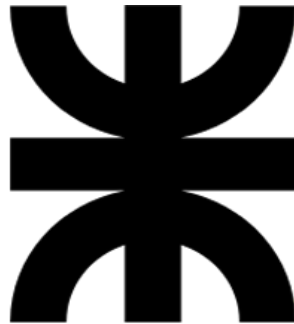


Universidad Tecnológica Nacional
Facultad Regional Villa María



Ingeniería Mecánica.

Proyecto Final de Carrera.

Año 2020

“Semirremolque Roll-Off con Sistema a Cable”

Autores: Alejandro Patrignani.

Leonardo Patrignani.

Directores: Ing. Américo Di Cola.

Ing. Marcelo Costamagna.

Índice de Contenidos.

Capítulo 1. Presentación.....	1
1.1. Resumen.....	1
1.2. Abstract.....	2
1.3. Organización del proyecto.....	3
1.4. Justificación del proyecto.....	4
Capítulo 2. Normativa legal.....	7
2.1. Pesos y medidas.....	7
2.1.1. Pesos máximos.....	9
2.2. Bandas reflectivas en el exterior de los vehiculos de transporte de Carga.....	10
2.2.1. Disposición, colores y dimensiones.....	10
2.2.2. Condiciones técnicas de colocación.....	11
2.3. Sistema de iluminación.....	12
2.4. Sistema de frenos.....	15
2.5. Paragolpes trasero de vehículos de carga.....	17
2.5.1. Requisitos.....	17
2.5.2. Aparato y método de ensayo.....	19
2.5.3. Aceptación y rechazo.....	20
2.6. Unidad tractora.....	20
2.7. Quinta rueda. Intercambiabilidad y maniobrabilidad.....	21
Capítulo 3. Descripción del equipo.....	24
3.1. Descripción del equipo y principio de funcionamiento.....	24
3.2. Operación del equipo.....	25
3.3. Restricciones de uso.....	29
Capítulo 4. Diseño del chasis.....	30
4.1. Diseño de la estructura.....	30
4.1.1. Cálculo de la distancia del tren rodante con unidad tractora tándem doble.....	30
4.1.2. Cálculo de carga máxima con unidad tractora de eje dual trasero.....	31
4.1.3. Distribución de las manotas.....	32
4.1.4. Componentes estructurales.....	33
4.1.5. Determinación de cargas y cálculo de esfuerzos.....	33
4.1.5.1. Estado I: contenedor de 26 pies.....	35
Semirremolque Roll Off con Sistema a Cable.	

4.1.5.2.	Estado II: contenedor de 24 pies.	38
4.1.5.3.	Estado III: contenedor de 22 pies.	40
4.1.5.4.	Estado IV: contenedor de 20 pies.	42
4.1.5.5.	Estado V: levante de rampa.	44
4.1.6.	Dimensionamiento de la estructura del chasis.	47
4.1.6.1.	Vigas principales.	47
4.1.6.2.	Vigas del cuello.	52
4.1.6.3.	Travesaños del cuello.	55
4.1.6.4.	Tubo del cuello.	64
4.1.7.	Dimensionamiento del perno de cilindros de elevación de rampa. (Lado vástago).	67
4.2.	Verificación por SolidWorks Simulation.	69
4.2.1.	Simulación del chasis con SolidWorks Simulation.	70
4.2.1.1.	Simulación de chasis cargado con contenedor de 20 pies.	70
4.2.1.2.	Simulación del chasis en el instante de levante de rampa.	73
4.2.2.	Simulación de estructura porta perno rey.	76
4.2.2.1.	Verificación de estructura en aceleración.	77
4.2.2.2.	Verificación de la estructura en desaceleración.	79
Capítulo 5.	Tren rodante	84
5.1.	Elásticos.	84
5.1.1.	Cálculo de tensión.	85
5.1.2.	Cálculo de deflexión.	86
5.2.	Tubo del eje.	87
5.2.1.	Cálculos de las reacciones.	89
5.2.1.1.	Cálculo de las reacciones en trayectoria recta.	89
5.2.1.2.	Cálculo de las reacciones en trayectoria curva.	89
5.2.2.	Cálculo de los esfuerzos.	90
5.2.2.1.	Cálculo de esfuerzos en trayectoria recta.	90
5.2.2.2.	Cálculo de esfuerzos en trayectoria curva.	91
5.2.3.	Verificación de la sección del tubo.	92
5.2.3.1.	Verificación de la tensión de trabajo.	92
5.2.3.2.	Verificación de la deformación del tubo.	93
5.3.	Punta de eje.	94
5.3.1.	Cálculo de esfuerzo en trayectoria recta.	95

5.3.2.	Cálculo de esfuerzo en trayectoria curva.....	98
5.3.2.1.	Esfuerzos en punta de eje de dual exterior.	98
5.3.2.2.	Esfuerzos de punta de eje en dual interior.	101
5.3.3.	Cálculo de esfuerzo durante el frenado.....	103
5.3.4.	Verificación de la sección de la punta de eje.....	104
5.4.	Rodamientos de punta de eje.....	106
5.4.1.	Verificación dinámica.....	107
5.4.1.1.	Semirremolque circulando en trayectoria curva.	107
5.4.1.2.	Semirremolque circulando por trayectoria recta.	111
5.4.2.	Verificación estática.....	112
5.5.	Perno tensor.	112
5.5.1.	Verificación al corte.	113
5.5.2.	Verificación al aplastamiento.....	114
5.6.	Tren de estacionamiento.....	114
Capítulo 6.	Diseño del pie de apoyo.	116
6.1.	Brazo de apoyo inferior.	116
6.2.	Brazo de apoyo superior.....	121
6.3.	Cálculo de pernos y ejes.	122
6.3.1.	Eje pie de apoyo de rolos.....	122
6.3.2.	Eje de articulación.....	128
6.3.2.1.	Esfuerzo de cizalladura del eje de articulación.....	128
6.3.2.2.	Esfuerzo de flexión del eje de articulación.	129
6.3.3.	Pernos de cilindros hidráulicos.	130
6.4.	Simulación del pie de apoyo por SolidWorks Simulation.	131
Capítulo 7.	Diseño de la rampa 	135
7.1.	Rampa.....	136
7.1.1.	Posicionamiento de los rodillos en la rampa.....	136
7.1.2.	Determinación de las cargas y esfuerzos.....	137
7.1.2.1.	Estado I: inicio de descarga.....	137
7.1.2.2.	Estado II. Etapa intermedia de carga/descarga de contenedor.....	140
7.1.3.	Verificación de las vigas principales de la rampa.....	144
7.1.4.	Dimensionamiento del perno de cilindro de elevación de rampa (Lado camisa).	146
7.1.5.	Dimensionamiento del perno para rodillos laterales.	148
Semirremolque Roll Off con Sistema a Cable.		

7.2.	Chasis extensible.....	151
7.2.1.	Determinación de cargas y esfuerzos.	151
7.2.1.1.	Estado I: carga en punto medio de la viga simplemente apoyada.	151
7.2.1.2.	Estado II: carga en el extremo de la viga en voladizo.	154
7.2.2.	Verificación de la sección de la viga.....	156
7.2.3.	Perno de articulación rampa-chasis.....	158
7.2.3.1.	Esfuerzo de cizalladura en perno de articulación.	158
7.2.3.2.	Esfuerzo de flexión en perno de articulación.	159
7.2.4.	Simulación de la rampa por SolidWorks Simulation.....	160
Capítulo 8.	Sistema multiplicador de carrera.....	166
8.1.	Sistema de cable y poleas. Descripción del conjunto.	166
8.1.1.	Ganancia de fuerza y de desplazamiento.	169
8.2.	Cable de acero.	170
8.2.1.	Características constructivas.....	170
8.2.2.	Fuerza máxima de tensión en el cable.....	173
8.2.2.1.	Contenedor funcionando como volquete.....	173
8.2.2.2.	Contenedor sin contacto con el suelo.	173
8.2.2.3.	Contenedor en contacto con el suelo.....	174
8.2.3.	Verificación de la sección del cable.	176
8.2.3.1.	Verificación estática.....	176
8.2.3.2.	Verificación a la fatiga.....	177
8.2.3.3.	Cálculo y verificación de la longitud del cable.	178
8.2.4.	Inspección del cable de acero.....	182
8.3.	Poleas.....	183
8.3.1.	Verificación de la presión en el buje de bronce.....	184
8.3.2.	Verificación de los pernos de poleas.	185
8.3.3.	Inspección de las Poleas.....	187
Capítulo 9.	Verificación de partes críticas.....	189
9.1.	Paragolpes trasero.	189
9.1.1.	Aceptación y rechazo.	191
9.2.	Perno de arrastre.	191
Capítulo 10.	Circuito oleohidraulico.....	195
10.1.	Ventajas de circuitos oleohidráulicos.	195

10.2.	Tipos de circuitos oleohidráulicos.....	195
10.2.1.	Circuito de centro cerrado.....	195
10.2.2.	Circuitos de centro abierto.....	196
10.2.3.	Circuito Load Sensing.....	196
10.3.	Componentes de circuito oleohidráulico.....	196
10.3.1.	Depósito de aceite.....	196
10.3.2.	Fluido oleohidráulico.....	197
10.3.3.	Bomba oleohidráulica.....	197
10.3.3.1.	Selección de la bomba oleohidráulica.....	198
10.3.4.	Actuadores.....	201
10.3.4.1.	Cálculo de los diámetros Interiores de las camisas de los cilindros.....	204
10.3.4.2.	Verificación del espesor de pared de la camisa de los cilindros.....	206
10.3.4.3.	Verificación al pandeo de los vástagos de cilindros hidráulicos.....	209
10.3.4.4.	Resumen de los cilindros oleohidráulicos.....	214
10.3.5.	Válvulas direccionales.....	214
10.3.5.1.	Representación de válvulas.....	215
10.3.5.2.	Válvulas de comandos múltiples.....	215
10.3.6.	Tuberías.....	219
10.3.6.1.	Dimensionamiento de tubería de aspiración.....	220
10.3.6.2.	Dimensionamiento de la tubería de presión.....	221
10.3.6.3.	Dimensionamiento de la tubería de retorno.....	222
10.3.6.4.	Verificación de tuberías.....	223
10.4.	Esquema circuito oleohidráulico.....	225
Capítulo 11. Sistema de codificación.....		226
11.1.	Sistema de codificación.....	226
Capítulo 12. Planimetría.....		229
Capítulo 13. Bibliografías y referencias.....		234

Índice de Tablas.

Tabla 2.1- Disposición, colores y dimensiones de bandas reflectivas.....	10
Tabla 2.2- Característica e instalación de dispositivos de iluminación.....	14
Tabla 2.3- Categoría O de remolques (incluidos los semirremolques).....	16
Tabla 2.4 - Fuerzas de ensayo para paragolpes trasero.	19
Tabla 4.1- Reacciones en cuello (contenedor de 26 pies).	36
Tabla 4.2- Reacciones en cuello (contenedor de 24 pies).	38
Tabla 4.3- Reacciones en cuello (contenedor de 22 pies).....	40
Tabla 4.4- Reacciones en cuello (contenedor de 20 pies).....	42
Tabla 4.5- Esfuerzos de flexión en los distintos estados de carga.	47
Tabla 4.6- Propiedades mecánicas de acero Calidad F-36.....	48
Tabla 4.7- Momentos flectores en las vigas del cuello.	52
Tabla 4.8- Momentos de Inercia de las secciones del cuello.....	54
Tabla 4.9- Fuerzas aplicadas en travesaños del cuello.	56
Tabla 4.10- Propiedades mecánicas del acero MLC 420.....	57
Tabla 4.11- Propiedades mecánicas del acero Calidad Comercial.....	62
Tabla 4.12- Propiedades mecánicas del tubo ASTM A53.	65
Tabla 4.13- Propiedades mecánicas del acero SAE 4140 bonificado.....	67
Tabla 5.1- Propiedades constructivas de ballesta.....	84
Tabla 5.2- Propiedades mecánicas del acero SAE 5160 H.	85
Tabla 5.3- Propiedades mecánicas del acero SAE 1524.....	93
Tabla 5.4- Propiedades mecánicas del acero SAE 1045.....	105
Tabla 5.5- Especificaciones del rodamiento HM 518445/10.	106
Tabla 5.6- Datos de operación para tren de estacionamiento.	115
Tabla 7.1- Momento flector y esfuerzo normal máximos en vigas de la rampa.....	144
Tabla 8.1- Características del cable de acero.....	176
Tabla 8.2- Roturas de alambres en cable de acero que implica su reemplazo.....	182
Tabla 8.3- Propiedades mecánicas del bronce SAE 68 A	183
Tabla 8.4- Composición química del bronce SAE 68 A.....	183
Tabla 9.1- Propiedades mecánicas del acero SAE 1040 forjado y templado.....	192

Tabla 9.2- Propiedades de tornillos de sujeción de perno de arrastre.....	194
Tabla 10.1- Especificaciones técnicas bomba de engranajes marca Venturi Serie C4.	200
Tabla 10.2- Dimensiones generales de cilindro telescópico de elevación rampa.	204
Tabla 10.3- Propiedades mecánicas del tubo de acero St 52 BK+S	207
Tabla 10.4- Dimensiones principales de tubos de cilindro telescópico.	211
Tabla 10.5- Fuerza capaz de producir cada etapa del cilindro telescópico.	211
Tabla 10.6- Dimensiones de cilindros oleohidráulicos.....	214
Tabla 10.7- Especificaciones de válvula de comando múltiple marca Venturi mod. 1120.....	219
Tabla 10.8- Velocidades recomendadas de fluido oleohidráulico en tuberías.....	220
Tabla 10.9- Especificaciones técnicas de manguera SAE 100 R4 $\varnothing 2''$	221
Tabla 10.10- Especificaciones técnicas de manguera SAE 100 R17 $\varnothing 3/4''$ y $\varnothing 1/2''$	222
Tabla 10.11- Especificaciones técnicas de manguera SAE 100 R4 $\varnothing 1 1/4''$	223
Tabla 11.1- Estructura de código.	227
Tabla 12.1- Estructura de planos.	233

Índice de Figuras.

Fig. N° 1.1 - Proceso de descarga de residuos en planta de transferencia.....	5
Fig. N° 1.2 - Planta de transferencia de residuos sólidos en San Pedro de Jujuy, Jujuy.	5
Fig. N° 1.3 - Planta de transferencia de residuos sólidos en Rawson, Chubut.	6
Fig. N° 2.1 - Ancho y alto máximo de vehículo permitido por la Ley N° 24449.....	7
Fig. N° 2.2 - Largo máximo de vehículo permitido por la Ley 24449 según diferentes configuraciones.....	8
Fig. N° 2.3 - Dimensiones máximas para vehículos con tránsito restringido.....	8
Fig. N° 2.4 - Máximo peso permitido por configuración de ejes según Ley 24449.....	9
Fig. N° 2.5 - Colocación y tipos de bandas en plano posterior del vehículo.	11
Fig. N° 2.6 - Ubicación de bandas laterales para cualquier dimensión de vehículo.	12
Fig. N° 2.7 - Altura del borde inferior del paragolpes desde el suelo.	18
Fig. N° 2.8 - Ubicación del paragolpes trasero.....	18
Fig. N° 2.9 - Movimiento de paragolpes trasero.....	19
Fig. N° 2.10 - Bandas reflectivas en paragolpes trasero.	19
Fig. N° 2.11 - Características de camión IVECO STRALIS CURSOR 9.....	21
Fig. N° 2.12 - Valores límites de movimientos y altura de quinta rueda.	22
Fig. N° 2.13 - Dimensiones necesarias para maniobrar el tracto camión.....	23
Fig. N° 2.14 - Dimensiones del perfil “cuello de cisne”.....	23
Fig. N° 3.1 - Partes principales del equipo.	24
Fig. N° 3.2 - Proceso de carga y descarga del contenedor.....	25
Fig. N° 3.3 - Modelo físico para verificación de vuelco trasero.	29
Fig. N° 4.1 - Ubicación del tren rodante en el chasis.	30
Fig. N° 4.2 - Ubicación de las manotas en el chasis.	32
Fig. N° 4.3 - Componentes del chasis.....	33
Fig. N° 4.4 - Aplicación de cargas sobre la estructura del chasis.	34
Fig. N° 4.5 - Tránsito de carga del contenedor de 26 pies a la rampa.	36
Fig. N° 4.6 - Diagrama de cuerpo libre del chasis con contenedor de 26 pies.....	37
Fig. N° 4.7 - Diagramas de esfuerzos del chasis cargado con contenedor de 26 pies.	37
Fig. N° 4.8 - Tránsito de carga del contenedor de 24 pies a la rampa.	38
Fig. N° 4.9 - Diagrama de cuerpo libre del chasis con contenedor de 24 pies.....	39

Fig. N° 4.10 - Diagramas de esfuerzos del chasis cargado con contenedor de 24 pies.	39
Fig. N° 4.11 - Traslado de carga del contenedor de 22 pies a la rampa.	40
Fig. N° 4.12 - Diagrama de cuerpo libre del chasis con contenedor de 22 pies.	41
Fig. N° 4.13 - Diagramas de esfuerzos del chasis cargado con contenedor de 22 pies.	41
Fig. N° 4.14 - Traslado de carga del contenedor de 20 pies a la rampa.	42
Fig. N° 4.15 - Diagrama de cuerpo libre del chasis con contenedor de 20 pies.	43
Fig. N° 4.16 - Diagramas de esfuerzos del chasis cargado con contenedor de 20 pies.	43
Fig. N° 4.17 - Trayectoria de pivoteo de cilindro y centro de gravedad de la carga.	44
Fig. N° 4.18 - Reacciones sobre la rampa y diagrama de cuerpo libre de la viga del semirremolque.	46
Fig. N° 4.19 - Esfuerzo en la viga del chasis al inicio de la elevación de la rampa.	47
Fig. N° 4.20 - Posición del máximo momento flector en el chasis.	48
Fig. N° 4.21 - Sección de la viga principal del chasis.	49
Fig. N° 4.22 - Sección de viga principal del chasis en zona de cilindro hidráulico.	51
Fig. N° 4.23 - Secciones del cuello del chasis.	52
Fig. N° 4.24 - Secciones A-A, B-B, C-C y D-D del cuello del chasis.	53
Fig. N° 4.25 - Sección E-E del cuello del chasis.	53
Fig. N° 4.26 - Travesaños del cuello del chasis.	55
Fig. N° 4.27 - Diagrama de esfuerzos de los travesaños A y B del cuello del chasis. (Situación 1).	57
Fig. N° 4.28 - Sección del travesaño A y B del cuello del chasis.	58
Fig. N° 4.29 - Diagrama de esfuerzos de los travesaños A y B del cuello del chasis. (Situación 2).	59
Fig. N° 4.30 - Diagrama de esfuerzos en el travesaño C del cuello del chasis.	60
Fig. N° 4.31 - Sección de travesaño C del cuello del chasis.	61
Fig. N° 4.32 - Diagrama de esfuerzos del travesaño D del cuello del chasis.	63
Fig. N° 4.33 - Sección del travesaño D del cuello del chasis.	64
Fig. N° 4.34 - Tubo vinculación del cuello del chasis con vigas principales.	65
Fig. N° 4.35 - Modelo físico del perno de cilindro de elevación de la rampa. (Lado vástago).	68
Fig. N° 4.36 - Diagrama de cuerpo libre y esfuerzos del perno de elevación de la rampa. (Lado vástago).	68
Fig. N° 4.37 - Cargas y vínculos del chasis con contenedor de 20 pies.	71
Fig. N° 4.38 - Distribución de tensiones del chasis cargado con contenedor de 20 pies.	72
Fig. N° 4.39 - Deflexión del chasis cargado con contenedor de 20 pies con vínculos elásticos.	72
Fig. N° 4.40 - Deflexión del chasis cargado con contenedor de 20 pies con vínculos deslizantes.	73

Fig. N° 4.41 - Cargas y vínculos en la estructura del chasis en el inicio del levante de la rampa.	74
Fig. N° 4.42 - Distribución de tensiones del chasis en el inicio del levante de la rampa.	75
Fig. N° 4.43 - Deflexión del chasis en el inicio del levante de la rampa con vínculos elásticos.	75
Fig. N° 4.44 - Deflexión del chasis en el inicio del levante de la rampa con vínculos deslizantes.	76
Fig. N° 4.45 - Vínculos aplicados al soporte del perno rey en el cuello del chasis.	76
Fig. N° 4.46 - Fuerzas en el semirremolque durante proceso de aceleración.	77
Fig. N° 4.47 - Cargas aplicadas al perno rey y placa de apoyo. (En proceso de aceleración).	78
Fig. N° 4.48 - Distribución de tensiones en soporte de perno rey. (En proceso de aceleración).	79
Fig. N° 4.49 - Deflexiones en soporte de perno rey. (En proceso de aceleración).	79
Fig. N° 4.50 - Fuerzas en el camión y semirremolque durante el proceso de desaceleración.	80
Fig. N° 4.51 - Fuerzas en el semirremolque durante el proceso de desaceleración.	81
Fig. N° 4.52 - Cargas aplicadas al perno rey y placa de apoyo. (En proceso de desaceleración).	82
Fig. N° 4.53 - Distribución de tensiones en soporte de perno rey. (En proceso de desaceleración).	83
Fig. N° 4.54 - Deflexiones en soporte de perno rey. (En proceso de desaceleración).	83
Fig. N° 5.1 - Dimensiones generales de elásticos.	84
Fig. N° 5.2 - Viga de resistencia uniforme para el cálculo de elásticos.	85
Fig. N° 5.3 - Deflexión de elásticos en función de la carga.	87
Fig. N° 5.4 - Distancia entre apoyos de elásticos en el tubo del eje.	88
Fig. N° 5.5 - Diagrama de cuerpo libre del tubo de eje.	88
Fig. N° 5.6 - Diagrama de esfuerzos en tubo del eje sin transferencia de carga.	90
Fig. N° 5.7 - Diagrama de esfuerzos en tubo del eje con transferencia de carga.	91
Fig. N° 5.8 - Sección del tubo de eje.	92
Fig. N° 5.9 - Estado de carga del tubo de eje en trayectoria recta.	94
Fig. N° 5.10 - Sección de rueda.	95
Fig. N° 5.11 - Dimensiones generales del eje.	96
Fig. N° 5.12 - Diagrama de esfuerzos en punta de eje durante trayectoria recta.	97
Fig. N° 5.13 - Fuerzas intervinientes en eje en trayectoria curva.	98
Fig. N° 5.14 - Diagrama de esfuerzos en punta de eje del dual exterior en trayectoria curva.	100
Fig. N° 5.15 - Diagrama de esfuerzos en punta de eje del dual interior en trayectoria curva.	102
Fig. N° 5.16 - Fuerza de frenado en dual exterior.	103
Fig. N° 5.17 - Diagrama de esfuerzo en punta de eje producido por fuerza de frenado.	104

Fig. N° 5.18 - Momentos flectores actuantes en la sección de la punta de eje.....	105
Fig. N° 5.19 - Dimensiones generales del rodamiento HM 51844/10.	107
Fig. N° 5.20 - Fuerzas en rodamientos del dual exterior. (Trayectoria curva).....	108
Fig. N° 5.21 - Rodamientos en punta de eje con montaje en O. (Espalda con espalda).	108
Fig. N° 5.22 - Armado de tensor de rueda.	112
Fig. N° 5.23 - Secciones del perno tensor sometidas a corte y aplastamiento.	113
Fig. N° 5.24 - Tren de estacionamiento.	115
Fig. N° 5.25 - Dimensiones de tren de estacionamiento.	115
Fig. N° 6.1 - Pie de apoyo.	116
Fig. N° 6.2 - Centro de gravedad del contenedor alineado con el pie de apoyo.	117
Fig. N° 6.3 - Diagrama de cuerpo libre del brazo de apoyo inferior.	118
Fig. N° 6.4 - Diagrama de esfuerzos del brazo de apoyo inferior.	119
Fig. N° 6.5 - Sección de la viga del brazo de apoyo inferior.....	120
Fig. N° 6.6 - Diagrama de cuerpo libre del brazo de apoyo superior.....	121
Fig. N° 6.7 - Dimensiones de rolos de apoyo.	123
Fig. N° 6.8 - Diagrama de cuerpo libre y de esfuerzos del eje de rolos de apoyo.	125
Fig. N° 6.9 - Modelo físico para calcular el esfuerzo de corte del eje de articulación del pie de apoyo.	128
Fig. N° 6.10 - Modelo físico para calcular el esfuerzo de flexión del eje de articulación del pie de apoyo.....	129
Fig. N° 6.11 - Modelo físico de calculo de los pernos del cilindro hidraulico del pie de apoyo.	130
Fig. N° 6.12 - Vínculos del pie de apoyo.....	132
Fig. N° 6.13 - Cargas aplicadas al pie de apoyo.....	132
Fig. N° 6.14 - Distribución de tensiones de la estructura del pie de apoyo.....	133
Fig. N° 6.15 - Deflexiones de la estructura del pie de apoyo.....	134
Fig. N° 7.1 - Componentes de rampa.....	135
Fig. N° 7.2 - Distribución de rodillos en la rampa.....	136
Fig. N° 7.3 - Reacciones en los rodillos de la rampa debido al contenedor de 20 pies.	137
Fig. N° 7.4 - Modelo físico, diagrama de cuerpo libre, y esfuerzos de la rampa. (Estado I).	139
Fig. N° 7.5 - Modelo físico de la transferencia de carga del contenedor a la rampa. (Estado II).....	140
Fig. N° 7.6 - Polígono de fuerzas de contenedor para calcular rampa.(Estado II).	140
Fig. N° 7.7 - Modelo físico para calcular la fuerza hidráulica del cilindro de la rampa (Estado II).....	141
Fig. N° 7.8 - Modelo físico, diagrama de cuerpo libre, y esfuerzos.(Estado II).	143

Fig. N° 7.9 - Sección de mayor sollicitación en la viga de la rampa. (Estado I).....	144
Fig. N° 7.10 - Sección de mayor sollicitación en la viga de la rampa. (Estado II).....	145
Fig. N° 7.11 - Modelo físico del perno de cilindro de elevación de la rampa. (Lado camisa).....	147
Fig. N° 7.12 - Diagrama de cuerpo libre y esfuerzos en perno cil. de elevación de rampa. (Lado camisa).....	147
Fig. N° 7.13 - Modelo físico del perno para rodillos laterales de la rampa.	149
Fig. N° 7.14 Diagrama de cuerpo libre y esfuerzos de pernos de rodillos en la rampa.....	150
Fig. N° 7.15 - Modelo físico de transferencia de carga al tramo medio del chasis extensible.	152
Fig. N° 7.16 - Polígono de fuerzas de contenedor para calcular chasis extensible.(Estado I).....	152
Fig. N° 7.17 - Diagrama de cuerpo libre y momento flector del chasis extensible. (Estado I).....	154
Fig. N° 7.18 - Modelo físico de transferencia de carga al chasis extensible con contenedor de 20 y 26 pies.	155
Fig. N° 7.19 - Diagrama de cuerpo libre y momento flector del chasis extensible (Estado II).....	156
Fig. N° 7.20 - Dimensiones de la viga del chasis extensible.....	157
Fig. N° 7.21 - Modelo físico del perno pivot de la rampa para cálculo al corte.....	158
Fig. N° 7.22 - Modelo físico del perno pivot de la rampa para cálculo a la flexión.	159
Fig. N° 7.23 - Vínculos y cargas aplicadas a la rampa. (Estado I).....	160
Fig. N° 7.24 - Distribución de tensiones de la rampa. (Estado I).....	161
Fig. N° 7.25 - Deflexiones de la rampa. (Estado I).....	161
Fig. N° 7.26 - Vínculos y cargas aplicadas en la rampa. (Estado II).....	162
Fig. N° 7.27 - Distribución de tensiones en la rampa. (Estado II).....	163
Fig. N° 7.28 - Deflexiones de la rampa. (Estado II).....	163
Fig. N° 7.29 - Vínculos y cargas aplicadas en chasis extensible. (Estado III).....	164
Fig. N° 7.30 - Distribución de tensiones en el chasis extensible. (Estado III).....	164
Fig. N° 7.31 - Deflexiones del chasis extensible. (Estado III).....	165
Fig. N° 8.1 - Sistema multiplicador de carrera.	166
Fig. N° 8.2 - Carro de desplazamiento.....	167
Fig. N° 8.3 - Modelo físico de distribución de poleas en la rampa.	167
Fig. N° 8.4 - Representación simplificada del sistema de poleas en la rampa.....	168
Fig. N° 8.5 - Partes principales del cable de acero.	171
Fig. N° 8.6 - Curva abrasión-fatiga en cables de acero.	172
Fig. N° 8.7 - Tensión del cable de acero en el momento de vuelco de la carga.	173
Fig. N° 8.8 - Tensión del cable de acero con el contenedor sin contacto con el suelo.	174

Fig. N° 8.9 - Modelo físico y fuerzas actuantes en el contenedor cuando está apoyado en el suelo.....	174
Fig. N° 8.10 - Polígono de fuerzas actuantes en el contenedor cuando está apoyado en el suelo.....	175
Fig. N° 8.11 - Modelo físico del cable con accesorios de instalación.....	179
Fig. N° 8.12 - Longitud de cable desde la polea fija vertical al gancho de contenedor.(x_2).....	180
Fig. N° 8.13 - Longitud necesaria del cable para la operación de carga en Fase III.	181
Fig. N° 8.14 - Ubicación de accesorios de tope para contenedores de 20, 22 y 24 pies.	181
Fig. N° 8.15 - Inspección dimensional del cable de acero.....	182
Fig. N° 8.16 - Vista isométrica de la polea de la rampa.	183
Fig. N° 8.17 - Fuerzas aplicadas a las poleas del carro de desplazamiento.	184
Fig. N° 8.18 - Modelo físico de polea para el cálculo al corte del perno.	185
Fig. N° 8.19 - Modelo físico de polea para el cálculo a la flexión del perno.	186
Fig. N° 8.20 - Rotura de canal de polea.	187
Fig. N° 8.21 - Control de la garganta de polea mediante galga patrón.	188
Fig. N° 8.22 - Impresión del cable sobre la garganta de la polea.	188
Fig. N° 9.1 - Vínculos del paragolpes.....	189
Fig. N° 9.2 - Deformación de paragolpes en Ensayo N° 1.....	190
Fig. N° 9.3 - Deformación de paragolpes en el Ensayo N° 2.	190
Fig. N° 9.4 - Deformación de paragolpes en el Ensayo N° 3	191
Fig. N° 9.5 - Dimensiones del perno de arrastre.....	192
Fig. N° 9.6 - Vínculo y carga aplicada en el perno de arrastre.	193
Fig. N° 9.7 - Distribución de tensiones de trabajo en el perno de arrastre.	193
Fig. N° 9.8 - Deflexión en perno de arrastre.	194
Fig. N° 10.1 - Depósito de aceite a presión atmosférica con retorno por encima del nivel de fluido.....	197
Fig. N° 10.2 - Bomba de engranajes exteriores.	198
Fig. N° 10.3 - Símbolo gráfico de bomba oleohidráulica de caudal constante.....	198
Fig. N° 10.4 - Bomba oleohidráulica de engranajes marca Venturi Serie C4.....	199
Fig. N° 10.5 - Símbolo gráfico de cilindro hidráulico de doble efecto.	202
Fig. N° 10.6 - Símbolo gráfico de cilindro telescópico de doble efecto.	202
Fig. N° 10.7 - Cilindros hidráulicos del equipo.	203
Fig. N° 10.8 - Distribución de tensiones en tubería de pared gruesa.	207
Fig. N° 10.9 - Representación gráfica de válvula 6/3.	215

Fig. N° 10.10 - Representación gráfica de tapa de entrada de válvula.....217

Fig. N° 10.11 - Representación gráfica de cuerpo de válvula.....217

Fig. N° 10.12 - Representación gráfica de tapa de salida de válvula.....218

Fig. N° 10.13 - Válvula de comando múltiple marca Venturi, Modelo VCM 1120.218

Fig. N° 10.14 - Ábaco para selección de diámetros de cañerías.....224

Fig. N° 11.1 - Sistema de codificación.....226

Capítulo 1.

“Presentación”

1.1. Resumen.

El presente trabajo tiene como principal propósito exponer el diseño y cálculo justificado de un “Semirremolque ROL-OFF con Sistema a Cable”, cuya utilización se basa en el transporte de Residuos Sólidos Urbanos (RSU) mediante la utilización de contenedores de 20, 22, 24 y 26 pies.

El semirremolque puede acoplarse a una unidad tractora (camión de dos ejes) y transportar hasta 30 toneladas de carga bruta. Éste equipo vial de transporte permite cargar/ descargar contenedores a través de un sistema complejo de poleas y una rampa accionada por cilindros hidráulicos.

Para la correcta maniobrabilidad se cuenta con dos ejes dotados de ruedas duales distanciados según los límites expuestos por la ley 22449.

1.2. Abstract.

The main purpose of this work is to expose the design and justified calculation of a “ROL-OFF Semi-trailer with cable system”, whose use is based on the transport of Urban Solid Waste (USW) by using containers of 20, 22, 24 and 26 feet.

The semi-trailer can be attached to a tractor unit (two-axle truck) and transport up to 30 tons of gross load. This road transport equipment allows loading and unloading containers through a complex pulley system and a ramp activated by hydraulic cylinder.

For correct maneuverability there are two axles equipped with spaced dual wheels according to the limits set forth by law 22449.

1.3. Organización del proyecto.

Antes de desarrollar el Proyecto resulta conveniente resumir como se encuentra estructurado el contenido del mismo, con una breve síntesis de cada uno de los 12 capítulos que lo constituyen.

En el Capítulo 1 *“Presentación del Proyecto”* se realiza un breve resumen del equipo desarrollado en el proyecto, campo de aplicación del mismo, y justificación por el cual fue seleccionado como tema de proyecto.

En el Capítulo 2 *“Marco legal”* se desarrollan los artículos de mayor relevancia de la ley 24449, como así también otras reglamentaciones y contenidos de normas que son fundamentales para el desarrollo del proyecto, ya sea por su contenido técnico o requerimientos legales.

En el Capítulo 3 *“Descripción del semirremolque Roll Off”* se mencionan cuáles son los principales conjuntos que conforman el equipo y su principio de funcionamiento. En esta sección se desarrolla también las secuencias de operaciones correctas para operar el equipo, y las restricciones de uso que presenta.

En el Capítulo 4 *“Diseño del chasis”*, se fijan las características más relevantes para comenzar con el diseño, como lo son las dimensiones generales y la capacidad de carga total del equipo. A partir de estos parámetros que permiten distribuir el tren rodante según los límites de pesos establecidos por la ley, se estudian los diversos estados de carga a los que se someterá la estructura, a los fines de establecer las condiciones más desfavorables y dimensionar las secciones del chasis en base a ello. Finalmente, se realiza una verificación completa de la estructura del chasis por el método de los elementos finitos.

En el Capítulo 5 *“Tren rodante”* se realiza la verificación a todos los componentes que constituyen el tren rodante seleccionado. Se verifican las ballestas, el tubo del eje, las puntas de eje, los rodamientos, y los pernos tensores; Cada uno de ellos con un análisis de carga asociado (ya sea en proceso de frenado, trayectoria recta o trayectoria curva), a los fines de poder evaluarlos en las peores condiciones posibles.

En el Capítulo 6 *“Pie de apoyo”* Se pone en evidencia la importancia de esta estructura de apoyo en el equipo, cuya función satisface dos objetivos muy importantes en el desempeño del mismo. Se realiza la verificación de los componentes que lo constituyen, y finalmente se realiza una verificación por el método de los elementos finitos de la estructura completa.

En el Capítulo 7 *“Rampa”* se describen los principales componentes que conforman este conjunto y la función que cumple el mismo dentro del equipo. Mediante un análisis de diferentes estados de cargas se realiza la verificación de los principales miembros estructurales de la rampa. También, se realizan verificaciones de componentes críticos como el perno de articulación, pernos de elevación, etc. Finalmente, se realiza una verificación por el método de los elementos finitos de la estructura de la rampa completa

En el Capítulo 8 *“Sistema multiplicador de carrera”* se expone el sistema de cable y poleas encargado de transmitir la potencia necesaria para cargar/ descargar el contenedor. Además de realizarse una descripción de las partes que constituyen el sistema, se desarrolla también su principio de funcionamiento y principales características que hacen que éste se convierta en ideal para esta aplicación. Se describe minuciosamente la totalidad de los componentes realizándose una verificación particular para cada uno de ellos (cable de acero, poleas, pernos y bujes).

En el Capítulo 9, “Verificación de partes críticas” se procede a verificar estructuralmente mediante elementos finitos el desempeño de partes que son de fundamental importancia, y que impactan en la seguridad del equipo, como lo son el paragolpes trasero y el perno rey para acoplar el semirremolque.

En Capítulo 10 “Circuito oleohidráulico” se expone el diseño del circuito oleohidráulico empleado en el equipo. En ésta sección se desarrolla contenido general de interés y necesario para el desarrollo, como así también la selección, cálculo, y verificación de los diversos componentes que constituyen el sistema, como lo son las cañerías, las mangueras, bomba, válvulas, depósito, etc.

En el Capítulo 11 “Sistema de Codificación” se define el sistema a utilizar para identificar la totalidad de partes que constituyen el equipo, lo cual será de fundamental importancia para la organización de toda la planimetría adjunta del proyecto.

En Capítulo 12 “Referencias y bibliografías” se hace mención a todas las fuentes consultadas para el correcto desarrollo del proyecto.

Finalmente, se expone un Anexo donde se puede observar material extra utilizado en el proyecto, junto a toda la planimetría correspondiente al diseño y desarrollo del semirremolque.

1.4. Justificación del proyecto.

El equipo que se desarrolla en el presente proyecto, es un eslabón fundamental en el tratamiento de residuos sólidos, promoviendo una mejora en la logística de recolección y transporte. Se incursiona sobre éste proyecto en particular, porque la necesidad de tratar cada vez más y eficientemente los Residuos Sólidos Urbanos (RSU) requieren de equipos especiales, como lo es éste tipo de semirremolque.

Los elevados costos de recolección, las grandes extensiones a servir y/o los grandes volúmenes de residuos a recoger son factores que hacen más complejo de cubrir, en términos logísticos, el manejo de los residuos. Si a esto sumamos que la disposición final se realiza lejos de la zona de generación y que no se reducen los residuos localmente y que dadas las condiciones actuales cada vez los centros de disposición final estarán más alejados, es ineludible el acercamiento de nuevas estaciones de transferencia que permitirán en algunos casos, reducciones de más de 30 kilómetros en cada uno de los recorridos que hoy deben realizar los camiones recolectores para descargar.

Las plantas de transferencia son instrumentos de eficiencia logística que permiten la reducción del volumen de los residuos cuando la disposición final se realiza lejos de la zona de generación.

Una estación de transferencia es una planta, con control de pesaje, donde los camiones recolectores descargan volúmenes de 3 a 10 toneladas según el caso (tipo de camión, tipo de compactación, día de la semana, recorrido, etc.) y vuelven rápidamente a su ruta de recolección.

Los residuos se descargan en tolvas controladas y se transfieren en grandes contenedores, para luego ser transportados por camiones o semirremolques ROLL OFF, permitiendo un traslado más eficiente hasta el sitio de disposición final, ya que dependiendo del tamaño de los recolectores pueden multiplicarse varias cargas dentro de un mismo contenedor sin la necesidad de tener que hacerlo con cada uno de los camiones que depositen basura en la planta. En la Fig. N° 1.1 se muestra el proceso que transitan los residuos en una planta de transferencia, hasta que quedan listos para ser transportado por el equipo ROLL OFF, y en las Fig. N° 1.2 y Fig. N° 1.3 se muestran modelos reales de plantas de transferencias ubicadas en Argentina.

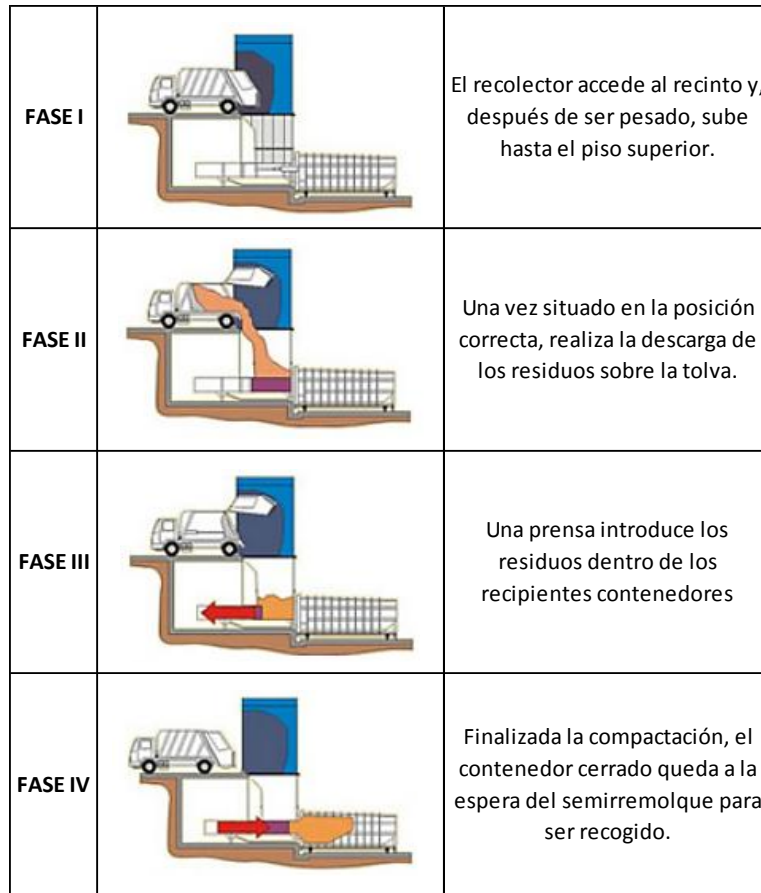


Fig. N° 1.1 - Proceso de descarga de residuos en planta de transferencia.



Fig. N° 1.2 - Planta de transferencia de residuos sólidos en San Pedro de Jujuy, Jujuy.



Fig. N° 1.3 - Planta de transferencia de residuos sólidos en Rawson, Chubut.

Es importante notar, que, si bien los semirremolques ROLL OFF tienen su principal aplicación en la recolección de contenedores en plantas de transferencias, estos pueden recoger contenedores de residuos de otros sectores que generan volúmenes de residuos importantes, como solo son los grandes supermercados, centros comerciales, etc.

Por otra parte, además de transportar diferentes tamaños de contenedores, eventualmente puede transportar compactadores estacionarios, oficinas provisionales, clínicas móviles, tanques, etc., siempre y cuando éstos concuerden con la geometría del equipo y la capacidad con la que fue proyectado, proporcionando al equipo gran versatilidad de usos.

Si bien es un equipo que también puede ser montado directamente sobre el chasis de la unidad tractora, se decidió realizarlo sobre un semirremolque para poder aumentar el volumen de carga a transportar y hacer aún más eficiente el sistema, dejando una gran unidad de valor (camión) independiente del equipo en caso eventualmente se necesite para otras aplicaciones.

Capítulo 2.

“Marco legal”

Antes de comenzar con el desarrollo del proyecto, es muy prudente referirnos a la ley que regula el tránsito y el transporte en la República Argentina, la Ley Nacional de Tránsito Nº 24449 ^[1]. La misma fue sancionada el 23 de diciembre de 1994 y promulgada oficialmente el 6 de febrero de 1995.

El contenido de la Norma es muy completo y variado, pero sólo se focalizará en aquellos puntos que son de interés para el proyecto. En general, todos aquellos que traten específicamente del transporte terrestre de carga y aspectos técnicos muy importantes a considerar en el desarrollo del proyecto.

2.1. Pesos y medidas.

Los valores vigentes están reglamentados por el decreto Nº79/98 (Anexo R del artículo 53), uno de los decretos reglamentado por la Ley Nacional de Tránsito 24449.

En la Fig. Nº 2.1 se muestra en ancho y el alto máximo permitido.

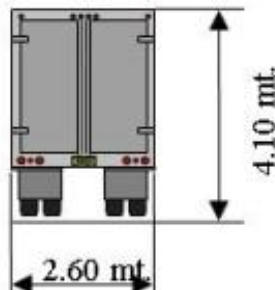


Fig. Nº 2.1 - Ancho y alto máximo de vehículo permitido por la Ley Nº 24449.

El largo máximo del vehículo puede variar según la configuración, como se muestra en la Fig. Nº 2.2

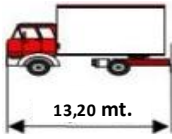


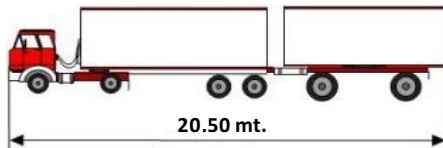
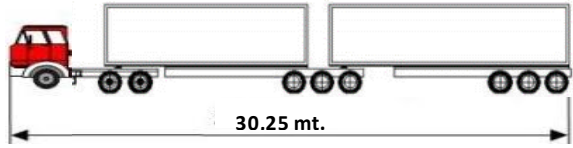
CONFIGURACIÓN	LARGO MÁX.	REPRESENTACIÓN GRÁFICA
Camión simple	13,2 metros	
Camión y ómnibus articulado	18,60 metros	
Camión con acoplado	20 metros	
Unidad tractora con semirremolque (Articulado) y acoplado	20,50 metros	
Unidad tractora con dos semiremolques birarticulados (Bitrén)	30,25 metros	

Fig. N° 2.2 - Largo máximo de vehículo permitido por la Ley 24449 según diferentes configuraciones.

Sin embargo, los vehículos especiales para transporte exclusivo de otros vehículos, los portacontenedores y otros vehículos destinados al transporte de contenedores, podrán circular sin permiso, pero con tránsito restringido cuando excedan las dimensiones máximas citadas anteriormente. Las dimensiones máximas permitidas para estos casos excepcionales se muestran en la Fig. N° 2.3

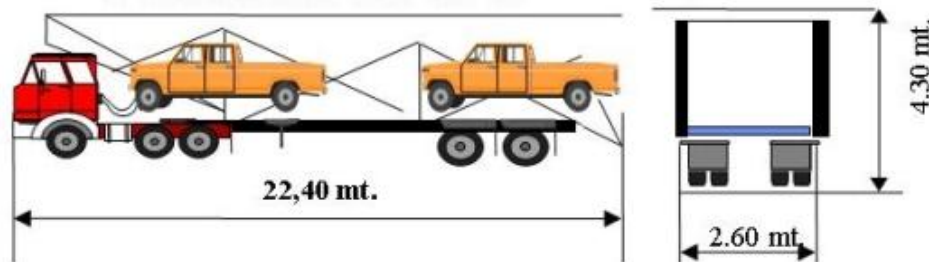


Fig. N° 2.3 - Dimensiones máximas para vehículos con tránsito restringido.

Cuando una carga excepcional no pueda ser transportada en otra forma o por otro medio, la autoridad jurisdiccional competente, con intervención de la responsable de la estructura vial, juzga si es aceptable el tránsito del modo solicitado, y otorgará un permiso especial para exceder los pesos y dimensiones máximos permitidos, lo cual no exime de responsabilidad por los daños que se causen ni del pago compensatorio por

disminución de la vida útil de la vía. Los permisos se otorgarán para un itinerario prefijado para uno o varios viajes. Cuando se trate de cargas semejantes en peso y volumen tendrán una validez de 1 año.

Podrá delegarse a una entidad federal o nacional el otorgamiento de permisos.

2.1.1. Pesos máximos.

El peso máximo por eje depende de la cantidad de ruedas que posee el mismo, del ancho de las mismas, y de la distancia entre ellas. Los vehículos y su carga no deben transmitir a la calzada un peso mayor al indicado en la Fig. N° 2.4



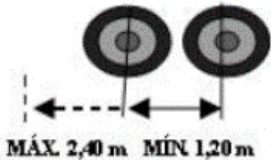
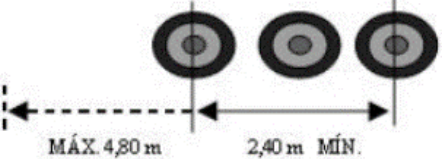
CONFIGURACIÓN	CANTIDAD DE EJES/RUEDAS	CAPACIDAD MÁXIMA	TOLERANCIA	REPRESENTACIÓN GRÁFICA
Eje simple	Una rueda en cada extremo del eje	6.000 kg.	500 kg.	
Eje dual	Dos ruedas en cada extremo del eje	10.500 kg.	1.000 kg.	
Tándem doble	Ambos ejes simples	10.000 kg.	1.500 kg.	
	Un eje simple y un dual	14.000 kg.		
	Ambos ejes duales	18.000 kg.		
Tándem triple	Un eje simple y dos duales	21.000 kg.	2.000 kg.	
	Tres ejes duales	25.500 kg.		

Fig. N° 2.4 - Máximo peso permitido por configuración de ejes según Ley 24449.

Si cualquiera de las distancias es inferior al mínimo de 1,20 metros, el peso máximo se reduce 1 tonelada por cada 8 cm de distancia entre ejes. Si la distancia entre los centros de los ejes consecutivos es superior a 2,40 m y no cuentan con un dispositivo que reparta el peso entre ambos, se considerarán independientes.

Cubiertas súper anchas

El empleo de cubiertas súper anchas (también denominadas de base ancha), es permitido en los vehículos de suspensión neumática y que hayan sido diseñado originalmente con este tipo de neumáticos. Los mismos no pueden ser utilizados en ejes motrices. En estos casos los pesos máximos por eje o conjuntos de ejes se incrementan un 5% sobre los fijados en la ley, siempre y cuando no sobrepasen el peso máximo establecido para el vehículo o combinación (vehículo más acoplado).

Peso máximo por vehículo o combinación.

Las combinaciones camión y acoplado, cualquiera fuera su disposición y distribución de ejes no pueden superar los 75.000 kg. (por la inclusión del uso de bitrén) de peso bruto. El peso máximo se entiende como la suma de la tara más la carga útil.

Relación Peso-Potencia.

La relación entre la potencia efectiva al freno y el peso total de arrastre debe ser igual o superior al valor 4,25 CV DIN (Caballo Vapor DIN) por tonelada de peso, salvo las excepciones fundadas que por reglamentación se establezcan.

Se denomina potencia a la cantidad de trabajo realizado en una unidad de tiempo. La potencia de un motor se obtiene de multiplicar el par motor por el número de revoluciones. El par motor es la fuerza que es capaz de transmitir el motor en cada giro. La potencia puede medirse en CV o en KW en el sistema internacional de unidades.

2.2. Bandas reflectivas en el exterior de los vehículos de transporte de Carga.

El decreto 779/95, reglamentario de la Ley de Transito N° 24449, prevé en su artículo 30 inc. j) la utilización de placas o bandas reflectantes perimetrales en el exterior de los vehículos de transporte de pasajeros y de carga. Además, el artículo 53 inc. h) prevé la instalación en el plano posterior del vehículo, de un círculo retro reflectivo indicativo de la velocidad máxima que puede desarrollar.

Las características técnicas que poseen las bandas reflectivas se encuentran establecidas en la norma IRAM 3952/84 ^[2].

2.2.1. Disposición, colores y dimensiones.

En la Tabla 2.1 se muestra un resumen de las principales condiciones a tener en cuenta para la colocación de las bandas reflectivas en los planos verticales, anterior, lateral, y posterior de los vehículos. Las mismas serán expuestas con mayor detenimiento en la siguiente sección.

CARACTERÍSTICA	ANTERIOR	LATERAL	POSTERIOR	
			Largo hasta 13,2 metros	Largo sup. A 13,2 metros
Pocisión	Horizontal	Horizontal	Horizontal simétrica al eje longitudinal	
Color	Blanco o amarillo	Blanco, amarillo, o rojo y blanco	Rojo	Bandas rojas y blancas alternadas a 45°
Longitud a cubrir	Próximos al lateral	Mínimo 33% del largo del vehículo	1 banda de 1400 ± 5 mm ó 2 de 500 ± 5 mm	1 banda de 1400 ± 5 mm ó 2 de 500 ± 5 mm
Altura respecto a la calzada	500 a 1500 mm. de la calzada.			

Tabla 2.1 - Disposición, colores y dimensiones de bandas reflectivas en el vehículo.

2.2.2. Condiciones técnicas de colocación.

- Las bandas o placas se instalarán sobre planos verticales. El desarrollo de las mismas será horizontal y continuo. Se admitirán discontinuidades en los casos que la configuración de los paneles de la carrocería así lo exija, debiéndose encontrar todos los segmentos a la misma altura.
- La longitud mínima de la sumatoria de los segmentos de bandas reflectivas que, en conjunto, definan una dimensión característica del vehículo (largo), deberá ser como mínimo de una longitud igual al 33% de dicha dimensión.
- En aquellos casos en que exista la imposibilidad práctica de colocar bandas a 1500 mm de altura máxima, se admitirá superar dicho límite.

En la Fig. N° 2.5 se muestra la instalación de bandas reflectivas posteriores y tipos de ellas.

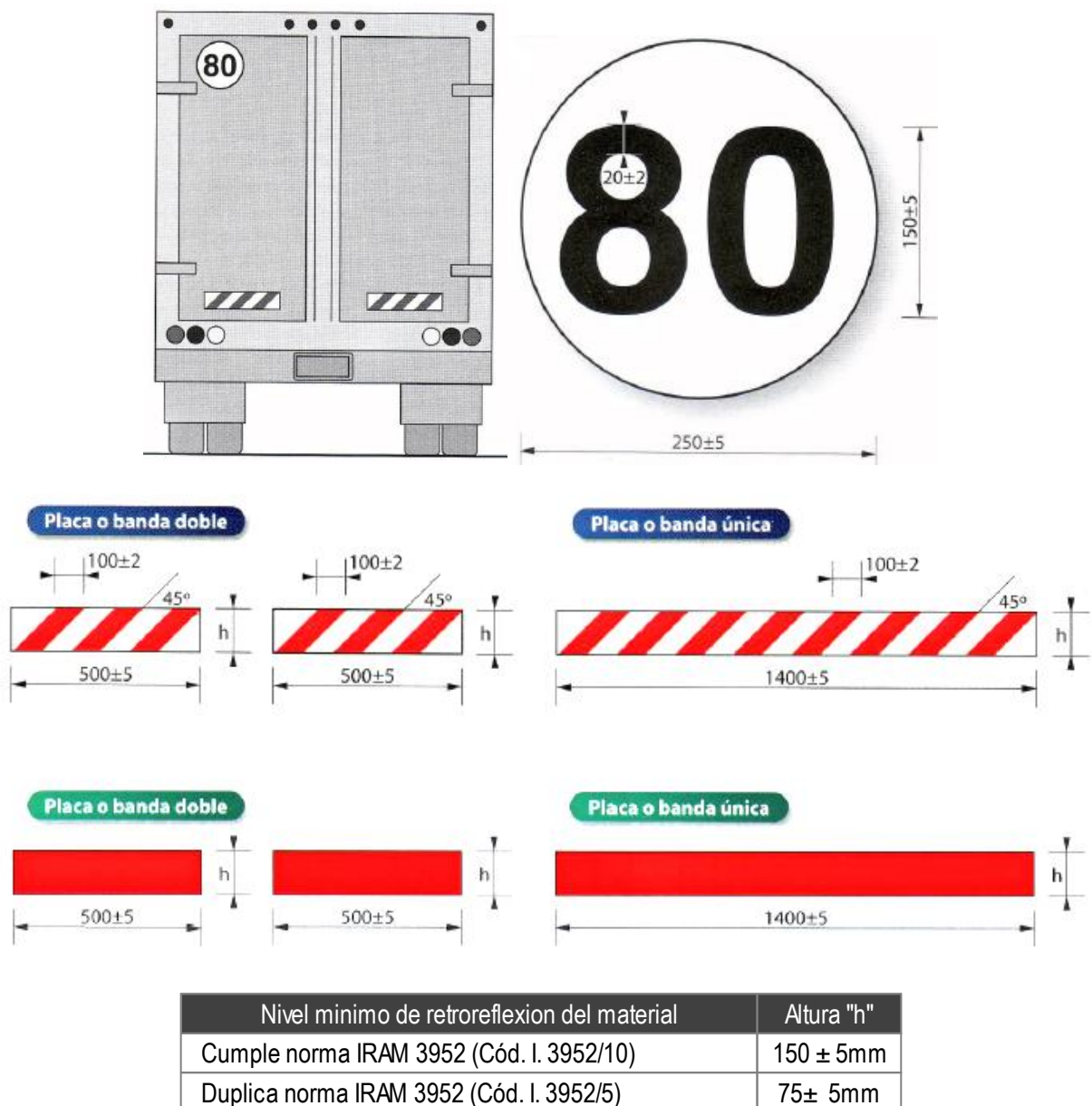


Fig. N° 2.5 - Colocación y tipos de bandas en plano posterior del vehículo.

Como se puede observar, se muestran dos tipos de bandas reflectivas. La diferencia entre ambas, radica en el hecho que la banda cebrada (roja y blanca) orientadas a 45° es utilizada para equipos o formaciones de más de 13.2 metros de longitud y las totalmente rojas para vehículos o formaciones de menos de 13.2 metros de longitud.

En lo que respecta a la colocación del círculo indicador de velocidad máxima éste debe cumplir con los siguientes requisitos:

- Debe estar ubicado lo más alto y hacia la izquierda posible, sin embargo y a efectos de facilitar su identificación no es recomendable que su altura supere los 3 metros.
- Debe ser de color blanco no debiendo tener bordes de otros colores.
- La identificación de la velocidad máxima debe hacerse solo con el número correspondiente sin el agregado de unidades u otras leyendas.

