, en estas condiciones quedaría con una posición mínima de 170 mm y una máxima de 470 mm, con respecto al eje. Esto resulta en una carrera de 310 mm, y considerando nuevamente un espacio muerto de 211 mm, se tiene que el cilindro tendrá una longitud mínima de 520 mm y una máxima de 820 mm, aproximadamente.

$$y_{min} = L_{max2} \cdot \cos(\alpha_{max}) \quad (\text{C.6})$$

$$y_{min} = L_{min2} \cdot \cos(\alpha_{min}) \quad (\text{C.7})$$

Cálculos				
Cilindro 2	Ángulo mínimo	α_{min}	42,3	[°]
			0,74	[rad]
	Espacio muerto cilindro 2	E_{m2}	21,1	[cm]
	Espacio horquilla	E_h	11	[cm]
	Espacio extra	E_e	32	[cm]
	Carrera	C_2	32	[cm]
	Ángulo máx	α_{max}	80	[°]
			1,4	[rad]
	Trocha máxima alcanzada	T_{max}	258,0	[cm]
	Longitud mínima cilindro	L_{min2}	64	[cm]
	Longitud máxima cilindro	L_{max2}	96	[cm]
Cilindro 1	Posición mínima cilindro	y_{min}	17	[cm]
	Posición máxima cilindro	y_{max}	47	[cm]
	Carrera	C_2	31	[cm]
	Espacio muerto	E_{m1}	21,1	[cm]
	Longitud mínima cilindro	L_{min1}	52	[cm]
	Longitud máxima cilindro	L_{max1}	82	[cm]

Con la geometría obtenida, se calculan las fuerzas máximas para la fuerza de desplazamiento calculada en el apéndice B.

$$F_{max2} = \frac{F_d}{\text{sen}(\alpha_{min})} \quad (\text{C.8})$$

$$F_{maxh2} = F_d \quad (\text{C.9})$$

$$F_{max2} = \frac{F_d}{\tan(\alpha_{min})} \quad (C.10)$$

$$F_{max1} = \frac{F_d}{\tan(\alpha_{min})} \quad (C.11)$$

Es importante notar que en la fuerza máxima del cilindro 1 calculada, no se considera la resistencia ofrecida por la guía, que deberá tenerse en cuenta para el dimensionamiento del cilindro a seleccionar.

Esfuerzos				
Rueda	Fuerza de desplazamiento	F_d	4200	[kg]
Cilindro 2	Fuerza máxima	F_{max2}	6240,6	[kg]
	Fuerza máxima horiz	F_{maxh2}	4200,0	[kg]
	F máx transversal	F_{maxt2}	4615,7	[kg]
Cilindro 1	Fuerza máxima	F_{max1}	4615,7	[kg]

C.2. Dimensionamiento de la Maza

C.2.1. Dimensionamiento del Eje

El dimensionamiento del eje presenta una situación sumamente compleja, ya que no se cuentan con las herramientas de cálculo y nos estudios estadísticos disponibles por los ingenieros de John Deere. Si se analizan los esfuerzos adicionales al eje producto del sistema de variación de trocha, con igual diseño de eje, se observa que, si la variación de trocha se efectúa para un torque menor al 50 % del torque que produciría el patinamiento, las tensiones de Von Mises en el eje son inferiores a las presentes con el 100 % del torque que produciría el patinamiento. Esto puede observarse en la tabla a continuación, donde se calculan las tensiones generadas por el accionamiento del sistema y las originales, para distintas trochas.

Para el cálculo, se consideró que el tractor estaba con su carga máxima por rueda trasera de 4775 kg, y que el torque máximo se daba por el criterio del patinamiento, mencionado en la sección B.1.1, y se consideró una situación estática sin concentraciones de tensiones.

Sin embargo, al cambiar el diseño del eje con la nueva maza, se le adicionan 3 chaveteros, teniendo ahora 4 en vez de uno. Esto cambia la situación de concentración de tensiones, por lo que sería necesario redimensionar el eje. Para esto, se toman tres criterios distintos:

1. Redimensionamiento a partir de ajuste de factores de concentración de tensión.
2. Redimensionamiento a partir de la adición de los nuevos esfuerzos a la ecuación de dimensionamiento original.

A continuación, se describe a cada uno de estos criterios.

Ángulo	[°]	[rad]	F [kg]	xc [mm]	Espacio muerto [mm]	L carcasa [mm]	x a carcasa [m]	Momento cilindro [kgmm]	Momento tractor [kgmm]	Sigma Flexión [kg/mm2]	Sigma Tracción [kg/mm2]	Sigma [kg/mm2]	Tau [kg/mm2]	Tensión VM [kg/mm2]	Sigma Flexión [kg/mm2]	Tau [kg/mm2]	Tensión VM [kg/mm2]
44	0,77		6046	460	60	420	100	434923	515754	6,87	0,45	7,32	6	12,7	47,6	11,9	51,8
46	0,8		5858	475	60	420	115	468616	591752	7,69	0,45	8,14	6	13,1	47,6	11,9	51,8
48	0,83		5688	489	60	420	129	494740	665334	8,45	0,45	8,9	6	13,6	47,6	11,9	51,8
49	0,86		5532	503	60	420	143	514008	736427	9,15	0,45	9,6	6	14,1	47,6	11,9	51,8
51	0,89		5389	516	60	420	156	527046	804961	9,8	0,45	10,25	6	14,5	47,6	11,9	51,8
53	0,93		5259	529	60	420	169	534408	870867	10,41	0,45	10,86	6	15	47,6	11,9	51,8
55	0,96		5140	541	60	420	181	536588	934083	10,97	0,45	11,42	6	15,4	47,6	11,9	51,8
57	0,99		5031	553	60	420	193	534030	994544	11,5	0,45	11,95	6	15,8	47,6	11,9	51,8
58	1,02		4931	564	60	420	204	527133	1052191	11,99	0,45	12,44	6	16,2	47,6	11,9	51,8
60	1,05		4840	575	60	420	215	516265	1106967	12,44	0,45	12,89	6	16,5	47,6	11,9	51,8
62	1,08		4757	585	60	420	225	501761	1158819	12,86	0,45	13,31	6	16,8	47,6	11,9	51,8
64	1,11		4681	594	60	420	234	483930	1207694	13,25	0,45	13,7	6	17,2	47,6	11,9	51,8
66	1,14		4612	603	60	420	243	463062	1253546	13,61	0,45	14,06	6	17,4	47,6	11,9	51,8
67	1,18		4549	611	60	420	251	439426	1296328	13,94	0,45	14,39	6	17,7	47,6	11,9	51,8
69	1,21		4493	619	60	420	259	413277	1335998	14,24	0,45	14,7	6	18	47,6	11,9	51,8
71	1,24		4442	626	60	420	266	384854	1372518	14,52	0,45	14,97	6	18,2	47,6	11,9	51,8
73	1,27		4397	633	60	420	273	354388	1405850	14,77	0,45	15,22	6	18,4	47,6	11,9	51,8
75	1,3		4356	646	60	420	286	330638	1474041	15,39	0,45	15,84	6	18,9	47,6	11,9	51,8
76	1,33		4321	735	60	420	375	381321	1935540	20,09	0,45	20,55	6	23	47,6	11,9	51,8
78	1,36		4291	851	60	420	491	431239	2534837	26,19	0,45	26,64	6	28,6	47,6	11,9	51,8
80	1,4		4265	1009	60	420	649	480506	3346363	34,44	0,45	34,89	6	36,4	47,6	11,9	51,8

Cuadro C.1: Comparación de los estados de sollicitación del eje con el sistema y con los máximos en el tractor original.

Redimensionamiento a partir de ajuste de factores de concentración de tensión.

Considerando los esfuerzos sobre el eje producidos por el torque máximo hasta el patinamiento (ver sección B.1.1), y la flexión producida por la carga máxima sobre el eje trasero y la fuerza de tiro, se tienen los esfuerzos máximos sobre el eje presentados en la tabla C.2.

Esfuerzos			
Flexión máxima	Mf máx	3635812	[kgmm]
Torsión máxima	T máx	2340250	[kgmm]

Cuadro C.2: Esfuerzos máximos sobre el eje.

Con estos esfuerzos, las propiedades del eje presentadas en la tabla C.3, y los factores de concentración de esfuerzos presentados en la tabla C.4, se calcula la relación que debe existir entre los diámetros del eje para adecuarse a las condiciones del eje actual, con el sistema de variación de trocha implementado sobre un eje con cuatro chaveteros, mediante la ecuación C.13. Aquí, se consideró que el material del eje era de un acero SAE 4140 templado y revenido, que había sido forjado y maquinado.

Fatiga		Original	Actual	
Resistencia	Su	88	88	[kg/mm ²]
Límite elástico	Sy	75	75	[kg/mm ²]
Resistencia nominal a la fatiga	Sn	45	45	[kg/mm ²]
Factor de material	Cm	1	1	[-]
Coeficiente de esfuerzo	Cst	1	1	[-]
Factor de confiabilidad	Cr	0,9	0,9	[-]
Factor de tamaño	Cs	0,774	0,774	[-]
Resistencia a la fatiga	Sn'	31,3	31,3	[kg/mm ²]

Cuadro C.3: Propiedades del eje original y el actual [45].

	Original	Actual
Factor de concentración flexión	K_{tf}	2,2
Factor de concentración torsión	K_{tt}	3,4

Cuadro C.4: Factores de concentración de tensiones para el eje original y el actual [53]

$$\phi = \left[\frac{32N}{\pi} \sqrt{\left(\frac{K_{tf} M_f}{S_{n'}} \right)^2 + 0,75 \cdot \left(\frac{T}{S_y} \right)^2} \right]^{1/3} \quad (C.12)$$

$$\Rightarrow \left(\frac{\phi_{original}}{\phi_{actual}} \right)^6 = \frac{\left(\frac{K_{tfo} M_{fo}}{S_{n'}} \right)^2 + 0,75 \cdot \left(\frac{T}{S_y} \right)^2}{\left(\frac{K_{tfa} M_{fa}}{S_{n'}} \right)^2 + 0,75 \cdot \left(\frac{T}{S_y} \right)^2} \quad (C.13)$$

Considerando un factor de seguridad N de 2, el eje re-dimensionado quedaría de 95,4 mm.

Re-dimensionamiento a partir de la adición de los nuevos esfuerzos a la ecuación de dimensionamiento original

En este caso, se utiliza la ecuación de dimensionamiento del eje, y a partir de esta, se despeja el interior de la raíz (A), considerando un factor de seguridad de 2 (ecuación C.14). Con este valor, a partir de la ecuación C.15, adicionando las tensiones generadas por el momento flector máximo producido por el cilindro de 540000 kgmm (tabla C.1), es posible el re-dimensionamiento de eje. Los valores del límite elástico fueron obtenidos de la tabla C.3, y el factor de concentración de tensiones de la tabla C.4.

$$\phi_{original} = \left[\frac{32N}{\pi} \sqrt{\left(\frac{K_{tf}^{original} M_f^{original}}{S_{n'}} \right)^2 + 0,75 \cdot \left(\frac{T^{original}}{S_y} \right)^2} \right]^{1/3} = \left[\frac{32N}{\pi} \sqrt{A} \right]^{1/3} \quad (C.14)$$

$$\phi_{actual} = \left[\frac{32N}{\pi} \sqrt{A + \left(\frac{K_{tf} M_{f_{sis}}}{S_y} \right)^2} \right]^{1/3} \quad (C.15)$$

Con este criterio se obtiene un resultado de 97,6 mm como diámetro mínimo para que el sistema esté bien dimensionado con el cambio en la geometría del eje.

Criterio asumido

Ambos criterios resultaron en valores comparables, y en principio resultaría apropiado tomar cualquiera de ellos. Sin embargo, como el segundo criterio resulta más independiente de los criterios considerados por los ingenieros de John Deere para el diseño del eje, que son desconocidos, se considera que este resulta más adecuado. Para el trabajo, se considerará un diámetro de 100 mm a modo estimativo, pero no es parte del mismo el dimensionamiento preciso del eje, ya que en caso de implementarse el sistema propuesto, se utilizarían las herramientas propias de John Deere, que se supone que consideran criterios estadísticos y numerosos resultados empíricos desconocidos por los autores del trabajo.

C.2.2. Dimensionamiento de las Chavetas

Chaveta			
Diametro eje	D	100	[mm]
Fuerza total	F	52119	[kg]
Cant. dientes	C	4	[-]
Longitud	L	150	[mm]
Ancho	b	28	[mm]
Profundidad	h	6,1	[mm]
Fuerza por chaveta	F_c	13030	[kg]
Tensión de corte	τ	3,1	[kg/mm ²]
Presión	p	14,24	[kg/mm ²]

Cuadro C.5: Cálculos para el dimensionamiento de la chaveta.

C.2.3. Verificación de Rodamientos

Los rodamientos SKF 32930 seleccionados cuentan con las especificaciones presentadas en la tabla C.6, a modo de resumen.

Rodamiento SKF 32930			
Diámetro externo	D	210	[mm]
Diámetro interno	d	150	[mm]
Carga estática máxima	F_{emax}	530	[kN]
Carga dinámica máxima	F_{dmax}	346	[kN]

Cuadro C.6: Datos del rodamiento.

Las cargas presentes sobre el sistema son radiales, producto de la fuerza transversal ejercida por el cilindro (F_{rmax}) y por el momento generado por la aplicación descentrada de esta fuerza (ver tabla C.8), que juntas dan como resultado F_{rmax} , y axiales, producto del empuje/tracción de la maza (F_a).

Cargas			
Carga radial	F_r	4300	[kg]
Fuerza radial máxima	F_{rmax}	7713	[kg]
Carga axial	F_a	4300	[kg]
Relación Fa/Fr	e	0,56	[-]

Cuadro C.7: Cargas sobre el rodamiento.

Cálculos externos			
Distancia al rodamiento externo	L_{re}	113	[mm]
Distancia entre rodamientos	L_r	63	[mm]
Momento rod. externo	M_{rod}	485900	[kgmm]

Cuadro C.8: Cálculos externos para la verificación del rodamiento.

Considerando los valores de carga axial y radial máximos que se tienen, y los factores estáticos radial (X_0) y axial (Y_0), se tiene una carga estática equivalente de 81,6 kN.

$$P_0 = X_0 \cdot F_{rmax} + Y_0 \cdot F_a \quad (C.16)$$

Carga estática			
Factor estatico radial	X_0	0,5	[-]
Factor estatico axial	Y_0	1	[-]
Carga estática equivalente	P_0	81,6	[kN]

Cuadro C.9: Carga estática equivalente para el rodamiento.

Por otro lado, aunque la carga efectuada es esencialmente axial, y estando los rodamientos soportando una carga nula cuando el sistema de variación no está accionándose, se calcula la carga equivalente dinámica.

$$P = X \cdot F_{rmax} + Y \cdot F_a \quad (C.17)$$

Se obtiene un resultado de alrededor de 110 kN.

Carga dinámica			
Factor dinámico radial	X	0,4	[-]
Factor dinámico axial	Y	1,8	[-]
Carga dinámica equivalente	P	108,3	[kN]

Cuadro C.10: Carga dinámica equivalente para el rodamiento.

Se observa que tanto para el caso dinámico como el estático, los rodamientos presentan cargas inferiores a las admisibles, con un factor de seguridad superior a 3.

C.2.4. Dimensionamiento de Tornillos de Empuje y Tracción

Si se emplean cuatro tornillos M10, se tiene que para transmitir la fuerza de accionamiento máxima de 4200 kg se estarían desarrollando tensiones del orden de 13,4 kg/mm², debidas puramente a esfuerzos axiales de tracción-compresión.

Tornillo			
Cantidad de tornillos	n	4	[-]
Diámetro	D	10	[mm]
Área	A	78,54	[mm ²]
Límite elástico	σ_L	64	[kg/mm ²]
Fuerza total	F	4200	[kg]
Fuerza por tornillo	Ft	1050	[kg]
Tensión	σ	13,4	[kg/mm ²]

Cuadro C.11: Cálculos para el dimensionamiento del tornillo.

C.3. Dimensionamiento de Horquilla

C.3.1. Dimensionamiento de Tornillos

Para los tornillos de la horquilla, se consideró una fuerza máxima de 6300 kg, que considerando 2 tornillos, resultaría en una fuerza de 3150 kg por tornillo. Considerando que se emplean tornillos M16, y calculándolos al corte puro, se tiene que la tensión equivalente de Von Mises es de 13,5 kg/m², teniendo un factor de seguridad mayor a 2 si se utilizan tornillos de grado 8.8 ($\sigma_L = 64 \text{ kg/m}^2$).

Pernos de Horquilla			
Fuerza máxima total	F_{max}	6300	[kg]
Fuerza máxima perno	F_{pmax}	3150	[kg]
Diámetro	D	16	[mm]
Área	A	201	[mm ²]
Tau corte	τ	8	[kg/mm ²]
Sigma Von Mises	σ_{VM}	13,5	[kg/mm ²]

Cuadro C.12: Cálculos para el dimensionamiento de los pernos de la horquilla.

C.4. Dimensionamiento del Carro

C.4.1. Presiones de Contacto

Considerando una fuerza de desplazamiento de 4200 kg, centrada en el carro, se tiene que para un carro con apoyo inferior de 120x63 mm, las presiones generadas son del orden de 5,4 N/mm². Por otro lado, si se diseñan 2 apoyos de 120x12 mm en la parte superior, las presiones desarrolladas son del orden de los 14,3 N/mm². Esto resulta en un factor de seguridad del orden de 5, si se utilizan tornillos de grado 8.8 ($\sigma_L = 64 \text{ kg/m}^2$).

Cargas			
Fuerza vertical	F_v	4200 41160	[kg] [N]
Base			
Ancho	a_i	63	[mm]
Largo	l_i	120	[mm]
Presión	p_i	5,44	[N/mm ²]
Apoyo superior			
Cantidad	n	2	[-]
Ancho	a_s	12	[mm]
Largo	l_s	120	[mm]
Presión	p_s	14,3	[N/mm ²]

Cuadro C.13: Cálculos para el dimensionamiento del carro.

Apéndice D

Elementos Comerciales

D.1. Componentes Hidráulicos

D.1.1. Cilindros

De acuerdo a lo calculado en el apéndice C, se tiene una fuerza de accionamiento del sistema máxima de 6240 kg para el cilindro 2 y de 4600 kg para el cilindro 1, sin considerar la fricción de la guía empleada. Considerando que se utilizarán las láminas de SKF seleccionadas en la sección D.4, que cuentan con un coeficiente de rozamiento máximo de $\mu = 0,2$, se tiene una fuerza extra de 840 kg, con lo que la fuerza máxima ejercida por el cilindro 1 es de alrededor de 5400 kg.

Considerando estos valores, y seleccionando cilindros de la marca Parker, se selecciona para ambos casos un cilindro de diámetro 3,25" (82,55 mm). Estos tienen una fuerza de empuje de 16600 lbs (7530 kg) y una de tracción de 13630 lbs (6182 kg) a 2000 psi (138 bar), sirviendo holgadamente para esta aplicación, considerando que estos cilindros tienen una presión nominal de 3000 psi (207 bar) y que la presión máxima de la bomba del tractor es de 205 bar (ver sección A.2.6).

Cylinder Bore Ø	Piston Area (In. ²)	Cylinder Push Stroke Force in Pounds at Various Pressures (psi)						
		100	250	500	1000	1500	2000	3000
1.50	1.77	177	443	885	1770	2651	3540	5310
2.00	3.14	314	785	1570	3140	4712	6280	9420
2.50	4.91	491	1228	2455	4910	7363	9820	14730
3.25	8.30	830	2075	4150	8300	12444	16600	24900
4.00	12.57	1257	3143	6285	12570	18850	25140	37710
5.00	19.64	1964	4910	9820	19640	29453	39280	58920
6.00	28.27	2827	7068	14135	28270	42412	56540	84810
7.00	38.49	3849	9623	19245	38490	57727	76980	115470
8.00	50.27	5027	12568	25135	50270	75398	100540	150810

Cuadro D.1: Fuerza de empuje efectuada por el cilindro a distintas presiones [27].

Bore Ø	Piston Rod Ø	Piston Rod Area (In. ²)	Cylinder Pull Force in Pounds at Various Pressures (psi)						
			100	250	500	1000	1500	2000	3000
1.50	0.625	0.307	146	365	730	1460	2190	2920	4380
	1.000	0.785	98	245	491	982	1473	1964	2946
2.00	1.000	0.785	236	589	1178	2355	3533	4710	7065
	1.375	1.48	166	414	828	1655	2483	3310	4965
2.50	1.000	0.785	413	1031	2063	4125	6188	8250	12375
	1.375	1.48	343	856	1713	3425	5138	6850	10275
	1.750	2.41	250	625	1250	2500	3750	5000	7500
3.25	1.375	1.48	682	1704	3408	6815	10223	13630	20445
	1.750	2.41	589	1473	2945	5890	8835	11780	17670
	2.000	3.14	516	1290	2580	5160	7740	10320	15480
4.00	1.750	2.41	1016	2540	5080	10160	15240	20320	30480
	2.000	3.14	943	2358	4715	9430	14145	18860	28290
	2.500	4.91	766	1915	3830	7660	11490	15320	22980

Cuadro D.2: Fuerza de tracción efectuada por el cilindro a distintas presiones [27].

Por otro lado, el montaje seleccionado para la instalación es de tipo BB, para ambos cilindros, y se selecciona un extremo de vástago tipo 4, también para ambos, de diámetro estándar (1,375 in). A continuación, pueden verse las tablas de selección correspondientes.

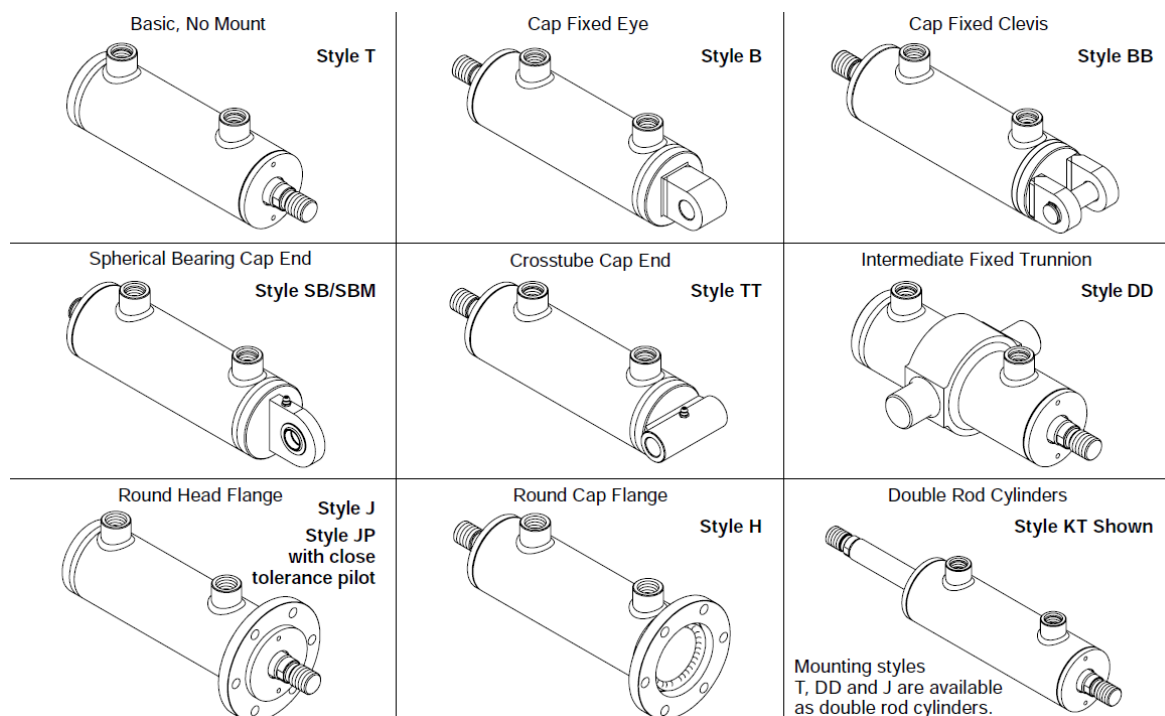
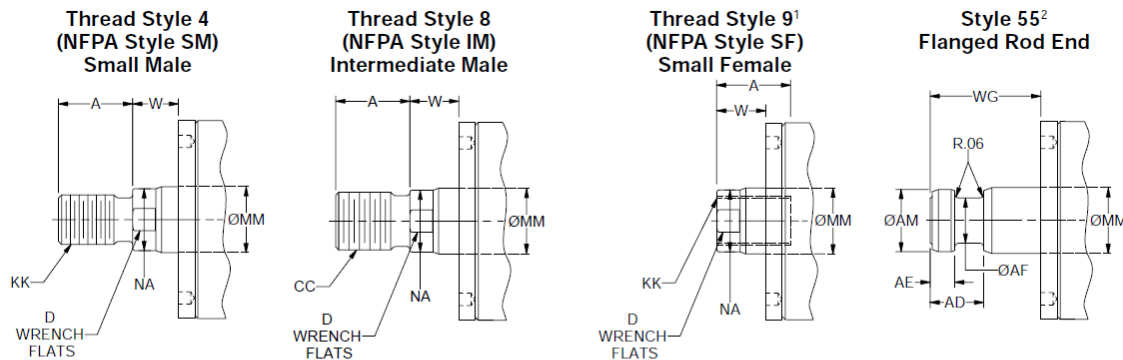


Figura D.1: Tipos de cilindros ofrecidos por Parker. Se selecciona el tipo BB [27].

Rod End Dimensions



Rod End Dimensions

Bore Ø	Rod No.	MM Rod Ø	Thread		A	AD	AE +.001 - .001	AF Ø	AM Ø	D	NA	W	WG
			Style 8 CC	Style 4 & 9 KK									
1.50	1 (std)	0.625	1/2-20	7/16-20	0.75	0.63	0.249	0.38	0.57	0.50	0.56	0.56	1.13
	2	1.000	7/8-14	3/4-16	1.13	0.94	0.374	0.69	0.95	0.88	0.94	0.69	1.50
2.00	1 (std)	1.000	7/8-14	3/4-16	1.13	0.94	0.374	0.69	0.95	0.88	0.94	0.69	1.50
	2	1.375	1 1/4-12	1-14	1.63	1.06	0.374	0.88	1.32	1.13	1.31	0.81	1.75
2.50	1 (std)	1.000	7/8-14	3/4-16	1.13	0.94	0.374	0.69	0.95	0.88	0.94	0.69	1.50
	2	1.750	1 1/2-12	1 1/4-12	2.00	1.31	0.499	1.13	1.70	1.50	1.69	0.94	2.00
	3	1.375	1 1/4-12	1-14	1.63	1.06	0.374	0.88	1.32	1.13	1.31	0.81	1.75
3.25	1 (std)	1.375	1 1/4-12	1-14	1.63	1.06	0.374	0.88	1.32	1.13	1.31	0.81	1.75
	2	2.000	1 3/4-12	1 1/2-12	2.25	1.69	0.624	1.38	1.95	1.69	1.94	1.00	2.63
	3	1.750	1 1/2-12	1 1/4-12	2.00	1.31	0.499	1.13	1.70	1.50	1.69	0.94	2.00

Cuadro D.3: Tipos de extremos de vástagos. Se selecciona al vástago estándar de 1,375 pulgadas de diámetro [27].

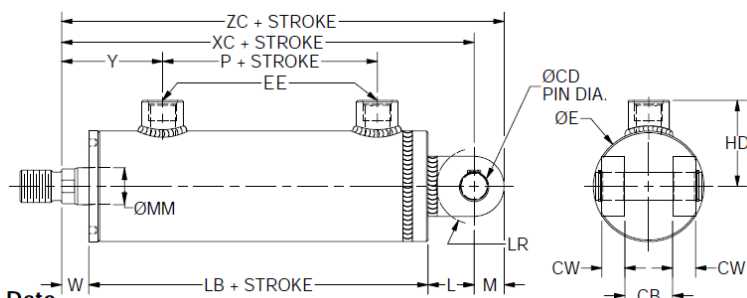
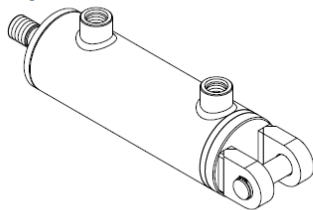
Cap Fixed Clevis Mounting
Style BB

Table 1 – Dimensional and Mounting Data

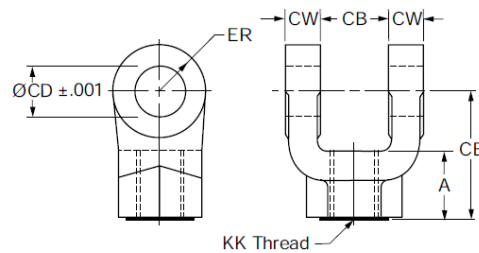
Bore Ø	Rod No.	CB min.	CD¹ Ø +.000 - .002	CW	E Ø	EE		HD	L	LR min.	M	Add Stroke	
						NPTF²	SAE³					LB	P
1.50	1 (std)	0.77	.501	0.50	1.88	3/8	6	1.60	0.75	0.56	0.50	3.56	1.19
	2	0.77	.501	0.50	1.88	3/8	6	1.60	0.75	0.56	0.50	3.94	1.19
2.00	All	1.09	.751	0.50	2.38	1/2	8	2.04	1.25	0.88	0.75	4.81	1.93
2.50	All	1.28	.751	0.63	3.00	1/2	8	2.37	1.25	0.88	0.75	5.25	1.88
3.25	All	1.53	1.001	0.75	3.88	3/4	12	2.81	1.50	1.13	1.00	6.00	2.06
4.00	All	2.06	1.376	1.00	4.61	3/4	12	3.20	2.13	1.81	1.38	6.50	2.50
5.00	All	2.56	1.751	1.25	5.75	3/4	12	3.79	2.25	1.88	1.75	7.12	2.56
6.00	All	2.56	2.001	1.25	7.00	1	16	4.58	2.50	2.13	2.00	8.37	3.00
7.00	All	3.06	2.501	1.50	8.00	1 1/4	20	5.11	3.00	2.63	2.50	9.00	3.25
8.00	All	3.06	3.001	1.50	9.25	1 1/4	20	5.76	3.25	3.00	2.75	9.50	3.25

Cuadro D.4: Geometría del cilindro seleccionado [27].

Bore Ø	Rod No.	MM Rod Ø	W	Y	Add Stroke	
					XC	ZC
1.50	1 (std)	0.625	0.56	2.12	4.87	5.37
	2	1.000	0.69	2.62	5.38	5.88
2.00	1 (std)	1.000	0.69	2.51	6.75	7.50
	2	1.375	0.81	2.63	6.87	7.62
2.50	1 (std)	1.000	0.69	2.69	7.19	7.94
	2	1.750	0.94	2.94	7.44	8.19
	3	1.375	0.81	2.81	7.31	8.06
3.25	1 (std)	1.375	0.81	3.06	8.31	9.31
	2	2.000	1.00	3.25	8.50	9.50
	3	1.750	0.94	3.19	8.44	9.44

Cuadro D.5: Geometría del cilindro seleccionado [27].

Como extremo de vástago, se selecciona uno en forma de horquilla para el cilindro 1 para vincularlo con el carro. Para el caso del cilindro 2, esto no será necesario, ya que se diseñará una horquilla especial.



Part Number ¹	Pin Ø	A	CB	CD Ø	CE	CW	ER	KK Thread
0512210000 ²	0.312	0.81	0.34	0.314	2.25	0.20	0.30	5/16-24
0509400000	0.500	0.75	0.77	0.503	1.50	0.49	0.50	7/16-20
0509410000	0.500	0.75	0.77	0.503	1.50	0.49	0.50	1/2-20
0509420000	0.750	1.13	1.27	0.753	2.13	0.62	0.75	3/4-16
1332840000	0.750	1.13	1.27	0.753	2.38	0.62	0.75	3/4-16
0509430000	1.000	1.63	1.52	1.003	2.94	0.74	1.00	7/8-14
0509440000	1.000	1.63	1.52	1.003	2.94	0.74	1.00	1-14
1332850000	1.000	1.63	1.52	1.003	3.13	0.74	1.00	1-14
0509450000	1.375	1.88	2.04	1.378	3.75	0.99	1.38	1 1/4-12
1332860000	1.375	2.00	2.04	1.378	4.13	0.99	1.38	1 1/4-12
0509460000	1.750	2.25	2.54	1.753	4.50	1.24	1.75	1 1/2-12

Cuadro D.6: Extremo de vástago seleccionado para el carro [27].

En cuanto a la verificación al pandeo del vástago, se tiene un caso como el subrayado en la figura D.2 para ambos cilindros, y según se observa en la figura D.7, la extensión máxima admisible de 32 pulgadas (813 mm) es más que suficiente para las carreras del orden de los 300 mm presentes en este caso.

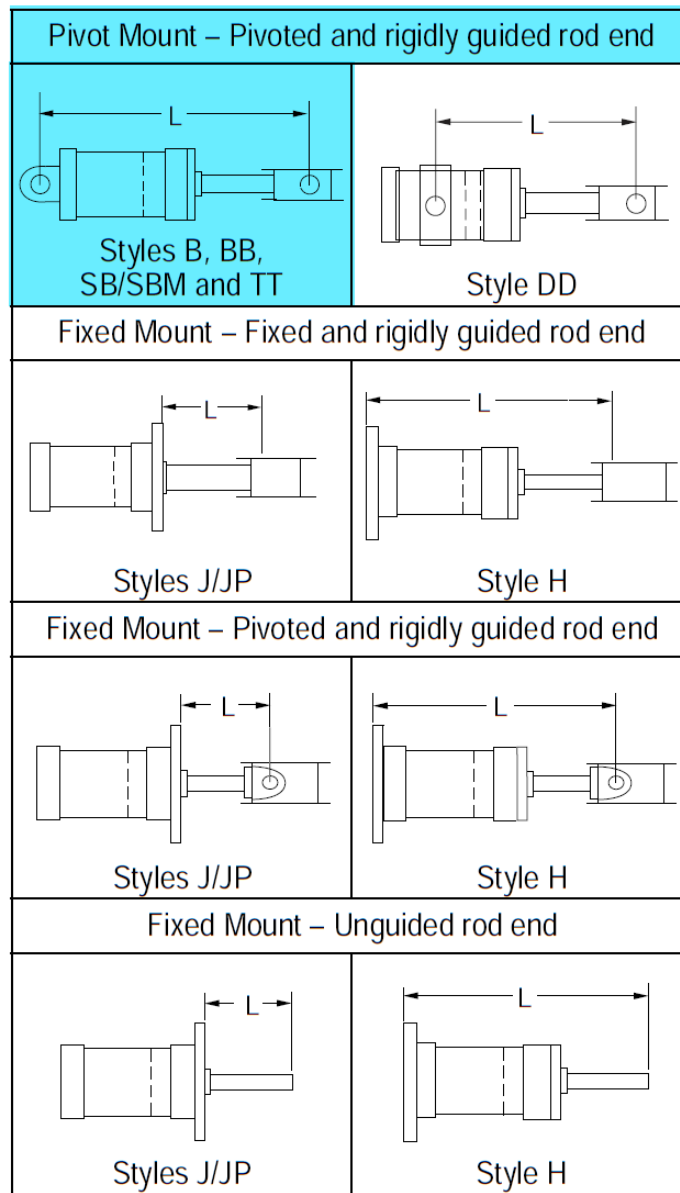


Figura D.2: Vinculaciones del cilindro para la verificación al pandeo del vástago [27].

Bore Ø	Rod Ø	Rear Pivot Mounts (B, BB, SB ¹ , SBM and TT)						Front Fixed Mount (J)																	
		Pivoted and Rigidly Guided Rod End Max. Allowable Basic Length (L _A) at psi:						Fixed and Rigidly Guided Rod End Max. Allowable Basic Length (L _A) at psi:						Pivoted and Rigidly Guided Rod End Max. Allowable Basic Length (L _A) at psi:						Unguided Rod End Max. Allowable Basic Length (L _A) at psi:					
		500	1000	1500	2000	2500	3000	500	1000	1500	2000	2500	3000	500	1000	1500	2000	2500	3000	500	1000	1500	2000	2500	3000
1.50	0.625	35	25	20	18	16	14	50	39	26	29	20	19	35	25	20	17	16	14	12	8	7	6	5	5
	1.000	85	60	49	42	38	35	128	90	73	64	57	52	91	64	52	45	40	37	31	22	18	15	14	12
2.00	1.000	66	47	38	33	29	27	95	67	55	47	42	38	68	48	39	33	30	27	23	16	13	11	10	9
	1.375	116	82	67	58	52	47	181	127	104	90	80	73	129	91	74	64	57	52	44	31	25	22	19	17
2.50	1.000	54	38	31	27	24	22	76	53	43	37	33	30	54	38	31	26	23	21	18	12	10	8	7	7
	1.375	99	70	57	49	44	40	144	102	83	71	64	58	103	72	59	51	45	41	35	24	20	17	15	13
	1.750	151	106	87	75	67	61	234	165	135	117	104	95	167	118	96	83	74	67	58	40	33	28	25	23
3.25	1.375	78	55	45	39	35	32	111	78	63	55	49	44	79	55	45	39	34	31	27	18	15	13	11	10
	1.750	123	87	71	62	55	50	180	127	103	89	80	72	128	90	73	63	56	51	44	31	25	21	19	17
	2.000	157	111	90	78	70	64	235	166	135	117	105	95	168	118	96	83	74	68	58	40	33	28	25	23
4.00	1.750	102	72	59	51	45	41	146	103	84	72	64	59	104	73	59	51	46	41	35	25	20	17	15	14
	2.000	131	92	75	65	58	53	191	134	109	95	84	77	136	96	78	67	60	54	46	32	26	22	20	18
	2.500	194	137	112	97	87	79	299	211	172	149	133	121	213	150	122	106	95	86	74	52	42	36	32	29

Cuadro D.7: Verificación al pandeo del vástago [27].

D.1.2. Válvulas de seguridad

La válvula de seguridad seleccionada es una Rexroth tipo DBD, de tamaño 6. Detalles de sus especificaciones técnicas principales pueden encontrarse en las figuras D.8 y D.9.

General					
Size	NG	6, 8	10	15, 20	25, 30
Weight	See pages 9, 11 and 12				
Installation position	any				
Ambient temperature range	°C	-30 ... +80 (NBR seals) -15 ... +80 (FKM seals)			
Minimum stability of the housing materials	Housing materials are to be selected so that there is sufficient safety for all imaginable operating conditions (e. g. with reference to pressure resistance, thread stripping strengths and tightening torques).				
MTTF _D values according to EN ISO 13849	years	150 ... 1200 (for more information see data sheet 08012)			

Hydraulic					
Maximum operating pressure	► Input				
	– Standard	bar	400	400	400
	– Version "630"	bar	–	630	–
	► Output	bar	315	315	315
Minimum set pressure	See characteristic curves page 7				
Maximum flow (standard valves)	See characteristic curves page 8				
Hydraulic fluid	See table page 6				
Hydraulic fluid temperature range	°C	-30 ... +80 (NBR seals) -15 ... +80 (FKM seals)			
Viscosity range	mm ² /s	10 ... 800			
Maximum admissible degree of contamination of the hydraulic fluid; cleanliness class according to ISO 4406 (c)	Class 20/18/15 ¹⁾				

Cuadro D.8: Especificaciones técnicas de la válvula de seguridad seleccionada [61].

Hydraulic fluid	Classification	Suitable sealing materials	Standards	Data sheet
Mineral oils	HL, HLP, HLPD, HVLP, HVLPD	NBR, FKM	DIN 51524	90220
Bio-degradable	► Insoluble in water	HETG	ISO 15380	90221
		HEES		
	► Soluble in water	HEPG	ISO 15380	
Flame-resistant	► Water-free	HFDU (glycol base)	ISO 12922	90222
		HFDU (ester base)		
		HFDR		
	► Containing water	HFC (Fuchs: Hydrotherm 46M, Renosafe 500; Petrofer: Ultra Safe 620; Houghton: Safe 620; Union: Carbide HP5046)	ISO 12922	90223

Cuadro D.9: Especificaciones técnicas de la válvula de seguridad seleccionada [61].

D.1.3. Válvula Direccional

La válvula direccional seleccionada es una Rexroth 4SEC6E2XG12, de 4 vías y tres posiciones de centro cerrado, comandada eléctricamente. Esta cuenta con una presión máxima de trabajo de 400 bar, y un caudal máximo de 25 l/min. Un diagrama de la misma puede verse en la fig. D.3, mientras que sus especificaciones técnicas principales pueden encontrarse en las figuras D.10 y D.11.

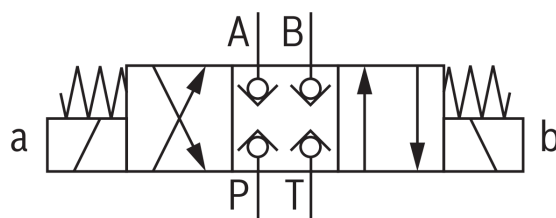


Figura D.3: Diagrama de la válvula direccional seleccionada [58].

General					
Weight	▶ 3/3 directional seat valve	kg	2.4		
	▶ 4/2 directional seat valve	kg	2.1		
	▶ 4/3 directional seat valve	kg	2.4		
Installation position			any		
Ambient temperature range		°C	-40 ... +80 (NBR seals) -20 ... +50 (FKM seals)		
Hydraulic					
Maximum operating pressure	▶ Port A, B, P	bar	400		
	▶ Port T	bar	$p_T < p_P, p_T < p_A, p_T < p_B$; however, max. 50 (energized)		
Maximum flow		l/min	20 ¹⁾		
Hydraulic fluid			see table below		
Hydraulic fluid temperature range		°C	-25 ... +80 (NBR seals) -20 ... +80 (FKM seals)		
Viscosity range		mm ² /s	4 ... 500		
Maximum admissible degree of contamination of the hydraulic fluid, cleanliness class according to ISO 4406 (c)			Class 20/18/15 ²⁾		
Hydraulic fluid		Classification	Suitable sealing materials	Standards	Data sheet
Mineral oils		HL, HLP	NBR, FKM	DIN 51524	90220
Bio-degradable	▶ Insoluble in water	HETG	FKM	ISO 15380	90221
		HEES	FKM		
	▶ Soluble in water	HEPG	FKM	ISO 15380	
Flame-resistant	▶ Containing water	HFC (Fuchs: Renolin ZAF DT 46, Renolin ZAF 46 D VW; Shell: D971; Castrol: E4-HZZ 46 Hyspin)	NBR	ISO 12922	90223

Cuadro D.10: Especificaciones técnicas de la válvula direccional seleccionada [58].

Electric		
Voltage type		Direct voltage
Available voltages (Special voltages available upon request)	V	12, 24
Voltage tolerance (nominal voltage)	%	±10
Power consumption	W	30
Duty cycle (ED)	%	100
Switching time	► ON	ms max. 60
	► OFF	ms max. 60
Maximum switching frequency	1/h	2000
Protection class according to DIN EN 60529		IP65 (with mating connector mounted and locked)
Maximum coil temperature	°C	120

Cuadro D.11: Especificaciones técnicas de la válvula direccional seleccionada [58].

D.1.4. Válvulas Secuenciales

Las válvulas secuenciales seleccionadas son las Rexroth 0T.S1.01.00.02-Z20-W160. Estas se especifican con un resorte de tipo Z20 para poder especificarla en una presión de operación de 150 bar (W150). Un resumen de las especificaciones técnicas principales puede verse en las tablas D.12 y D.13.

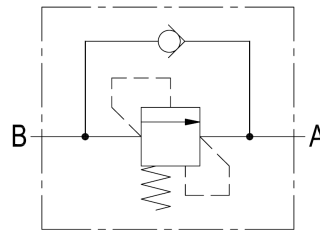


Figura D.4: Diagrama de la válvula secuencial seleccionada [62].

Pressure P max bar (psi)	Flow Q max l/min (gpm)	Weight kg (lbs)
350 (5000)	50 (13)	0.18 (0.40)

Cuadro D.12: Especificaciones técnicas de la válvula secuencial seleccionada [62].

Std. SETTING bar (psi) Q= 5 l/m				
W	Z=05	Z=10	Z=20	Z=35
01		80 (1160)	140 (2030)	210 (3045)
02	20 (290)	90 (1305)	150 (2175)	220 (3190)
03	30 (435)	100 (1450)	160 (2320)	230 (3335)
04	40 (580)	110 (1595)	170 (2465)	240 (3480)
05	50 (725)	120 (1740)	180 (2610)	250 (3625)
06	60 (870)	130 (1885)	190 (2755)	260 (3770)
07	70 (1015)		200(2900)	270 (3915)

Cuadro D.13: Especificaciones técnicas de la válvula secuencial seleccionada [62].

D.1.5. Válvula Reguladora de Presión

La válvula reguladora de presión seleccionada se trata de una Rexroth DR6DP1-5X/150YMJ3, con una presión de operación primaria máxima de operación de 315 bar y una secundaria de 210 bar, y un caudal máximo de 60 l/min. Detalles de sus especificaciones técnicas pueden verse en la figura D.14.

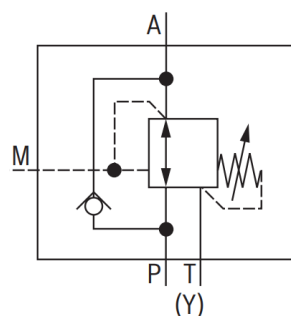


Figura D.5: Diagrama de la válvula reguladora de presión seleccionada [60].

general				
Weight	kg	ca. 1.2		
Installation position		any		
Ambient temperature range	°C	-30 ... +80 (NBR seals) -20 ... +80 (FKM seals)		
MTTF _D values according to EN ISO 13849	Years	150 ... 1200 (for more information see data sheet 08012)		
hydraulic				
Maximum operating pressure ▶ Port P	bar	315		
Maximum secondary pressure ▶ Port A	bar	25; 75; 150; 210; 315		
Maximum counter pressure ▶ Port T(Y)	bar	160		
Maximum flow	l/min	60		
Hydraulic fluid		see table below		
Hydraulic fluid temperature range	°C	-30 ... +80 (NBR seals) -20 ... +80 (FKM seals)		
Viscosity range	mm²/s	10 ... 800		
Maximum admissible degree of contamination of the hydraulic fluid, cleanliness class according to ISO 4406 (c)		class 20/18/15 ¹⁾		
Hydraulic fluid	Classification	Suitable sealing materials	Standards	Data sheet
Mineral oils	HL, HLP, HLPD, HVLP, HVLDP	NBR, FKM	DIN 51524	90220
Bio-degradable ▶ Insoluble in water	HETG	FKM	ISO 15380	90221
	HEES	FKM		
▶ Soluble in water	HEPG	FKM	ISO 15380	
Flame-resistant ▶ Water-free	HFDU (glycol base)	FKM	ISO 12922	90222
	HFDU (ester base)	FKM		
	HFDR	FKM		
▶ Containing water	HFC (Fuchs: Hydrotherm 46M, Fuchs Renosafe 500; Petrofer: Ultra Safe 620; Houghton: Safe 620; Union: Carbide HP5046)	NBR	ISO 12922	90223

Cuadro D.14: Especificaciones técnicas de la válvula reguladora de presión seleccionada [60].

D.1.6. Válvula Reguladora de Caudal

La válvula reguladora de caudal es la encargada de fijar un caudal de operación para regular la velocidad de variación de trocha. La válvula seleccionada es la Rexroth 2FRM 6A36-3X/16Q, con caudal de seteo máximo de 16 l/min, y una presión máxima de operación de 315 bar. Su diagrama y sus especificaciones técnicas pueden encontrarse en las figuras D.6 y D.15, respectivamente.

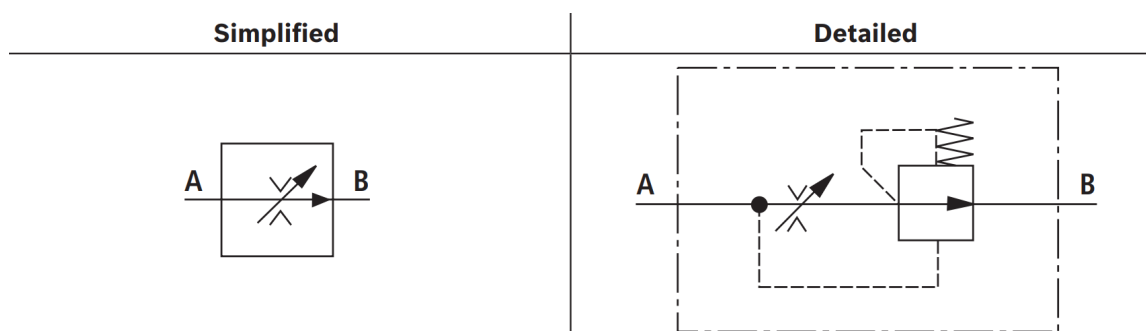


Figura D.6: Diagrama de la válvula reguladora de caudal seleccionada [57].

general												
Weight	► Version "A" and "B"		kg	Approx. 1.3								
	► Version "SB"		kg	Approx. 1.5								
Installation position			Any									
Ambient temperature range			°C	-30 ... +50 (NBR seals)								
				-20 ... +50 (FKM seals)								
hydraulic												
Maximum operating pressure (port A)			bar	315								
Pressure differential Δp with free return flow B → A			bar	See characteristic curves page 9								
Minimum pressure differential			bar	6 ... 14								
Pressure stable up to $\Delta p = 315$ bar			%	$\pm 2 (q_{V \max})$								
Maximum flow			l/min	0.2	0.6	1.5	3.0	6.0	10.0	16.0	25.0	32.0
Minimum flow	► up to 100 bar		cm³/min	15	15	15	15	25	50	70	100	250
	► up to 315 bar		cm³/min	25	25	25	25	25	50	70	100	250
Hydraulic fluid			See table below									
Hydraulic fluid temperature range			°C	-30 ... +80 (NBR seals)								
				-20 ... +80 (FKM seals)								
Viscosity range			mm²/s	10 ... 800								
Maximum permitted degree of contamination of the hydraulic fluid - cleanliness class according to ISO 4406 (c)			Class 20/18/15 ¹⁾									
Hydraulic fluid			Classification			Suitable sealing materials		Standards		Data sheet		
Mineral oils			HL, HLP			NBR, FKM		DIN 51524		90220		
Bio-degradable	► insoluble in water		HETG			FKM		ISO 15380		90221		
			HEES			FKM						
	► soluble in water		HEPG			FKM		ISO 15380				
Flame-resistant	► water-free		HFDU			FKM		ISO 12922		90222		
	► containing water		HFC (Fuchs Hydrotherm 46M, Petrofer Ultra Safe 620)			NBR		ISO 12922		90223		

Cuadro D.15: Especificaciones técnicas de la válvula reguladora de caudal seleccionada [57].

D.1.7. Divisor de Caudal

El divisor de caudal seleccionado se trata de un Rexroth ON.07K0400021600. El caudal de trabajo se encuentra entre 9 y 24 l/min, y sus especificaciones técnicas principales pueden encontrarse en las figuras D.16 y D.17.

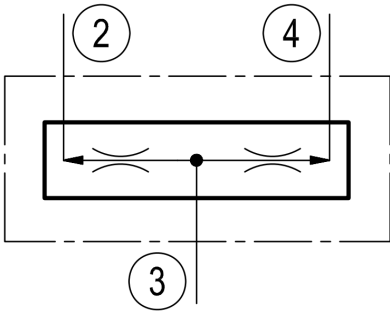


Figura D.7: Diagrama del divisor de caudal seleccionado [59].

Max operating pressure for steel body:	350 bar	(5000 psi)
Max operating pressure for aluminium body:	210 bar	(3000 psi)

Cuadro D.16: Diagrama del divisor de caudal seleccionado [59].

Z	RANGE OF RATED TOTAL FLOW				
	SIZE 08	SIZE 10	SIZE 12	SIZE 16	SIZE 20
	l/min (gpm)	l/min (gpm)	l/min (gpm)	l/min (gpm)	l/min (gpm)
02		1-3 (0.26-0.79)			
04		2-6 (0.53-1.59)		15-44 (3.96-11.63)	
06				22-66 (5.81-17.44)	
08		5-13 (1.32-3.44)			
09				30-88 (7.93-23.25)	
13				44-132 (11.63-34.88)	
16		9-24 (2.38-6.34)		55-165 (14.53-43.59)	
25		14-37 (3.70-9.78)			
30		16-44 (4.23-11.63)			
40		20-54 (5.28-14.27)			

Cuadro D.17: Especificaciones técnicas del divisor de caudal seleccionado [59].