En cuanto a la ubicación de bandas reflectivas en planos laterales de portacontenedores, semirremolques o acoplados, las mismas deben ubicarse a lo largo de los faldones laterales entre 500 y 1500 mm de altura sobre la calzada. El color puede ser blanco, amarillo, o alternadas rojo y blanco. Por lo general esto depende de la ley de cada país. Por ejemplo, las bandas alternadas rojo y blanco suelen ser usadas para transporte internacional. En la Fig. N° 2.6 se puede apreciar lo mencionado anteriormente.

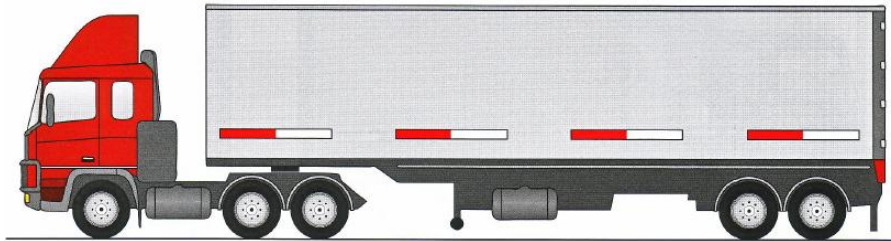


Fig. N° 2.6 - Ubicación de bandas laterales para cualquier dimensión de vehículo.

2.3. Sistema de iluminación.

En lo que respecta a la iluminación, la ley 24449 en sus artículos 31 y 32, y Anexo I, trata acerca de las condiciones que deben cumplir todos los vehículos que circulan por rutas del país. Hay que destacar que es muy importante que se cumpla rigurosamente como lo dicta la ley, para evitar posibles accidentes que puedan ocurrir por incumplimientos de la misma. También, hay que tener en cuenta que las finalidades de los dispositivos ópticos son tanto de iluminación como de señalización. Con respecto al primer propósito es iluminar por donde transita el vehículo. El segundo trata de advertir sobre la ubicación del vehículo o si éste está ejecutando alguna maniobra o está próxima a realizarla. A continuación, se enumeran requisitos que se deben cumplir obligatoriamente.

- ✓ Faros delanteros: de luz blanca o amarilla en no más de dos pares, con alta y baja, ésta de proyección asimétrica o simétrica
- ✓ Luces de posición: que indican junto con las anteriores, dimensión y sentido de marcha desde los puntos de observación reglamentados:
 - a. Delanteras de color blanco o amarillo;
 - b. Traseras de color rojo;

- c. Laterales de color amarillo a cada costado, en los cuales por su largo las exija la reglamentación;
- d. Indicadores diferenciales de color blanco, en los vehículos en los cuales por su ancho los exija la reglamentación;

✓ Luces de giro: intermitentes de color amarillo delante y atrás. En los vehículos que indique la reglamentación llevarán otras a los costados.

✓ Luces de freno traseras: de color rojo, encenderán al accionarse el mando de frenos antes de actuar éste;

✓ Luz para la patente trasera;

✓ Luz de retroceso blanca;

✓ Luces intermitentes de emergencia, que incluye a todos los indicadores de giro;

LUCES ADICIONALES. Los vehículos que se especifican deben tener las siguientes luces adicionales:

✓ Los camiones articulados o con acoplado: tres luces en la parte central superior, blancas adelante y rojas atrás

✓ Las grúas para remolque: luces complementarias de las de freno y posición, que no queden ocultas por el vehículo remolcado;

✓ Los vehículos de transporte de pasajeros: cuatro luces blancas o amarillas en la parte superior delantera y una roja en la parte superior trasera, todas conectadas a las luces reglamentarias.

✓ Los vehículos para transporte de menores de catorce (14) años: cuatro luces amarillas en la parte superior delantera y dos rojas y una amarilla central en la parte superior trasera, todas conectadas a las luces normales intermitentes de emergencia;

✓ Los vehículos policiales y de seguridad: balizas azules intermitentes;

✓ Los vehículos de bomberos y servicios de apuntalamiento, explosivos u otros de urgencia: balizas rojas intermitentes;

✓ Las ambulancias y similares: balizas verdes intermitentes;

✓ La maquinaria especial y los vehículos que, por su finalidad de auxilio, reparación o recolección sobre la vía pública, no deban ajustarse a ciertas normas de circulación: balizas amarillas intermitentes.

Conjuntamente cada uno de los faros especificados en los ítems anteriores deben cumplir con ciertos requisitos generales de están especificados en el Anexo I de la Ley 24449. Estos son:

✓ Localización

✓ Visibilidad

✓ Requisitos fotométricos.

A continuación, en la Tabla 2.2 se muestran las características e instalación de los dispositivos de iluminación.

Dispositivo	Cantidad y ubicación	Color del haz	Observaciones.
Faro delantero principal	2 Simples delanteros	Blanco o amarillo	1
	2 Duales traseros	Blanco o amarillo	1
Faro de giro	2 Delanteros	Ambar	5
	2 Traseros	Ambar	6
	1 Lateral izquierdo	Ambar	1-2
	1 Lateral derecho	Ambar	1-2
Faro de posición	2 Delanteros	Blanco o amarillo	5
	2 Traseros	Rojo	3
Faro de placa patente	1 Trasero	Blanco	----
Faro de retroceso	1 o 2 Traseros	Blanco o amarillo	5
Faro de freno	2 Traseros	Rojo	3
Faro intermitente de de advertencia	2 Delanteros	Ambar	5
	2 Traseros	Ambar	6
	1 Lateral izquierdo	Ambar	1-2
	1 Lateral derecho	Ambar	1-2
Faro antiniebla	2 Delanteros	Blanco o amarillo	1-2
Faro antiniebla	2 Traseros	Rojo	2-5
Faro largo alcance	2 Delanteros	Blanco o amarillo	1-2
Faro de transporte escolar o menores de 14 años	4 Delanteros	Amarillo	..
	1 Trasero	Amarillo	..
	2 Traseros	Rojo	..
Faros diferenciales delimitadores	2 Delanteros	Blanco o amarillo	7-8
	2 Traseros	Rojo	7-8-9-12
	2 Laterales delanteros	Ambar	7-11
	2 Laterales intermedios	Ambar	7-10-12
	2 Laterales traseros	Rojo o ambar	7-12
Faro de freno elevado	1 o 2 Traseros	Rojo	4

Tabla 2.2 - Característica e instalación de dispositivos de iluminación.

Observaciones:

1. Prohibido en remolques y semirremolques.
2. Optativo.
3. En remolques cuyo ancho sea menor a 760 mm, puede instalarse una unidad ubicada sobre la línea de centro vertical o en sus proximidades.
4. Exclusivamente optativo para automóviles y vehículos derivados de ellos.
5. Optativo en remolques y semirremolques.
6. Optativo en camiones-tractores que dispongan de faros indicadores de dirección delanteros de DOS (2) haces.
7. Optativo en vehículos cuyo ancho sea menor a 2100 mm.
8. En camiones-tractores los faros delimitadores delanteros y traseros pueden estar ubicados sobre la cabina, para indicar el ancho de ésta, en vez de indicar el ancho total del vehículo.
9. Optativo en camiones, remolques o semirremolques de carrocería abierta.
10. Optativo en vehículos con un largo total menor a 9000 mm.
11. Optativo en remolques con un largo total menor a 1800 mm incluida la lanza de enganche.
12. Optativo en camiones-tractores.

2.4. Sistema de frenos.

En su artículo Nº 29 la ley 24449 menciona las condiciones de seguridad que deben cumplir los vehículos.

El inciso a), apartado 1, se incluye el sistema de frenos y expresa que éste debe ser permanente, seguro, y eficaz. Estos conceptos y las condiciones exigidas se encuentran en el Anexo A del artículo 29, a-1. Seguidamente se tratan algunos conceptos que tiene importancia relevante en los equipos de transporte de carga.

Como "Sistema de frenos" se entiende la combinación de partes cuya función es reducir progresivamente la velocidad de un vehículo en movimiento, detenerlo, o mantenerlo detenido en caso de que se encontrara así. El sistema consiste en *el comando, la transmisión y el freno propiamente dicho*.

"Comando" significa la parte accionada directamente por el conductor (O, en caso de algunos acoplados, por un asistente del conductor), dando a la transmisión la energía requerida para frenar o controlar la misma. Esta energía puede ser la energía muscular del conductor, o la energía de otra fuente controlada por el conductor, o en casos apropiados, la energía cinética de un acoplado o una combinación de los distintos tipos de energía.

"Transmisión" significa la combinación de componentes vinculados, que se encuentran entre el comando y el freno funcional. La transmisión puede ser mecánica, hidráulica, neumática, eléctrica o combinada. Cuando la potencia de frenado proviene, o es asistida por una fuente de energía independiente del conductor, pero controlada por él, la reserva de energía del sistema forma parte de la transmisión.

"Freno" significa la parte en la cual se desarrollan las fuerzas opuestas al movimiento del vehículo. Puede ser un freno por fricción (cuando las fuerzas se generan por fricción entre dos piezas del vehículo acercándose relativamente una a la otra); un freno eléctrico (cuando las fuerzas se generan por acción electromagnética entre dos partes del vehículo acercándose una a la otra) pero sin entrar en contacto; un freno por fluido (cuando las fuerzas se generan por la acción de un fluido entre dos partes del vehículo acercándose una a la otra), o un freno motor (Cuando las fuerzas se generan por un incremento artificial del frenado, transmitiendo a las ruedas, por el motor).

El sistema de frenado debe cumplimentar las siguientes funciones:

✓ Freno de servicio. El freno de servicio debe hacer posible el control del movimiento del vehículo y detenerlo en forma segura, rápida y efectiva, cualquiera sea la velocidad y carga, ya sea en pendiente ascendente o descendente. Además, debe ser posible graduar esta acción. El conductor debe lograr esta acción de frenado desde su asiento y sin levantar sus brazos del volante.

✓ Freno secundario (emergencia). El freno secundario (emergencia) debe hacer posible la detención del vehículo en una distancia razonable en caso de falla del servicio. Debe ser posible graduar esta acción de frenado y el conductor debe poder efectuarla desde su asiento, manteniendo por lo menos una mano en el volante. Para el propósito de este dispositivo se presume que solamente ocurre una falla del sistema de freno a la vez.

✓ Freno de Estacionamiento. El freno de estacionamiento debe hacer posible la detención del vehículo estacionado, ya sea en pendiente ascendente o descendente, aún en ausencia del conductor. Las partes accionantes quedan en posición de bloqueo por un sistema puramente mecánico. El conductor debe realizar ésta operación desde su asiento. En el caso de un acoplado, aun cuando el acoplado esté separado del vehículo motriz, el freno de estacionamiento se debe poder accionar por una persona parada en el suelo, sin embargo,

en el caso de un acoplado empleado para el transporte de pasajeros, este freno se deberá poder accionar desde el interior del acoplado. La palabra "accionar" también implica "liberar".

Dado que las características que debe poseer el equipo de freno dependen de la clase a la cual pertenezca el vehículo, es muy importante señalar que los semirremolques pertenecen a la categoría O4 indicada en el anexo 1 de la ley, como se visualiza en la Tabla 2.3

Categoría O1	Remolques con una masa máxima que no supere las 0,75 toneladas.
Categoría O2	Remolques cuya masa máxima sea superior a 0,75 toneladas y no supere las 3,5 toneladas.
Categoría O3	Remolques cuya masa máxima sea superior a 3,5 toneladas y no supere las 10 toneladas.
Categoría O4	Remolques cuya masa máxima sea superior a 10 toneladas.

Tabla 2.3 - Categoría O de remolques (incluidos los semirremolques).

Algunos puntos importantes se indican a continuación:

✓ Los acoplados de la Categoría O3 u O4 deben estar equipados con un sistema de freno de servicio del tipo continuo o semi-continuo, siendo su definición:

"Frenado continuo" significa el frenado de combinaciones de vehículos a través de una instalación que tiene las siguientes características:

- Un comando único que el conductor acciona progresivamente desde su asiento por un movimiento único;
- La energía utilizada para frenar los vehículos que componen la combinación es provista por la misma fuente (que puede ser la fuerza muscular del conductor);
- La instalación de frenos asegura un frenado simultáneo o en fases adecuadas de cada uno de los vehículos de la combinación, cualquiera sea su posición relativa;

"Frenado semi-continuo" significa el frenado de la combinación de vehículos a través de una instalación, con las siguientes características:

- Un comando único, que el conductor acciona progresivamente con un solo movimiento desde su asiento
- La energía utilizada para frenar los vehículos que constituyen la combinación, es provista por dos fuentes distintas (una de las cuales puede ser la fuerza muscular del conductor);
- La instalación de frenado asegura un frenado simultáneo o en fases adecuadas de cada uno de los vehículos que constituyen la combinación, cualquiera sea su posición relativa.

- ✓ El sistema de freno de servicio debe actuar sobre todas las ruedas del acoplado.
- ✓ El sistema de freno de servicio debe actuar apropiadamente distribuido en los ejes.
- ✓ La acción de cada sistema de freno debe ser distribuida entre las ruedas de un mismo eje, simétricamente en relación al plano medio longitudinal del vehículo.
- ✓ Las superficies de freno requeridas para obtener el grado de efectividad indicado, deben estar en constante contacto con las ruedas ya sea en forma rígida o por componentes no sujetos a fallas.
- ✓ Los sistemas de freno deben ser tales que el acoplado se detenga automáticamente si el acople se rompe mientras el acoplado se encuentra en movimiento. Sin embargo, este requisito no se aplica a acoplados con un solo eje que no sean "semi-acoplados", que posean un peso máximo no superior a 0.75 toneladas, con la condición que los acoplados estén equipados además del mecanismo de acople, con un acople secundario

(cadena, saga de acero, etc.) capaz de prevenir, en el caso de rotura del acople principal, que la barra de arrastre toque el suelo y no modifique la dirección del acoplado.

✓ En los casos de acoplados de la Categoría O3 y O4 el sistema de freno de servicio debe ser diseñado de manera tal que:

a. En el caso de falla en alguna parte de su transmisión, siempre que ésta no sea en los conductos de freno, se frene un número adecuado de ruedas accionando el comando del freno de servicio. Estas ruedas deben ser seleccionadas de manera tal que la prestación ("Performance") residual del freno de servicio satisfaga las prescripciones de la Sección 3 del Anexo A.

b. En el caso de falla en su transmisión, la alimentación a la parte no afectada por la falta será provista por la fuente de energía. Esta condición deberá ser cumplida por medio de sistemas que puedan ser fácilmente accionados cuando el vehículo se encuentra parado o por medios automáticos.

c. Los requisitos de los puntos -a y -b tienen que cumplirse sin el uso de un mecanismo automático en el que su ineficacia pueda pasar inadvertida.

Además, los vehículos junto con los sistemas de frenos deben ser sometidos a diferentes clases de ensayos y pruebas, como por ejemplo distancia de frenado según la velocidad y la pendiente, tiempo de frenado, etc., de acuerdo a la categoría (O4 en este caso) que se pueden consultar en el anexo A de la Ley 24449.

2.5. Paragolpes trasero de vehículos de carga.

Este punto tiene una importancia relevante para todos los vehículos que circulan por las carreteras, no solo del país, sino también de los países asociados al MERCOSUR (Mercado común del Sur) debido a que la finalidad de este reglamento es impedir que se produzcan daños materiales en la parte superior del habitáculo en vehículos que colisionan contra la parte trasera de camiones, semirremolques, acoplados, etc., evitando o minimizando los traumas en las partes superiores de los cuerpos de las víctimas.

A continuación, se detallarán las consideraciones importantes sobre la resolución Mercosur/GMC/ RES. Nº 23/02 ^[3] la cual es aplicable a Todos los vehículos de transporte de carga, remolques y semirremolques de las categorías N2, N3, O3 y O4 de Masa Total Máxima (MTM) superior a 4.600 kg. El objetivo de esta reglamentación es establecer los requisitos mínimos en cuanto a la fabricación e instalación de paragolpes traseros a ser fijados en vehículos de carga.

2.5.1. Requisitos.

✓ La altura del borde inferior del paragolpes trasero, medida con el vehículo en su Masa en Orden de Marcha, no debe, en ningún punto, ser superior a 400 mm en relación al plano de apoyo de las ruedas.(Fig. Nº 2.7)

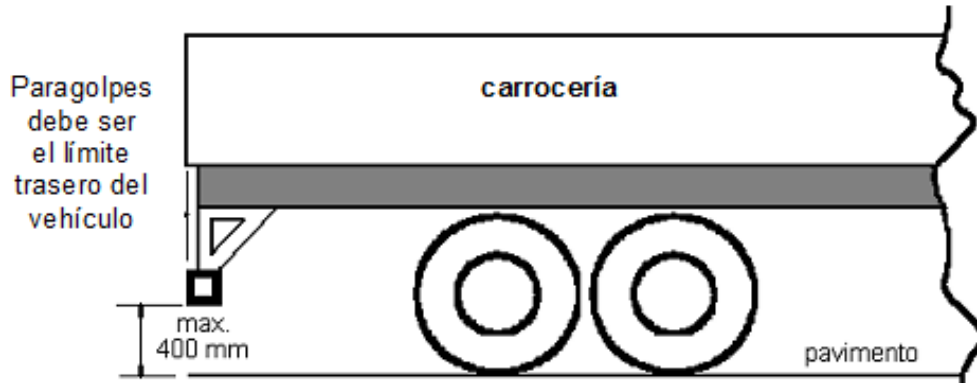


Fig. N° 2.7 - Altura del borde inferior del paragolpes desde el suelo.

- ✓ El elemento horizontal del paragolpes trasero debe estar ubicado de manera tal que constituya la extremidad trasera del vehículo.
- ✓ El largo del elemento horizontal del paragolpes trasero debe ser como máximo igual al ancho de la carrocería o equipamiento, lo que sea mayor, y como mínimo 100 mm a la menor en cada lado. (Fig. N° 2.8).
- ✓ La altura de la sección del elemento horizontal del paragolpes trasero no podrá ser inferior a 100 mm (Fig. N° 2.8). Las extremidades laterales del elemento horizontal del paragolpes no deben tener bordes cortantes. El paragolpes debe ser de formato uniforme, rectilíneo, sin remiendos y sin agujeros, constituido de solamente un material.

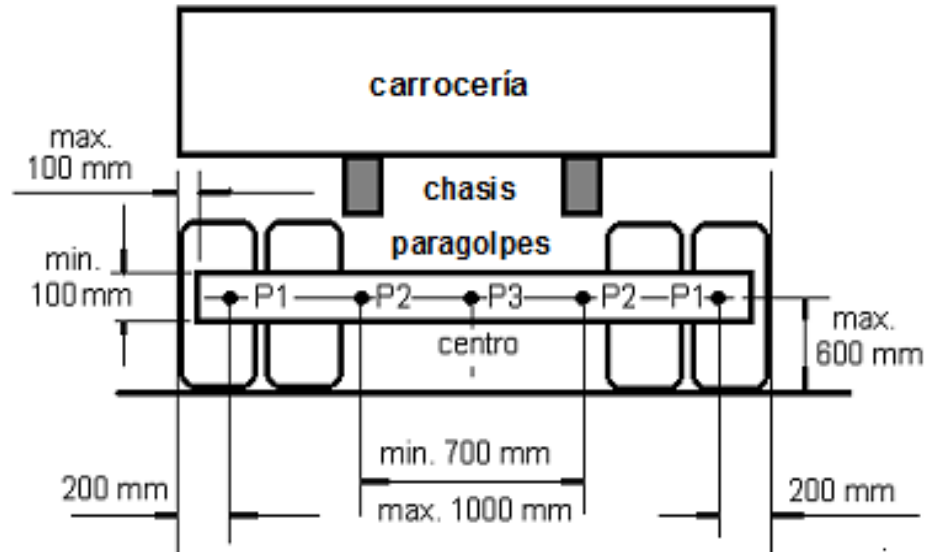


Fig. N° 2.8 - Ubicación del paragolpes trasero.

- ✓ Puede diseñarse el paragolpes trasero de manera tal que su altura pueda variar según eventuales necesidades (ejemplo: maniobras, operaciones de carga y descarga). (Fig. N° 2.9)

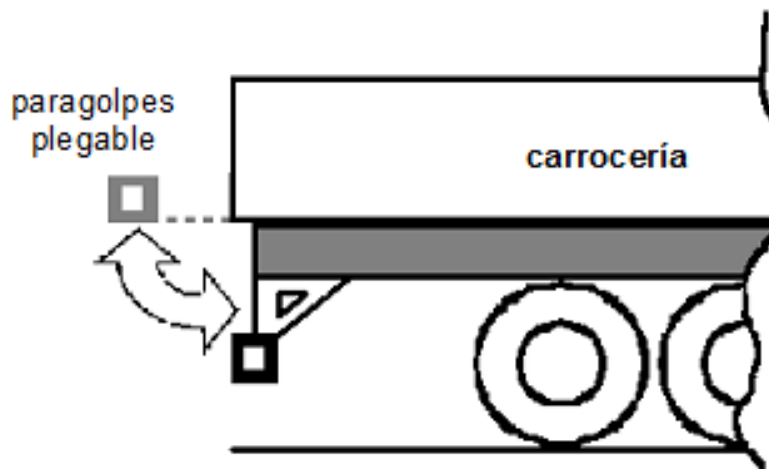


Fig. N° 2.9 - Movimiento de paragolpes trasero.

✓ El paragolpes debe tener bandas oblicuas con una inclinación de 45 grados en relación al plano horizontal y 45 +/- 2,5 mm de ancho en los colores blanco y rojo reflectivo según se muestra en la Fig. N° 2.10.



Fig. N° 2.10 - Bandas reflectivas en paragolpes trasero.

2.5.2. Aparato y método de ensayo.

El aparato para la prueba del paragolpes consta de cilindros con articulaciones adecuadas para la aplicación de las fuerzas, especificadas en la Tabla 2.4. La superficie de contacto (cilindro/paragolpes) es de 250 mm de altura, 200 mm de ancho y 25 mm de espesor con radio de curvatura de 5 +/-1 mm en las aristas.

Vehículos de carga y remolcados Masa Total Máxima. (Ton.)	Fuerzas en P1 (kN)	Fuerzas en P2 (kN)	fierzas en P3 (kN)	Secuencia de aplicación de las fuerzas.
De 4,6 6,5	50	75	50	P1, P3, Y P2
De 6,5 A 10	60	90	60	P1, P3, Y P2
De 10 A 23,5	80	120	80	P1, P3 Y P2

Tabla 2.4 - Fuerzas de ensayo para paragolpes trasero.

Ejecución del ensayo.

✓ El paragolpes trasero debe estar instalado en el vehículo en la posición de trabajo. De acuerdo a la masa total del vehículo, las fuerzas especificadas en la Tabla 2.4 deben aplicarse por separado en esta secuencia: P1,

P3 y P2. Los puntos P1 están ubicados a 200 mm del extremo de la carrocería o equipamiento, lo que sea mayor. El punto P3 es el punto central del paragolpes trasero y los puntos P2 son simétricos en cuanto al punto P3, distanciados 700 mm como mínimo y 1000 mm como máximo entre ellos, con la posición exacta pudiendo especificarse por el instalador del paragolpes trasero. La altura arriba del plano de apoyo de los puntos P1, P2 y P3 debe ser definida como siendo el punto medio de la altura de la sección del elemento horizontal, sin exceder 600 mm el plano de apoyo con el vehículo con Masa en Orden de Marcha (Fig. N° 2.8).

2.5.3. Aceptación y rechazo.

Debe evaluarse el paragolpes por un Órgano Técnico de Ingeniería, debidamente acreditado, que emitirá un informe técnico conteniendo como mínimo los datos a continuación:

- a. Nombre del fabricante e instalador del paragolpes;
- b. Masa Total Máxima del vehículo;
- c. Valor de las fuerzas aplicadas en los puntos P1, P2 y P3;
- d. Distancia horizontal entre la cara posterior del elemento horizontal del paragolpes en los puntos P1, P2 y P3 y la referencia en el chasis en la dirección del último eje del vehículo tras el ensayo.

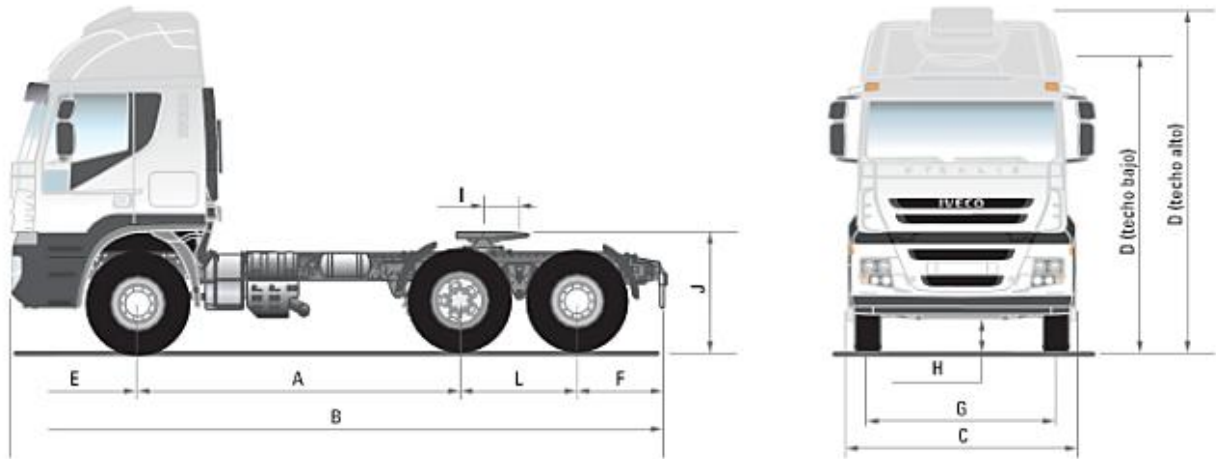
Considerase aprobado dimensionalmente cuando el paragolpes cumple los requisitos del punto 2.5.1, y cuando la deformación permanente máxima en los puntos P1, P2 y P3 no excede los 125 mm, tras el ensayo, respecto de la posición original.

No se aceptarán rajaduras de soldadura o quiebras, hendiduras o deterioro exterior visible en el conjunto paragolpes-chasis del vehículo a causa del ensayo.

2.6. Unidad tractora.

En el anexo del presente trabajo se dispone de un catálogo del camión seleccionado para utilizar como referencia ^[4] en los cálculos realizados. Se trata de un IVECO STRALIS CURSOR 9, cuyas características principales se muestran a continuación en la Fig. N° 2.11.

Sin embargo, es importante notar, que la unidad seleccionada no es la única utilizable como unidad tractora para remolcar el equipo, ya que el mismo es intercambiable con cualquier unidad tractora.



Dimensiones (mm)		530S36T	
		BAJO	ALTO
TECHO			
Distancia entre ejes		3.500 + 1.230	
Largo total	B	7.148	
Ancho total	C	2.506	
Altura — sin carga (con climatizador)	D	3.177	3.765
Voladizo anterior	E	1.410	
Voladizo posterior	F	968	
Trocha eje anterior	G	2.042	
Trocha eje posterior		1.811	
Despeje con carga (eje trasero)	H	213	
Radio de giro (paredes)		9.200	
Posición de la 5ª rueda	I	290	
Altura de la 5ª rueda al suelo (sin carga)	J	1.385	

Pesos (kg)		530S36T	
Peso en orden de marcha ⁽¹⁾		8.107	8.237
Eje anterior		4.357	4.487
Eje posterior		3.750	
Peso Bruto Técnico Total — PBT Técnico		25.100	
Capacidad técnica — eje anterior		8.000 (7.100) ⁽²⁾	
Capacidad técnica — tandem posterior		18.000	
Capacidad Maxima de Traccion — CMT		60.000	

Fig. N° 2.11 - Características de camión IVECO STRALIS CURSOR 9.

2.7. Quinta rueda. Intercambiabilidad y maniobrabilidad.

ISO 1726 ^[5] es una norma internacional que establece las propiedades y la ubicación de la quinta rueda, además de las necesidades de espacio para el semirremolque.

Los tracto-camiones y semirremolques que cumplen con las exigencias de la norma pueden combinarse unos con otros desde el punto de vista puramente técnico.

Según la norma ISO, la altura de la quinta rueda (A) representada en la Fig. N° 2.12Fig. N° 2.13 para un tracto camión cargado deberá ser:

$$A_{min.} = 1150 \text{ mm}$$

$$A_{m\acute{a}x} = 1300 \text{ mm}$$

Siento la altura de la quinta rueda sin carga igual a 1400 mm.

Los valores límite para el movimiento de la quinta rueda en los sentidos longitudinal y transversal deberán ser:

Hacia arriba: mín. 8° (β_1)

Hacia abajo: mín. 8° (β_1)

lateralmente: máx. 3° ($\alpha_1 = \alpha_2$)

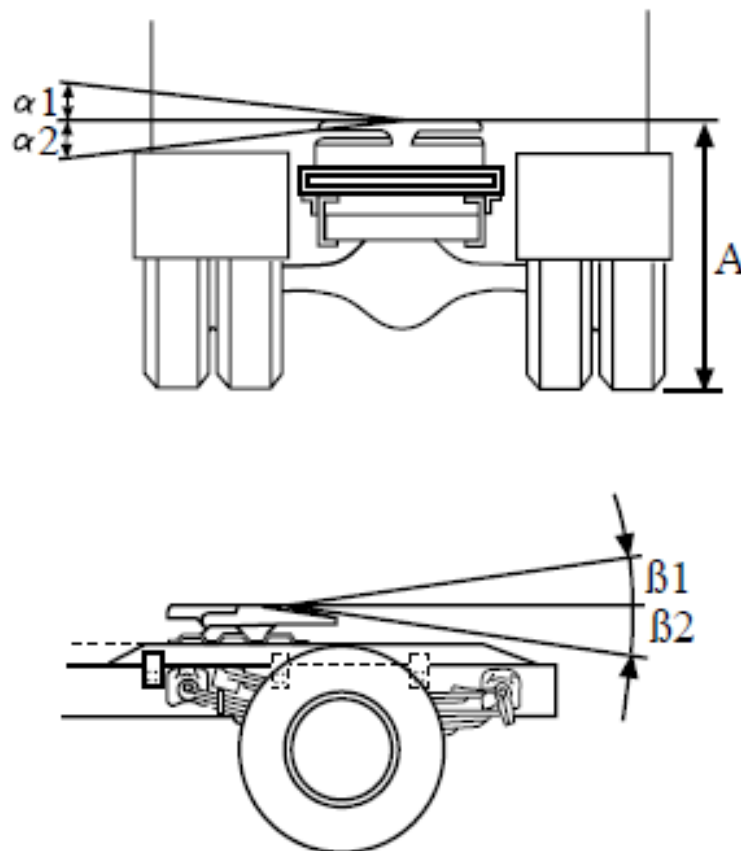


Fig. N° 2.12 - Valores límites de movimientos y altura de quinta rueda.

Para poder maniobrar libremente el tracto-camión, el voladizo delantero del semirremolque en diagonal (ángulo de barrido delantero "D") no deberá ser mayor a 2040 mm. Esta cifra equivale a un voladizo delantero de 1600 mm desde el Perno Rey hasta el centro del canto delantero del semirremolque, con una anchura de remolque de 2500 mm

Además, la parte posterior del tracto-camión necesita suficiente espacio para maniobrar. La distancia mínima del perno rey a las patas de apoyo del semirremolque se denomina "G" y como mínimo se debe contar con 2300 mm.

Se recomienda un juego adicional de 100 mm entre los radios "J" Y "G", para permitir las diferencias de ángulo necesarias entre el tracto-camión y el semirremolque, para un ángulo de maniobra de 90°. Por lo que J tendrá como valor máximo 1940 mm.

Las dimensiones "D", "J" y "G" establecidas por la norma se representan en la Fig. N° 2.13

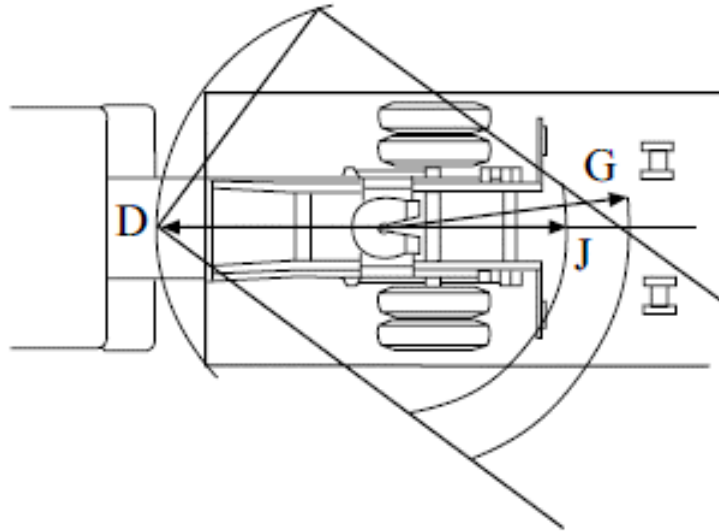


Fig. N° 2.13 - Dimensiones necesarias para maniobrar el tracto camión.

Para asegurarse de que el semirremolque tenga espacio suficiente para maniobrar con relación al tracto-camión, se puede construir un perfil de acoplamiento que indica las dimensiones esenciales. Este perfil se denomina "Perfil Cuello de Cisne" y permite la intercambiabilidad entre todos los tracto-camiones y semirremolques construidos según la norma ISO. Los valores que se han adoptado son los siguientes, y se grafican en la Fig. N° 2.14

$$S = \text{mín. } 750 \text{ mm}$$

$$Y = \text{máx. } 4^\circ$$

$$R = \text{máx. } 450 \text{ mm}$$

$$G = \text{mín. } 2300 \text{ mm}$$

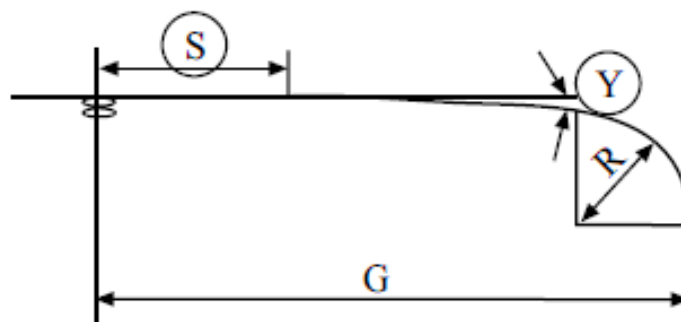


Fig. N° 2.14 - Dimensiones del perfil "cuello de cisne".

Capítulo 3.

“Descripción del semirremolque Roll Off”

3.1. Descripción del equipo y principio de funcionamiento.

El equipo se constituye principalmente del chasis, el cual conforma la estructura principal del semirremolque. Sobre él se montan dos conjuntos considerados como órganos fundamentales para su funcionamiento, la “rampa de elevación” y el “pie de apoyo”. En la Fig. N° 3.1 se muestran las partes principales citadas anteriormente:

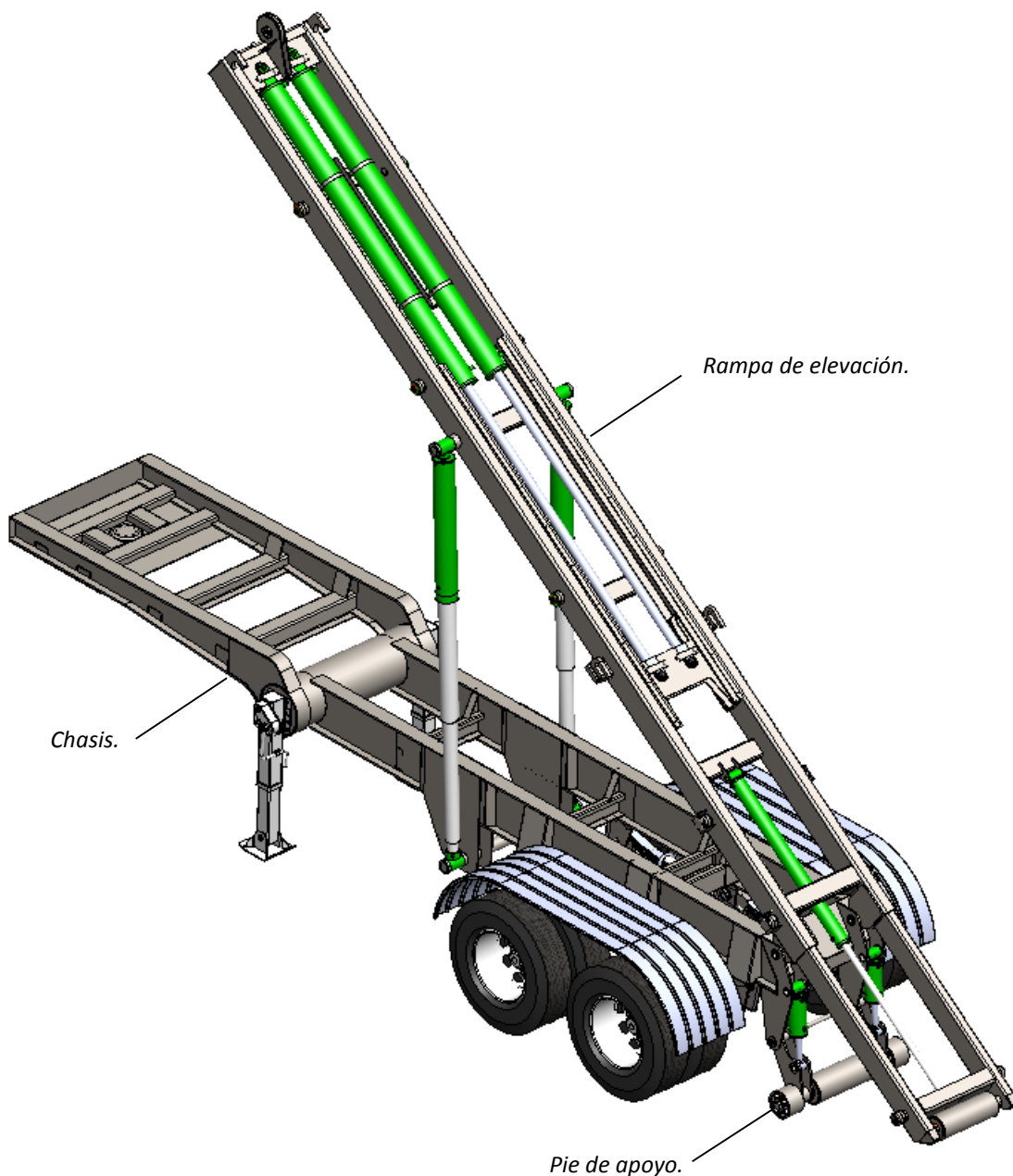


Fig. N° 3.1 - Partes principales del equipo.

Rampa de Elevación: es la estructura por medio la cual, la carga subirá rodando desde el suelo.

Vinculada en el extremo trasero del chasis, se puede extender por un miembro estructural (chasis extensible) y pivotar hasta 48° como máximo mediante la extensión de dos cilindros hidráulicos telescópicos, alcanzando así la superficie del suelo.

Entre los largueros principales de la rampa se encuentra alojado un sistema de cable y poleas con un carro móvil, que accionado por cilindros hidráulicos multiplican la carrera del gancho de sujeción (vinculado al cable) en el proceso de carga/ descarga del contenedor.

Dispuestos lateralmente a ambos lados de la rampa se ubican los rodillos, sobre ellos descansará el peso de la carga y serán el medio de rodadura por la cual el contenedor se deslizará sobre la rampa.

Pie de Apoyo: vinculado también en el extremo trasero del chasis, el pie de apoyo tiene dos misiones sumamente importantes: la primera de ellas es aumentar la estabilidad del equipo y la segunda es proteger al tren rodante de solicitaciones excesivas en el proceso de carga/ descarga del contenedor.

El pie de apoyo consta con una articulación que permite elevar parte del mismo cuando la unidad debe ser transportada. El movimiento es comandado hidráulicamente por actuadores hidráulicos.

Coordinado el uso de las partes mencionadas anteriormente, como así también sus movimientos, es posible mediante una secuencia lógica de operación cargar y descargar un contenedor de forma segura. Es importante notar, que la operación de descarga se realiza con las mismas maniobras, pero en sentido inverso a las ejecutadas durante el proceso de carga, tal como se puede ver de manera ilustrativa en la Fig. N° 3.2

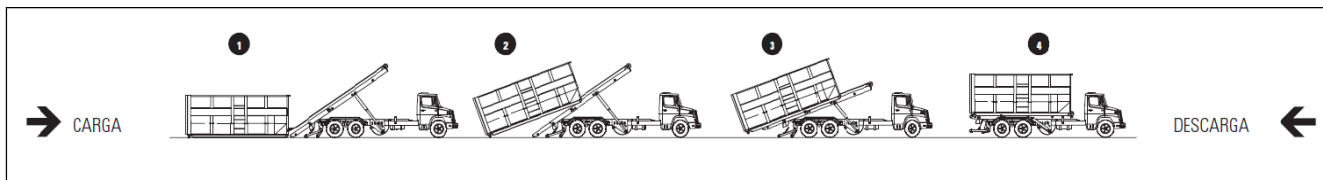
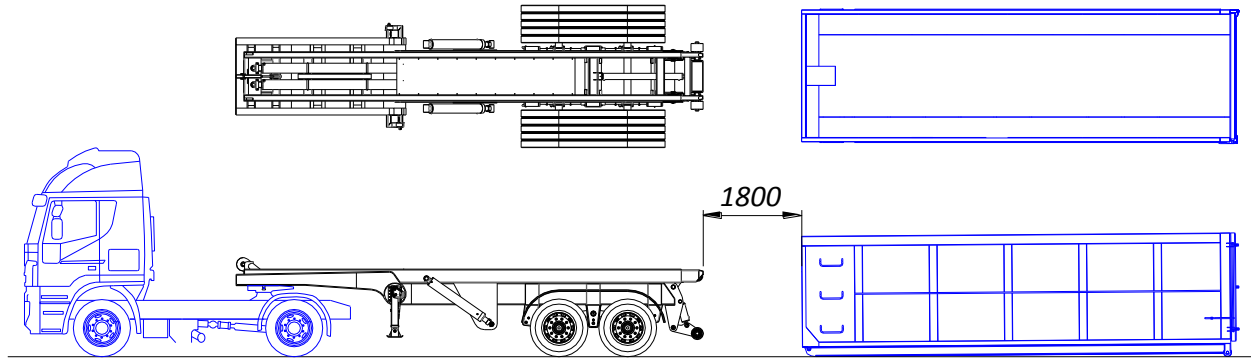


Fig. N° 3.2 - Proceso de carga y descarga del contenedor.

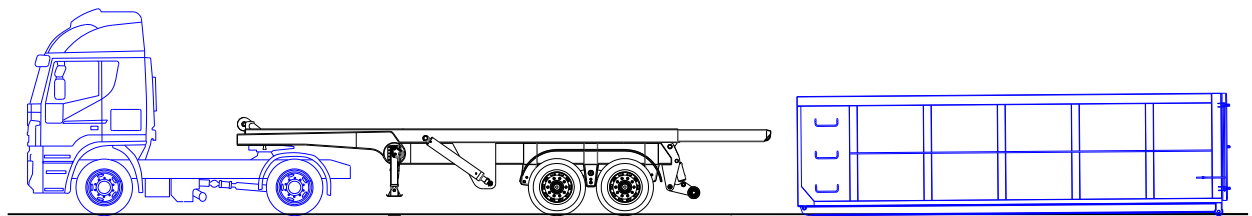
3.2. Operación del equipo.

A continuación, se describen las maniobras necesarias ordenadas en secuencias, para realizar el proceso de carga de un contenedor.

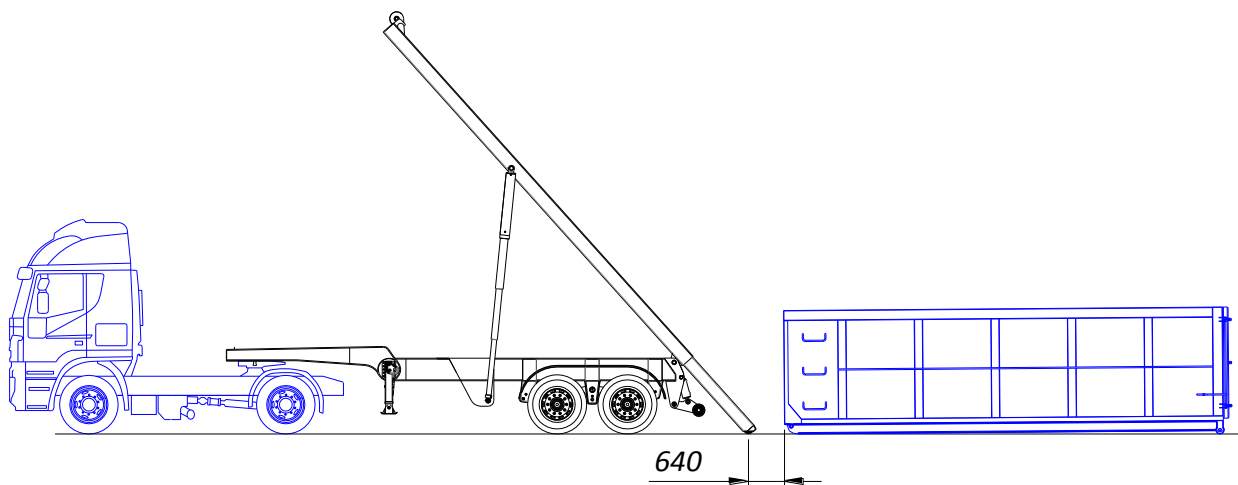
1- Alinear la rampa de elevación del equipo con los largueros principales del contenedor, dejando una distancia aproximada de 1800 mm.



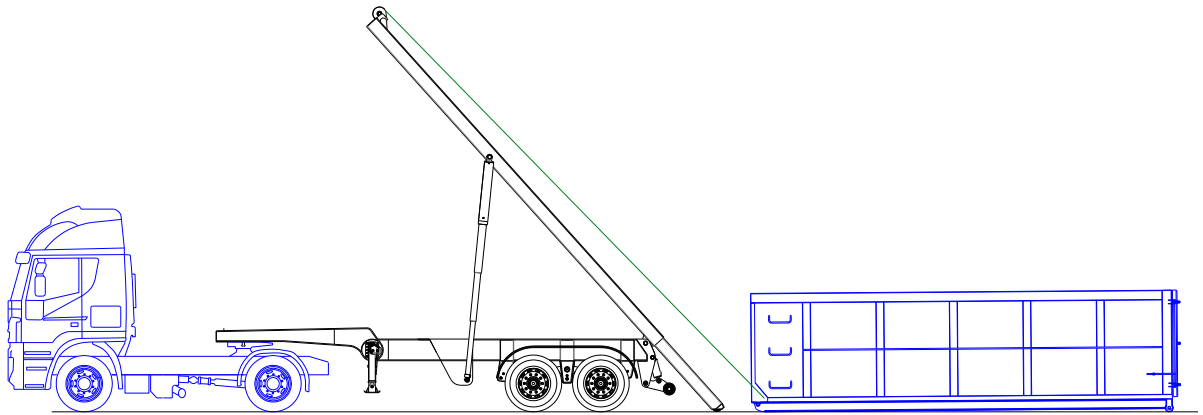
2- Poner la transmisión en neutro, y activar la toma de fuerza. Extender completamente el chasis extensible.



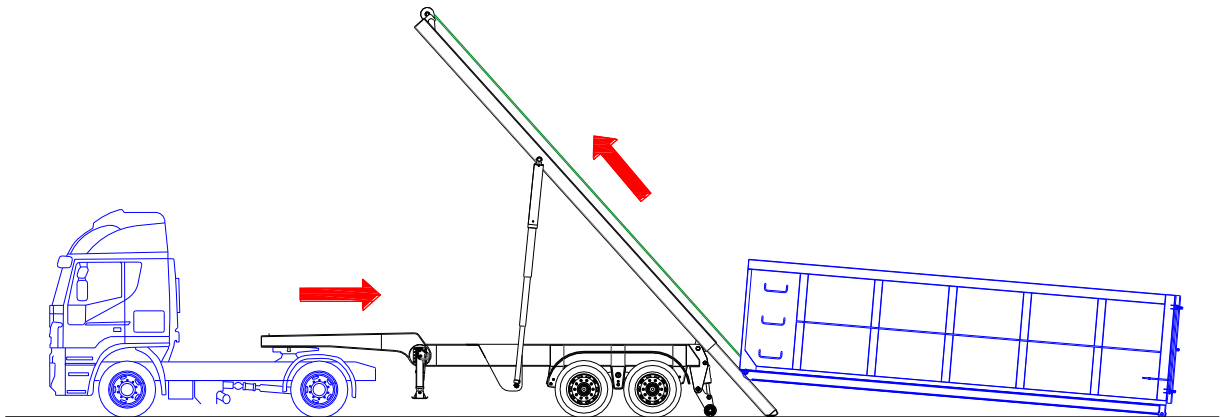
3- Colocar frenos al camión. Levantar la rampa hasta que el rollo del chasis extensible toque el suelo. No permitir que el mismo levante el equipo. (puede influir la irregularidad del terreno). El contenedor quedará a 640 mm del apoyo aproximadamente.



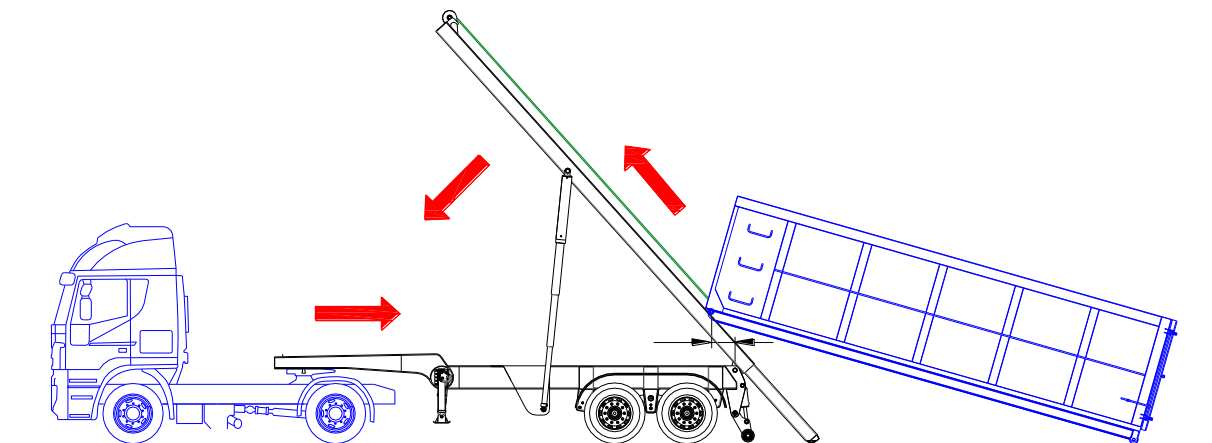
4- Cerrar los cilindros hidráulicos de la rampa para liberar el cable, y conectar éste al gancho de izaje del contenedor.



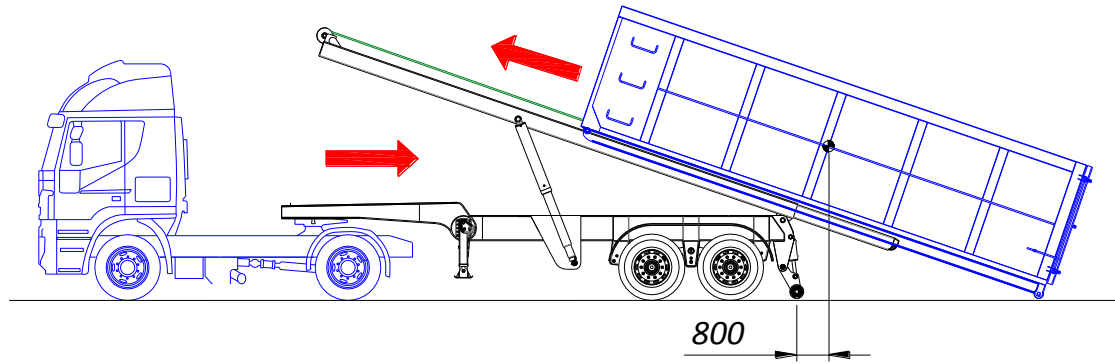
5- Soltar los frenos. Descender el pie de apoyo completamente y tirar del contenedor, permitiendo que la unidad tractora ruede por debajo del mismo.



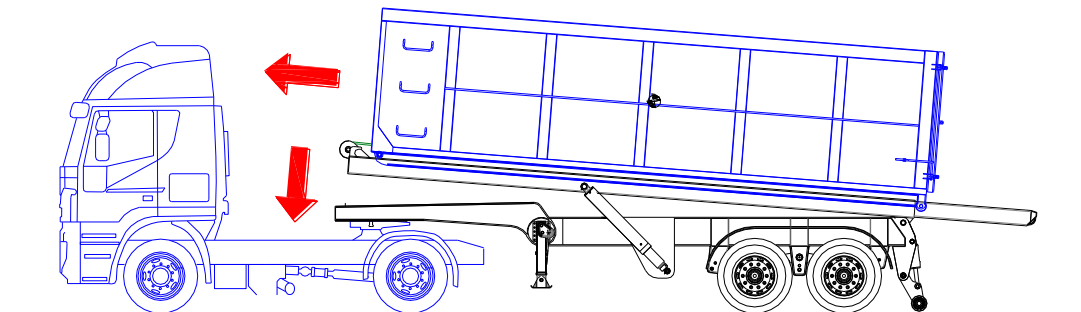
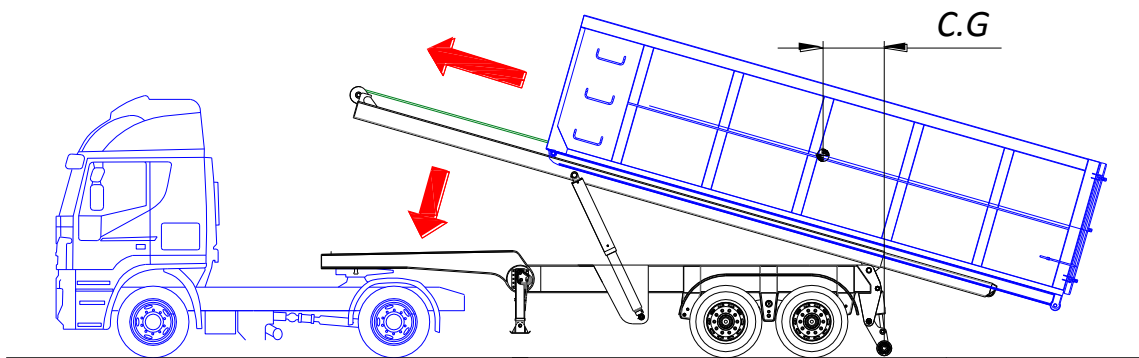
6- Cuando los rodillos delanteros se encuentren por delante del punto de pivot de rampa, comenzar con el descenso hasta que los largueros del contenedor se alineen por completo con los de la rampa.



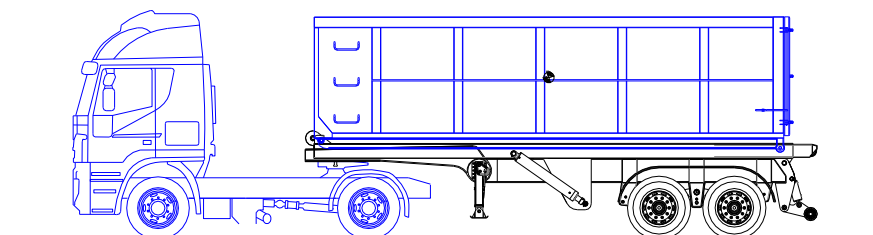
7- Alineados los largueros del contenedor con la rampa, interrumpir el descenso y continuar tirando del contenedor. No permitir que el contenedor se despegue del suelo hasta que su centro de gravedad se encuentre aproximadamente a 800 mm del apoyo.



8- Cuando el centro de gravedad del contenedor se encuentre por delante del punto de apoyo del rolo con el suelo, continuar con el descenso de la misma.



9- Con el contenedor bloqueado en los topes delanteros, proceder a cerrar el chasis extensible y levantar el pie de apoyo. Finalmente, desconectar la toma de fuerza antes de partir.



3.3. Restricciones de uso.

A continuación, se enuncian maniobras, operaciones, y circunstancias que representan no solo un peligro potencial para el equipo, sino también para la seguridad de las personas que lo operan, pudiendo producir daños físicos y materiales irreparables.

1- Queda totalmente prohibido alterar voluntaria o involuntariamente las secuencias operacionales del equipo descritas en la sección 3.2. Cualquier alteración o modificación de las mismas puede producir la destrucción del equipo o la inestabilidad del mismo.

2- El Factor de estabilidad (n) es el cociente del momento estabilizador dividido por el momento de vuelco. Se logra una buena estabilidad cuando el factor es 1,4 o más. ^[18]

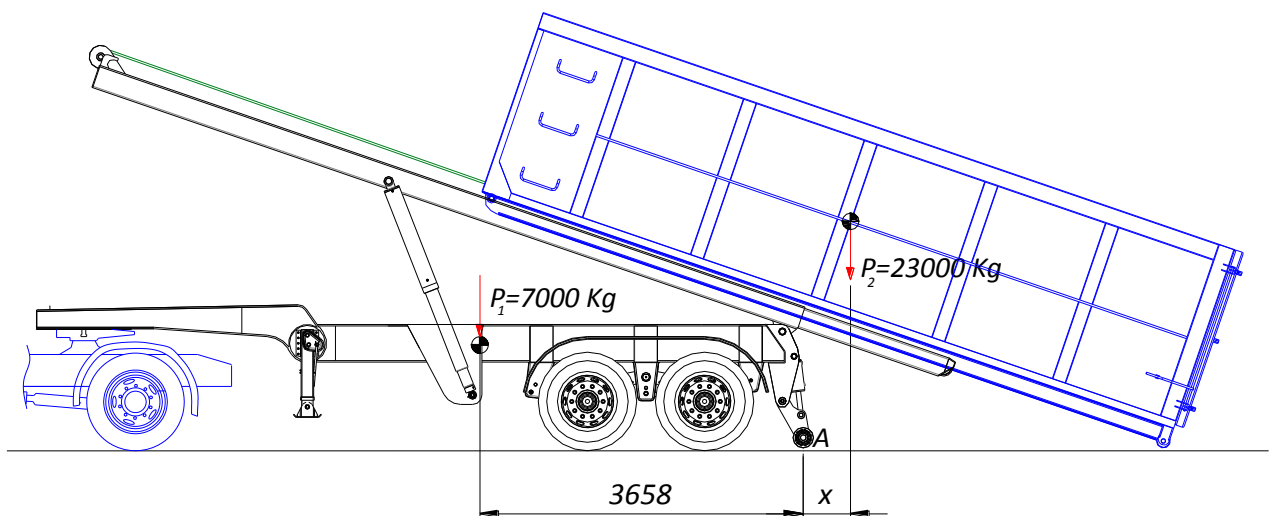


Fig. N° 3.3 - Modelo físico para verificación de vuelco trasero.

Tomando centro de momento en el punto A de la Fig. N° 3.3 y planteando un coeficiente de seguridad de $N=1,4$ resulta,

$$n = 1.4 = \frac{M_{estabilizador}}{M_{vuelco}} = \frac{P_1 \cdot 3450}{P_2 \cdot x} \rightarrow x = \frac{P_1 \cdot 3450}{P_2 \cdot 1,4} = \frac{7000 \text{ kg} \cdot 3450}{23000 \text{ kg} \cdot 1,4} \cong 800 \text{ mm} \quad (3.1)$$

Por lo tanto, para poder garantizar la estabilidad del equipo, tal como se solicita en la secuencia n° 7 en la operación de carga /descarga, el contenedor no podrá despegar del terreno hasta que el centro de gravedad de la carga no se encuentre aproximadamente a 800 mm del punto de apoyo A.

3- No operar el equipo en superficies irregulares, con pendientes, o blandas donde exista riesgo de cedimento. La estabilidad del equipo se garantiza solo cuando el chasis del mismo y el contenedor se posicionan en terreno firme y plano, ya sea longitudinal o transversalmente.

Capítulo 4.

“Diseño del chasis”

4.1. Diseño de la estructura.

4.1.1. Cálculo de la distancia del tren rodante con unidad tractora tándem doble.

Para el cálculo de la distribución del tren rodante se tomó como referencia la unidad ^[4] indicada en la sección 2.6 .

Teniendo en cuenta que la basura compactada pesa 500 kg/m^3 y se pretende cargar 52 yardas cúbicas de basura (39.75 m^3), el equipo será capaz de transportar $\approx 20000 \text{ Kg}$.

Estimando una tara de equipo de 10000 kg ., la carga total a distribuir será de 30000 kg .

Determinada la carga bruta a transportar (10000 kg de tara + 20000 kg de carga), y conocida la capacidad máxima de carga en el tándem doble del equipo (18000 kg), se plantea el equilibrio estático de fuerzas verticales para averiguar la reacción en la quinta rueda, según referencias de la Fig. N° 4.1.

Donde:

- F_A = reacción en la quinta rueda
- F_B = reacción en el tándem doble
- P = peso bruto (semirremolque + contenedor + carga)

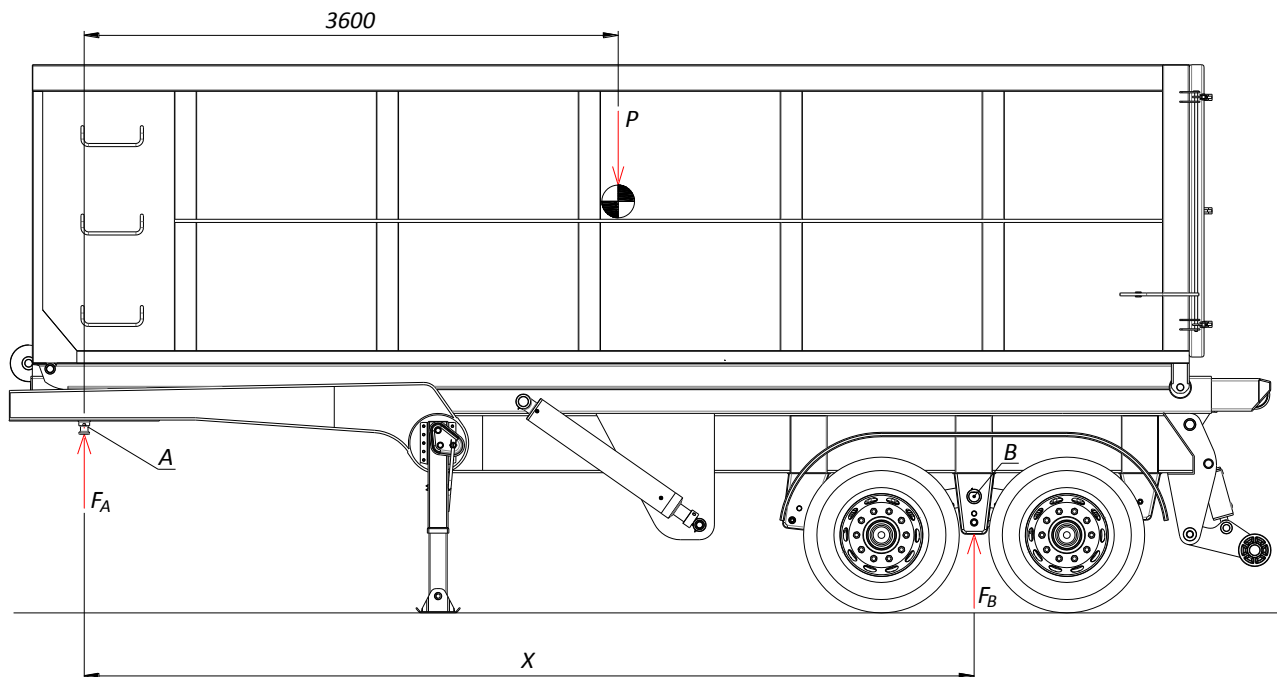


Fig. N° 4.1 - Ubicación del tren rodante en el chasis.

$$\sum F_V = -P + F_A + F_B = 0 \quad (4.1)$$

$$F_A = -F_B + P = -18000 \text{ Kg.} + 30000 \text{ Kg.} = 12000 \text{ Kg.} \quad (4.2)$$

Según las especificaciones del chasis (Fig. N° 2.11 de la sección 2.6), la carga (peso) en el eje doble es de 3750 kg. Sumando este valor de carga al calculado en la ecuación (4.2), la carga total en dicho eje será entonces de 15750 kg, verificando los 18000 kg. permitidos por la ley.

Finalmente, se procede a tomar momento en el punto A, para calcular la distancia del tren rodante con respecto a dicho punto, bajo condiciones de equilibrio.

$$\sum M_A = P \cdot 3600 \text{ mm} - F_B \cdot X = 0 \quad (4.3)$$

$$\sum M_A = P \cdot 3600 \text{ mm} - 18000 \text{ Kg} \cdot X = 0 \quad (4.4)$$

$$X = \frac{-30000 \text{ Kg} \cdot 36000 \text{ mm}}{-18000 \text{ Kg}} = 6000 \text{ mm} \quad (4.5)$$

4.1.2. Cálculo de carga máxima con unidad tractora de eje dual trasero.

El objetivo de este cálculo es determinar cuál es el límite de carga máxima que se puede transportar utilizando la distribución del tren rodante establecida para una unidad tractora con eje dual trasero.

El motivo de la disminución de carga máxima admisible se debe a que en el eje dual de la unidad tractora no se podrá transmitir a la calzada una carga superior a 10500 Kg.

Teniendo en cuenta que en el eje trasero de un chasis se transmiten 2715 kg debido al peso propio de la unidad tractora (Fig. N° 2.11 de la sección 2.6), en la quinta rueda no se podrán transmitir más de 7785 kg. Logrando así no superar los 10500 Kg. establecidos por la ley vigente de tránsito.

Se procede a realizar el equilibrio estático de fuerzas verticales según con el objetivo de determinar la reacción F_B en función de la carga total P

$$\sum F_V = F_A + F_B - P = 0 \quad (4.6)$$

$$F_B = P - F_A \quad (4.7)$$

Dónde:

$$F_A = 10500 \text{ Kg} - 2715 \text{ Kg} = 7785 \text{ Kg.} \quad (4.8)$$

Teniendo en cuenta las ecuaciones (4.7) y (4.8) obtenidas anteriormente, se plantea el momento estático del sistema con respecto al punto A:

$$\sum M_A = P \cdot 3600 \text{ mm} - F_B \cdot 6000 \text{ mm} = 0 \quad (4.9)$$

$$\sum M_A = P \cdot 3600 \text{ mm} - (P - F_A) \cdot 6000 \text{ mm} = 0 \quad (4.10)$$

$$\sum M_A = P \cdot 3600 \text{ mm} - P \cdot 6000 \text{ mm} + F_A \cdot 6000 = 0 \quad (4.11)$$

$$\sum M_A = P \cdot (3600 \text{ mm} - 6000 \text{ mm}) + F_A \cdot 6000 = 0 \quad (4.12)$$

$$P = \frac{-F_A \cdot 6000 \text{ mm}}{(3600 \text{ mm} - 6000 \text{ mm})} \quad (4.13)$$

$$P = \frac{-7785 \text{ kg} \cdot 6000 \text{ mm}}{(3600 \text{ mm} - 6000 \text{ mm})} = 19462 \text{ Kg.} \quad (4.14)$$

Calculando la carga F_B :

$$F_B = P - F_A = 19462 \text{ Kg.} - 7785 \text{ Kg.} = 11677 \text{ kg.} \quad (4.15)$$

Se concluye que, al utilizar un camión con eje trasero simple, no se podrá superar los 19642 kg de peso bruto total. Dicha carga no superará la máxima establecida por la ley para tándem doble, pero llevará al límite el eje delantero. Así, solo podrá utilizarse el equipo en aplicaciones cuya característica de carga lo permita.

4.1.3. Distribución de las manotas.

La distribución de manotas por la que se opta es de 1250 mm; De este modo se logra una correcta distribución de cargas, tal como se solicita en la ley nacional de tránsito 24449 ^[1].

En la Fig. N° 4.2 se muestra la distribución de las manotas reflejando además la distancia calculada del tren rodante en la sección 4.1.1, para una correcta distribución de cargas en los ejes.

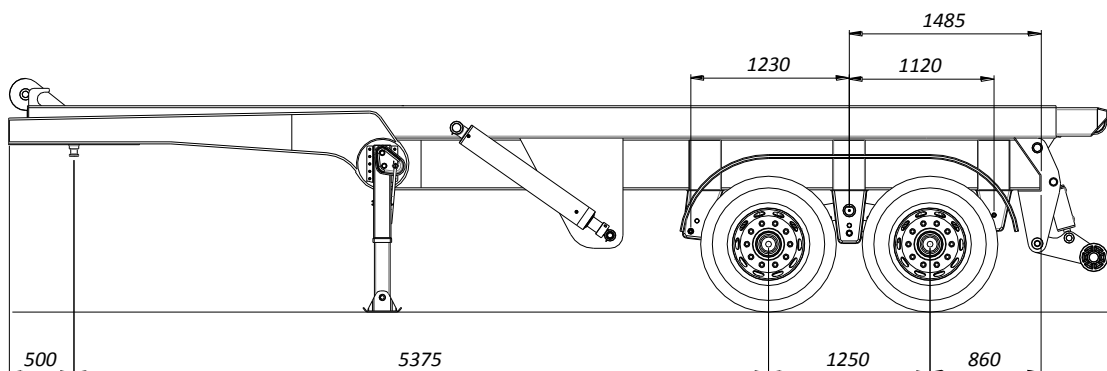


Fig. N° 4.2 - Ubicación de las manotas en el chasis.

4.1.4. Componentes estructurales.

El diseño del chasis consta principalmente en el dimensionamiento de 4 componentes críticos, los cuales se muestran en la Fig. N° 4.3.

- A. Vigas principales.
- B. Vigas del cuello.
- C. Travesaños del cuello
- D. Tubo de vinculación de vigas.

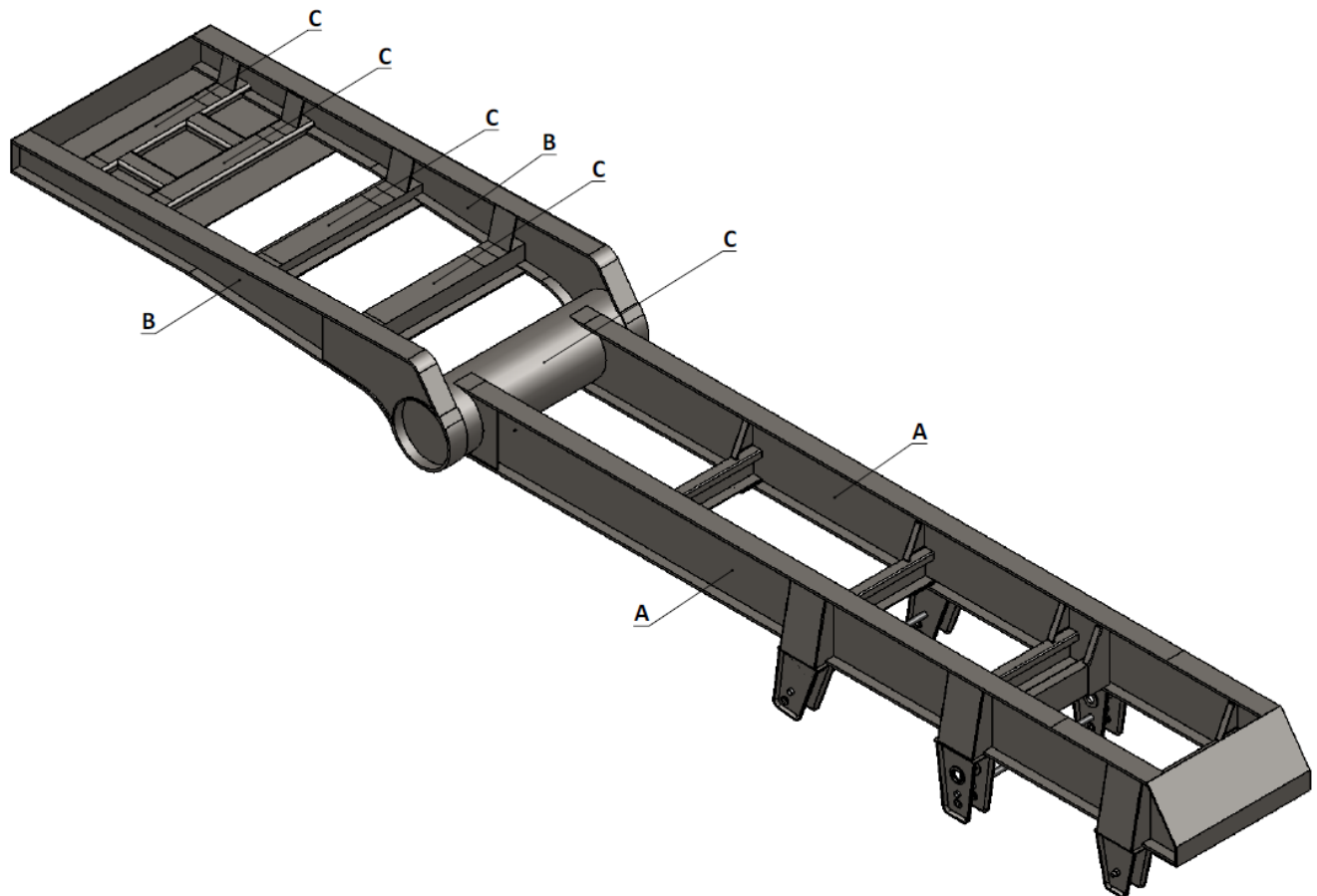


Fig. N° 4.3 - Componentes del chasis.

4.1.5. Determinación de cargas y cálculo de esfuerzos.

A los fines de simplificar el cálculo, las cargas consideradas en los mismos serán estáticas, por lo que se omitirán fuerzas dinámicas y fuerzas de torsión ocasionadas por irregularidades del terreno. Por este motivo se utilizará un coeficiente de seguridad en el diseño de $N=2.5$, el cual es bastante conservador.

Para el cálculo de los componentes críticos mostrados en la Fig. N° 4.3 se consideran 5 posibles estados de carga, los cuales están dados por el peso bruto distribuido en 4 tipos distintos de contenedores (20, 22, 24 y 26 pies de largo), y un último estado en el cual los cilindros telescópicos realizan una fuerza puntual sobre las vigas principales del chasis cuando el levante de la rampa es inminente.

La premisa es utilizar la misma carga para cada configuración, por lo que lo que variará será la densidad de carga "q" en cada caso.

Por simplicidad en los cálculos se utilizará una sola viga en los diagramas de cuerpo libre, por lo que los estados de carga estarán representados por la mitad del peso bruto total.

El contenedor transferirá todo su peso a la rampa del equipo, y la misma transmitirá las cargas al chasis del semirremolque de la siguiente manera:

- A. Cargas uniformemente distribuidas: sobre las alas superiores de las vigas principales,
- B. Cargas puntuales: sobre los travesaños que vinculan las vigas principales en la zona del cuello.

En la Fig. N° 4.4 se muestran las cargas mencionadas anteriormente.

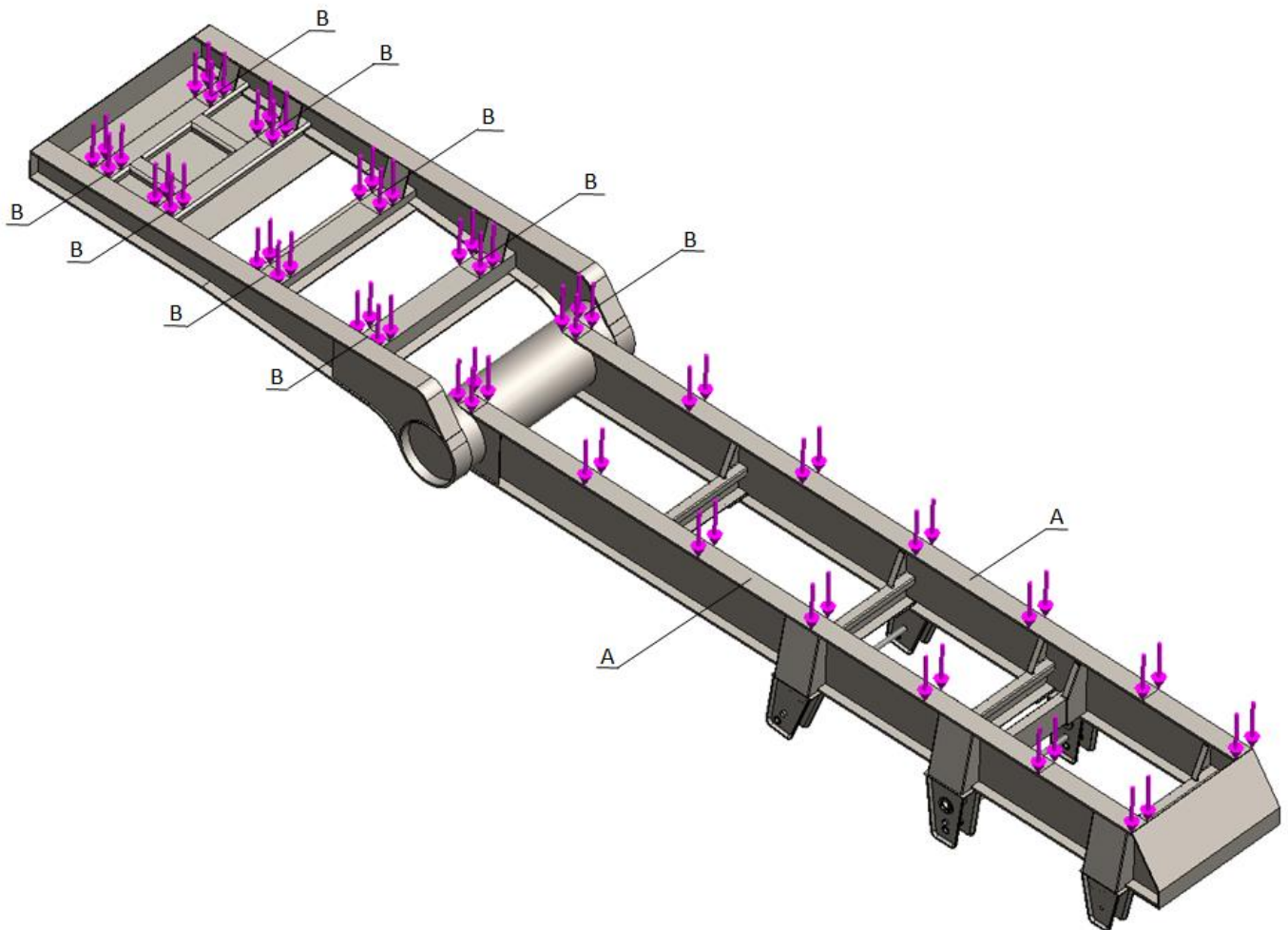


Fig. N° 4.4 - Aplicación de cargas sobre la estructura del chasis.

Para determinar las densidades de carga (A) mostradas en la Fig. N° 4.4 se aplicará la siguiente ecuación:

$$q = \frac{\left(\frac{\text{Peso de contenedor} + \text{Peso de Carga} + \text{Peso del equipo}}{\text{Longitud de contenedor}} \right)}{2} \quad (4.16)$$

Para poder calcular cada una de las fuerzas puntuales (B) mostradas en la Fig. N° 4.4 se deberá acudir a un software de cálculo debido a la hiper elasticidad del sistema.

Una vez determinadas las cargas puntuales (B) y las densidades de carga (A) se procede a calcular las reacciones en las manotas y en el perno rey, para así poder establecer los esfuerzos correspondientes.

A los fines de representar el modelo físico lo más realista posible se emplea en el perno rey un vínculo de segunda especie y en las manotas apoyos elásticos, cuyos coeficientes de rigidez se calculan de la siguiente manera:

$$K_{Resorte} = \frac{\text{Fueza aplicada en manota}}{\text{Deflexion del resorte}} \quad (4.17)$$

Donde, La deflexión del resorte se obtuvo en la sección 5.1.2 , cargando el eje al máximo permitido por la ley en trayectoria recta.

Para las manotas delanteras y traseras, aplicando la ecuación (4.17), el coeficiente de rigidez resulta:

$$K_{Del/Tras} = \frac{2250 \text{ Kg}}{4.7 \text{ cm}} = 478.7 \text{ kg/cm} \quad (4.18)$$

Para la manota central, aplicando la ecuación (4.17), el coeficiente de rigidez resulta:

$$K_{Central} = \frac{4500 \text{ Kg}}{4,7 \text{ cm}} = 957.4 \text{ kg/cm} \quad (4.19)$$

4.1.5.1. Estado I: contenedor de 26 pies.

Aplicando la ecuación (4.16) para el contenedor en cuestión, con un peso total de 30000 kg distribuidos en un largo de contenedor de 7.9 metros, se establece que el valor de la densidad de carga resulta 1898 Kg/m. por larguero de chasis.

En la Fig. N° 4.5 se muestra el diagrama de transferencia de carga empleado para calcular las reacciones producidas sobre la rampa debido a la carga del contenedor.

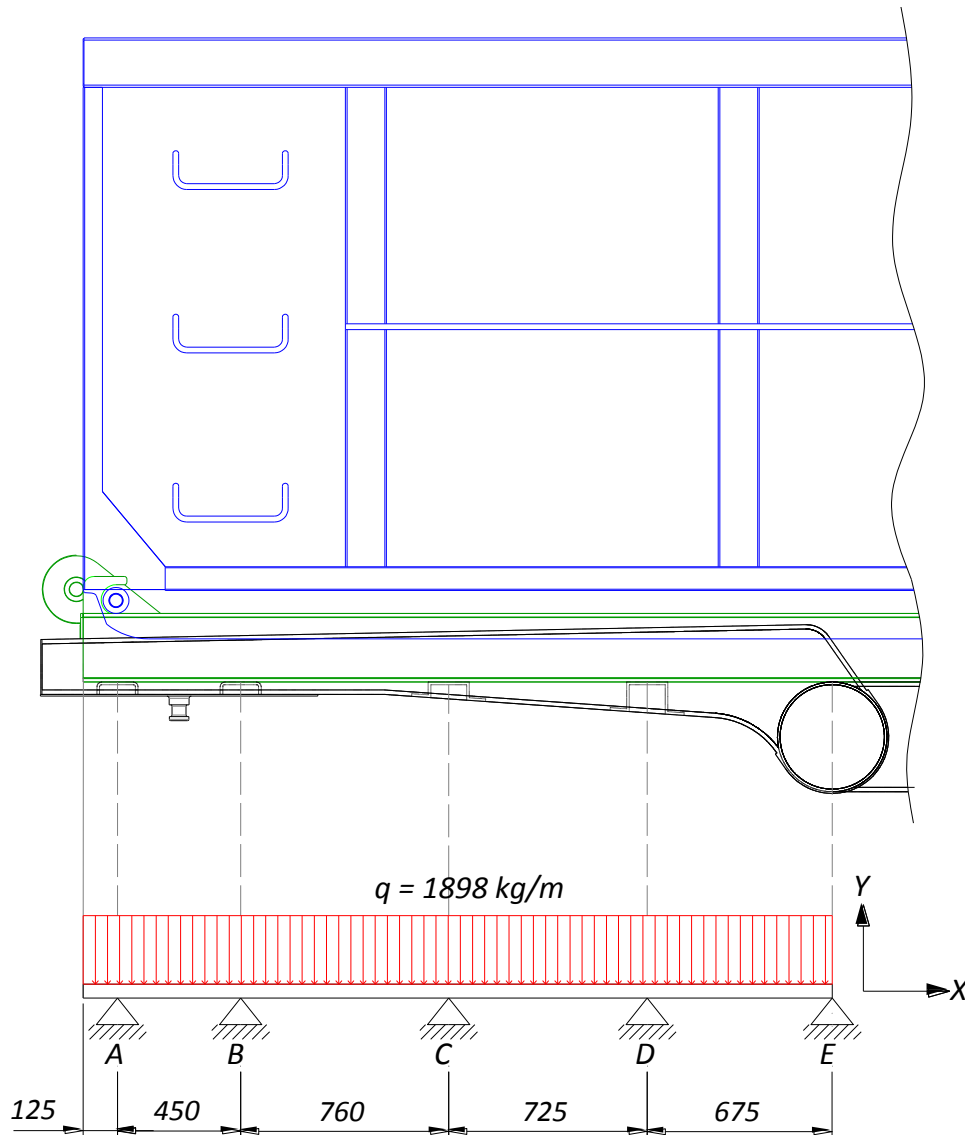


Fig. N° 4.5 - Tránsito de carga del contenedor de 26 pies a la rampa.

En la Tabla 4.1 se muestran los resultados obtenidos por el software de cálculo.

Contenedor	Vínculos (Kg)				
	A	B	C	D	E
26 Pies	535	1256	1425	1472	502

Tabla 4.1 - Reacciones en cuello (contenedor de 26 pies).

Dichas reacciones son las utilizadas como cargas activas sobre la estructura del semirremolque para calcular los esfuerzos correspondientes.

En la Fig. N° 4.6 se muestra el diagrama de cuerpo libre del chasis cargado con un contenedor de 26 pies de largo, y en la Fig. N° 4.7 los esfuerzos correspondientes.

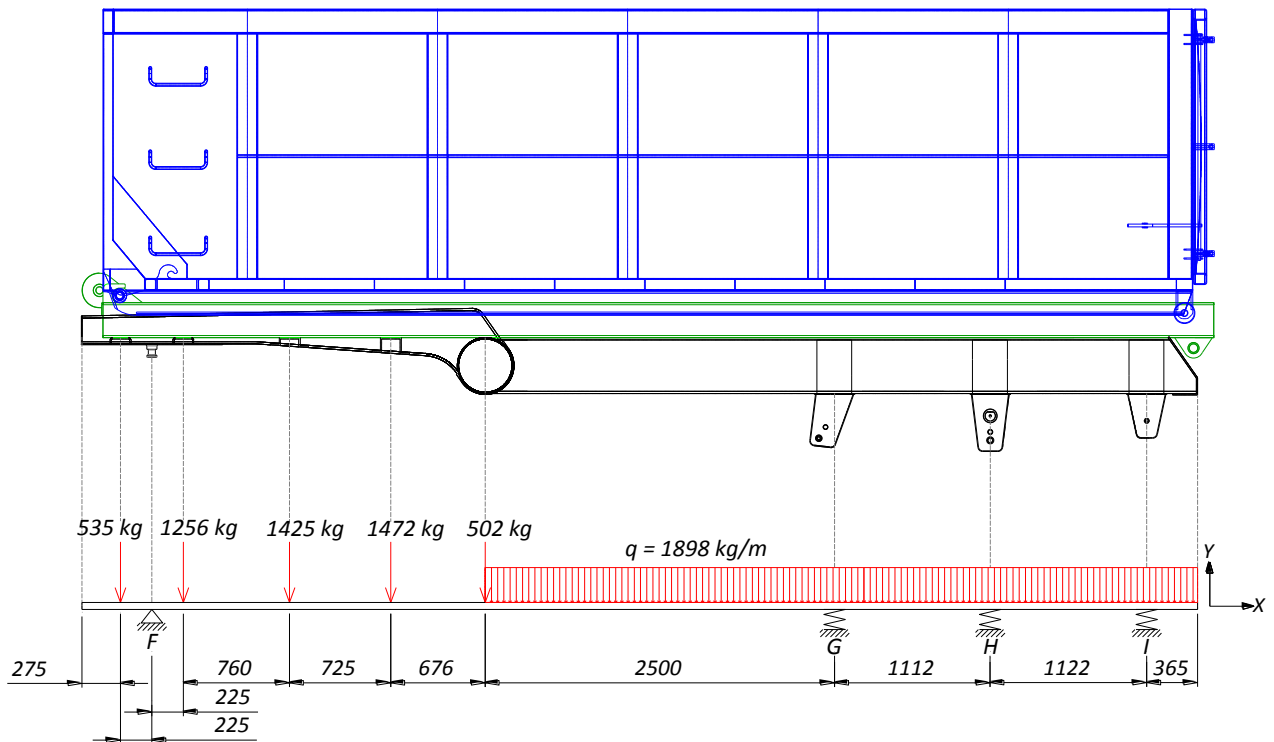


Fig. N° 4.6 - Diagrama de cuerpo libre del chasis con contenedor de 26 pies.

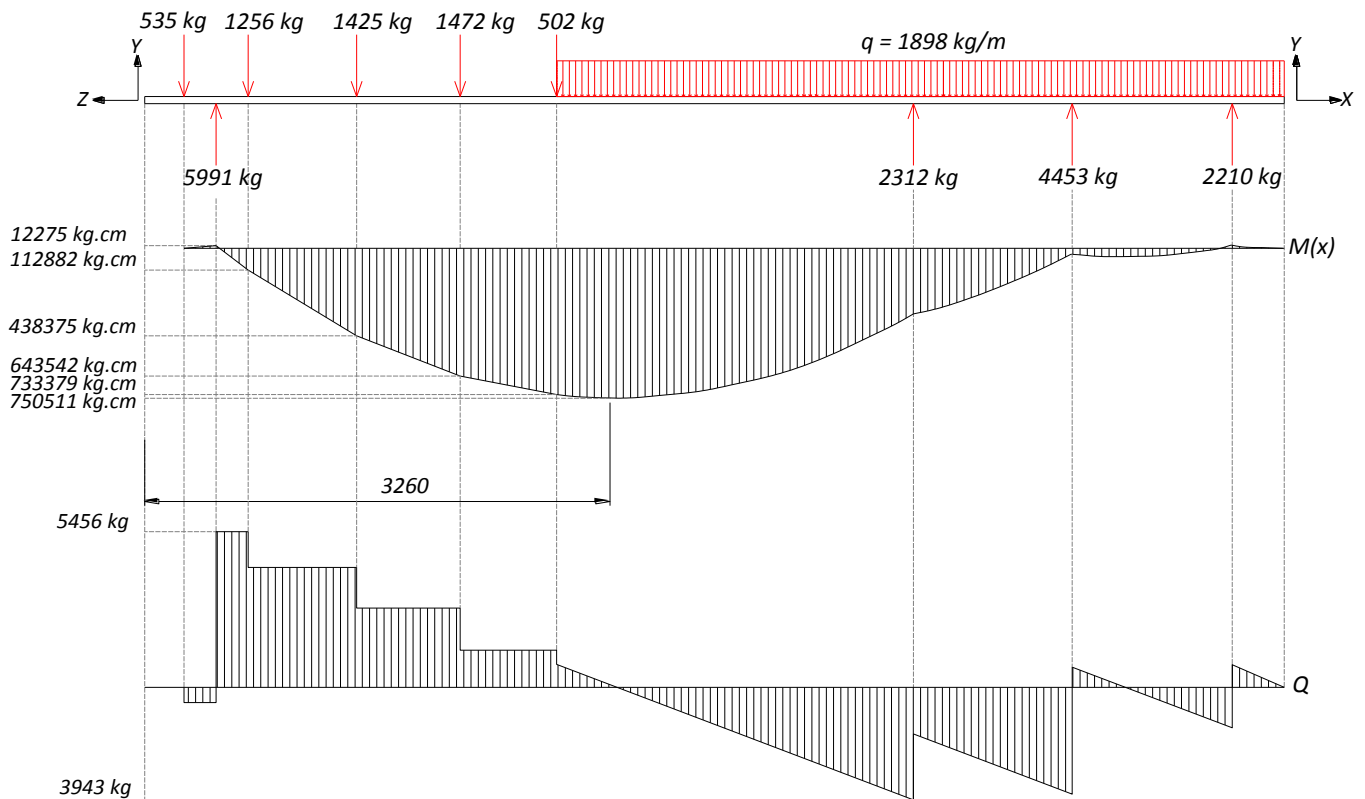


Fig. N° 4.7 - Diagramas de esfuerzos del chasis cargado con contenedor de 26 pies.

4.1.5.2. Estado II: contenedor de 24 pies.

Aplicando la ecuación (4.16) para el contenedor en cuestión, con un peso total de 30000 kg distribuidos en un largo de contenedor de 7.31 metros, se establece que el valor de la densidad de carga resulta 2050 Kg/m.

En la Fig. N° 4.8 se muestra el diagrama de transferencia de carga empleado para calcular las reacciones producidas sobre la rampa debido a la carga del contenedor.

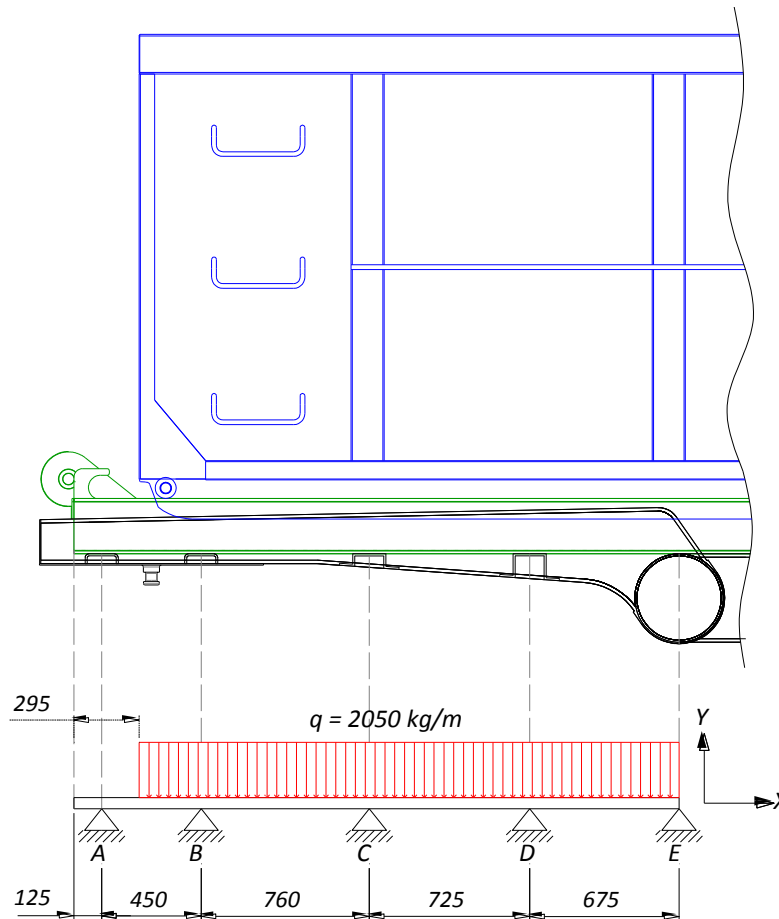


Fig. N° 4.8 - Tránsito de carga del contenedor de 24 pies a la rampa.

En la Tabla 4.2 se muestran los resultados obtenidos por el software de cálculo.

Contenedor	Vínculos (Kg)				
	A	B	C	D	E
24 Pies	8	1317	1544	1590	545

Tabla 4.2 - Reacciones en cuello (contenedor de 24 pies).

Dichas reacciones son las utilizadas como cargas activas sobre la estructura del semirremolque para calcular los esfuerzos correspondientes.

En la Fig. N° 4.9 se muestra el diagrama de cuerpo libre del chasis cargado con un contenedor de 24 pies de largo, y en la Fig. N° 4.10 los esfuerzos correspondientes.

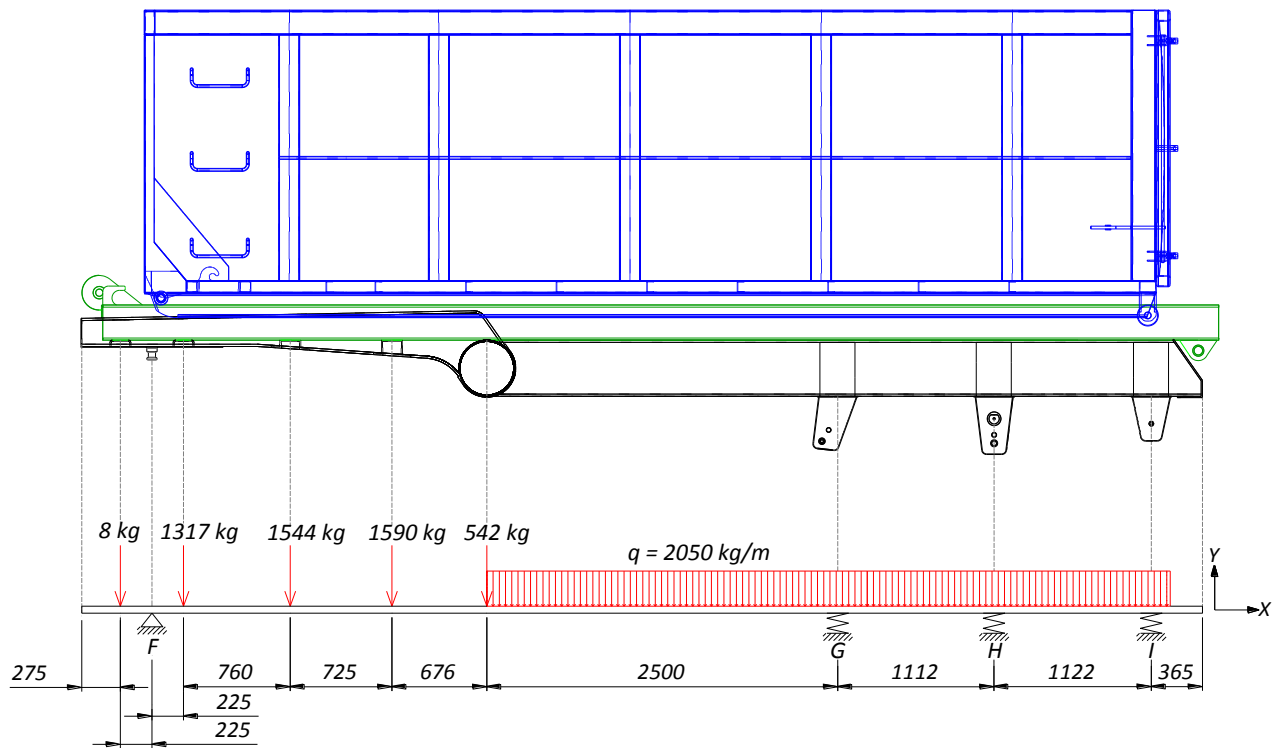


Fig. N° 4.9 - Diagrama de cuerpo libre del chasis con contenedor de 24 pies.

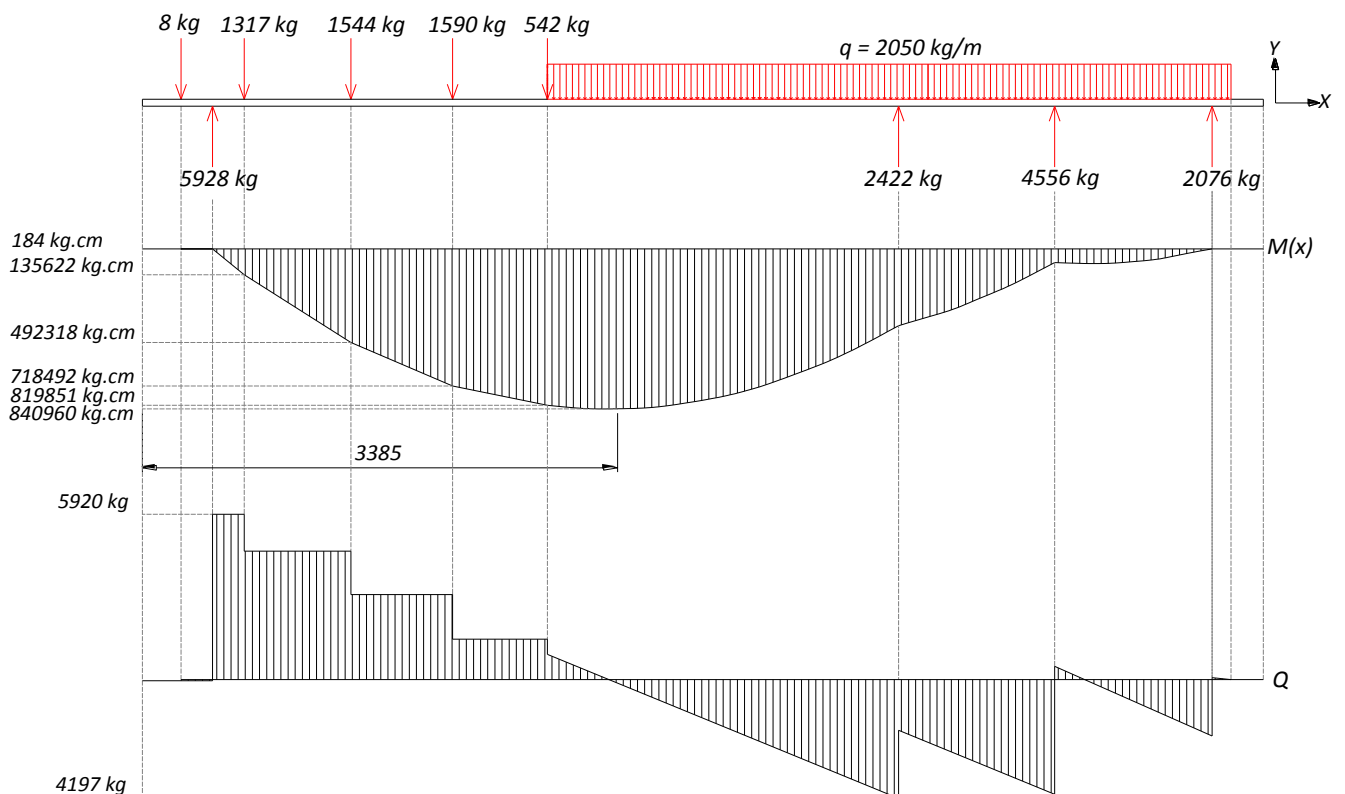


Fig. N° 4.10 - Diagramas de esfuerzos del chasis cargado con contenedor de 24 pies.

4.1.5.3. Estado III: contenedor de 22 pies.

Aplicando la ecuación (4.16) para el contenedor en cuestión, con un peso total de 30000 kg distribuidos en un largo de contenedor de 6,70 metros, se establece que el valor de la densidad de carga resulta 2238 Kg/m.

En la Fig. N° 4.11 se muestra el diagrama de transferencia de carga empleado para calcular las reacciones producidas sobre la rampa debido a la carga del contenedor.

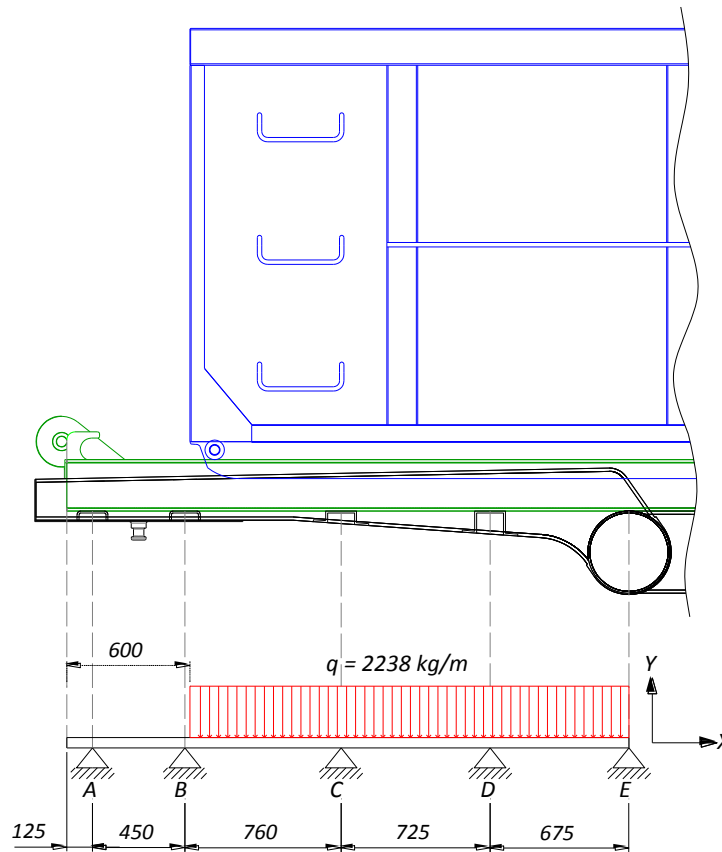


Fig. N° 4.11 - Trasterferencia de carga del contenedor de 22 pies a la rampa.

En la Fig. N° 4.3 se muestran los resultados obtenidos por el software de cálculo.

Contenedor	Vínculos (Kg)				
	A	B	C	D	E
24 Pies	0	737	1721	1727	595

Tabla 4.3- Reacciones en cuello (contenedor de 22 pies).

Dichas reacciones son las utilizadas como cargas activas sobre la estructura del semirremolque para calcular los esfuerzos correspondientes.

En la Fig. N° 4.12 se muestra el diagrama de cuerpo libre del chasis cargado con un contenedor de 22 pies de largo, y en la Fig. N° 4.13 los esfuerzos correspondientes.

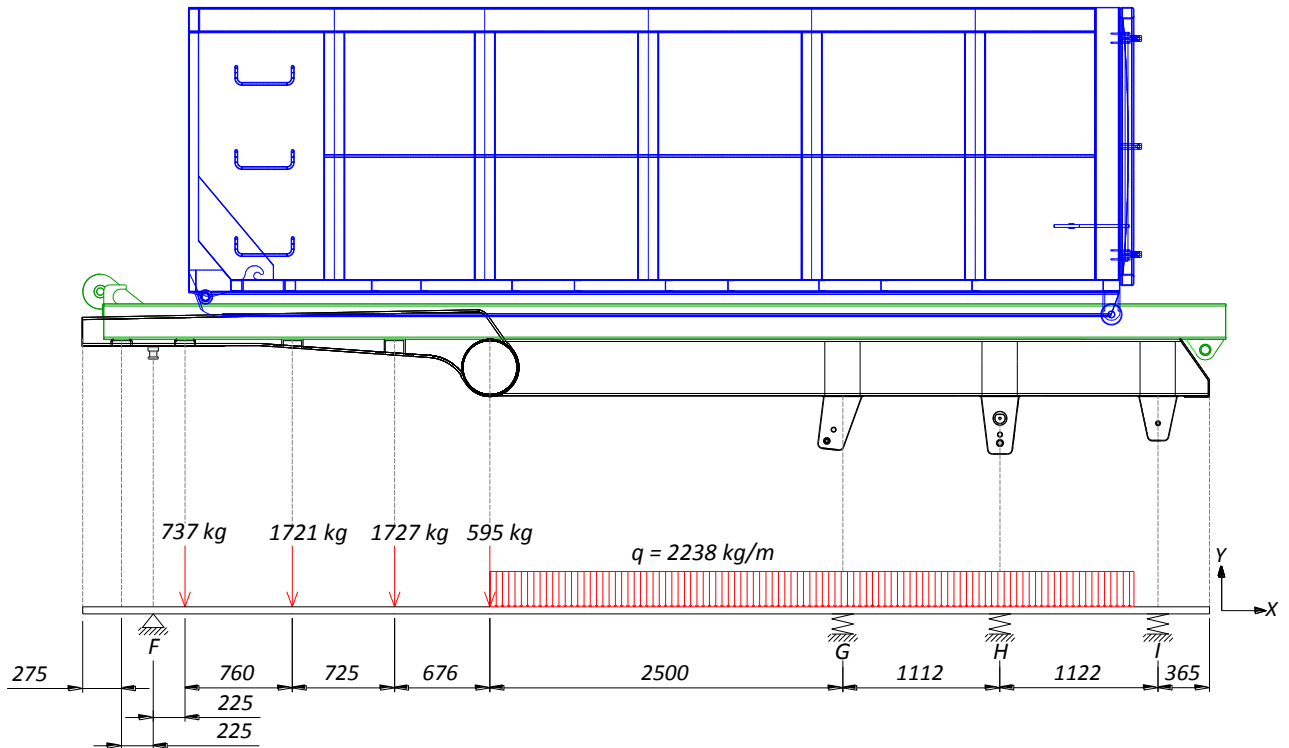


Fig. N° 4.12 - Diagrama de cuerpo libre del chasis con contenedor de 22 pies.

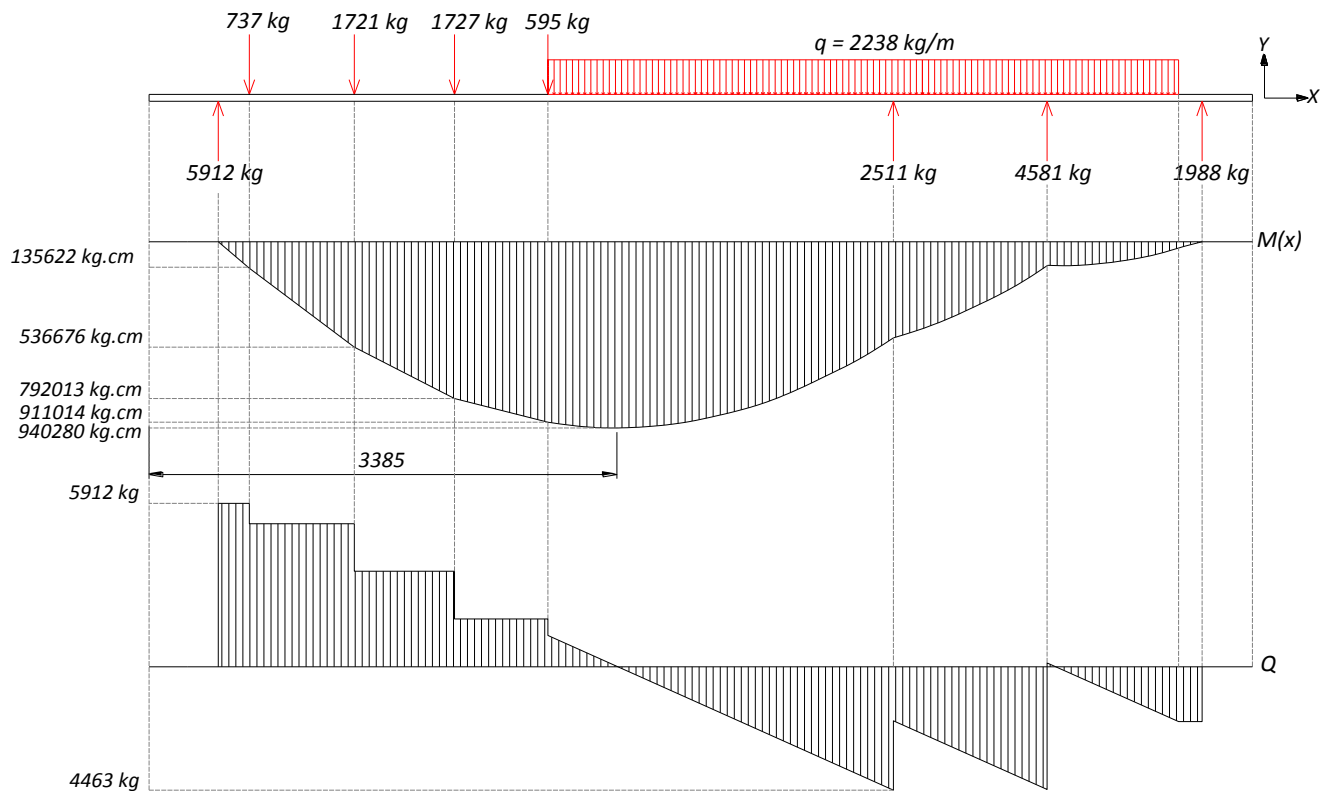


Fig. N° 4.13 - Diagramas de esfuerzos del chasis cargado con contenedor de 22 pies.

4.1.5.4. Estado IV: contenedor de 20 pies.

Aplicando la ecuación (4.16) para el contenedor en cuestión, con un peso total de 30000 kg distribuidos en un largo de contenedor de 6,09 metros, se establece que el valor de la densidad de carga resulta 2463 Kg/m.

En la Fig. N° 4.14 se muestra el diagrama de transferencia de carga empleado para calcular las reacciones producidas sobre la rampa debido a la carga del contenedor.

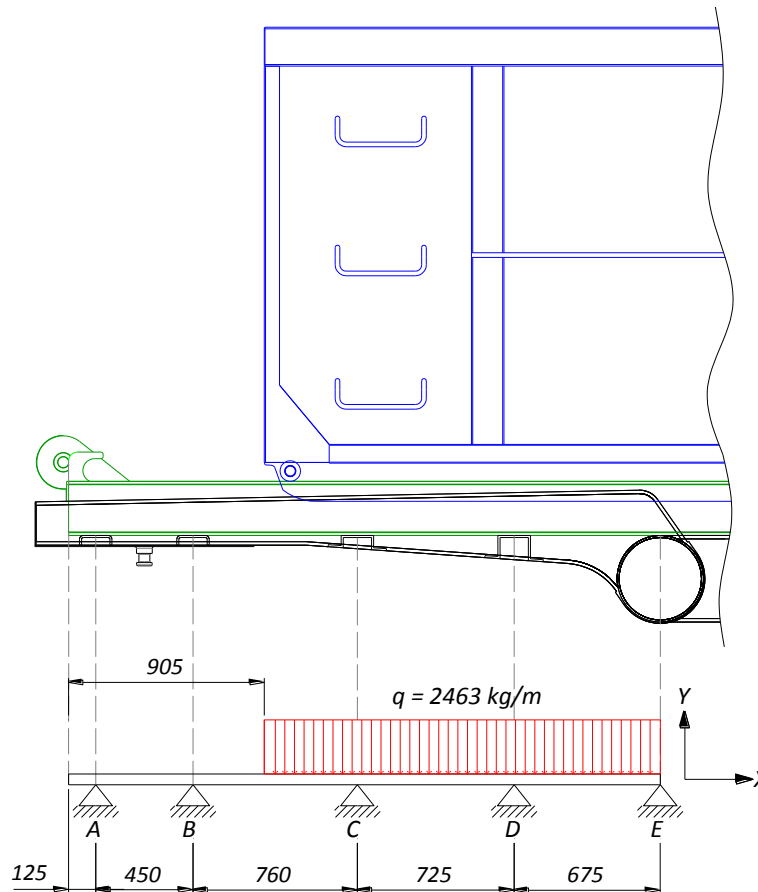


Fig. N° 4.14 - Trasterencia de carga del contenedor de 20 pies a la rampa.

En la Tabla 4.4 se muestran los resultados obtenidos por el software de cálculo

Contenedor	Vínculos (Kg)				
	A	B	C	D	E
24 Pies	0	267	1714	1943	645

Tabla 4.4- Reacciones en cuello (contenedor de 20 pies).

Dichas reacciones son las utilizadas como cargas activas sobre la estructura del semirremolque para calcular los esfuerzos correspondientes.

En la Fig. N° 4.15 se muestra el diagrama de cuerpo libre del chasis cargado con un contenedor de 20 pies de largo, y en la Fig. N° 4.16 los esfuerzos correspondientes.