D.2. Transductor de Cable WayCon SX50-MR625-1R-SA12-S2-M4-IP67-ICP-HG

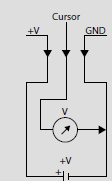
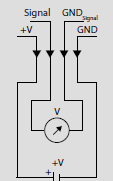
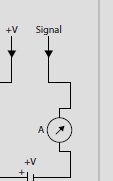
El sensor seleccionado se trata de un transductor de cable de la marca WayCon. Este cuenta con un rango de 625 mm, con extremo de cable roscado, una protección IP 67, protección extra ante la corrosión, y fuerza de retracción aumentada. Las especificaciones del sensor seleccionado pueden verse en las tablas D.18 a D.21.

TECHNICAL DATA ANALOG OUTPUT															
Measurement range MR ¹⁾	[mm]	50	75	100	125	150	225	250	300	375	500	625	750	1000	1250
Linearity	[%]	±0.5				±0.15						±0.1			
Improved linearity (optional)	[%]	-				±0.1						±0.05			
Improved linearity (optional) ²⁾	[%]	±0.1				-									
Resolution		see output types below													
Sensor element		Hybrid Potentiometer													
Connection		connector output M12 axial or cable output axial (TPE cable)													
Protection class		IP65, optional IP67													
Humidity		max. 90 % relative, no condensation													
Temperature		see output types below													
Mechanical data		extraction force, max. velocity and max. acceleration see „Mechanical Data“													
Housing		aluminium, anodised, spring case PA6													
Draw wire		MR 50, 150, 250 mm: stainless steel V2A with synthetic coating Ø 0.6 mm / all others: stainless steel V2A Ø 0.5 mm													
Weight	[g]	300 to 500, depending on the measurement range													

¹⁾ other ranges on request

²⁾ special version with unprotected potentiometer, protection class IP40 (please contact the WayCon sales team)

Cuadro D.18: Especificaciones técnicas del sensor seleccionado [79].

ELECTRICAL DATA ANALOG OUTPUT									
Output type	Potentiometer			Voltage ¹⁾				Current	Voltage (teachable)
Order Code	1R	5R ²⁾	10R ²⁾	4,5V	5V	55V	10V	420A	5VT 10VT
Output	1 kΩ	5 kΩ	10 kΩ	0.5...4.5 V	0...5 V	-5...+5 V	0...10 V	4...20 mA	0...5 V 0...10 V
Supply	max. 30 V			8...30 VDC		12...30 VDC		12...30 VDC ³⁾	8...35 VDC
Recommended cursor current	<1 μA								
Current consumption max.	-			max. 25 mA (no load)					
Power consumption max.				-					max. 200 mW
Output current	-			max. 10 mA, min. load 10 kΩ				max. 50 mA in case of error ⁴⁾	max. 10 mA, min. load 1 kΩ
Dynamics	-			<3 ms from 0...100 % and 100...0 %				<1 ms from 0...100 % and 100...0 %	1 ms
Resolution				theoretically unlimited, limited by the noise					1 mV
Noise	depends on the quality of the power supply			0.5 mV _{eff}				1.6 μA _{eff}	2 mV _{eff}
Inverse-polarity protection	-			yes					-
Short-circuit proof	-			yes				-	yes
Operating temperature	-20...+85 °C / optional: -40...+85 °C or -20...+120 °C			-20...+85 °C / optional: -40...+85 °C					
Temperature coefficient	±0.0025 %/K			0.0037 %/K				0.0079 %/K	0.0016 %/K
EMC	-			according to EN 61326-1:2013					
Circuit									

¹⁾ Galvanically isolated

²⁾ only for measurement ranges 250 mm or ≥500 mm

³⁾ Load: 250 Ω (max. 500 Ω)

⁴⁾ Load max. 0.5 kΩ

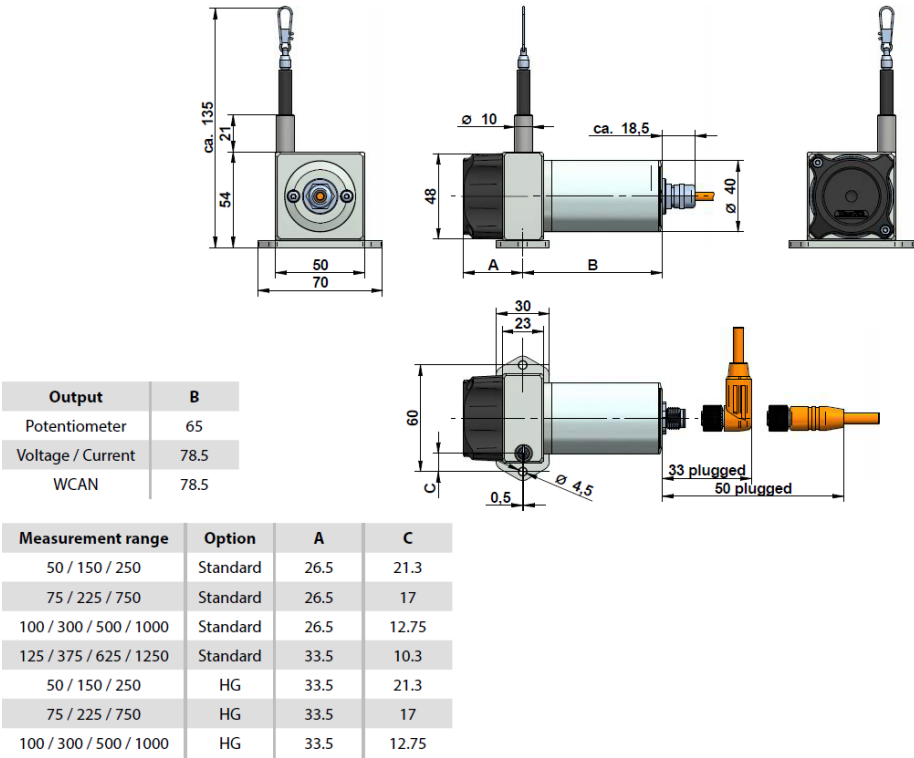
MFL = multi-functional line

Cuadro D.19: Especificaciones eléctricas del sensor seleccionado [79].

MECHANICAL DATA							
Measurement range [mm]	Extraction force		Speed ¹⁾ V_{max} [m/s]	Acceleration ¹⁾ a_{max} [m/s ²]	Extraction force: Option HG		Acceleration: Option HG a_{max} [m/s ²]
	F_{min} [N]	F_{max} [N]			F_{min} [N]	F_{max} [N]	
50	5.8	6.2	8	200	13.2	13.7	400
75	3.6	3.8	8	200	7.3	7.9	400
100	3.4	3.6	8	200	5.9	6.4	400
125	4.2	4.4	10	300	-		
150	6	6.8	8	200	13.2	13.7	400
225	4.2	4.4	8	200	7.3	8.3	400
250	5	6.4	8	200	13.2	13.7	400
300	2.8	3.2	8	200	5.9	6.7	400
375	4	4.4	10	300	-		
500	3	3.6	8	200	5.9	6.9	400
625	4.4	5.2	10	300	-		
750	3.2	4.4	8	200	7.3	9.8	400
1000	2.8	3.4	8	200	5.9	7.9	400
1250	4.6	5.6	10	300	-		

¹⁾ reduced to 60 % with option IP67

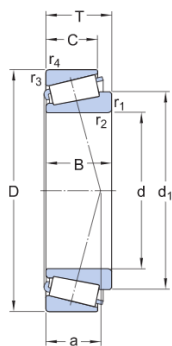
Cuadro D.20: Especificaciones Mecánicas del sensor seleccionado [79].



Cuadro D.21: Dimensiones del sensor seleccionado [79].

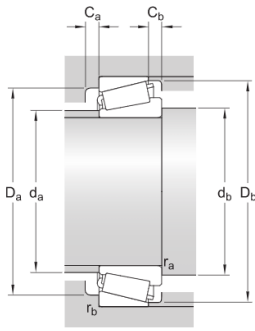
D.3. Rodamientos SKF 32930

Se seleccionaron rodamientos de rodillos cónicos de una hilera de la marca SKF, código 32930. Los mismos cuentan con las dimensiones especificadas en la tabla D.22. Por otro lado, las dimensiones de los resaltes pueden observarse en la tabla D.23, y sus datos de cálculo en la tabla D.24.



DIMENSIONES		
d	150 mm	Diámetro del agujero
D	210 mm	Diámetro exterior
T	38 mm	Ancho total del rodamiento
d ₁	≈ 177.8 mm	Diámetro del reborde del aro interior
B	38 mm	Ancho del aro interior
C	30 mm	Ancho del aro exterior
r _{1,2}	min. 2.5 mm	Radio angular del aro interior
r _{3,4}	min. 2 mm	Radio angular del aro exterior
a	35.8 mm	Distancia del punto de presión

Cuadro D.22: Dimensiones de los rodamientos seleccionados [1].



DIMENSIONES DE LOS RESALTES

d_a	max. 163 mm	Diámetro del resalte del eje
d_b	min. 163.5 mm	Diámetro del resalte del eje
D_a	min. 194 mm	Diámetro del resalte del soporte
D_a	max. 198.5 mm	Diámetro del resalte del soporte
D_b	min. 202 mm	Diámetro del resalte del soporte
C_a	min. 7 mm	Resalte del soporte y el espacio axial en la cara lateral más grande/a ambos lados del aro exterior
C_b	min. 8 mm	Resalte del soporte y el espacio axial en la cara lateral pequeña/a ambos lados del aro exterior
r_a	max. 2.5 mm	Radio de acuerdo
r_b	max. 2 mm	Radio de acuerdo

Cuadro D.23: Dimensiones de los resaltes de los rodamientos seleccionados [1].

DATOS DEL CÁLCULO

Capacidad de carga dinámica básica	C	346 kN
Capacidad de carga estática básica	C_0	530 kN
Carga límite de fatiga	P_u	52 kN
Velocidad de referencia		2 200 r/min
Velocidad límite		2 800 r/min
Factor de cálculo	e	0.33
Factor de cálculo	γ	1.8
Factor de cálculo	γ_0	1

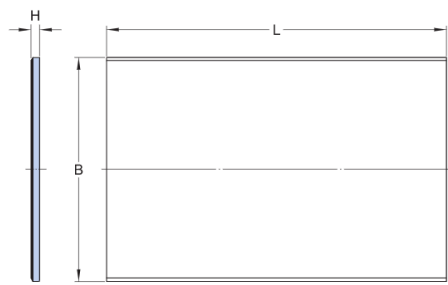
Cuadro D.24: Datos de cálculo de los rodamientos seleccionados [1].

D.4. Láminas SKF PCMS 1005001.0 M

Para la guía, se seleccionan láminas SKF PCMS 1005001.0 M, que son de material compuesto de POM. Estas láminas cuentan con alvéolos en la superficie deslizante, que sirven como depósitos de grasa y deben llenarse con grasa antes de la instalación, y causa que estas láminas resulten adecuadas para aplicaciones que requieren un mantenimiento mínimo en condiciones de funcionamiento difíciles, por ejemplo, en entornos contaminados donde no se puede suministrar lubricante de manera continua o con frecuencia. A pesar de su diseño compacto, las láminas de material compuesto de POM pueden soportar cargas pesadas y son menos sensibles a la desalineación. Son adecuadas para movimientos giratorios u oscilantes lentos.

Las láminas constan de una base de chapa de acero sobre la que se sinteriza una gruesa capa de 0,2 a 0,4 mm de estaño/bronce. La característica principal de estas láminas es su capa de recubrimiento relativamente gruesa (0,3 mm) de resina acetálica (POM: polioximetileno) con aditivos. Esta capa de recubrimiento presenta alvéolos para retener la grasa y está firmemente unida a la capa sinterizada de estaño/bronce.

En las tablas a continuación, se presentan sus características dimensionales estándar y sus datos de cálculo.



DIMENSIONES

B	100 mm	Ancho
L	500 mm	Longitud
H	1 mm	Espesor

Cuadro D.25: Dimensiones estándar de las láminas seleccionadas [52].

DATOS DEL CÁLCULO

Factor de carga dinámica específica	K	120 N/mm²
Factor de carga estática específica	K ₀	250 N/mm²
Velocidad admisible de deslizamiento	v	min. 0 m/s
Velocidad admisible de deslizamiento	v	max. 2.5 m/s
Coefficiente de fricción	μ	min. 0.02
Coefficiente de fricción	μ	max. 0.2

Cuadro D.26: Datos de cálculo de las láminas seleccionadas [52].

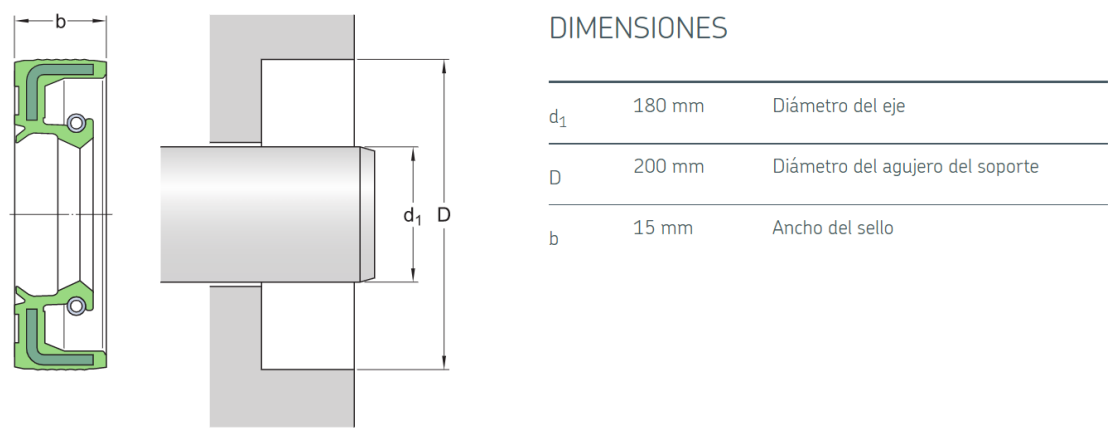
D.5. Retenes

Se seleccionan los retenes de la marca SKF 230X260X15 HMSA10 V y 180X200X15 HMSA10 V, para el sellado entre la maza y el cilindro de empuje y el cilindro de empuje y la tapa interna, respectivamente. La utilización de estos sellos es la de proteger al interior de la maza de los contaminantes externos, y de evitar el escape indeseado de grasa

Reconociendo las condiciones adversas en las que se encuentra implementado el sistema diseñado, y la importancia que tiene tanto la exclusión de los contaminantes, como la retención de grasa, se selecciona un sello de tipo HMSA 10 V, que incorpora un labio extra para asegurar la protección. El material seleccionado para ambos sellos, por otro lado, es el FKM, cuyas características pueden verse en el apéndice E. En las tablas a continuación, pueden verse las especificaciones técnicas de los sellos seleccionados.

Tipo de diámetro exterior	Rubber metal reinforced
Material del labio	Caucho fluorado (FKM)
Diseño de los sellos	HMSA10
Cumplimiento con el estándar	ISO 6194, DIN 3760

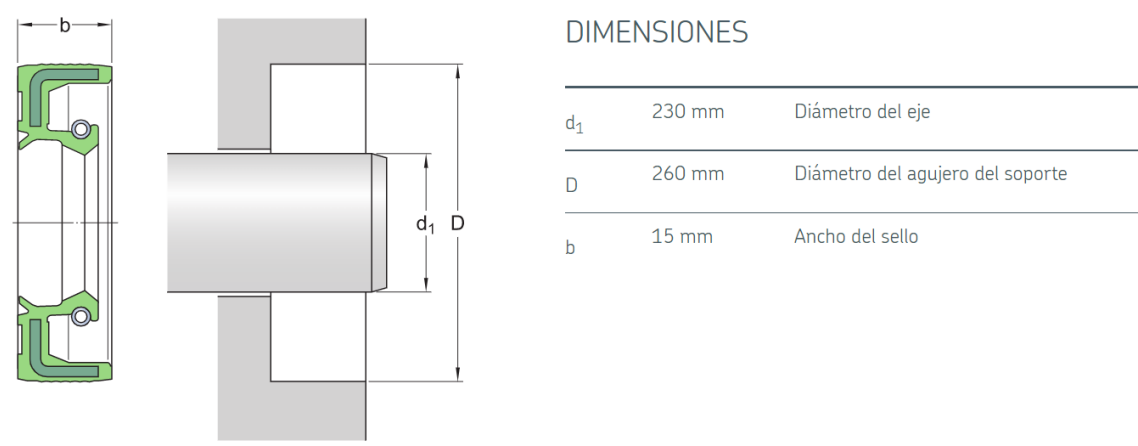
Cuadro D.27: Especificaciones de los retenes seleccionados [70].



Cuadro D.28: Dimensiones del retén SKF 180X200X15 HMSA10 V [70].

Temperatura de funcionamiento	min. -20 °C
Temperatura de funcionamiento	max. 200 °C
Temperatura de funcionamiento admisible, períodos breves	max. 200 °C
Velocidad del eje	max. 4 020 r/min
Velocidad de la superficie del eje	max. 37.98 m/s
Diferencial de presión	0.03 N/mm²

Cuadro D.29: Aplicación y condiciones de funcionamiento del retén SKF 180X200X15 HMSA10 V [70].



Cuadro D.30: Dimensiones del retén SKF 230X260X15 HMSA10 V [70].

Temperatura de funcionamiento	min. -20 °C
Temperatura de funcionamiento	max. 200 °C
Temperatura de funcionamiento admisible, períodos breves	max. 200 °C
Velocidad del eje	max. 3 180 r/min
Velocidad de la superficie del eje	max. 37.99 m/s
Diferencial de presión	0.03 N/mm²

Cuadro D.31: Aplicación y condiciones de funcionamiento del retén SKF 230X260X15 HMSA10 V [70].

D.6. Tornillos

D.6.1. Propiedades Mecánicas de Tornillos

Características mecánicas		Clases de calidad										
		3.6	4.6	4.8	5.6	5.8	6.8	8.8 ¹⁾		9.8 ³⁾	10.9	12.9
								d<16 mm.	d>16 mm. ²⁾			
Resistencia a la tracción R_m ⁴⁾ N/mm ²	nom.	300	400	400	500	500	600	800	800	900	1000	1200
	mín.	330	400	420	500	520	600	800	830	900	1040	1220
Dureza Vickers HV F ≥ 98N	mín.	95	120	130	155	160	190	250	255	290	320	385
	máx.	250	250	250	250	250	250	320	335	360	380	435
Dureza Brinell HB F = 30 D ²	mín.	90	114	124	147	152	181	238	242	276	304	366
	máx.	238	238	238	238	238	238	304	318	342	361	414
Dureza Rockwell	mín.	HRB	52	67	71	79	82	89	-	-	-	-
		HRC	-	-	-	-	-	-	22	23	28	39
HR	máx.	HRB	99,5	99,5	99,5	99,5	99,5	99,5	-	-	-	-
		HRC	-	-	-	-	-	-	32	34	37	44
Dureza superf. HV 0,3	máx.	-	-	-	-	-	-	5)	5)	5)	5)	5)
Límite inferior de fluencia R_{eL} ⁶⁾ N/mm ²	nom.	180	240	320	300	400	480	-	-	-	-	-
	mín.	190	240	340	300	420	480	-	-	-	-	-
Límite convencional de elasticidad R_p 0,2 N/mm ²	nom.	-	-	-	-	-	-	640	640	720	900	1080
	mín.	-	-	-	-	-	-	640	660	720	940	1100
Esfuerzo bajo carga de prueba Sp	Sp/R_{eL} o Sp/R_p 0,2	0,94	0,94	0,91	0,93	0,90	0,92	0,91	0,91	0,90	0,88	0,88
	N/mm ²	180	225	310	280	380	440	580	600	650	830	970
Alargamiento después de la ruptura A5%	mín.	25	22	14	20	10	8	12	12	10	9	8
Resistencia a la tracción bajo carga de cuña	mín.	Los valores para tornillos y bulones enteros (no los espárragos) deben ser iguales a los valores mínimos de resistencia a la tracción indicados anteriormente.										
Resiliencia		-	-	-	25	-	-	30	30	25	20	15
Solidez de la cabeza		No hay rotura										
Altura mínima de la zona de rosca no descarburada, E		-	-	-	-	-	-	1/2H ₁	1/2H ₁	1/2H ₁	2/3H ₁	3/4H ₁
Profundidad máx. de descarburación, G		-	-	-	-	-	-	0,015	0,015	0,015	0,015	0,015

Cuadro D.32: Propiedades mecánicas de los tornillos según el grado [72].

D.6.2. Tornillos de Cabeza Hexagonal DIN 933

MÉTRICA		M6	M8	M10	M12	M14	M16	M18	M20
s: distancia entre caras	[mm]	10	13	17	19	22	24	27	30
k: espesor cabeza	[mm]	4	5,3	6,4	7,5	8,8	10	11,5	12,5
e: distancia entre vértices	[mm]	10,89	14,20	18,72	20,88	23,91	26,17	29,56	32,95
Llave de instalación		10	13	17	19	22	24	27	30

Cuadro D.33: Especificaciones de los tornillos de cabeza hexagonal según la norma DIN 933 [74].

D.6.3. Tornillos Allen DIN 912

MÉTRICA		M4	M5	M6	M8	M10
Ødk: diámetro de la cabeza	[mm]	7	8,5	10	13	16
s: distancia entre caras de la huella	[mm]	3	4	5	6	8
k: espesor cabeza	[mm]	4	5	6	8	8
Llave de Instalación		Allen 3	Allen 4	Allen 5	Allen 6	Allen 7

Cuadro D.34: Especificaciones de los tornillos Allen según la norma DIN 912 [74].

D.6.4. Tornillos Allen de Cabeza Avellanada DIN 7991

D	M3 (x0,50)	M4 (x0,70)	M5 (x0,80)	M6 (x1,00)	M8 (x1,25)	M10 (x1,50)	M12 (x1,75)	M16 (x2,00)	
D1 (max.)	6,72	8,96	11,20	13,44	17,92	22,40	22,88	33,60	
D2 (max.)	3,5	4,7	5,9	7	9,2	11,6	13,8	18	
K (max.)	1,86	2,48	3,10	3,72	4,96	6,20	7,44	8,80	
S nom.	2	2,5	3	4	5	6	8	10	
L1* (min.)	18	20	22	24	28	32	36	44	
	1,85	3,4	6,9	12	28	56	99	246	
L	 6	 8	 8	 10	 12	 15	 20	 30	
	 8	 10	 10	 12	 15	 16	 25	 35	
	 10	 12	 12	 15	 16	 20	 30	 40	
	 12	 15	 15	 16	 20	 25	 35	 45	
	 15	 16	 16	 20	 25	 30	 40	 50	
	 16	 18	 20	 25	 30	 35	 45	 55	
	 20	 20	 25	 30	 35	 40	 50	 60	
	 25	 25	 30	 35	 40	 45	 55	 70	
	 30	 30	 35	 40	 45	 50	 60		
			 35	 40	 45	 50	 55	 70	
			 40	 45	 50	 55	 60	 80	
				 50	 60	 60	 70	 90	
						 70	 80	 100	
						 90			
						 100			

Cuadro D.35: Especificaciones de los tornillos allen de cabeza avellanada según la norma DIN 7991 [73].

D.6.5. Tornillos de Cabeza Tanque DIN 7045

dk	3,2	4,0	5,0	6,0	8,0	10,0	12,0	16,0
k	1,3	1,6	2,0	2,4	3,1	3,8	4,6	6,0
v	0,8	1,1	1,3	1,6	2,0	2,5	3,0	3,7
a	0,7	0,8	0,9	1,0	1,4	1,6	2,0	2,5
rf	3	4	5	6	8	10	12	16
b min.	15	16	18	19	22	25	28	34
Z	Z 0	Z 1	Z 1	Z 1	Z 2	Z 2	Z 3	Z 4
Long. / Ø	M1,6	M2	M2,5	M3	M4	M5	M6	M8
3	▲●	▲●	▲●					
4	▲●	▲●	▲●	▲●	▲●			
5	▲●	▲●	▲●	▲●	▲●			
6	▲●	▲●	▲●	▲●	▲●	▲●		
8	▲●	▲●	▲●	▲●	▲●	▲●	▲●	
10	▲●	▲●	▲●	▲●	▲●	▲●	▲●	▲●
12	▲●	▲●	▲●	▲●	▲●	▲●	▲●	▲●
14	▲●	▲●	▲●	▲●	▲●	▲●	▲●	▲●
16	▲●	▲●	▲●	▲●	▲●	▲●	▲●	▲●
18	▲●	▲●	▲●	▲●	▲●	▲●	▲●	▲●
20		▲●	▲●	▲●	▲●	▲●	▲●	▲●
22			▲●	▲●	▲●	▲●	▲●	▲●
25			▲●	▲●	▲●	▲●	▲●	▲●
28			▲●	▲●	▲●	▲●	▲●	▲●
30			▲●	▲●	▲●	▲●	▲●	▲●
35				▲●	▲●	▲●	▲●	▲●
40				▲●	▲●	▲●	▲●	▲●
45				▲●	▲●	▲●	▲●	▲●
50				▲●	▲●	▲●	▲●	▲●
55				▲●	▲●	▲●	▲●	▲●
60				▲●	▲●	▲●	▲●	▲●
65					▲●	▲●	▲●	▲●
70					▲●	▲●	▲●	▲●
75					▲●	▲●	▲●	▲●
80					▲●	▲●	▲●	▲●
90					▲●	▲●	▲●	▲●
100					▲●	▲●	▲●	▲●

Cuadro D.36: Especificaciones de los tornillos de cabeza tanque según la norma DIN 7045 [20].

D.6.6. Tornillo Prisionero DIN 913

D	M3 (x0,50)	M4 (x0,70)	M5 (x0,80)	M6 (x1,00)	M8 (x1,25)	M10 (x1,50)	M12 (x1,75)
D1 (min)	1,75	2,25	3,2	3,7	5,2	6,64	8,14
D1 (max)	2	2,5	3,5	4	5,5	7,0	8,5
S	1,5	2	2,5	3	4	5	6
	1	2,1	4,7	7,7	17,8	35	55
L	 3	 4	 5	 6	 8	 10	 12
	 4	 5	 6	 8	 10	 12	 16
	 5	 6	 8	 10	 12	 16	 20
	 6	 8	 10	 12	 16	 20	 25
	 8	 10	 12	 16	 20	 25	 30
	 10	 12	 16	 20	 25	 30	 35
	 12		 20	 25	 30	 40	 40
			 25	 30	 35		
				 40			

Cuadro D.37: Especificaciones de los tornillos prisioneros según la norma DIN 913 [49].

D.7. Arandelas

	d	D	s	Estuchado
M 4	4,3	9	0,8	1000
M 5	5,3	10	1	1000
M 6	6,4	12	1,6	500
M 7	7,4	14	1,6	500
M 8	8,4	16	1,6	500
M 10	10,5	20	2	500
M 12	13	24	2,5	200
M 13	13,5	24	2,5	200
M 14	15	28	2,5	200
M 16	17	30	3	100
M 18	19	34	3	100
M 20	21	37	3	100
M 22	23	39	3	100
M 24	25	44	4	50
M 26	27	50	4	50

Cuadro D.38: Especificaciones de arandelas según la norma DIN 125 [5].

D.8. Planchuelas

Ancho a		Espesor e								
pulg.	mm	1/8" 3.2 mm	3/16" 4.8 mm	1/4" 6.4 mm	5/16" 7.9 mm	3/8" 9.5 mm	1/2" 12.7 mm	5/8" 15.9 mm	3/4" 19.0 mm	1" 25.4 mm
1/2	12,7	0,32	0,48	0,64						
5/8	15,9	0,40	0,60	0,79						
3/4	19,0	0,48	0,72	0,95	1,18	1,42				
7/8	22,2	0,56	0,84	1,12	1,38					
1	25,4	0,64	0,96	1,28	1,58	1,89	2,53			
1 1/4	31,8	0,80	1,20	1,60	1,97	2,37	3,17			
1 1/2	38,1	0,96	1,44	1,91	2,36	2,84	3,80			
1 3/4	44,5	1,12	1,68	2,24	2,76	3,32	4,44			
2	50,8	1,28	1,91	2,55	3,15	3,79	5,06	6,34	7,58	
2 1/4	57,2	1,44	2,16	2,87	3,55					
2 1/2	63,5	1,60	2,39	3,19	3,97	4,74	6,33	7,93	9,52	12,66
3	76,2	1,91	2,87	3,83	4,73	5,68	7,60	9,51	11,37	15,19
3 1/2	88,9	2,23	3,35	4,47	5,51					
4	101,6	2,55	3,83	5,10	6,30	7,58	10,13	12,68	15,15	20,26
5	127,0	3,19	4,79	6,38	7,88	9,47	12,66	15,85	18,94	25,32
6	152,4	3,82	5,73	7,64	9,45	11,37	15,19	19,02	22,73	30,39

Los valores de la tabla indican peso por unidad de longitud: kg/m.

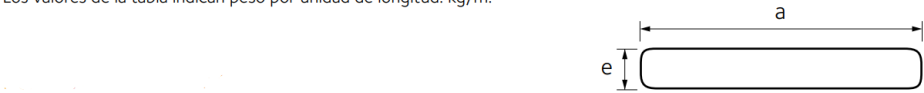
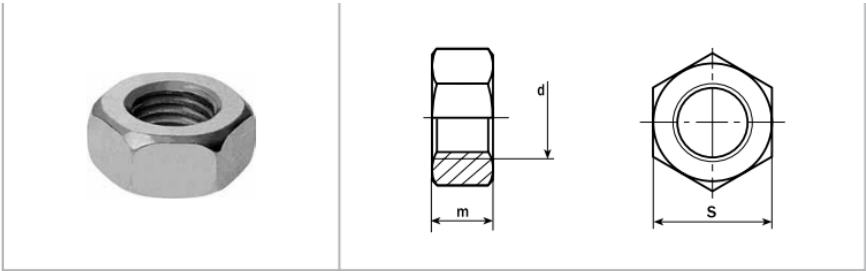


Figura D.8: Planchuelas laminadas ofrecidas por Acindar [50]

D.9. Tuercas



Hexagon nuts
Ecrous hexagonaux

Tuercas hexagonales

d	M3	M4	M5	M6	M7	M8	M10	M12	M14
P	0,5	0,7	0,8	1	1	1,25	1,5	1,75	2
m	2,4	3,2	4	5	5,5	6,5	8	10	11
s	5,5	7	8	10	11	13	17/16*	19/18*	22/21*
Peso/Weight 1000 ud. kg									
	0,384	0,810	1,230	2,500	3,120	5,200	11,60	17,30	25,00

d	M16	M18	M20	M22	M24	M27	M30	M33	M36
P	2	2,5	2,5	2,5	3	3	3,5	3,5	4
m	13	15	16	18	19	22	24	26	29
s	24	27	30	32/34*	36	41	46	50	55
Peso/Weight 1000 ud. kg									
	33,30	49,40	64,40	79,00	110,00	165,00	223,00	288,00	393,00

Figura D.9: Especificaciones de tuercas según la norma DIN 934 [77]

D.10. Chavetas

Se seleccionó una chaveta de caras paralelas de 28x16x150 mm, según la norma DIN 6880 - B para la transmisión del torque del eje al cubo de la maza. El montaje de la misma se considera con apriete en el cubo y un juego en el eje.

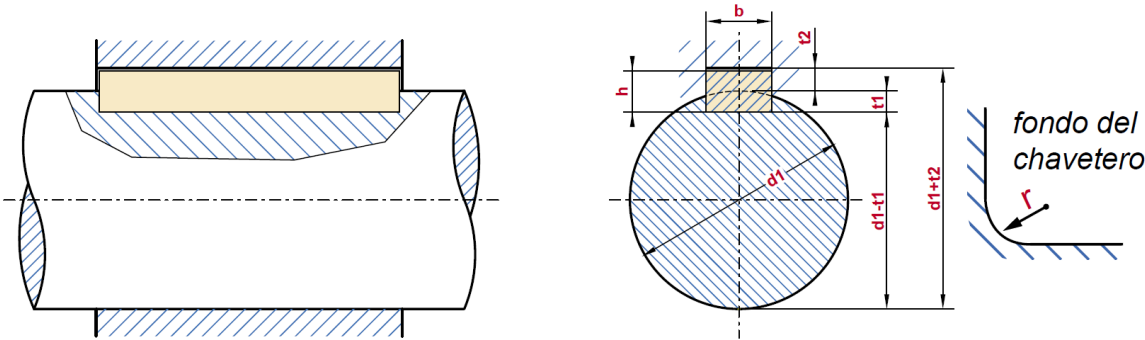
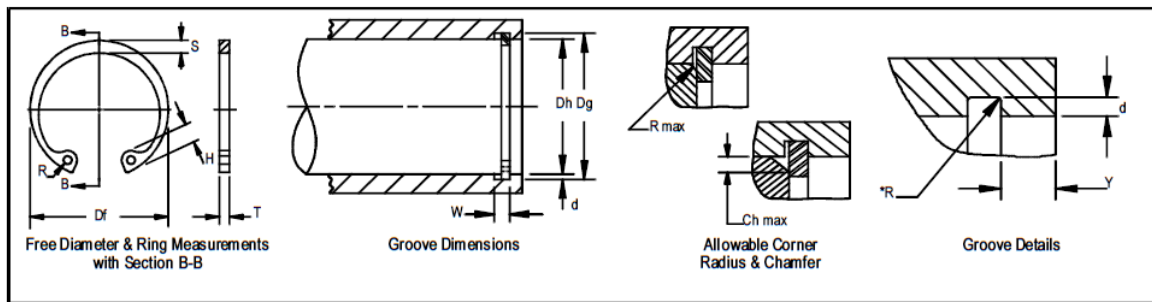


Figura D.10: Diagrama del conjunto eje-maza-chaveta [50]

Sección de la lengüeta de ajuste (acero para chavetas DIN 6880)			Anchura b		28		32		36		40		45		50		56		63		70		80		90		100											
Altura h			10		16		11		18		12		20		14		22		16		25		18		28		32		32		36		40		45		50	
Para diámetro del eje d1 3)			más de		95		110		130		150		170		200		230		260		290		330		380		440		500		500		500		500			
			hasta		110		130		150		170		200		230		260		290		330		380		440		500		500		500		500		500			
Chavetero del eje	Anchura b 4)	asiento	Máxima		27,798		31,974		35,974		39,974		44,974		49,974		55,968		62,968		69,968		79,968		89,963		99,963		99,963		99,963		99,963		99,963			
		fijo P9	Mínima		27,925		31,912		35,912		39,912		44,912		49,912		55,894		62,894		69,894		79,894		89,976		99,875		99,875		99,875		99,875		99,875			
		asiento	Máxima		28,000		32,000		36,000		40,000		45,000		50,000		56,000		63,000		70,000		80,000		90,000		100,000		100,000		100,000		100,000		100,000			
		ligero N9	Mínima		27,498		31,938		35,938		39,938		44,938		49,938		55,926		62,926		69,926		79,926		89,913		99,913		99,913		99,913		99,913		99,913			
	Profundi- dad t1 5)	con juego en el lomo o aprieto	Máxima		6,9	9,9	7,6	11,1	8,3	12,3	9,5	13,5	10,8	15,3	12,0	17,0	19,3	19,6	22,0	24,6	27,5	30,4																
		dif. adm.			+0,2		+0,2	+0,3	+0,2	+0,3	+0,2	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3			
Chavetero del cubo	Anchura b 4)	asiento	Máxima		27,978		31,974		35,974		39,974		44,974		49,974		55,968		62,968		69,968		79,968		89,963		99,963		99,963		99,963		99,963		99,963			
		fijo P9	Mínima		27,296		31,912		35,912		39,912		44,912		49,912		55,894		62,894		69,894		79,894		89,876		99,876		99,876		99,876		99,876		99,876			
		asiento	Máxima		28,026		32,031		36,031		40,031		45,031		50,031		56,037		63,037		70,037		80,037		90,043		100,043		100,043		100,043		100,043		100,043			
		ligero N9	Mínima		27,974		31,969		35,969		39,969		44,969		49,969		55,963		62,963		69,963		79,963		89,95		99,956		99,956		99,956		99,956		99,956			
	Profundi- dad t2 5)	con juego en el lomo	Máxima		3,1	6,1	3,4	6,9	3,7	7,7	4,5	8,5	5,2	9,7	6,0	11,0	12,7	12,4	14,0	15,4	17,5	19,6																
		dif. adm.			+0,2		+0,2		+0,2		+0,2		+0,2	+0,3	+0,2	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3	+0,3				
Chavetero del cubo	Profundi- dad t2 5)	con aprieto	Máxima		2,6	5,6	2,9	6,3	3,2	7,1	4,0	7,9	4,6	9,1	5,4	10,4	12,1	11,8	13,4	14,8	16,9	19,0																
		dif. adm.			-0,1	-0,2	-0,1	-0,2	-0,2	-0,2	-0,2	-0,3	-0,3	-0,2	-0,3	-0,3	-0,3	-0,3	-0,3	-0,3	-0,3	-0,3	-0,3	-0,3	-0,3	-0,3	-0,3	-0,3	-0,3	-0,3	-0,3	-0,3	-0,3	-0,3				
Redondeado del fondo del chavetero	r	Máxima		0,6	1,0	0,6	1,0	0,6	1,0	0,6	1,0	1,0	1,6	1,0	1,6	1,6	1,6	2,5	2,5	2,5	2,5																	
		dif. adm.		-0,2	-0,3	-0,2	-0,3	-0,2	-0,3	-0,2	-0,3	-0,3	-0,5	-0,3	-0,5	-0,5	-0,5	-0,5	-0,5	-0,5	-0,5	-0,5	-0,5	-0,5	-0,5	-0,5	-0,5	-0,5	-0,5	-0,5	-0,5	-0,5	-0,5	-0,5				

Figura D.11: Especificaciones del conjunto eje-maza-chaveta [50].

D.11. Aros Seeger



Ring No.	HOUSING		GROOVE SIZE			RINGS SIZE & WEIGHT										SUPPLEMENTARY DATA				
	Dia. (mm)	DIAMETER	WIDTH	DEPTH	THICKNESS	FREE DIAMETER		LUG HT.	MAX. SEC.	HOLE DIA.	WEIGHT	EDGE MARGIN	THRUST LOAD Ring	THRUST LOAD Groove	Allowable Rad/ Cham.	Max. load w/ R/Ch	Pr	Pg	R/Ch Max.	Pr
						Df	Tol.													
DHO-145	145	149.0		4.15	2.00	4.00		152.0		11.4	10.9	4.0	93.00	6.0	336	153.0	3.0	65.0		65.0
DHO-147	147	151.0		4.15	2.00	4.00		155.0		11.8	11.1	4.0	100.0	6.0	336	156.0	3.0	65.0		65.0
DHO-148	148	152.0		4.15	2.00	4.00		155.0		11.8	11.1	4.0	100.0	6.0	331	157.0	3.0	64.5		64.5
DHO-150	150	155.0		4.15	2.50	4.00		158.0		12.0	11.2	4.0	105.0	7.5	326	191.0	3.0	64.0		64.0
DHO-152	152	157.0		4.15	2.50	4.00		161.0		12.0	11.3	4.0	106.0	7.5	326	202.0	3.5	55.0		55.0
DHO-155	155	160.0		4.15	2.50	4.00		164.0		12.0	11.4	4.0	107.0	7.5	324	206.0	3.5	55.0		55.0
DHO-157	157	162.0	+0.63	4.15	2.50	4.00		167.0		12.3	11.5	4.0	109.0	7.5	328	208.0	3.5	55.5		55.5
DHO-158	158	163.0		4.15	2.50	4.00		167.0		12.3	11.5	4.0	109.0	7.5	326	210.0	3.5	55.0		55.0
DHO-160	160	165.0		4.15	2.50	4.00		169.0		13.0	11.6	4.0	110.0	7.5	321	212.0	3.5	54.5		54.5
DHO-162	162	167.0		4.15	2.50	4.00		171.5		13.0	11.7	4.0	118.0	7.5	321	215.0	3.5	54.5		54.5
DHO-165	165	170.0		4.15	2.50	4.00		174.5		13.0	11.8	4.0	125.0	7.5	319	219.0	3.5	54.0		54.0
DHO-167	167	172.0		4.15	2.50	4.00		177.5		13.5	12.1	4.0	135.0	7.5	355	221.0	3.5	60.0		60.0
DHO-168	168	173.0		4.15	2.50	4.00	-0.10	177.5		13.5	12.1	4.0	135.0	7.5	363	223.0	3.5	60.0		60.0
DHO-170	170	175.0		4.15	2.50	4.00		179.5		13.5	12.2	4.0	140.0	7.5	349	225.0	3.5	59.0		59.0
DHO-172	172	177.0		4.15	2.50	4.00		181.5		13.5	12.5	4.0	145.0	7.5	357	228.0	3.5	60.0		60.0
DHO-175	175	180.0		4.15	2.50	4.00		184.5		13.5	12.7	4.0	150.0	7.5	351	232.0	3.5	59.0		59.0
DHO-177	177	182.0		4.15	2.50	4.00		187.5		14.2	12.9	4.0	162.0	7.5	346	235.0	3.5	58.5		58.5
DHO-178	178	183.0		4.15	2.50	4.00		187.5		14.2	12.9	4.0	162.0	7.5	344	236.0	3.5	58.0		58.0
DHO-180	180	185.0		4.15	2.50	4.00		189.5		14.2	13.2	4.0	165.0	7.5	347	238.0	3.5	58.5		58.5
DHO-182	182	187.0		4.15	2.50	4.00		191.5		14.2	13.5	4.0	168.0	7.5	355	241.0	3.5	60.0		60.0
DHO-185	185	190.0		4.15	2.50	4.00		194.5		14.2	13.7	4.0	170.0	7.5	349	245.0	3.5	59.0		59.0
DHO-187	187	192.0		4.15	2.50	4.00		197.5		14.2	13.8	4.0	174.0	7.5	345	248.0	3.5	58.5		58.5
DHO-188	188	193.0		4.15	2.50	4.00		197.5		14.2	13.8	4.0	174.0	7.5	343	249.0	3.5	58.0		58.0
DHO-190	190	195.0		4.15	2.50	4.00		199.5		14.2	13.8	4.0	175.0	7.5	340	251.0	3.5	57.5		57.5
DHO-192	192	197.0		4.15	2.50	4.00		201.5		14.2	13.8	4.0	178.0	7.5	336	254.0	3.5	57.0		57.0
DHO-195	195	200.0		4.15	2.50	4.00		204.5	+1.70	14.2	13.8	4.0	183.0	7.5	330	258.0	3.5	55.5		55.5
DHO-197	197	202.0		4.15	2.50	4.00		207.5	-0.72	14.2	14.0	4.0	190.0	7.5	330	260.0	3.5	55.5		55.5
DHO-198	198	203.0		4.15	2.50	4.00		207.5		14.2	14.0	4.0	190.0	7.5	329	262.0	3.5	55.5		55.5
DHO-200	200	205.0	+0.72	4.15	2.50	4.00		209.5		14.2	14.0	4.0	195.0	7.5	325	265.0	3.5	55.0		55.0
DHO-202	202	208.0		5.15	3.00	5.00		214.0		14.2	14.0	4.0	210.0	9.0	625	321.0	4.0	92.5		92.5
DHO-205	205	211.0		5.15	3.00	5.00		217.0		14.2	14.0	4.0	225.0	9.0	616	326.0	4.0	91.5		91.5
DHO-207	207	213.0		5.15	3.00	5.00		217.0		14.2	14.0	4.0	225.0	9.0	610	329.0	4.0	90.0		90.0
DHO-208	208	214.0		5.15	3.00	5.00		222.0		14.2	14.0	4.0	270.0	9.0	607	331.0	4.0	90.0		90.0
DHO-210	210	216.0		5.15	3.00	5.00		222.0		14.2	14.0	4.0	270.0	9.0	601	333.0	4.0	89.5		89.5
DHO-212	212	218.0		5.15	3.00	5.00		222.0		14.2	14.0	4.0	270.0	9.0	596	337.0	4.0	88.5		88.5
DHO-215	215	221.0		5.15	3.00	5.00	-0.12	227.0		14.2	14.0	4.0	300.0	9.0	586	341.0	4.0	87.0		87.0
DHO-217	217	223.0		5.15	3.00	5.00		227.0		14.2	14.0	4.0	300.0	9.0	581	345.0	4.0	86.0		86.0
DHO-218	218	224.0		5.15	3.00	5.00		232.0		14.2	14.0	4.0	315.0	9.0	580	346.0	4.0	86.0		86.0
DHO-220	220	226.0		5.15	3.00	5.00		232.0		14.2	14.0	4.0	315.0	9.0	574	349.0	4.0	85.0		85.0
DHO-222	222	228.0		5.15	3.00	5.00		232.0		14.2	14.0	4.0	315.0	9.0	568	353.0	4.0	84.0		84.0
DHO-225	225	231.0		5.15	3.00	5.00		237.0		14.2	14.0	4.0	323.0	9.0	560	357.0	4.0	83.0		83.0
DHO-227	227	233.0		5.15	3.00	5.00		237.0		14.2	14.0	4.0	323.0	9.0	555	361.0	4.0	82.0		82.0
DHO-228	228	234.0		5.15	3.00	5.00		242.0		14.2	14.0	4.0	330.0	9.0	554	362.0	4.0	82.0		82.0
DHO-230	230	236.0		5.15	3.00	5.00		242.0		14.2	14.0	4.0	330.0	9.0	549	365.0	4.0	81.0		81.0

ALL DIMENSIONS IN MILLIMETERS.

*The radius "R" on the bad side must not exceed 0.1 W.

Figura D.12: Especificaciones del aro Seeger seleccionado [64].

Apéndice E

Materiales

E.1. ABS

El ABS (Acrilonitrilo-Butadieno-Estireno) es un material termoplástico de ingeniería muy utilizado, con una gran durabilidad, tenacidad, resistencia a ataques químicos y estabilidad a alta temperatura, así como también dureza. Este puede procesarse por extrusión o moldeo por inyección, y es ampliamente utilizado para impresión 3D. A continuación, se presenta una tabla con sus propiedades principales.

	Unidades	ASTM#	Rango
Densidad	g/cm ³		1,05
Resistencia a la tracción	MPa	D638	22
Coefficiente de tensión	MPa	D638	1.627
Resistencia a la flexión	MPa	D790	41
Módulo de flexión	MPa	D790	1.834
Impacto de Izod con muesca	J/m	D256	107
Impacto de Izod sin muesca	J/m	D256	214
Temperatura de deflexión del calor	°C	D648	α 0,5 MPa: 90 α 1,81 MPa: 76
Elongación a la ruptura	%		6

Cuadro E.1: Propiedades del ABS [41].

E.2. Acero SAE 1010

Al acero SAE 1010 es un acero muy dúctil y maleable, de fácil conformación en frío y muy buena soldabilidad. Este Puede ser utilizado como acero de cementación, y permite estampación en frío.

Composición Típica				
%C	%Mn	%P máx	%S máx	%Si máx
0,08-0,13	0,3-0,6	0,04	0,05	0,1

Cuadro E.2: Composición típica del acero SAE 1010 [65]

Estado	Resistencia a la Tracción [kg/mm^2]	Límite Elástico [kg/mm^2]	Dureza Brinell
Laminado en Caliente	32	18	150
Calibrado	37	30	210
Cementado, Templado y Revenido	45 - 60	40	58 HRC

Cuadro E.3: Propiedades del Acero SAE 1010 [65].

E.3. Acero SAE 1020

El acero SAE 1020 es un acero de bajo contenido de carbono, de fácil mecanizado y buena soldabilidad. Por su contenido de carbono estos aceros se utilizan para la fabricación de piezas estructurales o de maquinaria de mediana resistencia, utilizándose principalmente para partes de maquinaria que no estén sometidas a grandes esfuerzos mecánicos como ejes, eslabones para cadenas, pasadores, bujes cementados, tornillería corriente, bridas, piñones para transmisión de cadena a bajo esfuerzo, entre otras aplicaciones.

Composición Típica				
%C	%Mn	%P máx	%S máx	%Si máx
0,18-0,23	0,3-0,6	0,04	0,04	0,15-0,3

Cuadro E.4: Composición típica del acero SAE 1020 [66]

Estado	Resistencia a la Tracción [kg/mm^2]	Límite Elástico [kg/mm^2]	Dureza Brinell
Laminado en Caliente	45	20	140/180
Normalizado	50 - 60	35	150
Recocido	45 - 55	30	130/150
Calibrado	55 - 70	45	180/220
Cementado, Templado y Revenido	70 - 85	45	-

Cuadro E.5: Propiedades del Acero SAE 1020 [66].

E.4. Acero SAE 1045

El acero SAE 1045 es un acero grado ingeniería de aplicación universal que proporciona un nivel medio de resistencia mecánica y tenacidad a bajo costo con respecto a los aceros de baja aleación. Esta es ampliamente utilizado en la industria en forma

de productos forjados y estampados, entre otras. Se utiliza ampliamente en partes de máquinas que requieran dureza y tenacidad como manivelas, chavetas, pernos, bulones y engranajes, sólo por mencionar algunos.

Composición Típica				
%C	%Mn	%P máx	%S máx	%Si máx
0,43-0,50	0,6-0,9	0,04	0,05	0,2

Cuadro E.6: Composición típica del acero SAE 1045.

Estado	Resistencia a la Tracción [kg/mm^2]	Límite Elástico [kg/mm^2]	Dureza Brinell
Laminado en Caliente	66	42	140/180
Normalizado	66 - 60	42	150
Recocido	63 - 55	39	130/150

Cuadro E.7: Propiedades del Acero SAE 1045 sin tratamiento térmico de endurecimiento [66].

E.5. Acero SAE 4140

El SAE 4140 es un acero de temple en aceite de medio carbono aleado al cromo-molibdeno de buena penetración de temple y con buenas características de estabilidad en caliente hasta 400°C sin fragilidad de revenido, muy versátil y apto para esfuerzos de fatiga y torsión en secciones pequeñas y medianas. Puede ser endurecido superficialmente por temple directo (a la llama o por inducción), obteniendo durezas de 57-62 Rockwell C. Este se utiliza generalmente en estado bonificado a una resistencia a la tracción entre 900 y 1000 N/mm^2 , en las siguientes aplicaciones: engranajes, ejes, cigüeñales, cilindros de motores, bielas, rotores, arboles para turbinas a vapor, ejes traseros, herramientas forjadas y taladros, entre muchas otras.

Composición Típica						
%C	%Mn	%P máx	%S máx	%Si máx	% Cr	%Mo
0,38-0,43	0,75-1	0,035	0,04	0,4	0,8-1,1	0,15-0,25

Cuadro E.8: Composición típica del acero SAE 4140 [67].

Estado	Resistencia a la Tracción [kg/mm^2]	Límite Elástico [kg/mm^2]	Dureza Brinell
Laminado en Caliente	60 - 70	40	210/240
Calibrado	70 - 80	60	240/260
Bonificado	88 - 100	75	260/320

Cuadro E.9: Propiedades del Acero SAE 4140 [67].

E.6. Bronce Amarillo

El bronce amarillo es un bronce al manganeso de alta resistencia, conocido también como bronce marino para alta velocidad con cargas ligeras y medianas. Es resistente a la corrosión e ideal para carga alta, aplicaciones de baja velocidad que requieren una combinación de características de desgaste. Tanto su composición como sus propiedades mecánicas pueden verse en la tabla E.10. Dentro de sus aplicaciones comunes se destacan los en engranajes, tornillos sinfín, levas, guías de válvulas, ejes y bujes, sólo por mencionar algunos [43].

Composición química												
SAE	Cu	Al	Zn	Mn	Fe	Ni	Sn	Pb	Resistencia a la Tracción [kg/mm^2]	Límite Elástico [kg/mm^2]	Alargamiento [%]	Dureza Brinell
43	55-60	0,5-1,5	36-42	1,5	0,4-2	1	1	0,4	45	17	20	125
430A	60-66	3-4,9	22-28	2,5-5	02-4	1	0,2	0,2	62	31	18	150
430B	60-66	5-7,5	22-28	2,5-5	02-4	1	0,2	0,2	76	41,5	12	210

Cuadro E.10: Propiedades del bronce amarillo [48].

E.7. Caucho Fluorado (FKM)

FKM es la designación de ASTM para una clase de caucho sintético a base de carbono, fluorado, comúnmente conocido como fluoroelastómero. El FKM tiene una notable resistencia al calor, lo que permite que las juntas de FKM soporten temperaturas superiores a 200 °C. Este también cuenta con niveles extraordinarios de resistencia a altas presiones, químicos y otros fluidos, incluidos varios combustibles [21].

En la actualidad, los materiales FKM comúnmente se usan para fabricar juntas tóricas, juntas y empaquetaduras para una variedad de aplicaciones de alto rendimiento en las industrias automotriz, aeroespacial, de energía, de semiconductores y otros sectores industriales [21].