4.1.5.5. Estado V: levante de rampa.

Lo primero a determinar en éste estado de carga es en qué posición el cilindro telescópico realizará la mayor componente vertical de fuerza que desencadenará en el máximo momento flector en las vigas principales del chasis, y para ello nos remitimos a la Fig. N° 4.17. En la misma se trazó la trayectoria del anclaje del cilindro telescópico en la rampa y el centro de gravedad de la carga en tres estados diferentes: inicio de levante (en rojo), intermedio (en verde) y volteo máximo (en azul).

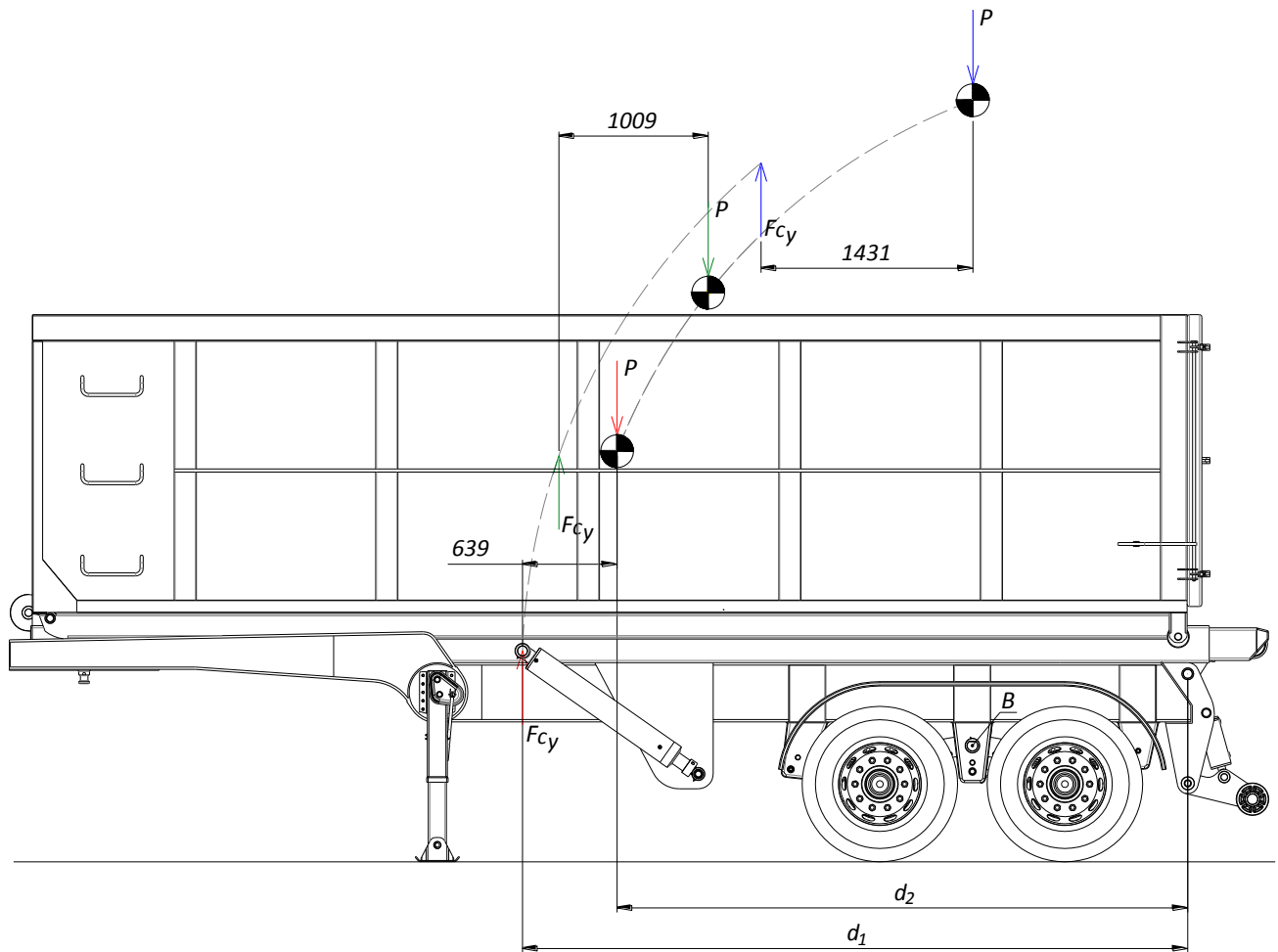


Fig. N° 4.17 - Trayectoria de pivoteo de cilindro y centro de gravedad de la carga.

Planteando el equilibrio de momentos resulta:

$$F_{cy} \cdot d_1 = P \cdot d_2 \tag{4.20}$$

Como puede observarse en la figura la distancia entre el centro de pivoteo y el centro de gravedad de la carga aumenta conforme aumenta el ángulo de vuelco, por lo que también lo hace la relación d_1/d_2 .

Reacomodando la ecuación (4.22):

$$\frac{d_1}{d_2} = \frac{P}{F_{c_y}} \quad (4.21)$$

Dado que la carga P es constante a lo largo de toda la trayectoria, al aumentar la relación d_1/d_2 a medida que se voltea la rampa, indefectiblemente para que se mantenga la igualdad de la ecuación (4.21) F_{c_y} debe disminuir. En conclusión, la mayor componente vertical de fuerza para el levante de la rampa se manifiesta en el inicio.

Para calcular las fuerzas y los esfuerzos implicados en este estado de carga se acude a la Fig. N° 4.18. En la parte superior de la misma puede observarse el modelo físico a partir de la cual se calcula la fuerza necesaria del cilindro para comenzar a levantar la rampa y las consecuentes reacciones en el punto de pivoteo.

- $P = [\text{peso de rampa (1750 kg)} + \text{peso de contenedor (3000 kg)} + \text{carga útil (20000 kg)}] / 2 = 12375 \text{ kg}$.
- $F_c =$ fuerza del cilindro telescópico para levantar la rampa.
- $F_p =$ fuerza en punto de pivoteo de rampa.

Para poder calcular la magnitud de F_c , se plantea el equilibrio de momento estático con respecto al punto A mostrado en la Fig. N° 4.18.

$$\sum M_A = -P \cdot 3855 \text{ mm} + F_c \cdot 2450 \text{ mm} = 0 \quad (4.22)$$

$$F_c = \frac{P \cdot 3855 \text{ mm}}{2450 \text{ mm}} = \frac{12375 \text{ kg} \cdot 3855 \text{ mm}}{2450 \text{ mm}} = 19471 \text{ kg} \quad (4.23)$$

A los fines de poder calcular las reacciones en el pivoteo, se procede a descomponer la fuerza calculada anteriormente en su componente vertical y horizontal.

$$F_{c_x} = F_c \cdot \cos 35^\circ = 15950 \text{ kg} \quad (4.24)$$

$$F_{c_y} = F_c \cdot \sin 35^\circ = 11168 \text{ kg} \quad (4.25)$$

Planteando el equilibrio estático de las fuerzas se calculan las reacciones en el pivot:

$$\sum F_V = -P + F_{c_y} + F_{p_y} = 0 \quad (4.26)$$

$$F_{p_y} = P - F_{c_y} = 12375 \text{ kg} - 11168 \text{ kg} = 1207 \text{ kg} \quad (4.27)$$

$$\sum F_H = F_{c_x} - F_{p_x} = 0 \quad (4.28)$$

$$F_{p_x} = F_{c_x} = 15950 \text{ kg} \quad (4.29)$$

Determinadas las fuerzas que actúan en la rampa, es posible calcular los esfuerzos sobre la viga principal del semirremolque.

En la parte inferior de la Fig. N° 4.18 se observa el diagrama de cuerpo libre de la viga del semirremolque. Las fuerzas que allí se muestran son de misma magnitud que las calculadas anteriormente, pero de sentido contrario. (Principio de acción y reacción).

Además, en el diagrama aparecen otros esfuerzos de momentos flectores puntuales debido al traslado de fuerzas desde su punto de aplicación al baricentro de la sección de la viga.

Estos son:

- Traslado de F_{cx} desde su punto de aplicación C al punto D del baricentro de la sección.

$$M_{(z_D)} = F_{cx} \cdot 55,2 \text{ cm} = 15950 \text{ kg} \cdot 55,2 \text{ cm} = 880440 \text{ kg.cm} \tag{4.30}$$

- Traslado de F_{px} desde su punto de aplicación A al punto B del baricentro de la sección.

$$M_{(z_B)} = F_{px} \cdot 12,5 \text{ cm} = 15950 \text{ kg} \cdot 12,5 \text{ cm} = 199375 \text{ kg.cm} \tag{4.31}$$

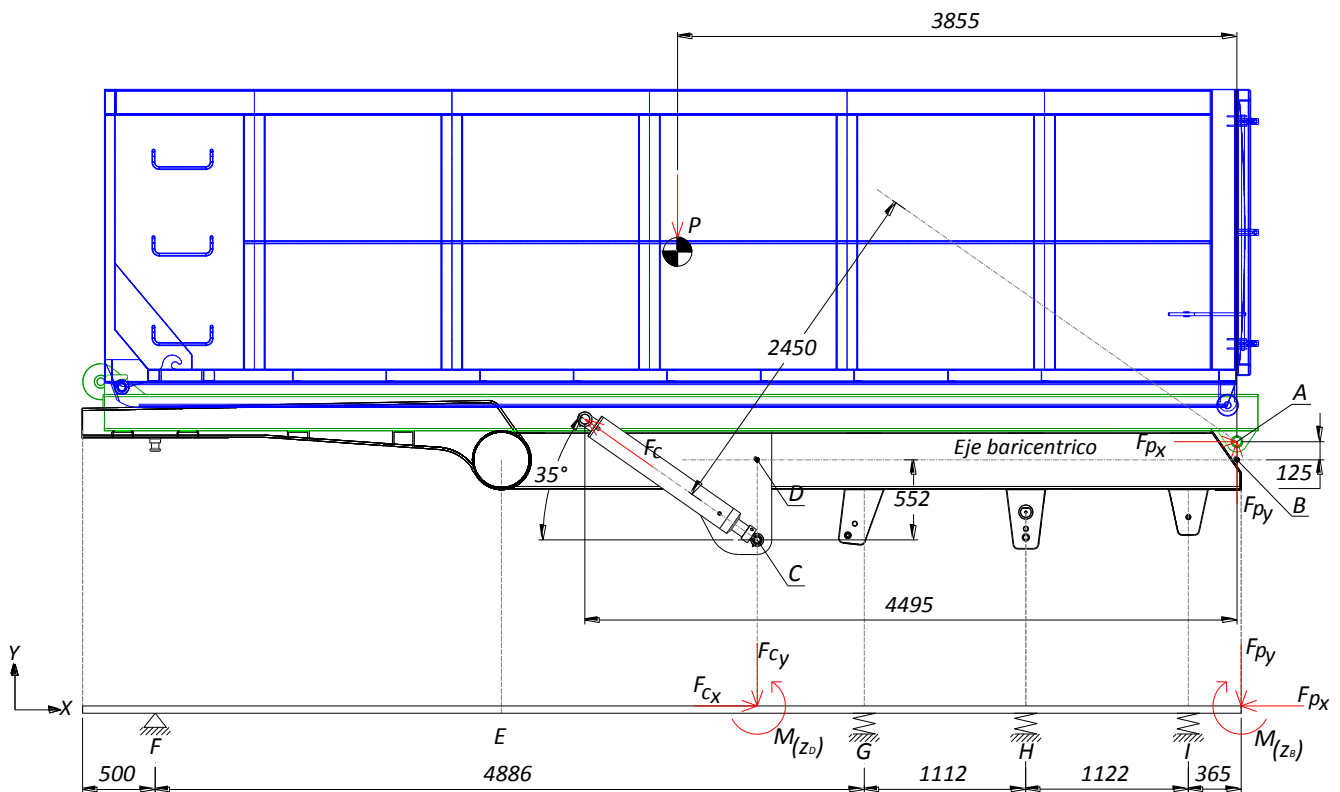


Fig. N° 4.18 - Reacciones sobre la rampa y diagrama de cuerpo libre de la viga del semirremolque.

Obtenidas las cargas aplicadas sobre los largueros del semirremolque se procede a calcular los esfuerzos a los que los mismos se encuentran solicitados. Para ello, se acude a un software de cálculo, cuyos resultados se muestran en la Fig. N° 4.19. (Los vínculos son resortes en las manotas, y de segunda especie en perno rey).

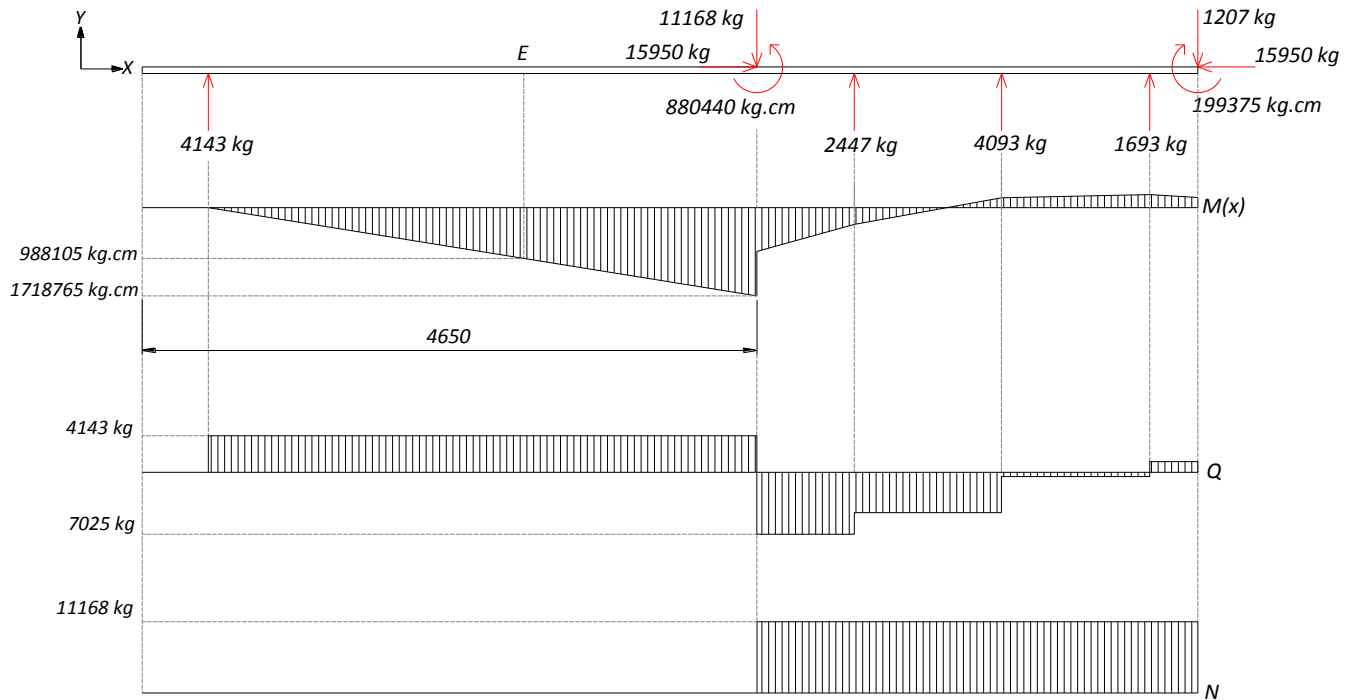


Fig. N° 4.19 - Esfuerzo en la viga del chasis al inicio de la elevación de la rampa.

4.1.6. Dimensionamiento de la estructura del chasis.

Para dimensionar los componentes del chasis, se utilizarán los esfuerzos calculados de forma estática en las secciones 4.1.5. Todos los componentes del chasis serán dimensionados de manera analítica, y verificados nuevamente de manera conjunta en la sección 4.2 a través de un software de cálculo mediante el método de los elementos finitos.

4.1.6.1. Vigas principales.

En la Tabla 4.5 se muestran los esfuerzos máximos de flexión y la posición a los que se encuentran sometidas las vigas principales del chasis en cada estado de carga. En la Fig. N° 4.20 se muestra la referencia de dicha posición.

Esfuerzo/ Posición	Estado I Cont. 26 Pies	Estado II Cont. 24 Pies	Estado III Cont. 22 Pies	Estado IV Cont. 20 Pies	Estado V Inicio de vuelco
M. Flector (kg.cm)	750511	840960	940280	1044189	1718765
Distancia x (mm)	3260	3385	3385	3385	4650

Tabla 4.5 - Esfuerzos de flexión en los distintos estados de carga.

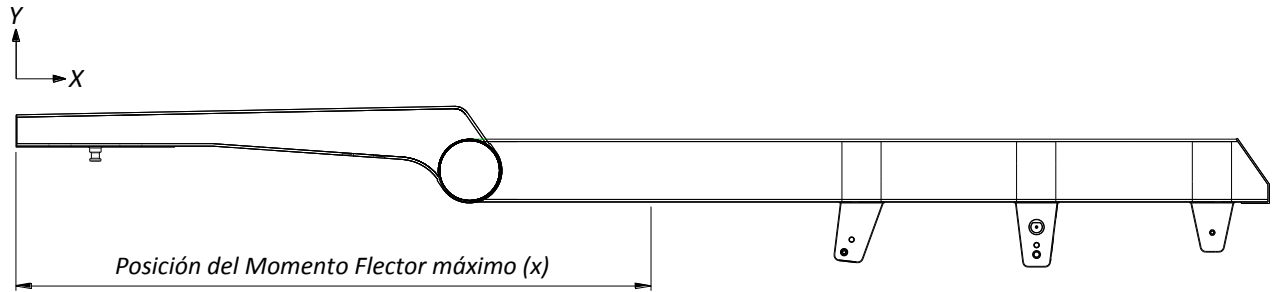


Fig. N° 4.20 - Posición del máximo momento flector en el chasis.

Como puede observarse, el máximo esfuerzo se alcanza en el inicio de elevación de la rampa. No obstante, para el dimensionamiento del chasis se utilizará el momento flector máximo alcanzado en el estado IV, dado que en el estado V, en la posición del máximo esfuerzo, el chasis cuenta con las placas de amarre de los cilindros telescópicos, las cuales aportan un momento de inercia importante a la sección.

Si en principio se utilizase el momento flector calculado en el estado V, el resultado del dimensionamiento sería exagerado para el resto de la viga, por lo que el procedimiento de cálculo será utilizar el máximo esfuerzo del estado IV con una posterior verificación para el caso particular del estado de carga V.

Para el cálculo, se utilizará un coeficiente de seguridad que maximiza en un 25% el momento flector debido a cuestiones que se omiten al hacer un cálculo estático, como efectos dinámicos, de torsión, etc.

$$M_{f(z)(Máximo)} = M_{f(z)(Estado IV)} \cdot N = 1044189 \text{ kg.cm} \cdot 1.25 = 1305236 \text{ kg.cm} \quad (4.32)$$

A partir de este valor, se dimensiona la viga principal del chasis. La sección se constituye con un perfil de tipo doble T con alas de planchuela de 5" (127 mm) de ancho y 5/8" (15,87 mm) de espesor, proporcionándole a la sección un muy buen momento de inercia con respecto al eje Z-Z. El alma se proyecta de chapa de 1/4" (6,35 mm) de espesor para vincular ambas alas sin aportar demasiado peso a la estructura. El material destinado para toda la sección será de acero Calidad F-36.

La selección de este acero se basó en las propiedades que posee, ya que permite una alta elasticidad y flexibilidad sin producir fisuras en la estructura. Sus propiedades mecánicas se muestran en la Tabla 4.6.

Material	Acero F-36
σ_f (Tensión de fluencia)	3600 kg/cm ²
σ_t (Tensión de rotura)	5200 kg/cm ²
E (Módulo de Young o de Elasticidad Longitudinal)	2100000 kg/cm ²
G (Módulo de Elasticidad Transversal)	815773 kg/cm ²
μ (Coeficiente de Poisson)	0,3
ρ (Densidad)	7829 kg/m ³

Tabla 4.6 - Propiedades mecánicas de acero Calidad F-36.

Se toma un coeficiente de Calculo N=2 para el dimensionamiento de las vigas principales, ya que otorga un alto grado de seguridad en el cálculo.

$$\sigma_{adm.} = \frac{\sigma_{fluencia}}{N} = \frac{3600 \text{ kg/cm}^2}{2} = 1800 \text{ kg/cm}^2 \quad (4.33)$$

Luego de cálculos preliminares, se concluyó que la altura óptima de la viga es de 400 mm. A continuación se verifica este valor, y para ello se calcula el momento de inercia de la sección mostrada en la Fig. N° 4.21.

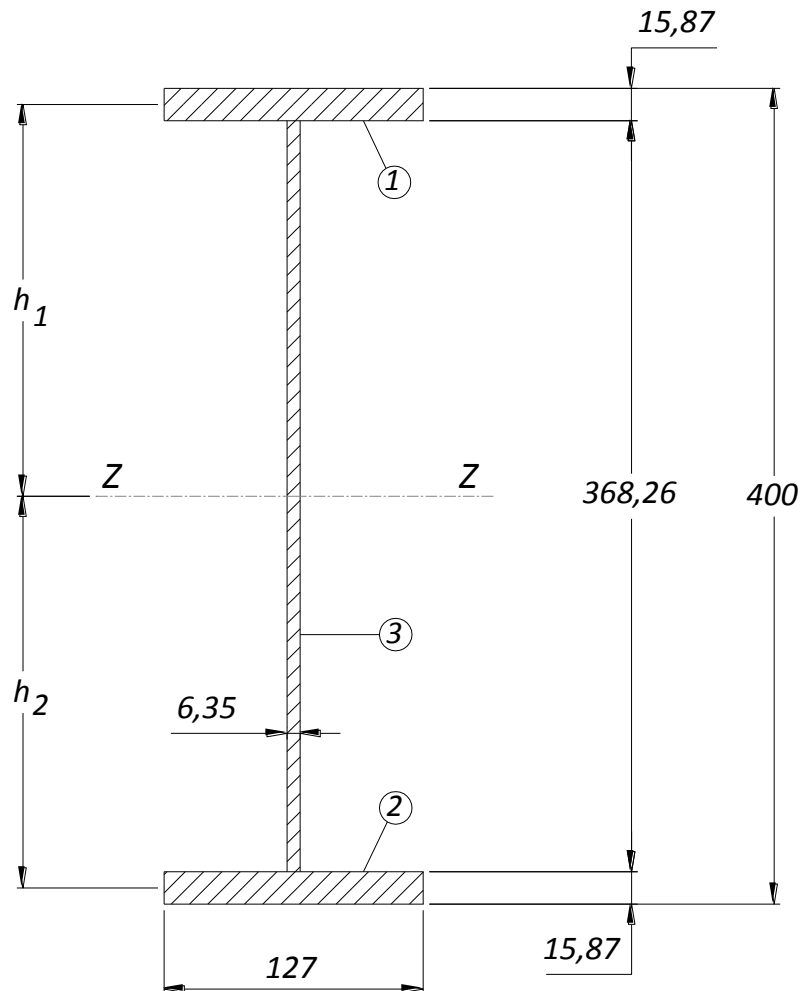


Fig. N° 4.21 - Sección de la viga principal del chasis.

Áreas parciales.

$$A_1 = A_2 = 12,7 \text{ cm} \cdot 1,587 \text{ cm} = 20,15 \text{ cm}^2 \quad (4.34)$$

$$A_3 = 0,635 \text{ cm} \cdot 36,826 \text{ cm} = 23,38 \text{ cm}^2 \quad (4.35)$$

Distancia al eje baricéntrico X-X.

$$h_1 = h_2 = 20 \text{ cm} - \frac{1,587 \text{ cm}}{2} = 19,2 \text{ cm} \quad (4.36)$$

Momentos de inercia de áreas parciales.

$$I_1 = I_2 = \frac{b \cdot h^3}{12} = \frac{12,7 \text{ cm} \cdot (1,587 \text{ cm})^3}{12} = 4,23 \text{ cm}^4 \quad (4.37)$$

$$I_3 = \frac{b \cdot h^3}{12} = \frac{0.635 \text{ cm} \cdot (36,826 \text{ cm})^3}{12} = 2642,7 \text{ cm}^4 \quad (4.38)$$

Aplicando el teorema de Steiner se obtendrá el momento de inercia de la sección.

$$I_{Z-Z} = \sum I_{x_i-x_i} + \sum A_i \cdot h_i^2 \quad (4.39)$$

$$I_{Z-Z} = I_1 + I_2 + I_3 + A_1 \cdot (h_1)^2 + A_2 \cdot (h_2)^2 \quad (4.40)$$

$$I_{Z-Z} = 2 \cdot (4,23 \text{ cm}^4) + 2642,7 \text{ cm}^4 + 2 \cdot (20,15 \text{ cm}^2 \cdot (19,2 \text{ cm})^2) = 17521 \text{ cm}^4 \quad (4.41)$$

Para conseguir la tensión de trabajo se aplica la ley de Navier:

$$\sigma_{(x)} = \frac{M_{f(z)} \cdot y}{I_{Z-Z}} \quad (4.42)$$

Dónde:

- M_f = momento flector en la sección en cuestión.
- y = distancia a la fibra más alejada del centro de gravedad respecto al eje x.
- I_{Z-Z} = momento de inercia de la sección respecto al eje Z-Z

$$\sigma_{(x)} = \frac{1305236 \text{ kg} \cdot \text{cm} \cdot 20 \text{ cm}}{17521 \text{ cm}^4} = 1490 \text{ kg/cm}^2 \rightarrow \text{Veficiga} \quad (4.43)$$

Ahora, solo queda verificar la viga en la posición $x = 4650 \text{ mm}$ (ver Fig. N° 4.20), ya que en esa posición en el estado de carga V, existe un momento flector importante de $1718765 \text{ kg} \cdot \text{cm}$ (ver Tabla 4.5). Como se explicó anteriormente, ese momento flector es generado por la fuerza que los cilindros hidráulicos realizan para poder levantar la rampa, motivo por el cual este esfuerzo no será corregido por ningún coeficiente de seguridad ya que cuando esta fuerza actúe el semirremolque se encontrará detenido.

En la zona de la viga en cuestión, ésta se ve reforzada por las placas de amarre de los cilindros hidráulicos que levantan la rampa, por lo que es necesario recalcular el momento de inercia de la sección.

Con los fines de simplificar el cálculo, se supondrá que estas placas solo alcanzan el ala inferior de la viga doble T tal como se muestra en la Fig. N° 4.22. Si bien en la realidad estas placas aportan un momento de inercia mucho mayor al calculado, se decidió omitirlas y obtener mayor seguridad desde el punto de vista del cálculo.

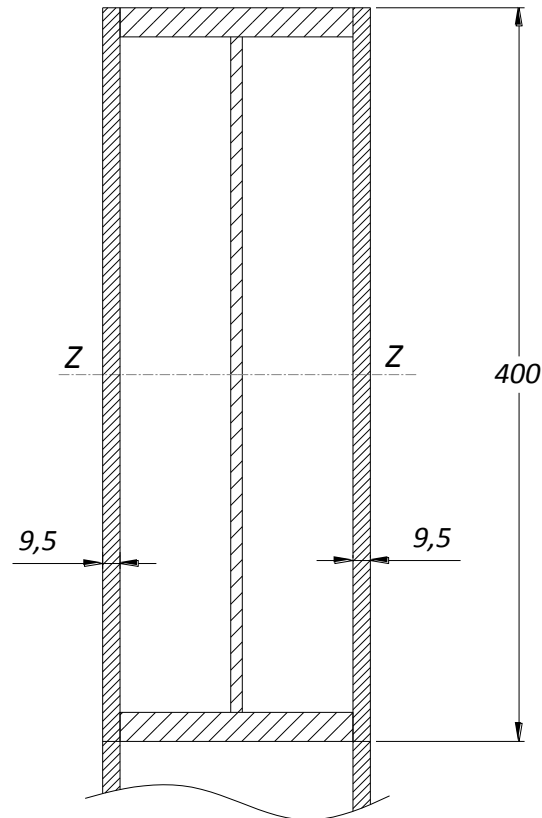


Fig. N° 4.22 - Sección de viga principal del chasis en zona de cilindro hidráulico.

Momento de inercia de las placas laterales

$$I_{placa} = \frac{b \cdot h^3}{12} = \frac{0,95 \text{ cm} \cdot (40 \text{ cm})^3}{12} = 5066 \text{ cm}^4 \quad (4.44)$$

Dado que los centros de gravedad de las placas coinciden con el eje X-X del perfil doble T, para hallar el momento de Inercia de la sección de la Fig. N° 4.22, solo hay que sumar el momento de inercia de la sección doble T calculado en la ecuación (4.41) con el momento de inercia de las placas calculados en la ecuación (4.44) sin necesidad de aplicar el teorema de Steiner. Por lo que resulta:

$$I_{Z-Z} = 17521 \text{ cm}^4 + 5066 \text{ cm}^4 + 5066 \text{ cm}^4 = 27653 \text{ cm}^4 \quad (4.45)$$

Para conseguir la tensión de trabajo se aplica la ley de Navier expuesta en la ecuación (4.42):

$$\sigma_{(x)} = \frac{1718765 \text{ kg} \cdot \text{cm} \cdot 20 \text{ cm}}{27653 \text{ cm}^4} = 1243 \text{ kg/cm}^2 \rightarrow \text{Verifica} \quad (4.46)$$

La viga propuesta para esta posición puntual funciona perfectamente. Solo resta verificar zonas aledañas a este punto, donde podrían ya no existir las placas de amarre de los cilindros y el momento flector podría ser aún demasiado importante, según puede observarse en el diagrama de momento flector del estado de carga V de la

Fig. N° 4.19. Tal verificación, se realizará con el método de elementos finitos con el Simulación de Solidworks en la sección 4.2.1

4.1.6.2. Vigas del cuello.

En la Tabla 4.7 se muestra un resumen de los esfuerzos de flexión a los que se encuentra sometido el cuello del semirremolque (previamente calculados en la sección 4.1.5) en las secciones donde se ubican los travesaños, tal como se muestra en la Fig. N° 4.23. .

Estados de carga	Momentos Flectores (Kg.cm)				
	A	B	C	D	E
Estado I	12275	112882	438375	643542	733379
Estado II	0	135622	4922318	718492	919851
Estado III	0	135622	536676	792013	911014
Estado IV	0	136132	575221	867472	1006052
Estado V	0	93217	408085	708453	988105

Tabla 4.7 - Momentos flectores en las vigas del cuello.

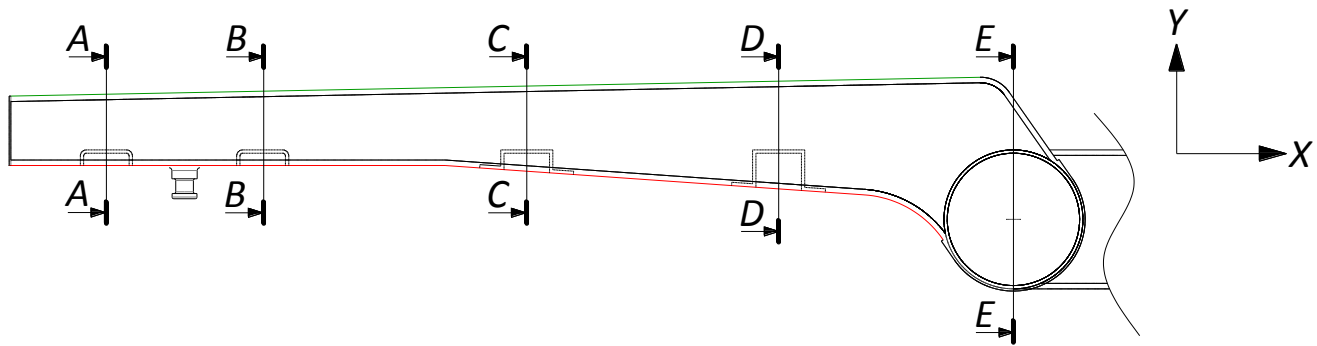


Fig. N° 4.23 - Secciones del cuello del chasis.

Como pauta, se establece diseñar ambas vigas del cuello con secciones variables a lo largo de toda su longitud, a los fines de eliminar peso en las secciones de menor sollicitación. La sección variable de las vigas quedará determinada de la siguiente manera:

- El perfil inferior de la viga indicado en color rojo en la Fig. N° 4.23, se extrae de la norma internacional ISO 1726 [5], la cual establece la posición de la quinta rueda y las necesidades de espacio para maniobrar cualquier tracto camión con cualquier semirremolque, como se indicó en la sección 2.7
- El perfil superior quedará definido linealmente luego de dimensionar las secciones B y D indicadas en la Fig. N° 4.23.

Se establece que la calidad del material a utilizar será F-36 (Cuyas propiedades mecánicas se muestran en la Tabla 4.6). Las secciones A-A, B-B, C-C, Y D-D que conforman la viga variable serán del tipo doble T, construidas por alas de planchuelas de 5" (127mm) de ancho por 5/8" (15,87 mm) de espesor vinculadas por un alma de chapa de 1/4" de espesor, como se indica en la figura Fig. N° 4.24 .

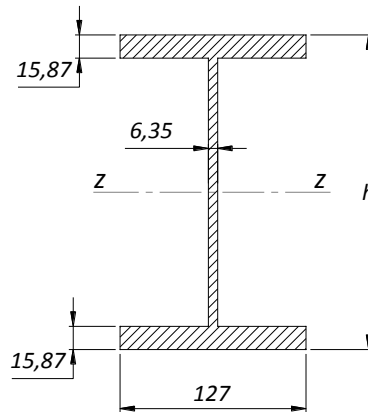


Fig. N° 4.24 - Secciones A-A, B-B, C-C y D-D del cuello del chasis.

La sección E-E es más compleja ya que está definida por el tubo que vincula el cuello con la viga principal del chasis, la planchuela del ala superior, y un refuerzo en la pared inferior del tubo. Su forma se muestra en la Fig. N° 4.25.

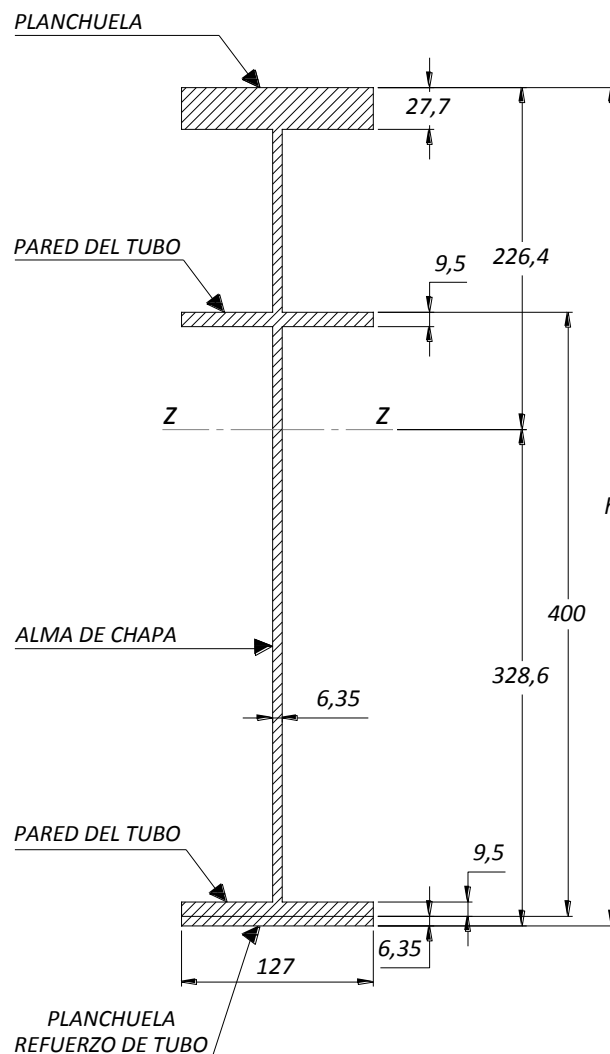


Fig. N° 4.25 - Sección E-E del cuello del chasis.

Mediante cálculos preliminares se determinaron las alturas de las secciones B y D y consecuentemente las alturas de las secciones A, C Y E. En la Tabla 4.8 se muestran los valores dichas alturas, con sus respectivos momentos de inercia determinados por un software de cálculo.

Sección	Altura de la viga h (cm)	Momento de inercia (cm ⁴)
Sección A	20,5	3888
Sección B	21,5	4330
Sección C	24,5	5812
Sección D	31	9867
Sección E	55,5	45356

Tabla 4.8 – Momentos de Inercia de las secciones del cuello.

Al igual que en el cálculo de las vigas principales del chasis, se utilizará un coeficiente de seguridad que maximiza en un 25% el momento flector debido a cuestiones que se omiten al hacer un cálculo estático, como efectos dinámicos, de torsión, etc.

A continuación se aplica la ley de Navier (Ecuación (4.42)) en todas las secciones en cuestión con el fin de garantizar que las mismas cuenten con el momento de inercia suficiente para que las tensiones de trabajo no excedan la admisible mostrada en la ecuación (4.33). Como puede observarse en la Tabla 4.7, el estado de carga que mayor sollicitación genera en la viga es el IV, por lo que sus momentos flectores son los utilizados en la siguiente verificación. La verificación en la sección A-A se omite ya que su sollicitación es demasiado baja.

- ✓ Verificación de sección B-B.

$$M_{f(z)}(\text{Máximo B-B}) = M_{f(z)}(\text{Estado IV B-B}) \cdot N = 136132 \text{ kg} \cdot \text{cm} \cdot 1.25 = 170165 \text{ kg} \cdot \text{cm} \quad (4.47)$$

$$\sigma_{(x)} = \frac{170165 \text{ kg} \cdot \text{cm} \cdot 10,75 \text{ cm}}{4330 \text{ cm}^4} = 423 \text{ kg/cm}^2 \rightarrow \text{Veficica} \quad (4.48)$$

- ✓ Verificación en la sección C-C.

$$M_{f(z)}(\text{Máximo C-C}) = M_{f(z)}(\text{Estado IV C-C}) \cdot N = 575221 \text{ kg} \cdot \text{cm} \cdot 1.25 = 719026,25 \text{ kg} \cdot \text{cm} \quad (4.49)$$

$$\sigma_{(x)} = \frac{719026,25 \text{ kg} \cdot \text{cm} \cdot 12,25 \text{ cm}}{5812 \text{ cm}^4} = 1500 \text{ kg/cm}^2 \rightarrow \text{Veficica} \quad (4.50)$$

- ✓ Verificación en la sección D-D.

$$M_{f(z)}(\text{Máximo D-D}) = M_{f(z)}(\text{Estado IV D-D}) \cdot N = 867472 \text{ kg} \cdot \text{cm} \cdot 1.25 = 1084340 \text{ kg} \cdot \text{cm} \quad (4.51)$$

$$\sigma_{(x)} = \frac{1084340 \text{ kg.cm} \cdot 15,5 \text{ cm}}{9867 \text{ cm}^4} = 1703 \text{ kg/cm}^2 \rightarrow \text{Veficica} \quad (4.52)$$

✓ Verificación en la sección E-E.

$$M_{f(z)(\text{Máximo E-E})} = M_{f(z)(\text{Estado IV E-E})} \cdot N = 1006052 \text{ kg.cm} \cdot 1.25 = 1257565 \text{ kg.cm} \quad (4.53)$$

$$\sigma_{(x)} = \frac{1257565 \text{ kg.cm} \cdot 32,86 \text{ cm}}{45356 \text{ cm}^4} = 911 \text{ kg/cm}^2 \rightarrow \text{Veficica} \quad (4.54)$$

Como se puede observar, en las secciones que se verificaron las tensiones de trabajo siempre se encuentran por debajo de la admisible. No obstante, tal como se mencionó anteriormente, es necesario realizar una verificación del diseño con el método de elementos finitos por medio de Solidworks, ya que la viga es de sección variable y los esfuerzos y los momentos de inercia varían en cada punto a lo largo de la misma. Dicha verificación se realiza en la sección 4.2.1.

4.1.6.3. Travesaños del cuello.

En la figura Fig. N° 4.26 se muestran los travesaños del cuello del semirremolque que deben ser dimensionados.

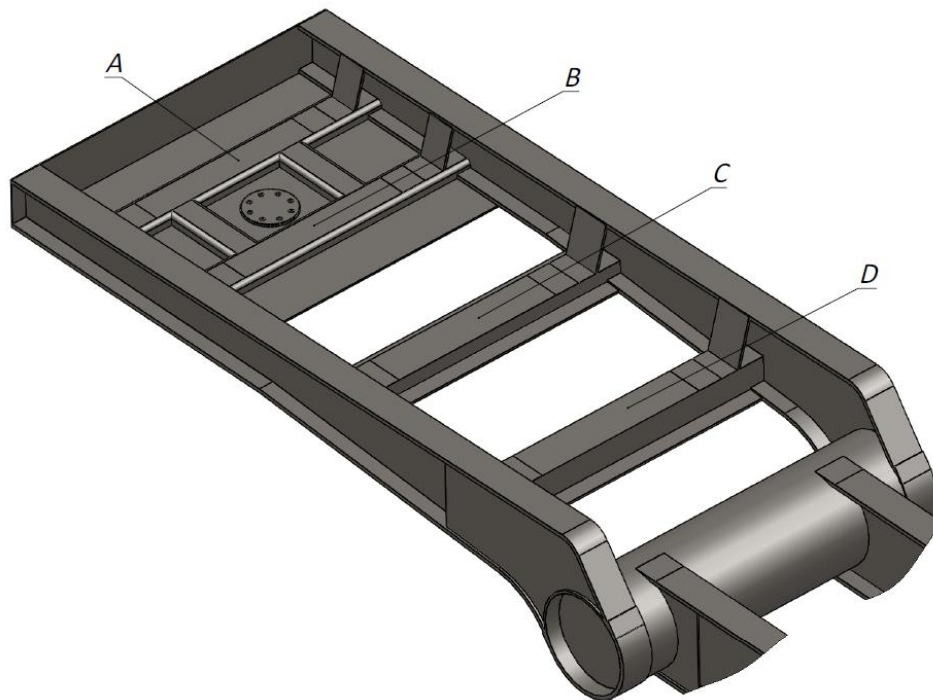


Fig. N° 4.26 - Travesaños del cuello del chasis.

Cuando el equipo se encuentre cargado, la rampa del equipo será la encargada de transmitir el peso a los travesaños del cuello. Como puede observarse en la figura Fig. N° 4.4, las cargas actúan de manera puntual sobre los extremos de cada uno de los travesaños.

En la Tabla 4.9 se muestra un resumen de las fuerzas aplicadas a los travesaños del cuello para cada uno de los estados de carga, calculadas en la sección 4.1.5.

Estados de carga	Fuerzas Aplicadas (kg)			
	A	B	C	D
Estado I	535	1256	1425	1472
Estado II	8	1317	1544	1590
Estado III	0	737	1721	1727
Estado IV	0	267	1714	1943

Tabla 4.9 - Fuerzas aplicadas en travesaños del cuello.

Calculo de los travesaños A y B.

Para el dimensionamiento de éstos travesaños se analizarán dos situaciones:

1. Semirremolque cargado y en reposo, sin estar acoplado a la unidad tractora
2. Semirremolque cargado y en reposo o movimiento rectilíneo uniforme acoplado a la unidad tractora.

Se comenzará con la verificación de la primera situación (Semirremolque cargado y en reposo, sin estar acoplado a la unidad tractora). Dado que por una cuestión de diseño ambos travesaños deben ser iguales, se considerarán las cargas del travesaño B en el estado de carga II de la Tabla 4.9, por lo que el travesaño A quedará sobredimensionado. En la Fig. N° 4.27 se muestra el estado de carga en cuestión, con sus respectivos esfuerzos.

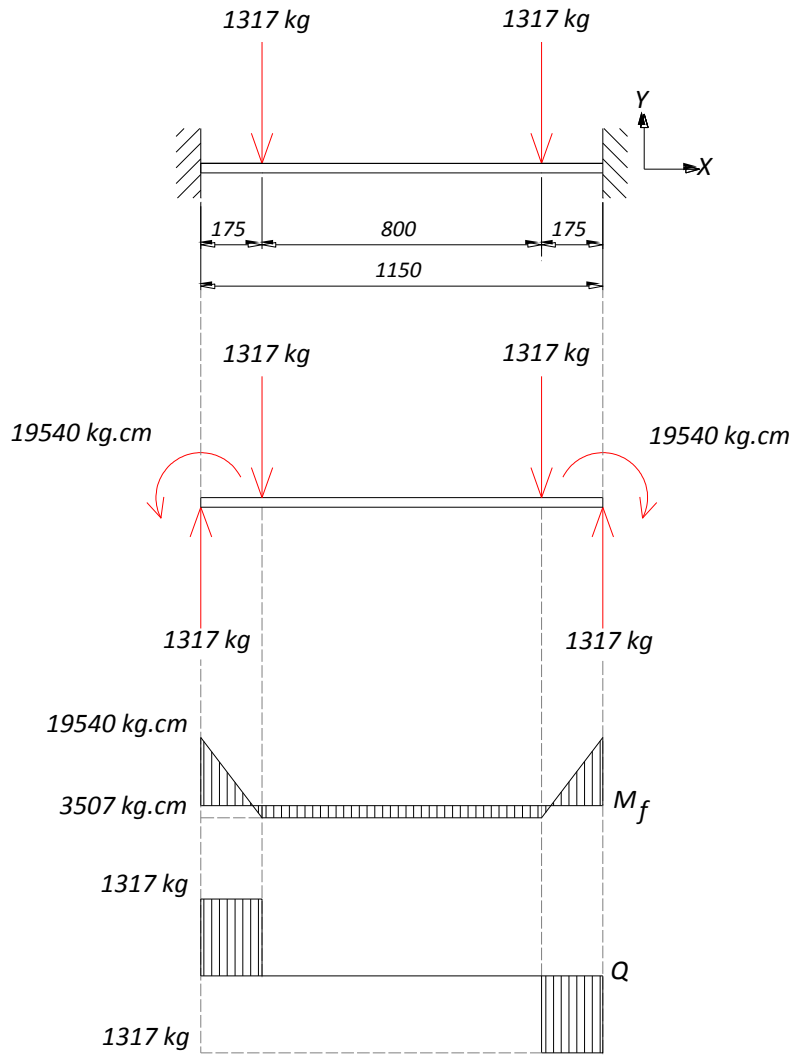


Fig. N° 4.27 - Diagrama de esfuerzos de los travesaños A y B del cuello del chasis. (Situación 1).

Si se dimensionara el travesaño con acero F-36, el mismo debería tener una altura de sección lo suficientemente grande para alcanzar un momento de inercia que permita no superar el límite admisible de tensión del material. Dado que la altura que se dispone para diseñar el travesaño se encuentra limitada, se acude a un acero micro aleado de mejores propiedades mecánicas denominado MLC-420, el cual permitirá dimensionar una sección de pequeña altura sin que las tensiones de trabajo a las que se someta superen su límite admisible. En la Tabla 4.10 se muestran las propiedades mecánicas del acero en cuestión.

Material	MLC 420
σ_f Tensión de fluencia	4283-5506 kg/cm ²
σ_r Tensión de rotura	4895-6425 kg/cm ²
E (Módulo de Young o de Elasticidad longitudinal)	2100000 kg/cm ²
G (Módulo de elasticidad transversal)	815773 kg/cm ²
μ (Coeficiente de Poisson)	0,3
ρ (Densidad)	7829 kg/m ³

Tabla 4.10- Propiedades mecánicas del acero MLC 420.

Se toma un coeficiente de cálculo $N=2$ para el dimensionamiento del travesaño, ya que otorga un alto grado de seguridad, por lo que la tensión admisible resulta:

$$\sigma_{adm.} = \frac{\sigma_{fluencia.}}{N} = \frac{4283 \text{ kg/cm}^2}{2} = 2142 \text{ kg/cm}^2 \quad (4.55)$$

Aplicando la ecuación de Navier, se procede a calcular el módulo resistente necesario en función de la tensión admisible del acero MLC 420 y el momento flector máximo.

$$\sigma_{(x)} = \frac{M_{f(z)}}{W_{Z-Z}} \rightarrow W_{Z-Z} = \frac{M_{f(z)}}{\sigma_{(x)}} = \frac{19540 \text{ kg.cm}}{2142 \text{ kg/cm}^2} = 9,12 \text{ cm}^3 \quad (4.56)$$

El perfil propuesto para lograr el módulo resistente necesario es el que se muestra en la Fig. N° 4.28. El mismo está formado por un plegado tipo "C" construido con chapa de 3/8" (9,5 mm) de espesor, vinculada en su parte inferior a una chapa del mismo espesor, utilizada además como superficie de apoyo del semirremolque sobre el plato. El Momento de Inercia de dicha sección es de 317 cm^4 , y teniendo en cuenta que la fibra más alejada del eje X-X se encuentra a 3,9 cm, el módulo resistente resulta:

$$W_{Z-Z} = \frac{I_{Z-Z}}{y} = \frac{317 \text{ cm}^4}{3,9 \text{ cm}} = 81,3 \text{ cm}^3 \quad (4.57)$$

Por lo que el coeficiente de seguridad resultante será de:

$$N = \frac{W_{Z-Z(Seccion)}}{W_{Z-Z(Requerido)}} = \frac{81,3 \text{ cm}^3}{9,12 \text{ cm}^3} = 8,9 \rightarrow \text{Verifica} \quad (4.58)$$

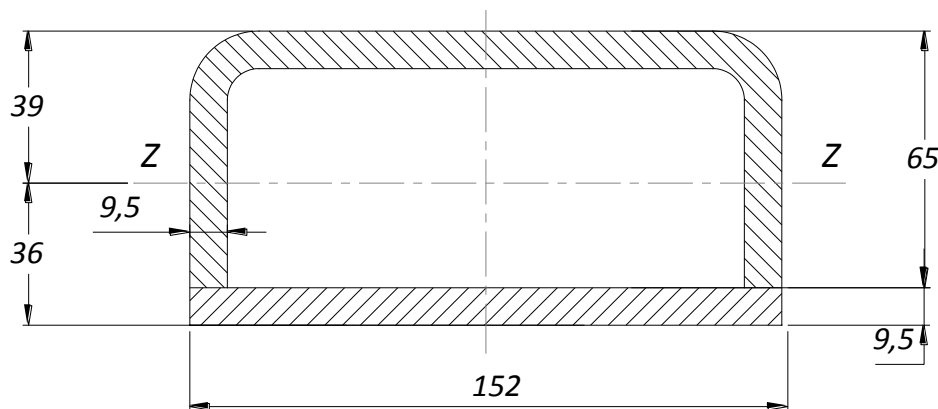


Fig. N° 4.28 - Sección del travesaño A y B del cuello del chasis.

Por otra parte se procede a la verificación de la segunda situación (semirremolque cargado y en reposo o movimiento rectilíneo uniforme acoplado a la unidad tractora). En este caso, sobre el plato de la quinta rueda existirá una reacción máxima de 12000 kg según lo calculado en la ecuación (4.2) de la sección 4.1.1.

Dado que el plato de acople del semirremolque tiene 960 mm de ancho, se estima una carga de 6000 kg por travesaño de manera uniformemente distribuida.

En la Fig. N° 4.29 se muestra el estado de carga en cuestión, con sus respectivos esfuerzos.

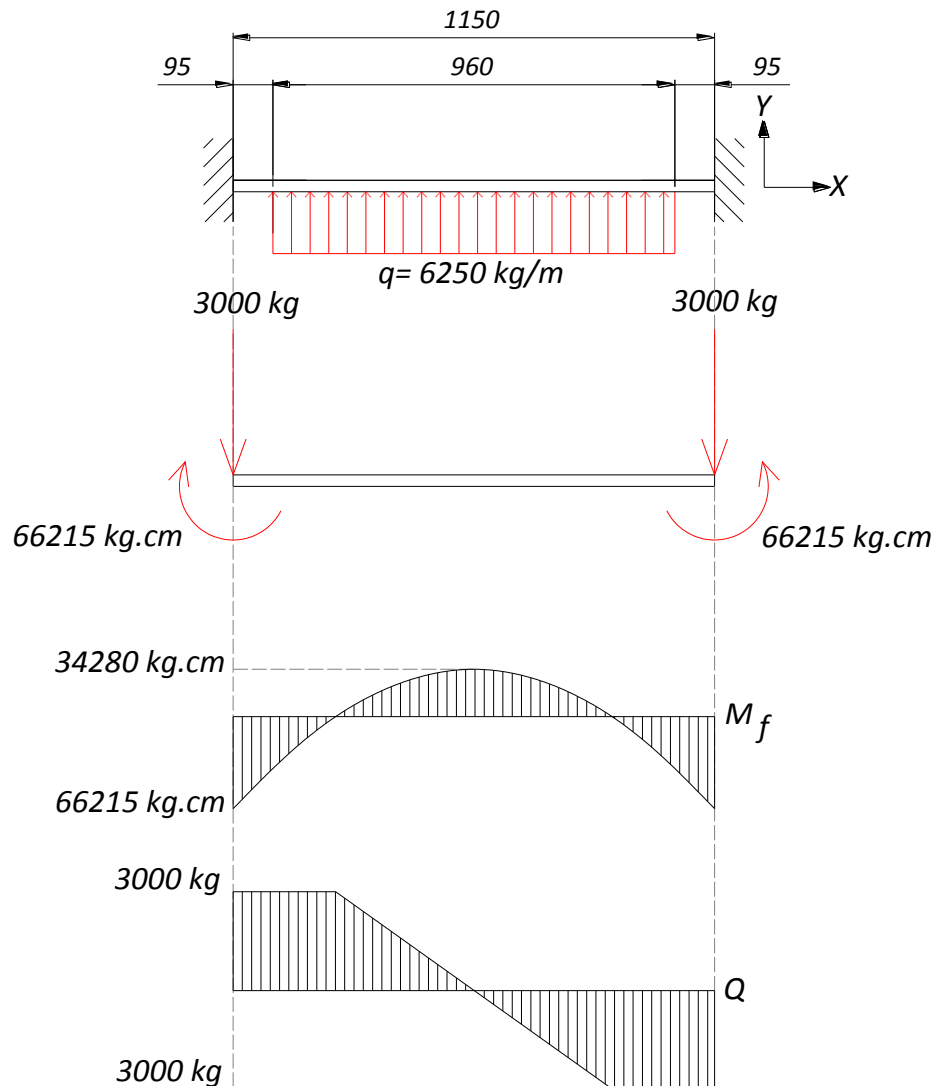


Fig. N° 4.29 - Diagrama de esfuerzos de los travesaños A y B del cuello del chasis. (Situación 2).

Aplicando la ecuación de Navier, se procede a calcular el módulo resistente necesario en función de la tensión admisible del acero MLC 420 y el momento flector máximo.

$$\sigma_{(x)} = \frac{M_{f(z)}}{W_{Z-Z}} \rightarrow W_{Z-Z} = \frac{M_{f(z)}}{\sigma_{(x)}} = \frac{66215 \text{ kg.cm}}{2142 \text{ kg/cm}^2} = 30,9 \text{ cm}^3 \quad (4.59)$$

Por lo que el coeficiente de seguridad resultante será de:

$$N = \frac{W_{Z-Z(\text{Sección})}}{W_{Z-Z(\text{Requerido})}} = \frac{81,3 \text{ cm}^3}{30,9 \text{ cm}^3} = 2,6 \rightarrow \text{Verifica} \quad (4.60)$$

Hasta aquí se ha verificado que las secciones funcionan correctamente no superando los valores de tensiones admisibles del material. Dados que los coeficientes de seguridad son bastante elevados, se puede suponer que las deformaciones no serán importantes. No obstante, en la sección 4.2.1 se realizarán las

verificaciones correspondientes mediante el Simulation de SolidWorks. En dicha sección se verificarán los travesaños en cuestión sometido también a fuerzas dinámicas.

Cálculo del travesaño C.

Como puede observarse en la Tabla 4.9, la mayor carga aplicada en el travesaño C es 1721 kg en el estado de carga III. En la Fig. N° 4.30 se muestra el diagrama de cuerpo libre y los esfuerzos que solicitan al travesaño a partir de dicha carga.

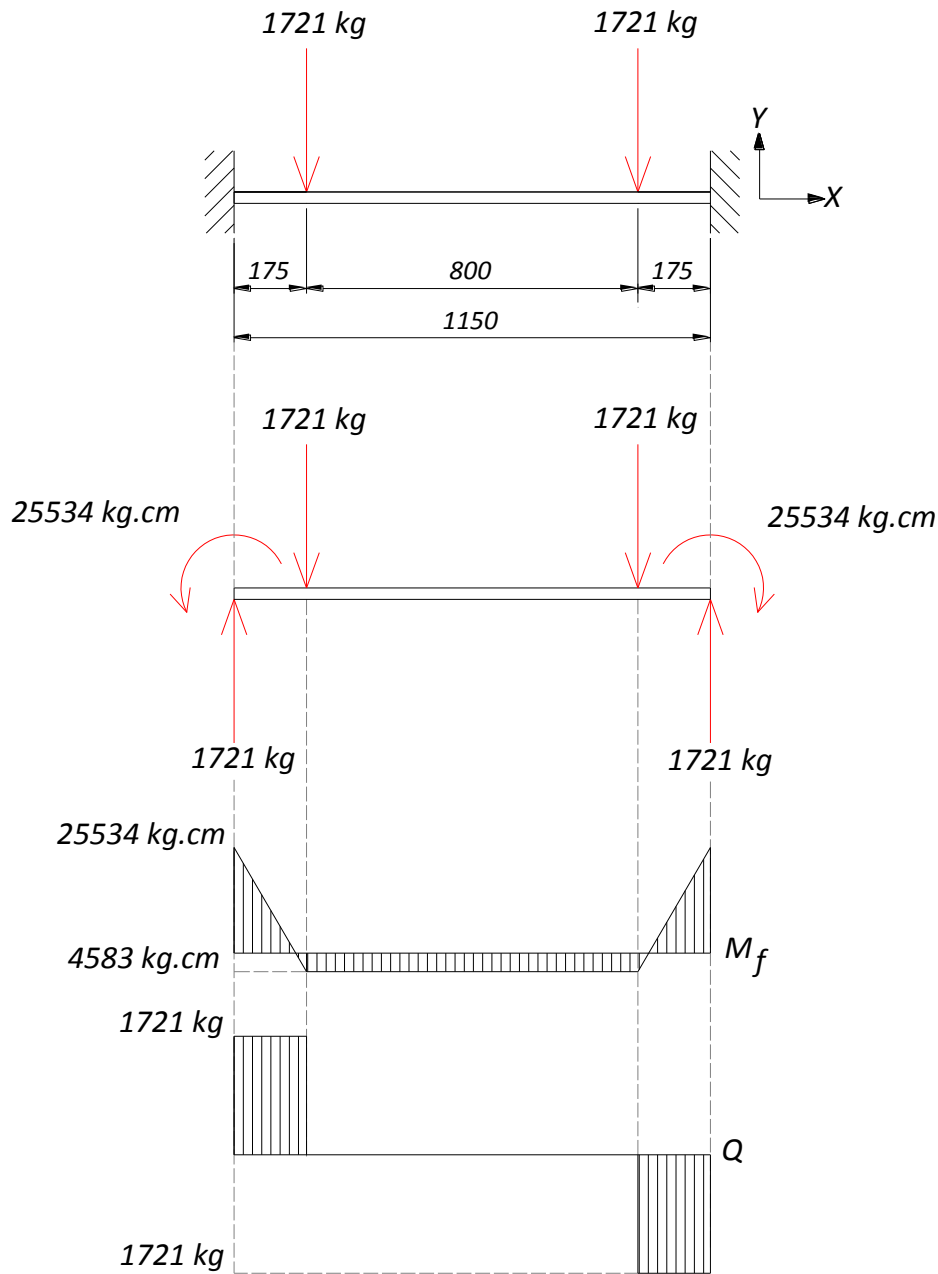


Fig. N° 4.30 - Diagrama de esfuerzos en el travesaño C del cuello del chasis.

En La Fig. N° 4.31 se muestra la sección del travesaño C, la cual se define entre el acotado espacio que existe entre la superficie de apoyo de la rampa y el perfil inferior del cuello. La sección dispone de dos alas cuya

inclinación de las mismas copia la forma del cuello del semirremolque. El objeto de estas alas es proporcionar mayor momento de Inercia en armonía con el diseño.

Los momentos de inercia principales de dicha sección son: $I_{z-z} = 270 \text{ cm}^4$ y $I_{y-y} = 1475 \text{ cm}^4$

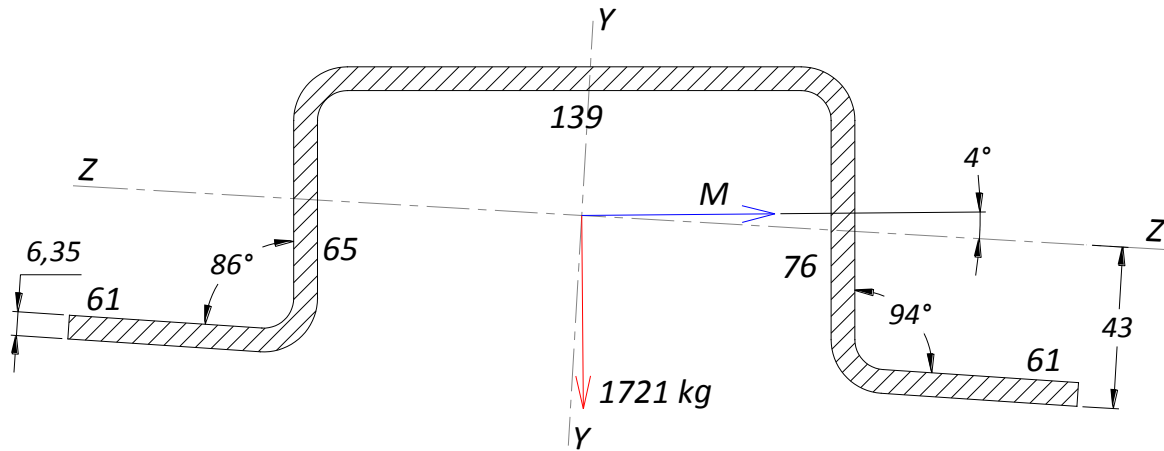


Fig. N° 4.31 - Sección de travesaño C del cuello del chasis.

Como puede apreciarse en la Fig. N° 4.31, el plano de carga no coincide con ninguno de los ejes principales de inercia de la sección, por lo que en rigor no estamos en presencia de una flexión simple y simétrica sino frente a una situación de flexión simple disimétrica u oblicua.

Debido a que la carga esta 4° desfasada del eje principal de inercia Y-Y, el vector momento flector también lo está, por lo que tiene componentes en ambos ejes principales de inercia. Estos son:

$$M_{Z-Z} = M \cdot \cos 4^\circ = 25534 \text{ kg.cm} \cdot \cos 4^\circ = 25471 \text{ kg.cm} \tag{4.61}$$

$$M_{Y-Y} = M \cdot \sin 4^\circ = 25534 \text{ kg.cm} \cdot \sin 4^\circ = 1781 \text{ kg.cm} \tag{4.62}$$

Si se plantea la ecuación de Navier para el caso de flexión disimétrica y se hace cero el valor de tensión, es posible hallar la ecuación de eje neutro.

$$\frac{M_{f(z)} \cdot y}{I_{z-z}} + \frac{M_{f(y)} \cdot z}{I_{y-y}} = 0 \tag{4.63}$$

De donde se deduce:

$$y = -\frac{M_{f(y)}}{M_{f(z)}} \cdot \frac{I_{z-z}}{I_{y-y}} \cdot z = \frac{1781 \text{ kg.cm}}{25471 \text{ kg.cm}} \cdot \frac{270 \text{ cm}^4}{1475 \text{ cm}^4} \cdot z = -0.012 \cdot z \tag{4.64}$$

Por lo que el ángulo del eje neutro con respecto al eje es:

$$y = -0,012 \cdot z \rightarrow \alpha = \tan^{-1} -0.012 = 0.73^\circ \tag{4.65}$$

Esto nos hace llegar a la conclusión de que es innecesario calcular la viga como una flexión disimétrica, dado que el grado de oblicuidad del plano de cargas es prácticamente despreciable. Más aun, cuando la menor componente de momento flector solicita la viga con respecto al eje de mayor momento de inercia.

Aplicando la ecuación de Navier (4.42) para flexión simétrica resulta:

$$\sigma_{trabajo} = \frac{M_{f(z)} \cdot y}{I_{z-z}} = \frac{25471 \text{ kg. cm.} \cdot 4,3 \text{ cm}}{270 \text{ cm}^4} = 405 \text{ kg/cm}^2 \quad (4.66)$$

Este valor de tensión hace posible construir el travesaño con acero calidad comercial, cuyas propiedades mecánicas se muestran en la Tabla 4.11:

Material	SAE 1010
σ_f (Tensión de fluencia)	1835 kg/cm ²
σ_t (Tensión de rotura)	3263 kg/cm ²
E (Módulo de Young o de Elasticidad Longitudinal)	2100000 kg/cm ²
G (Módulo de Elasticidad Transversal)	815773 kg/cm ²
μ (Coeficiente de Poisson)	0,3
ρ (Densidad)	7829 kg/m ³

Tabla 4.11 - Propiedades mecánicas del acero Calidad Comercial.

Comparando la tensión de trabajo resultante con respecto a la tensión de fluencia del material indicado en la Tabla 4.11 el coeficiente de seguridad resultante resulta:

$$\sigma_{trabajo} = \frac{\sigma_{fluencia}}{N} \rightarrow N = \frac{\sigma_{fluencia}}{\sigma_{trabajo}} = \frac{1835 \text{ kg/cm}^2}{405 \text{ kg/cm}^2} = 4.53 \rightarrow \text{Verifica} \quad (4.67)$$

Cálculo del travesaño D

Como puede observarse en la Tabla 4.9, la mayor carga aplicada en el travesaño D es 1943 kg en el estado de carga IV. En la Fig. N° 4.32 se muestra el diagrama de cuerpo libre y los esfuerzos que solicitan al travesaño a partir de dicha carga.

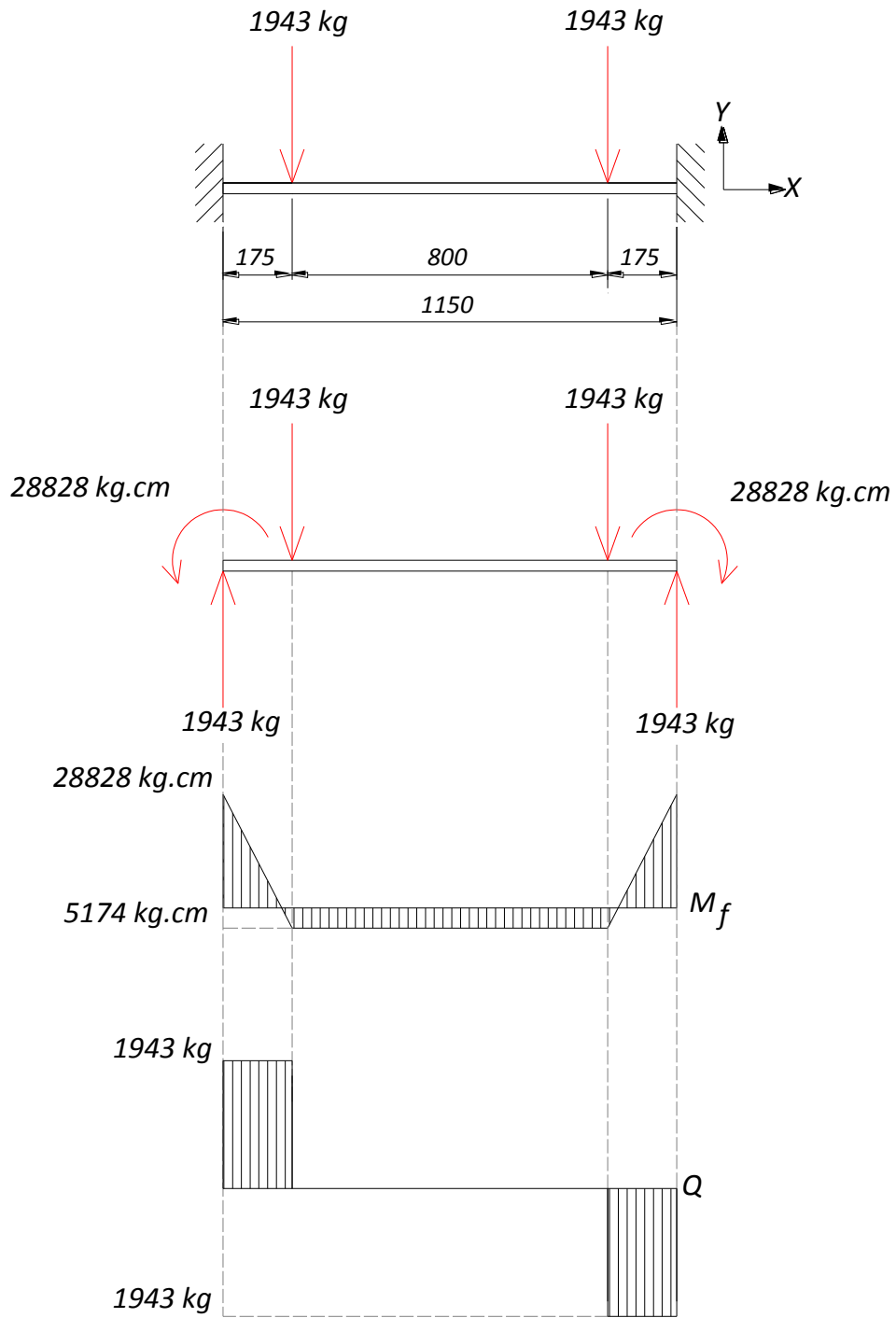


Fig. N° 4.32 - Diagrama de esfuerzos del travesaño D del cuello del chasis.

El perfil del travesaño D mostrado en la Fig. N° 4.33 es de similares características que el perfil del travesaño C, solo que difiere en su altura, dado que su cara superior sirve de apoyo a la rampa y las alas inferiores alcanzan la viga principal, de manera análoga al travesaño C. Los momentos de inercia principales de dicha sección son: $I_{z-z} = 844 \text{ cm}^4$ y $I_{y-y} = 1812 \text{ cm}^4$

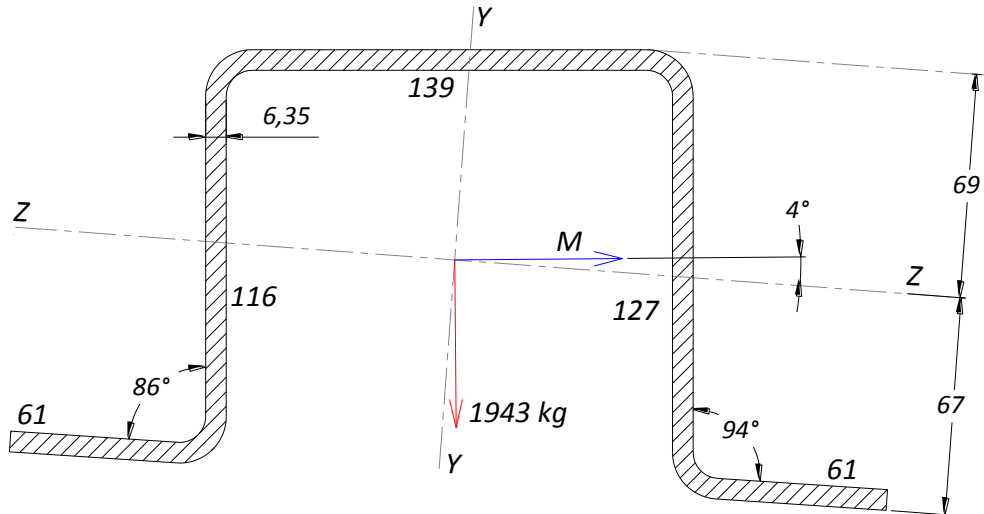


Fig. N° 4.33 - Sección del travesaño D del cuello del chasis.

Como puede apreciarse en la Fig. N° 4.33 el plano de carga no coincide con ninguno de los ejes principales de inercia de la sección, por lo que dicho estado de carga debería ser tratado como una flexión simple disimétrica u oblicua, pero como se demostró anteriormente en el cálculo del travesaño C, es totalmente innecesario calcular la viga como una flexión disimétrica, dado que el grado de oblicuidad del plano de cargas es muy pequeño para ser considerado como tal.

Por lo dicho, Aplicando la ecuación de Navier (4.42) para flexión simétrica resulta:

$$\sigma_{trabajo} = \frac{M_{f(z)} \cdot y}{I_{Z-Z}} = \frac{28828 \text{ kg.cm} \cdot 6,9 \text{ cm}}{844 \text{ cm}^4} = 235 \text{ kg/cm}^2 \tag{4.68}$$

Debido a que la tensión resultante es demasiado pequeña, se opta por acero comercial para su construcción, el mismo material utilizado para el travesaño C.

Teniendo en cuenta la fluencia del acero comercial establecida en la Tabla 4.11, se procede a calcular el coeficiente de seguridad resultante:

$$\sigma_{trabajo} = \frac{\sigma_{fluencia}}{N} \rightarrow N = \frac{\sigma_{fluencia}}{\sigma_{trabajo}} = \frac{1835 \text{ kg/cm}^2}{235 \text{ kg/cm}^2} = 7.8 \rightarrow \text{Verifica} \tag{4.69}$$

4.1.6.4. Tubo del cuello.

Como puede observarse en la Fig. N° 4.34, el cuello del chasis se encuentra vinculado a las vigas principales por medio de un tubo. El mismo se encuentra sometido a un esfuerzo de torsión puro, ya que en la sección A-A se encuentra contenida una cupla torsora causante de tensiones tangenciales. El valor máximo de dicho par es idéntico al valor máximo de momento flector calculado en la sección 4.1.5.4 perteneciente a la zona del tubo. Dicho esfuerzo será incrementado un 25% debido a omisión de diversos factores, tales como efectos dinámicos.

$$M_{t_{m\acute{a}x}} = M_t \cdot 1,25 = 1006052 \text{ kg.cm} \cdot 1,25 = 1257565 \text{ kg.cm} \tag{4.70}$$

Por cuestiones de diseño, el diámetro exterior del tubo será igual a la altura de las vigas principales(16”), Tal como se muestra en la Fig. N° 4.34, por lo que el dimensionamiento de la sección se reduce a calcular un espesor de pared capaz de lograr tensiones de trabajo inferiores a la tensión admisible al corte.

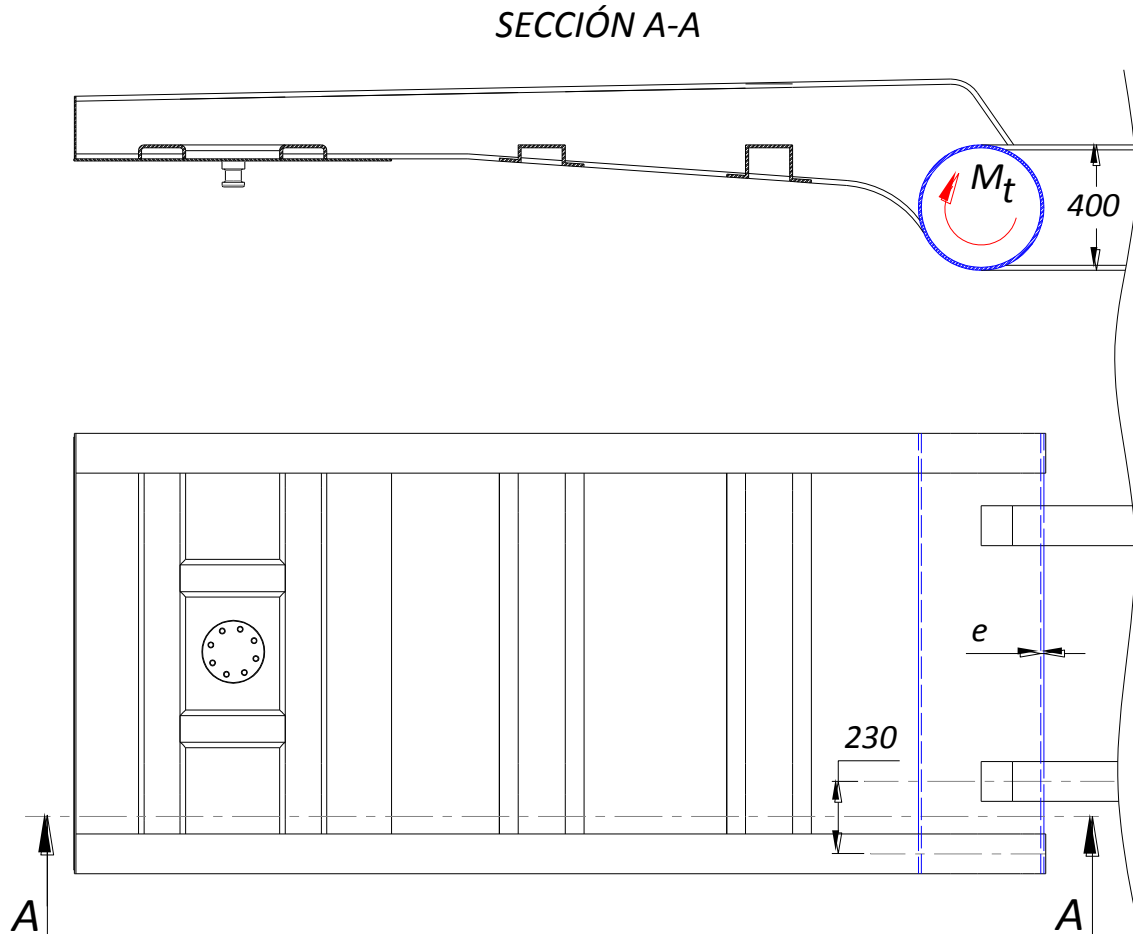


Fig. N° 4.34 - Tubo vinculación del cuello del chasis con vigas principales.

Dada la importancia que el tubo posee en la estructura, El tubo a utilizar es un ASTM A53 de diámetro nominal 16” Acero Grado B con costura (Proceso ERW). La propiedades mecánicas de dicho tubo se muestran en la Tabla 4.12

Tubo ASTM A53	Acero Grado B
Tensión de fluencia	2447 kg/cm ²
Tensión de rotura	4232 kg/cm ²
E (Módulo de Young o de Elasticidad longitudinal)	2100000 kg/cm ²
G (Módulo de elasticidad transversal)	815773 kg/cm ²
μ (Coeficiente de Poisson)	0,3
ρ (Densidad))	7829 kg/m ³

Tabla 4.12- Propiedades mecánicas del tubo ASTM A53.

Teniendo en cuenta que la tensión de fluencia para el acero en cortante es de 0,6 veces la tensión de fluencia en tracción resulta:

$$\tau_{fluencia} = \sigma_{Fluencia\ traccion} \cdot 0,6 = 2447 \text{ kg/cm}^2 \cdot 0,6 = 1468 \text{ kg/cm}^2 \quad (4.71)$$

La tensión de fluencia al corte será influenciada por un coeficiente de seguridad N=2, obteniéndose el valor de tensión admisible:

$$\tau_{adm} = \frac{\tau_{fluencia}}{N} = \frac{1468 \text{ kg/cm}^2}{2} = 734 \text{ kg/cm}^2 \quad (4.72)$$

Mediante la ecuación (4.73), análoga a la ecuación utilizada para flexión simple, se calcula el momento polar de inercia que someterá al tubo al valor de tensión admisible.

$$\tau_{adm.} = \frac{M_t \cdot R}{J_G} \quad (4.73)$$

Dónde:

- $\tau_{adm.}$ = tensión máxima de corte
- R = distancia de la fibra más alejada (radio del tubo)
- J_G = Momento Polar de Inercia

$$J_G = \frac{M_t \cdot R}{\tau_{adm}} = \frac{1257565 \text{ kg.cm} \cdot 20 \text{ cm}}{734 \text{ kg/cm}^2} = 34266 \text{ cm}^4 \quad (4.74)$$

Obtenido el momento polar de inercia, a partir de la ecuación (4.75) se procede a calcular el diámetro interior del tubo:

$$J_G = \frac{\pi}{32} (\phi_e^4 - \phi_i^4) \rightarrow \text{se despeja diametro int.} \quad (4.75)$$

$$\phi_i = \sqrt[4]{-\frac{J_G \cdot 32}{\pi} + \phi_e^4} = \sqrt[4]{-\frac{34266 \text{ cm}^4 \cdot 32}{\pi} + (40 \text{ cm})^4} = 38.56 \text{ cm} \quad (4.76)$$

A partir del diámetro interior del tubo, se calcula el espesor:

$$\phi_i = \phi_e - 2 \cdot e \rightarrow e = \frac{\phi_i - \phi_e}{-2} = \frac{38,56 \text{ cm} - 40 \text{ cm}}{-2} = 0,72 \text{ cm} \quad (4.77)$$

Según el espesor calculado en la ecuación (4.77), el tubo como mínimo debe tener un espesor de 7.2 mm, por lo que se opta por utilizar un SCHEDULE 30 cuyo espesor de pared es de 3/8" (9,52 mm).

Por último, se procede a calcular el ángulo específico de torsión en función de los datos ya conocidos, ya que, si bien se verificó que no se sobrepasa la tensión admisible del material, puede ocurrir que la diferencia angular que hay entre la primera sección y la última (comprendida entre el alma de la viga principal y el alma

del cuello) sea notable, de modo que el tubo pueda funcionar como un resorte longitudinal, lo cual es inadmisibile.

$$\theta = \frac{M_t}{J_G \cdot G} = \frac{1257565 \text{ kg} \cdot \text{cm}}{34266 \text{ cm}^4 \cdot 815773 \text{ Kg/cm}^2} = 0.0000449 \frac{\text{rad}}{\text{cm}} \quad (4.78)$$

Teniendo en cuenta la distancia entre sección del tubo (Fig. N° 4.34), la deformación angular entre ellas resulta:

$$\theta_{\text{entre secciones}} = 0.0000449 \frac{\text{rad}}{\text{cm}} \cdot 23 \text{ cm} = 0.00103 \text{ rad} = 0.06^\circ \rightarrow \text{Verifica} \quad (4.79)$$

4.1.7. Dimensionamiento del perno de cilindros de elevación rampa. (Lado vástago).

Mediante la ecuación (4.23) se estableció la fuerza necesaria para iniciar el levante de la rampa cuando el equipo se encuentra cargado en su máxima capacidad. Dicha carga, será de 19400 kg. cuando el levante sea inminente e irá disminuyendo conforme el ángulo de elevación aumente.

Se asume que el coeficiente de seguridad con que se dimensionará el perno será de N=2, y que se utilizará como material acero SAE 4140 bonificado, cuyas propiedades mecánicas se representan a continuación en la siguiente tabla.

Material	SAE 4140
σ_f (Tensión de fluencia)	6000/ 7400 kg/cm ²
σ_t (Tensión de rotura)	9500/10500 kg/cm ²
E (Módulo de Young o de Elasticidad Longitudinal)	2100000 kg/cm ²
G (Módulo de Elasticidad Transversal)	815773 kg/cm ²
μ (Coeficiente de Poisson)	0,3
ρ (Densidad)	7829 kg/m ³

Tabla 4.13 - Propiedades mecánicas del acero SAE 4140 bonificado.

En la Fig. N° 4.35 se muestra el modelo físico del perno que fija a los cilindros de elevación de la rampa del lado del vástago, y en la Fig. N° 4.36 el diagrama de cuerpo libre junto a los esfuerzos característicos que solicitan al perno. Teniendo en cuenta que la fuerza ejercida por el cilindro es 19400 kg. y se transmite a lo largo de todo el ancho del buje de anclaje, para el cálculo se considera una carga “q” uniformemente distribuida cuyo valor es 19400kg /14 cm = 1385 kg/cm.

A partir de esto, se procede a calcular el máximo momento al que será sometido el perno, donde

- Reacción de empotramiento: $R_e = 19400 \text{ kg}$
- Momento de empotramiento $M_e = 19400 \text{ kg} \cdot 7 \text{ cm} = 135800 \text{ kg} \cdot \text{cm}$
- Sección $0 \leq x \leq 14 \text{ cm}$

$$M_f = M_e - R_e \cdot x + q \cdot \frac{x^2}{2}$$

$$\text{Para } x = 0 \text{ cm} \rightarrow M_f = M_e = 135800 \text{ kg} \cdot \text{cm}$$

$$\text{Para } x = 14 \text{ cm} \rightarrow M_f = 0$$

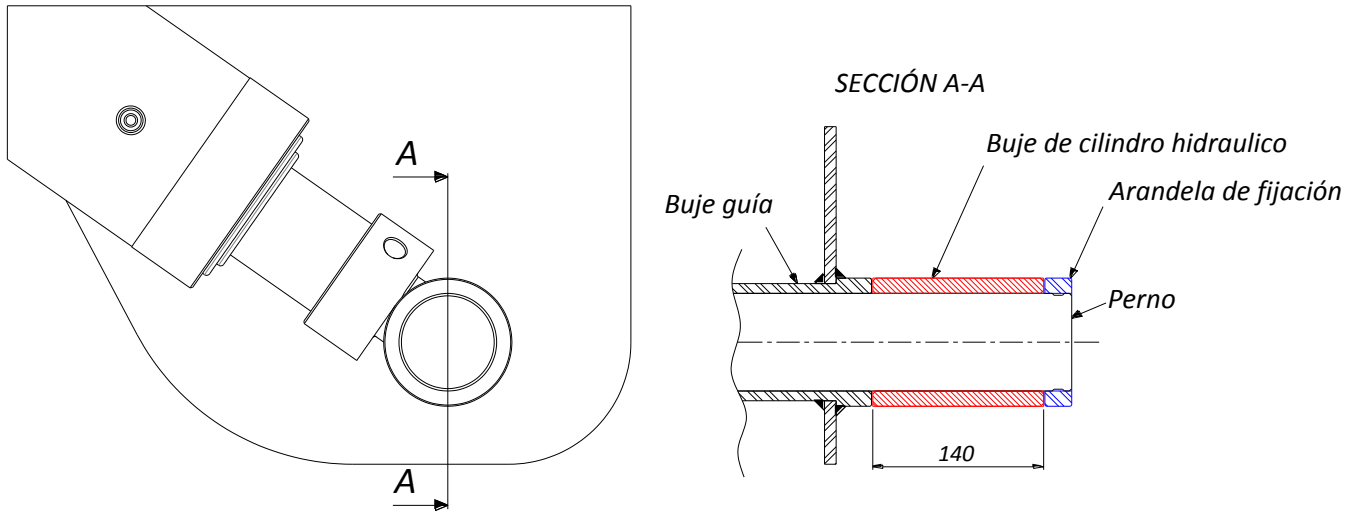


Fig. N° 4.35 - Modelo físico del perno de cilindro de elevación de la rampa. (Lado vástago).

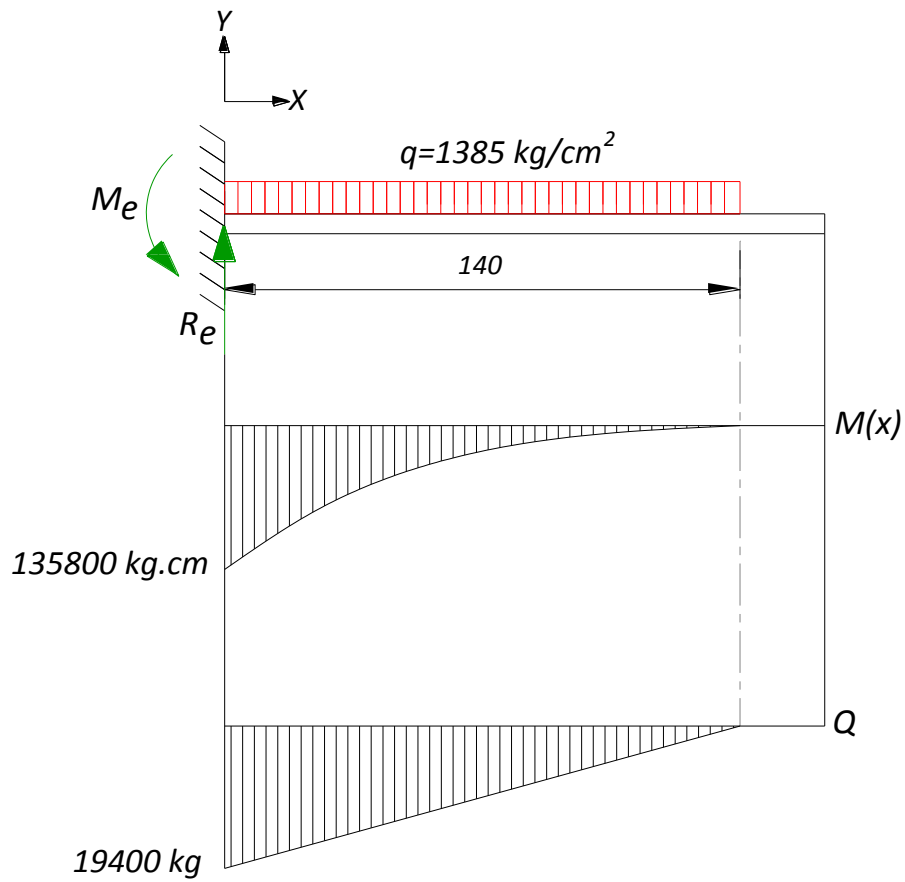


Fig. N° 4.36 - Diagrama de cuerpo libre y esfuerzos del perno de elevación de la rampa. (Lado vástago).

A continuación, se procede a dimensionar el perno mediante la ecuación de Navier. En ella, el módulo resistente de la sección circular se reemplaza en función del diámetro de la sección para poder ser calculado en función de la tensión admisible del material y el momento flector máximo.

$$\emptyset_{perno} = \sqrt[3]{\frac{M_{f(z)} \cdot 32}{\pi \cdot \sigma_{(x)}}} = \sqrt[3]{\frac{(135800 \text{ kg.cm}) \cdot 32}{\pi \cdot 3000 \text{ kg/cm}^2}} = 7.7 \text{ cm} \cong 8 \text{ cm} \quad (4.80)$$

4.2. Verificación por SolidWorks Simulation.

Antes de presentar los resultados de las simulaciones sobre la estructura resulta adecuado explicar cómo funciona el software de cálculo. El Simulation de SolidWorks utiliza el método de elementos finitos (MEF) para resolver las simulaciones de estructuras discretas o reticulares y continuas.

✓ En una estructura discreta, la deformación viene definida por un número finito de parámetros (deformaciones y/o giros), que juntos conforman el vector de deformaciones. Este tipo de estructura tiene tantas formas de deformarse como términos tenga dicho vector.

✓ Un medio continuo tiene infinitas formas posibles de deformarse, independientes unas de otras, ya que cada punto puede desplazarse manteniendo fijos cualquier número finito de los puntos restantes, por grande que sea este último. Por lo tanto, la configuración deformada de la estructura no puede venir dada por un vector finito como el anterior, sino que es una función vectorial que indica cuáles son las deformaciones de cualquier punto. Esta función es la solución de la ecuación diferencial que gobierna el problema, y si éste está bien planteado, cumplirá las condiciones de contorno impuestas, pero en principio no puede asegurarse que esta función tenga una expresión analítica manejable, ni siquiera que pueda calcularse. Por lo tanto, la función vectorial no podrá conocerse en general. Por ello, estos análisis se llevan a cabo mediante uso de softwares que utilizan el Método de Elementos Finitos.

Para realizar la simulación de un modelo, el cual se encuentra sometido a cargas y restricciones, se subdivide en partes más pequeñas, conocidas como “elementos”, que representan el dominio continuo del problema. La división de la geometría en pequeños elementos resuelve un problema complejo, al subdividirlo en problemas más simples, lo que permite a la computadora hacer las tareas con eficiencia.

El método propone que un número infinito de variables desconocidas, sean sustituidas por un número limitado de elementos de comportamiento bien definido. Esas divisiones pueden tener diferentes formas, tales como triangular, cuadrangular, entre otros, dependiendo del tipo y tamaño del problema. Como el número de elementos es limitado, son llamados de “elementos finitos” (palabra que da nombre al método).

Los elementos finitos están conectados entre sí por puntos, que se llaman nodos o puntos nodales. Al conjunto de todos estos ítems (elementos y nodos) se lo denomina malla. Debido a las subdivisiones de la geometría, las ecuaciones matemáticas que rigen el comportamiento físico no se resolverán de una manera exacta, sino aproximada por este método numérico. La precisión de los Métodos de los Elementos Finitos depende de la cantidad de nodos y elementos, del tamaño y de los tipos de elementos de la malla. Por lo tanto, cuanto menor sea el tamaño y mayor el número de elementos en una malla, más precisos serán los resultados del análisis.

Para el cálculo de tensiones se utiliza se utiliza el criterio de Von Mises, también conocida como teoría de la energía de distorsión máxima; De todas las teorías referidas a materiales dúctiles, esta es la que mejor se aproxima a los resultados experimentales.

Dicha teoría se enuncia como:

“Se produce la falla en el estado tensional combinado, cuando la energía de distorsión (por unidad de volumen) alcanza el valor de la energía de distorsión (por unidad de volumen) en el momento de la falla en el ensayo de tracción, usando una probeta del mismo material” [16] (Véase pág.210)

La ecuación que rige dicha ley es la siguiente:

$$(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 \geq 2 \sigma_{fluencia}^2 \quad (4.81)$$

Donde el primer término de la (4.81) es la expresión de la energía de distorsión para el estado elástico triple, y el segundo término de la ecuación representa la energía de distorsión para el ensayo de tracción para el estado elástico simple.

De la ecuación (4.81) se deduce que la tensión de Von Mises es:

$$\sigma_{Von Mises} = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2}{2}} \quad (4.82)$$

Ésta tensión se evalúa en cada elemento del mallado, en la cual se produce la falla si:

$$\sigma_{Von Mises} \geq \sigma_{fluencia} \quad (4.83)$$

4.2.1. Simulación del chasis con SolidWorks Simulation.

El estudio del chasis se realiza mediante tres simulaciones diferentes. La primera con el chasis cargado con el contenedor de 20 pies (el estado de carga más desfavorable), el segundo cuando el levante de la rampa es inminente, y el tercero con la estructura que fija el perno rey en el cuello sometido fuerzas dinámicas.

4.2.1.1. Simulación de chasis cargado con contenedor de 20 pies.

En la Fig. N° 4.37 se muestran las cargas y los vínculos aplicados a la estructura del chasis. Las cargas son las empleadas en el cálculo analítico de la sección 4.1.5.4. En cuanto a los vínculos, al perno rey se aplicó una sujeción del tipo bisagra fija, y a las placas de las manotas se aplicaron vínculos elásticos, cuyos coeficientes de rigidez se calcularon en la sección 4.1.5. En la ecuación (4.18) de la sección indicada anteriormente se calcularon los coeficientes elásticos para las placas de las manotas delanteras y traseras, y en la ecuación (4.19) para las manotas centrales. Estos tipos de sujeciones permiten simular a la estructura bajo condiciones muy próximas a las reales.

En la Fig. N° 4.37 se muestran los vínculos y las cargas expuestas para éste estado de carga.

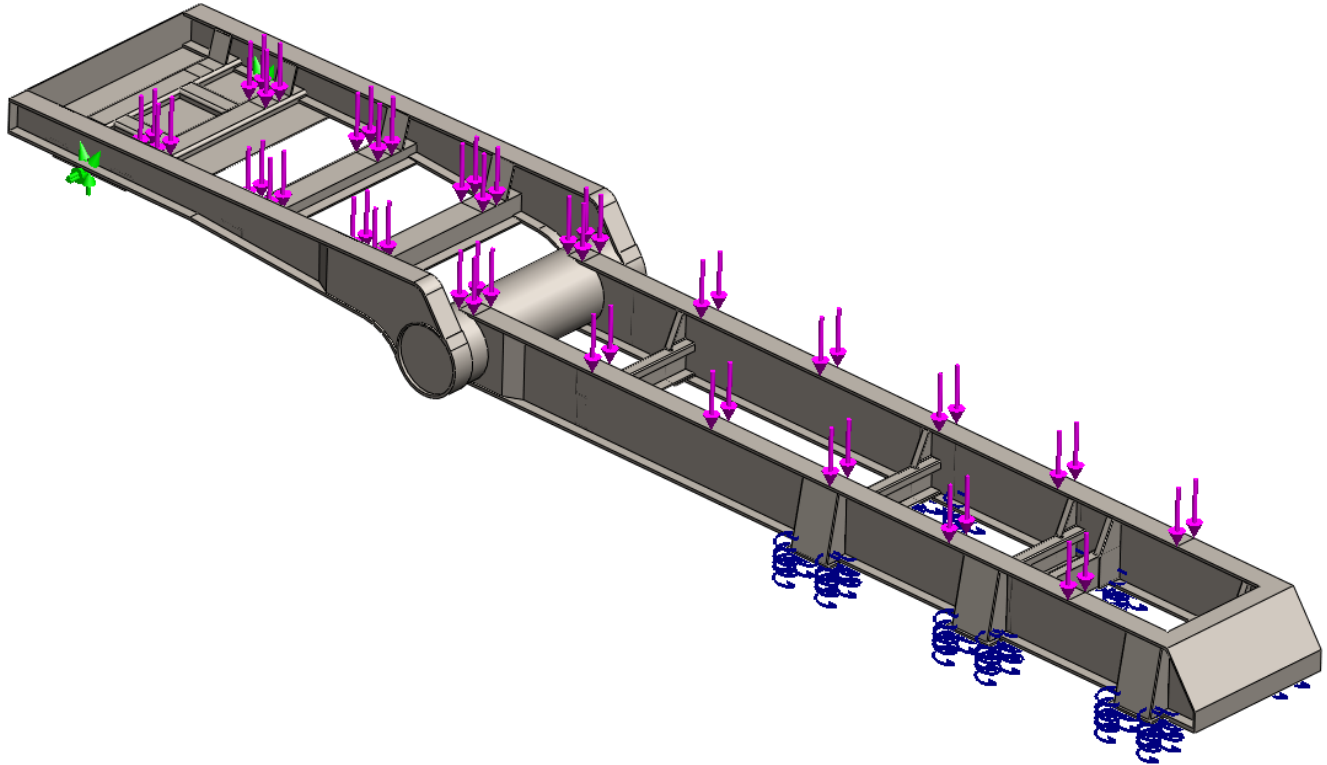


Fig. N° 4.37 - Cargas y vínculos del chasis con contenedor de 20 pies.

En la Fig. N° 4.38 se muestra la distribución de tensiones resultantes de la simulación. Como puede observarse el máximo valor de tensión mostrado es de 1707 kg/cm^2 , cuyo valor es muy próximo al calculado analíticamente en la viga del cuello en la ecuación (4.52), en la zona de los travesaños. En la zona de mayor tensión de las vigas principales se identifican tensiones que rondan los 1500 kg/cm^2 , valores muy cercanos también al calculado analíticamente en la ecuación (4.43).

En la Fig. N° 4.39 se muestra el gráfico de deflexiones de la estructura. Como era de esperarse, la deflexión máxima coincide prácticamente con el valor calculado en la 5.1.2 debido a la deflexión de las ballestas (Vínculo elástico). No obstante, en esta sección, lo que realmente se pretende analizar es la deformación estructural del chasis sin tener en cuenta lo mencionado anteriormente. Por este motivo se procede a reemplazar los vínculos elásticos de las manotas por vínculos de contacto deslizante. Ello restringirá la deflexión en sentido vertical y permitirá observarse la deformación real de la estructura del chasis. Tal deformación se muestra en la Fig. N° 4.40. Teniendo en cuenta que la estructura mide 8 metros de longitud, y la deformación admisible es 1 mm/metro , los resultados verifican dicha condición.

Cabe aclarar que la máxima deflexión se realiza en los travesaños de cuello. Haciendo un análisis de la Fig. N° 4.40, puede observarse que en la zona de anclaje de los travesaños la viga del cuello desciende en el orden de los 4 mm . El milímetro adicional mostrado en la escala se debe a la deformación propia del travesaño dado que en el mismo se aplican cargas directamente, logrando así un descenso total de 5 mm . Teniendo en cuenta que los travesaños miden $1,15 \text{ metros}$, y la deformación de los mismos es de 1 mm , los resultados verifican la condición de deformación admisible planteada anteriormente.

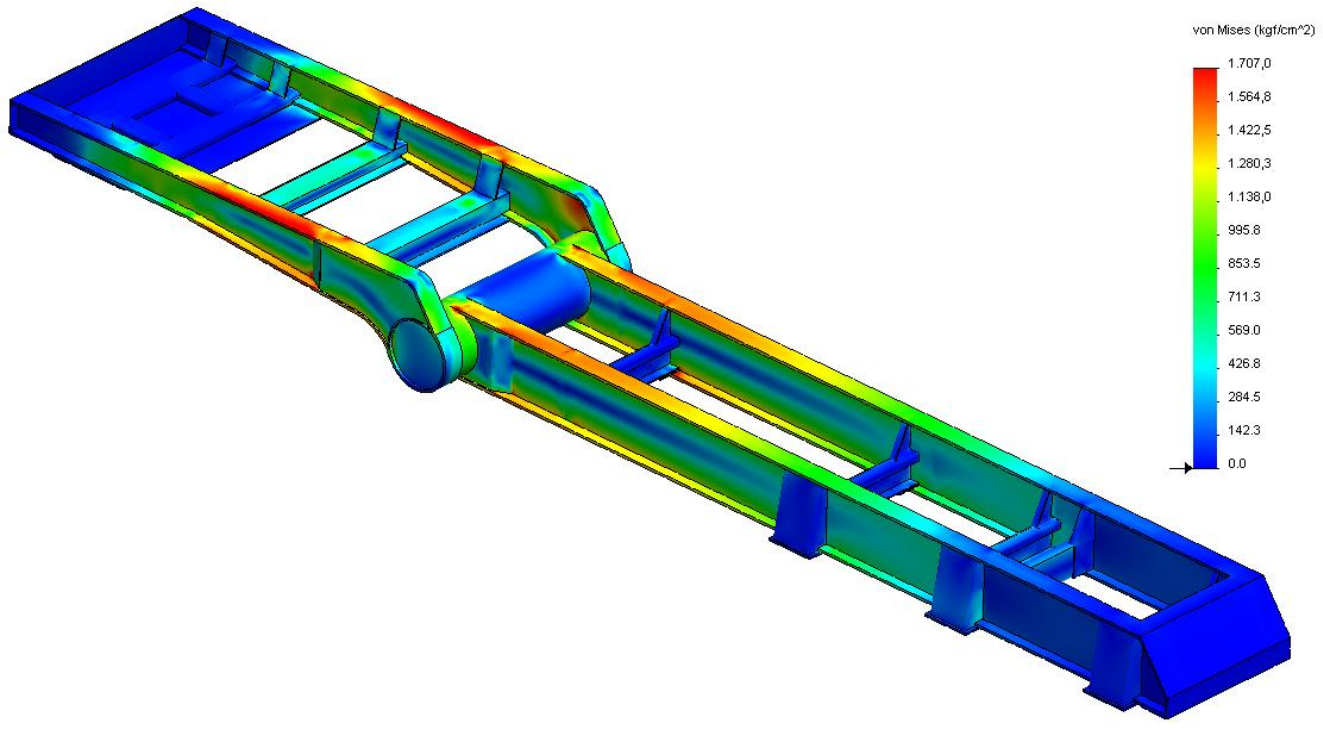


Fig. N° 4.38 - Distribución de tensiones del chasis cargado con contenedor de 20 pies.

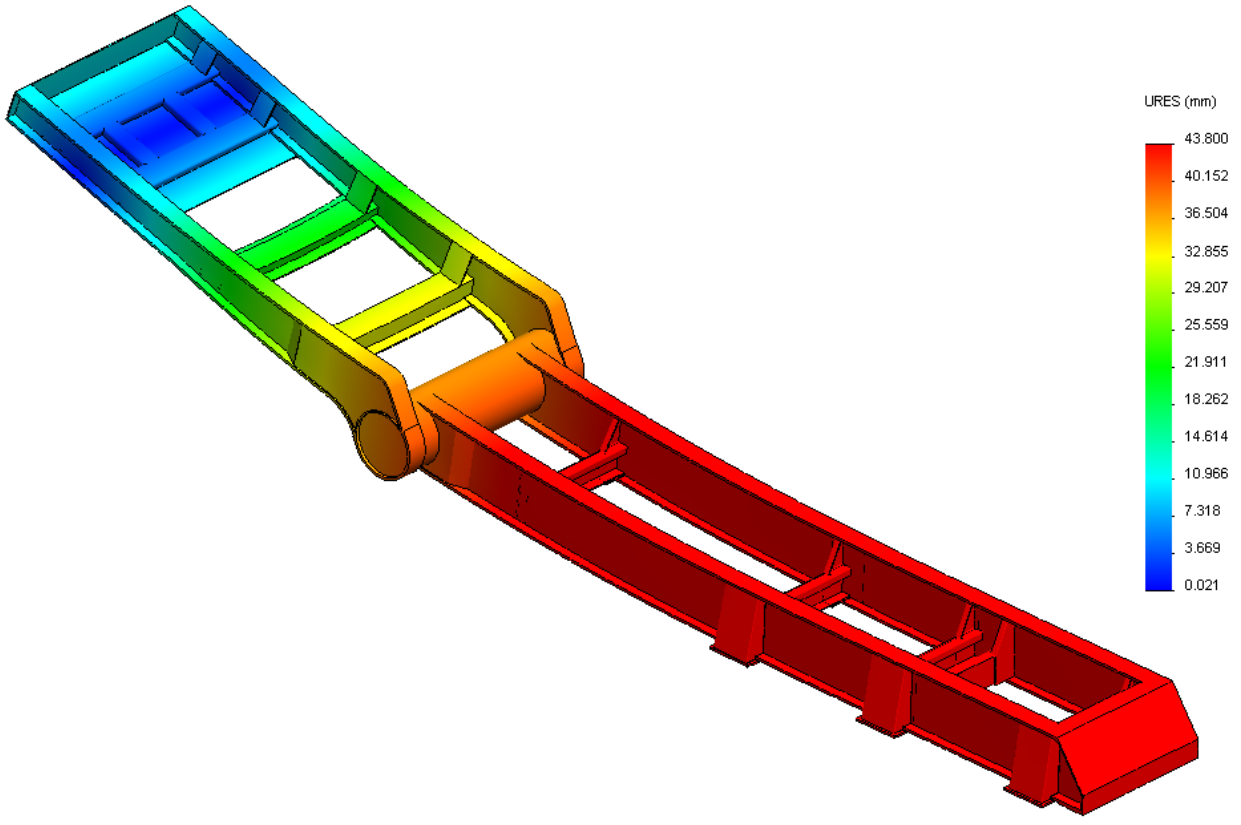


Fig. N° 4.39- Deflexión del chasis cargado con contenedor de 20 pies con vínculos elásticos.

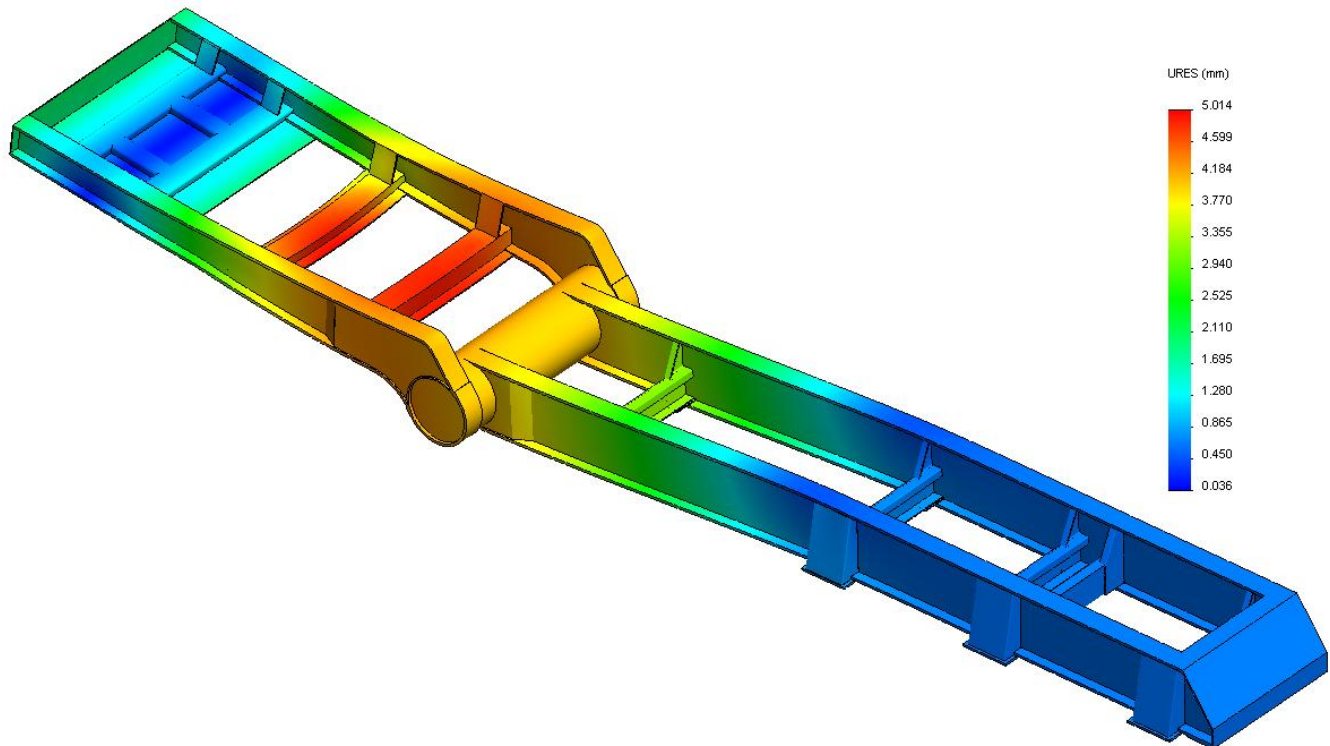


Fig. N° 4.40 - Deflexión del chasis cargado con contenedor de 20 pies con vínculos deslizantes.

4.2.1.2. Simulación del chasis en el instante de levante de rampa.

En la Fig. N° 4.41 Se muestran las cargas y los vínculos aplicados a la estructura del chasis. Las cargas son las empleadas en el cálculo analítico se la sección 4.1.5.5. En cuanto a los vínculos, al perno rey se aplicó una sujeción del tipo bisagra fija y a las placas de las manotas se aplicaron vínculos elásticos, cuyos coeficientes de rigidez se calcularon en la sección 4.1.5 en las ecuaciones (4.18) para las placas de manotas delanteras y traseras y (4.19) para las manotas centrales. Estos tipos de sujeciones permiten simular a la estructura bajo condiciones muy próximas a las reales.

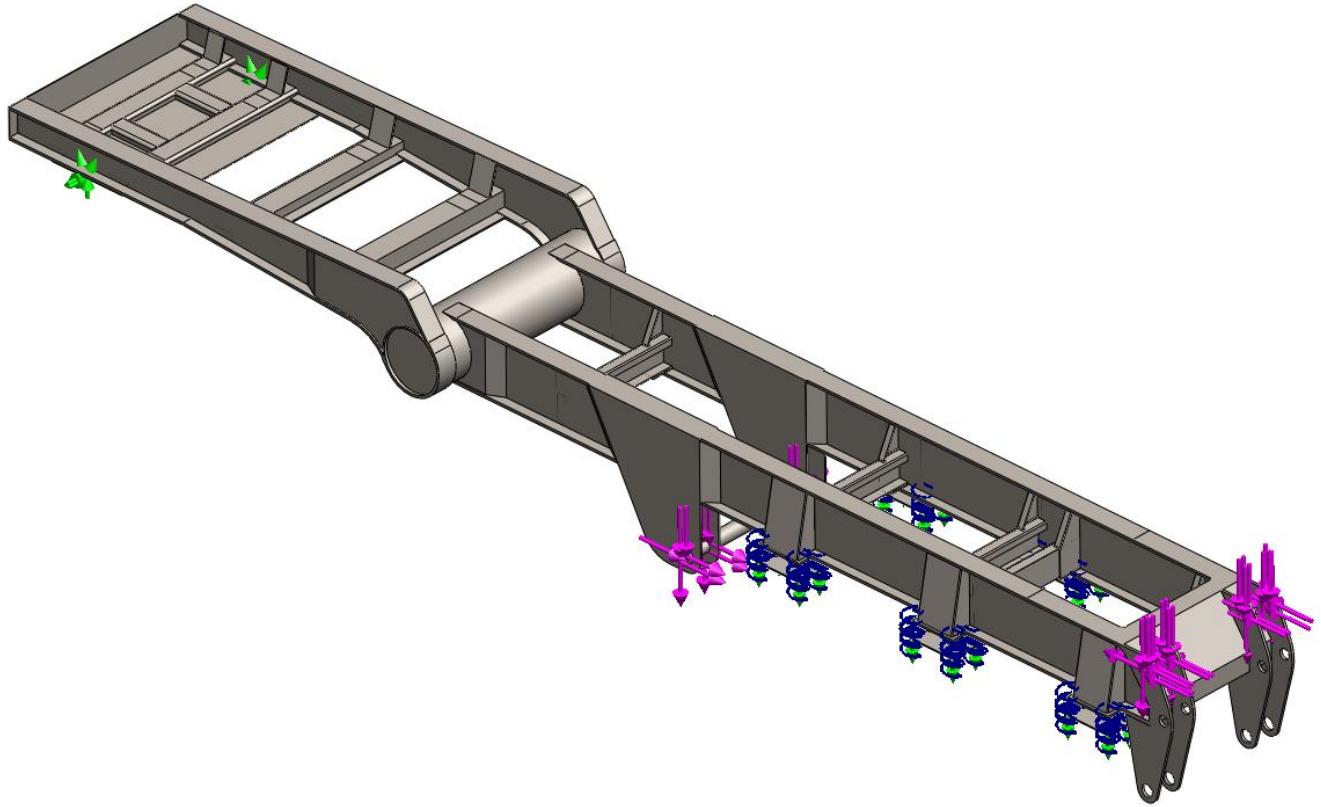


Fig. N° 4.41 - Cargas y vínculos en la estructura del chasis en el inicio del levante de la rampa.

En la Fig. N° 4.42 se muestra la distribución de tensiones resultantes de la simulación. Como puede observarse en la zona donde se encuentran las placas de amarre de los cilindros telescópicos, la tensión ronda los 1200 kg/cm^2 tal como se predijo analíticamente en la ecuación (4.46). Las secciones que habían quedado pendientes de verificar en la sección 4.1.6.1 eran las comprendidas entre el tubo y las placas de amarre de los cilindros telescópicos de elevación de rampa. Puede observarse que ésta es la zona de mayor sollicitación para este estado de carga alcanzando tensiones de 1617 kg/cm^2 , encontrándose dentro del rango de tensión admisible del material.