Propiedad	Unidad	Valor	Norma
Dureza	[Shore A]	70-80	ISO 7619-1 1:1
Carga de Rotura	[Mpa]	>5	ISO 37:11
Alargamiento	[%]	>150	ISO 37:11
Viscosidad Mooney ML 1+4	[°C]	70-100	ISO 289-1:07
Densidad	[g/cm ³]	1,74 - 1,82	ISO 2781:88

Cuadro E.11: Propiedades del caucho Fluorado (FKM)

E.8. Fundición ADI

La fundición ADI es una fundición gris nodular débilmente aleada, con tratamiento isotérmico de la austenita subenfriada por un tiempo determinado a la temperatura deseada de tratamiento. El potencial de usos para las fundiciones austemperadas es basto y variado, ya que son utilizadas en tractores, autos, y vehículos varios, encontrándose además presente en algunas piezas industriales como las puntas de palas y bolas de molino, entre otras aplicaciones dentro del campo de la minería. Su uso se ve favorecido debido a la baja densidad con respecto a las piezas de acero, además de su alta resistencia al impacto, su alta resistencia al desgaste, su baja deformación al tratarse térmicamente, y su relativo bajo costo, entre otras [11].

Composición Típica				
%C	%Si	%Cu	%Ni	%Mo
3,5-3,7	1,9-2,3	0,6-1	0,6-2,5	0,15-0,3

Cuadro E.12: Composición típica de la fundición ADI [8].

Tipo	Resistencia a la Tracción [kg/mm ²]	Límite Elástico [kg/mm ²]	Dureza Brinell
1	85	55	269/321
2	105	70	302/363
3	120	85	341/444
4	140	110	388/477
5	160	130	444/555

Cuadro E.13: Propiedades de la fundición ADI [11].

E.9. Fundición Nodular

Las fundiciones nodulares son aleaciones de Fe-C-Si, que contienen Mn para mejorar sus propiedades. El fósforo (P) y el azufre (S) se encuentran presentes como impurezas. Aquí, el contenido de carbono (C) es superior al de los aceros (2,5 a 4,5 %), y en la mayoría (salvo las totalmente ferríticas), el carbono se presenta simultáneamente como libre grafitico, y combinado en forma de carburos, sea en la perlita o libre.

Tabla 12											Fundiciones Ferrosas Comunes (sin alea)						
Tipo	Composicion aprox. (%)						Prop. Mecánicas				Características y aplicaciones	Norma	Soldab.	Horno de Fusión requerido			
	C	Si	Mn	P	S	Mg	RT Mpa	LE Mpa	BHN	A %							
Gris Ferrítica	3,5	2,3	0,4	0,1	0,05	-	100	-	120	-	Apta para choque térmico (lingote) y piezas de poca responsabilidad mecánica. Uso en bruto de fundición.	IRAM 629 y SAE J 431	No son soldables por métodos con vencionales. La pieza se debe precalentar y aporte con electrodos base níquel. Propenso a provocar fisuras y puntos duros.	Cubilote			
	4	3	0,8	0,25	0,15	-	120	-	140	-							
Gris Perlítica	2,8	1,6	0,6	0,12	0,15	-	200	-	180	-	Piezas para construcciones mecánicas de baja exigencia. Industria automotriz y mecánica gral. Uso en bruto de fundición.	IRAM 629 ASTM A 48		Cubilote, Inducción o Dúplex (según calidad y volumen)			
	3,5	2	1	máx.	máx.	-	280	-	250	-							
Nodular Ferrítica	3,4	2,4	0,1	0,1	0,02	0,03	380	250	140	12	Piezas de mayor responsabilidad y exigencia. Buena tenacidad y deformación, cumple con aceros fundidos, laminados, etc. Industria automotriz, metalmeccánica, etc.	ASTM A 536 IRAM 750 SAE 431		Cubilote o Inducción (según exigencia y homogeneidad de la calidad)			
	3,7	2,8	0,2	máx.	máx.	0,05	450	300	170	18							
Nodular Perlítica	3	2	0,4	0,1	0,02	0,03	600	450	200	2	Idem anterior, pero donde se exigen mayores resistencias. Existen calidades intermedias entre ésta y la anterior. Ambas se usan sin tratamiento térmico.	Idem ferrítica, dif. grados		Cubilote o Inducción (según exigencia y homogeneidad de la calidad)			
	3,5	2,5	0,8	máx.	máx.	0,05	700	500	250	4							
Vermicular	Idem Nodular pero con menor tenor de Magnesio										Propiedades mecánicas y conductibilidad térmica intermedias entre nodular y gris. Piezas resistentes a la temperatura y con cierta resistencia mecánica.			Cubilote o Inducción			
Maleable corazón negro	2,7	1									Piezas finas (30 mm máx.) para fitting o que deben ser soldables. Obtenidas por tratamiento térmico.	IRAM IAS 526		Cubilote			
Maleable Corazón blanco	3,2	0,4									Piezas muy finas (30 mm máx.) para fitting o donde la nodular necesita TT. Obtenidas por tratamiento térmico.	IRAM IAS 531	Soldable	Cubilote			
	3,5	0,8															

Cuadro E.14: Composición química y propiedades mecánicas de distintos tipos de fundiciones [9].

Este tipo de fundiciones tiene una estructura de colada que contiene partículas de grafito en forma de pequeños nódulos esferoidales en una matriz metálica dúctil, y comparte con la laminar o gris las ventajas de bajo punto de fusión, alta colabilidad, no exigir tratamiento térmico, buena maquinabilidad y bajo costo de producción; pero la ventaja mayor reside en sus propiedades mecánicas, que tienden a las del acero. Por estos motivos, ha reemplazado con éxito creciente a las fundiciones gris y maleables, aceros fundidos, hierros forjados y conjuntos laminados/soldados, permitiendo producción más simple y económica y piezas más livianas por su mayor resistencia (cuando sustituye a la gris); con amplio mercado en la industria automotriz, implementos agrícolas, máquinas herramienta, matrices, e industria metalmeccánica en general [9].

Como propiedades más importantes se destacan la tenacidad y ductilidad. La tenacidad permite conservar la forma e integridad de la pieza en servicio severos, mientras que la capacidad de deformarse plásticamente sin romperse, le confiere una seguridad adicional. La característica que se toma en cuenta para el diseño es la tensión de fluencia, valor superior a los que ofrecen la misma propiedad de las maleables y la tracción de las grises comunes.

Las propiedades dependen básicamente del tipo de matriz, y del tamaño, la forma y distribución de las esferas de grafito. Cuanto más pequeñas y perfectas sean, mejores serán las propiedades mecánicas. En cuanto a las diferentes matrices, la fundición nodular con matriz ferrítica se caracteriza por tener una resistencia a la rotura baja, poca dureza, excelente ductilidad y alargamiento, excepcional resistencia al choque, buena maquinabilidad y tenacidad, mientras que las de matriz perlítica se caracterizan por su mayor resistencia a la rotura, dureza, menor ductilidad, elevada resistencia al desgaste, tenacidad y gran templabilidad.

Grado	Resistencia a la tracción mínima [Mpa]	Tensión de alargamiento 0,2% no proporcional [Mpa]	Alargamiento porcentual de rotura mín [%]	Estructura Metalográfica	Dureza Brinell
FGE 70002	700	450	2	Perlítica	230-300
FGE 60005	600	400	5	Perlítica	210-280
FGE 50007	500	350	8	Ferrito - perlítica	170-240
FGE 42012	420	280	12	Ferrítica	150-200
FGE 38017	380	240	17	Ferrítica	140-180

Cuadro E.15: Propiedades de la fundición nodular según la norma IRAM 700 [9].

Apéndice F

Simulaciones

F.1. Simulación de la pieza “Maza 01”

La pieza simulada, se trata de la pieza denominada *Maza 01* (ver fig. F.1), la cual formará el vínculo entre el eje del tractor y la rueda. Por ende, será la encargada de transmitir el torque y soportar los esfuerzos debido al peso en el eje trasero. La simulación se configuró según se muestra en la fig. F.2.

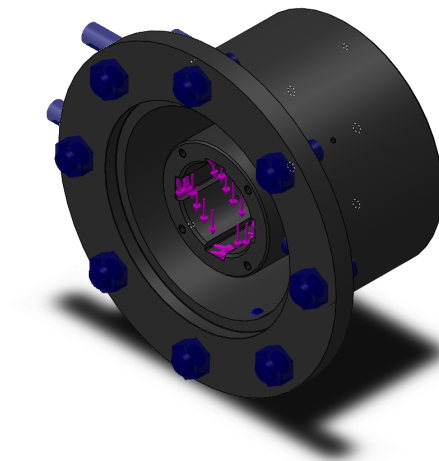


Figura F.1: Representación de la pieza a simular

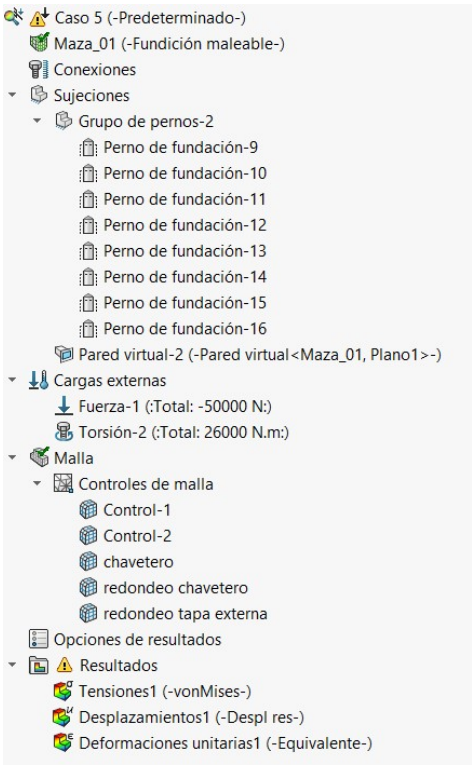


Figura F.2: Configuración de la simulación.

En cuanto a las sujeciones y aplicación de las cargas, se optó por utilizar los pernos de fijación en los agujeros correspondientes a la vinculación con la llanta (fig. F.3). Por otro lado, la carga vertical soportada por la maza se aplicará en las caras inferiores que hacen contacto con la parte cilíndrica del eje (fig. F.4a y fig. F.4b), mientras que la aplicación del torque se hará en una de las caras de cada uno de los cuatro chaveteros (fig. F.5a y fig. F.5b). El valor de torque empleado en la simulación fue el obtenido a partir del criterio de estado de sollicitación de ruptura del eje (criterio 5) especificado en el apéndice B.1.1. Por otro lado, las consideraciones para la obtención de la fuerza vertical simulada pueden verse en el apéndice B.1.2.

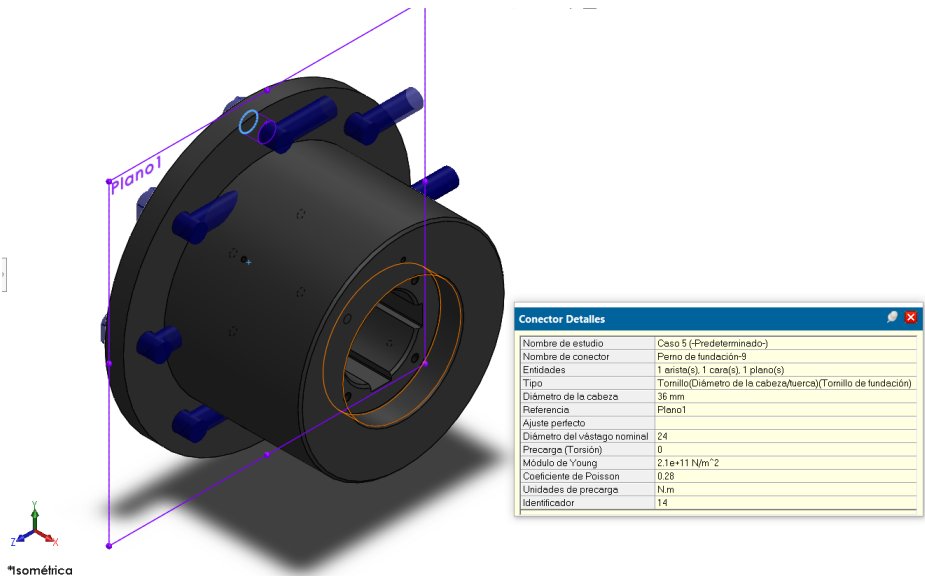


Figura F.3: Tornillos de fundación utilizados como sujeciones para la simulación.

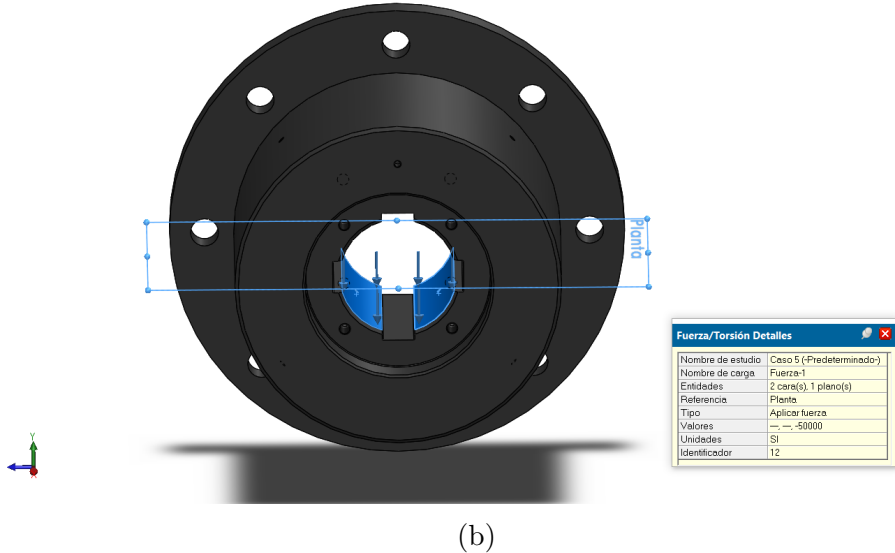
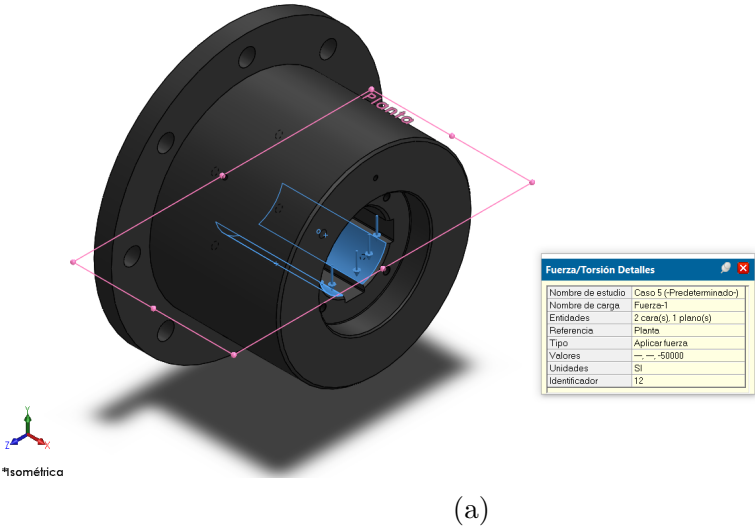


Figura F.4: Fuerza vertical configurada para la simulación.

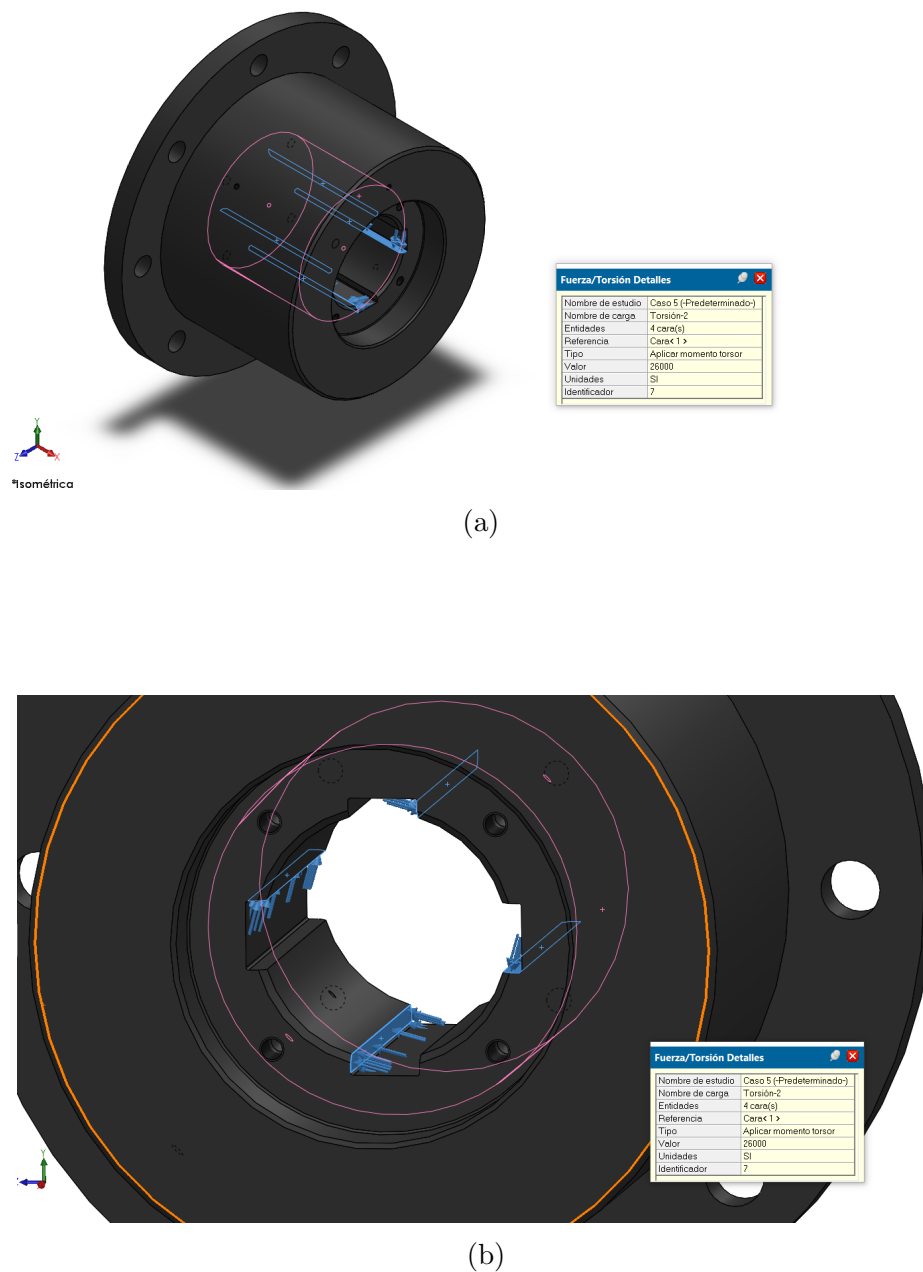


Figura F.5: Torque configurado para la simulación.

En cuanto a la malla configurada, el tamaño global del elemento se configuró de 8 mm (fig. F.6), y se realizaron refinamientos locales de 3 mm en la zona cercana a los tornillos de la llanta (fig. F.7a), uno de 1 mm en la zona de apoyo de los rodamientos externos (fig. F.7b), en el fondo del chavetero (fig. F.7c), y en el radio de la tapa externa (fig. F.7e), y uno de 0,5 mm en los redondeos del fondo del chavetero (fig. F.7d).

Con la configuración previamente mencionada, se obtienen tensiones máximas del orden de los 400 N/mm^2 , presentes en los radios del fondo del chavetero, y observándose tensiones elevadas en la zona de apoyo de los rodamientos externos, principalmente (figs. [F.8a](#), [F.8b](#) y [F.8c](#)). Como se evidencia en las figuras [F.9a](#) y [F.9b](#), las tensiones superiores a los 200 N/mm^2 abarcan menos del 2,5% de la pieza, presentándose los valores más altos en los radios del fondo del chavetero.

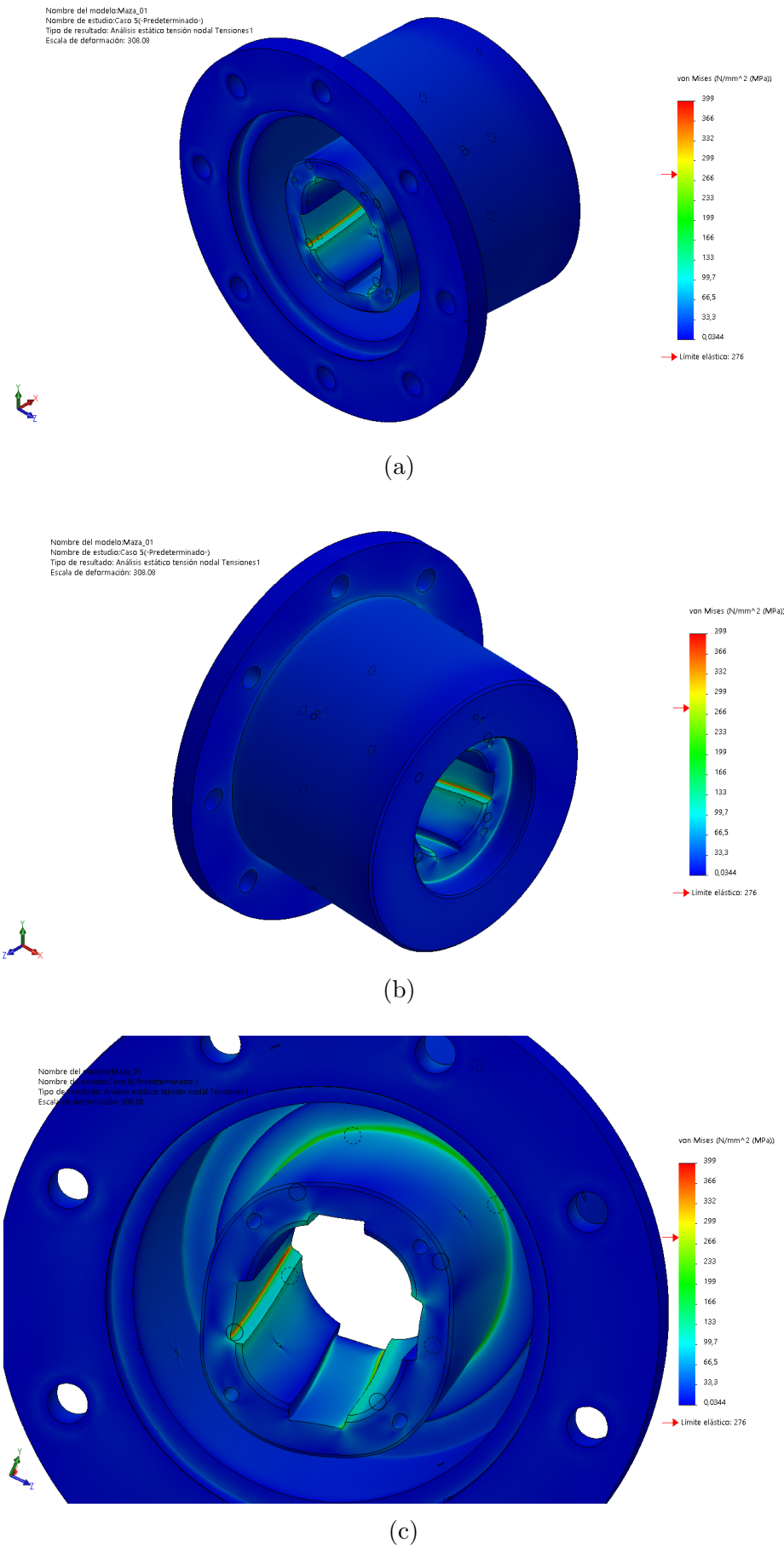


Figura F.8: Tensiones en la maza.

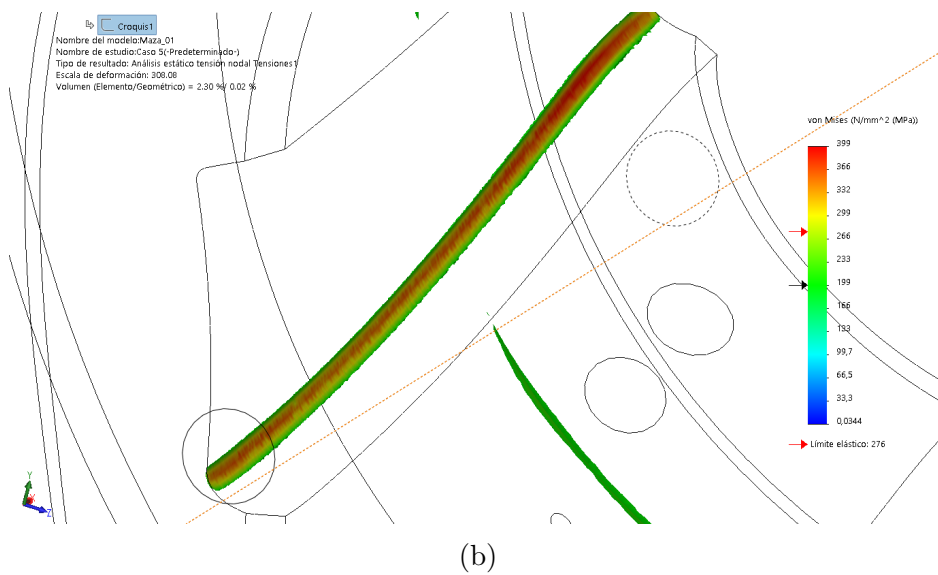
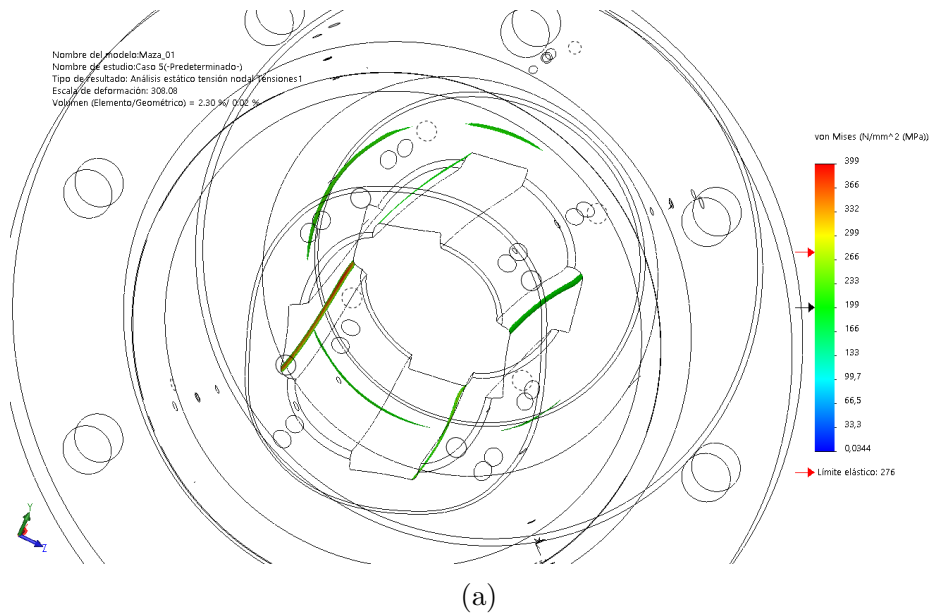


Figura F.9: Tensiones en la maza que superan los 276 N/mm^2 .

Por otro lado, tal como se observa en las figuras F.10a y F.10b, los desplazamientos máximos presentes son del orden de una décima de milímetro.

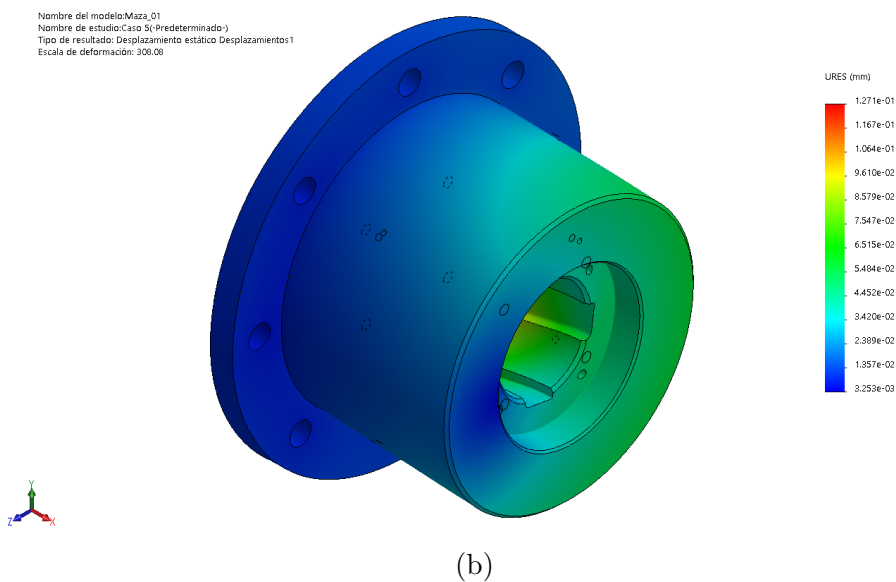
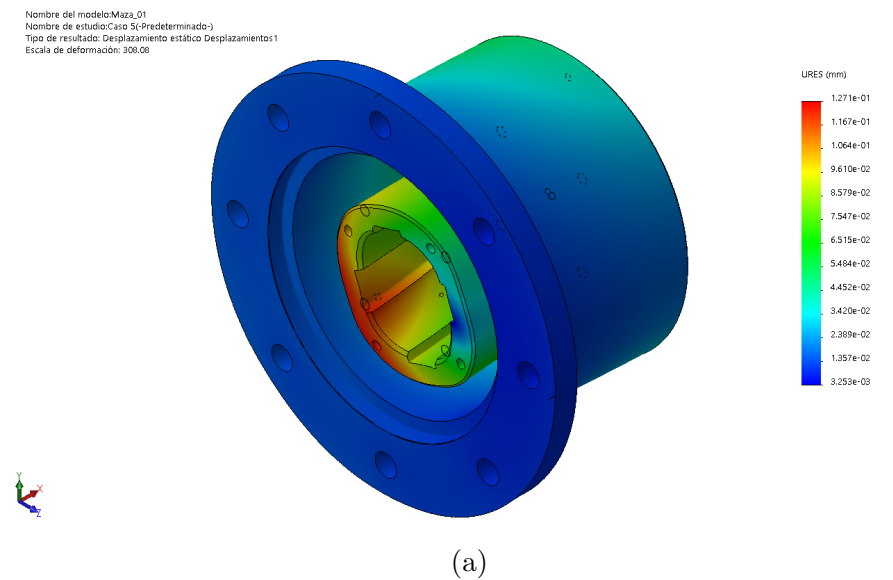


Figura F.10: Desplazamientos en la maza.

F.2. Simulación de la Horquilla - Maza

En este caso se simularon las piezas *horquilla*, *buje*, y *Maza 03* (fig. F.11), para analizar la interacción entre ellas, y observar cómo resultan las tensiones y desplazamientos en ellas al variar la trocha en las condiciones de máxima solicitación.

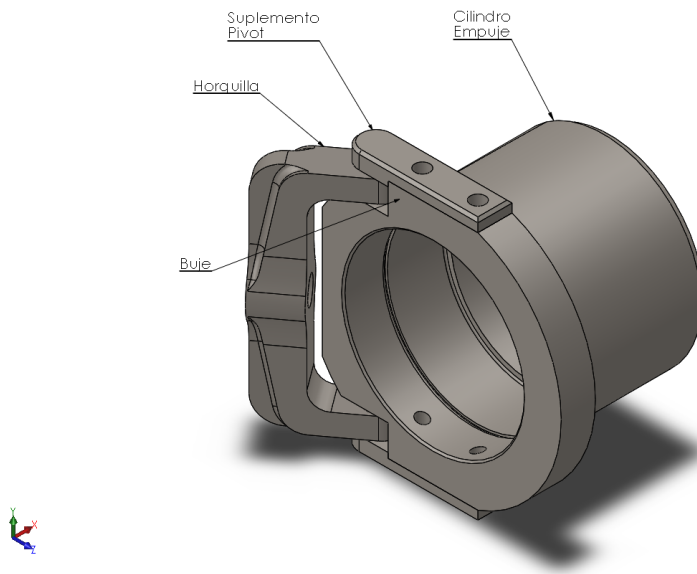
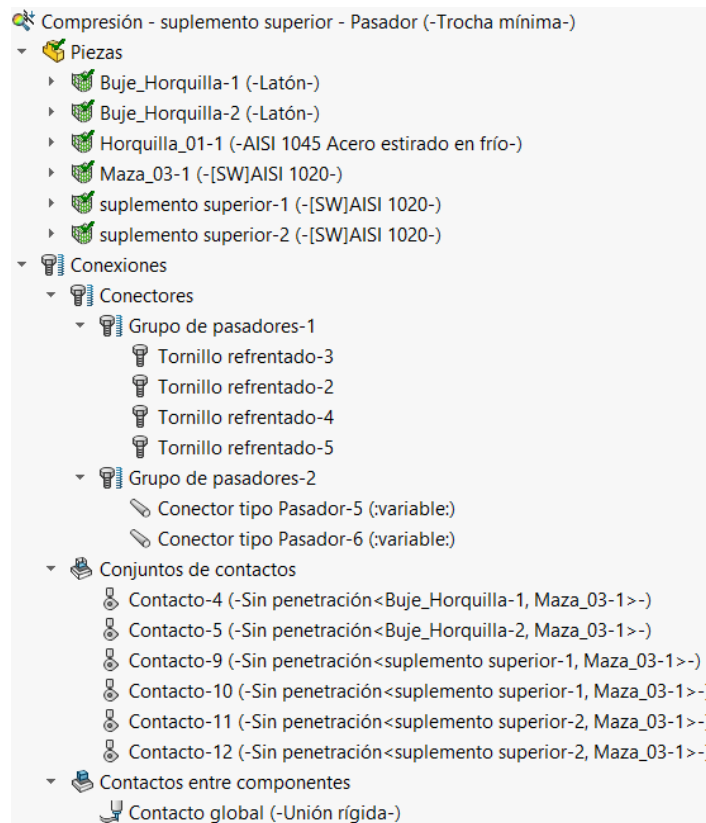


Figura F.11: Representación del conjunto a simular

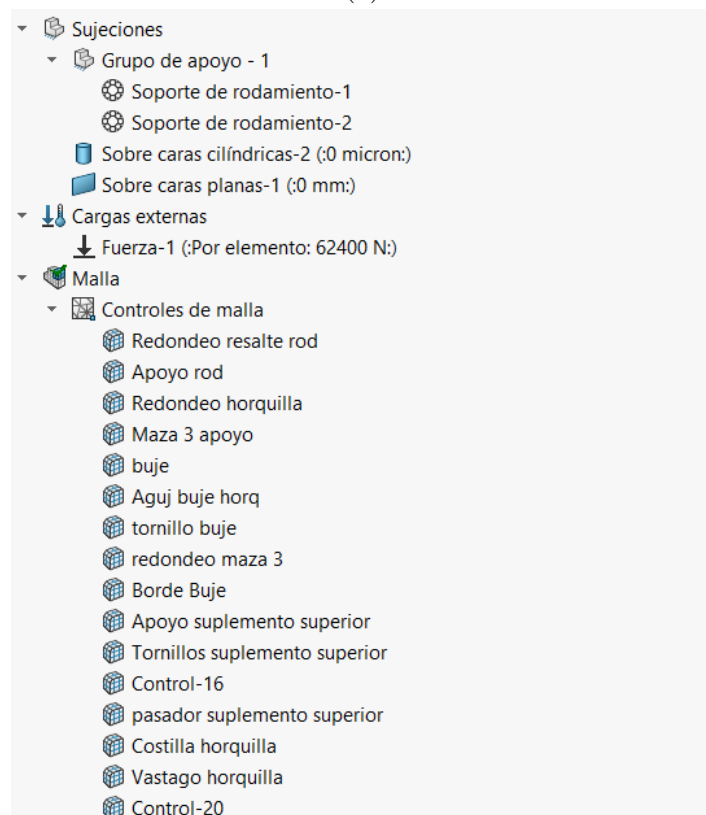
La configuración especificada para la simulación puede verse en la fig. F.12. Como se puede observar, se configuró una vinculación rígida entre el buje y la horquilla, ya que el primero se montaría clavado firmemente en el primero, y un contacto rígido entre el buje y la maza, vinculados mediante pasadores (fig. F.13a). Por su parte, la vinculación de los suplementos de pivot, se vincularon mediante pernos y se estableció un contacto de *no penetración* entre las caras de éste y la de la pieza Maza 03. Además, los materiales se configuraron como latón para el buje, y acero SAE 1045 para la horquilla y SAE 1020 para la pieza *Maza 03* como para la pieza *Suplemento Pivot Horquilla*.

Por otro lado, las sujeciones fueron de caras planas para la pared del rodamiento sobre el que se ejerce la fuerza, para evitar el desplazamiento axial (fig. F.15b), de caras cilíndricas en la zona de montaje del cilindro hidráulico sobre la horquilla (fig. F.15b) y sobre la zona de colocación de los rodamientos F.15a. Esto pretende simular la presencia de estos componentes y limitar la deformación en el sentido radial en la zona.

La fuerza fue la máxima de variación de trocha calculada en el apéndice B.3 (6300 kg), y se aplicó sobre la horquilla en la zona de montaje del cilindro hidráulico de accionamiento (fig. F.16).

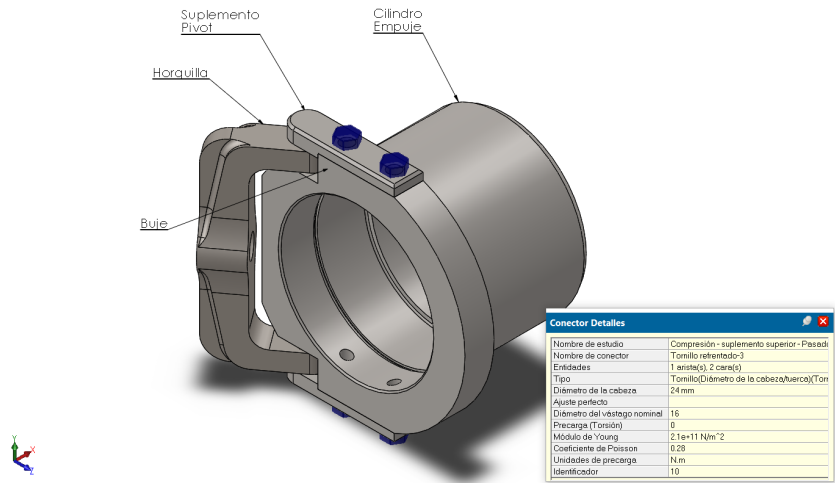


(a)

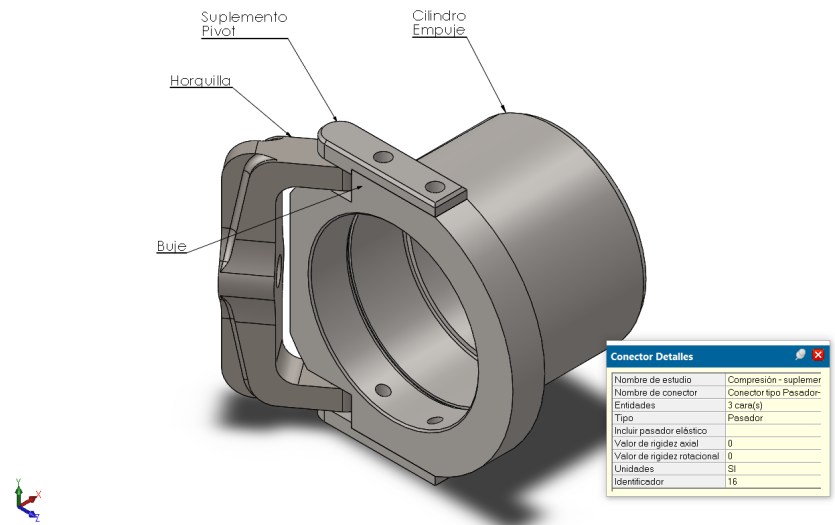


(b)

Figura F.12: Configuración de la simulación.



(a) Conectores de tipo tornillo empleados.



(b) Conectores tipo pasador empleados.

Figura F.13: Conectores empleados.

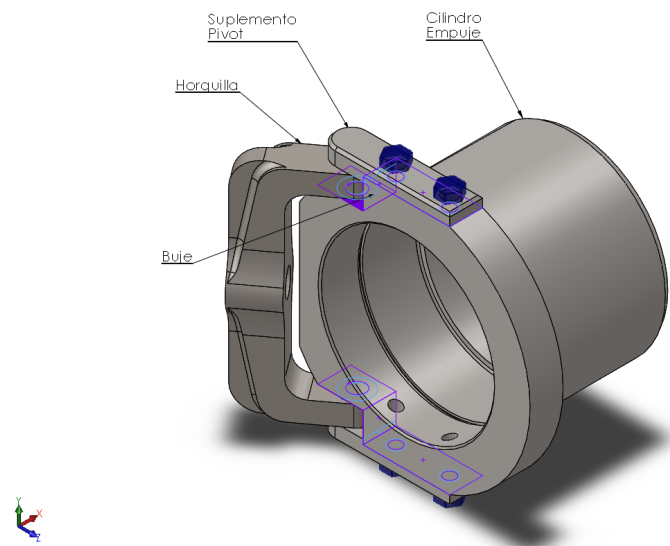
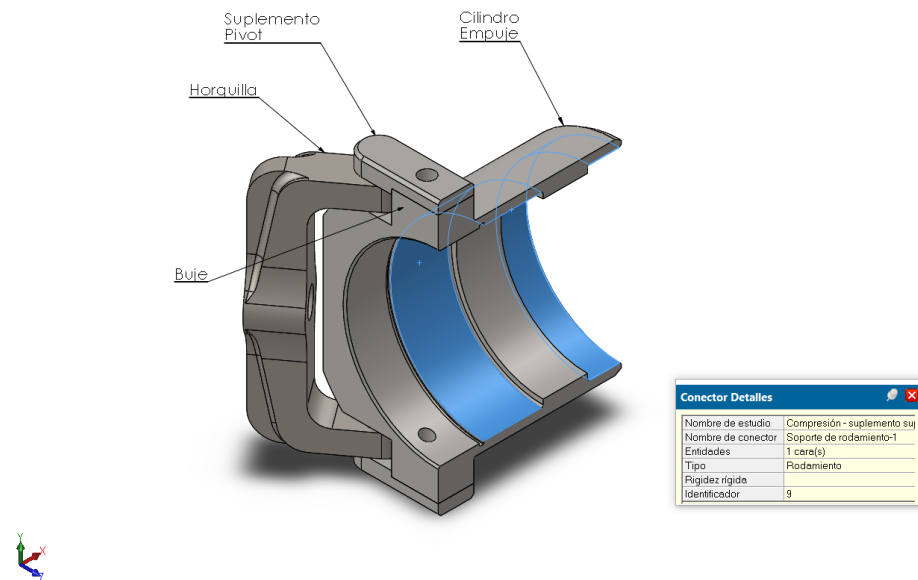
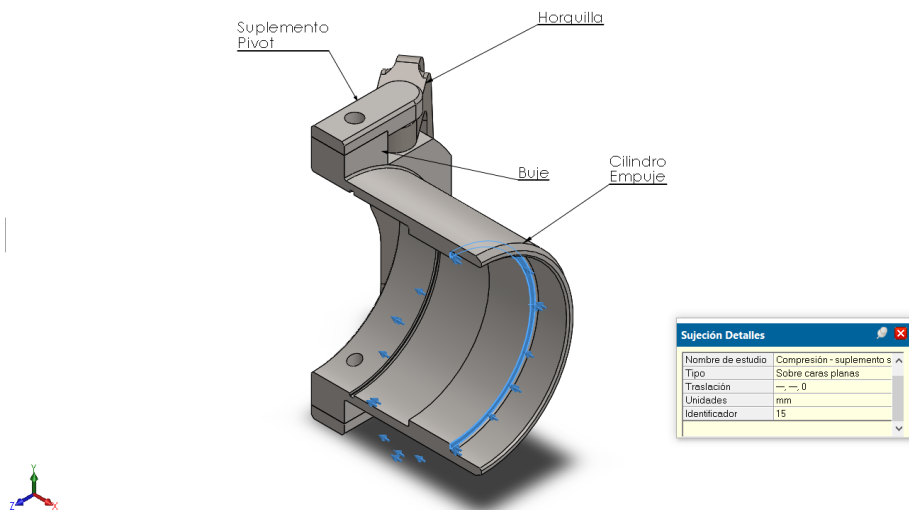


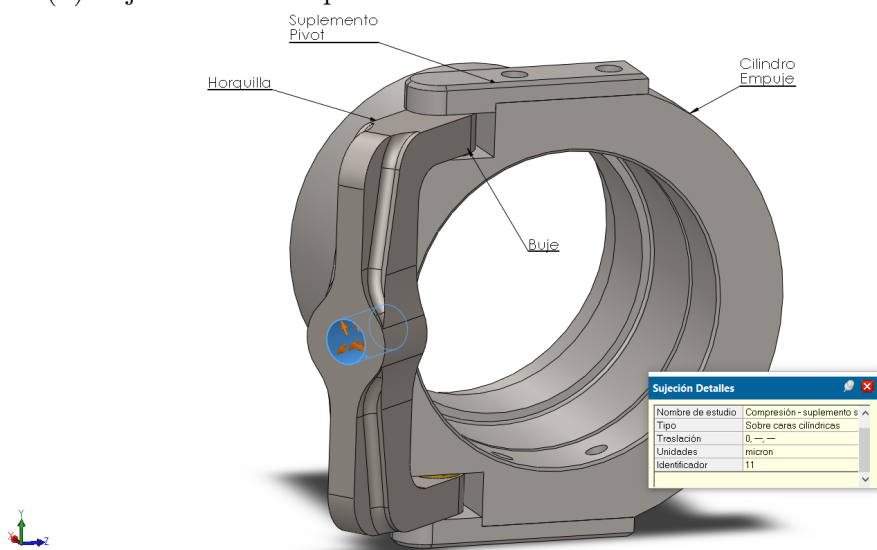
Figura F.14: Contacto de no penetración entre el buje y la maza.



(a) Sujeción de caras cilíndricas donde van montados los rodamientos.



(b) Sujeción de caras planas en la cara de contacto del rodamiento.



(c) Sujeción de caras cilíndricas en donde se monta el cilindro hidráulico.

Figura F.15: Sujeciones empleadas.

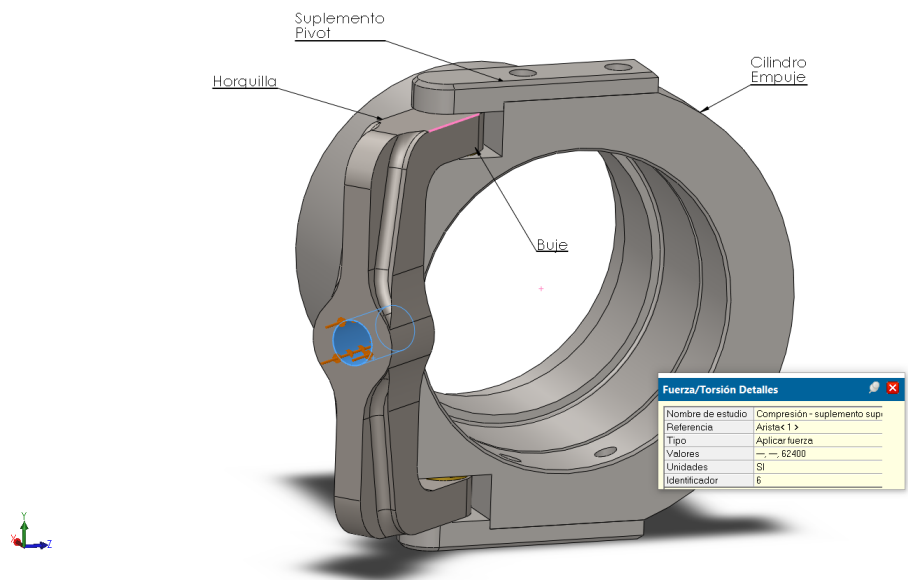


Figura F.16: Aplicación de la fuerza de apertura sobre la zona de montaje del cilindro.

Se especificó una malla global de 7 mm (fig. F.17), con refinamientos locales en los radios internos de la horquilla (fig. F.18b), la zona de vinculación del buje con esta (fig. F.18c), y la zona de vinculación del cilindro hidráulico (fig. F.18b). Además, se refinaron las zonas de los agujeros roscados en la *Maza 03* (fig. F.21b y F.21c), y en los radios internos donde se colocan los rodamientos (F.21a).

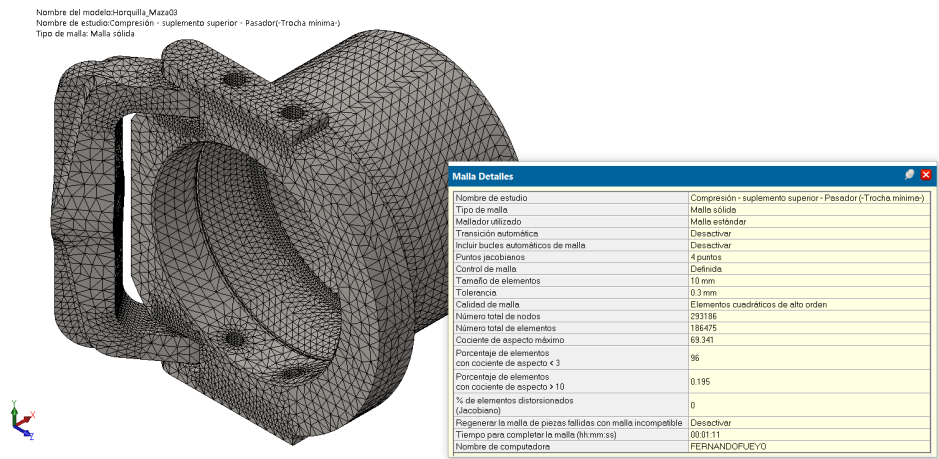
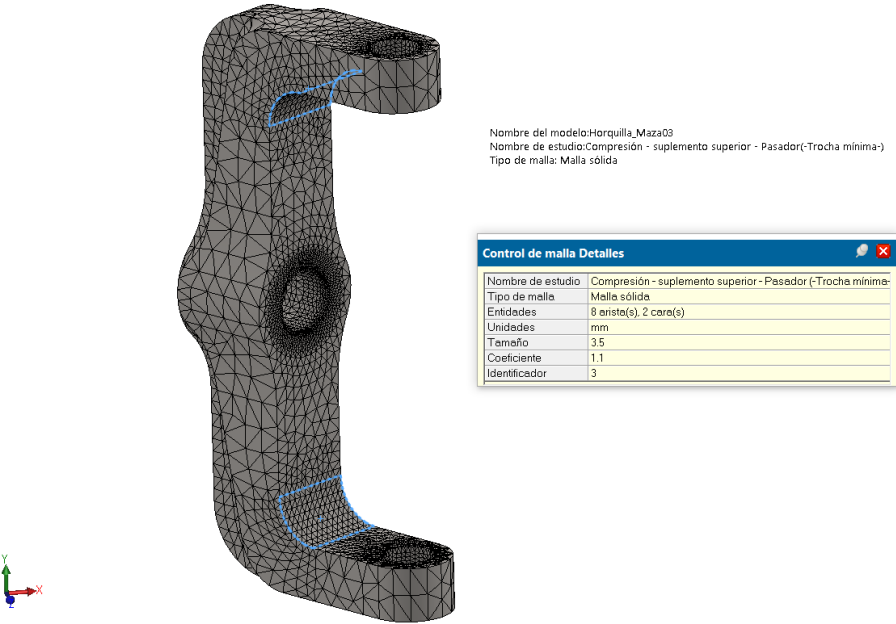


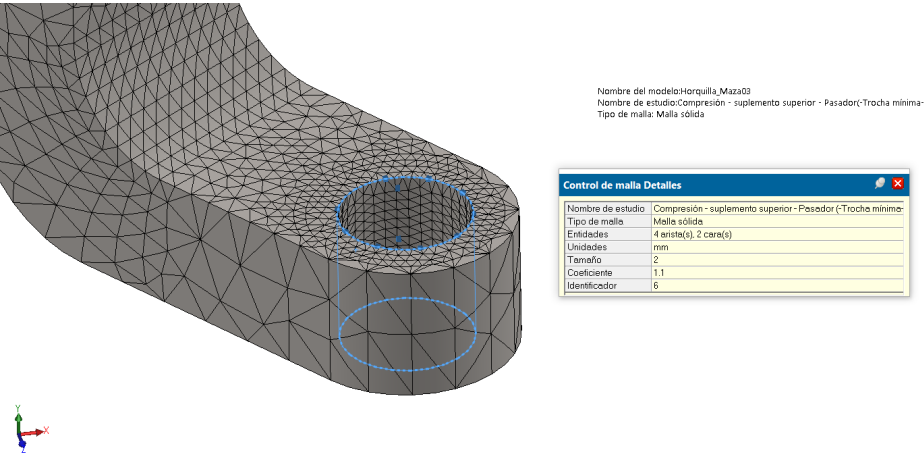
Figura F.17: Mallado global del conjunto.