En la Fig. N° 4.43 se muestra el gráfico de deflexiones de la estructura. Como se analizó anteriormente, esta deflexión está influenciada por los vínculos elásticos utilizados en la simulación, por lo que no es posible analizar la deformación de la estructura a partir de la Fig. N° 4.43. Por este motivo se procede a reemplazar los vínculos elásticos de las manotas por vínculos de contacto deslizante. Ello restringirá la deflexión en sentido vertical y pondrá de manifiesto la deformación real del chasis. Tal deformación se muestra en la Fig. N° 4.43. Teniendo en cuenta que la estructura mide 8 metros de longitud, y la deformación admisible es 1 mm/metro , los resultados verifican dicha condición.

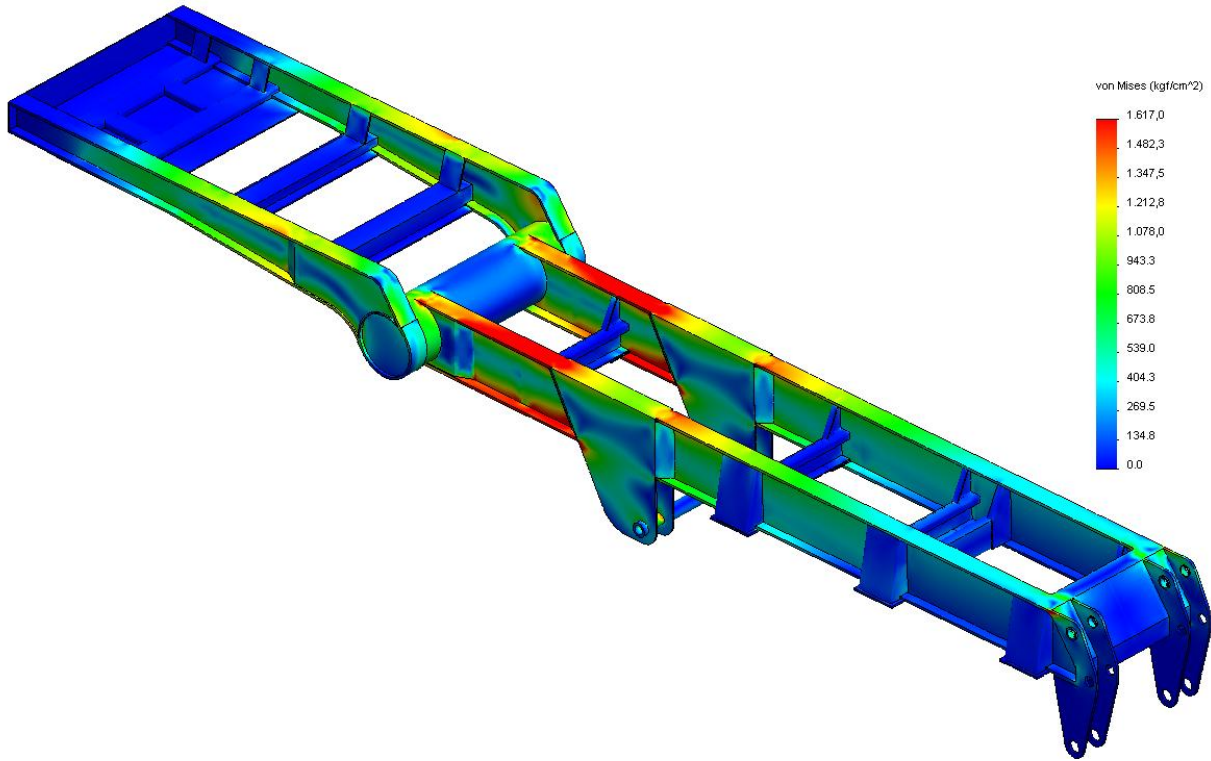


Fig. N° 4.42 - Distribución de tensiones del chasis en el inicio del levante de la rampa.

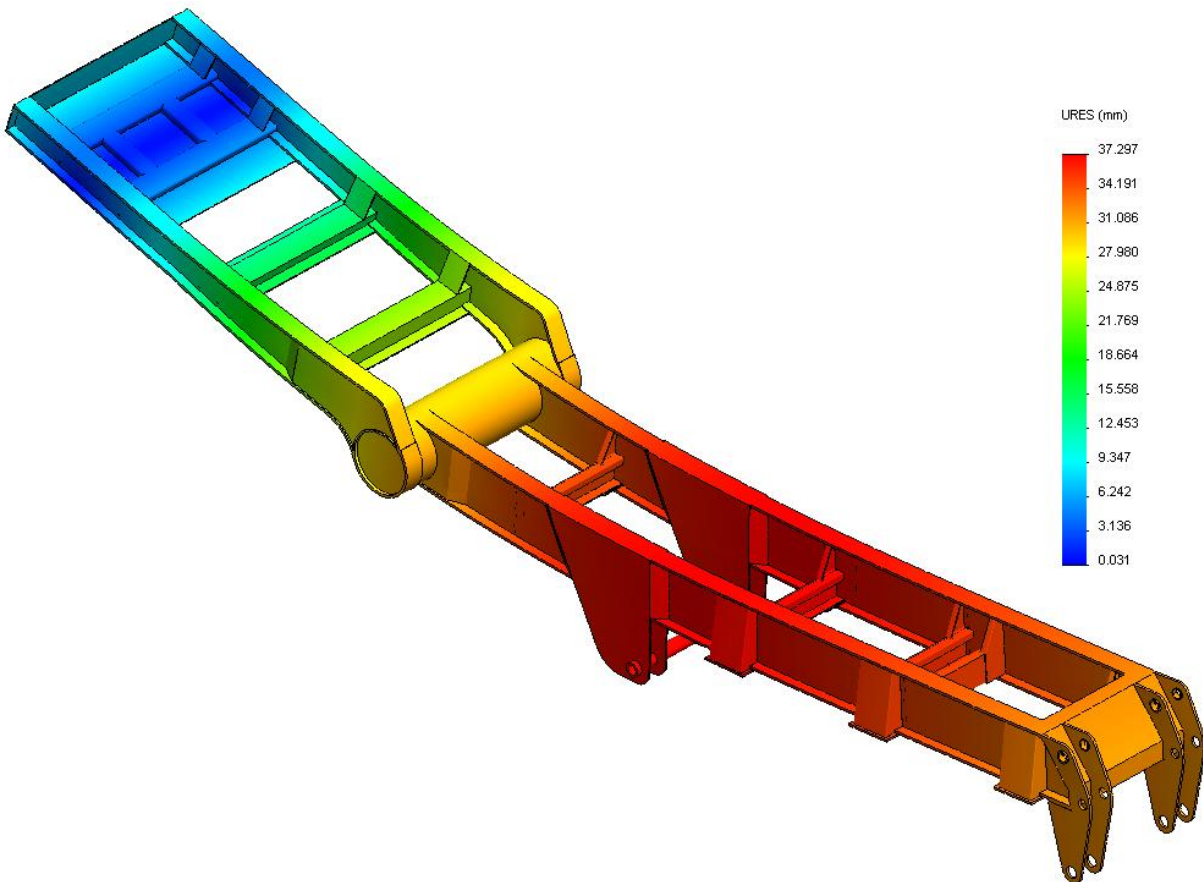


Fig. N° 4.43 - Deflexión del chasis en el inicio del levante de la rampa con vínculos elásticos.

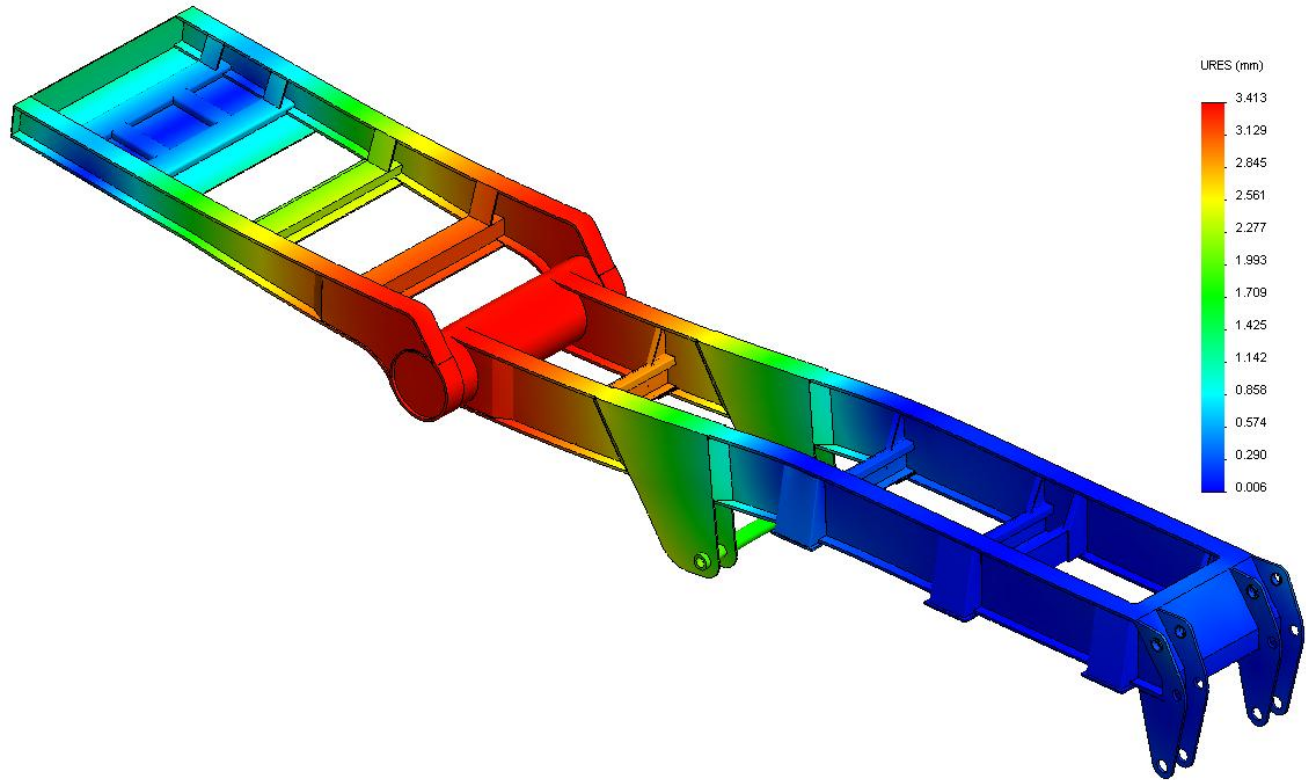


Fig. N° 4.44 - Deflexión del chasis en el inicio del levante de la rampa con vínculos deslizantes.

4.2.2. Simulación de estructura porta perno rey.

La finalidad de este análisis estriba en corroborar la pertinencia del diseño propuesto a partir del dimensionamiento proveniente de cargas estáticas. Para el estudio de la estructura que soporta el perno rey se analizarán dos posibles estados de carga que pondrán de manifiesto esfuerzos generados por cargas dinámicas. El primer estado de carga corresponde al momento de acelerar la unidad de tracción a partir del estado de reposo, y el segundo estado de carga se manifiesta al momento de frenar la unidad.

En la Fig. N° 4.45 puede observarse que para llevar adelante la simulación se han utilizado restricciones del tipo “Geometría fija” en todos aquellos puntos en donde la estructura soporte del perno rey se encuentra vinculada a las vigas del cuello.

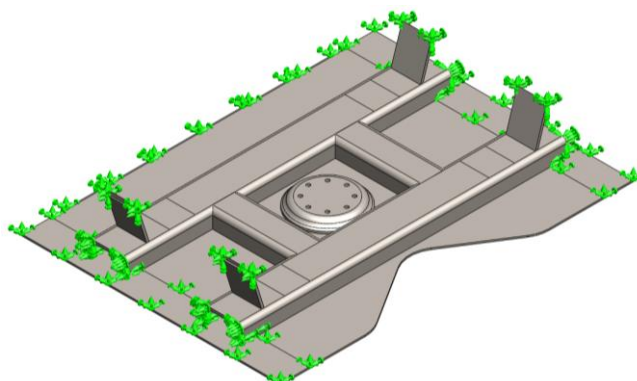


Fig. N° 4.45 - Vínculos aplicados al soporte del perno rey en el cuello del chasis.

Se excluye de este análisis el perno de arrastre y la brida de sujeción. Los mismos se estudiarán en detalle en la sección 9.2

4.2.2.1. Verificación de estructura en aceleración.

Antes de realizar el estudio pertinente es necesario realizar algunos cálculos para determinar las cargas.

Como puede observarse en la Fig. N° 4.46, durante el proceso de aceleración intervienen las siguientes fuerzas:

- $F_{inercia}$ = fuerza de inercia debido a la aceleración.
- F_{perno} = fuerza de tracción en el perno.
- $F_{rodadura}$ = fuerza total de resistencia a la rodadura.
- R = fuerza de reacción en la quinta rueda durante la aceleración.
- N = fuerza normal total sobre el tándem trasero del semirremolque durante proceso de aceleración.

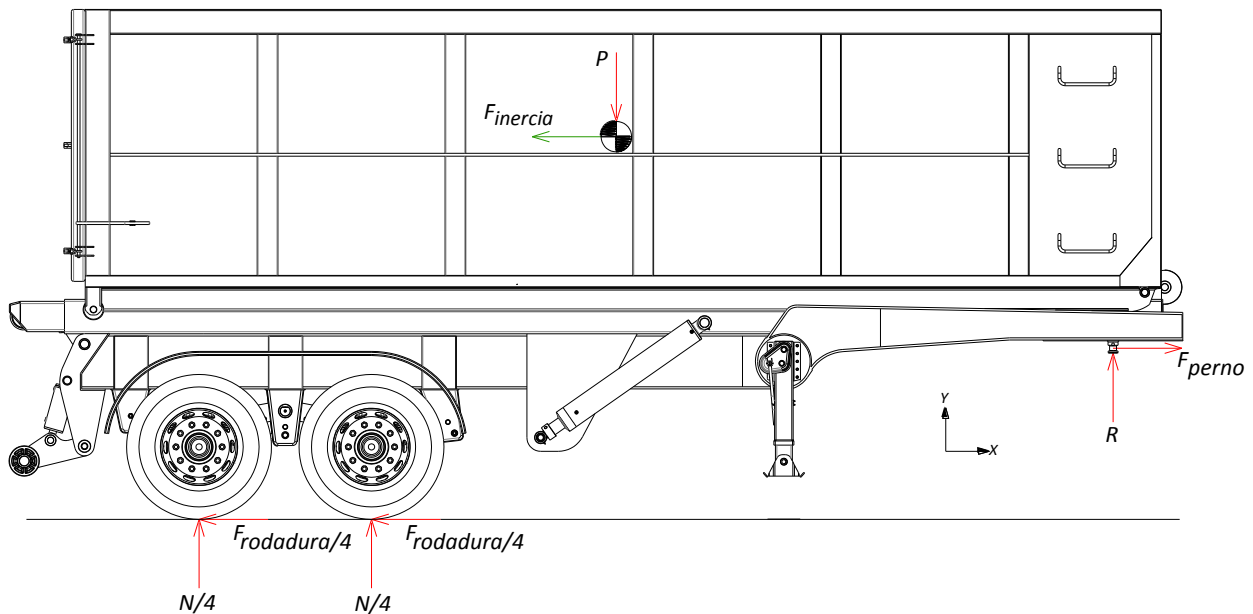


Fig. N° 4.46 - Fuerzas en el semirremolque durante proceso de aceleración.

Cuando un vehículo acelera, la fuerza que causa la aceleración está opuesta por una fuerza que actúa horizontalmente por el centro de gravedad del vehículo. Ésta fuerza contraria F_i es una fuerza de inercia que actúa a una altura superior a los ejes del semirremolque, por lo que ejerce un momento que tiende a levantar el frente del vehículo. El efecto de levantamiento reduce la carga sobre la quinta rueda y aumenta la carga sobre el tándem del semirremolque por la misma cantidad.

Se estima que debido a este efecto, la carga sobre la quinta rueda disminuirá un 15%. Por lo tanto:

$$R = 12000 \text{ kgf} - (12000 \text{ kg} \cdot 0,15) = 10200 \text{ kg} \quad (4.84)$$

$$N = 18000 \text{ kgf} + (12000 \text{ kg} \cdot 0,15) = 19800 \text{ kgf} \quad (4.85)$$

La fuerza de rodadura es contraria al sentido de avance, y se calcula de la siguiente manera:

$$F_{rodadura} = c_{rr} \cdot N = 0,02 \cdot 19800 \text{ kgf} = 396 \text{ kgf} \quad (4.86)$$

Siendo C_{rr} el coeficiente de resistencia a la rodadura, cuyo valor es 0.02 entre neumático y cemento para este tipo de vehículo.

Planteando la segunda ecuación de Newton sobre la dirección x del sistema de referencia mostrado en la Fig. N° 4.46:

$$\sum F_x = m \cdot a_x \quad (4.87)$$

$$F_{perno} - F_{rodadura} = m \cdot a_x \quad (4.88)$$

Si supone una aceleración de 1,5 m/s la cual equivale a alcanzar una velocidad de 80 km/h partiendo desde el reposo en una distancia de 165 metros, la fuerza aplicada en el perno será de:

$$F_{perno} = m \cdot a + F_{rodadura} = \frac{30000 \text{ kgf}}{9,81 \frac{m}{s^2}} \cdot 1,5 \frac{m}{s^2} + 396 \text{ kgf} = 4983 \text{ kgf} \quad (4.89)$$

En la Fig. N° 4.47 se muestran las cargas aplicadas en el perno y en la parte inferior de la estructura debido a la reacción normal de ésta con el plato del semirremolque. Tales fuerzas son las calculadas en las ecuaciones (4.89) y (4.84).

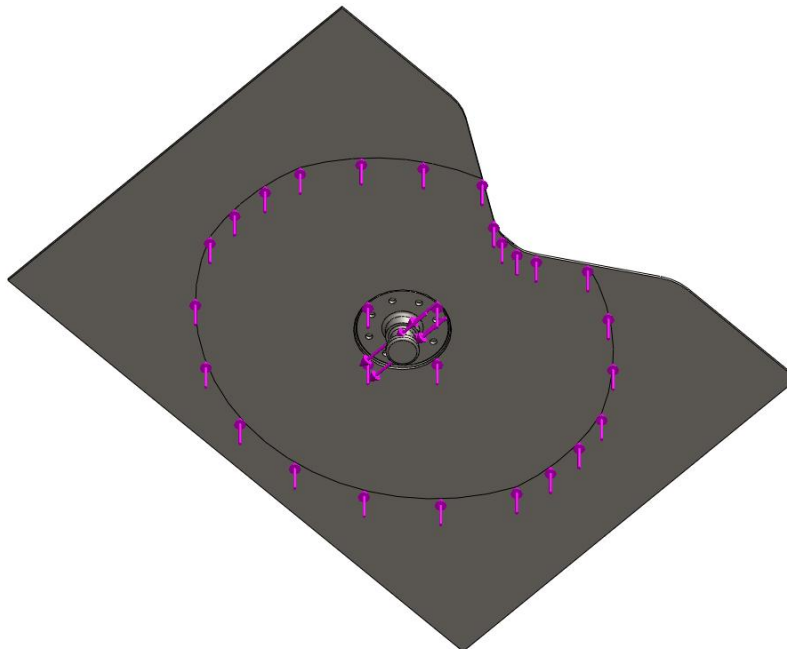


Fig. N° 4.47 - Cargas aplicadas al perno rey y placa de apoyo. (En proceso de aceleración).

En las Fig. N° 4.48 y Fig. N° 4.49 se muestran los resultados obtenidos de la simulación. Como puede observarse, tanto las tensiones como las deflexiones generadas se encuentran dentro de los valores admisibles.

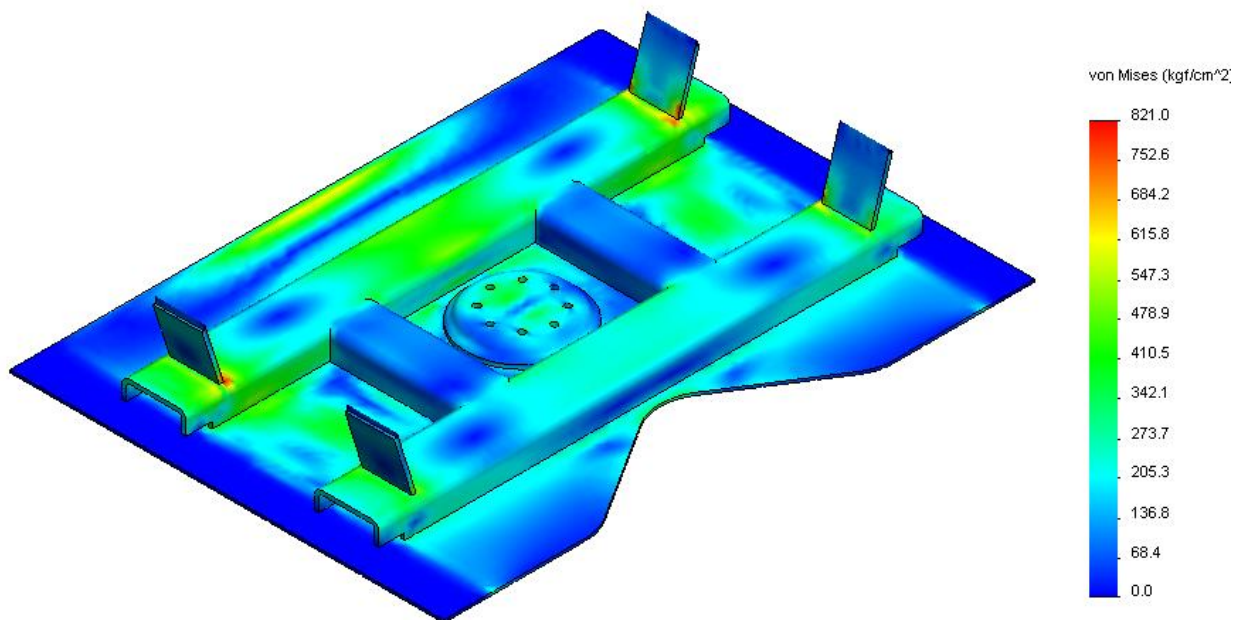


Fig. N° 4.48 - Distribución de tensiones en soporte de perno rey. (En proceso de aceleración).

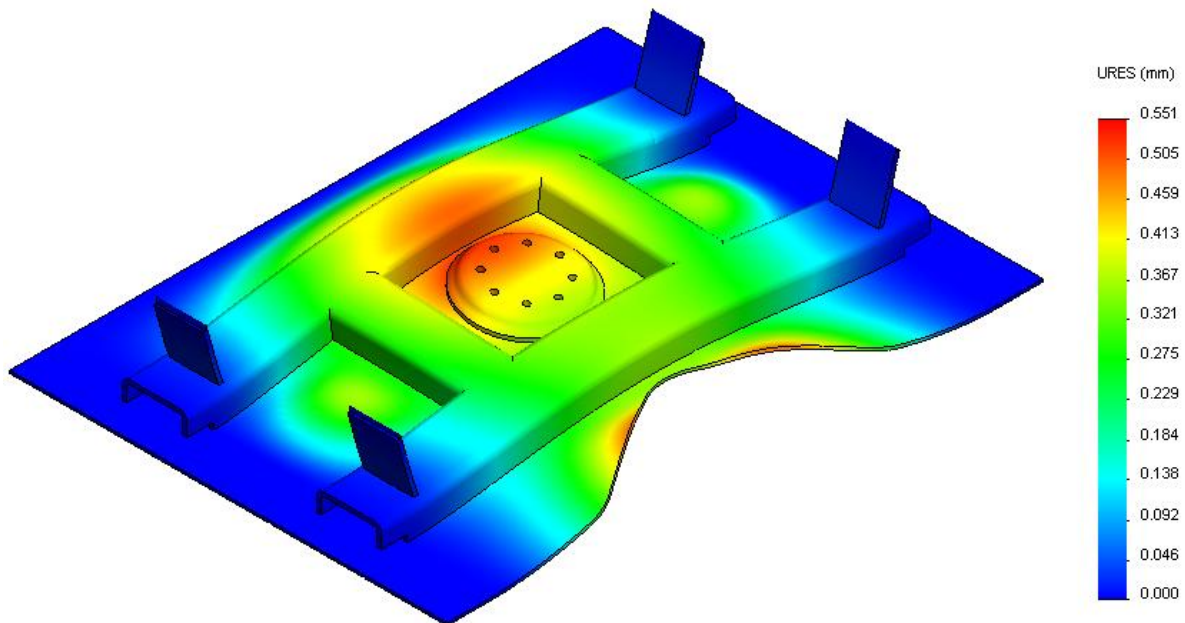


Fig. N° 4.49 - Deflexiones en soporte de perno rey. (En proceso de aceleración).

4.2.2.2. Verificación de la estructura en desaceleración.

Antes de realizar el estudio pertinente es necesario realizar algunos cálculos para determinar las cargas.

En la Fig. N° 4.50 se representan las fuerzas intervinientes durante el proceso de desaceleración del conjunto camión-semirremolque. Éstas son:

- $F_{inercia}$ = fuerza de inercia debido a la desaceleración.
- F_{f1} = fuerza total de frenado en tándem doble del semirremolque
- F_{f2} = fuerza total de frenado en tándem trasero de unidad tractora.
- F_{f3} = fuerza total de frenado en eje delantero de unidad tractora.
- N_1 = fuerza normal total sobre el tándem trasero del semirremolque.
- N_1 = fuerza normal total sobre el tándem trasero del semirremolque durante proceso de desaceleración.
- N_2 = fuerza normal total sobre el tándem trasero del camión durante proceso de desaceleración.
- N_2 = fuerza normal total sobre el eje delantero del camión durante proceso de desaceleración.
- F_{perno} = fuerza actuando en el perno durante el proceso de desaceleración.
- $F_{quinta\ rueda}$ = fuerza actuando en la quinta rueda durante el proceso de desaceleración.

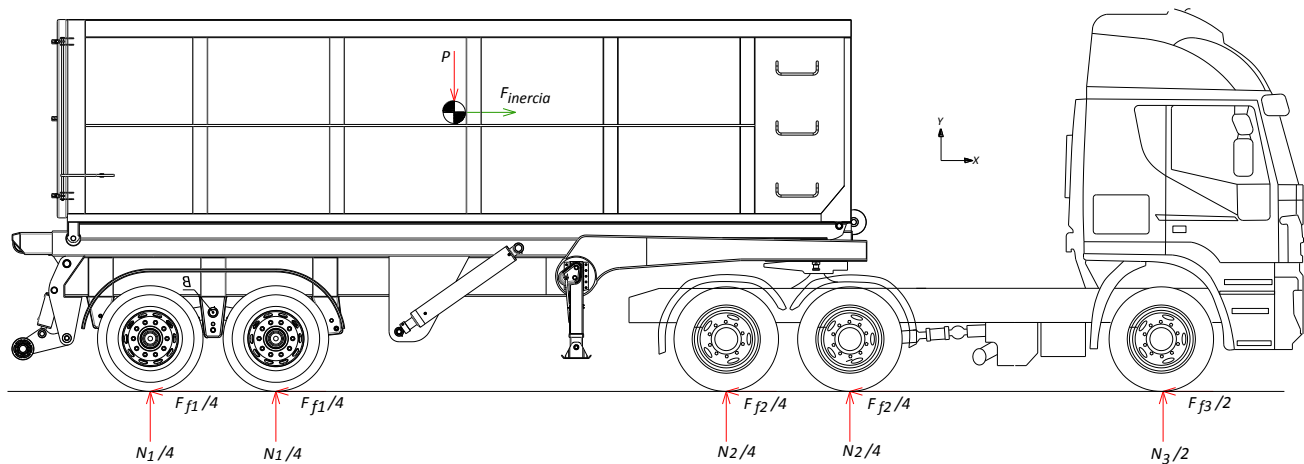


Fig. N° 4.50 - Fuerzas en el camión y semirremolque durante el proceso de desaceleración.

Para el cálculo de la aceleración, se procede a plantear la ecuación (4.87) de la Segunda Ley de Newton. En ella, por simplicidad en el desarrollo de los cálculos se trabaja con la fuerza de frenado total, ya que de esta manera no se modifica el resultado de la aceleración obtenida.

$$-F_f = (m_{camion} + m_{semi}) \cdot a_x \rightarrow a_x = -\frac{F_f}{(m_{camion} + m_{semi})} = -\frac{\mu \cdot N}{(m_{camion} + m_{semi})} \quad (4.90)$$

La fuerza de frenado, como máximo, tiene el mismo valor que la fuerza de adherencia o rozamiento, y por lo tanto se calcula mediante el producto entre el peso que gravita sobre una rueda y el coeficiente de rozamiento estático entre ella y el suelo. Cuando la fuerza de frenado es mayor que la fuerza de adherencia, no significa que el semirremolque se detendrá antes, sino que provocará que las ruedas se deslicen sobre la calzada y que la distancia de frenado sea mucho mayor ya que el coeficiente de rozamiento dinámico es considerablemente mayor que el coeficiente de rozamiento estático. Teniendo en cuenta que el coeficiente de rozamiento estático es 0.8 entre un neumático y el asfalto, la aceleración resulta:

$$a = - \frac{0,8 \cdot 38100 \text{ kgf}}{\left(\frac{8100 \text{ kgf}}{9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} + \frac{30000 \text{ kgf}}{9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} \right)} = -7,85 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \tag{4.91}$$

Como puede observarse, la aceleración es muy elevada, ya que se está considerando que la eficacia de los frenos es del 100% (La fuerza de frenado es igual a la fuerza de rozamiento), cuando en la realidad nunca se alcanza ese grado de eficacia. Se consideran buenos frenos cuando la eficacia es aproximada al 80%. No obstante, a continuación, se calcula la fuerza en el perno con dicha aceleración, ya que representa la condición más desfavorable.

Cuando se produce una desaceleración, en el centro de gravedad del semirremolque aparece una fuerza de inercia que tiende a desplazar la masa hacia adelante tal como puede observarse en la Fig. N° 4.51 . Debido a que el centro de gravedad se encuentra por encima de los ejes aparece una cupla responsable de lograr un “cabeceo” en el semirremolque transfiriendo mayor carga hacia la quinta rueda y disminuyendo en una misma cantidad la carga en el tándem doble del semirremolque. Se estima que la carga en la quinta rueda aumenta un 35%, por lo que las fuerzas R y N₁ de la Fig. N° 4.51 resultan:

$$R = 12000 \text{ kgf} + (12000 \text{ kg} \cdot 0,35) = 16200 \text{ kg} \tag{4.92}$$

$$N_1 = 18000 \text{ kgf} - (12000 \text{ kg} \cdot 0,35) = 13800 \text{ kgf} \tag{4.93}$$

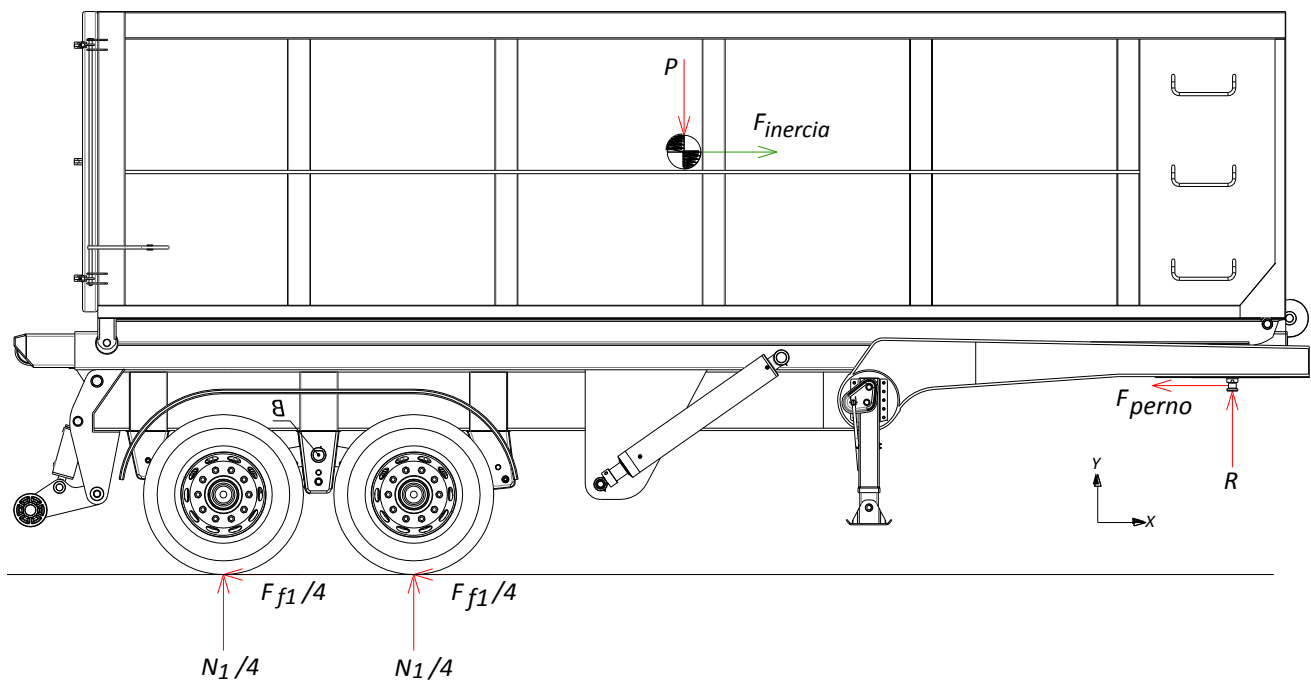


Fig. N° 4.51 - Fuerzas en el semirremolque durante el proceso de desaceleración.

A continuación se procede a aplicar la ecuación (4.87) de la Segunda Ley de Newton para el semirremolque según la Fig. N° 4.51

$$-F_{perno} - F_{f1} = -m \cdot a_x \quad (4.94)$$

Por lo que la fuerza en el perno resulta:

$$F_{perno} = m \cdot a_x - \mu \cdot N_1 = \frac{30000 \text{ kgf}}{9,81 \frac{m}{s^2}} \cdot 7,85 \frac{m}{s^2} - 0,8 \cdot 13800 \text{ kgf} = 12966 \text{ kgf} \quad (4.95)$$

En la Fig. N° 4.52 se muestran las cargas aplicadas en el perno y en la parte inferior de la estructura debido a la reacción normal de ésta con el plato del semirremolque. Tales fuerzas son las calculadas en las ecuaciones (4.95) y (4.92).

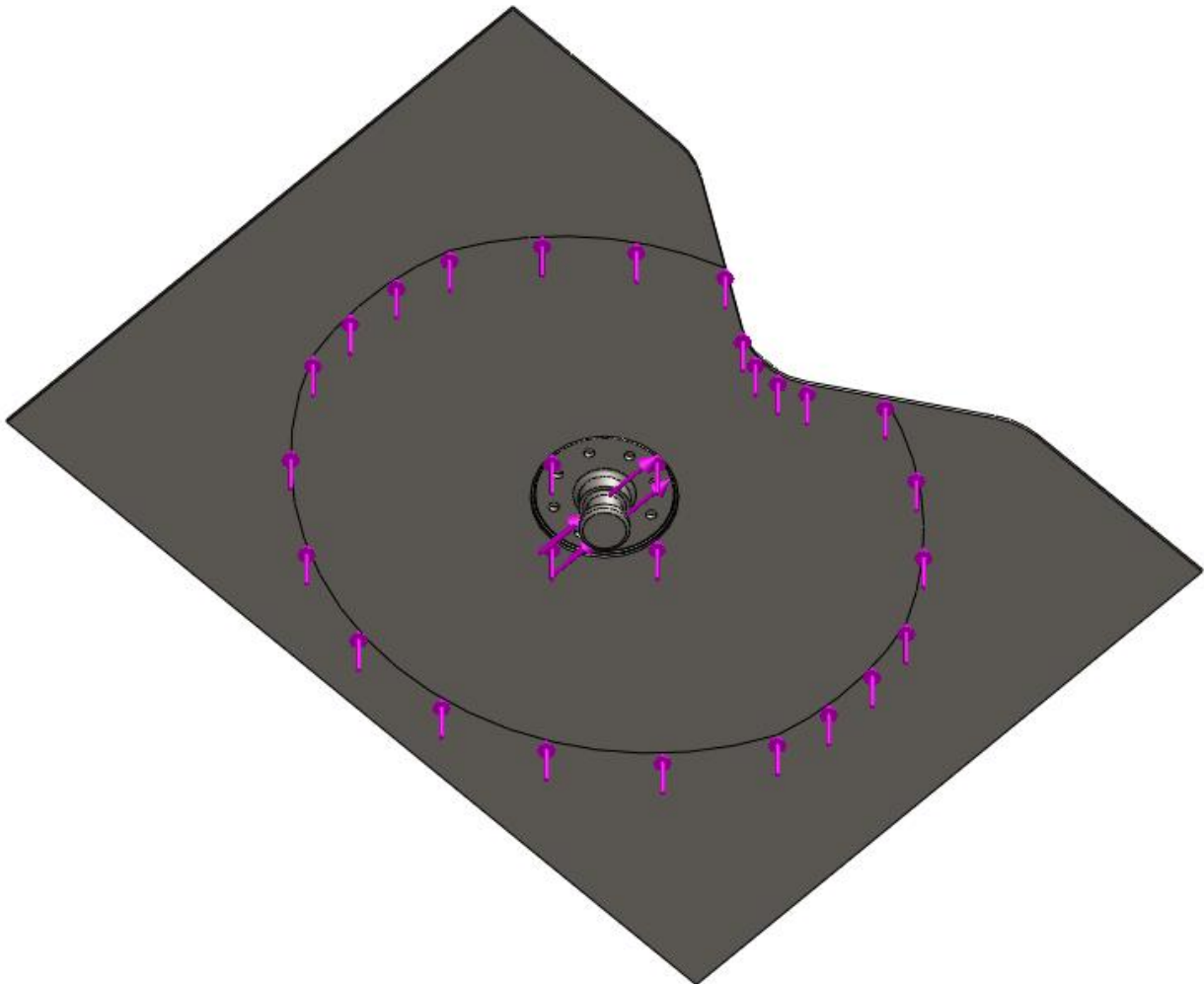


Fig. N° 4.52 - Cargas aplicadas al perno rey y placa de apoyo. (En proceso de desaceleración).

En las Fig. N° 4.53 y Fig. N° 4.54 se muestran los resultados obtenidos durante simulación. Como puede observarse, tanto las tensiones como las deflexiones generadas se encuentran dentro de los valores admisibles.

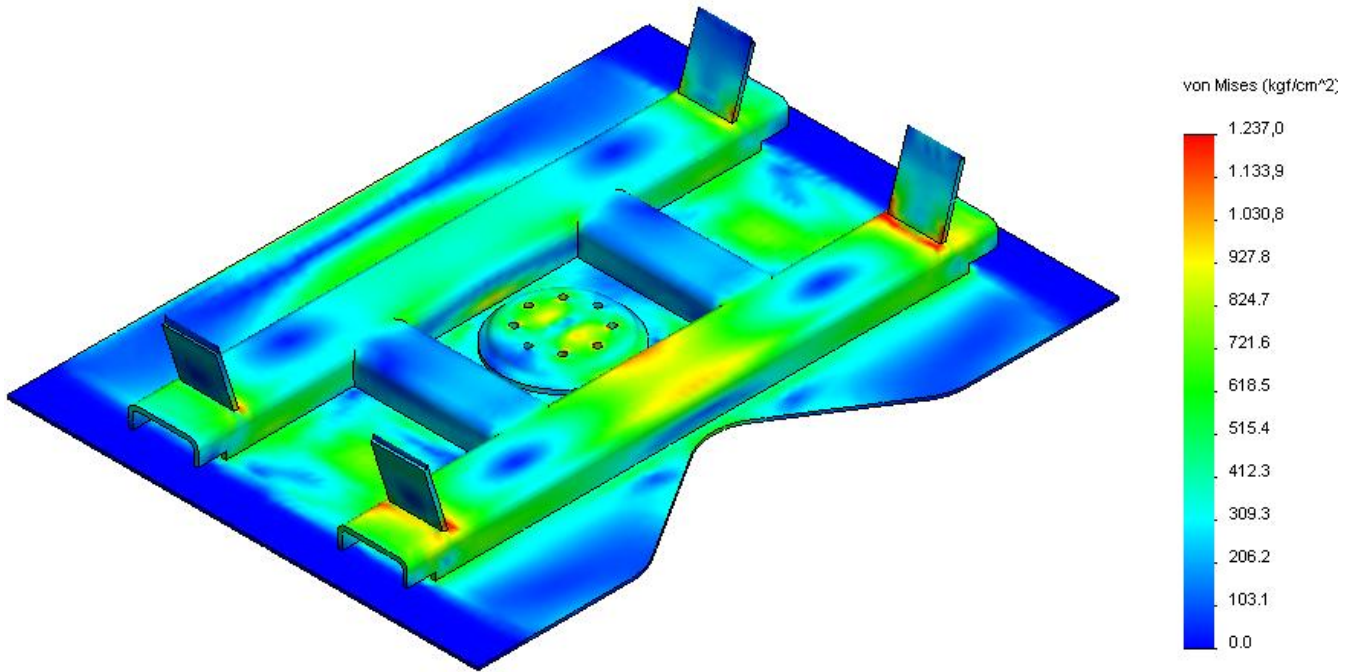


Fig. N° 4.53 - Distribución de tensiones en soporte de perno rey. (En proceso de desaceleración).

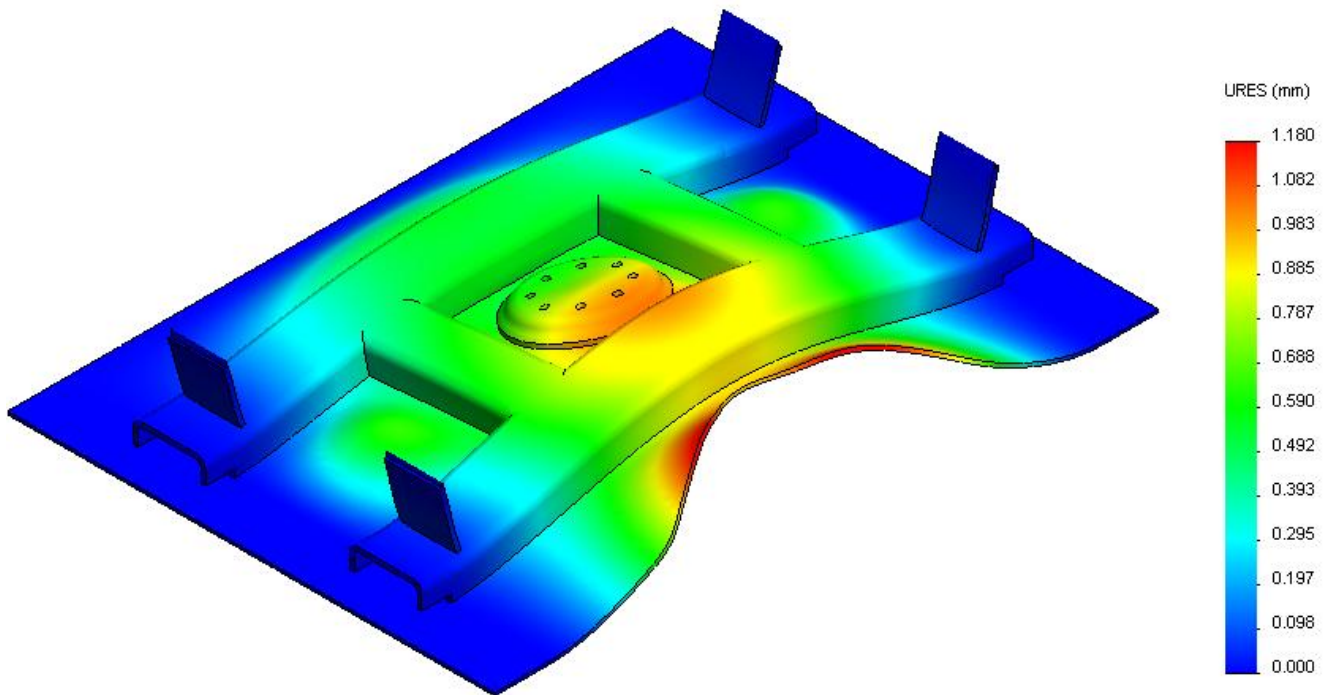


Fig. N° 4.54 - Deflexiones en soporte de perno rey. (En proceso de desaceleración).

Capítulo 5. “Tren rodante”

5.1. Elásticos.

Los elásticos o ballestas funcionan como muelles de suspensión, haciendo de enlace entre el eje y las vigas que soportan la carga. Están compuestas por unas series de láminas de acero especial para muelles, de diferente longitud, superpuestas de menor a mayor y sujetas por un pasador central, comúnmente de nominado “perno capuchino”. Además, para mantener la correcta alineación de las láminas, disponen de dos abrazaderas. Cabe destacar que la cantidad de hojas y su espesor están directamente relacionados con la carga a transportar.

El tipo de ballesta seleccionado de un reconocido fabricante del rubro ^[6], se identifica como de tipo gatillo simple, debido a la curvatura de una de sus hojas. Las principales propiedades constructivas del conjunto se muestran en la Tabla 5.1 y en la Fig. N° 5.1 (dimensiones generales).

Características de ballestas	Dimensión
Ancho	76,2 mm
Espesor	12,7 mm
Cantidad de hojas	10
Distancia entre apoyos	970 mm

Tabla 5.1 - Propiedades constructivas de ballesta.

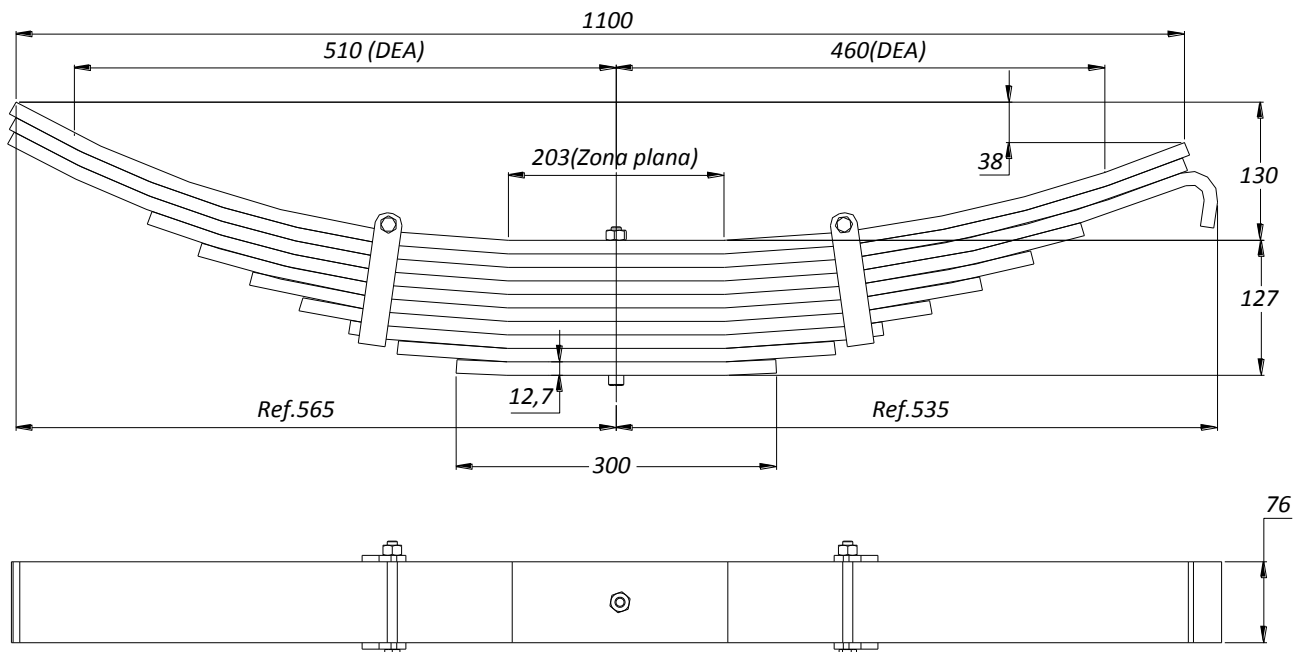


Fig. N° 5.1 - Dimensiones generales de elásticos.

Las ballestas seleccionadas están fabricadas con acero SAE 5160 H, cuyas propiedades mecánicas se muestran en la Tabla 5.2.

Material	SAE 5160 H
σ_f (Tensión de fluencia)	11216 kg/cm ²
σ_t (Tensión de rotura)	12236 kg/cm ²
E (Módulo de Young o de Elasticidad Longitudinal)	2100000 kg/cm ²
G (Módulo de Elasticidad Transversal)	815773 kg/cm ²
μ (Coeficiente de Poisson)	0,3
ρ (Densidad))	7829 kg/m ³
Tratamiento térmico	Templado en aceite: 840°C Revenido: 540°C

Tabla 5.2- Propiedades mecánicas del acero SAE 5160 H.

5.1.1. Cálculo de tensión.

Los resortes de hoja o muelles de ballesta derivan de una viga de resistencia uniforme, por lo que es posible aplicar las mismas ecuaciones de esfuerzo.

Según la Tabla 5.2, la tensión de trabajo resulta:

$$\sigma_{trabajo} = \frac{6 \cdot F \cdot L}{b \cdot h^2} = \frac{3 \cdot W \cdot L}{b \cdot h^2} \tag{5.1}$$

Dónde:

- $b = N_1 \cdot b'$ (N_1 es el número de hojas y b' es la anchura de una hoja).
- $W = 2 \cdot F$ = carga en la sección media en la viga simple de longitud $2 \cdot L$.
- h = espesor de hoja.
- L = mitad de la distancia entre apoyos.

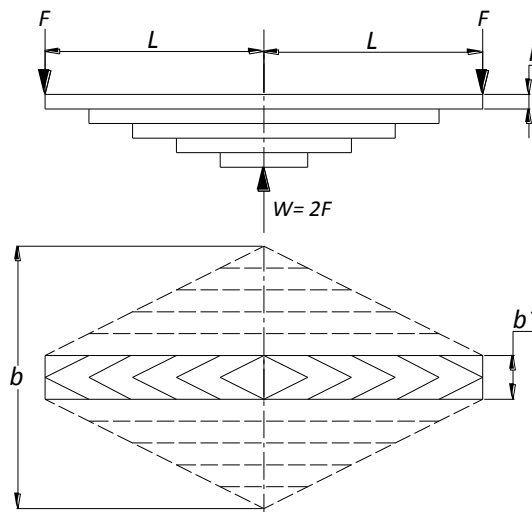


Fig. N° 5.2 - Viga de resistencia uniforme para el cálculo de elásticos.

Para determinar la carga W actuante en el centro del elástico, se considerará la condición de carga más desfavorable. Ésta se logra cuando el semirremolque cargado toma una curva. En tal caso existe una transferencia de carga que se estima en un 70% hacia el soporte externo de ballesta y una disminución del 30% en el interno. Por otra parte, teniendo en cuenta que la suspensión está sujeta a cargas de impacto, las cargas en los elásticos se verán maximizadas en un 20%.

Según lo expuesto anteriormente, la fuerza más desfavorable en el soporte de elástico es:

$$W = (\text{carga por eje}) \cdot (\text{coef. de impacto}) \cdot (\text{coef. de transferencia de carga}) \quad (5.2)$$

$$W = 9000 \text{ kg} \cdot 1,2 \cdot 0,7 = 7560 \text{ kg}. \quad (5.3)$$

Reemplazando los valores en la ecuación (5.1) la tensión de trabajo resultante resulta:

$$\sigma_{\text{trabajo}} = \frac{3 \cdot 7560 \text{ kg} \cdot 48,5 \text{ cm}}{76,2 \text{ cm} \cdot (1,27 \text{ cm})^2} = 8950 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \quad (5.4)$$

Y, el coeficiente de seguridad al es:

$$N = \frac{\sigma_{\text{fluencia}}}{\sigma_{\text{trabajo}}} = \frac{11216 \text{ kg/cm}^2}{8950 \text{ kg/cm}^2} = 1,25 \rightarrow \text{Verifica} \quad (5.5)$$

Lo que el resultado anterior indica es que la tensión de fluencia es un 25% mayor que la tensión de trabajo. Éste es un valor aceptable teniendo en cuenta el coeficiente de impacto utilizado. Por otra parte, dicho esfuerzo se logra solamente en curvas, no estando la suspensión constantemente solicitada a los valores de tensión calculados anteriormente. En una trayectoria recta, el coeficiente de transferencia de carga indicado en la ecuación (5.2) será de 0,5 por lo que si se realizan los cálculos correspondientes se demostrará que la tensión de fluencia será un 75% mayor que la tensión de trabajo.

5.1.2. Cálculo de deflexión.

Teniendo en cuenta que los elásticos se comportan como vigas simplemente apoyadas, según se muestra en la Fig. N° 5.2, la ecuación para calcular la deflexión correspondiente es:

$$\delta = \frac{K_1 \cdot F \cdot L^3 \cdot (1 - \mu^2)}{3 \cdot I \cdot E} = \frac{K_1 \cdot F \cdot L^3 \cdot (1 - \mu^2)}{6 \cdot E \cdot I} \quad (5.6)$$

Dónde:

μ = coeficiente de Poisson.

E = módulo de elasticidad longitudinal.

I = momento de inercia de las hojas en la sección central.

K_1 = factor de corrección de la deformación. Está en función de b'/b . [1] (Figura 6.25, Pág. 269.) Para este caso su valor de 1,37.

El cálculo del momento de inercia (I) se realiza mediante la siguiente ecuación:

$$I = \frac{b \cdot h^3}{12} = \frac{10 \cdot b' \cdot h^3}{12} = \frac{10 \cdot 7,62 \text{ cm} \cdot (1,27 \text{ cm})^3}{12} = 13 \text{ cm}^4 \quad (5.7)$$

Reemplazando, la deflexión de los elásticos en trayectoria recta y curva resulta:

$$\delta_{\text{trayectoria recta}} = \frac{1,37.5400 \text{ kg} \cdot (48,5 \text{ cm})^3 \cdot (1 - 0,3^2)}{6 \cdot 2100000 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \cdot 13 \text{ cm}^4} = 4,68 \text{ cm} \quad (5.8)$$

$$\delta_{\text{trayectoria curva}} = \frac{1,37.7560 \text{ kg} \cdot (48,5 \text{ cm})^3 \cdot (1 - 0,3^2)}{6 \cdot 2100000 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \cdot 13 \text{ cm}^4} = 6,55 \text{ cm} \quad (5.9)$$

Los valores calculados son muy parecidos a los que especifica el fabricante ^[6], los cuales se pueden observar en la Fig. N° 5.3.

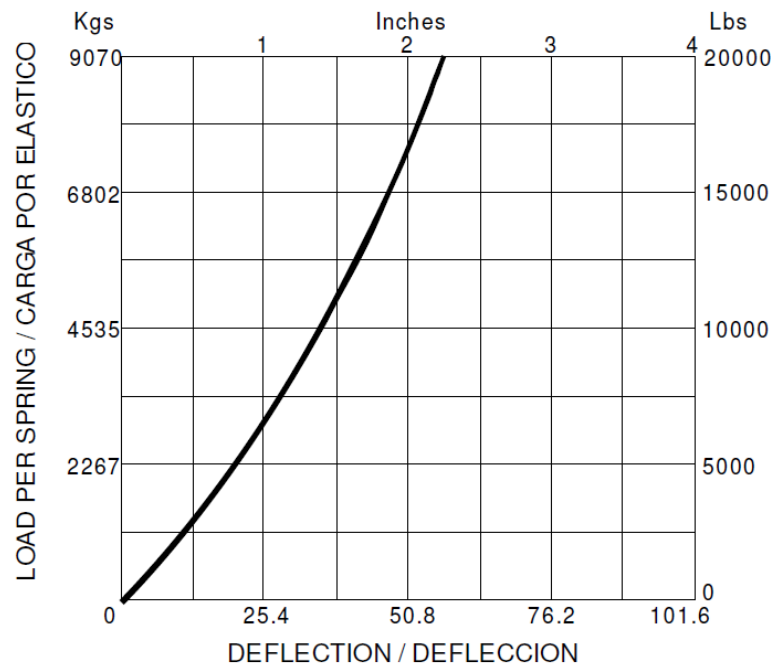


Fig. N° 5.3 - Deflexión de elásticos en función de la carga.

5.2. Tubo del eje.

El cálculo se basará en las consideraciones que estipula la ley nacional de tránsito N° 24449 ^[1]. El peso que debe soportar un conjunto de dos ejes en tándem es de 18000 kg. Por lo tanto, la carga en cada eje es de 9000 kg. A su vez, ésta carga es resistida por dos paquetes de elásticos que soportan 4500 kg cada uno. El eje del semirremolque está calculado para que transite por diversos caminos, por lo que a esta carga considerada se la afectará por un coeficiente de impacto de 1,2 que tendrá en cuenta todas las imperfecciones del camino.

De acuerdo al diseño del semirremolque, la distancia entre apoyos de los elásticos es de 940 mm, como se observa en la Fig. N° 5.4 . Se considera al eje como si estuviera recto, aunque en la práctica se le suele dar un valor de contra flecha de manera tal que el eje quede casi recto bajo carga.