(a) Mallado global.



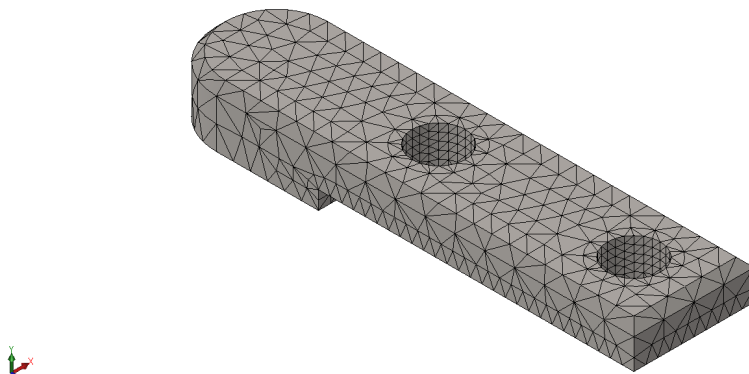
(b) Detalle de los refinamientos de malla en azul.



(c) Refinamiento de malla en la horquilla en la zona de colocación del buje.

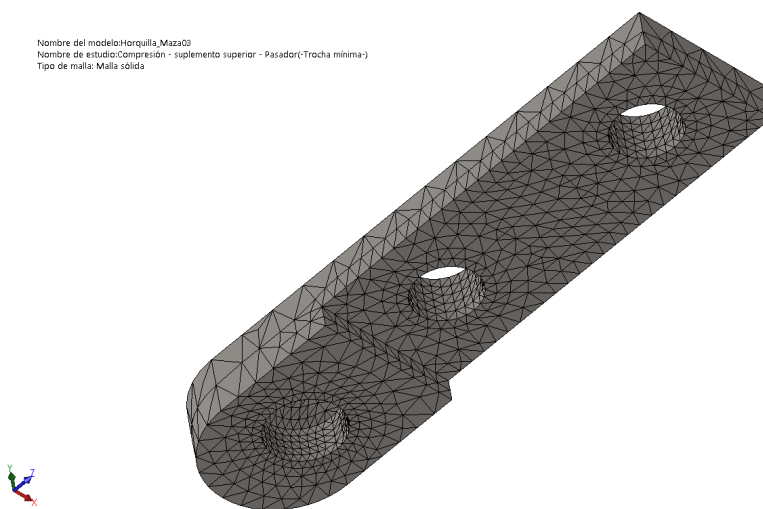
Figura F.18: Mallado de la horquilla.

Nombre del modelo: Horquilla_Maza03
 Nombre de estudio: Compresión - suplemento superior - Pasador(-Trocha mínima-)
 Tipo de malla: Malla sólida



(a)

Nombre del modelo: Horquilla_Maza03
 Nombre de estudio: Compresión - suplemento superior - Pasador(-Trocha mínima-)
 Tipo de malla: Malla sólida



(b)

Figura F.19: Mallado del suplemento pivot.

Nombre del modelo: Horquilla_Maza03
 Nombre de estudio: Compresión buje union rígida(-Trocha mínima-)
 Tipo de malla: Malla sólida

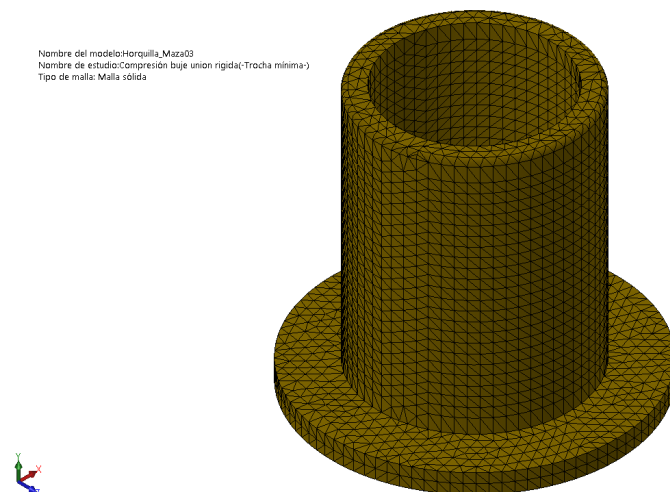
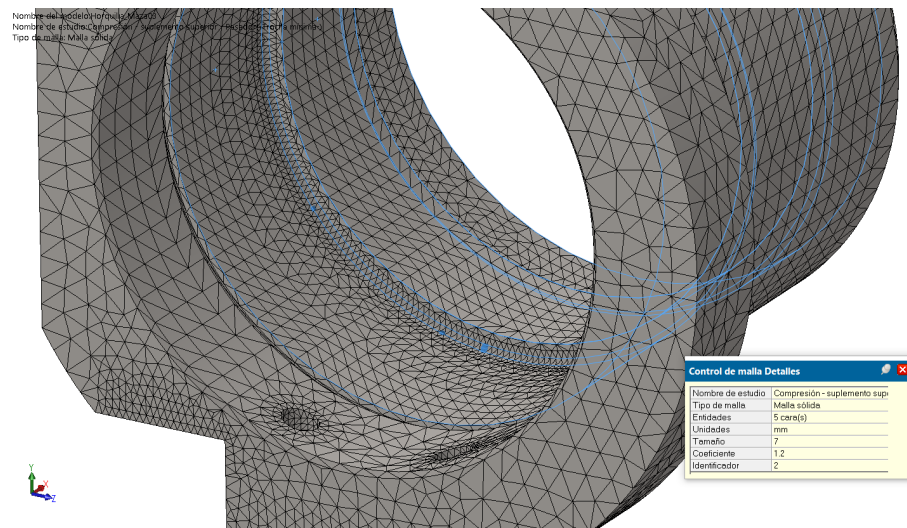
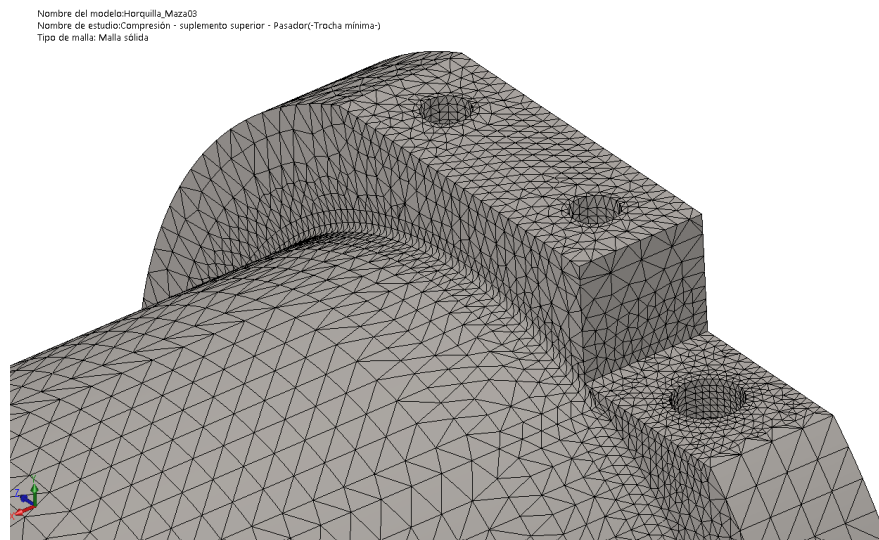


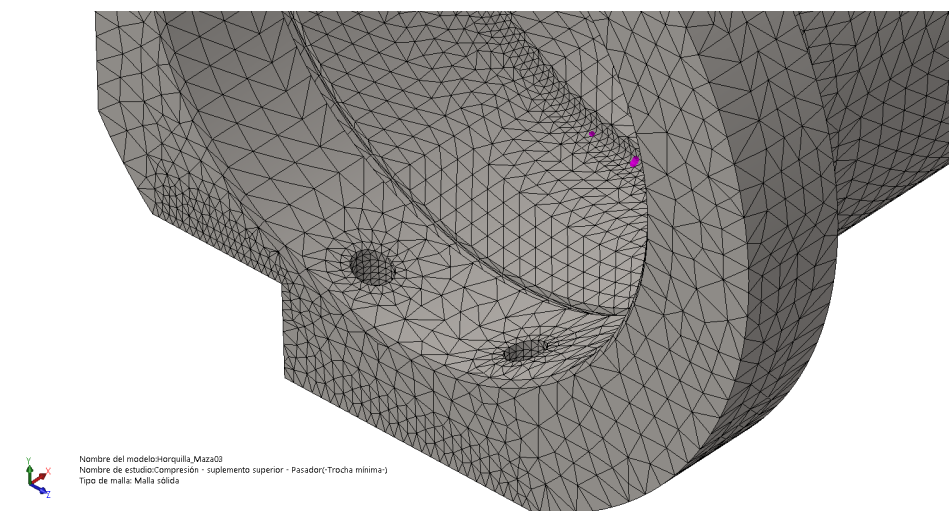
Figura F.20: Mallado del buje.



(a) Radios internos de donde se montan los rodamientos.



(b) Zona del roscado (vista superior).



(c) Zona del roscado (vista inferior).

Figura F.21: Refinamiento de malla en la *Maza 03*.

Al simular el conjunto con las configuraciones previamente comentadas, se obtienen tensiones máximas del orden de los 400 N/mm^2 (fig. F.22), presentes en la horquilla en la zona superior del roscado de conexión con el cilindro hidráulico (fig. F.23a y F.23b), hallándose también tensiones considerables en la zona de contacto del buje con esta pieza (fig. F.23c), y en sus radios internos. Sin embargo, en la horquilla se observa que solo un 4% del material está sometido a tensiones mayores a los 250 N/mm^2 , un 8% a tensiones mayores a los 200 N/mm^2 y el 17% del volumen a tensiones mayores a los 150 N/mm^2 . Las tensiones mayores se producen en zonas cercanas a aristas y a zonas que indicarían que estas se deben a fenómenos numéricos, fenómenos sugeridos también por los estudios de convergencia de malla realizados, que sugieren la presencia de una singularidad.

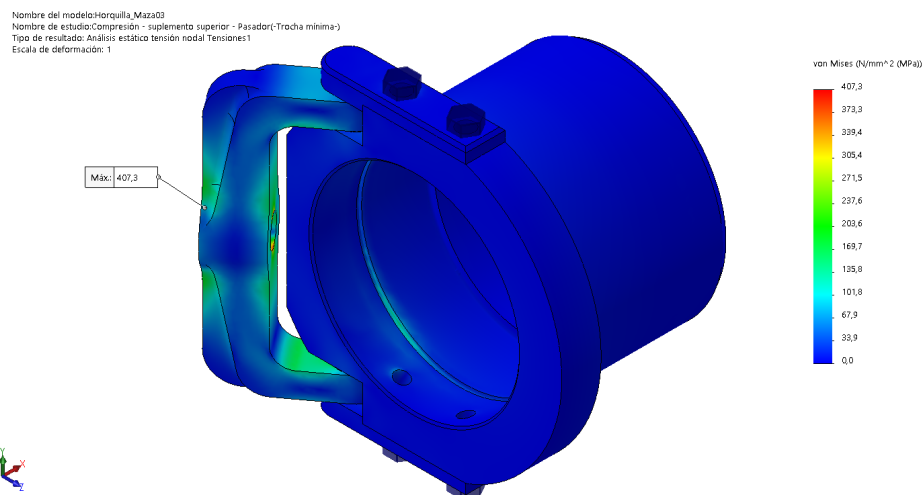
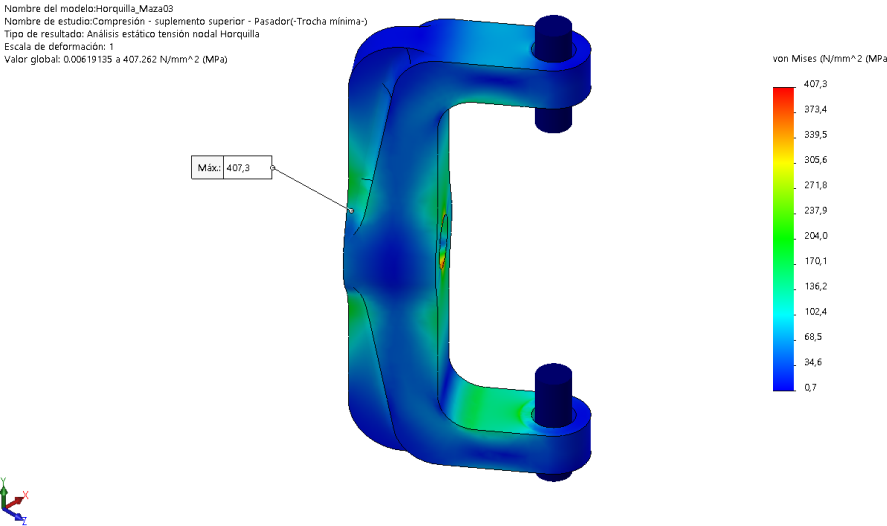
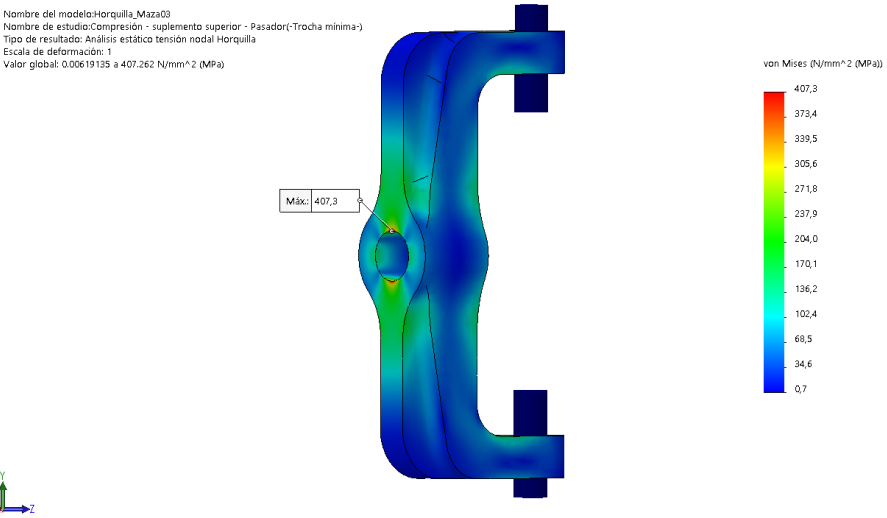


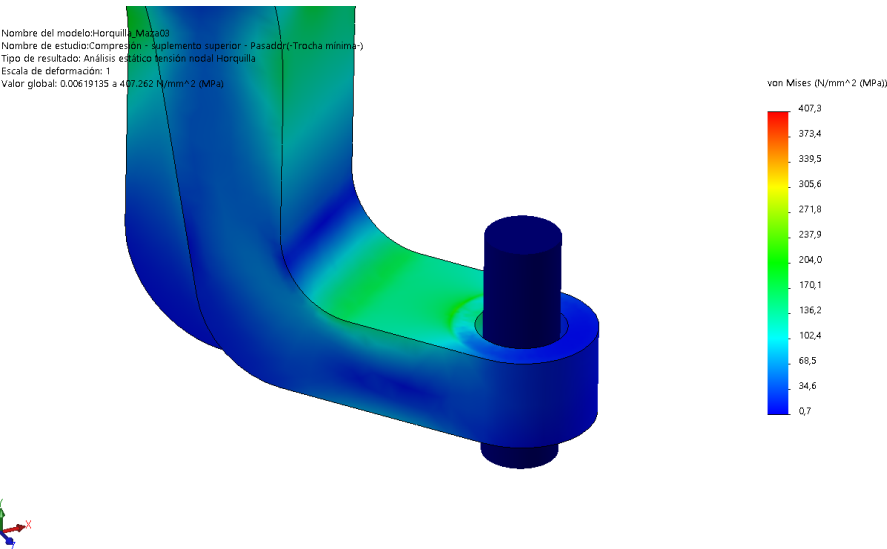
Figura F.22: Tensiones equivalentes en el conjunto.



(a)

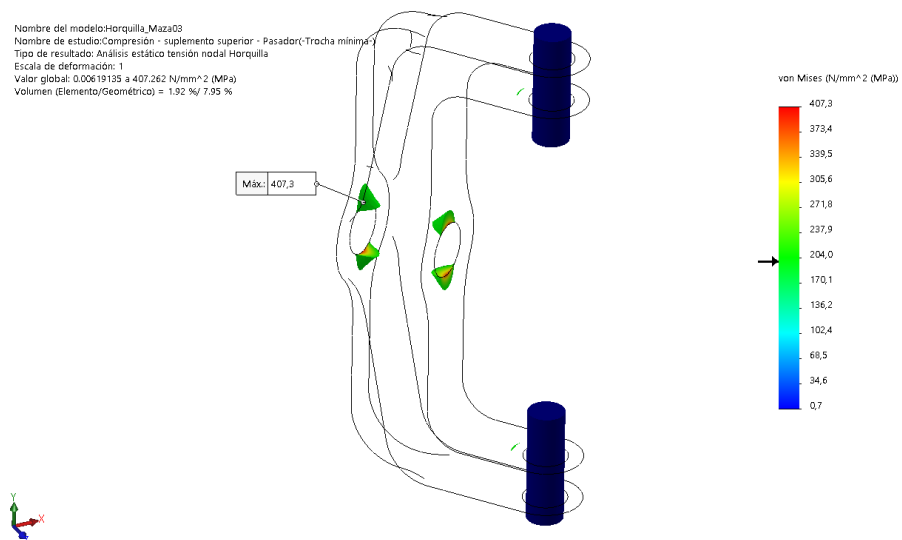


(b)

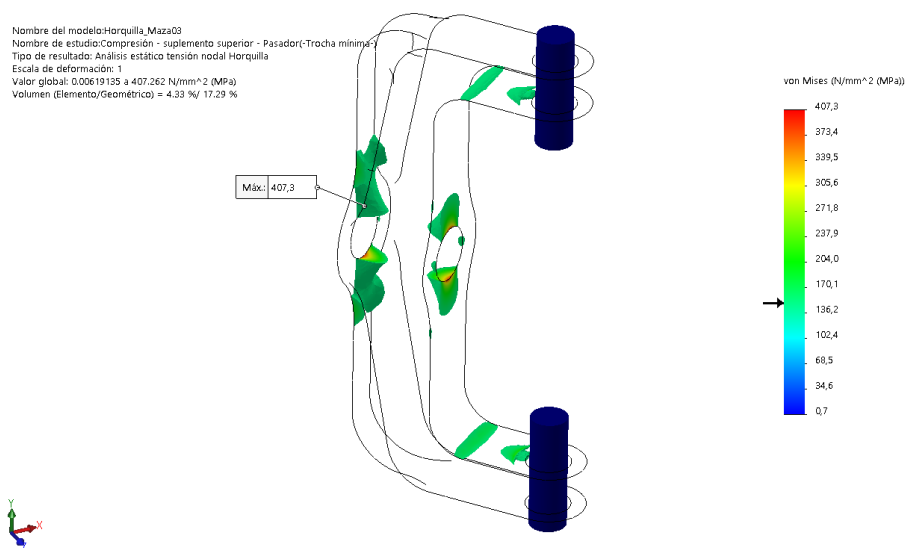


(c)

Figura F.23: Tensiones en la horquilla.



(a) Zonas en la horquilla donde las tensiones superan los 200 N/mm^2 .



(b) Zonas en la horquilla donde las tensiones superan los 150 N/mm^2 .

Figura F.24: Iso-superficies de tensión.

Tanto los tornillos planteados para la sujeción los suplementos pivot al cilindro de empuje (*Maza 03*), como los pasadores que vinculan a la horquilla con el cilindro de empuje, verifican tensiones menores a las admisibles, tal como se puede observar en la fig. F.25.

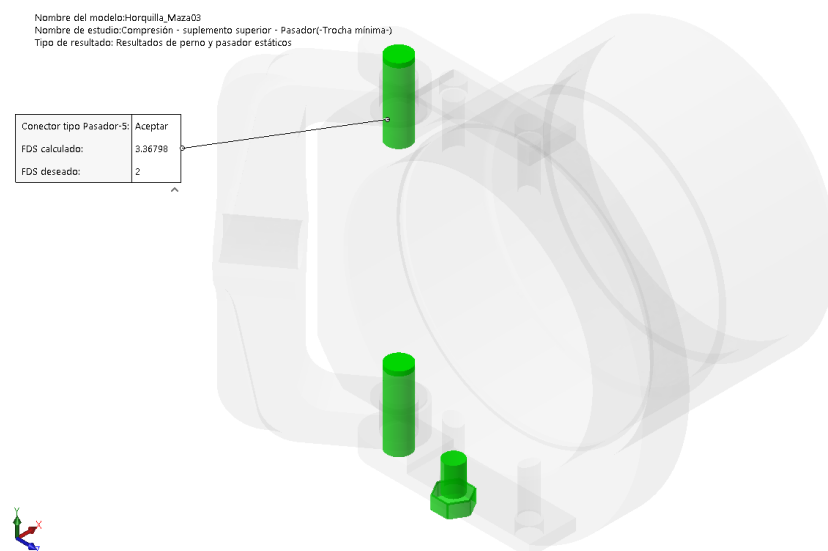
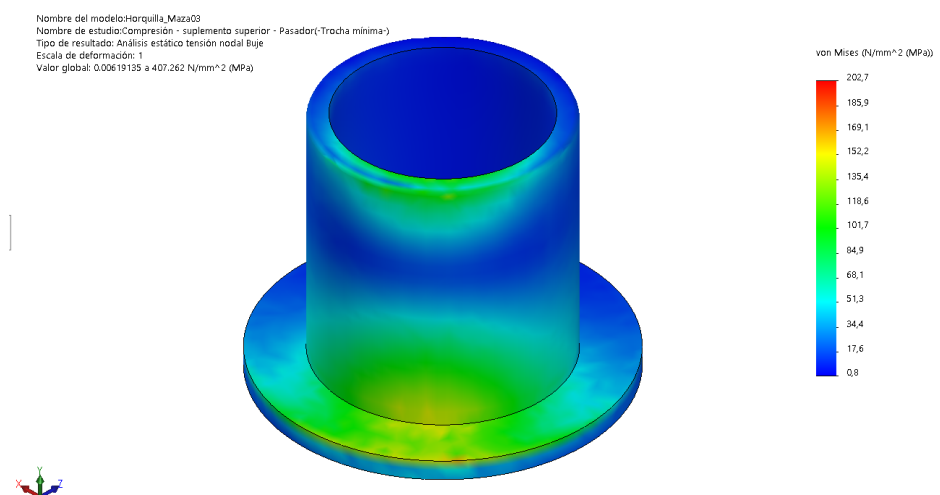
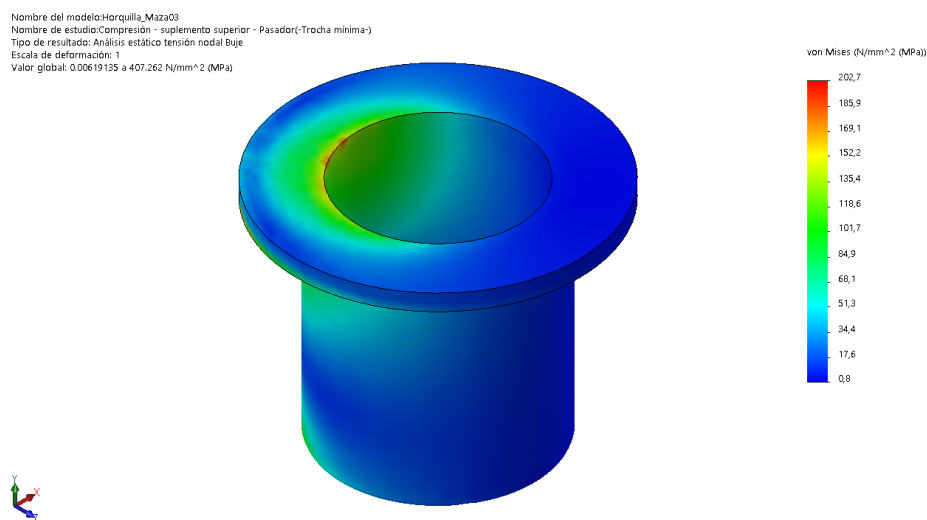


Figura F.25: Comprobación de los conectores empleados

En el buje, por otro lado, se observan tensiones máximas del orden de los 200 N/mm^2 , con sólo el 0,01 % del volumen con tensiones mayores a los 200 N/mm^2 , y sólo el 12 % a tensiones mayores a 120 N/mm^2 (figuras F.27a y F.27b). Esto indicaría la posibilidad de su fabricación con el bronce SAE 430B planteado (ver sección E).

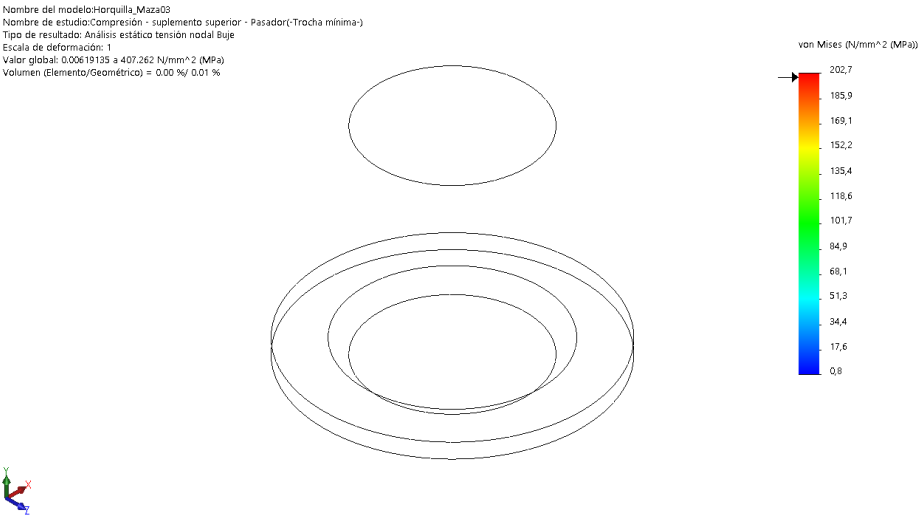


(a)

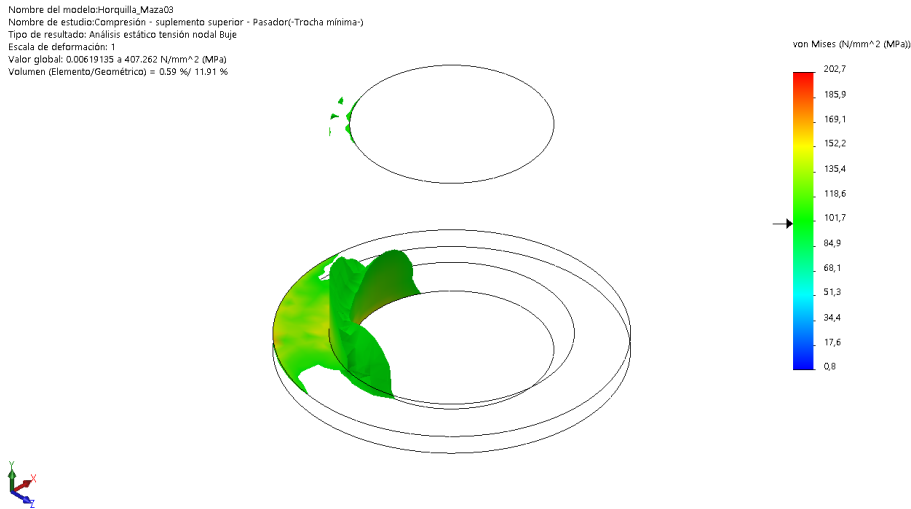


(b)

Figura F.26: Tensiones en el buje.



(a) Zonas del buje donde las tensiones superan los 200 N/mm^2 .



(b) Zonas del buje donde las tensiones superan los 120 N/mm^2 .

Figura F.27: Iso-superficies de tensión en el buje.

Por último, en el suplemento pivot de horquilla se observan tensiones máximas del orden de los 50 N/mm^2 , haciendo esto posible su fabricación con el material SAE 1020 planteado.

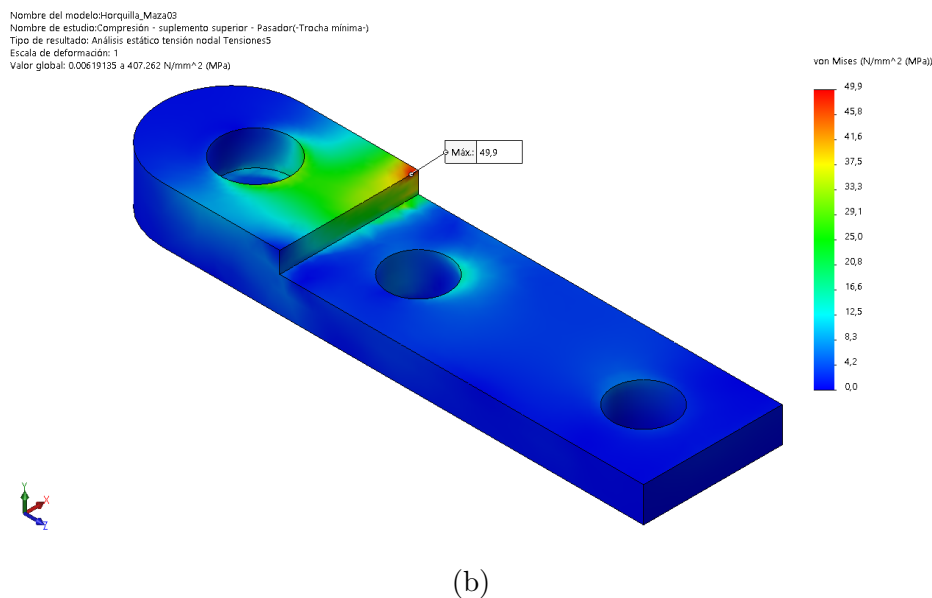
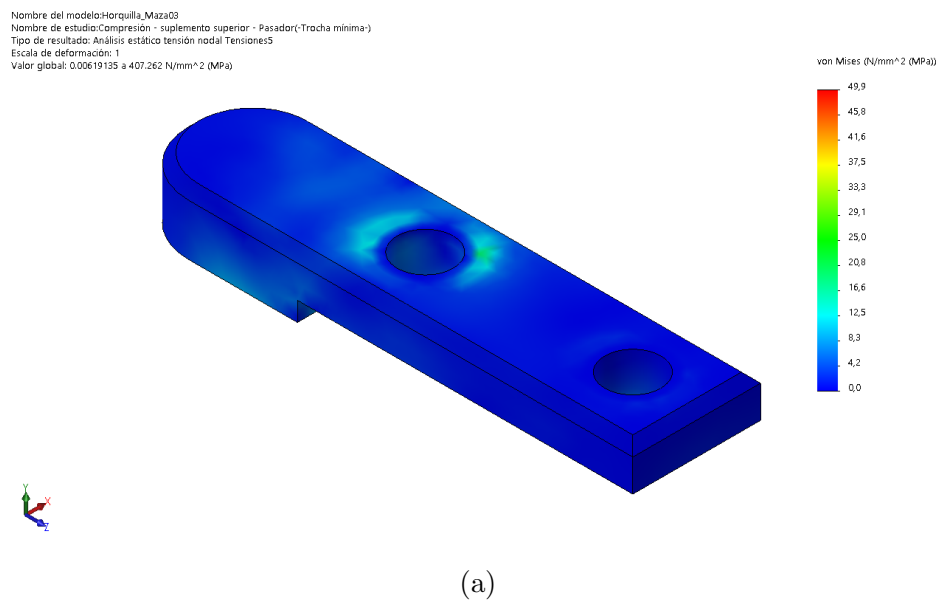


Figura F.28: Tensiones en el suplemento pivot.

F.3. Simulación del Carro

Para la simulación del carro, se tomaron 3 casos: simulación del carro a tracción, simulación del carro a compresión, y simulación de la guía a tracción.

F.3.1. Simulación del Carro a Compresión

En este caso, las piezas simuladas fueron el carro, la lámina anti-fricción SKF inferior, y las vinculaciones de los cilindros 1 y 2 (fig. F.29).

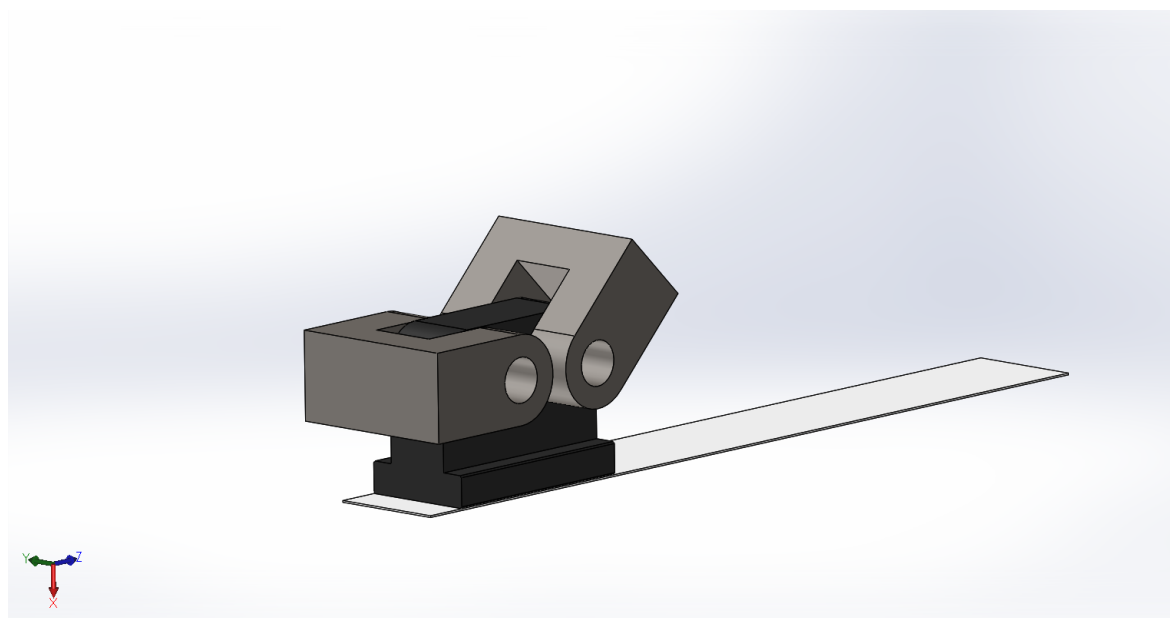


Figura F.29: Representación de las piezas a simular

La simulación fue configurada como lo muestra la fig. F.30, donde los materiales de las piezas fueron fundición gris nodular para el carro, acero aleado para las vinculaciones de los cilindros, y ABS para la lámina. En esta simulación, la pieza de interés es el carro. Las vinculaciones con los cilindros fueron incluidas para introducir la fuerza y representar la vinculación entre estas y el carro, y la lámina fue incluida solamente para analizar las presiones de contacto. La conexión entre los componentes fue realizada mediante pasadores (ver fig. F.31), y las restricciones de contacto impuestas fueron: fijación de la cara inferior de la lámina y la cara frontal del cilindro horizontal, que además cuenta con una vinculación tipo bisagra con el carro, ajuste de caras planas en el lateral del carro y en la cara inclinada de la vinculación con el cilindro 2, para evitar desplazamientos laterales y rotaciones, respectivamente, y contacto plano entre el carro y la lámina (fig. F.32. Por otro lado, se introdujo una fuerza normal a la vinculación con el cilindro 2, representando la fuerza máxima generada por la ampliación de la trocha (F.33).

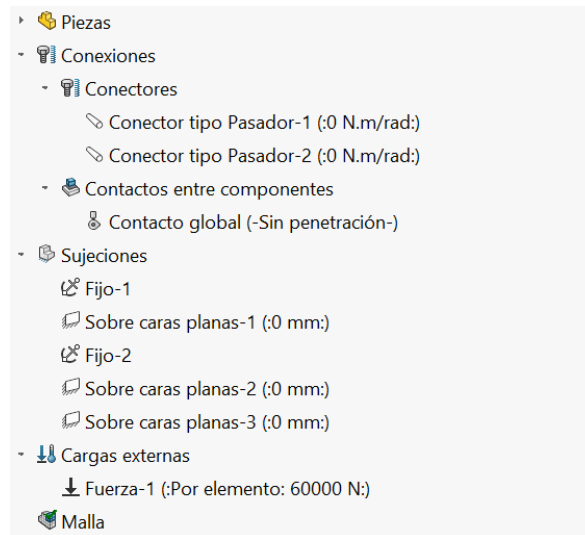


Figura F.30: Configuración de la simulación.

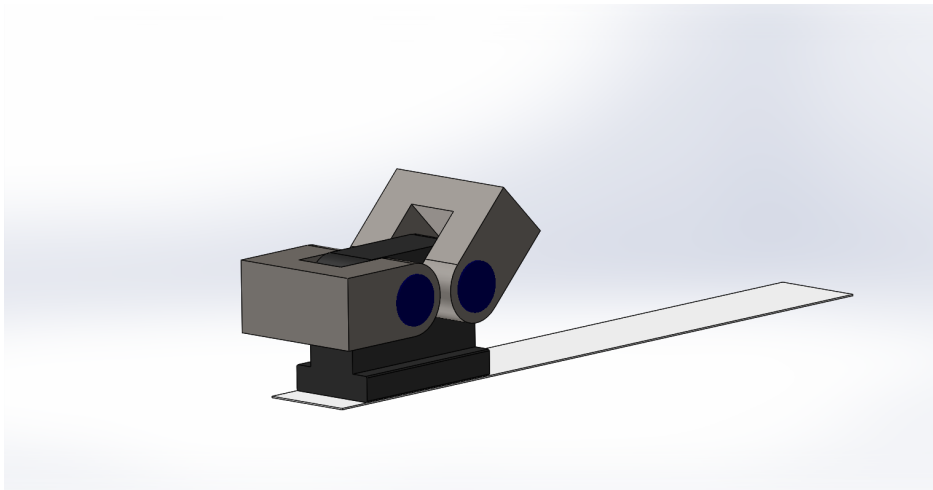


Figura F.31: Conectores entre componentes.

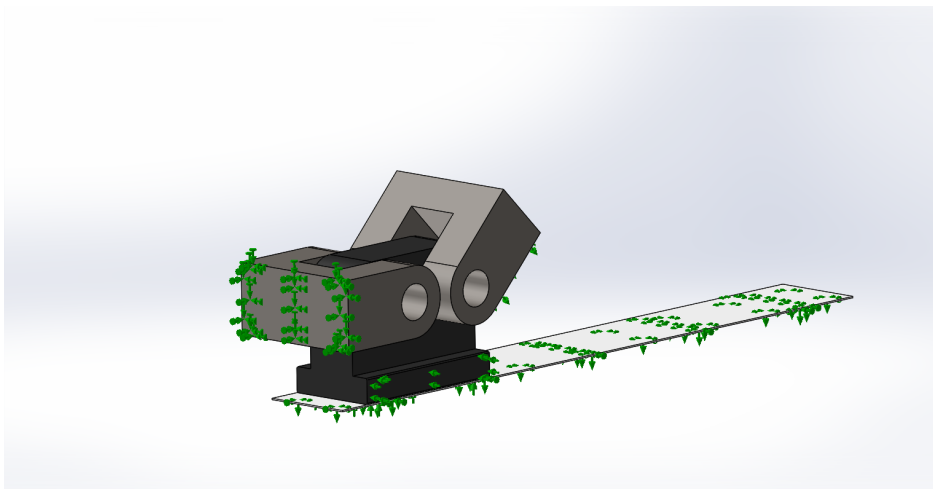


Figura F.32: Sujeción de las piezas.

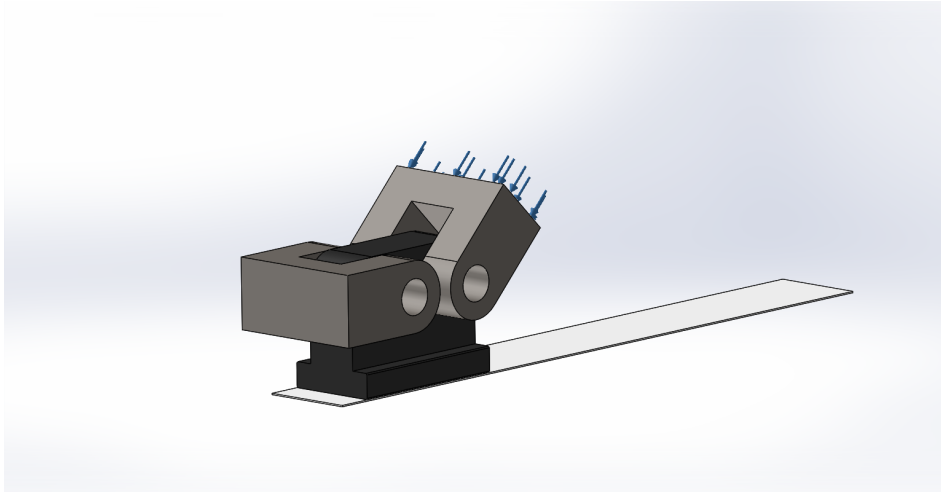


Figura F.33: Fuerzas aplicadas.

La malla configurada, por otro lado, fue global con un tamaño de 8 mm (fig. F.34).

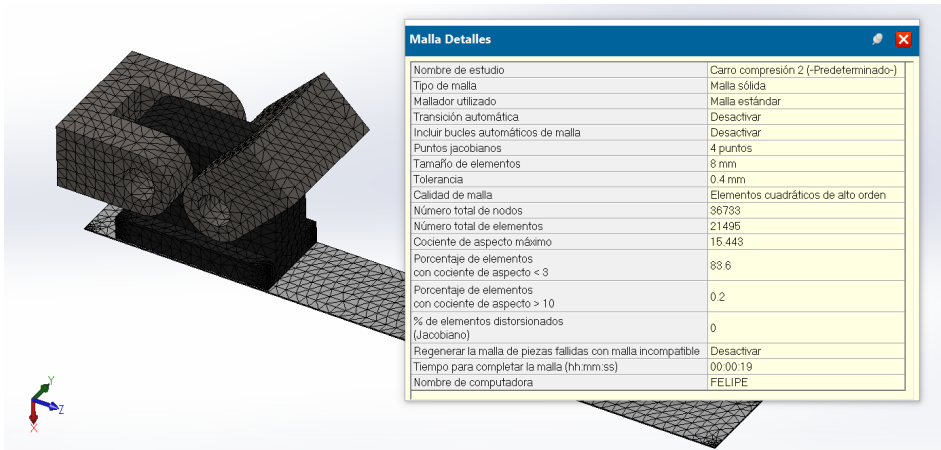


Figura F.34: Mallado de las piezas.

La simulación dio como resultado en el carro tensiones máximas del orden de los 45 N/mm^2 , pudiendo perfectamente la pieza ser fabricada en una fundición gris nodular ferrítica F.G.E. 38017 según IRAM 700, que cuenta con un límite elástico de 240 N/mm^2 (ver apéndice E). Como es razonable, las tensiones máximas se encuentran en las cercanías de la vinculación del cilindro 2, y entre las vinculaciones de los cilindros 1 y 2, zona a compresión.

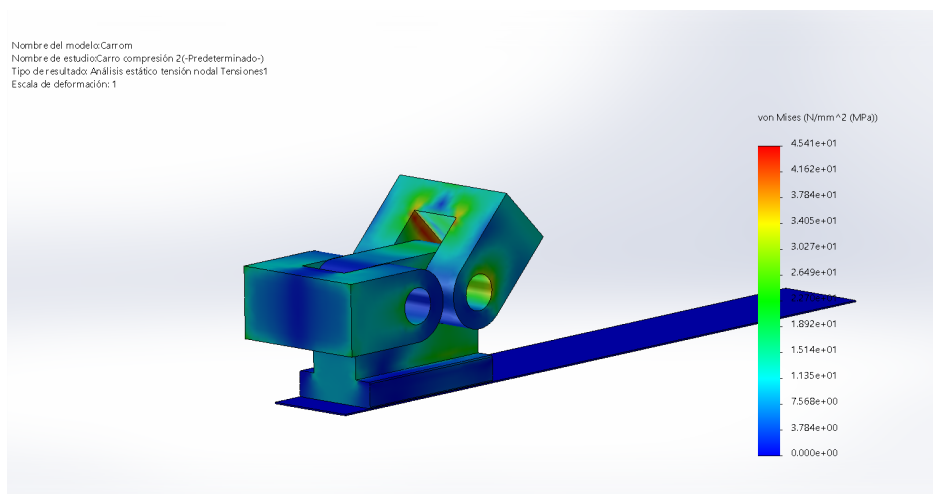


Figura F.35: Resultados de tensiones en el conjunto.

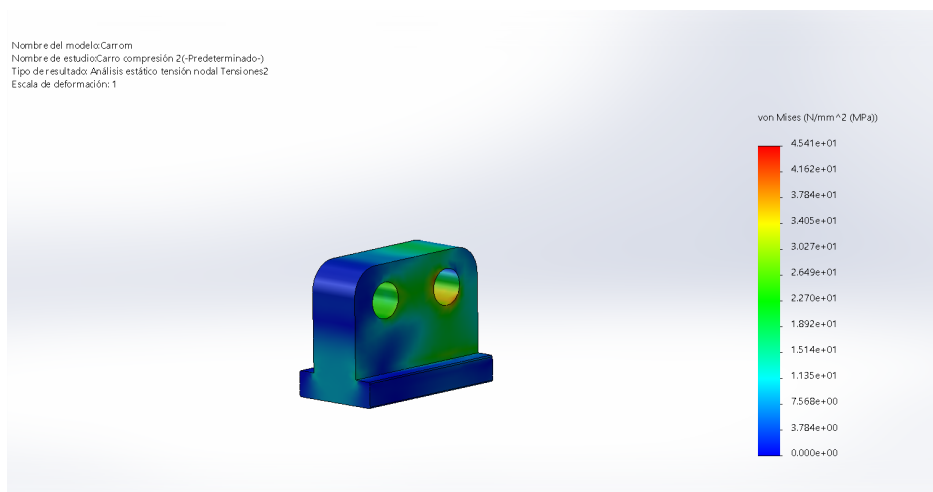


Figura F.36: Resultados de tensiones en el carro.

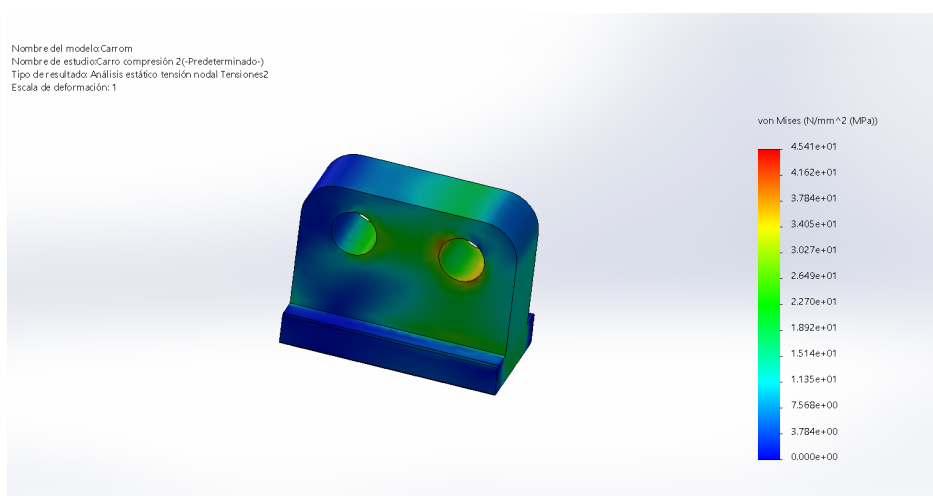


Figura F.37: Resultados de tensiones en el carro.

En cuanto a las presiones de contacto, se observa un gradiente de presiones que va en aumento hacia el lado donde se encuentra el cilindro 2, que efectúa una fuerza en la

dirección vertical (fig. F.38 y F.39). Los valores máximos se encuentran cercanos a los 16 N/mm^2 , siendo del mismo orden de magnitud que los estimados en la sección C.4.1, donde se consideró una fuerza centrada, y notablemente menores a los 80 N/mm^2 que soporta como máximo dinámicamente la lámina SKF seleccionada (sección D.4).

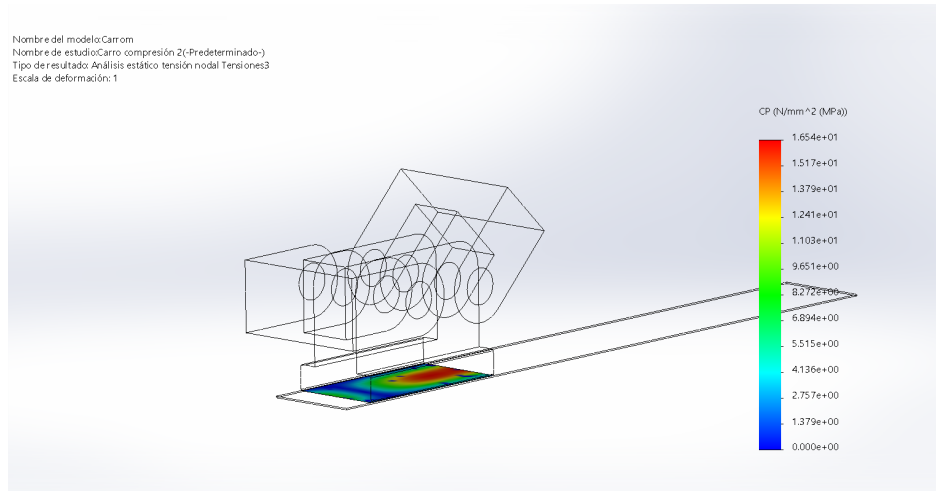


Figura F.38: Presiones de contacto en la base del carro.

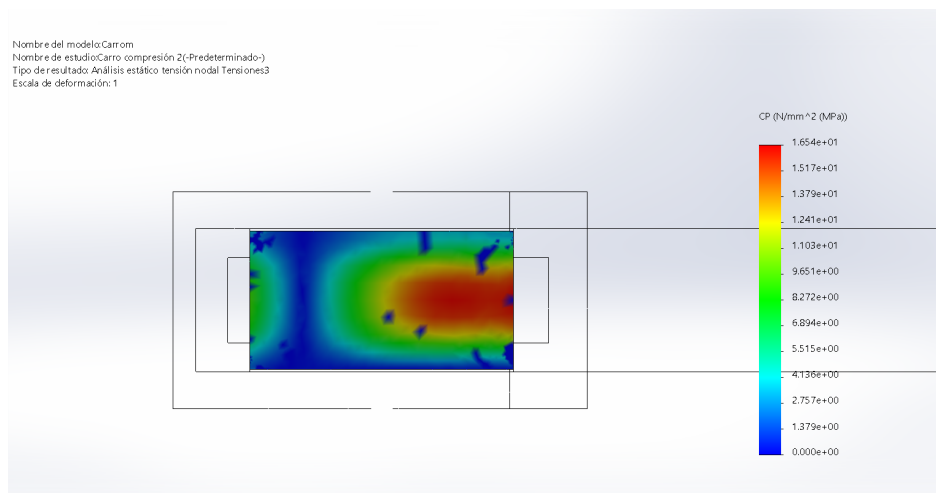


Figura F.39: Presiones de contacto en la base del carro.

F.3.2. Simulación del Carro a Tracción

Este caso es similar al anterior descrito, sólo que la situación simulada es a tracción. Las piezas simuladas fueron el carro, las lámina anti-fricción SKF superiores, y las vinculaciones de los cilindros 1 y 2 (ver fig. F.40).

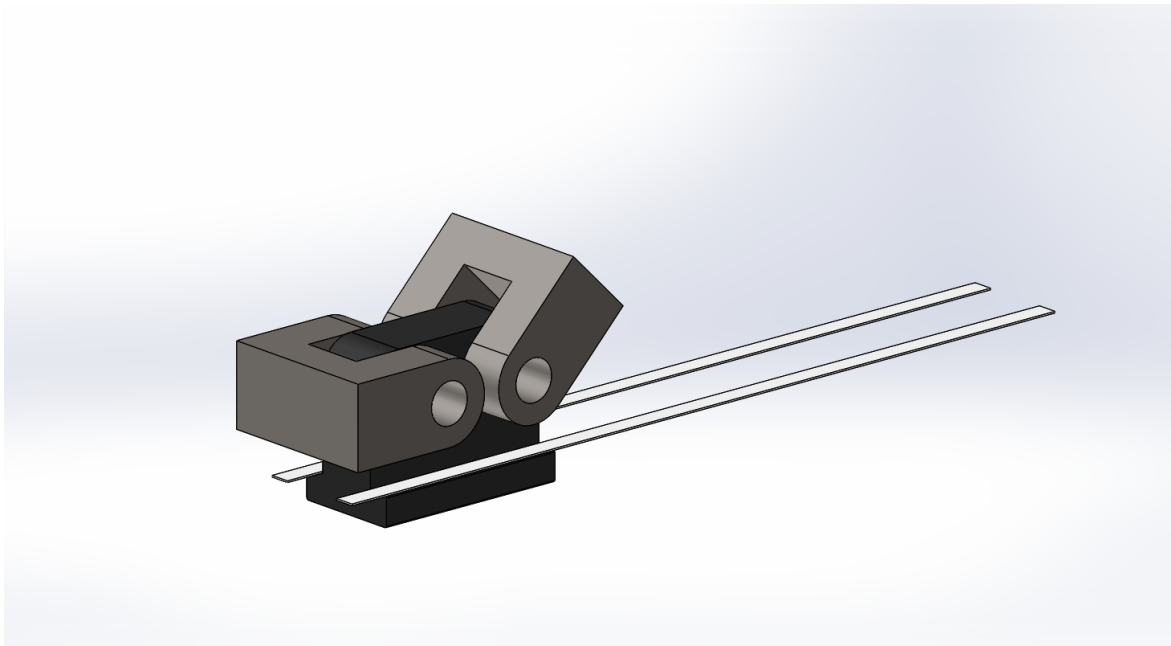


Figura F.40: Representación de las piezas a simular

La simulación fue configurada como lo muestra la fig. F.41, donde los materiales de las piezas fueron fundición gris nodular para el carro, acero aleado para las vinculaciones de los cilindros, y ABS para las láminas. En esta simulación, al igual que en la anterior, la pieza de interés es el carro. Las vinculaciones con los cilindros fueron incluidas para introducir la fuerza y representar la vinculación entre estas y el carro, y las láminas fueron incluidas exclusivamente para analizar las presiones de contacto. La conexión entre los componentes fue realizada mediante pasadores (ver fig. F.42), y las restricciones de contacto impuestas fueron: fijación de las caras superiores de las láminas y la cara frontal del cilindro horizontal, que además cuenta con una vinculación tipo bisagra con el carro, ajuste de caras planas en el lateral del carro y en la cara inclinada de la vinculación con el cilindro 2, para evitar desplazamientos laterales y rotaciones, respectivamente, y contacto plano entre el carro y la lámina (fig. F.43. Por otro lado, se introdujo una fuerza normal a la vinculación con el cilindro 2, representando la fuerza máxima generada por la reducción de la trocha (F.44).

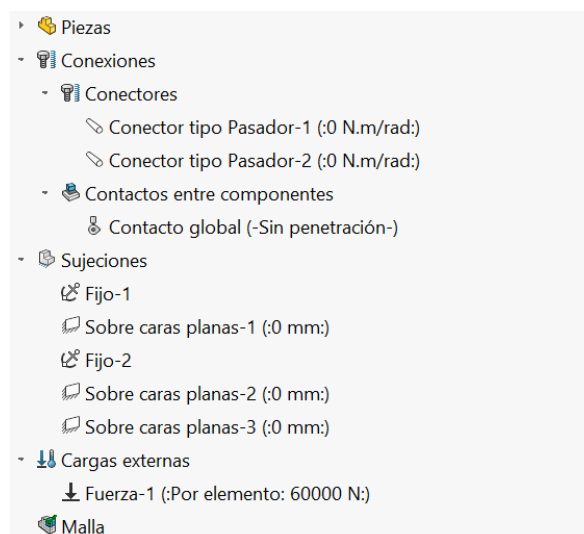


Figura F.41: Configuración de la simulación.

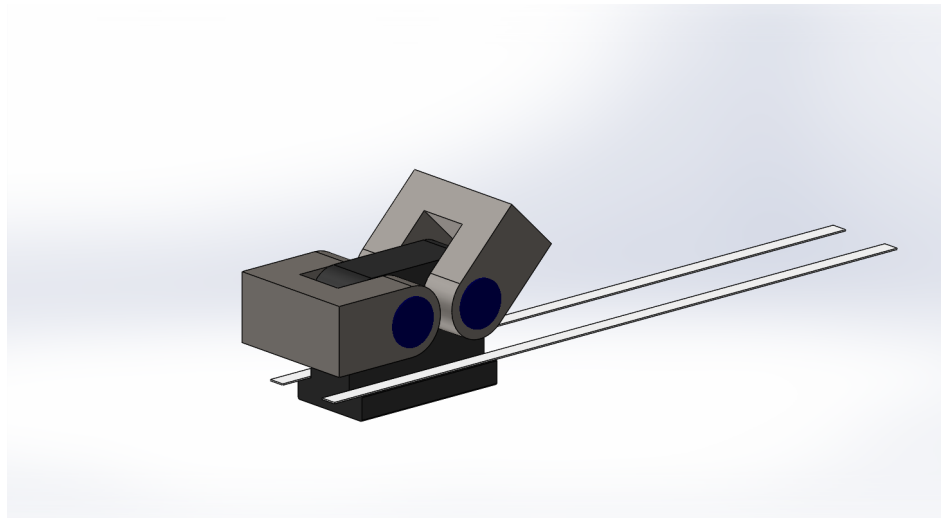


Figura F.42: Conectores entre componentes.

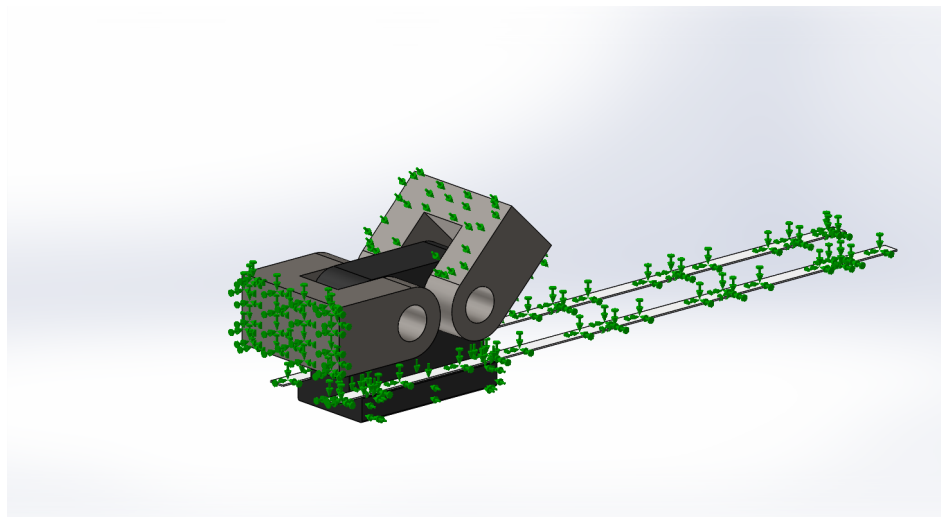


Figura F.43: Sujeción de las piezas.

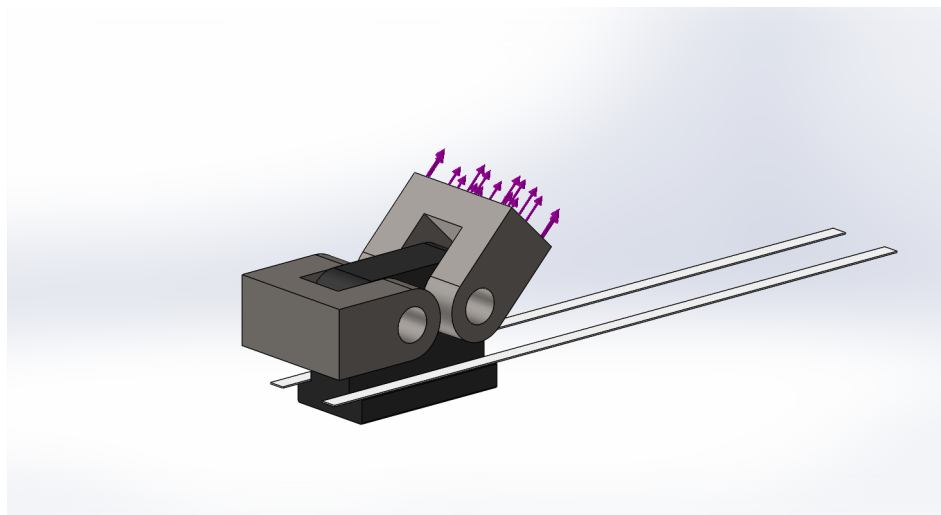


Figura F.44: Fuerzas aplicadas.

La malla configurada fue idéntica a la del caso anterior: global con un tamaño de 8 mm (fig. F.45).

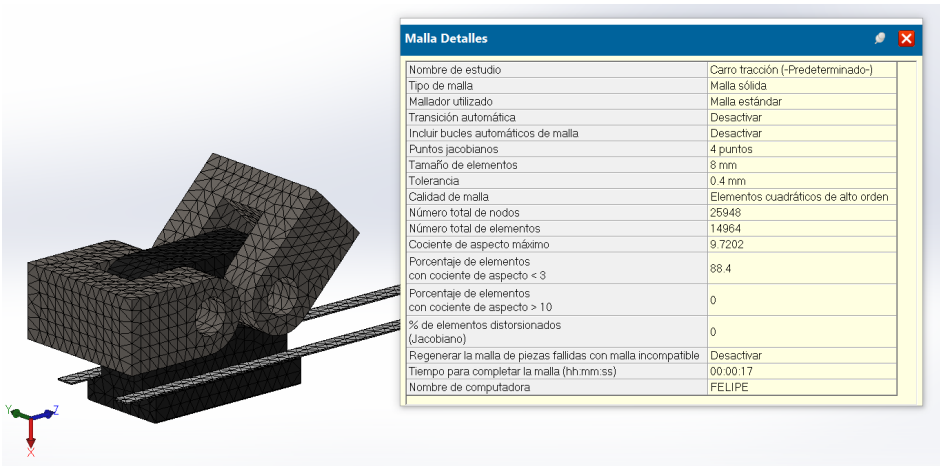


Figura F.45: Mallado de las piezas.

Con la configuración de la simulación antes mencionada, se obtuvieron razonables, muy similares a los del caso anterior: tensiones más elevadas en las zonas cercanas a la vinculación del cilindro 2, y entre las vinculaciones de los cilindros 1 y 2, aunque, en este caso, de tracción. En la base del cilindro se observan concentraciones de tensiones producto de la geometría del carro, pero aún con estas, las tensiones máximas no superan los 70 N/mm^2 , pudiendo utilizarse tranquilamente la fundición gris nodular ferrítica F.G.E. 38017 según IRAM 700 (ver sección E.9).

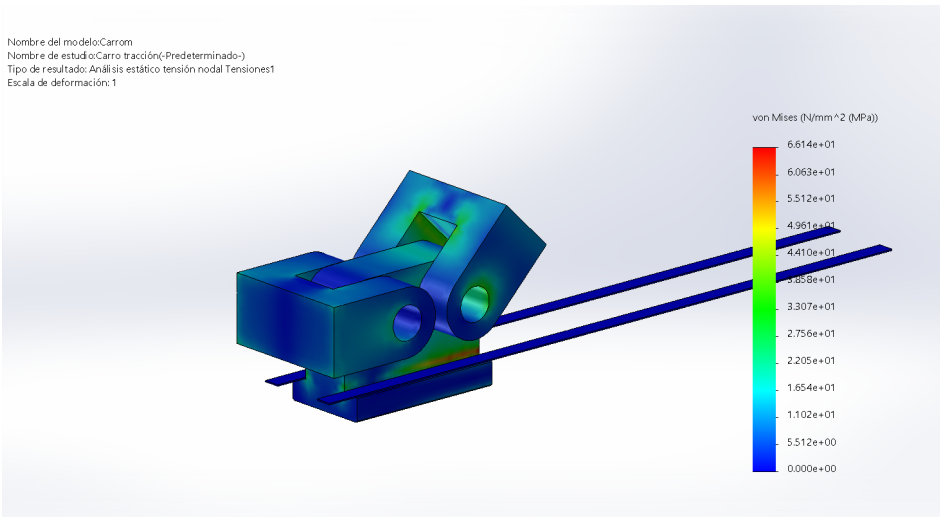


Figura F.46: Resultados de tensiones en el conjunto.

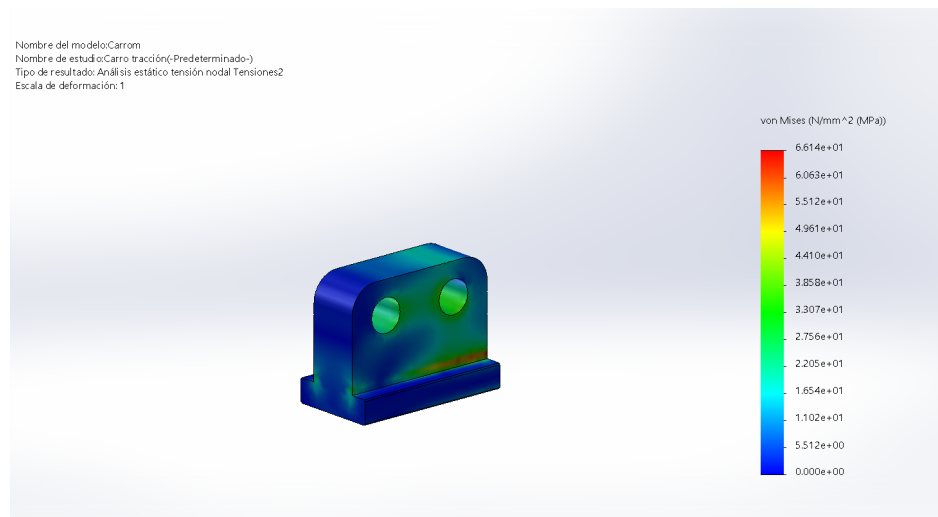


Figura F.47: Resultados de tensiones en el carro.

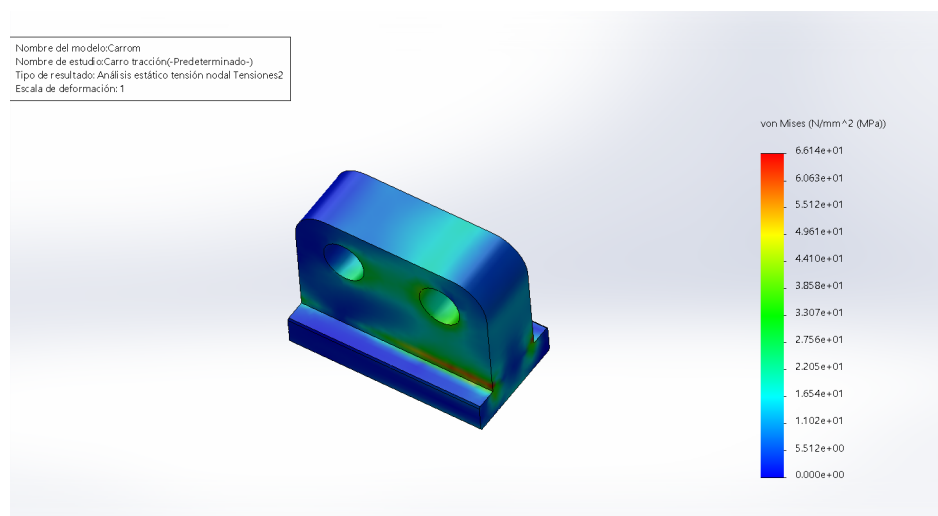


Figura F.48: Resultados de tensiones en el carro.

En cuanto a las presiones de contacto, al igual que se verificó para el caso de la compresión, se observa un gradiente de presiones que va en aumento hacia el lado donde se encuentra el cilindro 2, que efectúa una fuerza en la dirección vertical (fig. F.38 y F.39). Los valores máximos se encuentran cercanos a los 22 N/mm^2 , siendo del mismo orden de magnitud que los estimados en la sección C.4.1, donde se consideró una fuerza centrada, y notablemente menores nuevamente a los 80 N/mm^2 que soporta como máximo dinámicamente la lámina SKF seleccionada (sección D.4).

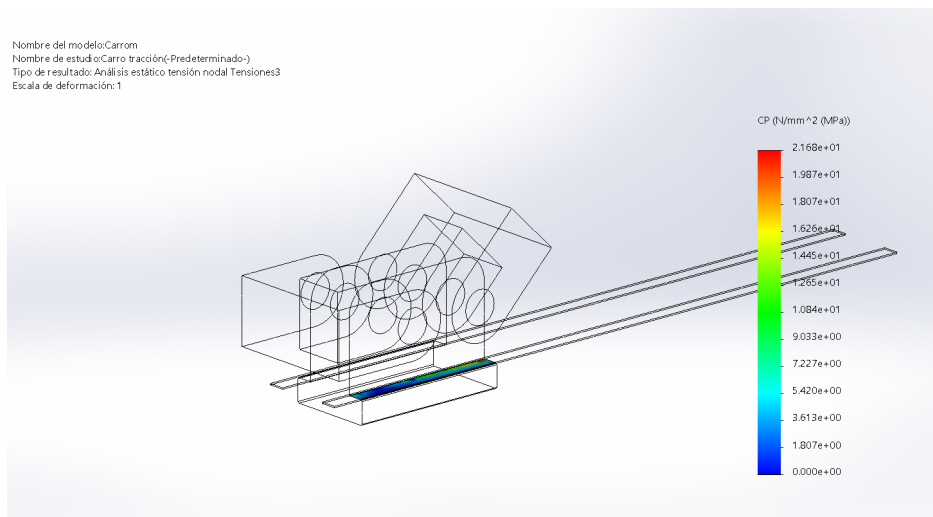


Figura F.49: Presiones de contacto en la parte superior del carro.

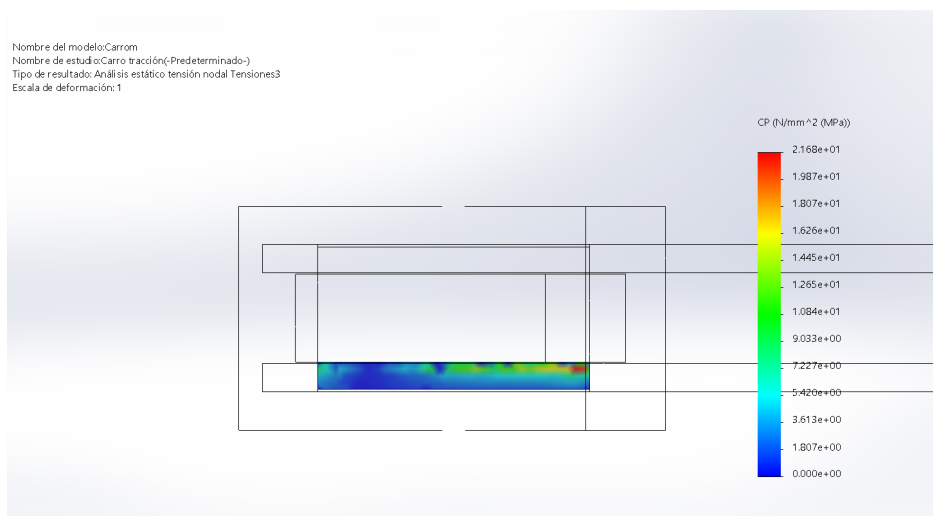


Figura F.50: Presiones de contacto en la parte superior del carro.

F.3.3. Simulación de la Guía a Tracción

Para el caso de la simulación de la guía a tracción, se simularon sólo dos piezas: la base de la guía y uno de los laterales (fig. F.51). Esto se hizo para disminuir el costo computacional, aprovechando la simetría del sistema estudiado.

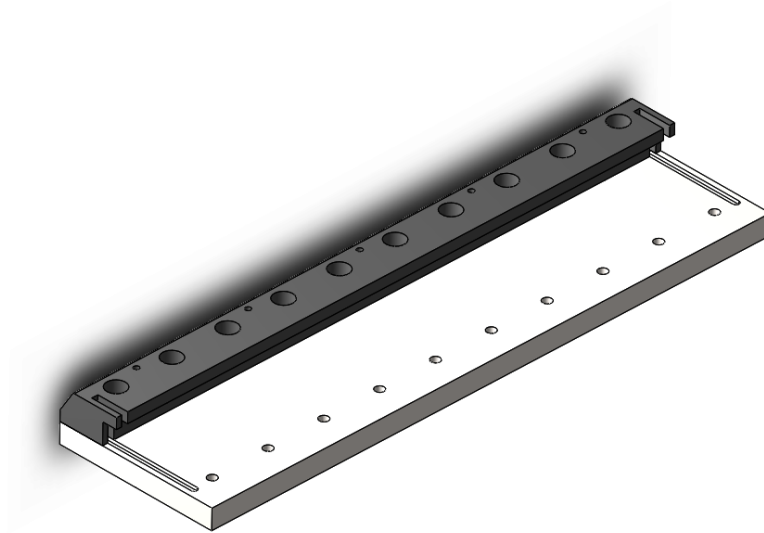


Figura F.51: Representación de las piezas a simular

Las piezas fueron configuradas de acero al carbono no aleado para la base, y de fundición gris para el lateral. Aquí, se quieren evaluar las tensiones en las piezas y sus interacciones. El contacto entre componentes fue definido como de sin penetración, y se los vincularon mediante tornillos (fig. F.53), y la única sujeción empleada fue una fijación de la cara inferior de la base. Por otro lado, la fuerza configurada fue de 4200 kg, aplicados en una partición del largo del carro (120 mm) sobre el voladizo del lateral de la guía (fig. F.54).

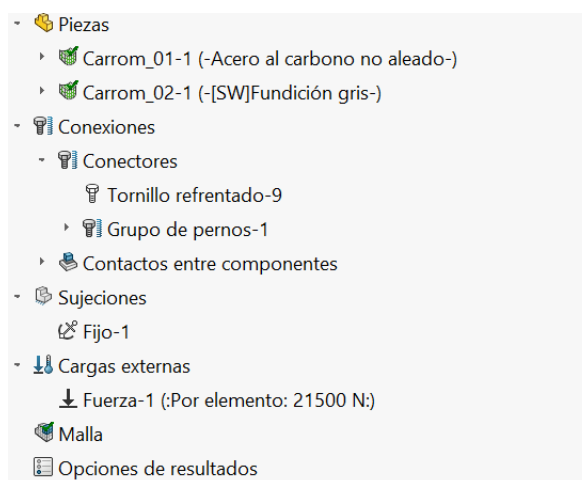


Figura F.52: Configuración de la simulación.

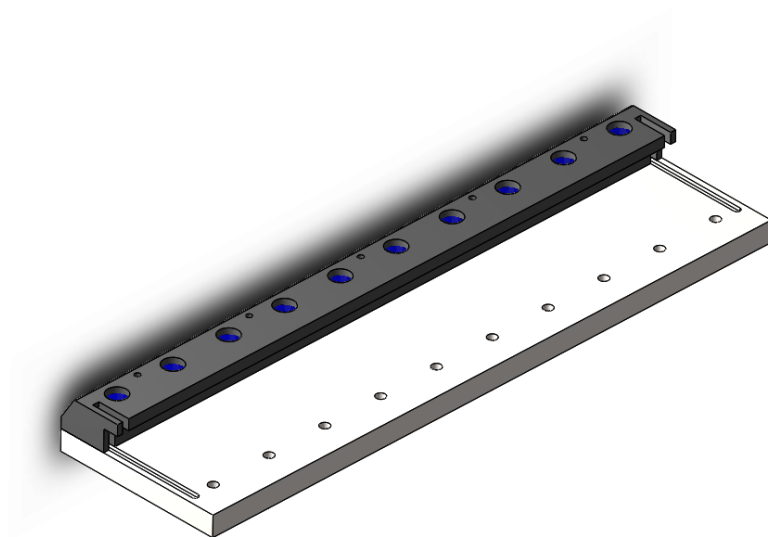


Figura F.53: Conexiones entre componentes.

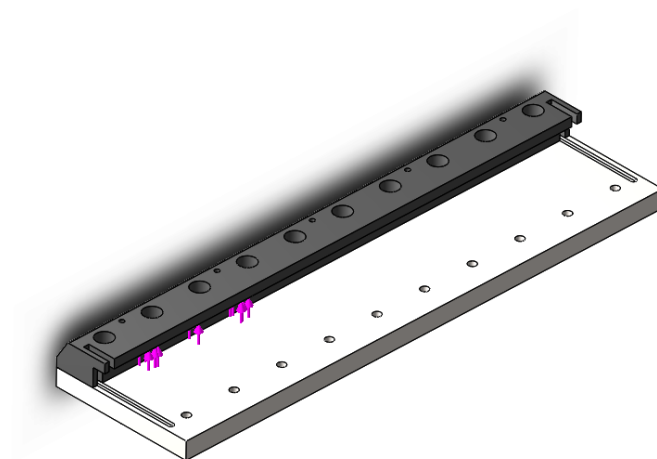


Figura F.54: Fuerzas aplicadas.

Al igual que en los casos anteriores, la malla fue global, con un tamaño de 8 mm (fig. [F.55](#)).

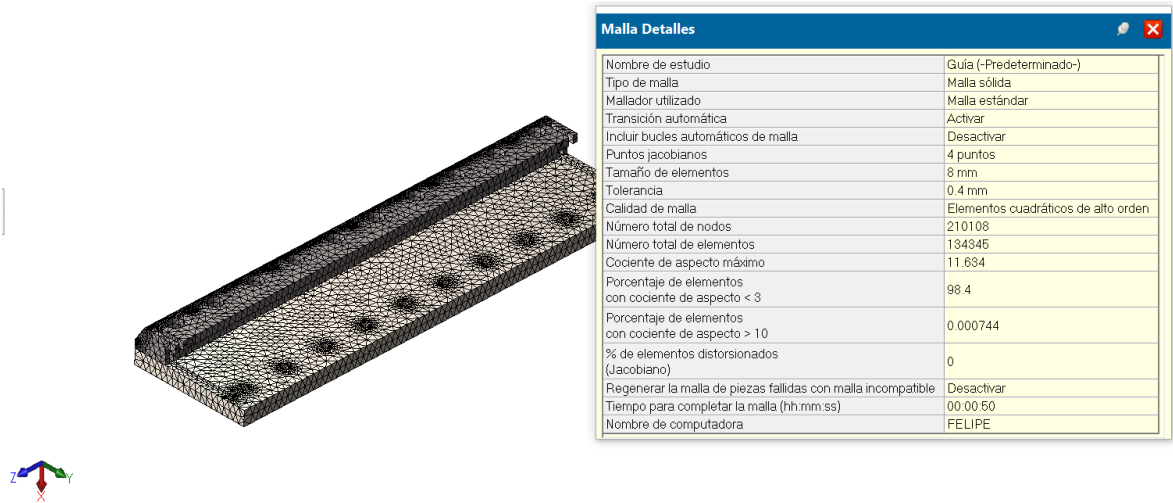


Figura F.55: Mallado de las piezas.

Se observan tensiones máximas del orden de los 160 N/mm^2 en el conjunto (fig. F.56 y F.57), estando presentes en los laterales de la guía en las zonas cercanas a las cabezas de los tornillos y por encima de ellas (fig. F.60), y siendo las tensiones máximas en la base del orden de los 65 N/mm^2 (fig. F.59). Por otro lado, los desplazamientos máximos se dan en la zona de aplicación de la fuerza, y estos son menores a $0,3 \text{ mm}$ (fig. F.58). Estos resultados indicarían la posibilidad de utilizar una fundición nodular F.G.E. 50007 (sección E.9), de límite elástico 350 N/mm^2 para los laterales, y un SAE 1010 laminado en caliente para la base, de límite elástico 176 N/mm^2 .

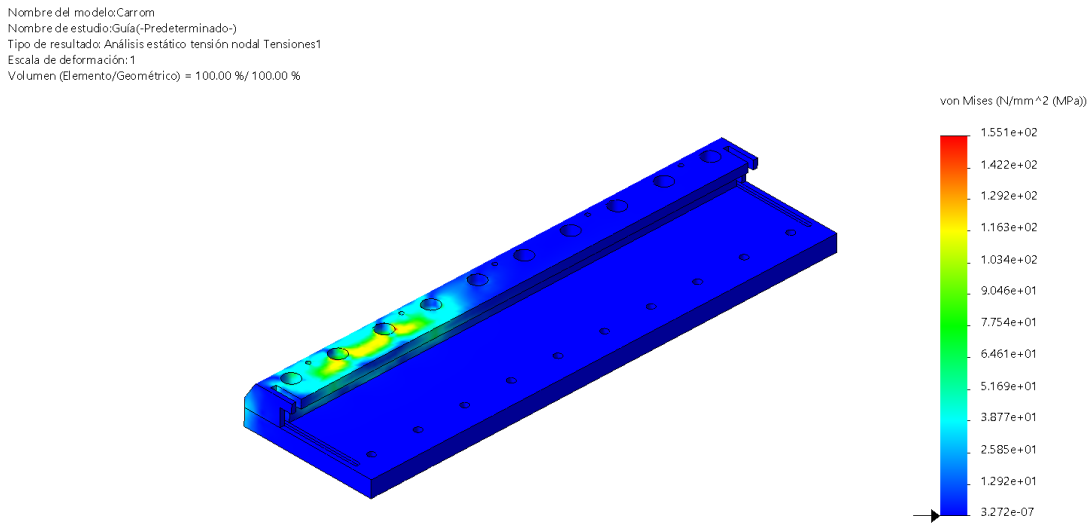


Figura F.56: Resultados de tensiones en el conjunto.

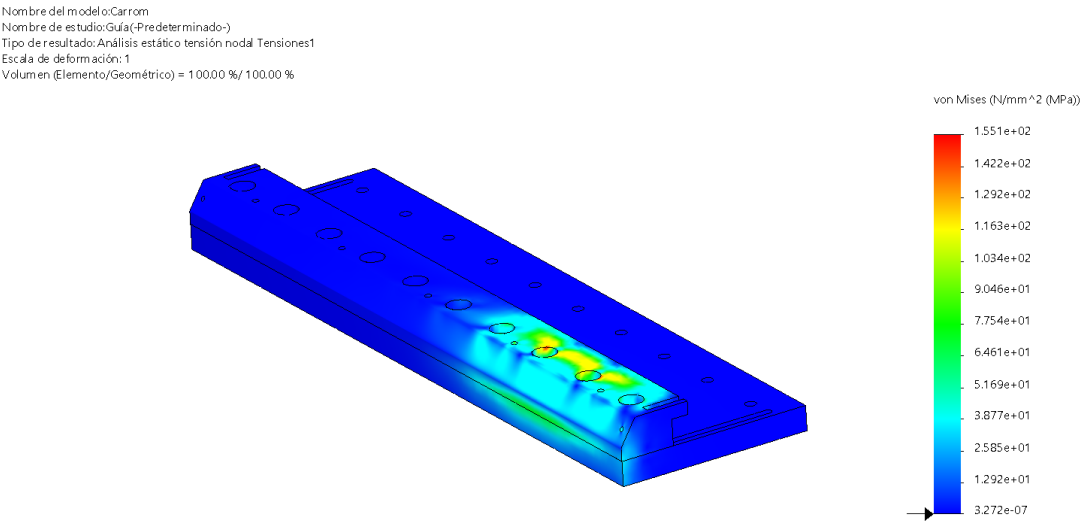


Figura F.57: Resultados de tensiones en el conjunto.

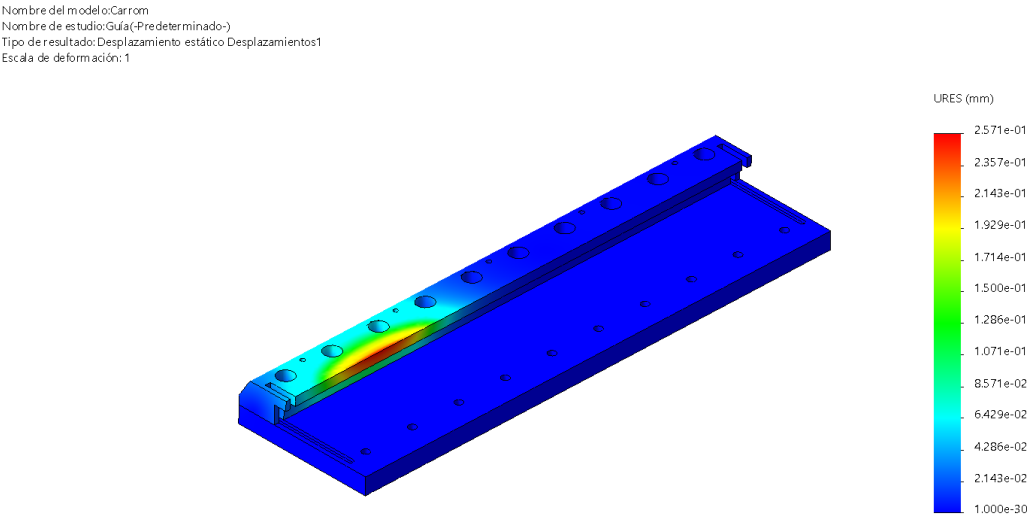


Figura F.58: Resultados de Desplazamientos en la guía.

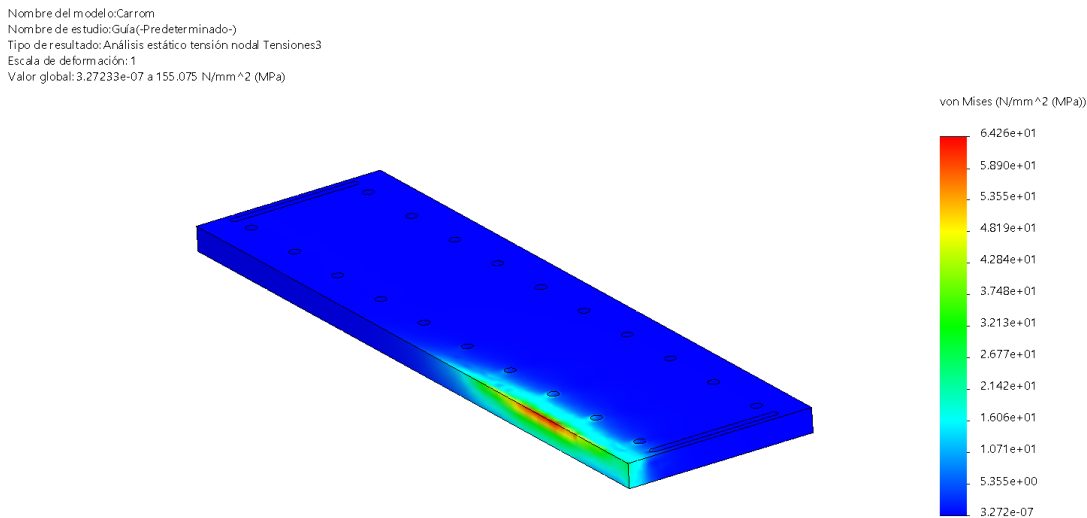


Figura F.59: Tensiones en la base de la guía.

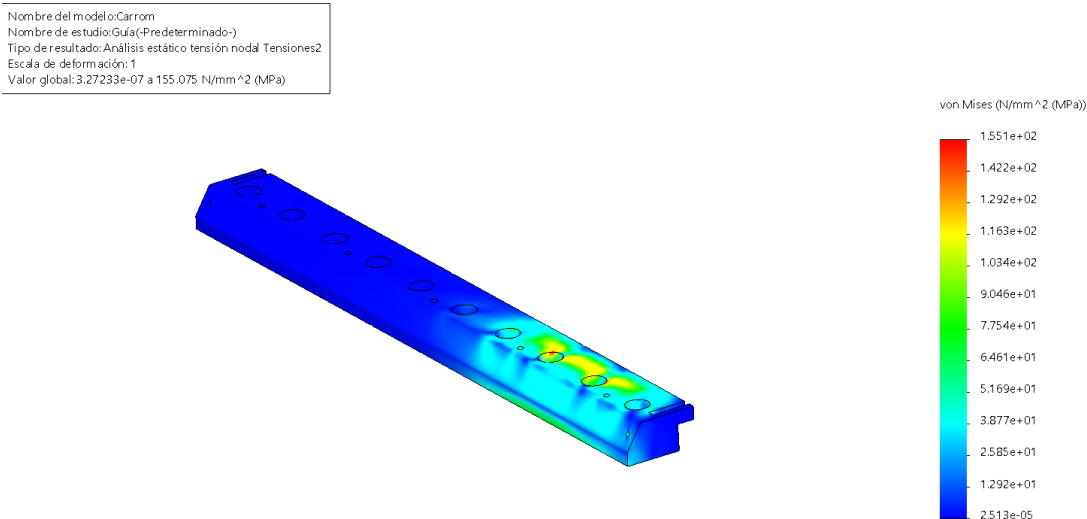


Figura F.60: Tensiones en los laterales de la guía.

Si se analizan ahora las fuerzas que deben soportar los tornillos utilizados, se observa que los mismos deben soportar una fuerza máxima de tracción de $28000N$ ¹, causando tensiones máximas del orden de los 500 N/mm^2 , con lo que se tendría, como muestra la figura F.62, un factor de seguridad de alrededor de 1,8 si se utilizan tornillos grado 10.9, que cuentan con un límite elástico de 900 N/mm^2 (ver sección D.6).

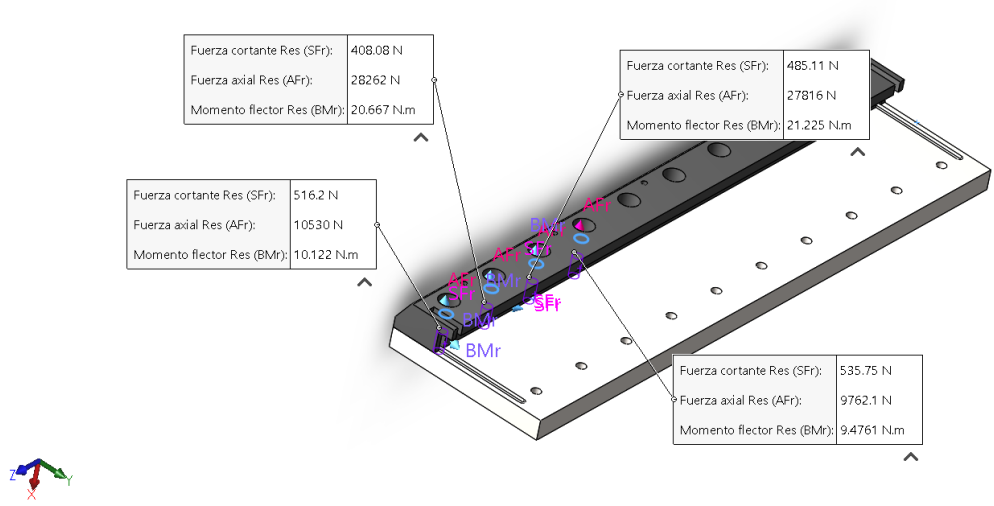


Figura F.61: Fuerzas en los tornillos de fijación de los laterales.

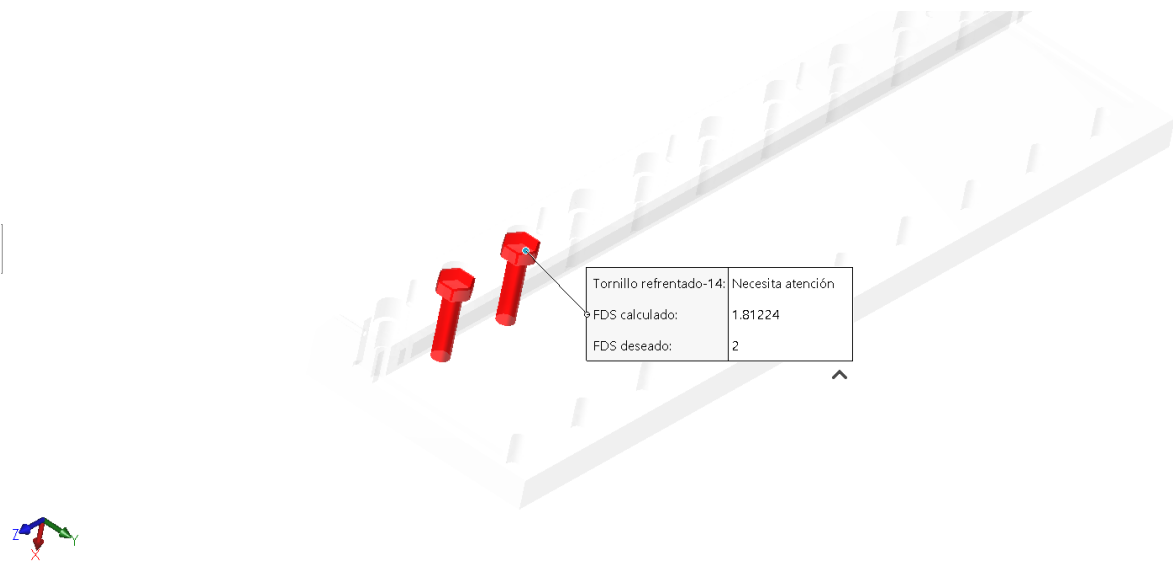
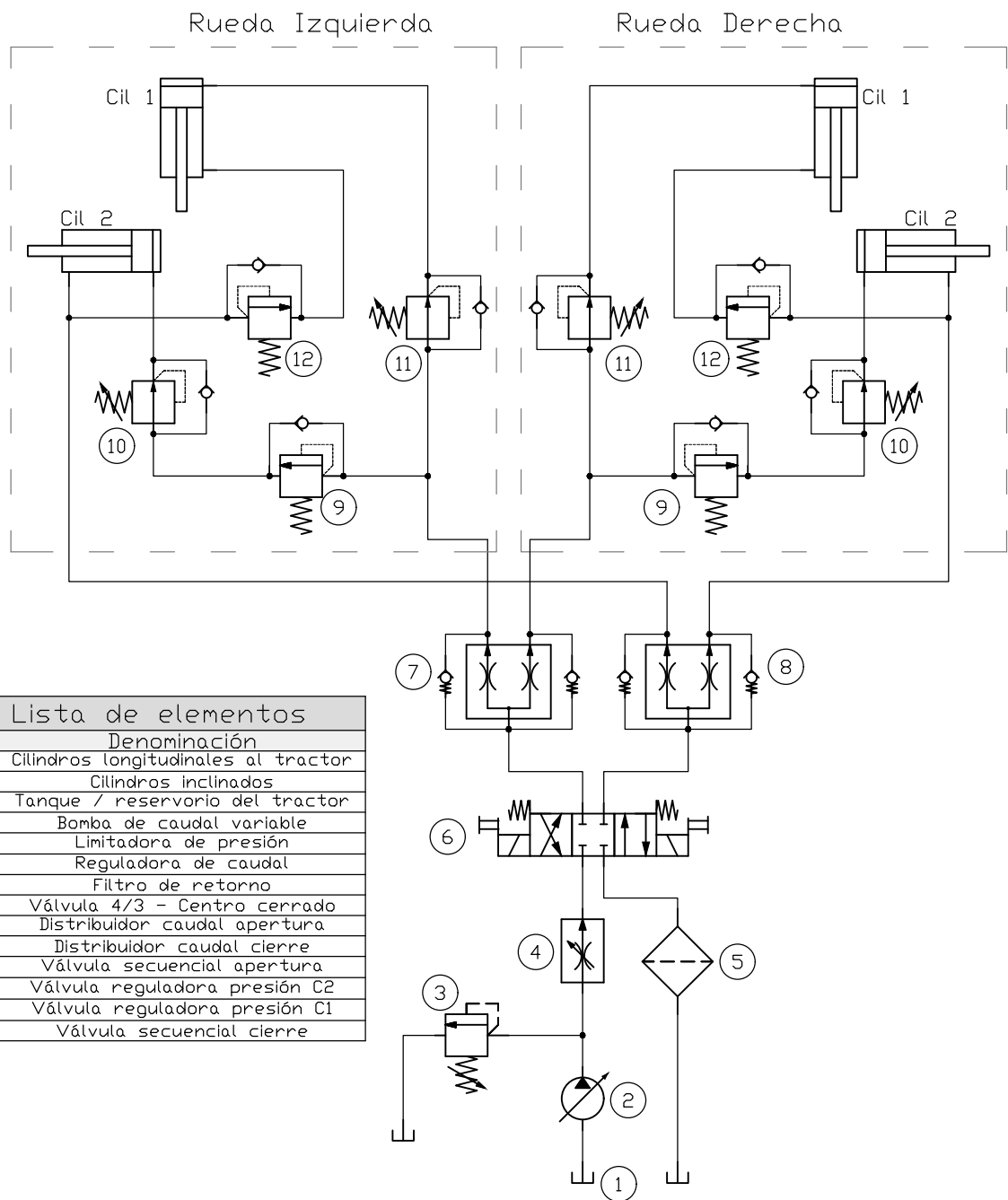


Figura F.62: Factor de seguridad resultante de usar tornillos M10 grado 10.9.

¹Si bien habría presentes también esfuerzos de corte y de flexión, estos se desprecian por ser ordenes de magnitud menores a los de tracción.