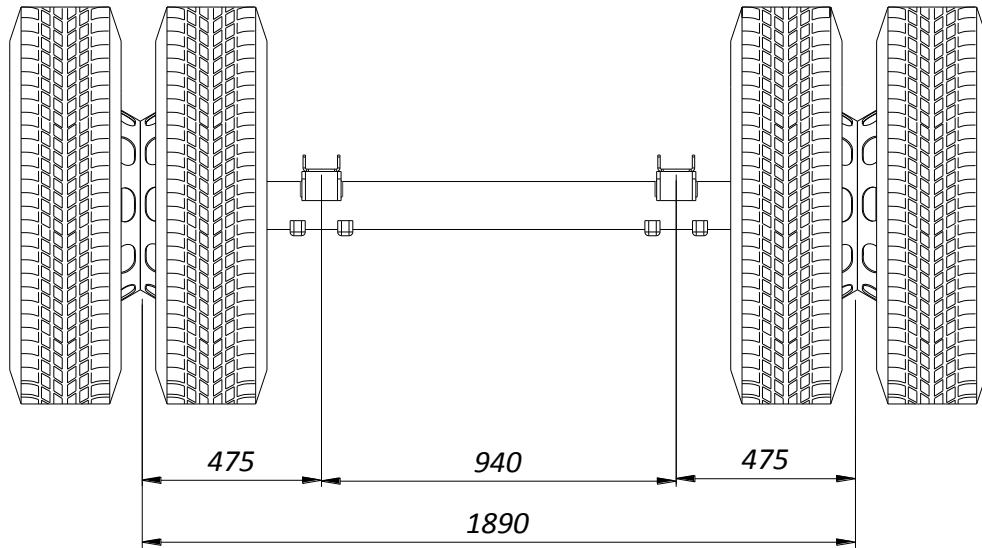


Fig. N° 5.4 - Distancia entre apoyos de elásticos en el tubo del eje.

Para el cálculo de esfuerzos existentes en el eje se deben verificar dos condiciones diferentes de carga. La primera de ellas cuando el equipo circula a través de una trayectoria recta; y la segunda cuando el semirremolque circula por una curva. En esta última, ocurrirá una transferencia de carga hacia la rueda externa.

Para los cálculos de las reacciones y de los esfuerzos se hará referencia al diagrama de cuerpo libre de la Fig. N° 5.5.

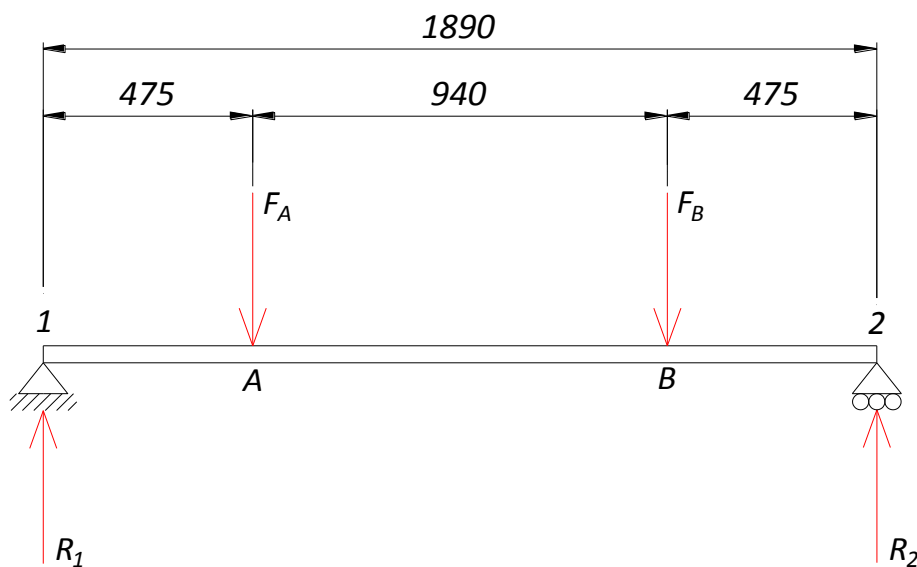


Fig. N° 5.5 - Diagrama de cuerpo libre del tubo de eje.

5.2.1. Cálculos de las reacciones.

5.2.1.1. Cálculo de las reacciones en trayectoria recta.

Debido a que el sistema es simétrico (las cargas F_A y F_B son iguales y están ubicadas a la misma distancia de los apoyos, como se muestra en la Fig. N° 5.5), el valor de las reacciones de vínculo serán igual al valor de las fuerzas F_A y F_B . Para comprobar lo dicho anteriormente se procede al cálculo analítico de las fuerzas y reacciones.

$$F_A = F_B = \frac{(Carga\ por\ eje) \cdot (Coef.\ de\ impacto)}{2} = \frac{4500\ Kg \cdot 1.2}{2} = 5400\ kg. \quad (5.10)$$

De la Fig. N° 5.5, se toma momentos con respecto al apoyo 1,

$$\sum M_1 = F_A \cdot 475\ mm + F_B \cdot 1415\ mm - R_2 \cdot 1890\ mm = 0 \quad (5.11)$$

Donde,

$$R_2 = \frac{-(F_A \cdot 475\ mm + F_B \cdot 1415\ mm)}{-1890\ mm} \quad (5.12)$$

$$R_2 = \frac{-5400\ kg \cdot (475 + 1415)\ mm}{-1890\ mm} = 5400\ kg. \quad (5.13)$$

Análogamente, tomando momento con respecto al punto 2,

$$\sum M_2 = -F_B \cdot 475\ mm - F_A \cdot 1415\ mm + R_1 \cdot 1890\ mm = 0 \quad (5.14)$$

Donde,

$$R_1 = \frac{F_B \cdot 475\ mm + F_A \cdot 1415\ mm}{1890\ mm} \quad (5.15)$$

$$R_1 = \frac{5400\ kg \cdot (475 + 1415)\ mm}{1890\ mm} = 5400\ kg. \quad (5.16)$$

5.2.1.2. Cálculo de las reacciones en trayectoria curva.

Analizando el estado que se genera cuando la unidad circula por una trayectoria curva, se puede afirmar que se produce una transferencia de carga hacia la rueda externa del eje. Por tal motivo se puede considerar que sobre el soporte de elástico externo actúa un 70% de la carga y sobre el interno el restante. En éstas condiciones los valores de las cargas serán:

$$F_A = (\text{coef. de transf.}) \cdot (\text{coef. de impacto}) \cdot (\text{carga por eje}) = 0,7 \cdot 1,2 \cdot 9000\text{kg} = 7560 \text{ kg} \quad (5.17)$$

$$F_B = (\text{coef. de transf.}) \cdot (\text{coef. de impacto}) \cdot (\text{carga por eje}) = 0,3 \cdot 1,2 \cdot 9000\text{kg} = 3240 \text{ kg} \quad (5.18)$$

Para el cálculo de las reacciones, se procede a tomar momentos con respecto a los apoyos 1 y 2 de la Fig. N° 5.5. Resolviendo las ecuaciones (5.12) y (5.15) nuevamente con los valores de fuerzas calculados se obtiene:

$$R_2 = \frac{-(7560 \text{ kg} \cdot 475 \text{ mm} + 3240 \text{ kg} \cdot 1415 \text{ mm})}{-1890 \text{ mm}} = 4325 \text{ kg.} \quad (5.19)$$

$$R_1 = \frac{3240 \text{ kg} \cdot 475 \text{ mm} + 7560 \text{ kg} \cdot 1415 \text{ mm}}{1890 \text{ mm}} = 6475 \text{ kg.} \quad (5.20)$$

5.2.2. Cálculo de los esfuerzos.

5.2.2.1. Cálculo de esfuerzos en trayectoria recta.

En la Fig. N°5.6 se muestra el diagrama de cuerpo libre con las fuerzas calculadas en la sección 5.2.1.1. Junto a él se ilustran los diagramas de corte y momentos flectores, los cuales se calculan analíticamente a continuación:

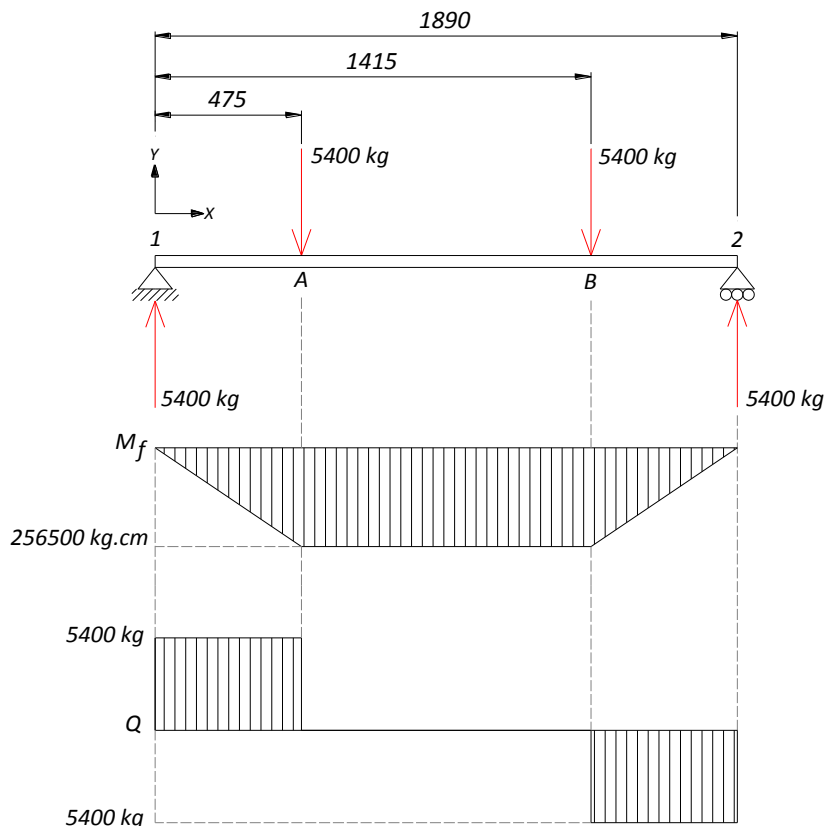


Fig. N°5.6 - Diagrama de esfuerzos en tubo del eje sin transferencia de carga.

Cálculo analítico de momentos flectores:

- Sección $0 < x \leq 47,5 \text{ cm}$
 $M_f = 5400 \text{ kg} \cdot x$
 Para $x = 0 \rightarrow M_f = 0$
 Para $x = 47,5 \text{ cm} \rightarrow M_f = 256500 \text{ kg.cm}$.
- Sección $47,5 \leq x \leq 141,5 \text{ cm}$
 $M_f = 5400 \text{ kg} \cdot x - 5400 \text{ kg} \cdot (x - 47,5 \text{ mm})$
 Para $x = 47,5 \rightarrow M_f = 256000 \text{ kg.cm}$
 Para $x = 141,5 \text{ cm} \rightarrow M_f = 256500 \text{ kg.cm}$
- Sección $141,5 \leq x \leq 189 \text{ cm}$
 $M_f = 5400 \text{ kg} \cdot x - 5400 \text{ kg} \cdot (x - 47,5 \text{ cm}) - 5400 \text{ kg} \cdot (x - 141,5 \text{ cm})$
 Para $x = 141,5 \rightarrow M_f = 256500 \text{ kg.cm}$
 Para $x = 189 \text{ cm} \rightarrow M_f = 0$

5.2.2.2. Cálculo de esfuerzos en trayectoria curva.

En la Fig. N° 5.7 se muestra el diagrama de cuerpo libre con las fuerzas calculadas en la sección 5.2.2.2. Junto a él se ilustran los diagramas de corte y momentos flectores, los cuales se calculan analíticamente a continuación:

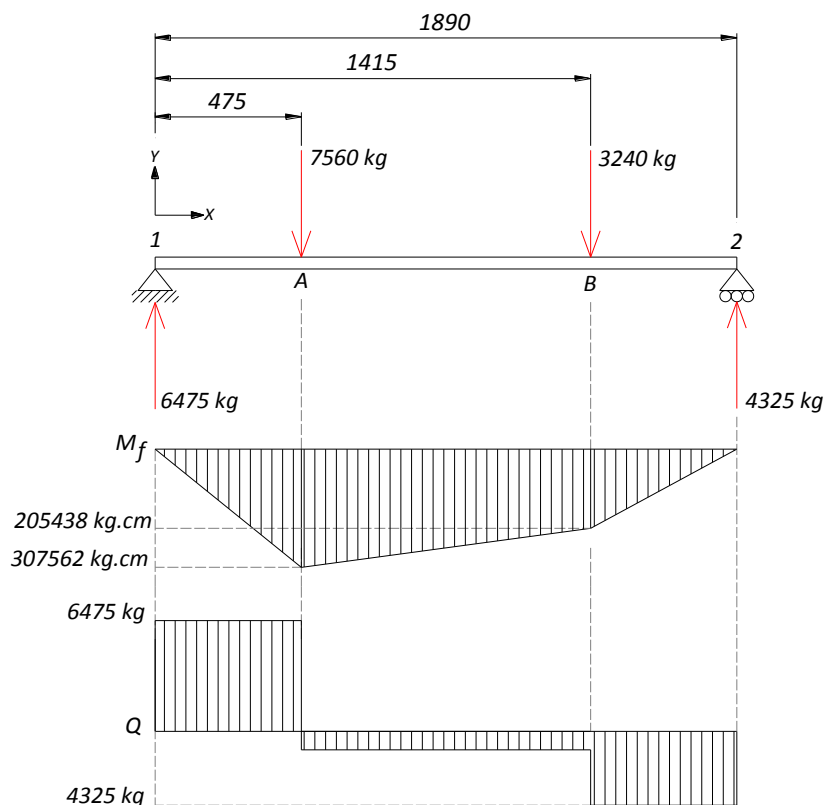


Fig. N° 5.7 - Diagrama de esfuerzos en tubo del eje con transferencia de carga.

Cálculo analítico de momentos flectores:

- *Sección $0 < x \leq 47,5 \text{ cm}$*
 $M_f = 6475 \text{ kg} \cdot x$
Para $x = 0 \rightarrow M_f = 0$
Para $x = 47,5 \text{ cm} \rightarrow M_f = 307562 \text{ kg} \cdot \text{cm}$.
- *Sección $47,5 \leq x \leq 141,5 \text{ cm}$*
 $M_f = 6475 \text{ kg} \cdot x - 7560 \text{ kg} \cdot (x - 47,5 \text{ mm})$
Para $x = 47,5 \rightarrow M_f = 307562 \text{ kg} \cdot \text{cm}$
Para $x = 141,5 \text{ cm} \rightarrow M_f = 205438 \text{ kg} \cdot \text{cm}$
- *Sección $141,5 \leq x \leq 189 \text{ cm}$*
 $M_f = 6475 \text{ kg} \cdot x - 7560 \text{ kg} \cdot (x - 47,5 \text{ cm}) - 3240 \text{ kg} \cdot (x - 141,5 \text{ cm})$
Para $x = 141,5 \rightarrow M_f = 205438 \text{ kg} \cdot \text{cm}$
Para $x = 189 \text{ cm} \rightarrow M_f = 0$

5.2.3. Verificación de la sección del tubo.**5.2.3.1. Verificación de la tensión de trabajo.**

En la Fig. N° 5.8 se muestra la sección con sus respectivas dimensiones, el cual fue seleccionado del catálogo de un reconocido fabricante del rubro.^[7]

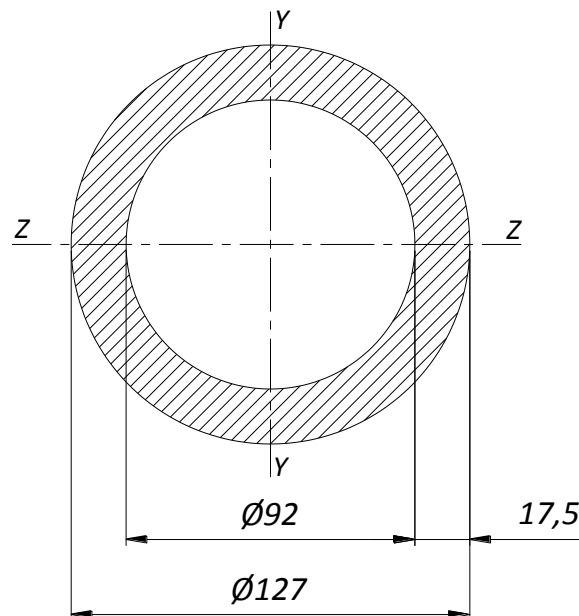


Fig. N° 5.8 - Sección del tubo de eje.

El tubo se encuentra fabricado con acero SAE 1524 (Acero de media aleación, al Mn), cuyas propiedades se muestran en la Tabla 5.3.

Material	SAE 1524
σ_f (Tensión de fluencia)	3450 kg/cm ²
σ_t (Tensión de rotura)	4550 kg/cm ²
E (Módulo de Young o de Elasticidad Longitudinal)	2100000 kg/cm ²
G (Módulo de Elasticidad Transversal)	815773 kg/cm ²
μ (Coeficiente de Poisson)	0,3
ρ (Densidad)	7829 kg/m ³

Tabla 5.3 - Propiedades mecánicas del acero SAE 1524.

Como se expuso en la sección 5.2.2, el máximo esfuerzo en el tubo del eje se produce cuando existe una transferencia de carga de uno de los elásticos a otro, al circular el semirremolque a lo largo de una trayectoria curva. En tal caso, el máximo momento flector alcanza un valor de 307562 kg.cm.

Teniendo en cuenta las dimensiones del tubo mostrado en la Fig. N° 5.8, el Momento de Inercia de dicha sección resulta:

$$I = \frac{\pi}{64} \cdot (D_o^4 - D_i^4) \quad (5.21)$$

$$I = \frac{\pi}{64} \cdot (12,7^4 - 9,2^4) = 925,32 \text{ cm}^4 \quad (5.22)$$

Aplicando la ley de Navier, se calcula la tensión de trabajo:

$$\sigma_{(x)} = \frac{M_{f(z)} \cdot y}{I_{z-z}} \quad (5.23)$$

$$\sigma_{(trabajo)} = \frac{307562 \text{ kg.cm} \cdot 6,35 \text{ cm}}{925,32 \text{ cm}^3} = 2110 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \quad (5.24)$$

Conocida la máxima tensión a la cual será sometido el tubo del eje, se procede a comparar la misma con la tensión de fluencia del material, indicada en la Tabla 5.3.

$$N = \frac{3450 \text{ kg/cm}^2}{2110 \text{ kg/cm}^2} = 1.63 \quad (5.25)$$

Como puede observarse, el comportamiento de la sección para esta aplicación es correcto, ya que su sollicitación es un 63% menor a la tensión de fluencia del material.

5.2.3.2. Verificación de la deformación del tubo.

Para el cálculo de la deformación del tubo del eje se hace referencia a la Fig. N° 5.9 ,correspondiente al estado de carga en el que el semirremolque se traslada por una trayectoria recta.

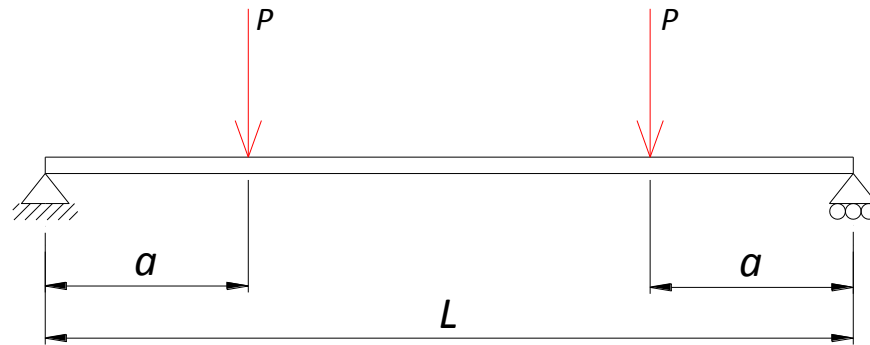


Fig. N° 5.9 - Estado de carga del tubo de eje en trayectoria recta.

La ecuación para calcular la máxima deflexión del tubo en el medio de la viga es la siguiente:

$$\delta_{max} = \frac{P \cdot a}{24 \cdot E \cdot I} \cdot (3 \cdot L^2 - 4 \cdot a^2) \quad (5.26)$$

Reemplazando en la ecuación:

$$\begin{aligned} \delta_{max} &= \frac{5400 \text{ kg} \cdot 47,5 \text{ cm}}{24 \cdot 2100000 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \cdot 925,32 \text{ cm}^4} \cdot (3 \cdot (189 \text{ cm})^2 - 4 \cdot (47,5 \text{ cm})^2) = 0,53 \text{ cm} \\ &= 5,3 \text{ mm} \end{aligned} \quad (5.27)$$

Teniendo en cuenta que el fabricante especifica una contra-flecha de 5mm en un largo de 1000 mm cuando el eje no se encuentra cargado, se puede deducir que el comportamiento bajo carga es correcto, quedando recto en dicha situación.

Se omiten los cálculos analíticos de la deflexión máxima del tubo de eje para el momento en que el semirremolque circula por una trayectoria curva. Mediante un software de cálculo se pudo verificar que la flecha máxima es la misma solo que no ocurre en la mitad de la viga como en el caso ya calculado, sino a una distancia levemente desplazada en la dirección del elástico que soporta mayor carga. (La deflexión máx. ocurre a 40 mm del centro de la viga considerando una transferencia de carga del 70 %).

5.3. Punta de eje.

La punta de eje se vincula al tubo por medio de dilatación térmica del mismo. En ella van montados los rodamientos que permiten el giro de la campana y por ende de las ruedas. En la Fig. N° 5.10 se muestra la punta de eje, su vinculación con el tubo y la disposición de los rodamientos.

Como se puede observar en la Fig. N° 5.11, el eje seleccionado ^[7] posee una longitud de 2160 mm y una trocha de 1890 mm, con una distancia entre apoyos de elásticos de 940 mm.

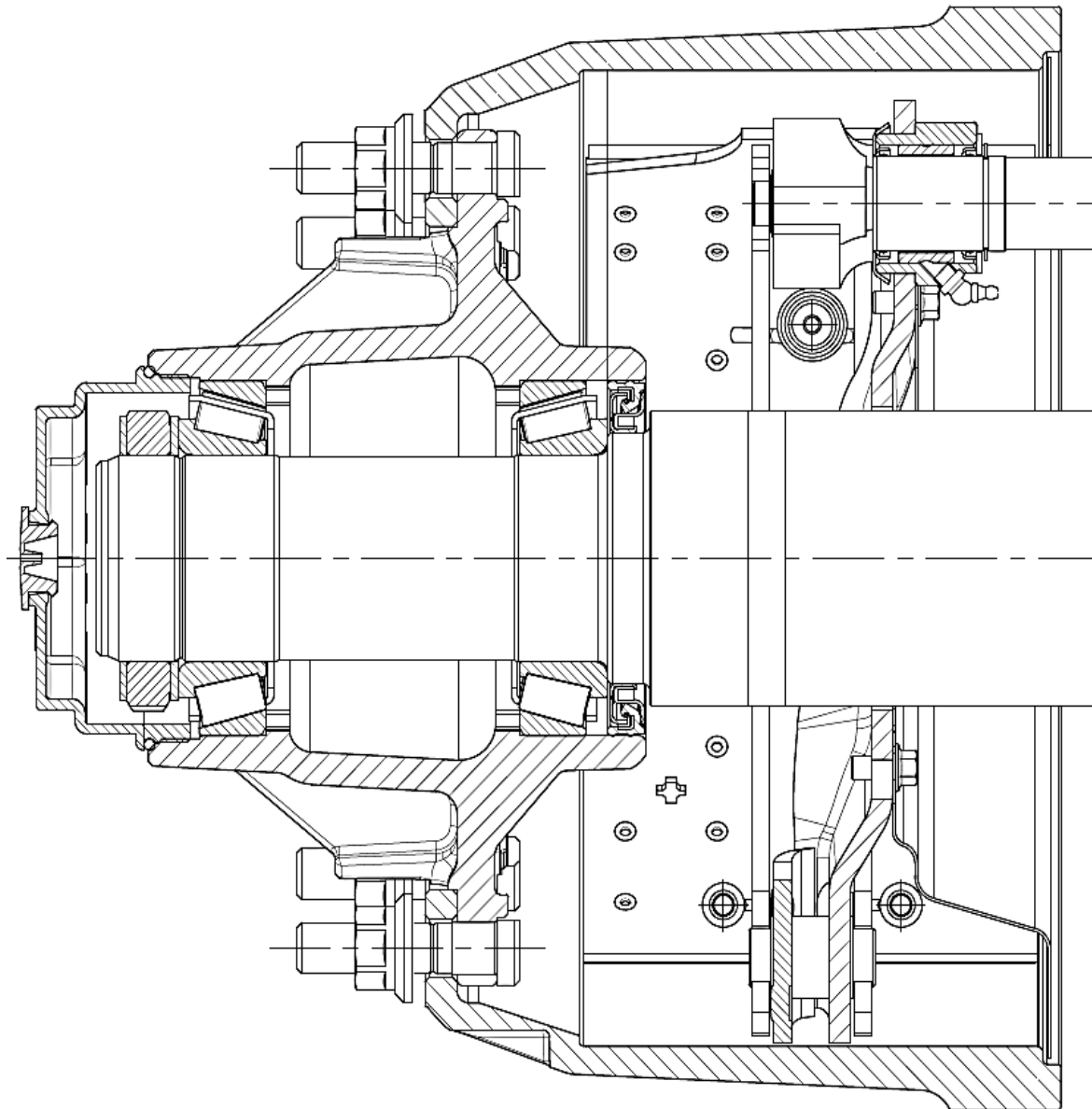


Fig. N° 5.10 - Sección de rueda.

Para la verificación de la punta de eje, los cálculos se centrarán en dos condiciones carga, en trayectoria recta y en trayectoria curva.

5.3.1. Cálculo de esfuerzo en trayectoria recta.

El tándem doble es capaz de soportar 18000 kg, por lo que afectando ese valor de carga por un coeficiente de impacto de 1.20, la carga transmitida por los elásticos a los ejes es la siguiente:

$$F_A = \frac{9000 \text{ kg} \cdot 1.20}{2} = 5400 \text{ kg} \quad (5.28)$$

Como se puede observar en la figura Fig. N° 5.11, debido a la simetría del eje, las cargas activas sobre los rodamientos son exactamente igual a la mitad del valor carga aplicada en cada elástico; Esto es:

$$F_{A_1} = \frac{F_A}{2} = \frac{5400 \text{ kg}}{2} = 2700 \text{ kg} \quad (5.29)$$

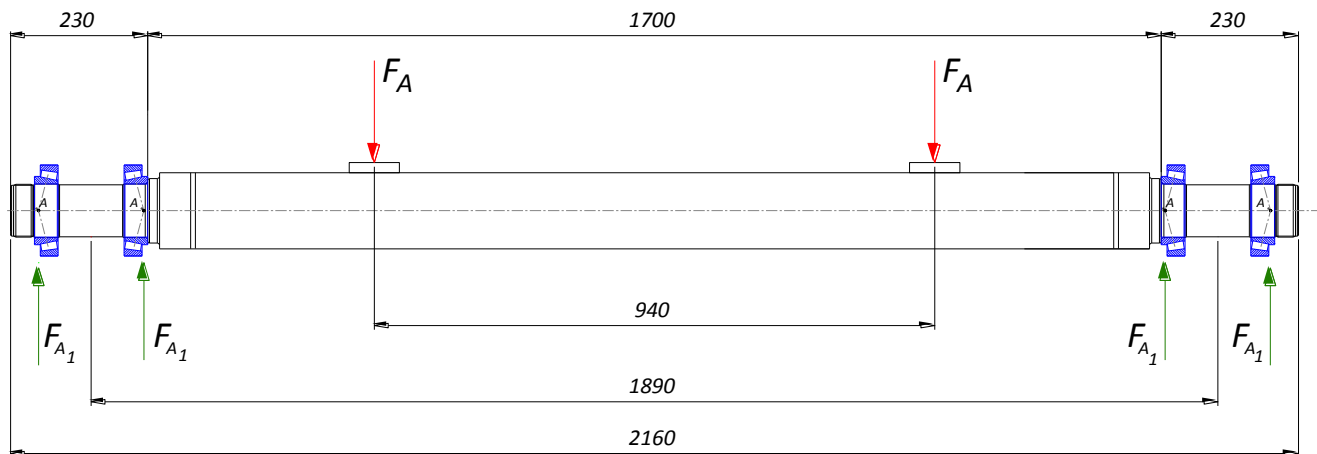


Fig. N° 5.11 - Dimensiones generales del eje.

Por otra parte, en la vinculación del tubo con la punta de eje existe un momento de empotramiento cuya magnitud es igual a la suma de momentos producido por las cargas en dicho punto, pero de sentido contrario.

En la Fig. N° 5.12 se muestra el diagrama de cuerpo libre con las fuerzas calculadas en la ecuación (5.29). Junto a él se ilustran los diagramas de corte y momentos flectores, los cuales se calculan analíticamente a continuación:

- Sección $0 \leq x \leq 2,7 \text{ cm}$
 $M_f = -5400 \text{ kg} \cdot x + M_e$
 Para $x = 0 \text{ cm} \rightarrow M_f = 62100 \text{ kg} \cdot \text{cm}$
 Para $x = 2,7 \text{ cm} \rightarrow M_f = 47520 \text{ kg} \cdot \text{cm}$
- Sección $2,7 \text{ cm} \leq x \leq 20,3 \text{ cm}$
 $M_f = 2700 \text{ kg} \cdot (x - 2,7 \text{ cm}) - 5400 \text{ kg} \cdot x + M_e$
 Para $x = 2,7 \text{ cm} \rightarrow M_f = 47520 \text{ kg} \cdot \text{cm}$
 Para $x = 20,3 \text{ cm} \rightarrow M_f = 0 \text{ kg} \cdot \text{cm}$

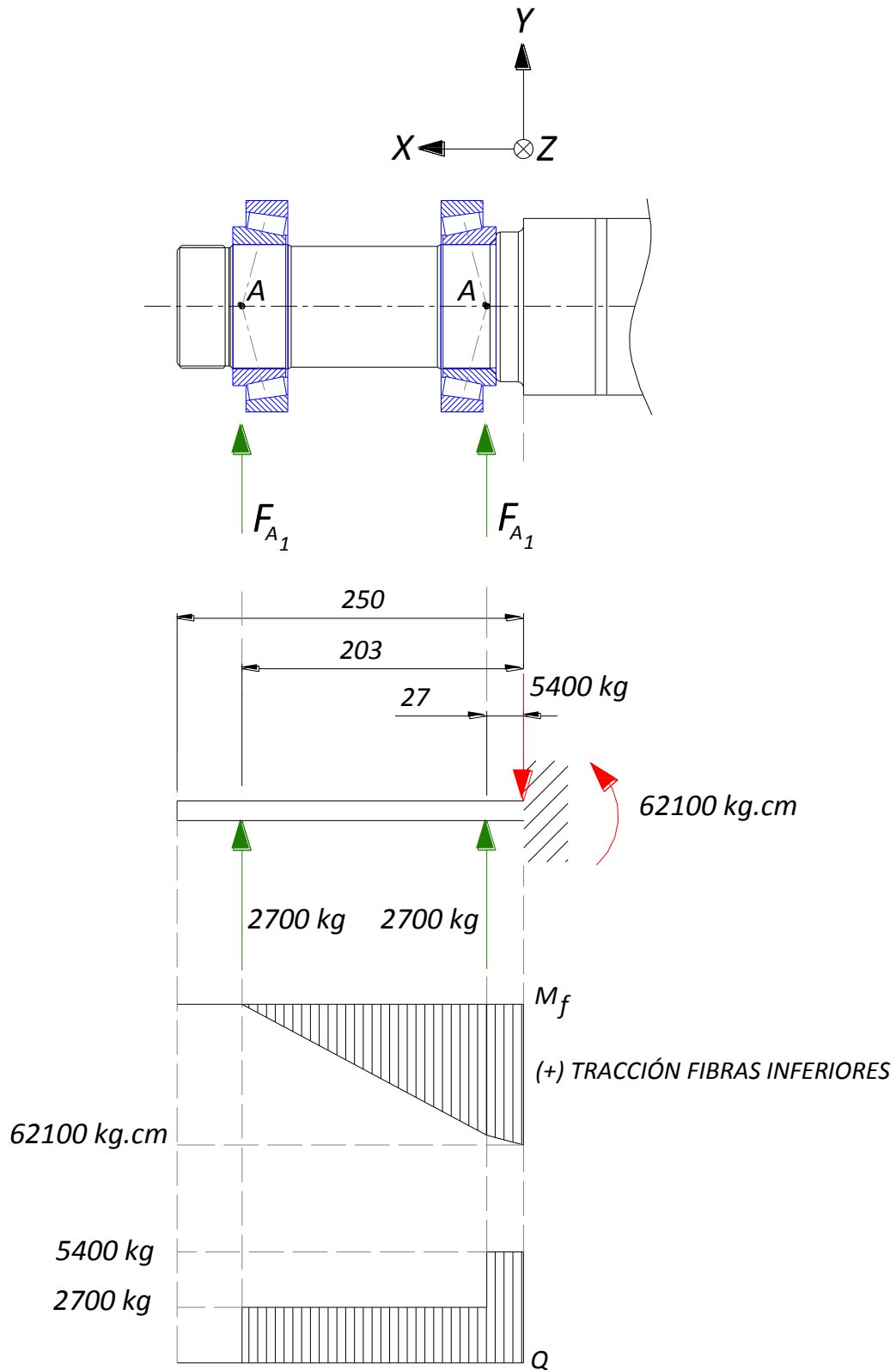


Fig. N° 5.12 - Diagrama de esfuerzos en punta de eje durante trayectoria recta.

5.3.2. Cálculo de esfuerzo en trayectoria curva.

Cuando el semirremolque circula por una trayectoria curva existe una transferencia de carga del dual interior al exterior del 70%. Además, aparecen en los neumáticos fuerzas de igual intensidad y sentido contrario a las fuerzas centrífugas. Todas las fuerzas intervinientes pueden observarse en la Fig. N° 5.13.

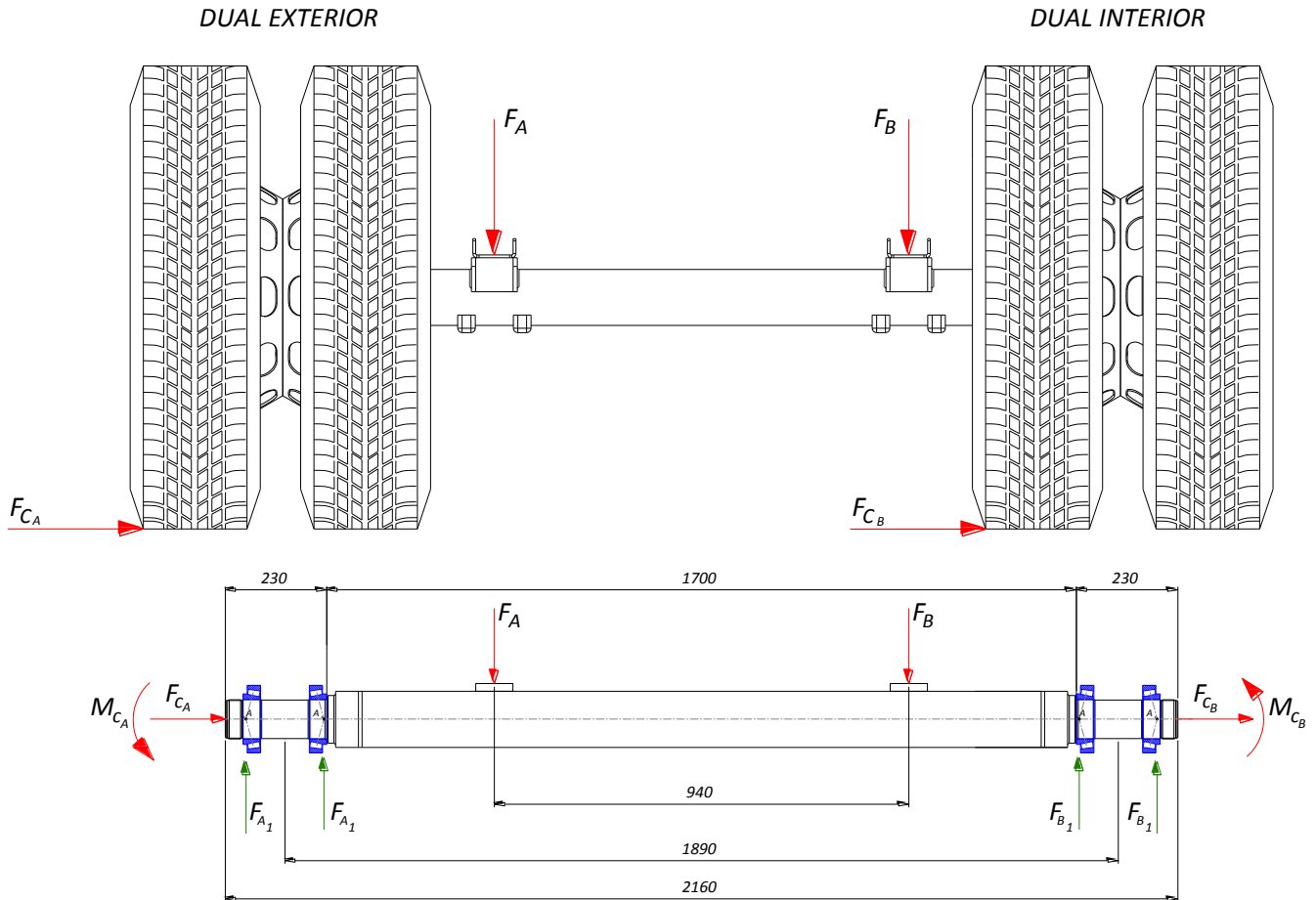


Fig. N° 5.13 - Fuerzas intervinientes en eje en trayectoria curva.

5.3.2.1. Esfuerzos en punta de eje de dual exterior.

Como se describió anteriormente, cuando el semirremolque circule por una trayectoria curva, se produce en el dual exterior una transferencia de carga del dual interior, soportando el 70% de la carga total de eje. Se aplica además un coeficiente para representar las potenciales cargas de impacto (20%). La fuerza F_A indicada en la Fig. N° 5.13 en el apoyo del elástico será entonces:

$$F_A = 9000 \text{ kg} \cdot 1,20 \cdot 0,7 = 7560 \text{ kg} \tag{5.30}$$

Como se puede observar en la misma Fig. N° 5.13, debido a la simetría del eje, las cargas activas sobre los rodamientos son exactamente igual a la mitad del valor de la carga F_A aplicada en el elástico exterior; Esto es:

$$F_{A_1} = \frac{F_A}{2} = \frac{7560 \text{ kg}}{2} = 3780 \text{ kg} \quad (5.31)$$

Además, La trayectoria circular produce una fuerza centrífuga F_{CA} equivalente a:

$$F_{CA} = m \cdot a = m \cdot \frac{V^2}{R} \quad (5.32)$$

Dónde:

- m = masa (7560 kg)
- V = velocidad tangencial. (80 km/h)
- R = radio de curvatura de la carretera. (125 m)

Reemplazando:

$$F_{CA} = 7560 \text{ kg} \cdot \frac{\left(22,22 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{125 \text{ m}} = 29860 \text{ N} = 3047 \text{ kg} \quad (5.33)$$

La fuerza centrífuga calculada anteriormente en la (5.33) genera un esfuerzo de flexión en la punta del eje, la cual equivale a:

$$M_{CA} = F_{CA} \cdot \left(\frac{\phi_{Rueda}}{2}\right) = 3047 \text{ kg} \cdot \left(\frac{105 \text{ cm}}{2}\right) = 159968 \text{ kg.cm} \quad (5.34)$$

Este momento flector se considera aplicado en el externo de la punta de eje (condición más desfavorable para el cálculo), aunque que en la realidad este momento se manifieste como dos fuerzas de igual intensidad y sentido contrario sobre los apoyos de los rodamientos (cupla).

A continuación, En la Fig. N° 5.14 se muestra el diagrama de cuerpo libre con las cargas calculadas en las ecuaciones (5.31), (5.34), y (5.34). Junto a él se ilustran los diagramas de corte, normal y momentos flectores, los cuales se calculan analíticamente a continuación:

- *Sección $0 \leq x \leq 2,7 \text{ cm}$*
 $M_f = -7560 \text{ kg} \cdot x - M_e$
Para $x = 0 \text{ cm} \rightarrow M_f = -73028 \text{ kg.cm}$
Para $x = 2,7 \text{ cm} \rightarrow M_f = -93440 \text{ kg.cm}$
- *Sección $2,7 \text{ cm} \leq x \leq 20,3 \text{ cm}$*
 $M_f = 3780 \text{ kg} \cdot (x - 2,7 \text{ cm}) - 7560 \text{ kg} \cdot x - M_e$
Para $x = 2,7 \text{ cm} \rightarrow M_f = -93028 \text{ kg.cm}$
Para $x = 20,3 \text{ cm} \rightarrow M_f = -159968 \text{ kg.cm}$

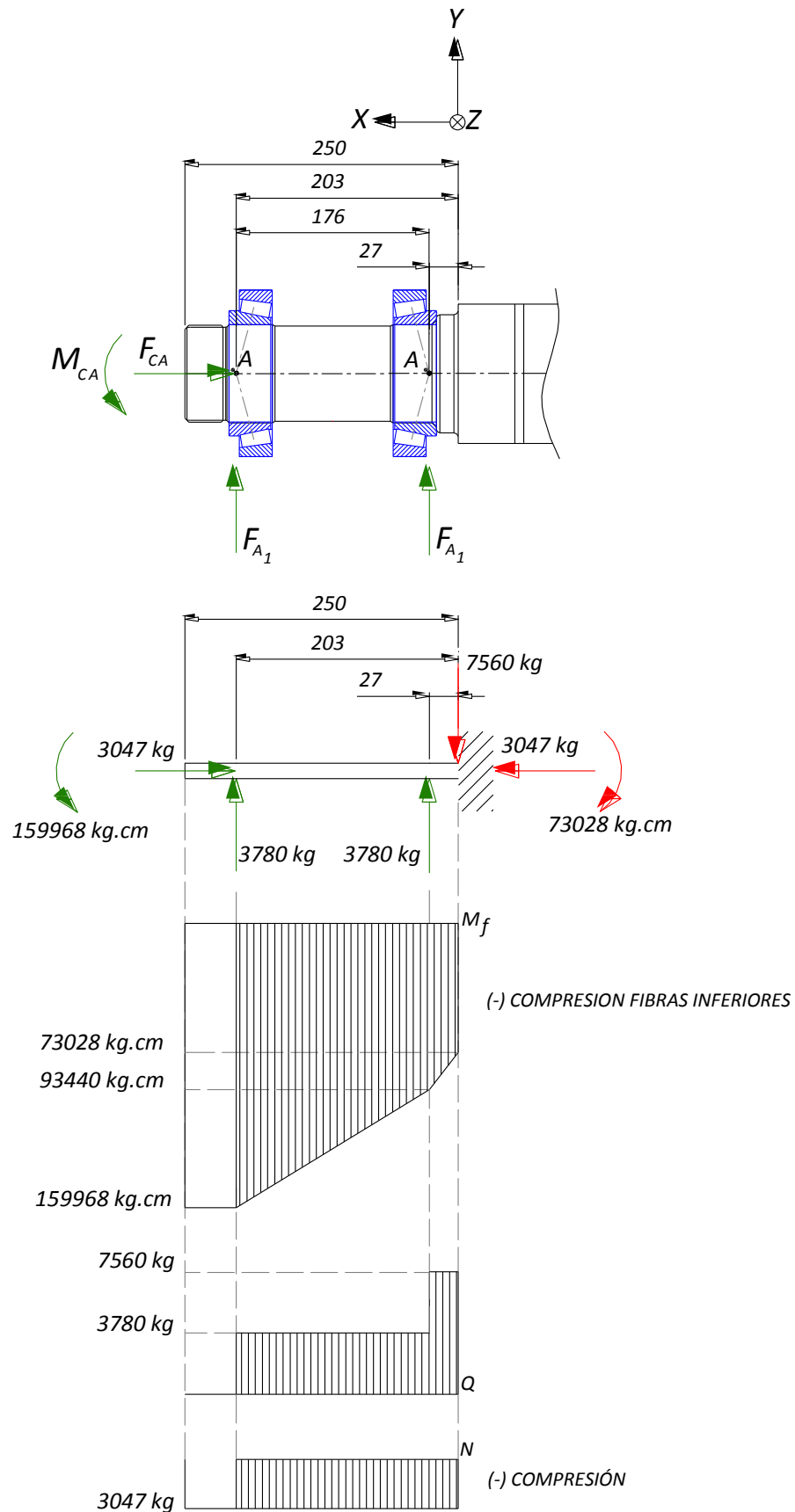


Fig. N° 5.14 - Diagrama de esfuerzos en punta de eje del dual exterior en trayectoria curva.

5.3.2.2. Esfuerzos de punta de eje en dual interior.

Cuando el semirremolque circula por una trayectoria curva, se produce en el dual interior una disminución de carga, debido a que parte de esta se transferirá al dual exterior (el dual interior soporta aproximadamente el 30% de la carga total del eje). Se aplica además un coeficiente para representar las potenciales cargas de impacto (20%). La fuerza F_B indicada en la Fig. N° 5.13 en el apoyo del elástico será:

$$F_B = 9000 \text{ kg} \cdot 1,20 \cdot 0,3 = 3240 \text{ kg} \quad (5.35)$$

Como se puede observar en la misma Fig. N° 5.13, debido a la simetría del eje, las cargas activas sobre los rodamientos son exactamente igual a la mitad del valor carga F_A aplicada en el elástico exterior; Esto es:

$$F_{B_1} = \frac{F_B}{2} = \frac{3240 \text{ kg}}{2} = 1620 \text{ kg} \quad (5.36)$$

La trayectoria circular produce una fuerza centrífuga F_{CB} que se calcula de manera análoga a como se realizó anteriormente en la ecuación (5.32).

$$F_{CB} = 3240 \text{ kg} \cdot \frac{\left(22,22 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{125 \text{ m}} = 12797 \text{ N} = 1306 \text{ kg} \quad (5.37)$$

La fuerza centrífuga calculada anteriormente en la (5.37) genera un esfuerzo de flexión en la punta del eje, el cual equivale a:

$$M_{CB} = F_{CB} \cdot \left(\frac{\phi_{Rueda}}{2}\right) = 1306 \text{ kg} \cdot \left(\frac{105 \text{ cm}}{2}\right) = 68558 \text{ kg} \cdot \text{cm} \quad (5.38)$$

Tal como se explicó en el caso anterior, este momento se considera aplicado en el extremo de la punta de eje, aunque que en la realidad este momento se manifieste como dos fuerzas de igual intensidad y sentido contrario sobre los apoyos de los rodamientos (cupla).

A continuación, En la Fig. N° 5.15 se muestra el diagrama de cuerpo libre con las cargas calculadas en las ecuaciones (5.36),(5.37), y(5.38). Junto a él se ilustran los diagramas de corte, normal y momentos Flectores, los cuales se calculan analíticamente a continuación:

- Sección $0 \leq x \leq 2,7 \text{ cm}$
 $M_f = -3240 \text{ kg} \cdot x + M_e$
 Para $x = 0 \text{ cm} \rightarrow M_f = 105818 \text{ kg} \cdot \text{cm}$
 Para $x = 2,7 \text{ cm} \rightarrow M_f = 97070 \text{ kg} \cdot \text{cm}$
- Sección $2,7 \text{ cm} \leq x \leq 20,3 \text{ cm}$
 $M_f = -3240 \text{ kg} \cdot x + 1620 \text{ kg} \cdot (x - 2,7 \text{ cm}) + M_e$
 Para $x = 2,7 \text{ cm} \rightarrow M_f = -97070 \text{ kg} \cdot \text{cm}$
 Para $x = 20,3 \text{ cm} \rightarrow M_f = 68558 \text{ kg} \cdot \text{cm}$

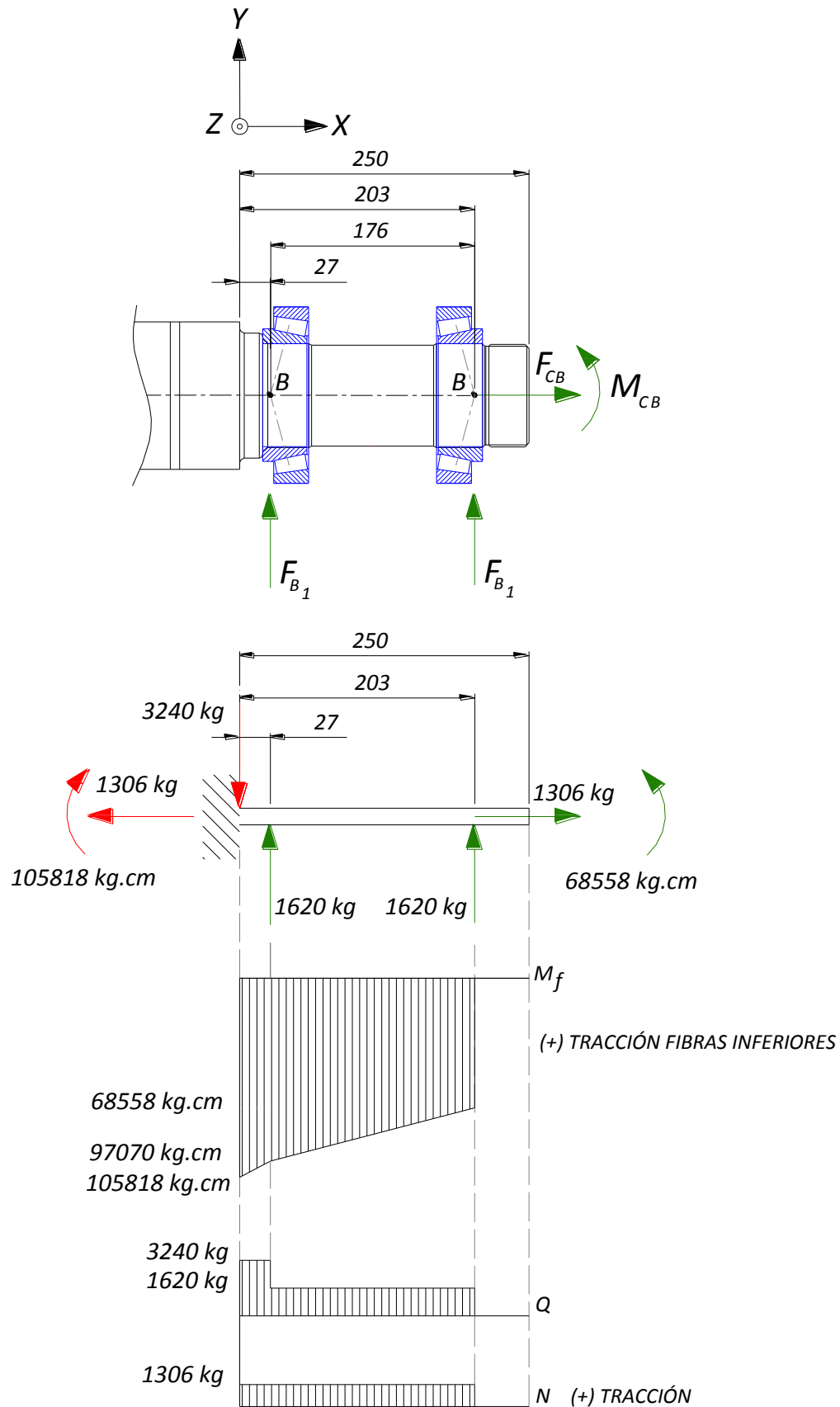


Fig. N° 5.15 - Diagrama de esfuerzos en punta de eje del dual interior en trayectoria curva.

5.3.3. Cálculo de esfuerzo durante el frenado.

Para el cálculo de la fuerza de frenado se considera que el semirremolque circula por una trayectoria curva, ya que debido a la transferencia de carga que existe desde el dual interior al exterior ésta fuerza se ve incrementada; La fuerza de frenado, como máximo, tiene el mismo valor que la fuerza de adherencia o rozamiento y por lo tanto se calculará mediante el producto entre el peso que gravita sobre una rueda y el coeficiente de rozamiento estático entre ella y el suelo. Dicha fuerza se calcula en la siguiente ecuación y se muestra en la Fig. N° 5.16.

$$F_{Freno} = \mu \cdot N = 0,8 \cdot 7560 \text{ kg} = 6048 \text{ kgf} \quad (5.39)$$

Donde:

- μ = es el coeficiente de rozamiento estatico (0.8)
- N = es la fuerza normal en el dual exterior cuando el semirremolque circula por una trayectoria curva. Se calcula en la ecuacion (5.30)

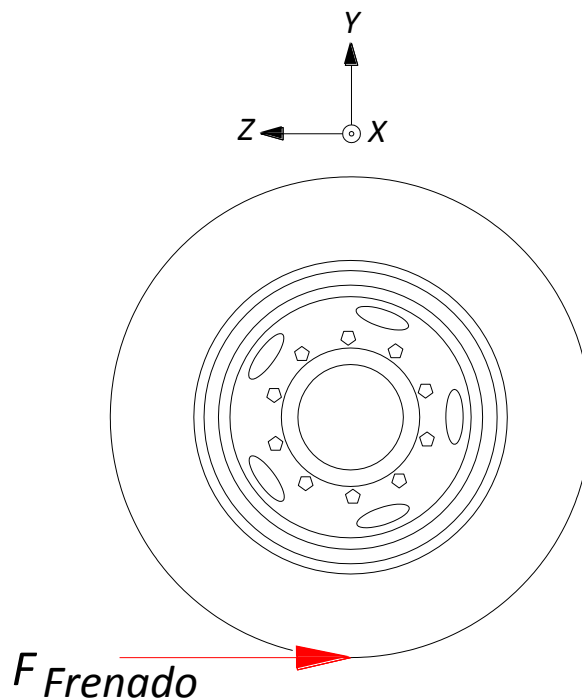


Fig. N° 5.16 - Fuerza de frenado en dual exterior.

En la Fig. N° 5.17 se puede observar la fuerza de frenado aplicada en la punta de eje y el diagrama de cuerpo libre y momento flector.

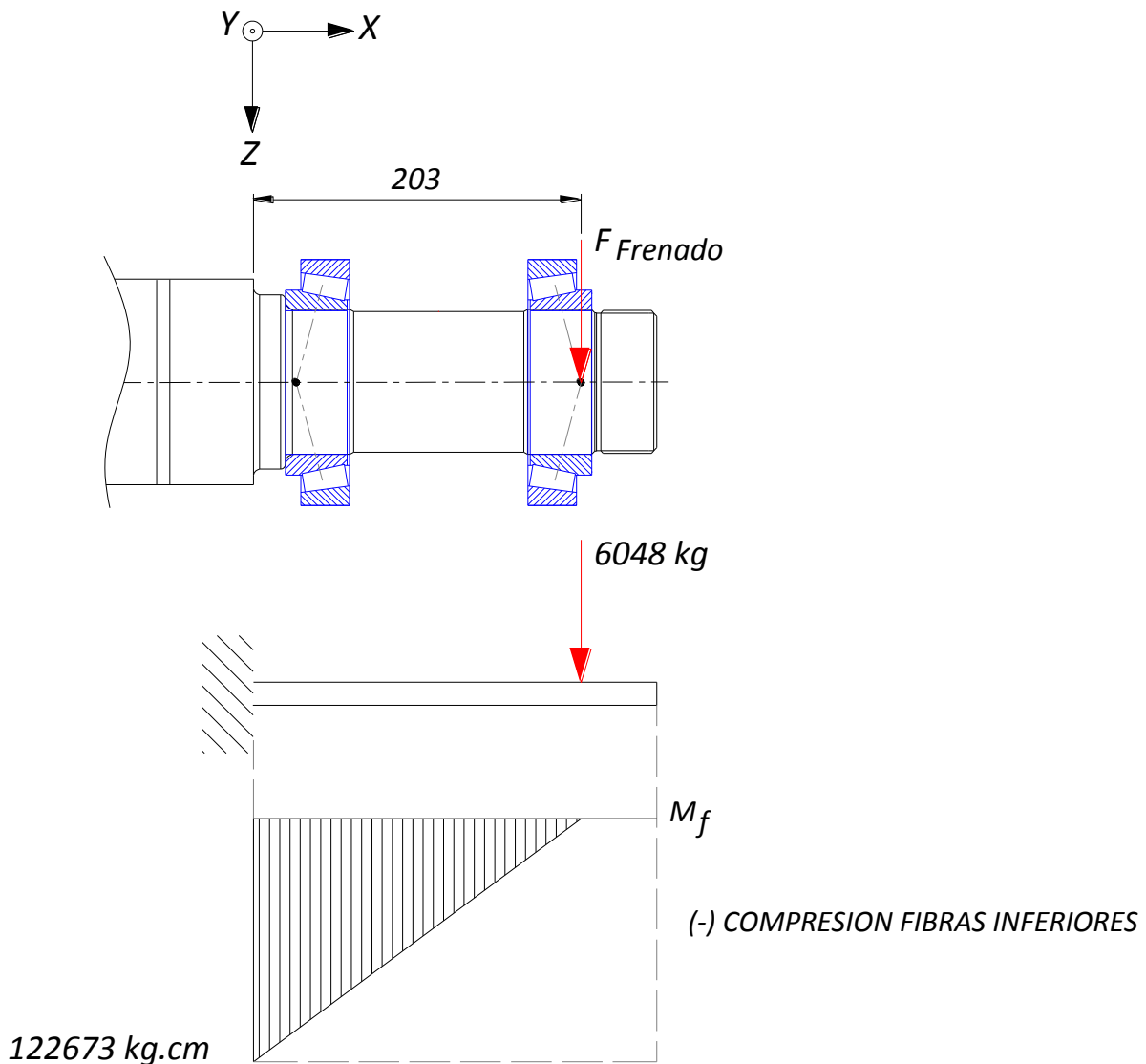


Fig. N° 5.17 - Diagrama de esfuerzo en punta de eje producido por fuerza de frenado.