Apéndice G

Diagrama hidráulico



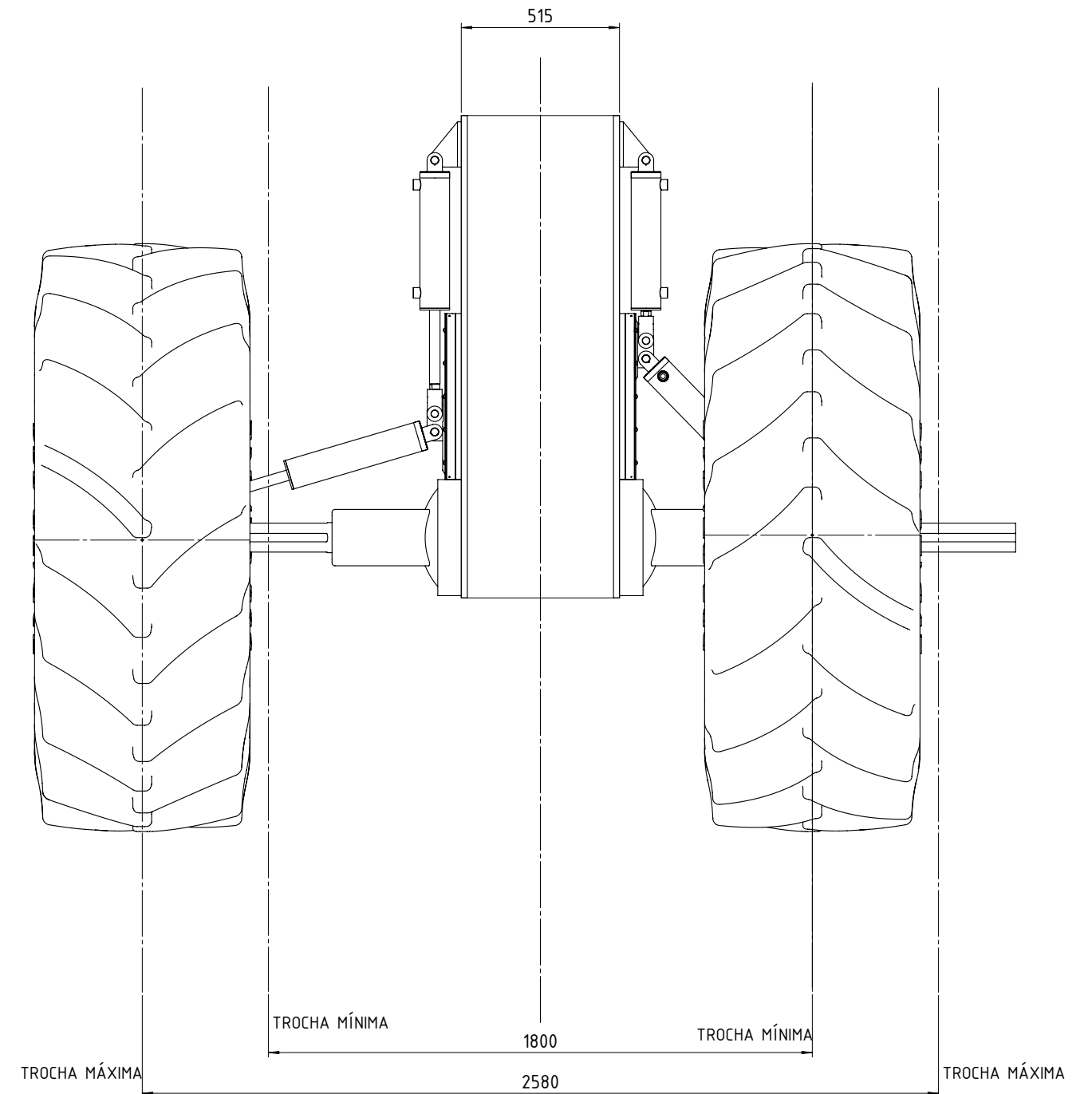
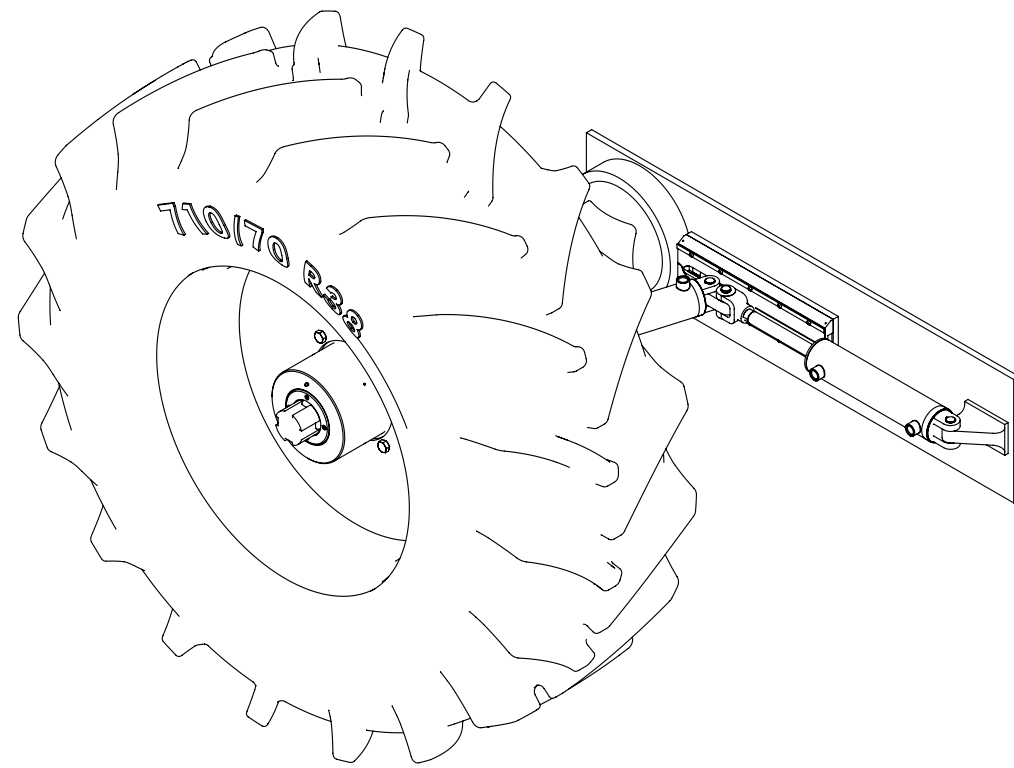
PROYECTO FINAL
 ESCUELA INGENIERIA MECANICA
 ROSARIO

DIAGRAMA HIDRÁULICO

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS		N°	HID_00
DIBUJO	20/7/2022	FUEYO-PEREZ	-			
APROBO						

Apéndice H

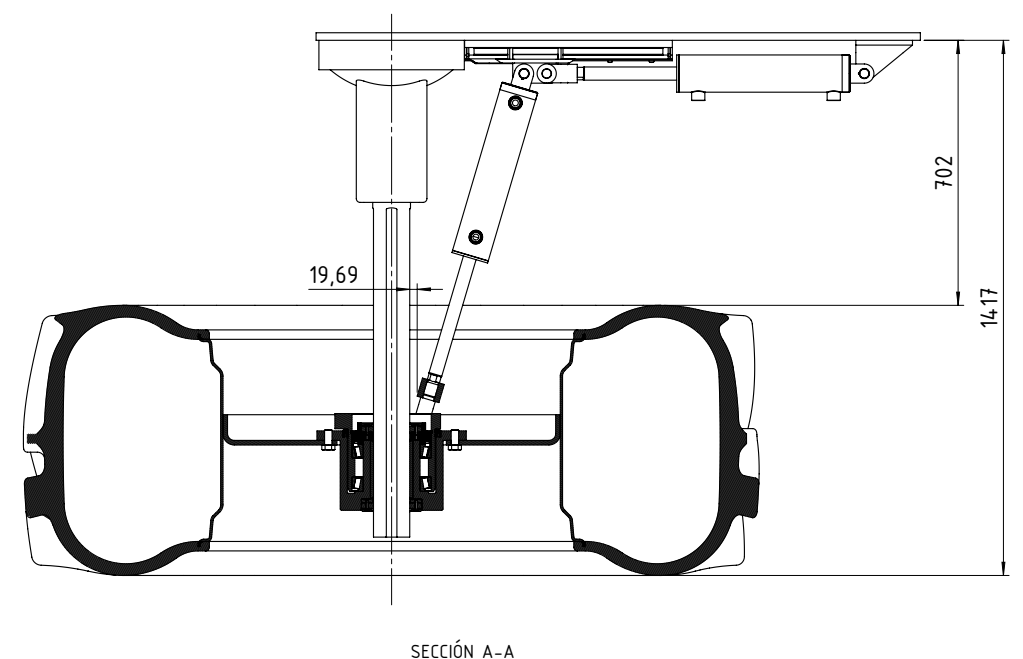
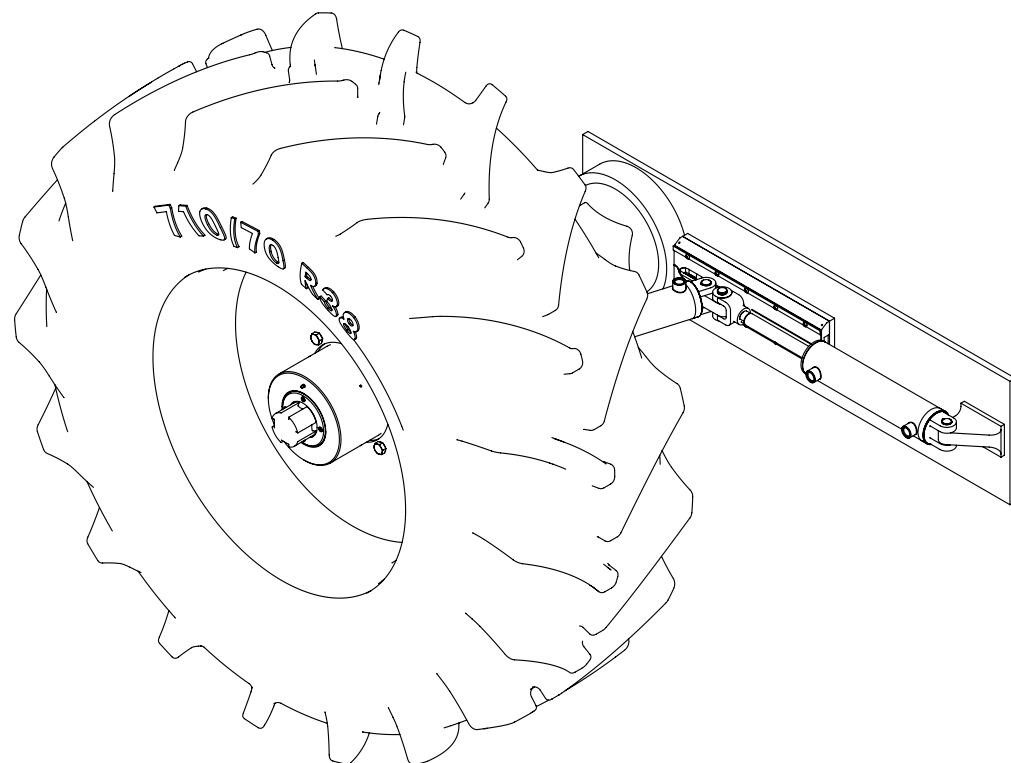
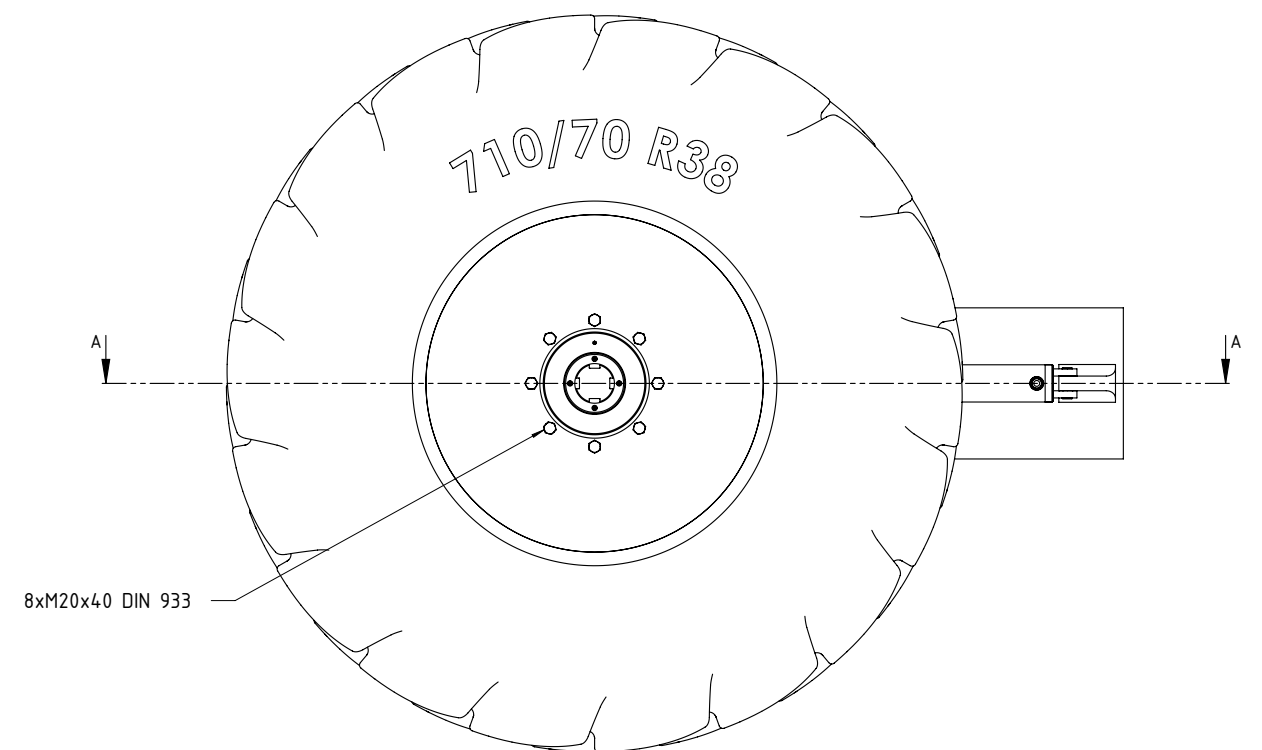
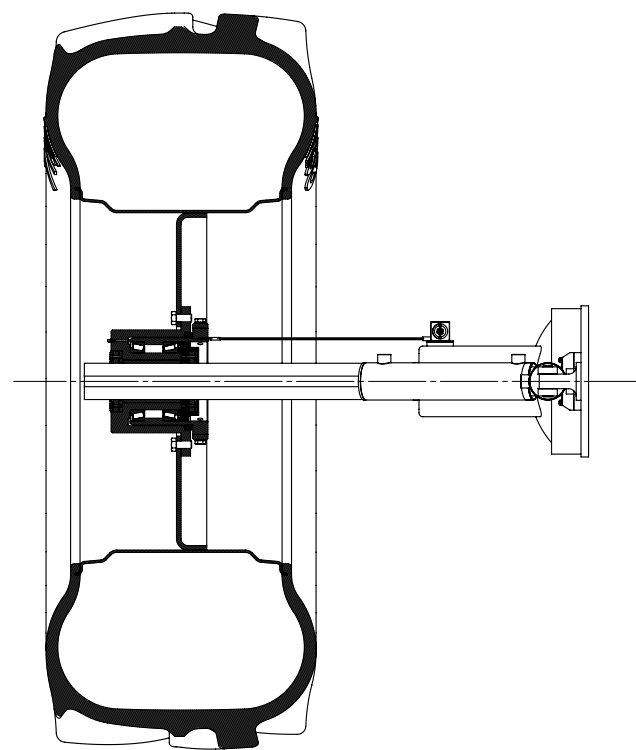
Planos



EJEMPLO DE APLICACIÓN CON RUEDA 710/70 R38
(MAYOR RUEDACOMERCIAL DISPONIBLE)

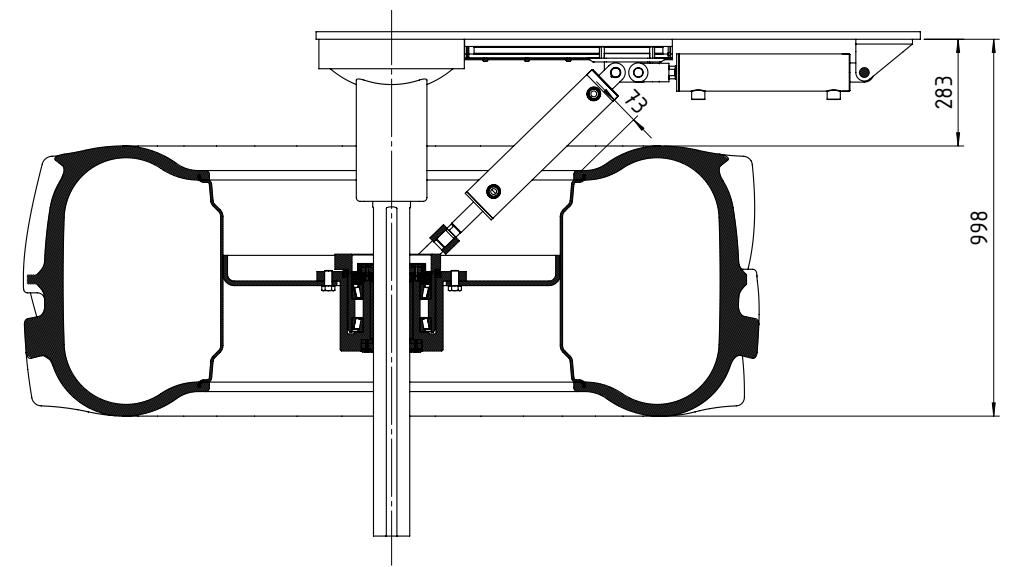
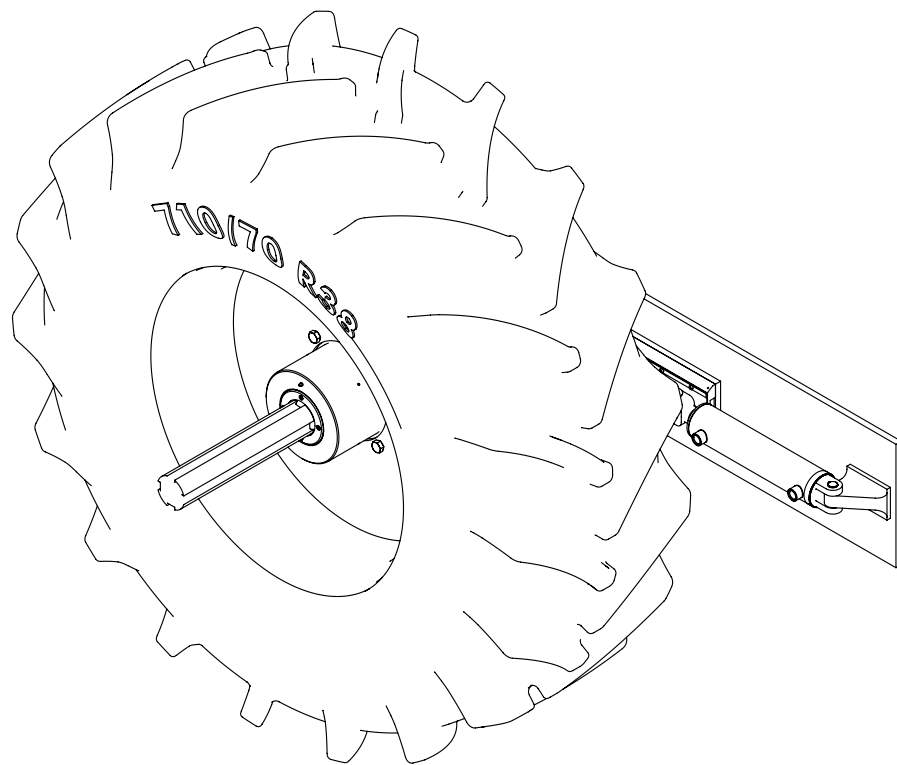
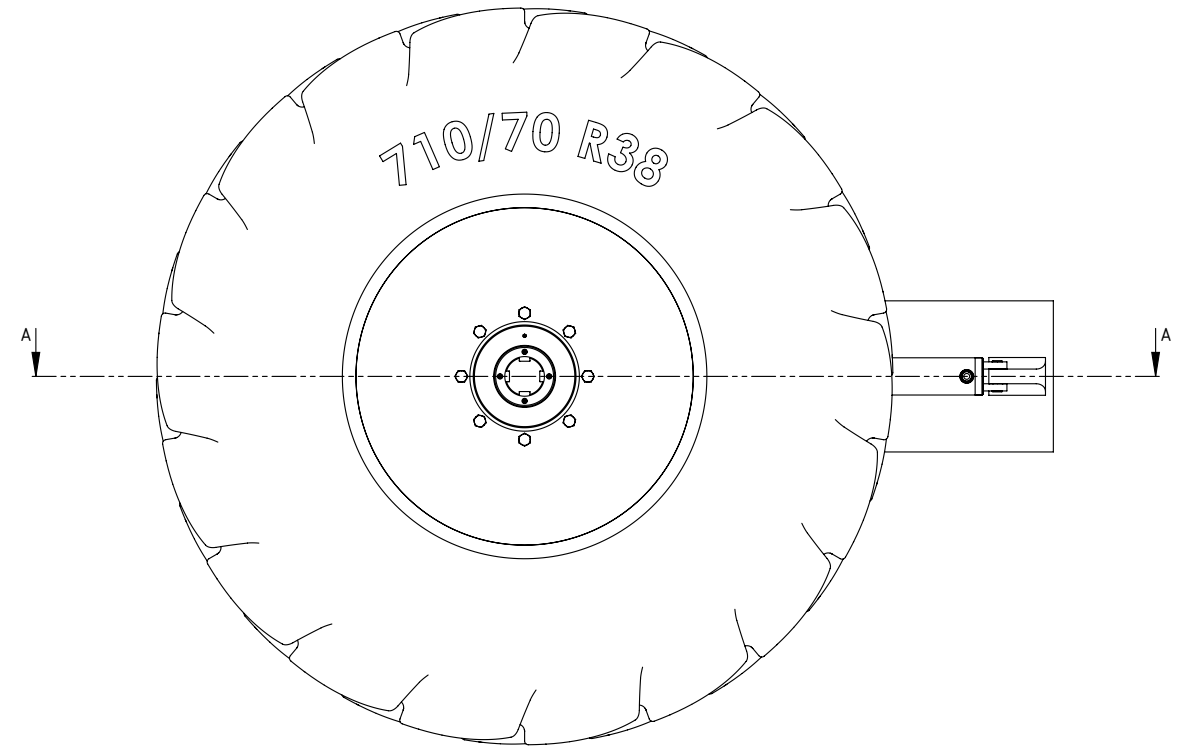
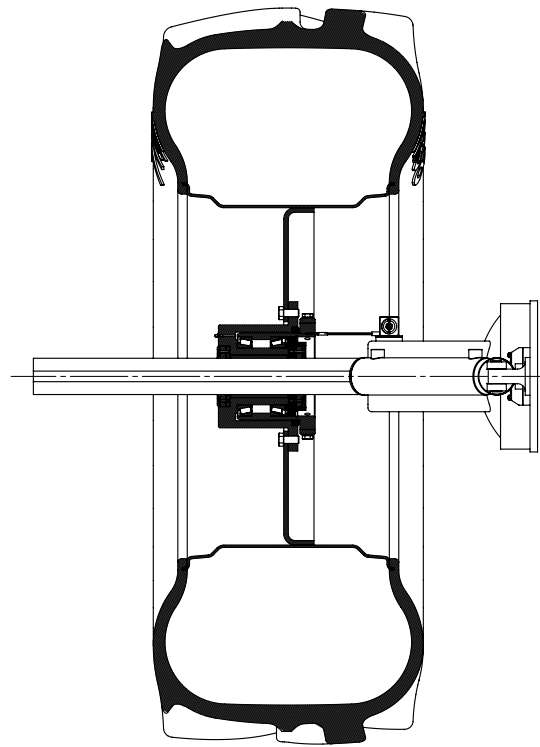
NOTA: TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS SEGÚN DIN 2768: MEDIAS

		PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		MONTAJE NEUMÁTICO	
		FECHA 20/7/2022	NOMBRE FUEYO-PEREZ	ESCALAS 1:10	N° NEUMÁTICO-00
DIBUJO APROBO					



NOTA: TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS SEGÚN DIN 2768: MEDIAS

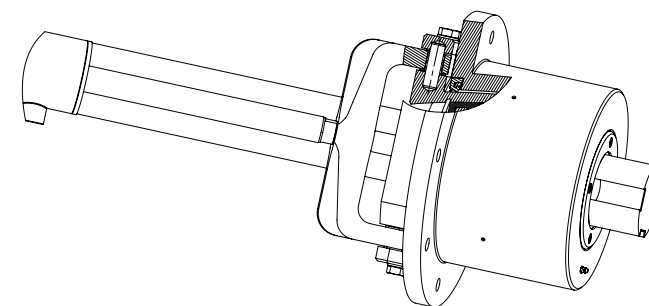
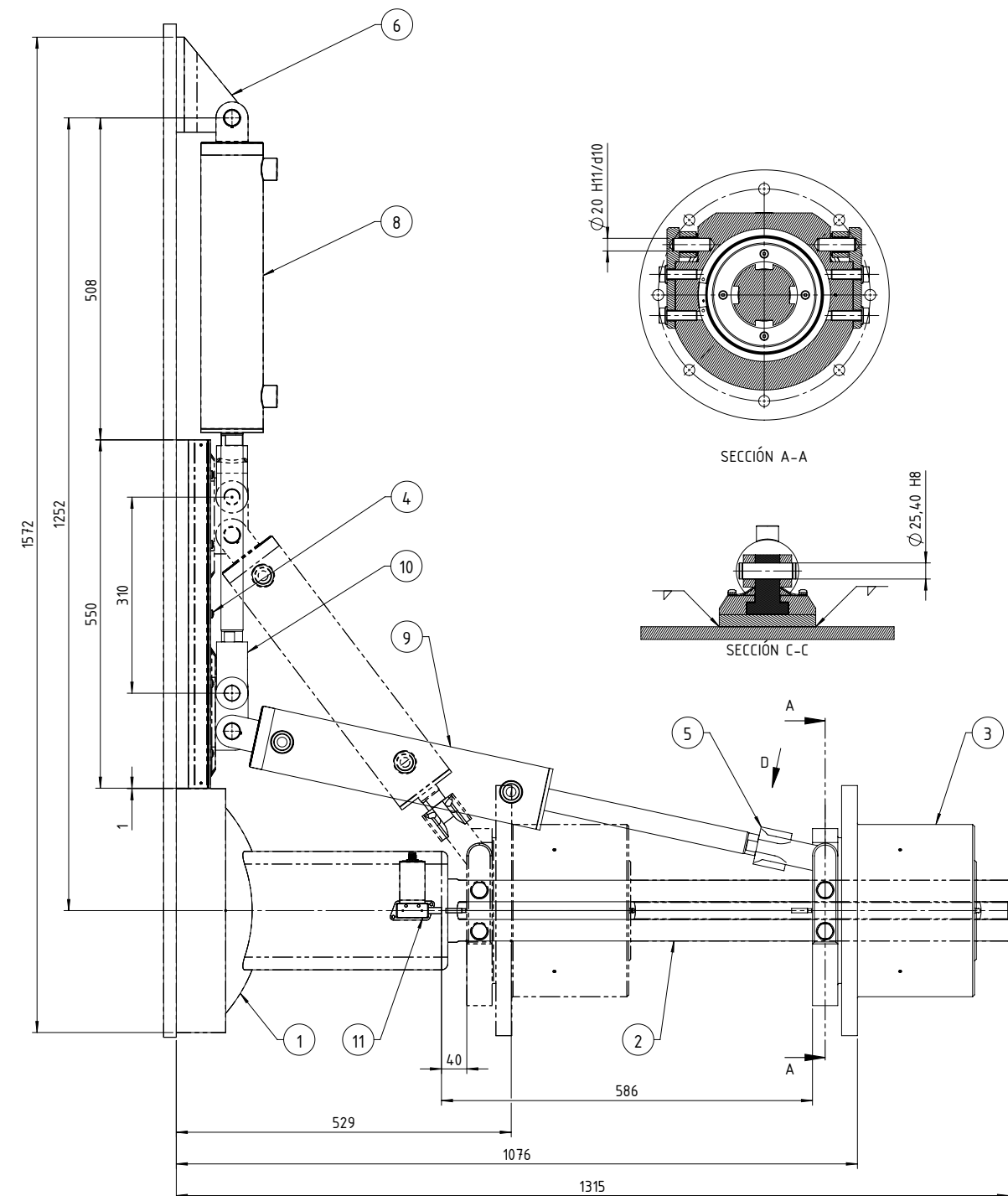
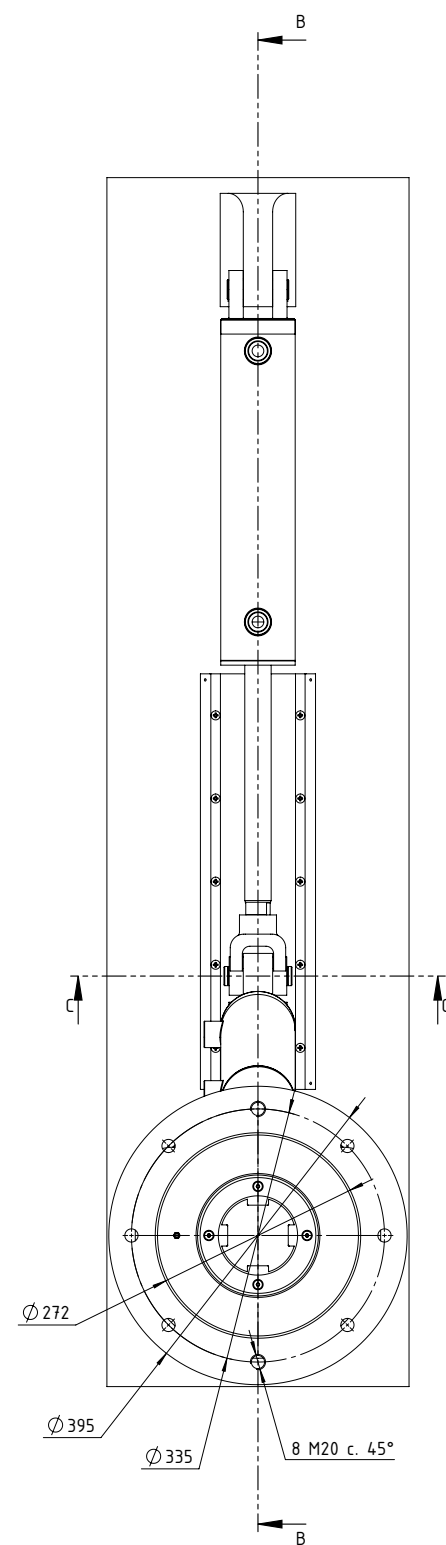
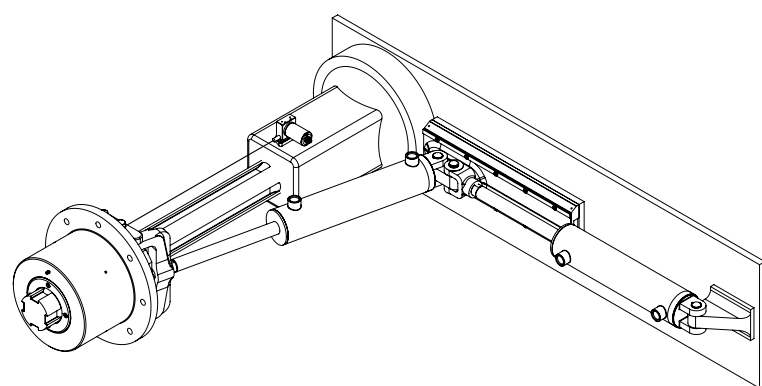
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				MONTAJE NEUMÁTICO	
DIBUJO	FECHA	NOMBRE	ESCALAS		N° NEUMÁTICO-01
APROBO	20/7/2022	FUEYO-PEREZ	1:10		



SECCIÓN A-A

NOTA: TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS SEGÚN DIN 2768: MEDIAS

		PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		MONTAJE NEUMÁTICO	
		DIBUJO APROBO	FECHA 20/7/2022	NOMBRE FUEYO-PEREZ	ESCALAS 1:10
					N° NEUMÁTICO-02



VISTA D

Nº	DENOMINACIÓN	MATERIAL	CANT.	OBS.	PLANO
1	CARCARA	CONFIDENCIAL JOHN DEERE	1	COMERCIAL	
2	EJE	CONFIDENCIAL JOHN DEERE	1	VER CONSIDERACIONES DE DISEÑO EN INFORME	
3	MAZA	VER PLANO MAZA_00	1		MAZA
4	CARRO	VER PLANO CARRO_00	1		CARRO
5	SUBCONJUNTO HORQUILLA	VER PLANO HORQUILLA_00	1		HORQUILLA
6	SOPORTE DE CILINDRO LONGITUDINAL	SAE 1020	1		SOPORTE
7	CHAVETA DIN 6885B 28X16X150	X 90 CR MO V 18	4		
8	CILINDRO PARKER D3.25"x12"	COMERCIAL	1	COD. 3.258BRDHBG18A12	
9	CILINDRO PARKER D3.25"x12.5"	COMERCIAL	1	COD. 3.258BRDHBG18A12.5	
10	HORQUILLA EXTREMO DE CILINDRO	COMERCIAL	1	PARKER N°1332850000	
11	TRANSDUCTOR DE CABLE	COMERCIAL	1	WAYCON SX50-MR625-IR-SAI2-52-M4-IP67-1CP-HG	

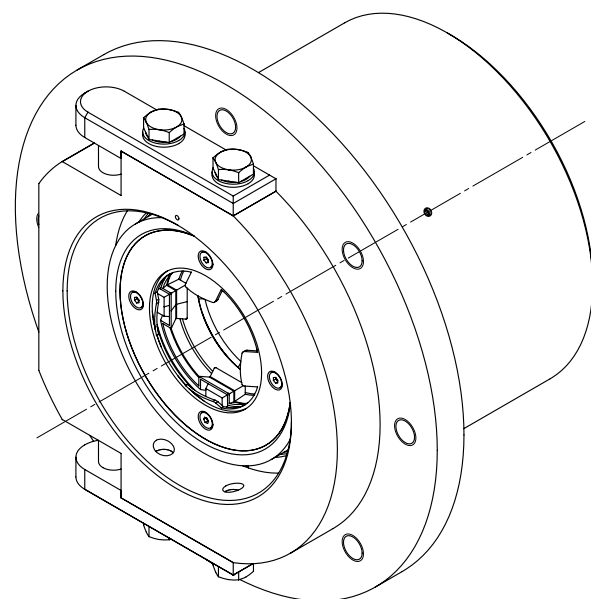
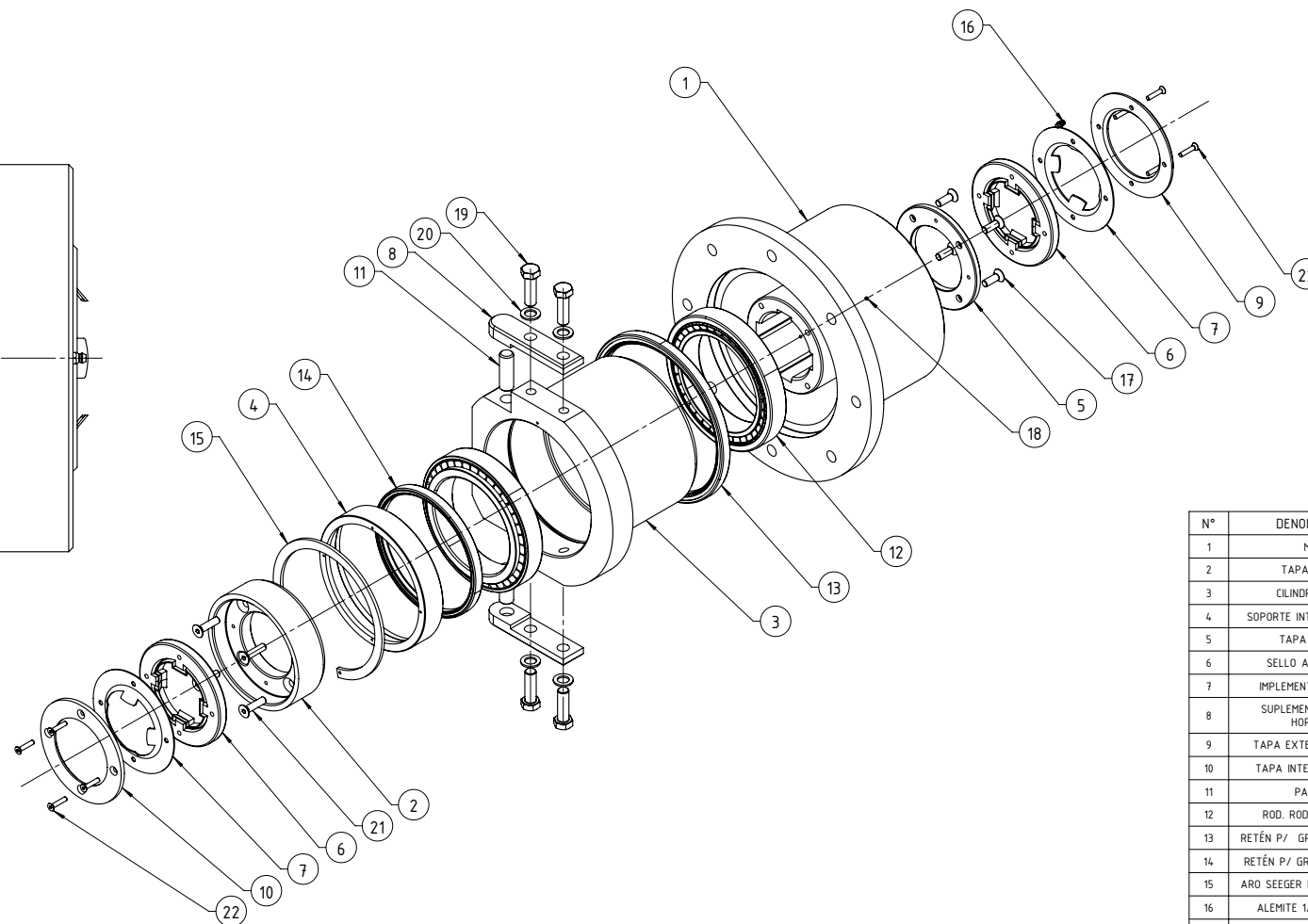
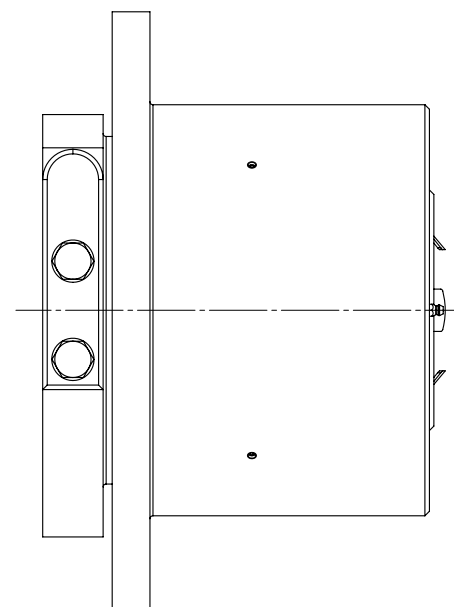
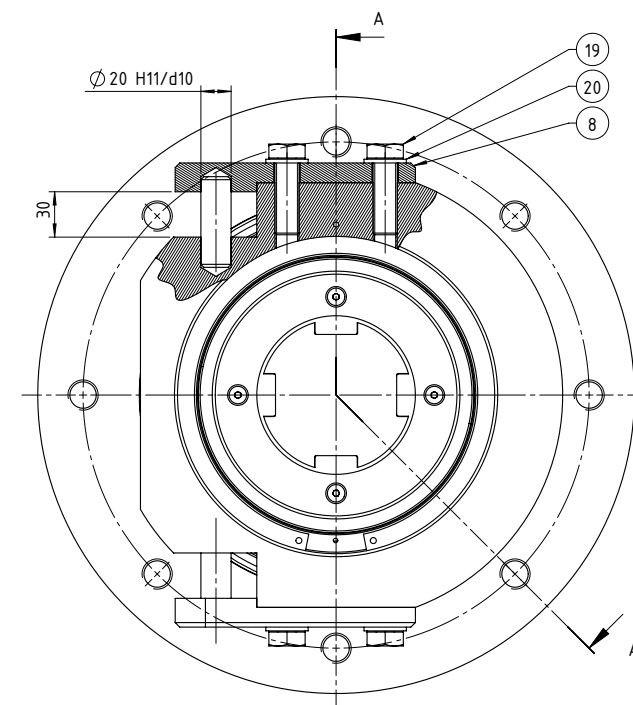
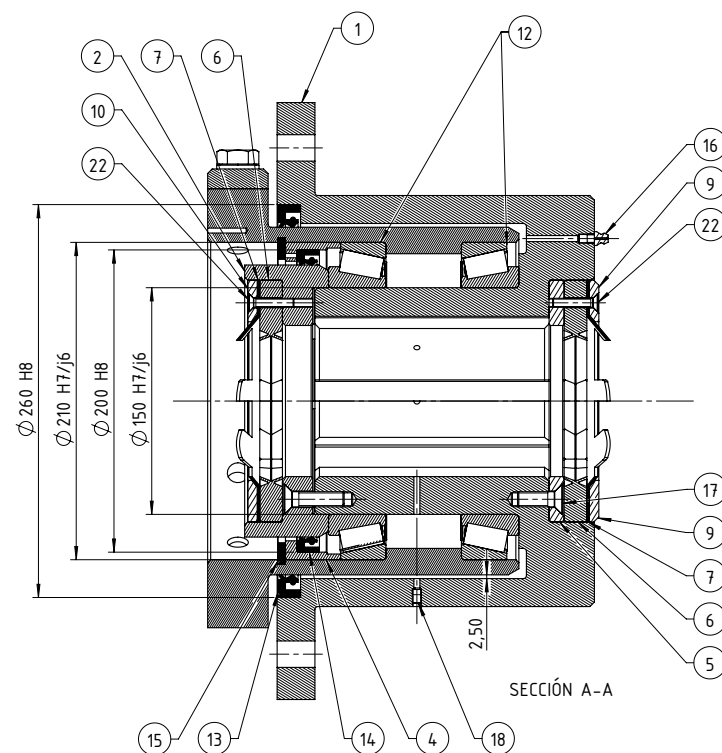
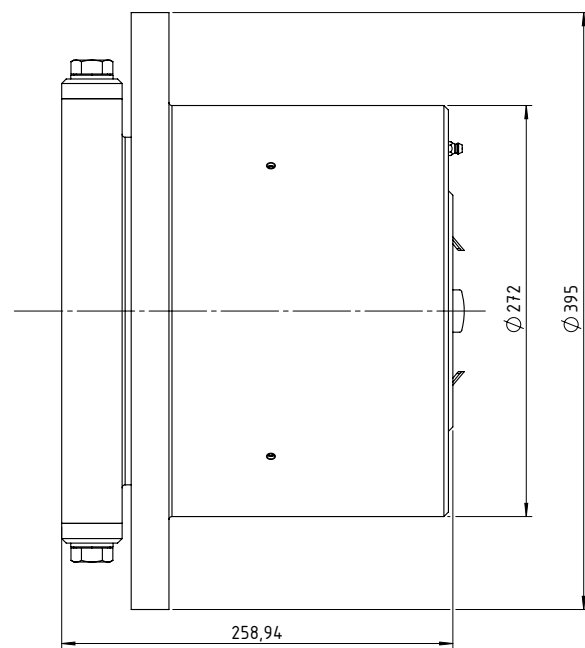
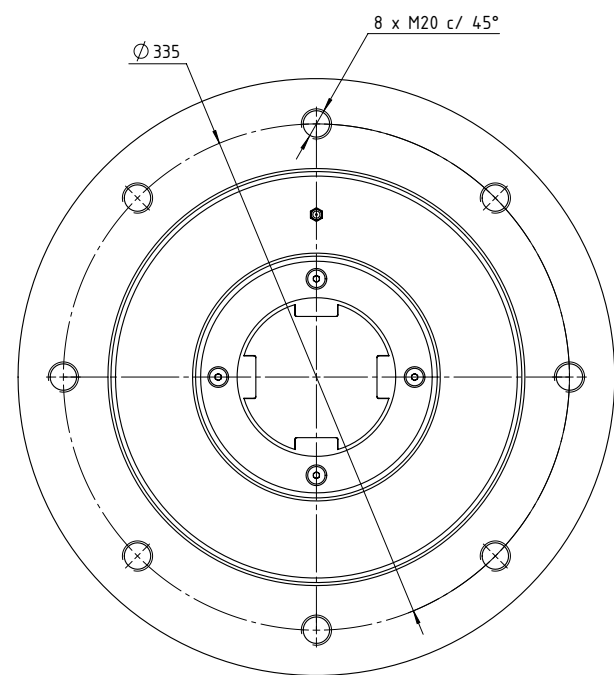


PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

ENSAMBLAJE SISTEMA

	FECHA	NOMBRE	ESCALAS		N° SISTEMA-00
DIBUJO	20/7/2022	FUEYO-PEREZ	1:5		
APROBO					

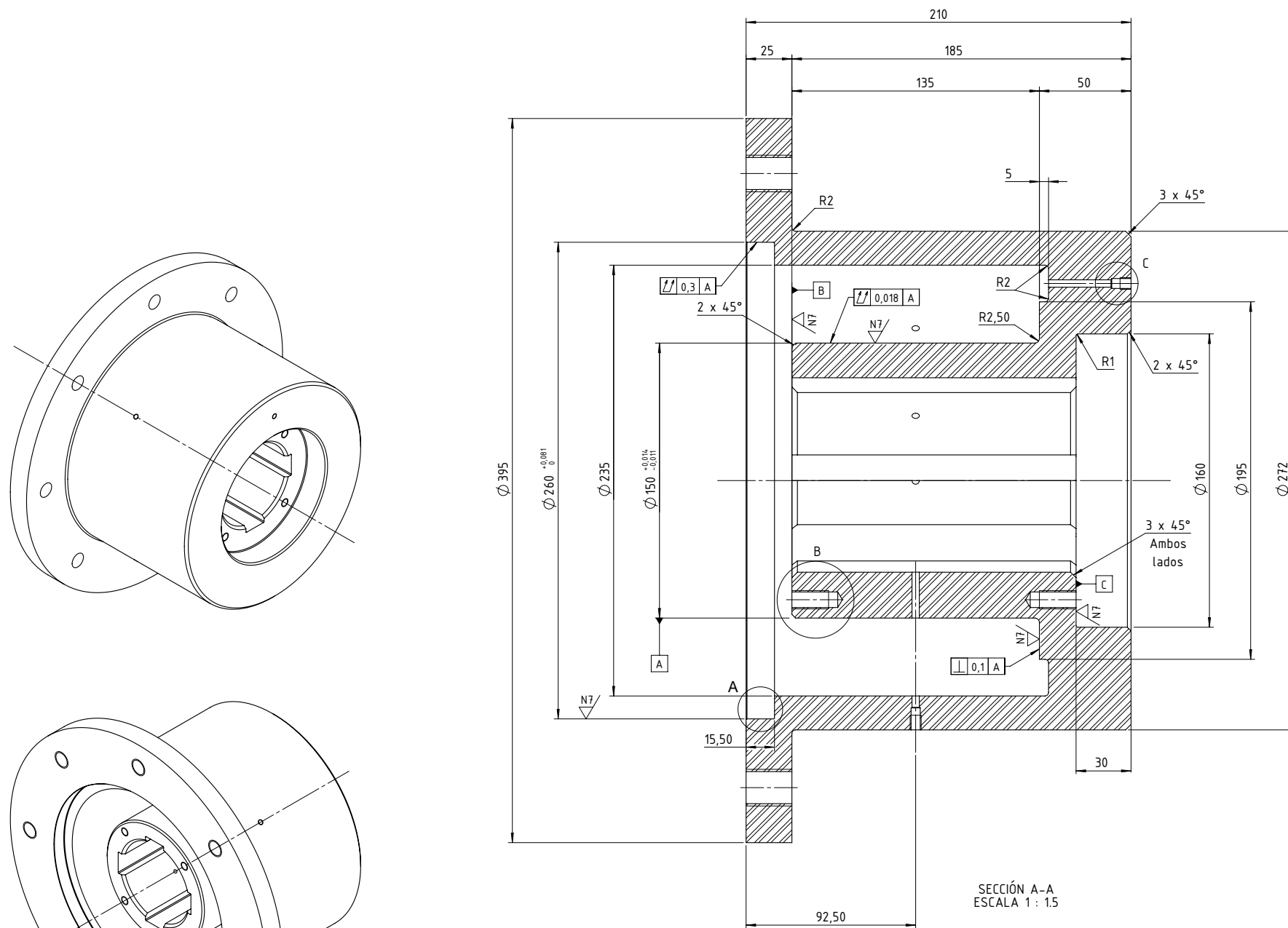
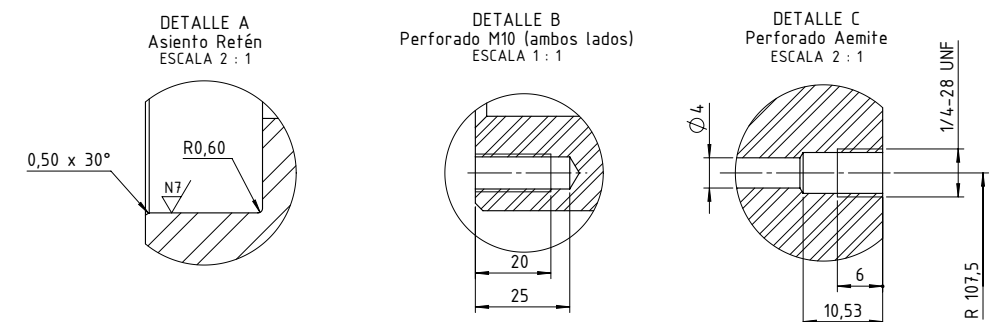
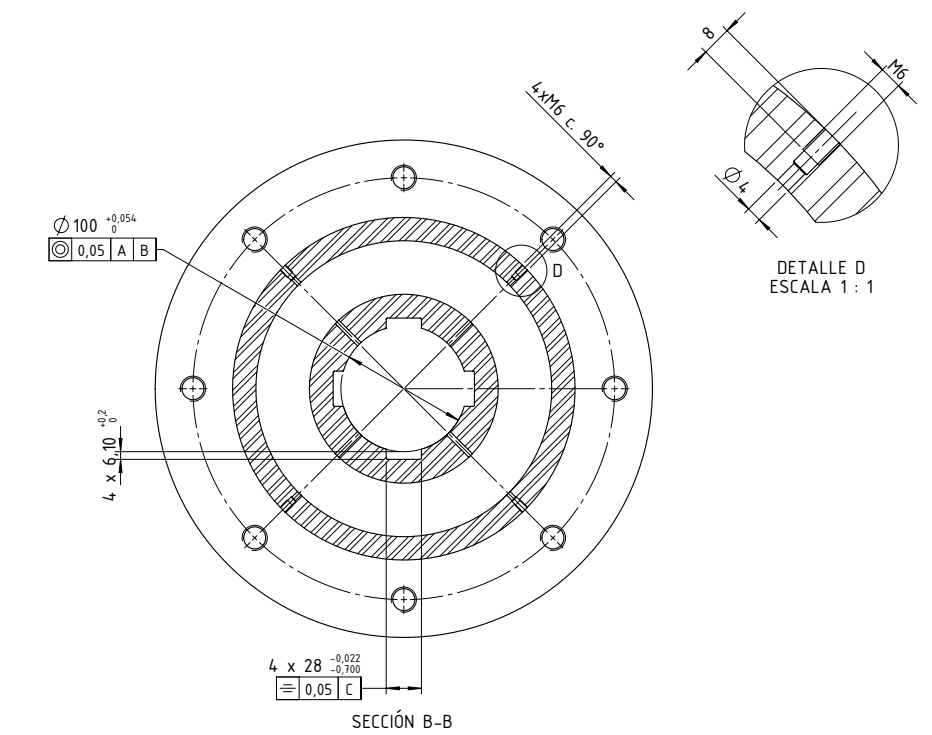
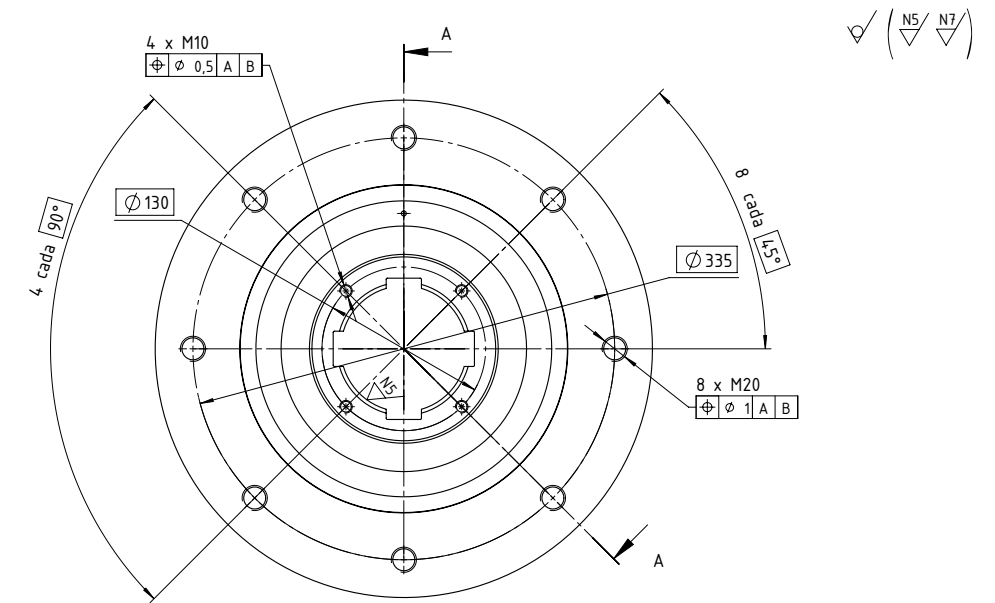
NOTA: TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS SEGÚN DIN 2768: MEDIAS



N°	DENOMINACIÓN	MATERIAL	CANT.	OBS.
1	MAZA	FUNDICIÓN ADI	1	
2	TAPA INTERNA	SAE 1020	1	
3	CILINDRO EMPUJE	SAE 1020	1	
4	SOPORTE INTERNO DE RETÉN	SAE 1020	1	
5	TAPA EXTERNA	SAE 1020	1	
6	SELLO AXIAL DE EJE	FKM	2	DISEÑO ORIGINAL
7	IMPLEMENTO RASCADOR	SAE 1010	2	
8	SUPLEMENTO PIVOT DE HORQUILLA	SAE 1020	2	
9	TAPA EXTERNA DE SELLO	SAE 1010	1	
10	TAPA INTERNA DE SELLO	SAE 1010	1	
11	PASADOR	SAE 1045	2	
12	ROD. RODILLOS CÓNICO		2	SKF - 32930
13	RETÉN P/ GRASA 230X260X15	FKM	1	SKF - HMSA10 V
14	RETÉN P/ GRASA 180X200X15	FKM	1	SKF - HMSA10 V
15	ARO SEEGER INTERIOR P/ Ø210		1	DIN 472
16	ALEMITE 1/4" P/ GRASA		1	
17	TORN. AVELL. HEXAG. - M10X30	GR 8.8	4	DIN 7991
18	PRISIONERO ALLEN - M6X10	GR 8.8	4	DIN 913
19	BULÓN CAB. HEXAG. - M16X50	GR 10.9	4	DIN 933
20	ARANDELA GROVER P/ M16		4	DIN 125
21	TORN. AVELL. HEXAG. - M10X40	GR 8.8	4	DIN 7991
22	TORN. AVELL. HEXAG. - M6X30	GR 8.8	8	DIN 7991

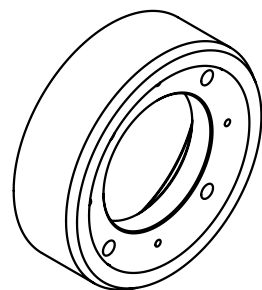
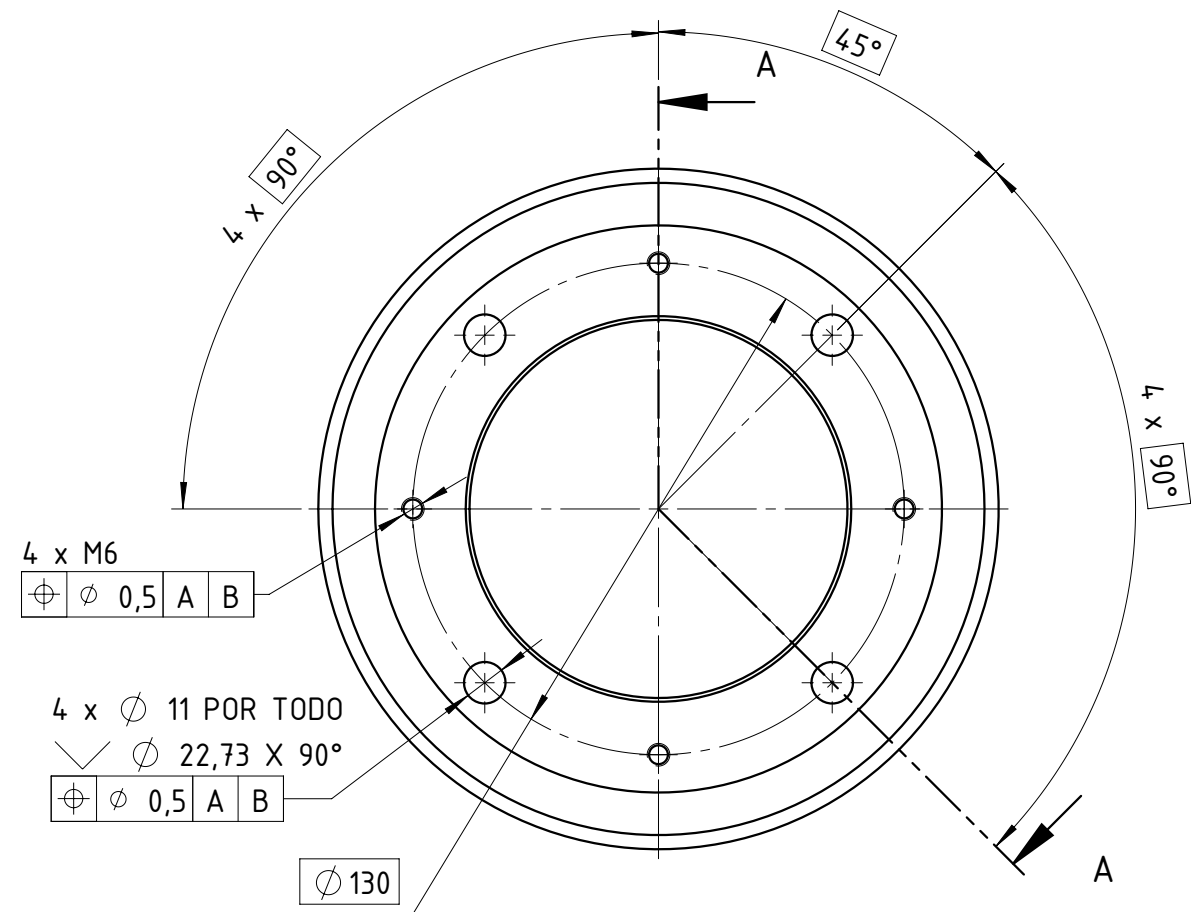
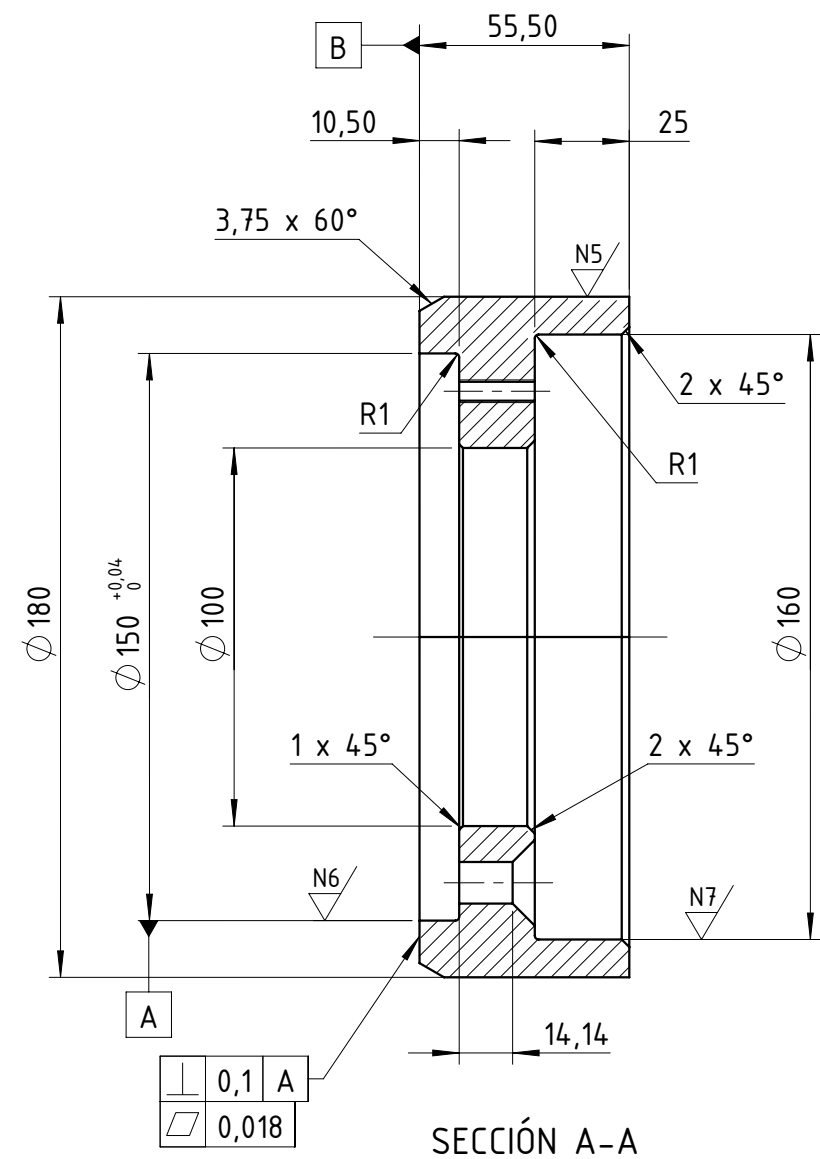
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		MAZA ENSAMBLAJE	
DIBUJO	FECHA	NOMBRE	ESCALAS
APROBO	20/7/2022	FUEYO-PEREZ	1:2.5
		N°	MAZA-00

NOTA: TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS SEGÚN DIN 2768: MEDIAS

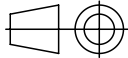


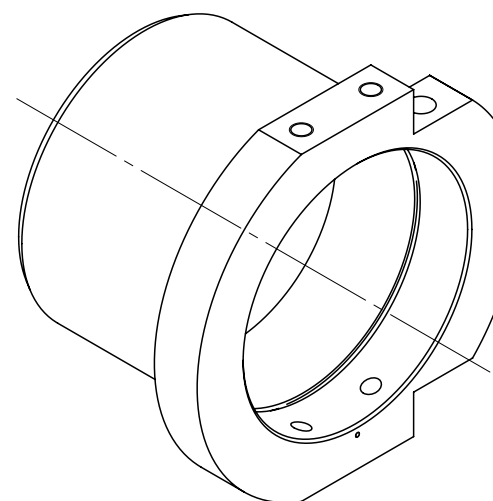
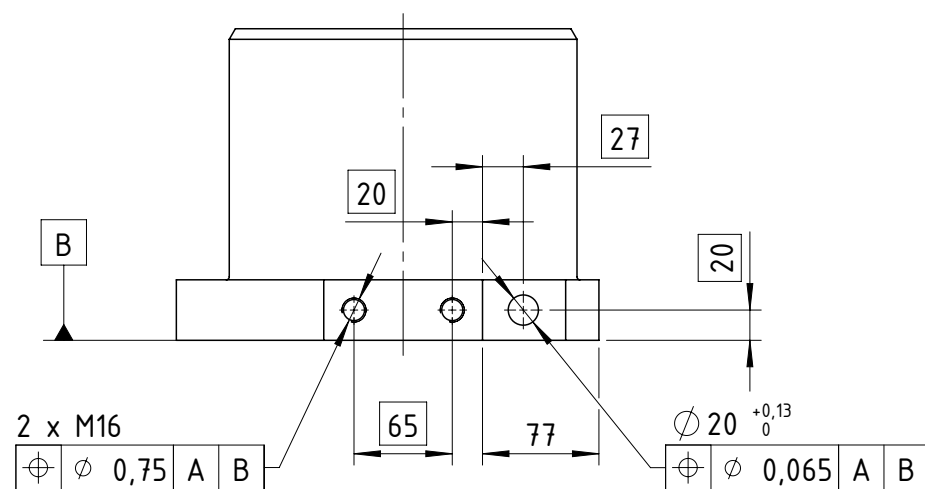
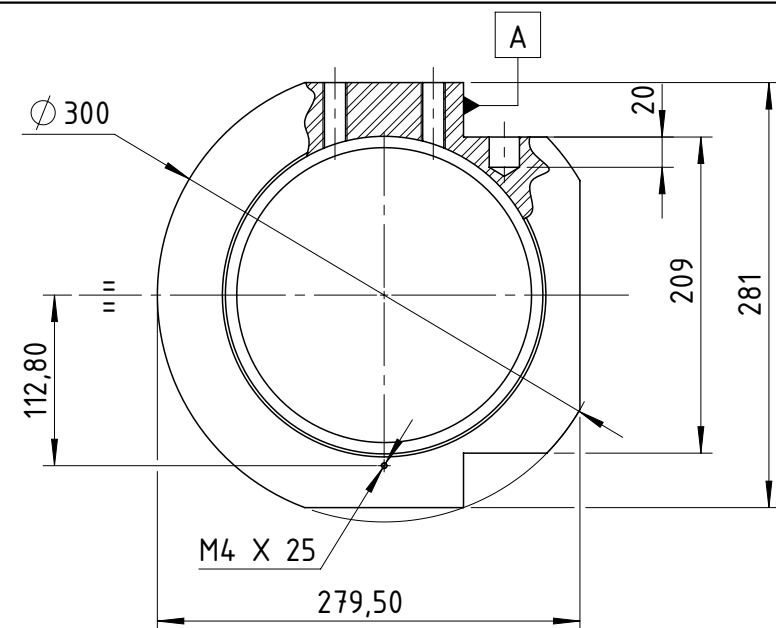
N°	DENOMINACIÓN	MATERIAL	CANT.	OBS.
1	MAZA	FUNDICIÓN ADI	1	
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		MAZA		
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	
DIBUJO	20/7/2022	FUEYO-PEREZ	1:3	
APPRO			 N°	MAZA-01

NOTA: TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS SEGÚN DIN 2768: MEDIAS

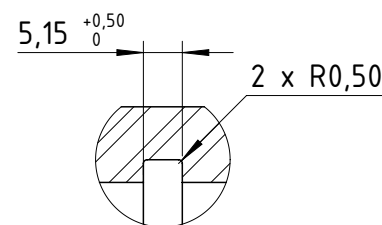


NOTA: TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS SEGÚN DIN 2768: MEDIAS

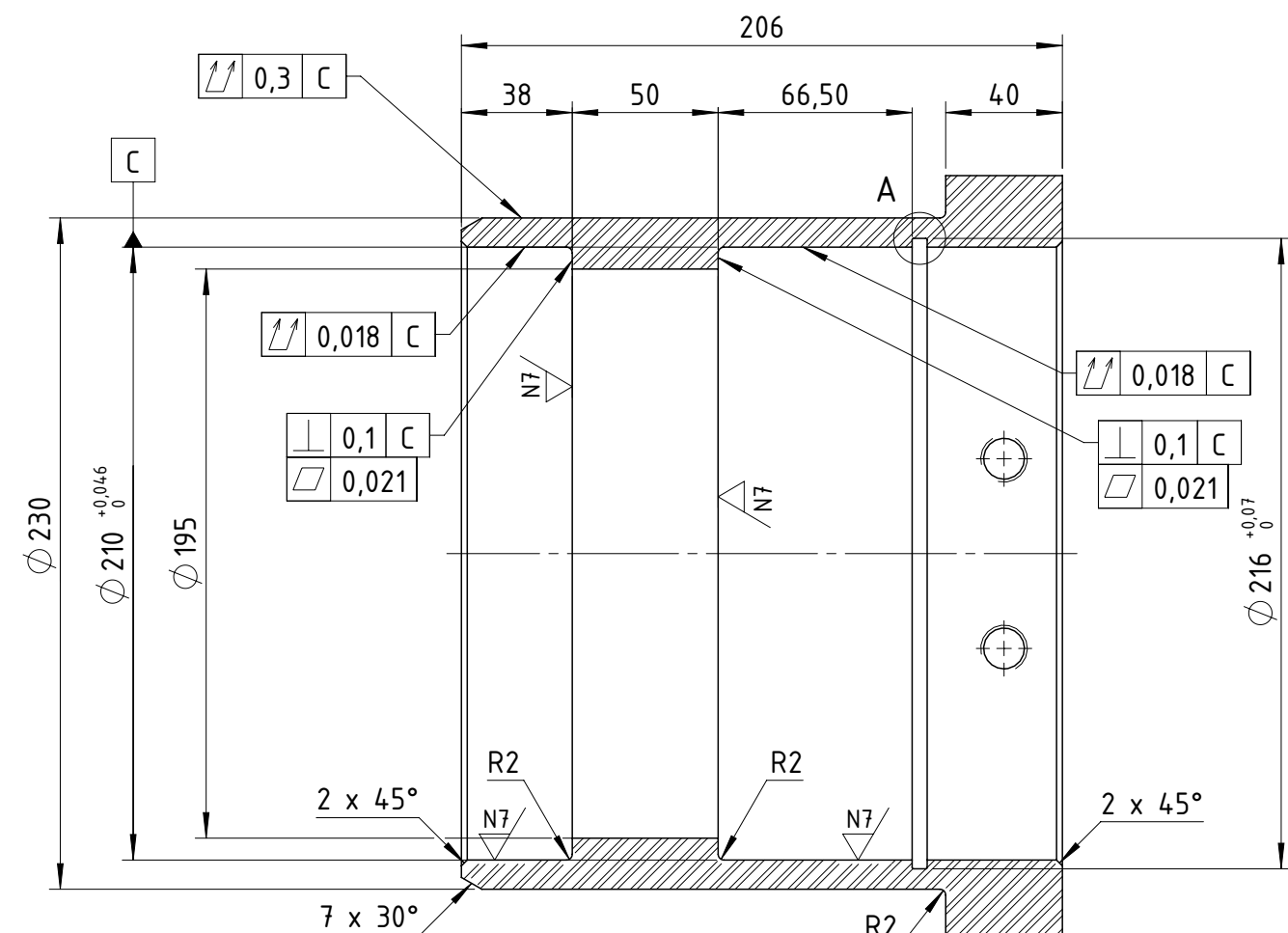
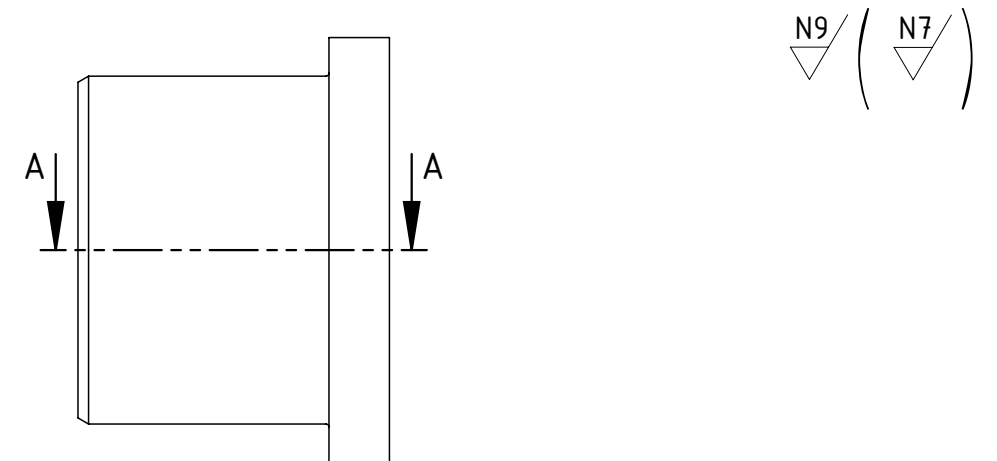
N°	DENOMINACIÓN	MATERIAL	CANT.	OBS.
1	TAPA INTERNA	SAE 1020	1	
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO			TAPA INTERNA	
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	 N° MAZA-02
DIBUJO	20/7/2022	FUEYO-PEREZ	1:2	
APROBO				



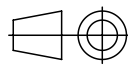
NOTA: TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS SEGÚN DIN 2768: MEDIAS

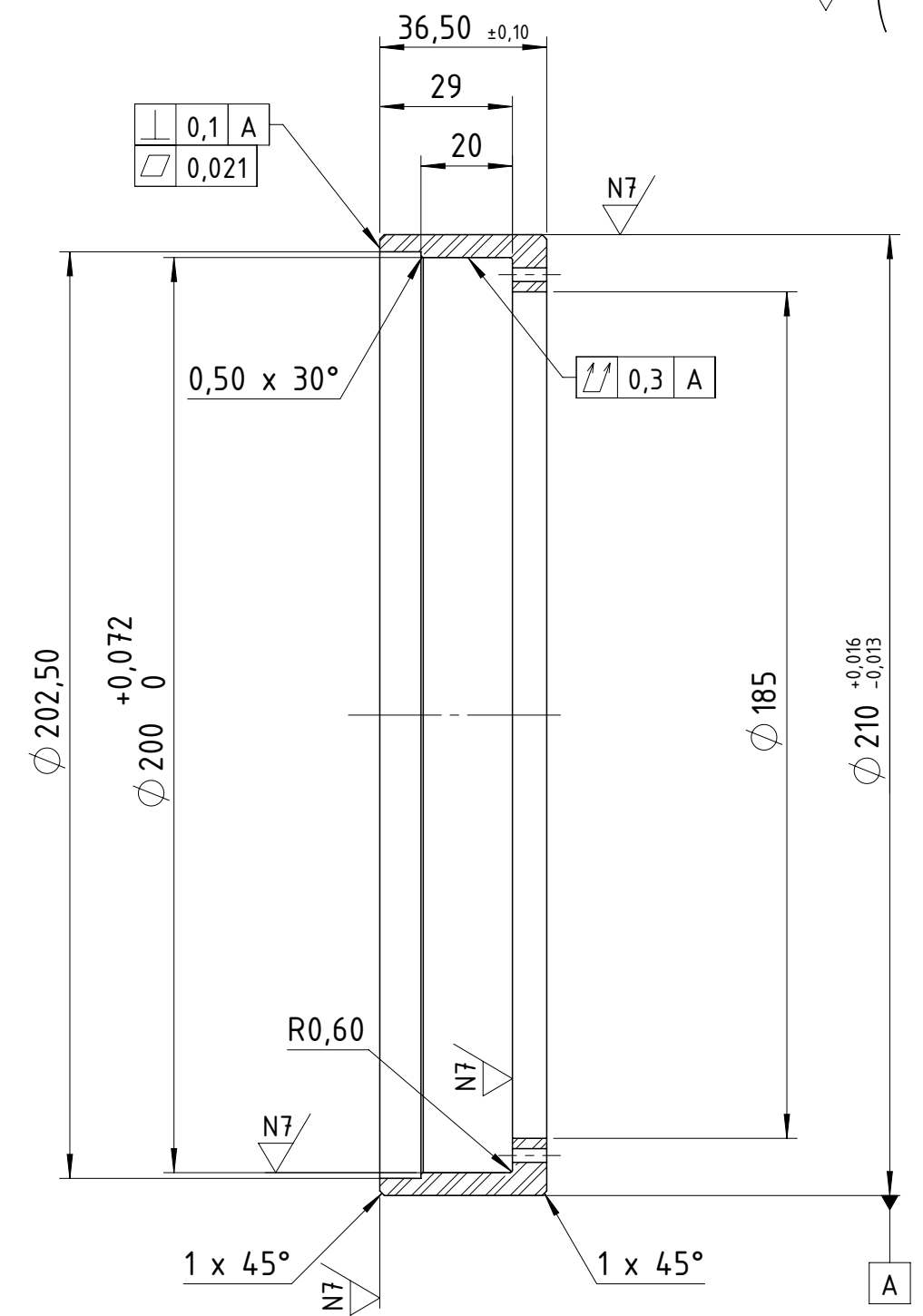
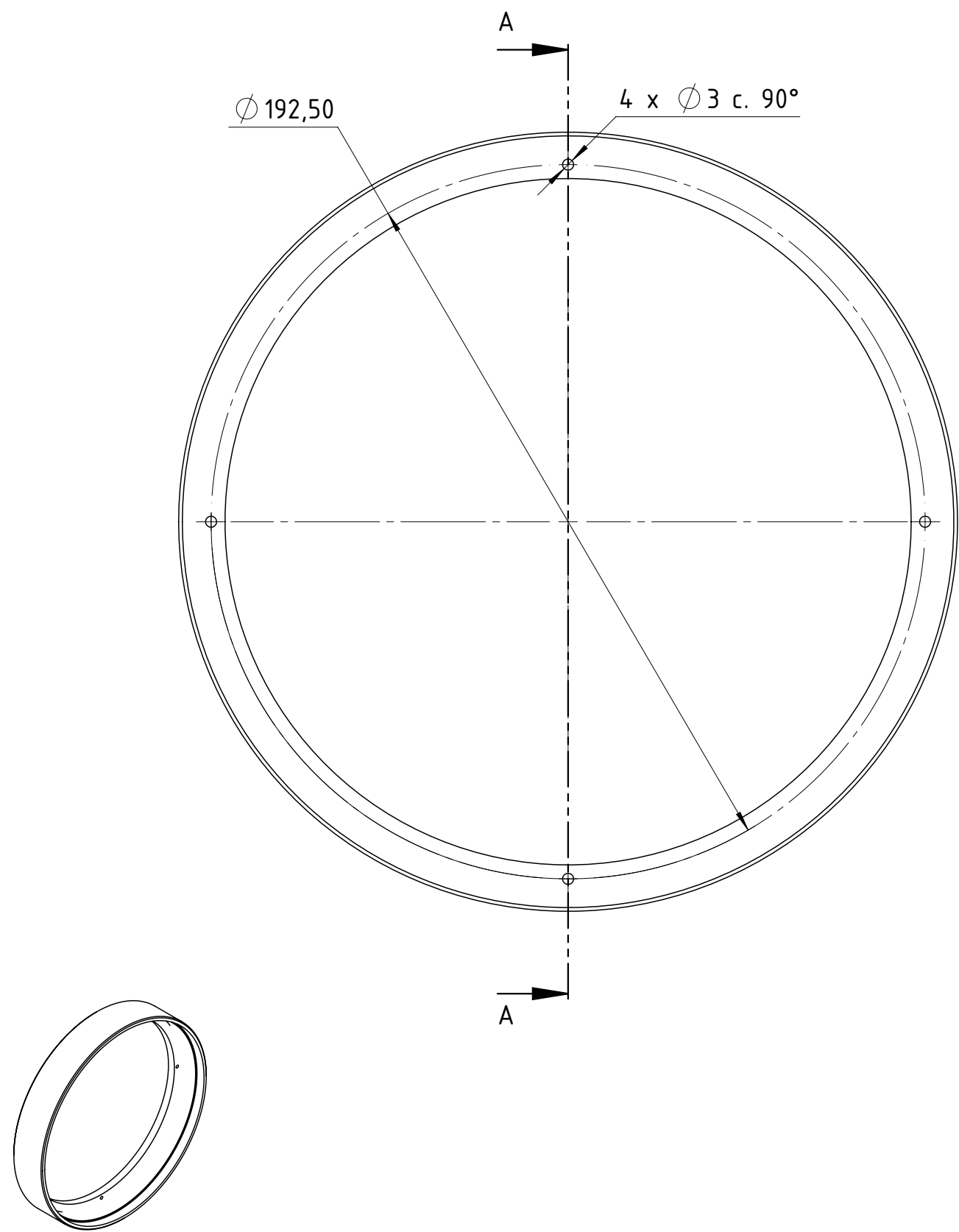


DETALLE A
Ranura Seeger
ESCALA 1 : 1



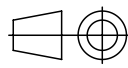
SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 2.5

N°	DENOMINACIÓN	MATERIAL	CANT.	OBS.
1	CILINDRO EMPUJE	SAE 1020	1	
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		CILINDRO EMPUJE		
DIBUJO	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	
APROBO	20/7/2022	FUEYO-PEREZ	1:5	
		N°	MAZA-03	

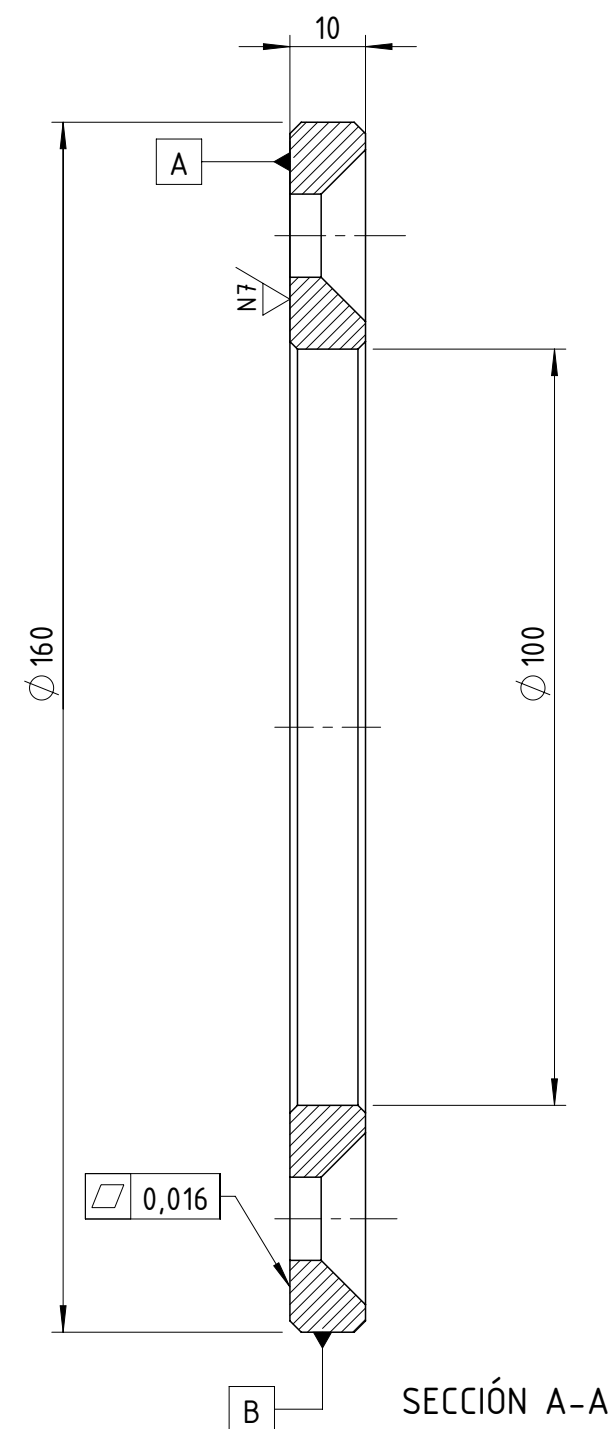
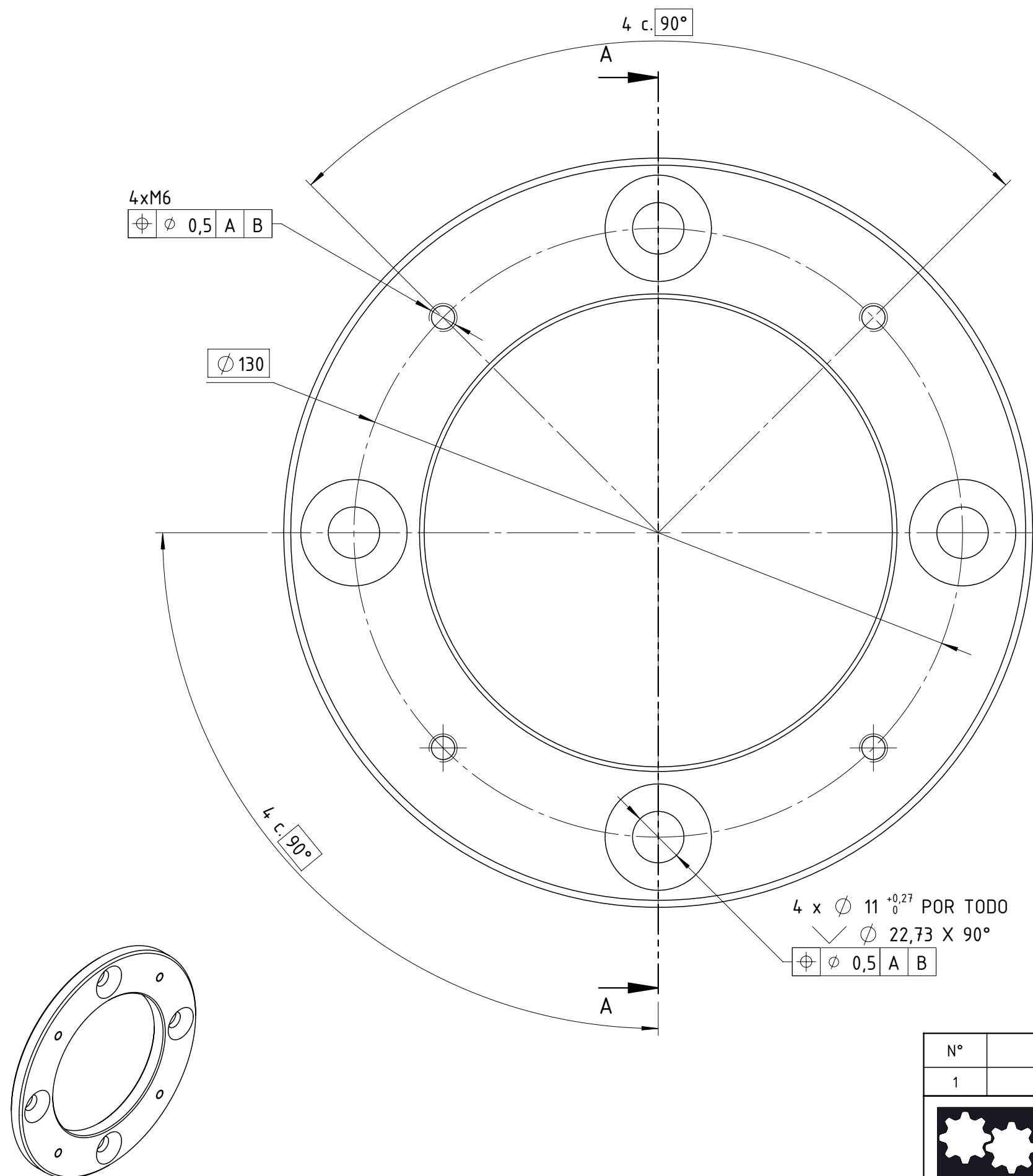


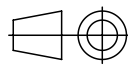
SECCIÓN A-A

NOTA: TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS SEGÚN DIN 2768: MEDIAS

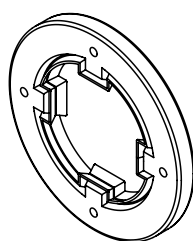
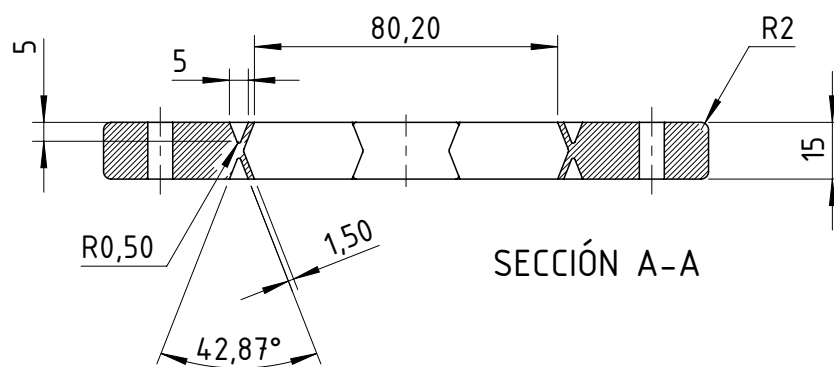
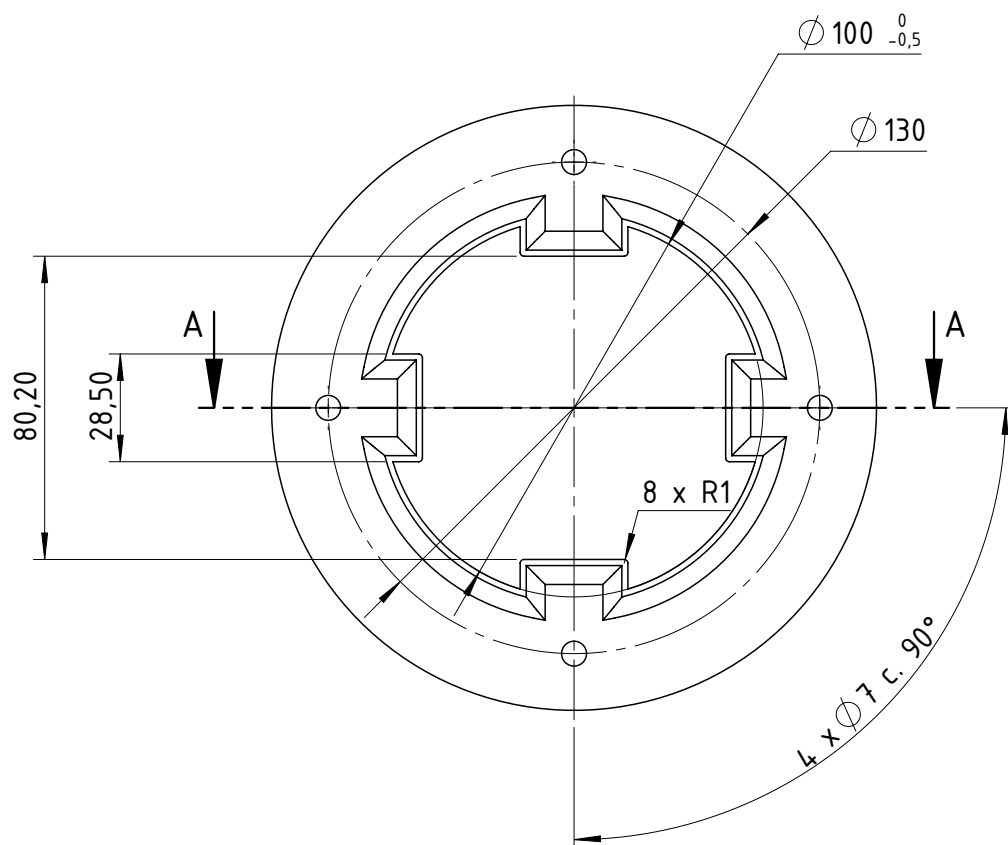
N°	DENOMINACIÓN	MATERIAL	CANT.	OBS.
1	SOPORTE INTERNO DE RETÉN	SAE 1020	1	
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		SOPORTE RETÉN		
DIBUJO	FECHA	NOMBRE	ESCALAS 1:1.5	 N° MAZA-04
APROBO	20/7/2022	FUEYO-PEREZ		

N9/ (N7/)



N°	DENOMINACIÓN	MATERIAL	CANT.	OBS.
1	TAPA EXTERNA	SAE 1020	1	
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		TAPA EXTERNA		
DIBUJO	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	 N° MAZA-05
APROBO	20/7/2022	FUEYO-PEREZ	1:1	

NOTA: TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS SEGÚN DIN 2768: MEDIAS



NOTA: TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS SEGÚN DIN 2768: MEDIAS

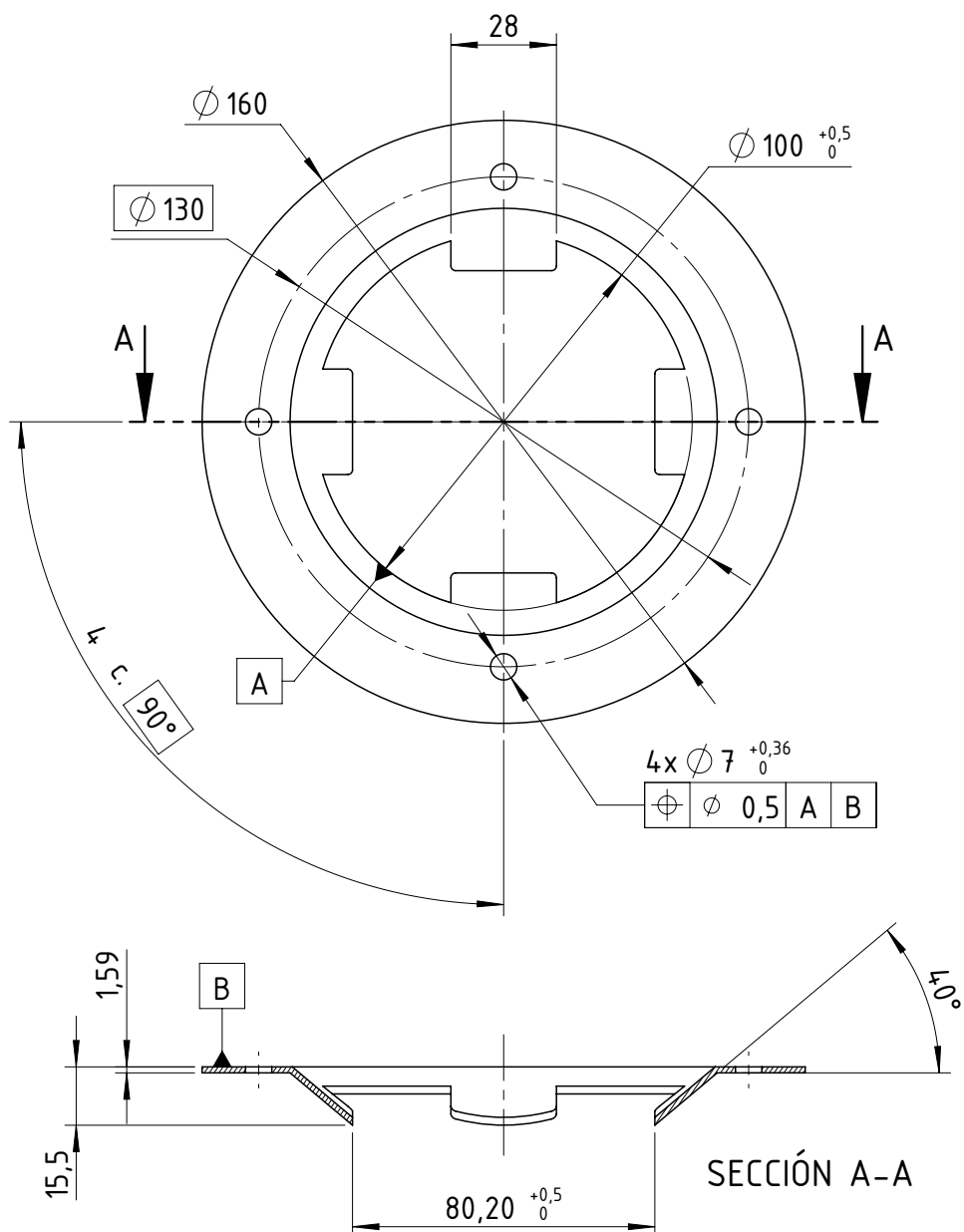
N°	DENOMINACIÓN	MATERIAL	CANT.	OBS.
1	SELLO AXIAL DE EJE	FKM	1	DISEÑO ORIGINAL



PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

SELLO AXIAL EJE

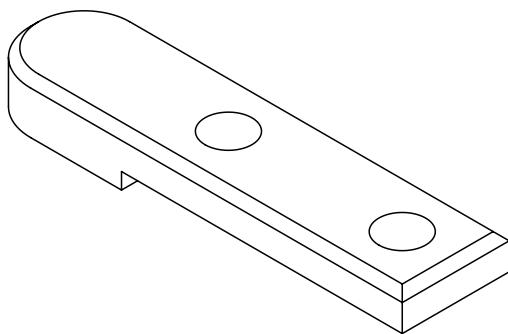
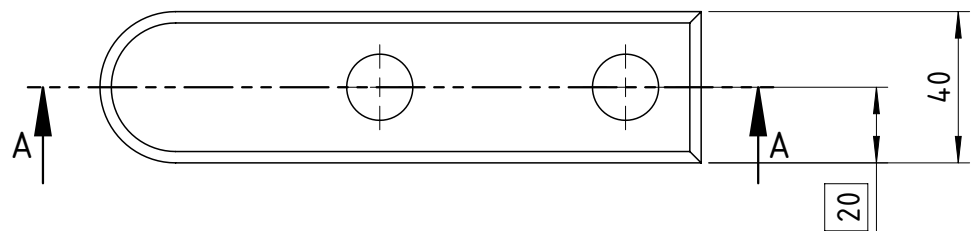
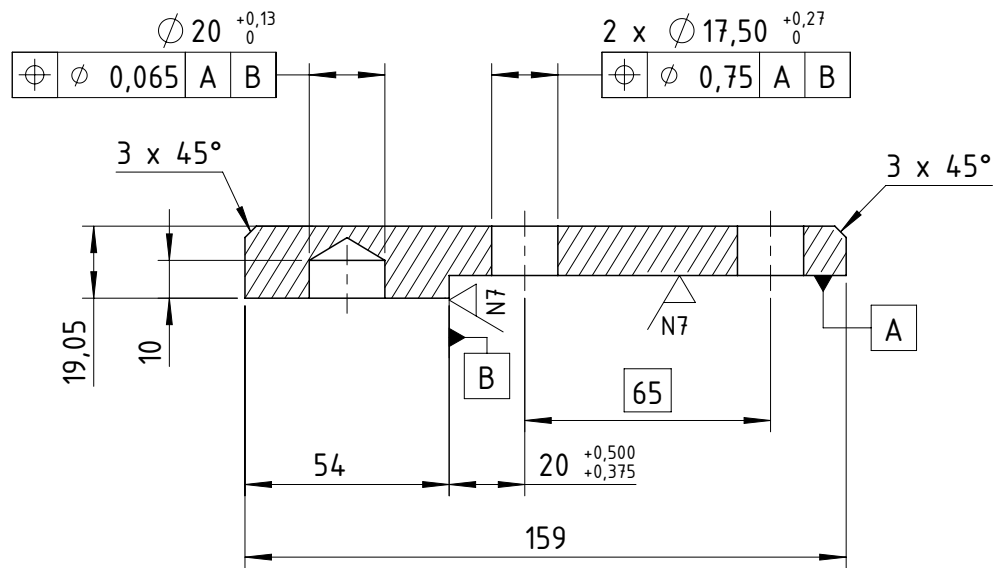
DIBUJO	FECHA	NOMBRE	ESCALAS		N°	
APROBO	18/7/2022	FUEYO-PEREZ	1:2		MAZA-06	



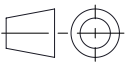
NOTA: TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS SEGÚN DIN 2768: MEDIAS

N°	DENOMINACIÓN	MATERIAL	CANT.	OBS.
1	IMPLEMENTO RASCADOR	SAE 1010	1	

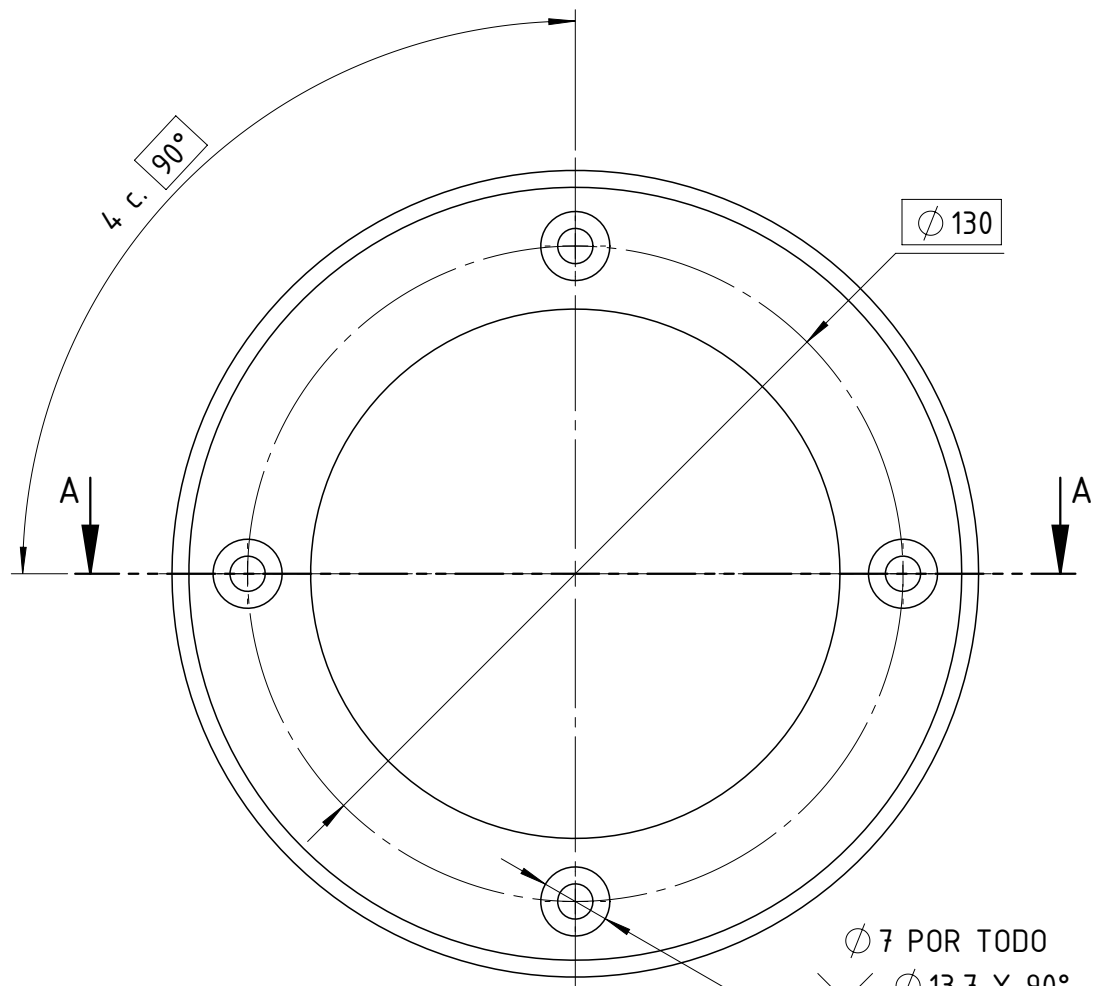
		PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		IMPLEMENTO RASCADOR	
DIBUJO	FECHA	NOMBRE	ESCALAS		N° MAZA-07
APROBO	20/7/2022	FUEYO-PEREZ	1:2		



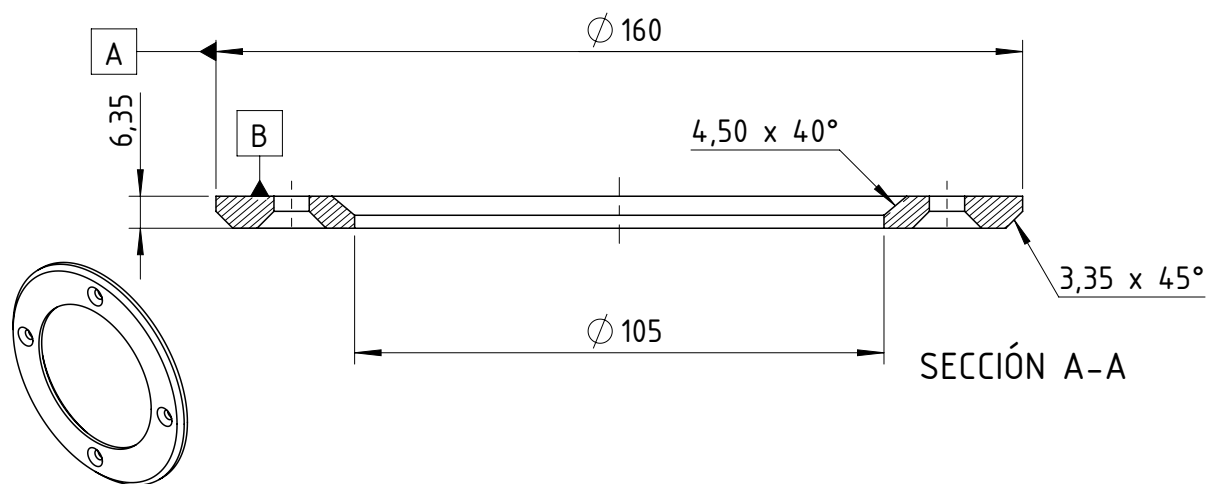
NOTA: TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS SEGÚN DIN 2768: MEDIAS

N°	DENOMINACIÓN	MATERIAL	CANT.	OBS.
1	SUPLEMENTO PIVOT DE HORQUILLA	SAE 1020	1	
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		SUPLEMENTO PIVOT HORQUILLA		
DIBUJO	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	 N° MAZA-08
APROBO	20/7/2022	FUEYO-PEREZ	1:2	

N8 / ()



Ø 7 POR TODO
 ✓ Ø 13.7 X 90°
 Ø 0,5 A B



NOTA: TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS SEGÚN DIN 2768: MEDIAS

N°	DENOMINACIÓN	MATERIAL	CANT.	OBS.
1	TAPA EXTERNA DE SELLO	SAE 1010	1	

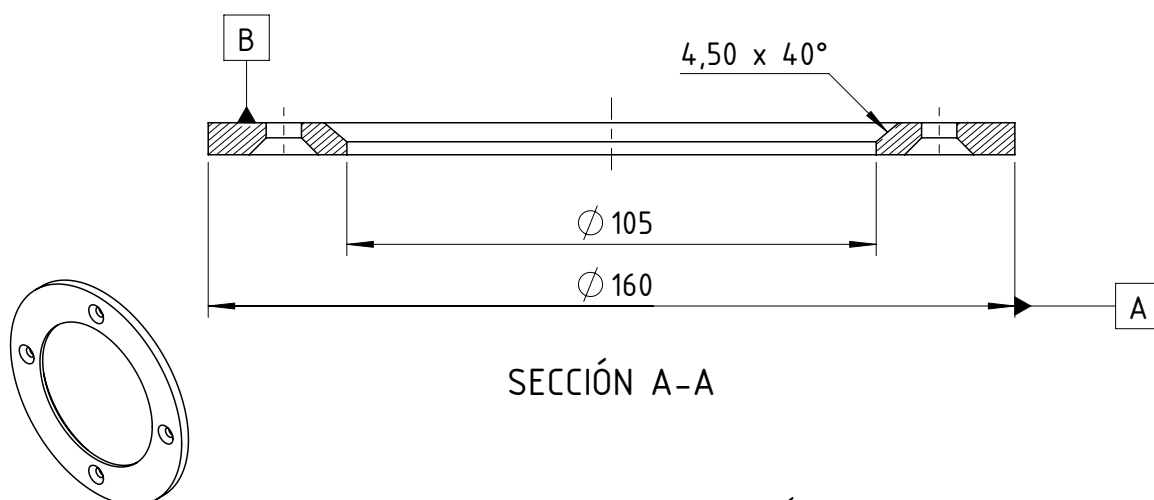
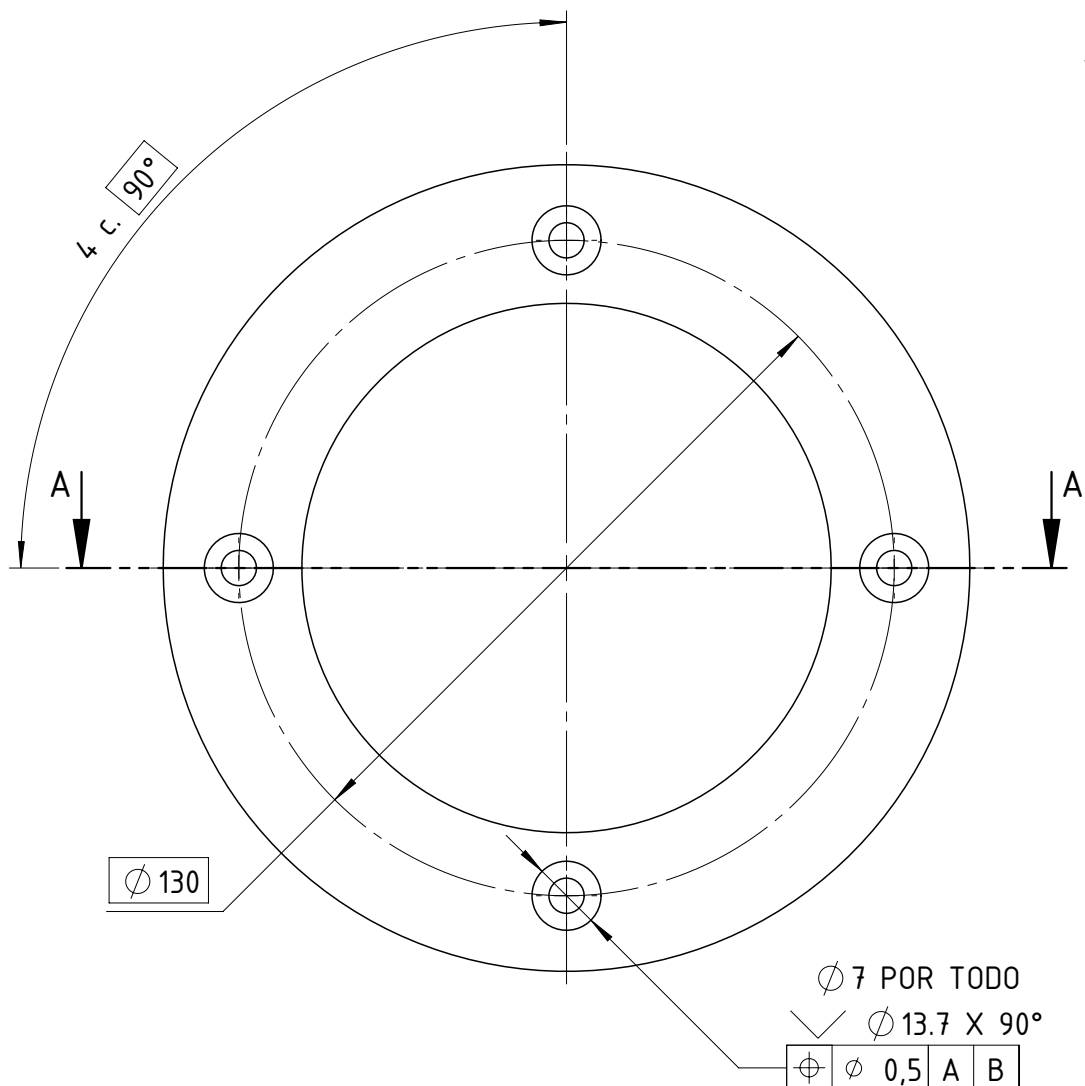


PROYECTO FINAL
 ESCUELA INGENIERIA MECANICA
 ROSARIO

TAPA EXTERNA DE SELLO

DIBUJO	FECHA	NOMBRE	ESCALAS		N°	
APROBO	20/7/2022	FUEYO-PEREZ	1:1.5		MAZA-09	

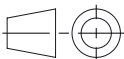
N8 ()

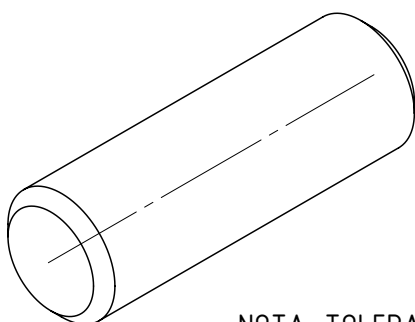
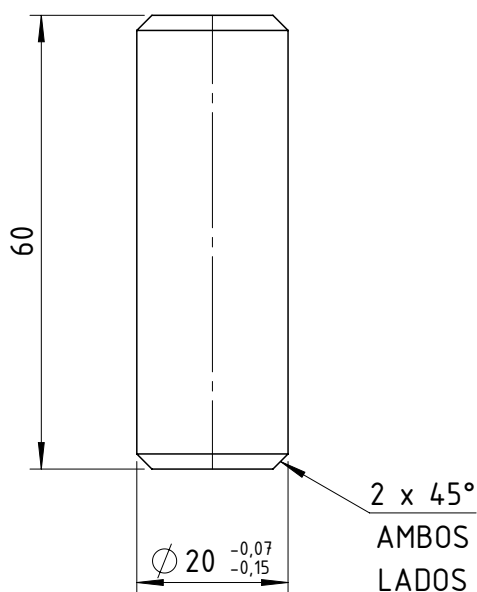
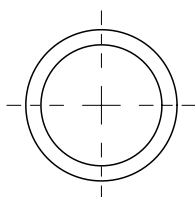


SECCIÓN A-A

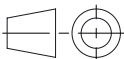
NOTA: TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS SEGÚN DIN 2768: MEDIAS

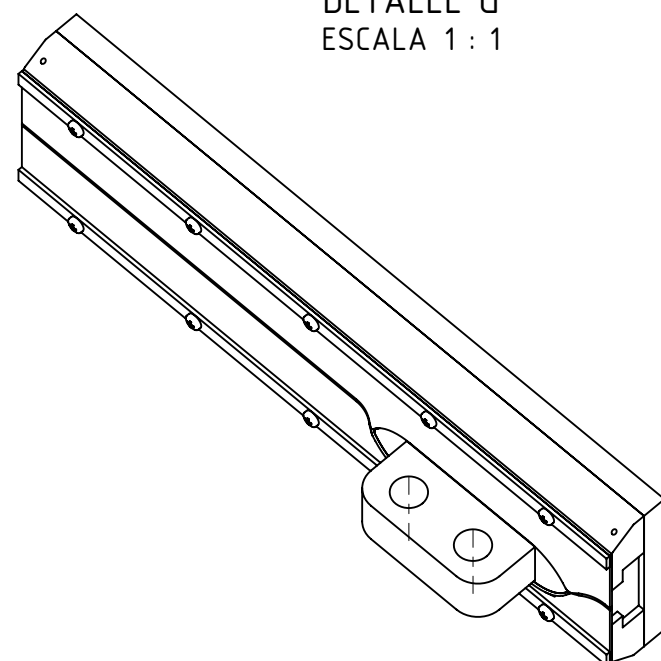
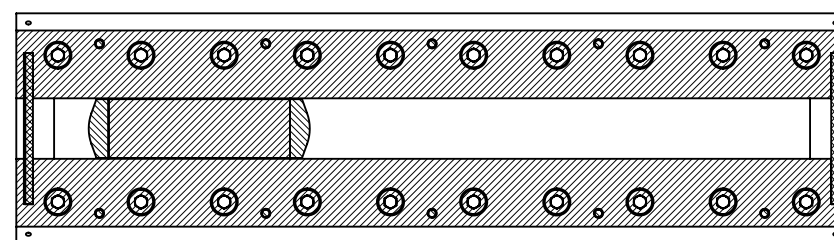
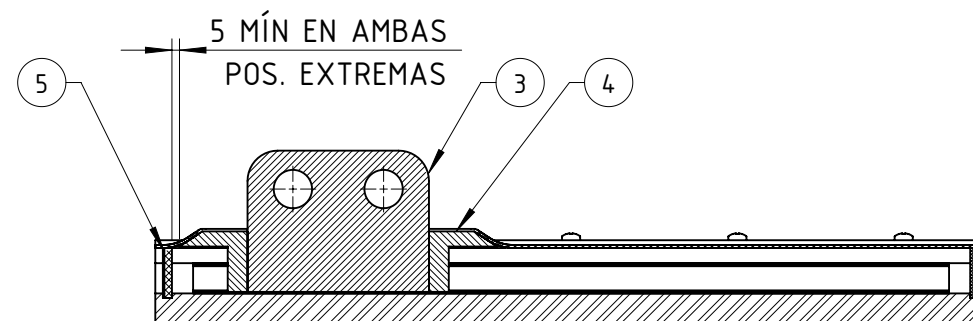
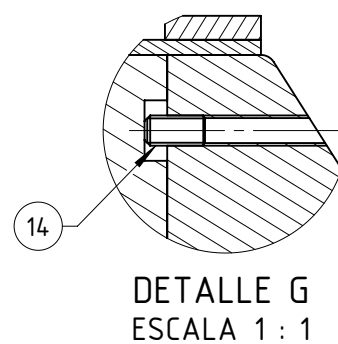
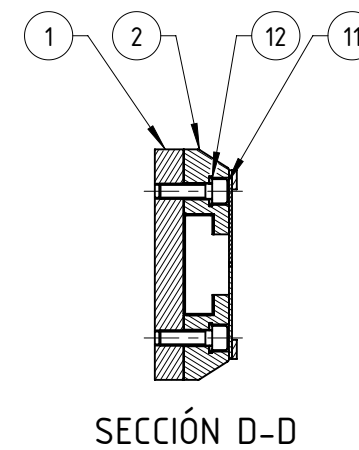
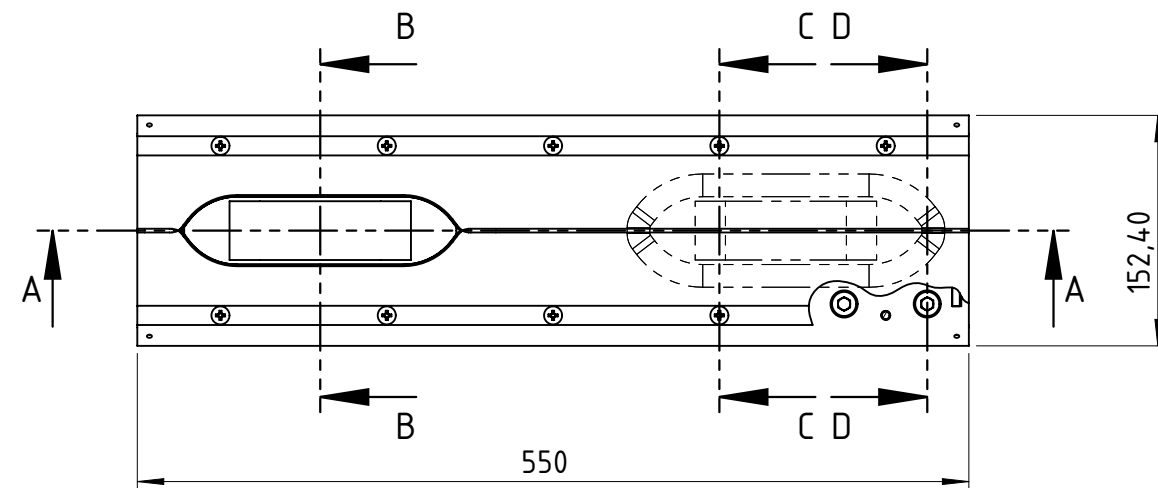
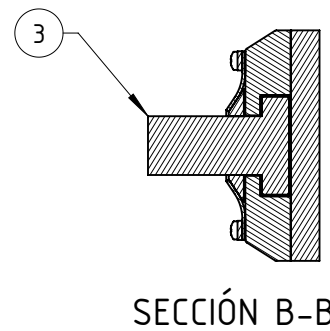
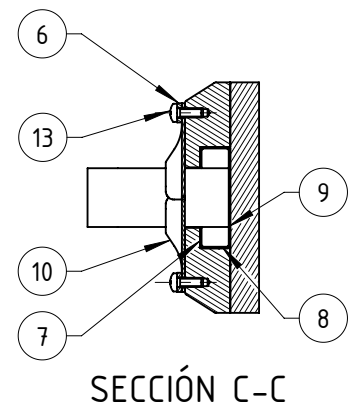
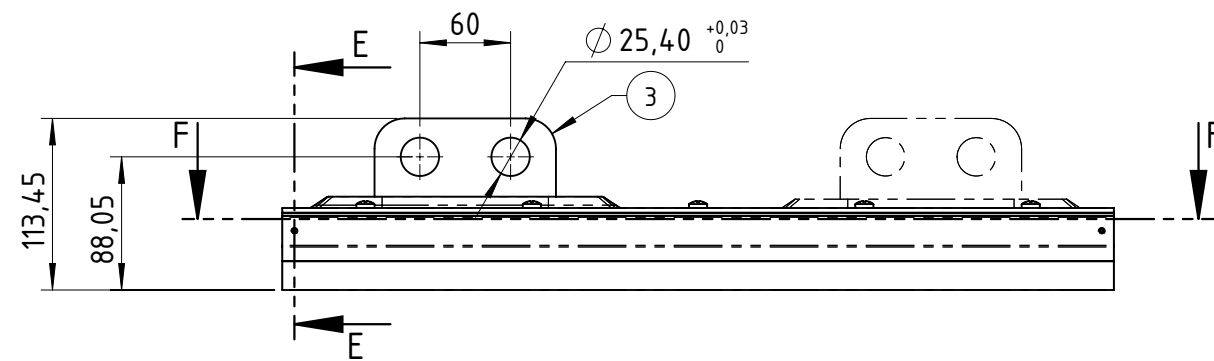
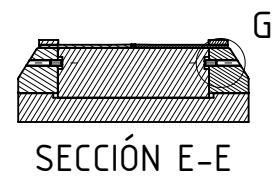
N°	DENOMINACIÓN	MATERIAL	CANT.	OBS.
1	TAPA INTERNA DE SELLO	SAE 1010	1	

		PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		TAPA INTERNA DE SELLO	
DIBUJO	FECHA	NOMBRE	ESCALAS 1:1.5		N° MAZA-10
APROBO	20/7/2022	FUEYO-PEREZ			

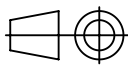


NOTA: TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS SEGÚN DIN 2768: MEDIAS

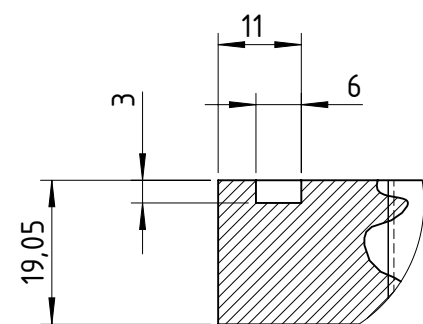
N°	DENOMINACIÓN	MATERIAL	CANT.	OBS.
1	PASADOR	SAE 1045	1	
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		PASADOR		
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	
DIBUJO	20/7/2022	FUEYO-PEREZ	1:1	
APROBO			 N° MAZA-11	



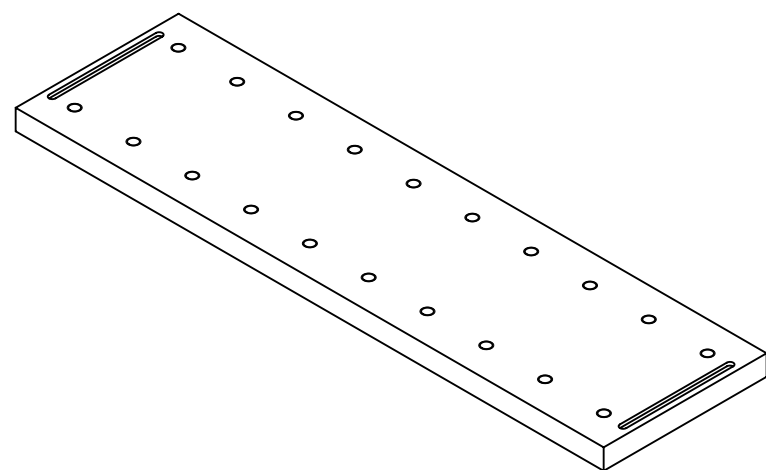
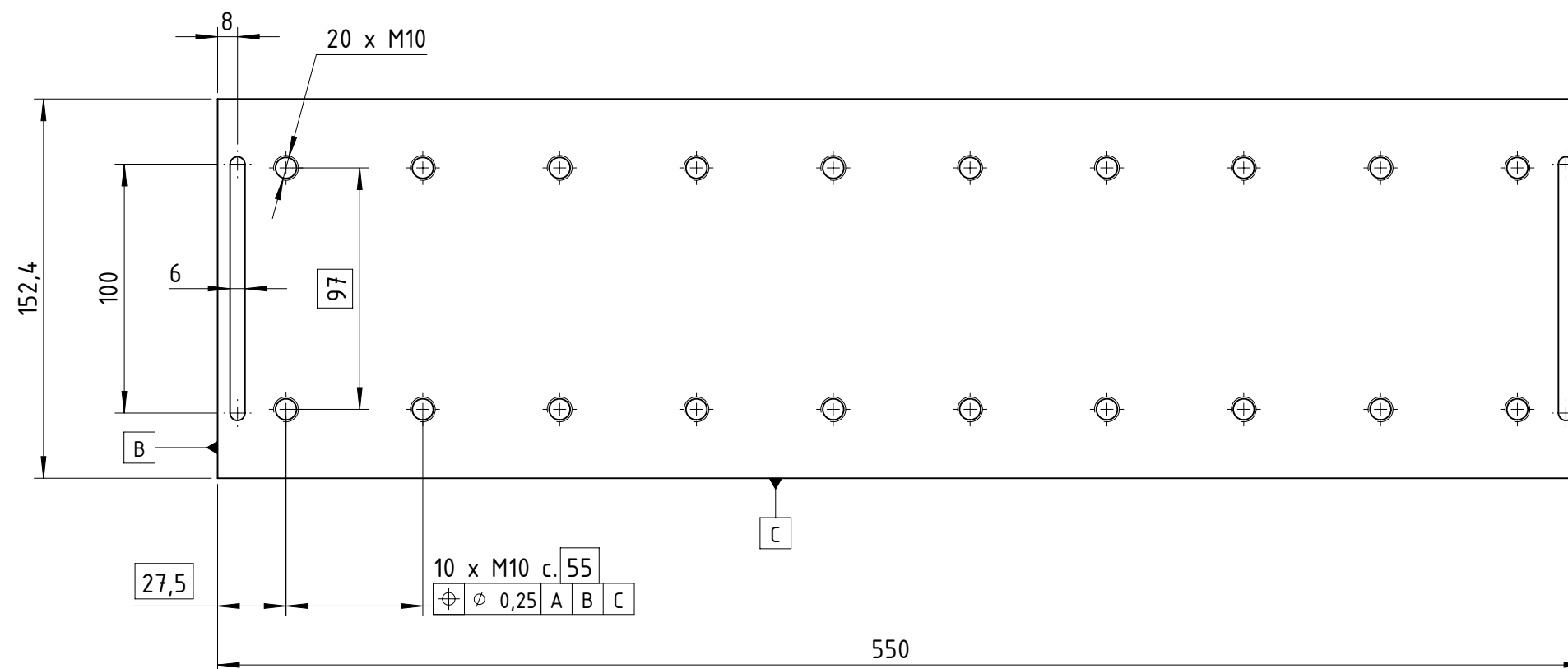
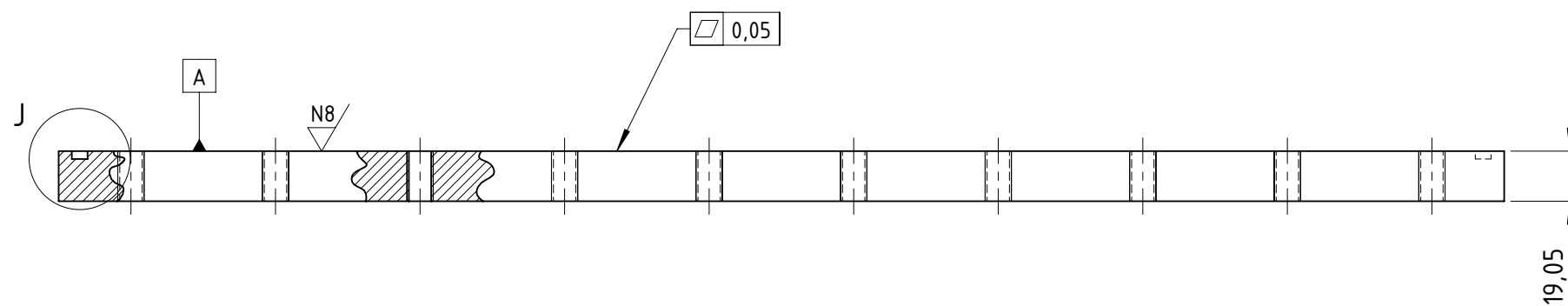
N°	DENOMINACIÓN	MATERIAL	CANT.	OBS.
1	BASE DE GUÍA	SAE 1010	1	
2	LATERAL DE GUÍA	FUNDICIÓN GRIS GGE 50007	2	IRAM 700
3	CARRO	FUNDICIÓN GRIS FGE 38017	1	
4	MOISES	ABS	1	
5	TAPA	ABS	2	
6	SUJECCIÓN DE SELLO	SAE 1010	2	PLANCHUELA 550 mm X 1/8" X 1/2"
7	LÁMINA SKF PCMS 1005001.0 M	COMERCIAL	2	12.5X500X1
8	LÁMINA SKF PCMS 1005001.0 M	COMERCIAL	2	16X500X1
9	SKF PCMS 1005001.0 M	COMERCIAL	1	65X500X1
10	SELLO SUPERIOR	CAUCHO	2	550X65X1
11	TORNILLO DIN 912 M10X35	AISI 304	20	GR. 12.9
12	ARANDELA DIN 125 P. M10	AISI 304	20	
13	TORNILLO DIN 7045 M6X16	AISI 304	10	GR. 8.8
14	PRISIONERO DIN 913 M4X8	AISI 304	4	GR. 8.8

 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO				CARRO	
DIBUJO	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	 N°	CARRO-00
APROBO	20/7/2022	FUEYO-PEREZ	1:5		

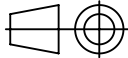
NOTA: TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS SEGÚN DIN 2768: MEDIAS

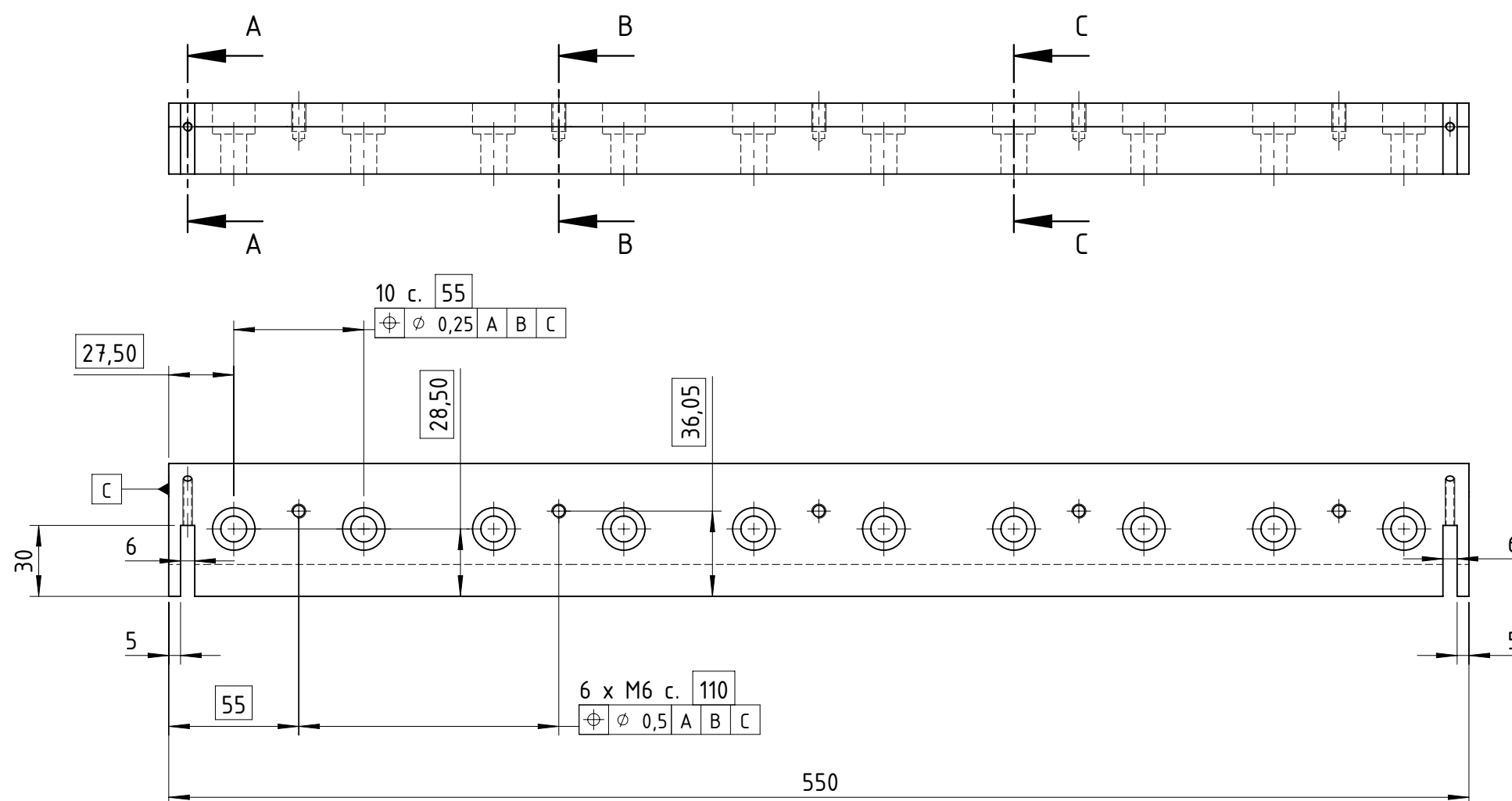
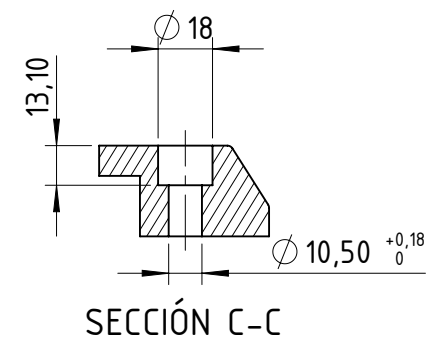
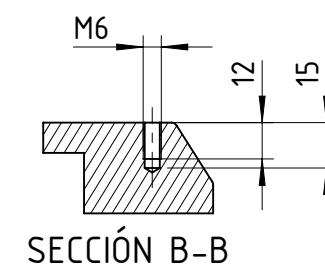
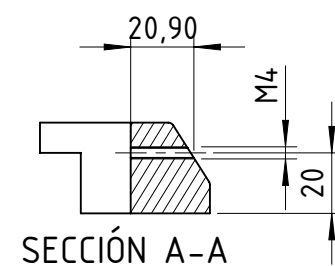
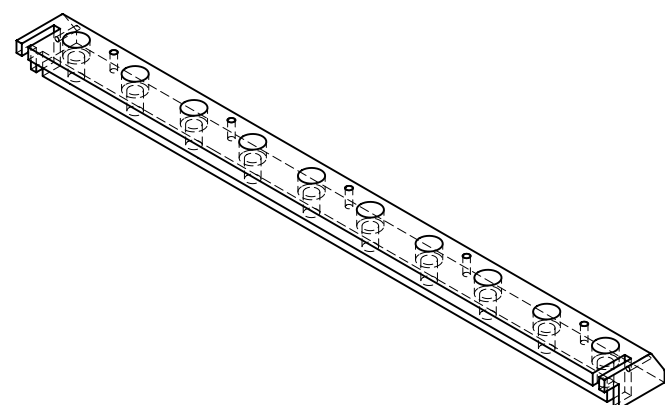
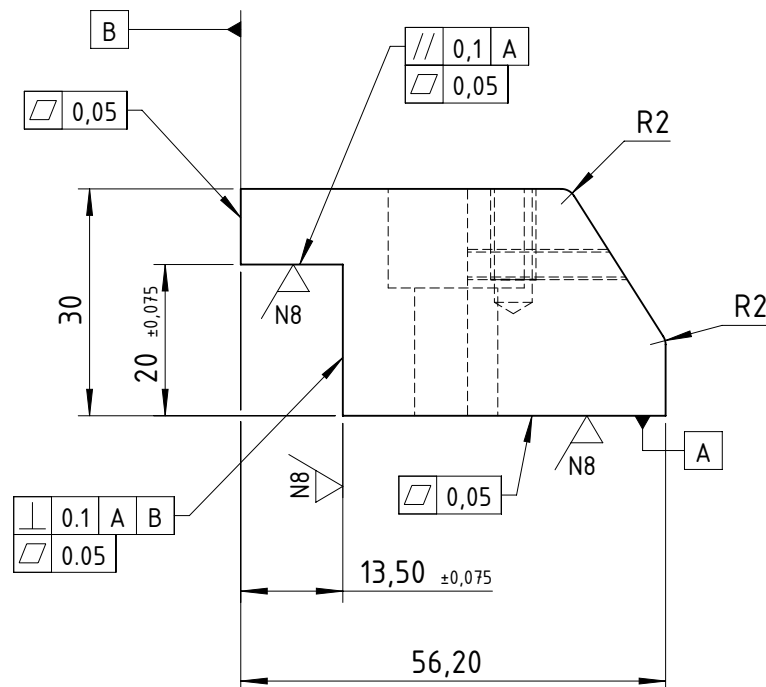


DETALLE J
Mecanizado en
ambos extremos
ESCALA 1 : 1

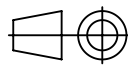


NOTA: TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS SEGÚN DIN 2768: MEDIAS

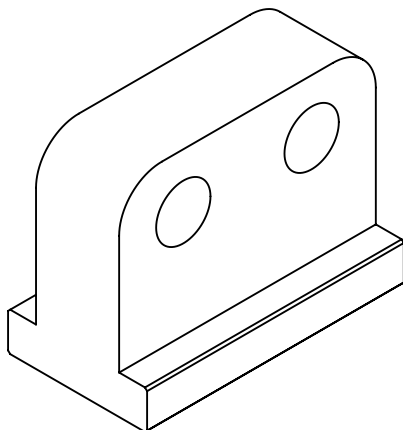
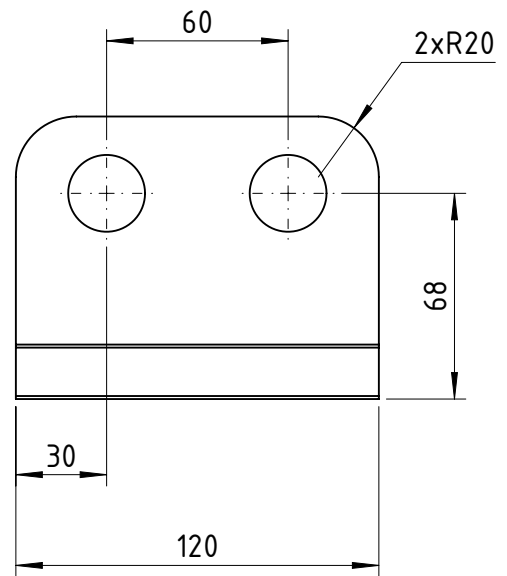
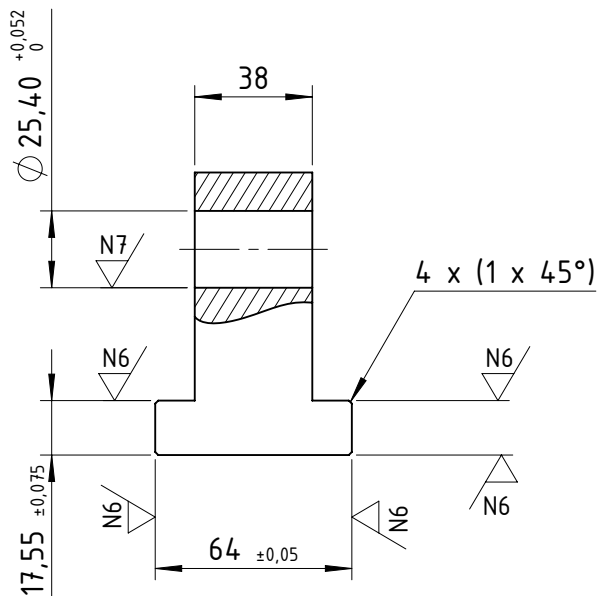
N°	DENOMINACIÓN	MATERIAL	CANT.	OBS.
1	BASE DE GUÍA	SAE 1010	1	
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		BASE DE GUÍA		
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	
DIBUJO	20/7/2022	FUEYO-PEREZ	1:2.5	
APROBO			 N° CARRO-01	



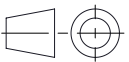
N°	DENOMINACIÓN	MATERIAL	CANT.	OBS.
1	LATERAL DE GUÍA	FUNDICIÓN GRIS GGE 50007	1	IRAM 700

 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		LATERAL DE GUÍA	
DIBUJO APROBO	FECHA 20/7/2022	NOMBRE FUEYO-PEREZ	ESCALAS 1:2.5
			N° CARRO-02

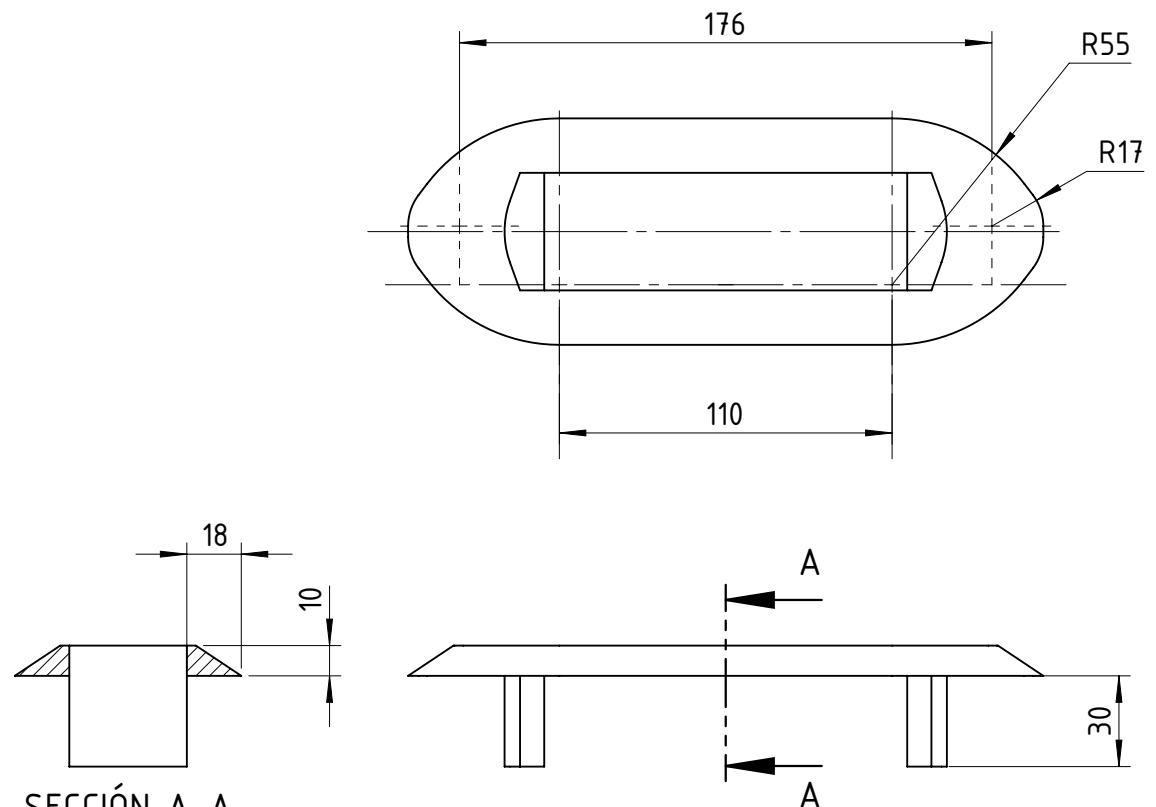
NOTA: TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS SEGÚN DIN 2768: MEDIAS



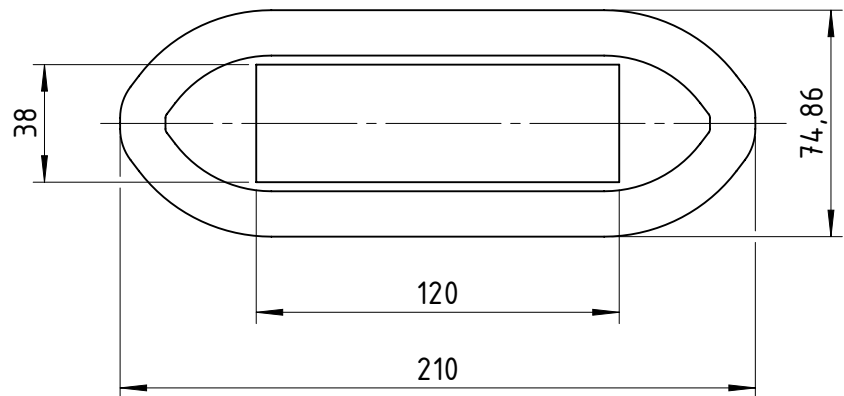
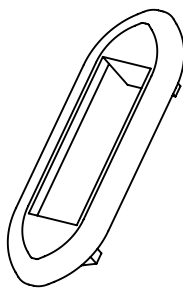
NOTA: TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS SEGÚN DIN 2768: MEDIAS

N°	DENOMINACIÓN	MATERIAL	CANT.	OBS.
1	CARRO	FUNDICIÓN GRIS FGE 38017	1	
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		CARRO		
DIBUJO	FECHA	NOMBRE	ESCALAS	 N° CARRO-03
APROBO	20/7/2022	FUEYO-PEREZ	1:5	

()

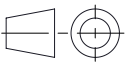


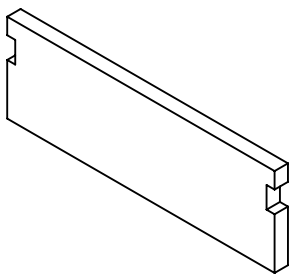
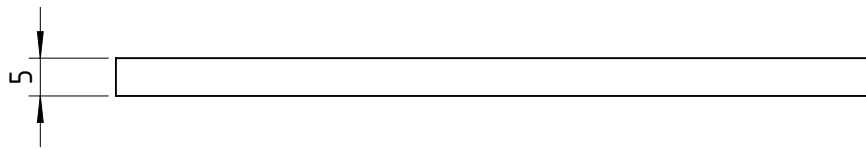
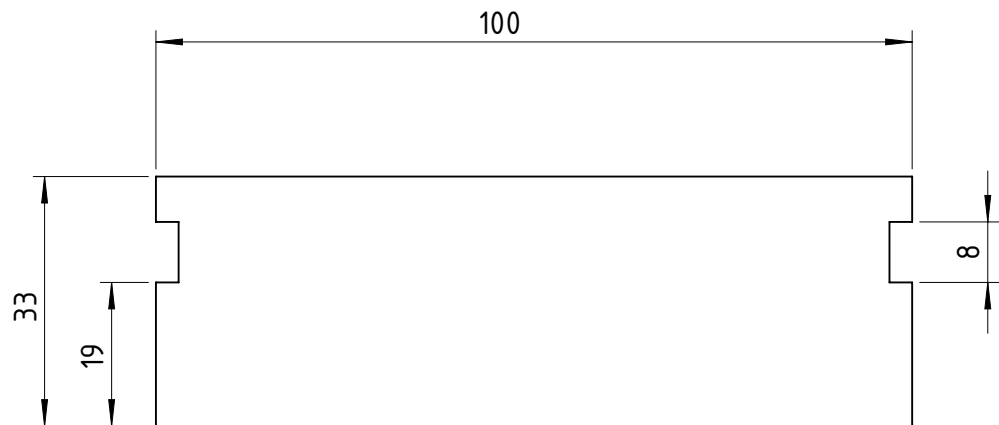
SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 2.5



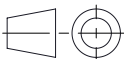
NOTA: TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS SEGÚN DIN 2768: MEDIAS

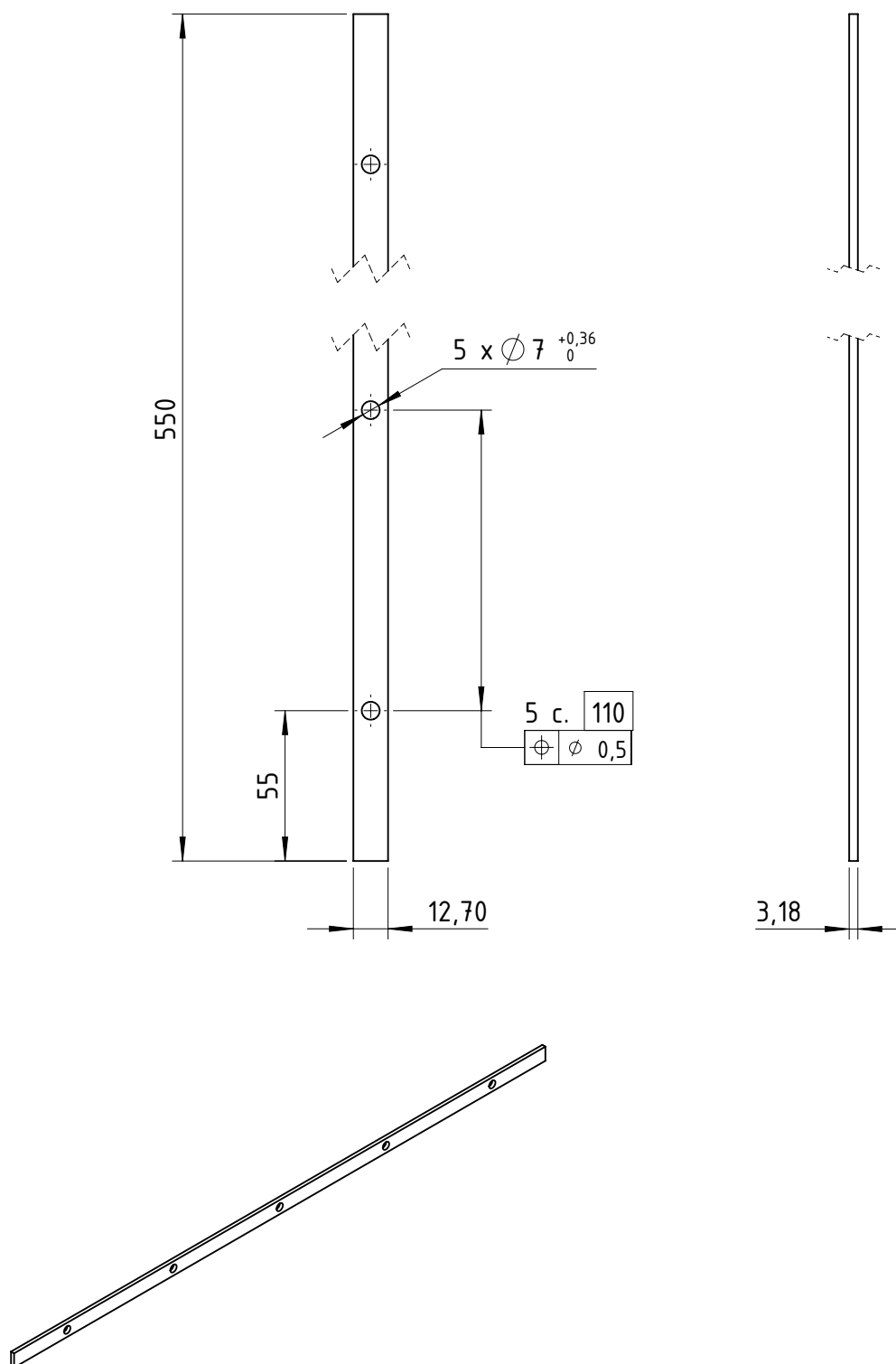
N°	DENOMINACIÓN	MATERIAL	CANT.	OBS.
1	MOISES	ABS	1	

		PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		MOISES	
DIBUJO	FECHA	NOMBRE	ESCALAS 1:5		N° CARRO-04
APROBO	20/7/2022	FUEYO-PEREZ			



NOTA: TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS SEGÚN DIN 2768: MEDIAS

N°	DENOMINACIÓN	MATERIAL	CANT.	OBS.
1	TAPA	ABS	1	
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		TAPA		
	FECHA	NOMBRE	ESCALAS 1:5	 N° CARRO-05
DIBUJO	20/7/2022	FUEYO-PEREZ		
APROBO				



NOTA: TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS SEGÚN DIN 2768: MEDIAS

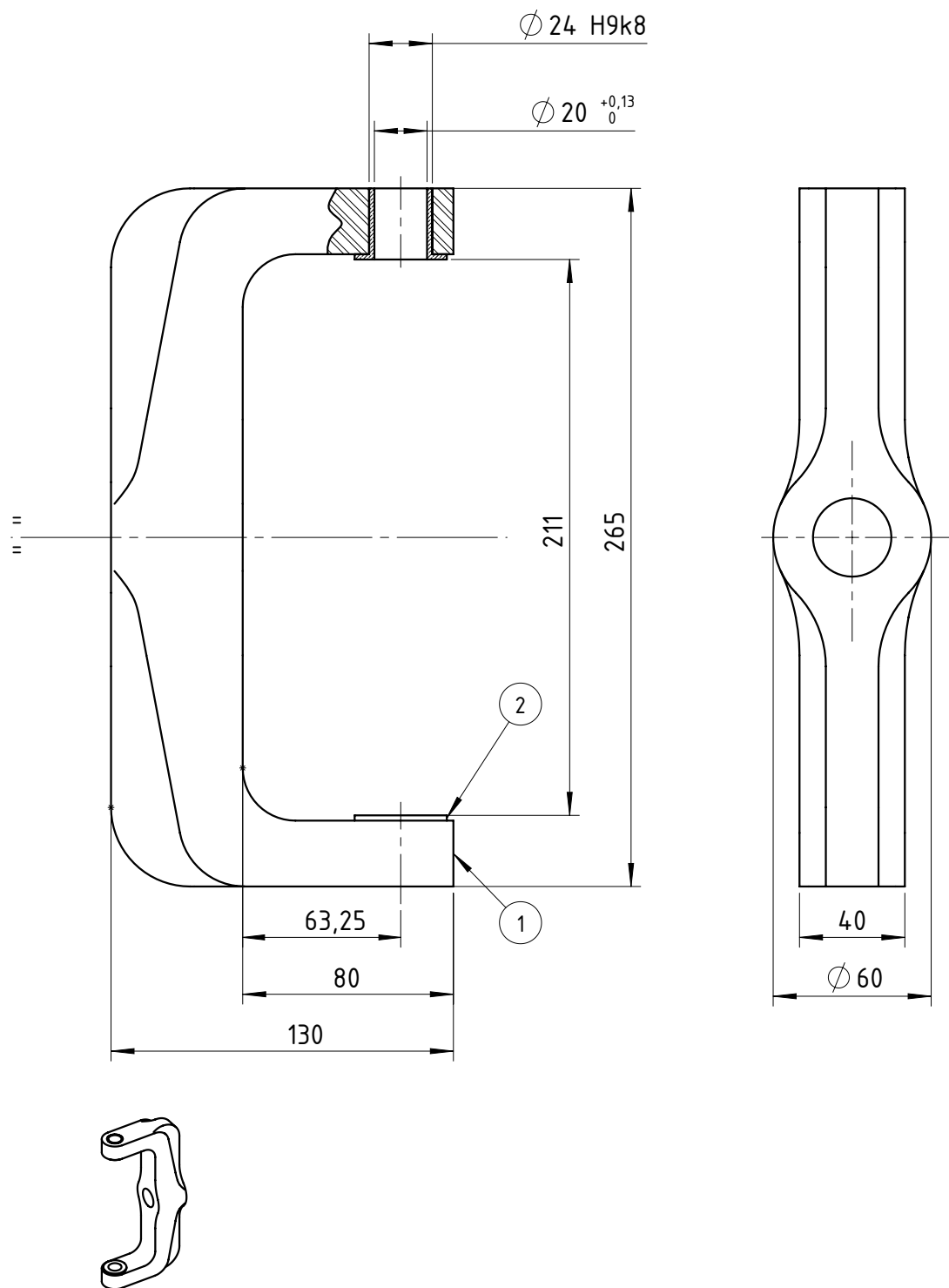
N°	DENOMINACIÓN	MATERIAL	CANT.	OBS.
1	SUJECCIÓN DE SELLO	SAE 1010	1	PLANCHUELA 550 mm X 1/8" X 1/2"



PROYECTO FINAL
ESCUELA INGENIERIA MECANICA
ROSARIO

SUJECCIÓN DE SELLO

DIBUJO	FECHA	NOMBRE	ESCALAS		N°	
APROBO	20/7/2022	FUEYO-PEREZ	1:5		CARRO-06	

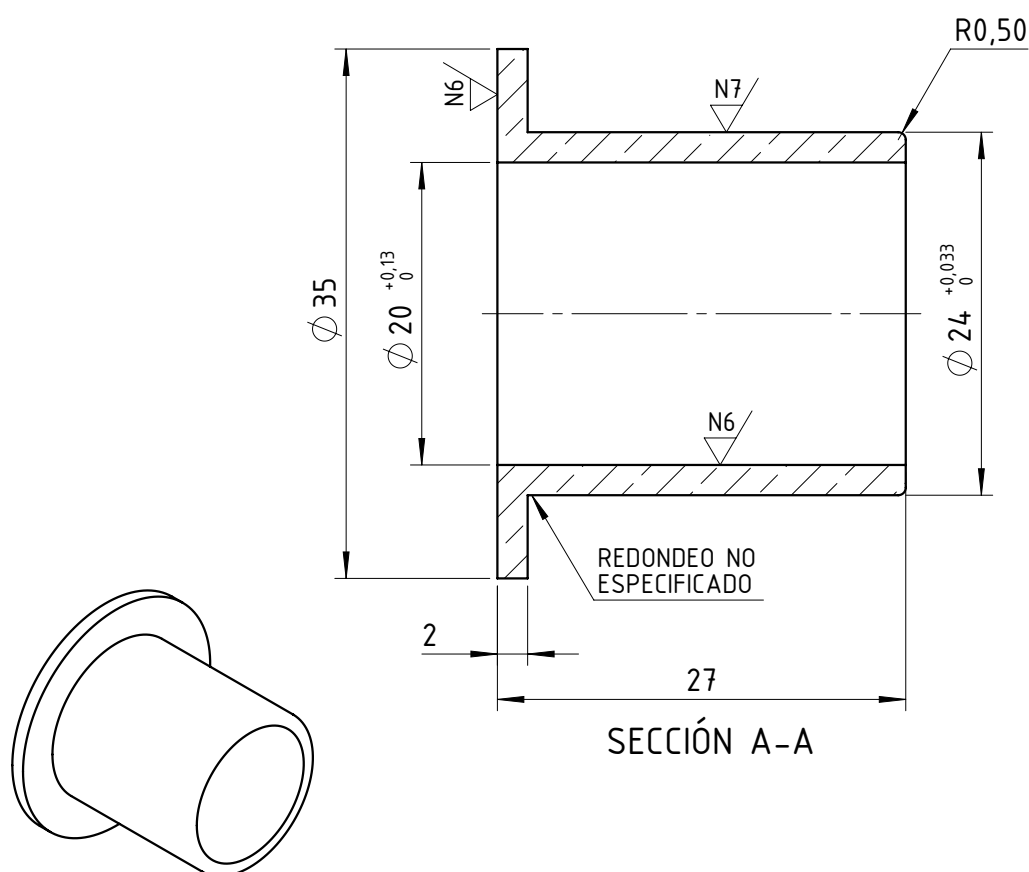
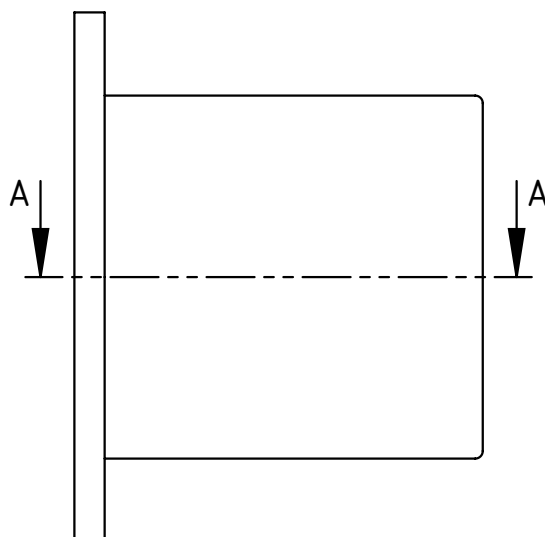


NOTA: TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS SEGÚN DIN 2768: MEDIAS

N°	DENOMINACIÓN	MATERIAL	CANT.	OBS.
1	HORQUILLA	SAE 1045	1	FORJADO
2	BUJE DE HORQUILLA	DIN 430 B	2	

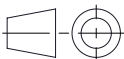
		PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		SUBCONJUNTO HORQUILLA	
DIBUJO	FECHA	NOMBRE	ESCALAS 1:2.5		N° HORQUILLA-00
APROBO	20/7/2022	FUEYO-PEREZ			

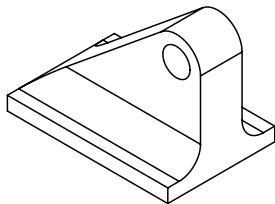
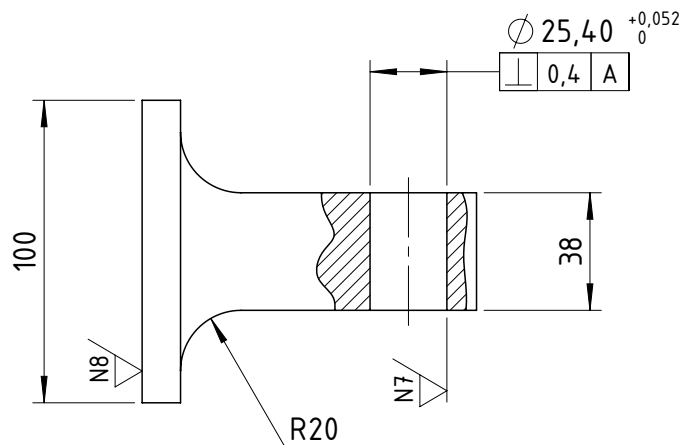
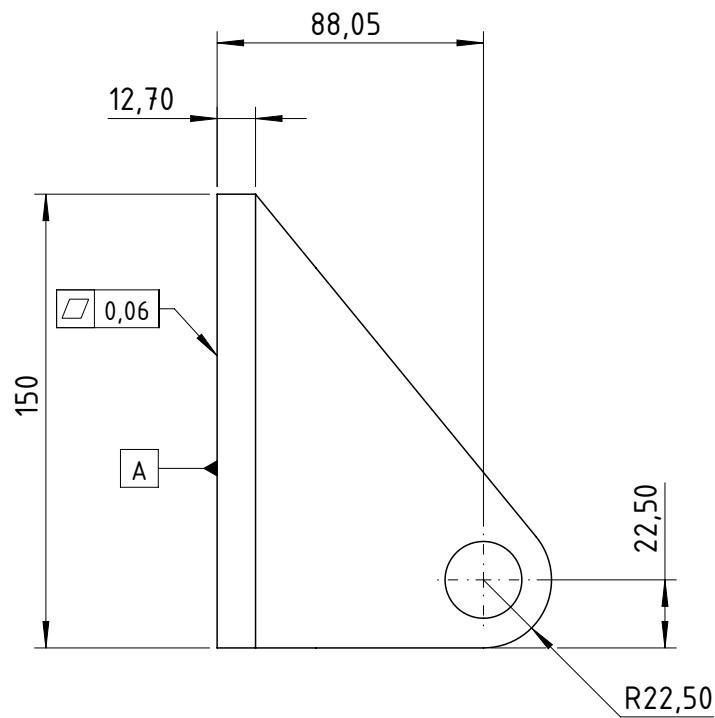
(N6 / N7)



NOTA: TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS SEGÚN DIN 2768: MEDIAS

N°	DENOMINACIÓN	MATERIAL	CANT.	OBS.
1	BUJE DE HORQUILLA	DIN 430 B	1	

		PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		BUJE HORQUILLA	
DIBUJO	FECHA	NOMBRE	ESCALAS		N° HORQUILLA-02
APROBO	20/7/2022	FUEYO-PEREZ	2:1		



NOTA: TOLERANCIAS NO ESPECIFICADAS SEGÚN DIN 2768: MEDIAS

N°	DENOMINACIÓN	MATERIAL	CANT.	OBS.
1	SOPORTE DE CILINDRO LONGITUDINAL	SAE 1020	1	
 PROYECTO FINAL ESCUELA INGENIERIA MECANICA ROSARIO		SOPORTE CILINDRO LONGITUDINAL		
DIBUJO	FECHA	NOMBRE	ESCALAS 1:2.5	 N° SOPORTE-00
APROBO	20/7/2022	FUEYO-PEREZ		