5.3.4. Verificación de la sección de la punta de eje.

Para la verificación de la punta de eje se analizan los máximos momentos flectores calculados anteriormente. De dicho análisis se llega a la conclusión de que el Máximo momento flector se alcanza al componer el máximo obtenido durante el proceso de frenado con el máximo obtenido en el dual interior al circular el semirremolque por una trayectoria curva.

Dichos momentos flectores se muestran en la Fig. N° 5.18 y se enuncian a continuación:

- $M_{(z)}$: momento flector máximo en dual interior en trayectoria curva (ver Fig. N° 5.15)
- $M_{(y)}$: momento flector máximo en proceso de frenado (ver Fig. N° 5.17)
- M_R : momento resultante de la composición de $M_{(z)}$ y $M_{(y)}$

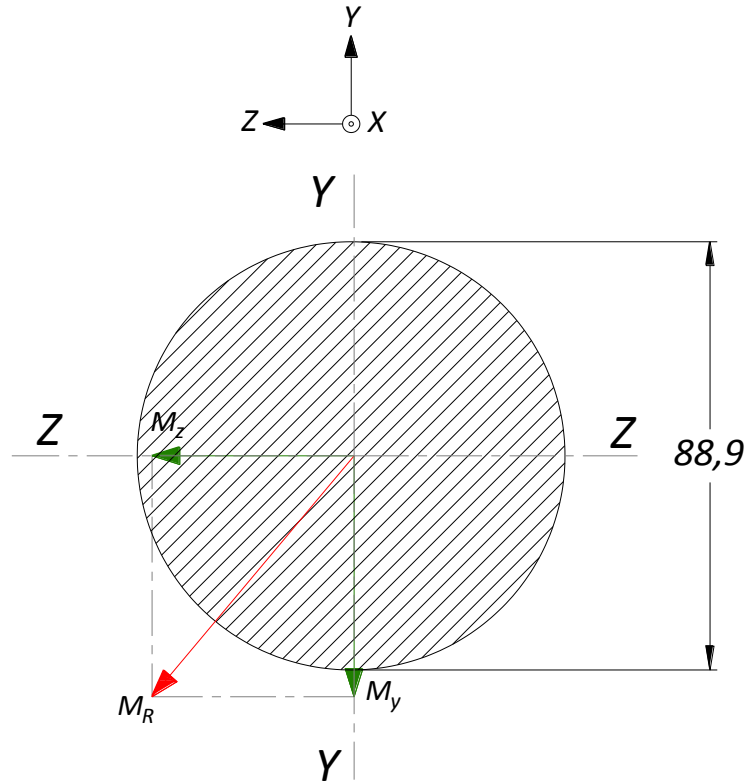


Fig. N° 5.18 - Momentos flectores actuantes en la sección de la punta de eje.

Por lo que el momento resultante es:

$$M_R = \sqrt{(M_z)^2 + (M_y)^2} = \sqrt{(108518 \text{ kg.cm})^2 + (122673 \text{ kg.cm})^2} = 162006 \text{ Kg.cm} \quad (5.40)$$

La punta de eje se encuentra fabricado con acero SAE 1045, cuyas propiedades se muestran en la Tabla 5.4.

Material	SAE 1045
Tensión de fluencia	4148 kg/cm ²
Tensión de rotura	6749 kg/cm ²
E (Módulo de Young o de Elasticidad longitudinal)	2100000 kg/cm ²
G (Módulo de elasticidad transversal)	815773 kg/cm ²
μ (Coeficiente de Poisson)	0,3
ρ (Densidad)	7829 kg/m ³

Tabla 5.4 – Propiedades mecánicas del acero SAE 1045.

Como se vio anteriormente, el máximo esfuerzo en la punta de eje (en la unión con el tubo) se produce cuando el semirremolque está frenando en una curva. En tal caso, el máximo momento flector alcanza un valor de 162006 kg.cm. Por otra parte, existe un esfuerzo normal de compresión equivalente a 3047 kg debido a la fuerza centrífuga. Por éste motivo, la flexión es del tipo simétrica (la dirección donde se encuentra el momento resultante se considera como principal de inercia) y compuesta.

Teniendo en cuenta las dimensiones de la punta de eje, mostradas en la Fig. N° 5.18, el módulo resistente de dicha sección resulta:

$$W = \frac{\pi}{32} \cdot D^3 = \frac{\pi}{32} \cdot (8.89 \text{ cm})^3 = 69 \text{ cm}^3 \quad (5.41)$$

Aplicando la ley de Navier, se calcula la tensión de trabajo:

$$\sigma_{trabajo} = \frac{M_R}{W} + \frac{F}{A} = \frac{162006 \text{ kg.cm}}{69 \text{ cm}^3} + \frac{3047 \text{ kg}}{62 \text{ cm}^2} = 2397 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \quad (5.42)$$

Conocida la máxima tensión de trabajo a la cual será sometida la punta de eje, se procede a comparar la misma con la tensión de fluencia del material, indicada en la Tabla 5.4.

$$N = \frac{\sigma_{fluencia}}{\sigma_{trabajo}} = \frac{4148 \text{ kg/cm}^2}{2397 \text{ kg/cm}^2} = 1.73 \quad (5.43)$$

Como puede observarse, el comportamiento de la sección para ésta aplicación es correcto, ya que su sollicitación es un 73 % menor a la tensión de fluencia del material, considerando las peores condiciones de carga.

5.4. Rodamientos de punta de eje.

Los rodamientos, ubicados entre las campanas de freno y los ejes, tienen como objeto hacer posible el giro de las ruedas.

Para la verificación de los mismos se consideran dos posibles escenarios, los cuales pondrán de manifiesto diferentes cargas equivalentes sobre los rodamientos, esto es, en trayectoria recta y en trayectoria curva.

En la Tabla 5.5 y en Fig. N° 5.19 se muestran características técnicas y dimensiones de los rodamientos, los cuales son sugeridos por el fabricante del eje. ^[8]

DESIGNACIÓN DE CONO / COPA: K-HM 518445/K-HM518410		
C	Capacidad de carga dinámica	242000 N
C ₀	Capacidad de carga estática	355000 N
d	Diámetro interior del aro interior	88.9 mm
D	Diámetro exterior del aro exterior	
T	Anchura total del rodamiento	39.68 mm
e	Límite de influencia de carga axial sobre Carga Equivalente.	0.4
X	Coeficiente radial del rodamiento (dinámico)	0.4
Y	Coeficiente axial del rodamiento. (dinámico)	1.5
X ₀	Coeficiente radial del rodamiento (estático)	0.5
Y ₀	Coeficiente axial del rodamiento. (estático)	0.825

Tabla 5.5- Especificaciones del rodamiento HM 518445/10.

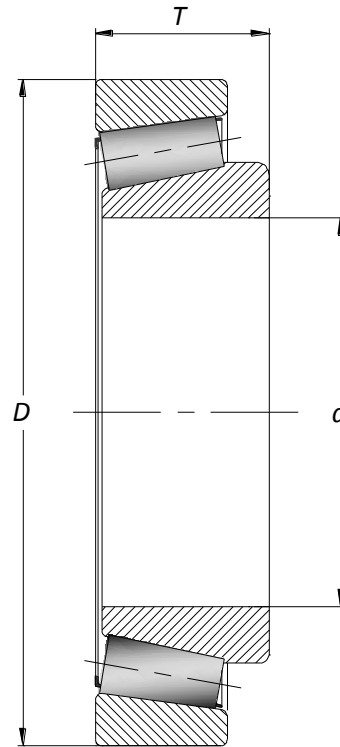


Fig. N° 5.19 - Dimensiones generales del rodamiento HM 51844/10.

5.4.1. Verificación dinámica.

5.4.1.1. Semirremolque circulando en trayectoria curva.

Para esta situación particular se considerarán los rodamientos montados en la punta de eje perteneciente al dual exterior, por ser estos los más solicitados. Para este caso es importante calcular las fuerzas sobre los rodamientos debido a la acción del momento que genera la fuerza centrífuga al ser trasladada desde el piso al centro del eje. Este momento se calculó en la ecuación (5.34) y equivale a 159958 kg.cm.

Por lo tanto, teniendo en cuenta que los centros de presión de cada rodamiento se encuentran a una distancia de 17,6 cm, tal como se muestra en la Fig. N° 5.20, la fuerza citada anteriormente (debido al momento) para cada rodamiento es:

$$F_{\text{rodamiento}} = \frac{159958 \text{ kg.cm}}{17.6 \text{ cm}} = 9090 \text{ kg.} \quad (5.44)$$

Teniendo en cuenta que sobre cada rodamiento actúan 3780 kg debido al peso que soporta el eje, la carga resultante sobre cada rodamiento es:

- Fuerza radial en A (F_{rA}): 3780 kg + 9090 kg = 12870 kg
- Fuerza radial en B (F_{rB}): 3780 kg - 9090 kg = -5310 kg

Las fuerzas calculadas anteriormente se muestran en la Fig. N° 5.20.

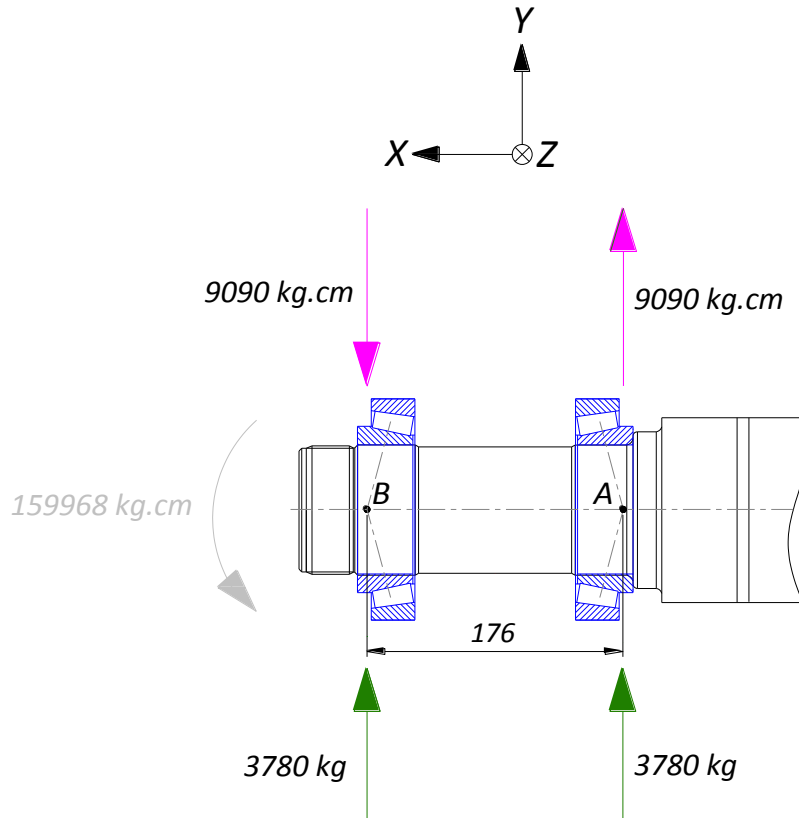


Fig. N° 5.20 - Fuerzas en rodamientos del dual exterior. (Trayectoria curva).

Siguiendo los lineamientos de cálculo del catálogo de rodamientos SKF ^[8], se utilizan las ecuaciones pertenecientes al montaje en "O" (espalda con espalda), cuya representación gráfica se muestra a continuación:

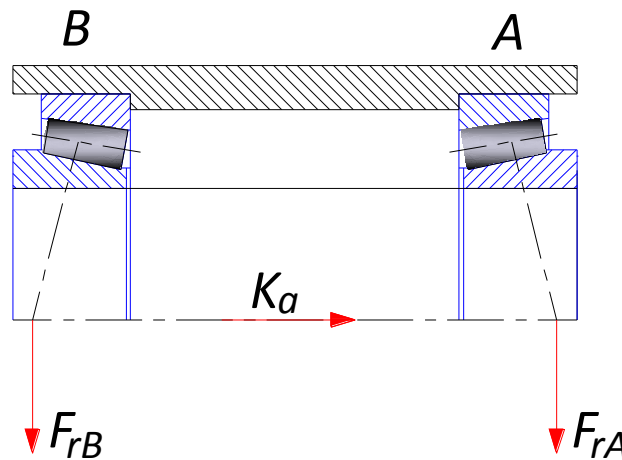


Fig. N° 5.21 - Rodamientos en punta de eje con montaje en O. (Espalda con espalda).

El caso de carga es el siguiente:

$$\frac{F_{rA}}{Y_A} \geq \frac{F_{rB}}{Y_B} \quad y \quad K_a \geq 0 \tag{5.45}$$

Las cargas axiales para este caso de carga son:

$$F_{aA} = \frac{0,5 \cdot F_{rA}}{Y_A} \quad (5.46)$$

$$F_{aB} = F_{aA} + K_a \quad (5.47)$$

Reemplazando en las ecuaciones anteriores:

$$\frac{12780 \text{ kg}}{1,5} \geq \frac{5310}{1,5} \rightarrow 8520 \text{ kg} \geq 3540 \text{ kg} \quad K_a = 3047 \quad (5.48)$$

$$F_{aA} = \frac{0,5 \cdot 12870 \text{ kg}}{1,5} = 4290 \text{ kg} \quad (5.49)$$

$$F_{aB} = 4290 \text{ kg} + 3047 = 7337 \text{ kg} \quad (5.50)$$

Ahora, todas las cargas que actúan sobre el rodamiento deben transformarse en una carga imaginaria única, que responda a las condiciones válidas para la capacidad del rodamiento, la cual, desde el punto de vista de la duración, tiene sobre el rodamiento la misma influencia que las cargas reales. Esta carga imaginaria se denomina Carga Dinámica Equivalente "P".

Para ello, es necesario calcular la relación entre las cargas axiales y radiales de cada caso, ya que la carga axial no empieza a influir sobre la carga equivalente hasta que el valor de dicha relación no supere el valor "e" (característica del rodamiento definida en la Tabla 5.5) . Por lo tanto:

$$\frac{F_{aA}}{F_{rA}} = \frac{4290 \text{ kg}}{12870 \text{ kg}} = 0,33 < e \quad (5.51)$$

$$\frac{F_{aB}}{F_{rB}} = \frac{7337}{5310 \text{ kg}} = 1,38 > e \quad (5.52)$$

En el rodamiento A, debido a que la relación de la fuerza axial con la radial no sobrepasa el valor de "e" del rodamiento, la carga axial no tiene influencia sobre la carga equivalente. Por lo tanto:

$$P_A = F_{rA} = 12870 \text{ kg} = 126126 \text{ N} \quad (5.53)$$

En el rodamiento B, la carga axial si tiene influencia sobre la carga equivalente, por lo tanto:

$$P_B = 0,4 \cdot F_{rB} + Y \cdot F_{aB} = 0,4 \cdot 5310 \text{ kg} + 1,5 \cdot 7337 = 13130 \text{ kg} = 128674 \text{ N} \quad (5.54)$$

Calculadas las cargas dinámicas equivalentes de cada rodamiento, es posible calcular la Seguridad de Carga de cada uno, la cual se define como el cociente entre la Capacidad de Carga Dinámica y la Carga Dinámica Equivalente.

$$\frac{C}{P_A} = \frac{242000 \text{ N}}{126126 \text{ N}} = 1,92 \quad (5.55)$$

$$\frac{C}{P_B} = \frac{242000 \text{ N}}{128674 \text{ N}} = 1,88 \quad (5.56)$$

Con estos datos es posible calcular la duración de los rodamientos; Esto es, el número de revoluciones (o el número de horas de funcionamiento a una velocidad constante dada) que puede efectuar el rodamiento antes de que aparezcan signos de fatiga en alguno de sus componentes. La ecuación para el cálculo es la siguiente:

$$L_{10h} = \frac{1000000}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad (5.57)$$

En la que:

- L_{10h} = duración nominal en horas de funcionamiento
- C/P = seguridad de carga
- n = velocidad en revoluciones por minuto
- $p = 10/3$ para rodamientos cónicos.

Considerando que un vehículo de estas características puede tomar una curva a una velocidad de 80 km/h, el número de revoluciones por minuto al que estarán sometidos los rodamientos son:

$$n = \frac{V}{R} \quad (5.58)$$

Dónde:

- V = velocidad tangencial de la rueda
- R = radio de la rueda

$$n = \frac{80 \frac{\text{km}}{\text{h}}}{0,000525 \text{ km}} = 152380 \frac{\text{rad}}{\text{h}} \cdot \frac{1 \text{ h}}{60 \text{ min}} \cdot \frac{1 \text{ rev}}{2 \cdot \pi \text{ rad}} = 405 \text{ rpm} \quad (5.59)$$

Duración del rodamiento A

$$L_{10h} = \frac{1000000}{60 \cdot 405 \text{ rpm}} \cdot (1,92)^{\frac{10}{3}} = 362 \text{ horas.} \quad (5.60)$$

Duración del rodamiento B

$$L_{10h} = \frac{1000000}{60 \cdot 405 \text{ rpm}} \cdot (1,88)^{\frac{10}{3}} = 337 \text{ horas.} \quad (5.61)$$

Como puede observarse, la duración de los rodamientos en este estado de carga es parecida y limitada. No obstante, es aceptable teniendo en cuenta que por un lado las cargas utilizadas en el cálculo están afectadas de

un coeficiente de impacto y por otro, jamás los rodamientos estarán sometidos a un uso continuo bajo estas sollicitaciones, ya que las curvas son esporádicas. Por lo tanto, tomar estos datos como vida útil real de los rodamientos puede llevarnos a conclusiones erróneas, es por ello que a continuación se verifica la duración de los mismos en trayectoria recta, en la que el resultado del cálculo es más fiable.

5.4.1.2. Semirremolque circulando por trayectoria recta.

En este caso en particular, la carga radial (F_{rA}) para cada uno de los rodamientos es de 2700 Kg, tal como se demostró en la sección 5.3.1. En la figura Fig. N° 5.21 se observan dichas fuerzas.

$$F_{rA} = F_{rB} = 2700 \text{ kg} \quad (5.62)$$

Dado que el caso de carga es el mismo al utilizado en la sección 5.4.1, las ecuaciones (5.45),(5.46) y (5.47) también son utilizadas para el presente cálculo. Por lo tanto:

Reemplazando en la ecuación (5.45)

$$\frac{2700 \text{ kg}}{1.5} \geq \frac{2700}{1.5} \rightarrow 1800 \text{ kg} \geq 1800 \text{ kg} \quad K_a = 0 \quad (5.63)$$

Reemplazando en la ecuación (5.46)

$$F_{aA} = \frac{0,5 \cdot 2700 \text{ kg}}{1.5} = 900 \text{ kg} \quad (5.64)$$

Reemplazando en la ecuación (5.47)

$$F_{aB} = 900 \text{ kg} \quad (5.65)$$

Ahora es necesario calcular la relación entre las cargas axiales y radiales para saber de qué manera deben calcularse las cargas dinámicas equivalentes:

$$\frac{F_{aA}}{F_{rA}} = \frac{F_{aB}}{F_{rB}} = \frac{900 \text{ kg}}{2700} 0,33 < e \quad (5.66)$$

En ambos rodamientos, debido a que la relación de la fuerza axial con la radial no sobrepasa el valor de "e" del rodamiento, la carga axial no tiene influencia sobre la carga equivalente. Por lo tanto:

$$P_A = P_B = F_{rA} = F_{rB} = 2700 \text{ kg} = 26460 \text{ N} \quad (5.67)$$

Calculadas las cargas dinámicas equivalentes de cada rodamiento, es posible calcular la Seguridad de Carga de cada uno, la cual se define como el cociente entre la Capacidad de Carga Dinámica y la Carga Dinámica Equivalente.

$$\frac{C}{P_A} = \frac{C}{P_B} = \frac{242000 \text{ N}}{26460 \text{ N}} = 9.15 \quad (5.68)$$

Con estos datos se procede a calcular la duración de los rodamientos según la ecuación (5.57). Ambos rodamientos tendrán la misma duración.

$$L_{10h} = \frac{1000000}{60 \cdot 405 \text{ rpm}} \cdot (9,15)^{\frac{10}{3}} = 65937 \text{ horas (2747 días de uso continuo)} \quad (5.69)$$

5.4.2. Verificación estática.

En el caso de una carga aplicada a un rodamiento parado, no es la fatiga del material lo que determina la capacidad de carga del rodamiento, sino que ésta queda reducida por la aparición de deformaciones permanentes en los puntos de contacto entre los cuerpos rodantes y los caminos de rodadura.

Para rodamiento de una hilera de rodillos cónicos, la Carga Estática Equivalente es:

$$P_0 = 0,5 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a = 0,5 \cdot 2700 \text{ kg} = 1350 \text{ kg} \quad (5.70)$$

Dado que $P_0 < F_r$ se toma $P_0 = F_r$. Por lo tanto:

$$P_0 = 2700 \text{ kg} = 26460 \text{ N} \quad (5.71)$$

Esta Carga Estática Equivalente es muchísimo más pequeña que la Capacidad de Carga Estática especificada por el fabricante (355000 N), por lo que el desempeño del rodamiento para esta aplicación será óptimo.

5.5. Perno tensor.

Un elemento muy importante en la unidad de todo equipo vial destinado al transporte de carga es el perno tensor. Por medio de bulones se vinculan los tensores con las distintas manotas y con los soportes de elásticos, como muestra en la Fig. N° 5.22.

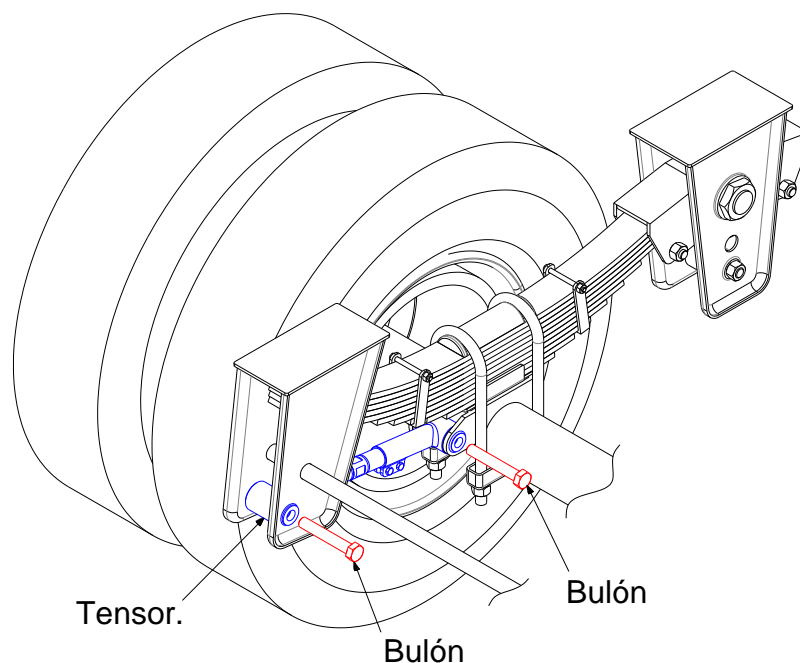


Fig. N° 5.22 - Armado de tensor de rueda.

Las medidas de perno tensor son 7/8" x 5 1/2 " (22.22 mm de diámetro por 139.7 mm de largo), y está fabricado con acero SAE 1045 laminado simple al igual que la punta de eje, cuyas propiedades mecánicas fueron expuestas en la Tabla 5.4.

Para realizar la verificación del perno es necesario saber a qué tipos de solicitaciones está sometido. El mayor esfuerzo es realizado cuando el semirremolque frena bruscamente; ésta situación somete al corte y aplastamiento distintas secciones. En la Fig. N° 5.23 se puede observar cuáles son las secciones solicitadas.

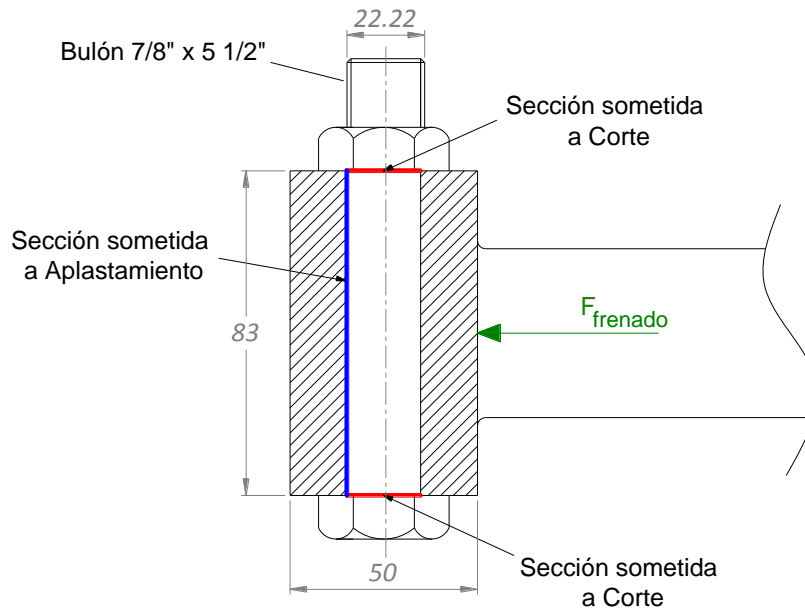


Fig. N° 5.23 - Secciones del perno tensor sometidas a corte y aplastamiento.

Conocida la fuerza de frenado ($F_{frenado} = 6048 \text{ kg}$) ya calculada en la ecuación (5.39) de la sección 5.3.3 se procede a efectuar las verificaciones correspondientes a las secciones señaladas.

5.5.1. Verificación al corte.

El área de esfuerzo A_s sometida al esfuerzo de corte indicada en la Fig. N° 5.23 es igual a $2,981 \text{ cm}^2$ ^{[10] (Véase pág.756)}. Teniendo en cuenta que son dos las áreas resistentes a éste esfuerzo, la tensión de corte resulta:

$$\tau_s = \frac{F}{2 \cdot A_s} = \frac{6048 \text{ kg}}{2 \cdot 2,981 \text{ cm}^2} = 1014 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \tag{5.72}$$

Teniendo en cuenta que:

$$\tau_{fluencia} = \sigma_{Fluencia traccion} \cdot 0,6 = 4148 \text{ kg/cm}^2 \cdot 0,6 = 2488 \text{ kg/cm}^2 \tag{5.73}$$

El coeficiente de seguridad es:

$$N = \frac{\tau_{fluencia}}{\tau_s} = \frac{2488 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}}{1014 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}} = 2,45 \tag{5.74}$$

Como conclusión se puede decir que la tensión de trabajo del perno tensor está un 145 % por debajo de la tensión de fluencia del material, por lo que el mismo no se va a romper por causa de este tipo de esfuerzo.

5.5.2. Verificación al aplastamiento.

Como se puede observar en la Fig. N° 5.23 la sección sometida a aplastamiento es:

$$A_p = L_{bulon} \cdot \phi_{bulon} = 08,3 \text{ cm} \cdot 2,22 \text{ cm} = 18.42 \text{ cm}^2 \quad (5.75)$$

Por lo que la tensión de compresión está dada por:

$$\sigma_c = \frac{F}{A_p} = \frac{6048 \text{ kg}}{18.42 \text{ cm}^2} = 328 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \quad (5.76)$$

Teniendo en cuenta la tensión de fluencia del material (establecida en la Tabla 5.4) El coeficiente de seguridad resultante es:

$$N = \frac{\tau_{fluencia}}{\sigma_c} = \frac{4148 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}}{328 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}} = 12.6 \quad (5.77)$$

Como conclusión, se puede decir que la tensión de trabajo del perno tensor se encuentra 12.6 veces por debajo del límite admisible del material, y por lo tanto no se va a romper por esfuerzo de compresión. Aunque se puede observar claramente que el perno está muy sobredimensionado a esfuerzos de aplastamiento se debe tener presente que, como se vio en la sección anterior, el esfuerzo de corte es el que restringe el diseño debido a que es mayor que el de aplastamiento.

5.6. Tren de estacionamiento.

El tren de estacionamiento permite la subida y bajada regular del semirremolque, como así también, que descansa cuando no está desempeñando tareas de transporte.

En la Fig. N° 5.24 se muestra uno de los tipos más utilizados y en la Tabla 5.6 y Fig. N° 5.25 se especifica información técnica de utilizad.



Fig. N° 5.24 - Tren de estacionamiento.

Características	Valor
Capacidad de levantamiento	24 Tn.
Capacidad estática de carga.	50 Tn.
Avance de la aproximación de los pies en el suelo (en alta)	10,6 mm/vuelta
Avance de levantamiento de carga (en baja)	1 mm/vuelta
Fuerza de operador de manija con 12 Tn. de carga	17 kg.
Fuerza de operador de manija con 24 Tn. de carga	35 kg.

Tabla 5.6 - Datos de operación para tren de estacionamiento.

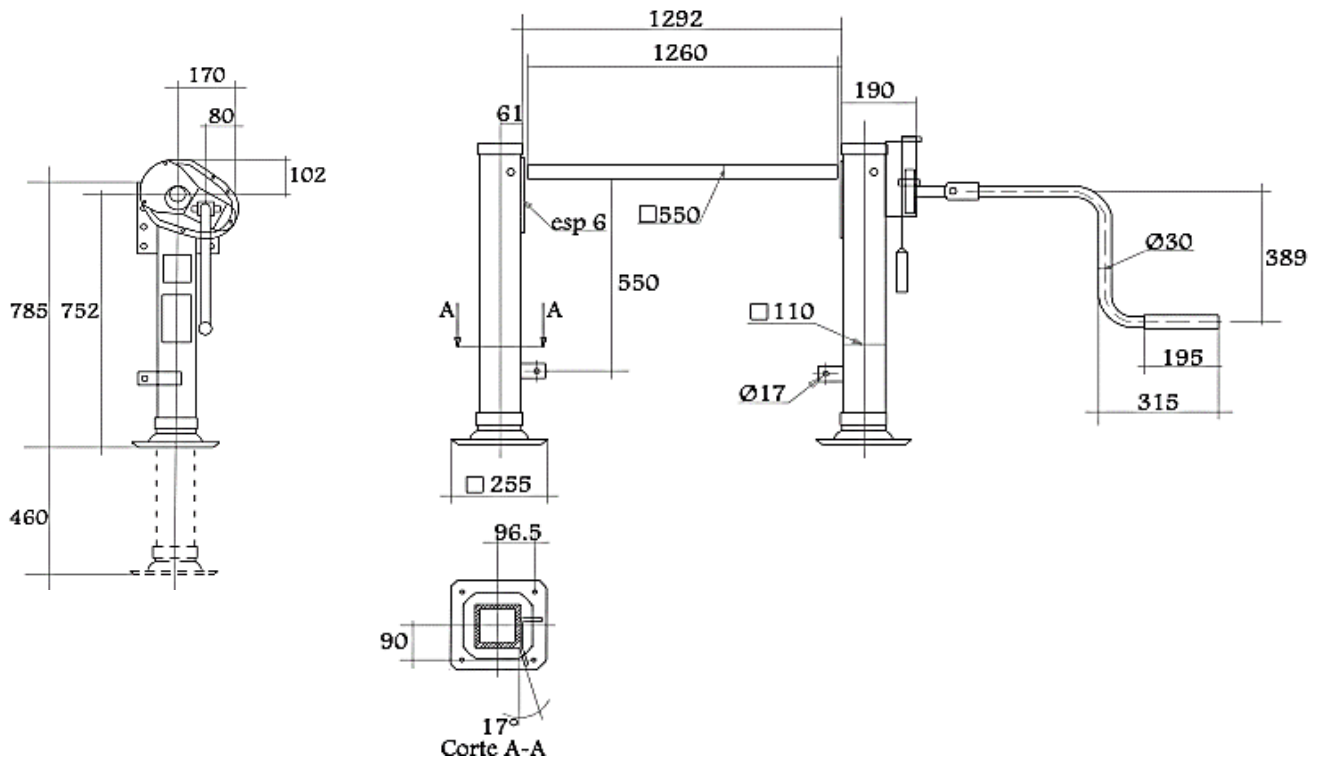


Fig. N° 5.25 - Dimensiones de tren de estacionamiento.

Capítulo 6.

“Diseño del pie de apoyo”

El semirremolque cuenta en su parte trasera con un pie de apoyo, cuyos componentes se muestran en la Fig. N° 6.1. El mismo tiene dos objetivos fundamentales en la maniobra de carga/ descarga:

1. Estabilizar el semirremolque, alejando el centro de giro del volteo del centro de gravedad de la carga.
2. Evitar excesiva deflexión en los muelles de ballestas, transmitiendo al piso mediante el pie de apoyo gran parte de la carga.

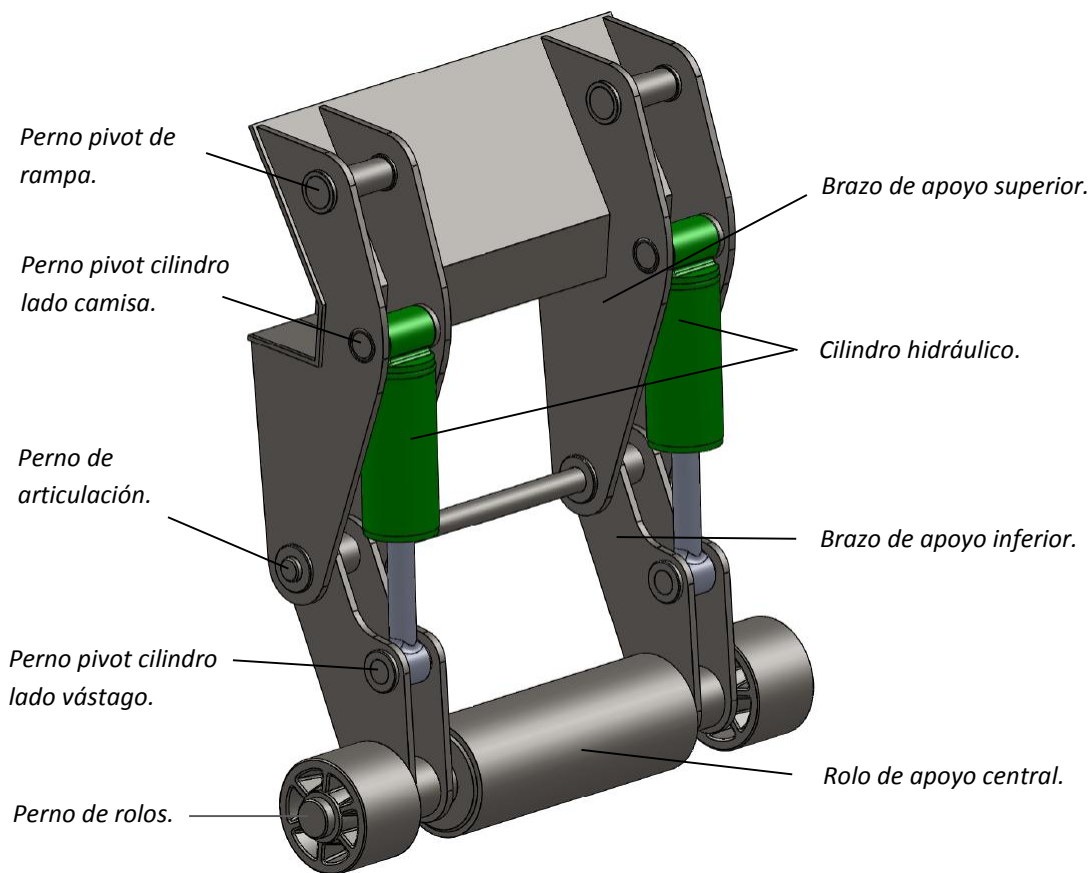


Fig. N° 6.1 - Pie de apoyo.

6.1. Brazo de apoyo inferior.

En la Fig. N° 6.1 se muestra que el diseño de los brazos de apoyo inferiores se diseñaron para ser construidos a partir de dos perfiles de chapa vinculados por medio de bujes en las zonas de pivot. Para calcular el espesor de éstas piezas, con el fin de que no existan tensiones por sobre la admisible del material y deformaciones excesivas, es necesario conocer cuál será el esfuerzo al que serán sometidas las mismas.

Como puede observarse en la Fig. N° 6.2, la peor condición de carga se logra cuando el centro de gravedad del contenedor queda alineado con el punto de apoyo del rolo que está en contacto con el suelo.

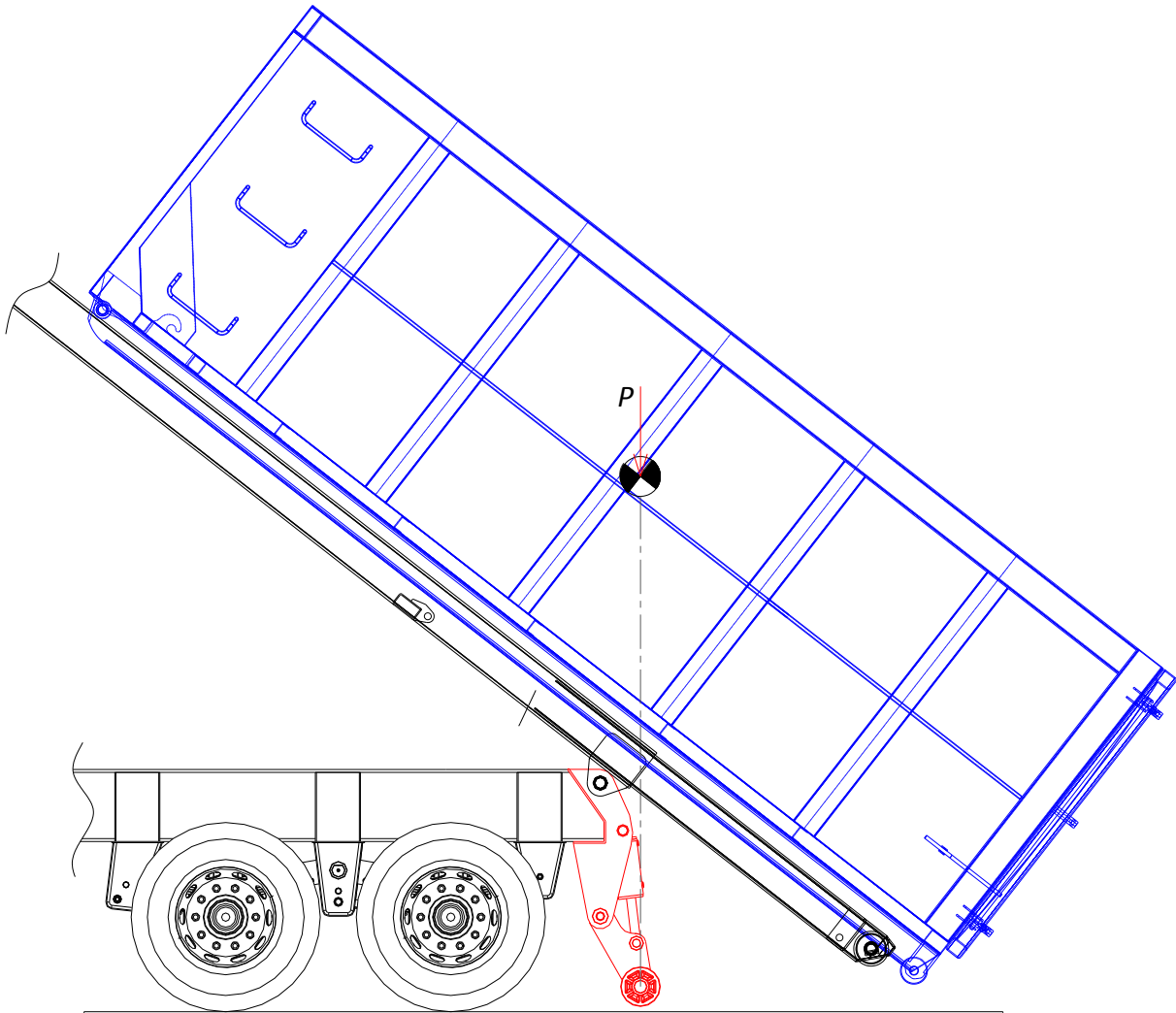


Fig. N° 6.2 - Centro de gravedad del contenedor alineado con el pie de apoyo.

Para el cálculo en cuestión, la carga “P” es considerada como la carga propiamente dicha (20000 kg) + la tara del contenedor (3000 kg), lo que suma un total de 23000 kg.

A los fines de simplificar los cálculos, se utiliza la mitad de dicha carga (11500 kg) en un solo brazo. En el diagrama de cuerpo libre de la Fig. N° 6.3 se puede observar la geometría del pie de apoyo, a partir de la cuál serán calculados los esfuerzos.

Referencias:

- P: reacción del brazo de apoyo inferior en el suelo.
- F_c : fuerza del cilindro hidráulico sobre el brazo de apoyo inferior.
- F_p : reacción del brazo de apoyo inferior sobre el brazo de apoyo superior.
- M: momento flector que nace de trasladar la fuerza F_c al baricentro de la sección.

A continuación se plantea la sumatoria de fuerzas en dirección “X” e “Y” y de momentos con respecto al punto A, según la Fig. N° 6.3

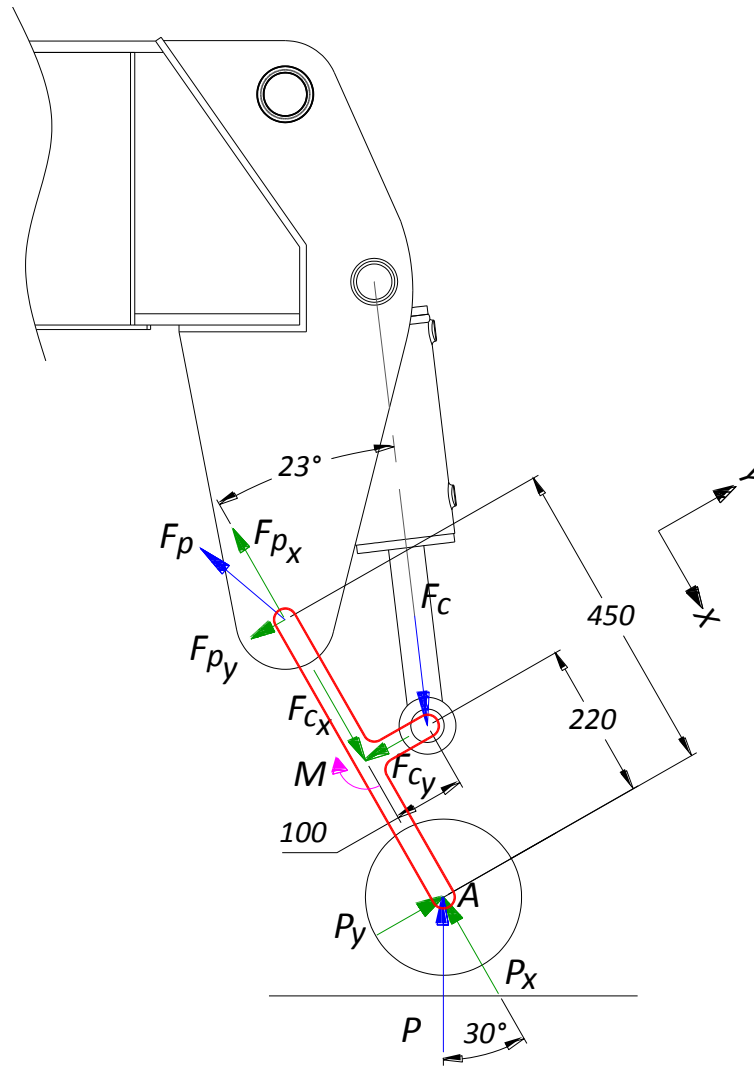


Fig. N° 6.3 - Diagrama de cuerpo libre del brazo de apoyo inferior.

$$\sum F_x = -F_{P_x} + F_C \cdot \cos 23^\circ - P_x = 0 \tag{6.1}$$

$$\sum F_y = -F_{P_y} - F_C \cdot \sin 23^\circ + P_y = 0 \tag{6.2}$$

$$\sum M_A = -F_{P_y} \cdot 45 \text{ cm} - F_C \cdot \sin 23^\circ \cdot 22 \text{ cm} + M = 0 \tag{6.3}$$

De (6.2) se despeja F_{P_y}

$$F_{P_y} = -F_C \cdot \sin 23^\circ + P_y \tag{6.4}$$

Teniendo en cuenta que:

$$M = F_C \cdot \cos 23^\circ \cdot 10 \text{ cm} = 9,2 \text{ cm} \cdot F_C \tag{6.5}$$

Además, como se conoce el valor de la reacción “P” (11500 kg), y se sabe que es normal a la superficie, se puede calcular P_y y P_x

$$P_x = 11500 \text{ kg} \cdot \cos 30^\circ = 9960 \text{ kg} \tag{6.6}$$

$$P_y = 11500 \text{ kg} \cdot \sin 30^\circ = 5750 \text{ kg} \tag{6.7}$$

Incorporando las ecuaciones (6.4) y (6.5) en la ecuación (6.3) se calcula F_c

$$F_c = \frac{45 \text{ cm} \cdot P_y}{(45 \text{ cm} \cdot \sin 23^\circ) - (22 \text{ cm} \cdot \sin 23^\circ) + (9.2 \text{ cm})} = 14227 \text{ kg} \tag{6.8}$$

A partir de las ecuaciones (6.1) y (6.2) se calculan F_{P_x} y F_{P_y} respectivamente:

$$F_{P_x} = +F_c \cdot \cos 23^\circ - P_x = 3136 \text{ kg} \tag{6.9}$$

$$F_{P_y} = -F_c \cdot \sin 23^\circ + P_y = 191 \text{ kg} \tag{6.10}$$

A partir de las fuerzas calculadas anteriormente, en la Fig. N° 6.4 se representa como actúan en la viga, acompañado de los esfuerzos característicos normales y de flexión.

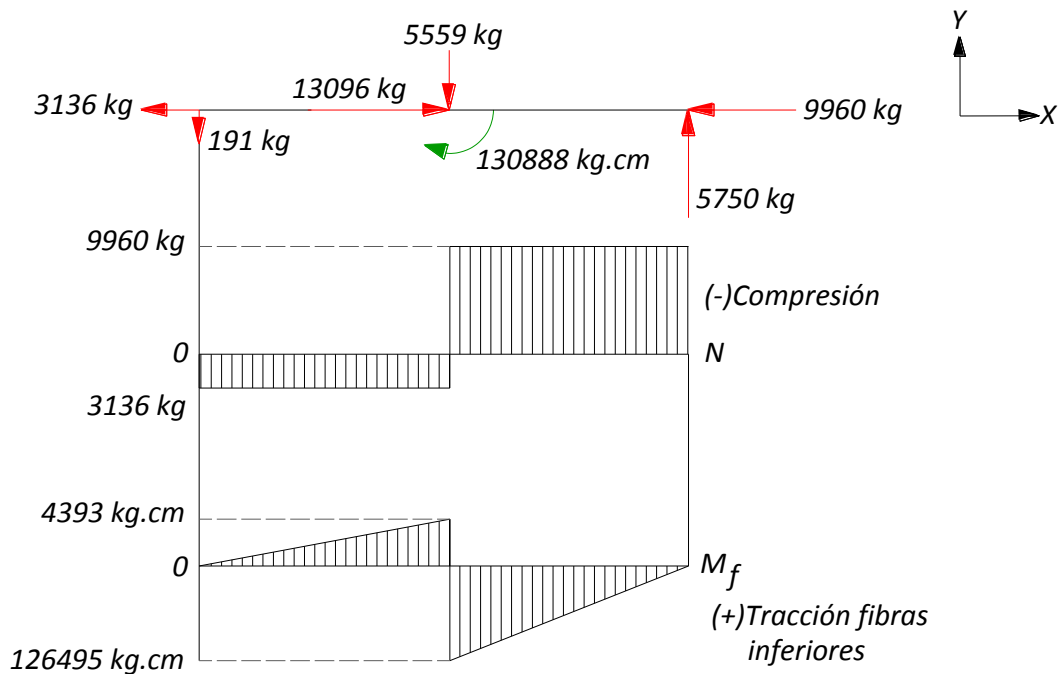


Fig. N° 6.4 - Diagrama de esfuerzos del brazo de apoyo inferior.

La viga, tal como se describió anteriormente se diseña a partir de dos chapas vinculadas entre sí por bujes, en los cuales se alojará el eje de articulación y el eje de los rolos de apoyo. Ver Fig. N° 6.1.

La sección de dicha viga se muestra en la Fig. N° 6.5

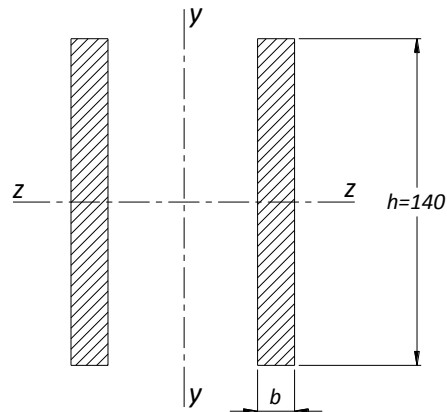


Fig. N° 6.5 - Sección de la viga del brazo de apoyo inferior.

Como se puede observar en la Fig. N° 6.4, el brazo se encuentra sometido a un caso de flexión compuesta, por lo que se procede a presentar la ecuación de Navier para tal fin:

$$\sigma_{admissible} = \frac{M_{f(z)}}{W_{Z-Z}} + \frac{F}{A} \quad (6.11)$$

Dónde:

- $M_{(z)}$: momento flector máximo en la sección respecto al eje Z-Z
- M_{Z-Z} : módulo resistente de la sección.
- F : fuerza máxima normal a la sección.
- A : área de la sección.

Reemplazando el área y el módulo resistente de la sección según las dimensiones “b” y “h” mostradas en la Fig. N° 6.5, resulta:

$$\sigma_{admissible} = \frac{M_{f(z)}}{2 \cdot \frac{b \cdot h^2}{6}} + \frac{F}{b \cdot h} \quad (6.12)$$

$$\sigma_{admissible} = \frac{1}{b} \cdot \left(\frac{3 \cdot M_{f(z)}}{h^2} + \frac{F}{h} \right) \quad (6.13)$$

De donde se despeja b:

$$b = \frac{\left(\frac{3 \cdot M_{f(z)}}{h^2} + \frac{F}{h} \right)}{\sigma_{admissible}} \quad (6.14)$$

Teniendo en cuenta que el material de las placas es acero SAE 1010 (cuya resistencia a la fluencia es de 1835 kg/cm² según lo indicado en la Tabla 4.1) y que la altura de la viga está definida en 14 cm por una cuestión de diseño, el espesor necesario de la placa se calcula a continuación:

$$b = \frac{\left(\frac{3 \cdot 126495 \text{ kg} \cdot \text{cm}}{14^2} + \frac{9960}{14}\right)}{1835 \text{ kg/cm}^2} = 1,44 \text{ cm} \quad (6.15)$$

Con éste espesor calculado, es preciso ir a un espesor comercial inmediato superior, es decir 5/8" (15,87 mm). Evidentemente, la placa no se romperá, pero estará trabajando con una tensión muy cercana a la de fluencia del material (es decir con un coeficiente de seguridad demasiado pequeño).

Si se analiza la (6.15), gran porcentaje del espesor demandado está influenciado por el momento flector generado al trasladar la fuerza del cilindro hidráulico al baricentro de la sección. Es por ello que se ha trabajado en el diseño de las placas de la viga, para que esa fuerza no genere un momento flector demasiado puntual. Dicha verificación se realizará con el Simulation de SolidWorks en la sección 6.4.

6.2. Brazo de apoyo superior.

Para el cálculo de las vigas pertenecientes a los brazos superiores indicados en la Fig. N° 6.1, es preciso componer las fuerzas "F_{p_x}" y "F_{p_y}" calculadas en las ecuaciones (6.9) y (6.10) según el sistema de referencia de la Fig. N° 6.3. Debido al principio de acción y reacción, para el cálculo del brazo superior ésta fuerza debe ser de sentido contrario a la fuerza "F_p". La misma en el brazo superior se muestra en la Fig. N° 6.6.

$$F_p = \sqrt{(F_{p_x}^2 + F_{p_y}^2)} = \sqrt{(3136 \text{ kg}^2 + 191 \text{ kg}^2)} = 3142 \text{ kg} \quad (6.16)$$

La dirección de dicha fuerza se obtuvo mediante cálculos auxiliares a partir de la composición vectorial de sus componentes.

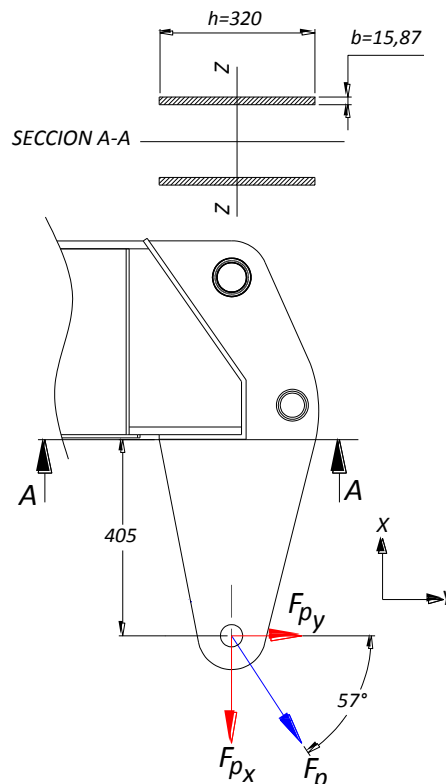


Fig. N° 6.6 - Diagrama de cuerpo libre del brazo de apoyo superior.

Debido a que el brazo de apoyo inferior está diseñado o a partir de chapa de espesor 5/8" (tal como se verifico en la sección 6.1), el brazo de apoyo superior, también será verificado con el mismo espesor.

La condición de carga se asemeja con una viga empotrada, cuyo momento flector máximo es:

$$M_{(z)} = F_{p_y} \cdot 40,5 \text{ cm} = F_p \cdot \cos(57^\circ) \cdot 40,5 \text{ cm} = 69305 \text{ kg} \cdot \text{cm} \quad (6.17)$$

Además del esfuerzo de flexión, la viga también está sometida a un esfuerzo normal, cuyo valor es:

$$F_{p_x} = F_p \cdot \sin 57^\circ = 2635 \text{ kg} \quad (6.18)$$

Conocidos los esfuerzos y las dimensiones de las placas en la base de la sección variable (Fig. N° 6.6) se procede a calcular la tensión de trabajo a la cual está sometida la viga. Para ello se utiliza la ecuación correspondiente a flexión compuesta.

$$\sigma_{trabajo} = \frac{M_{f(z)}}{2 \cdot \frac{b \cdot h^2}{6}} + \frac{F}{b \cdot h} = \frac{69305 \text{ kg} \cdot \text{cm}}{2 \cdot \frac{1,587 \text{ cm} \cdot (32 \text{ cm})^2}{6}} + \frac{2635 \text{ kg}}{1,587 \text{ cm} \cdot 32 \text{ cm}} = 180 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \quad (6.19)$$

Teniendo en cuenta que el material de las placas que conforma el brazo es acero SAE 1010, y que su resistencia a la fluencia es de 1835 kg/cm² (indicada en la Tabla 4.1), el coeficiente de seguridad resulta:

$$N = \frac{\sigma_{fluencia}}{\sigma_{trabajo}} = \frac{1835 \text{ kg/cm}^2}{180 \text{ kg/cm}^2} = 10.2 \quad (6.20)$$

Durante la operación del equipo pueden existir cargas dinámicas aplicadas al pie de apoyo (durante la carga/descarga del contenedor), las cuales no fueron contempladas en el cálculo, por lo que se decide aceptar éste diseño con un coeficiente de seguridad conservador.

Se puede decir entonces, que la tensión de trabajo del brazo se encuentra 10.2 veces por debajo del límite admisible del material, y por lo tanto no se romperá por esfuerzo de flexión.

6.3. Cálculo de pernos y ejes.

6.3.1. Eje pie de apoyo de rolos.

El eje en cuestión es el mostrado en la Fig. N° 6.1. Para el cálculo del mismo se considera la carga de 23000 kg indicada con "P" en la Fig. N° 6.3, la cual, como se ha visto anteriormente se alcanza cuando el centro de gravedad del contenedor pasa por el plano vertical en el que los rolos hacen contacto con el suelo.

El análisis de cargas es el siguiente:

Como se puede observar en la Fig. N° 6.7, la totalidad de la carga estará distribuida en una longitud de 87.7 cm (que es la suma de longitudes de los rolos) por lo que la densidad de carga q_1 aplicada al eje será la misma que tienen los rolos con el piso, debido a que longitud de contacto del rolo con éste es idéntica a la del rolo con el eje. Dicho esto, la densidad de carga sobre el eje debido a la carga que soportan los rolos menores es:

$$q_1 = \frac{23000 \text{ kg}}{87,7 \text{ cm}} = 262,25 \frac{\text{kg}}{\text{cm}} \quad (6.21)$$

El rolo mayor, soportará una carga de 15130 kg. (262,25 kg/cm x 57,7 cm) si se realiza un análisis análogo al anterior. No obstante, toda esta fuerza es transmitida al eje mediante 10 cm de apoyo, que son los anchos de los bujes que pueden observarse en la Fig. N° 6.7. Por lo tanto, la densidad de carga aplicada al eje debido a la fuerza que soporta el rolo mayor es:

$$q_2 = \frac{15130 \text{ kg}}{10 \text{ cm}} = 1513 \frac{\text{kg}}{\text{cm}} \tag{6.22}$$

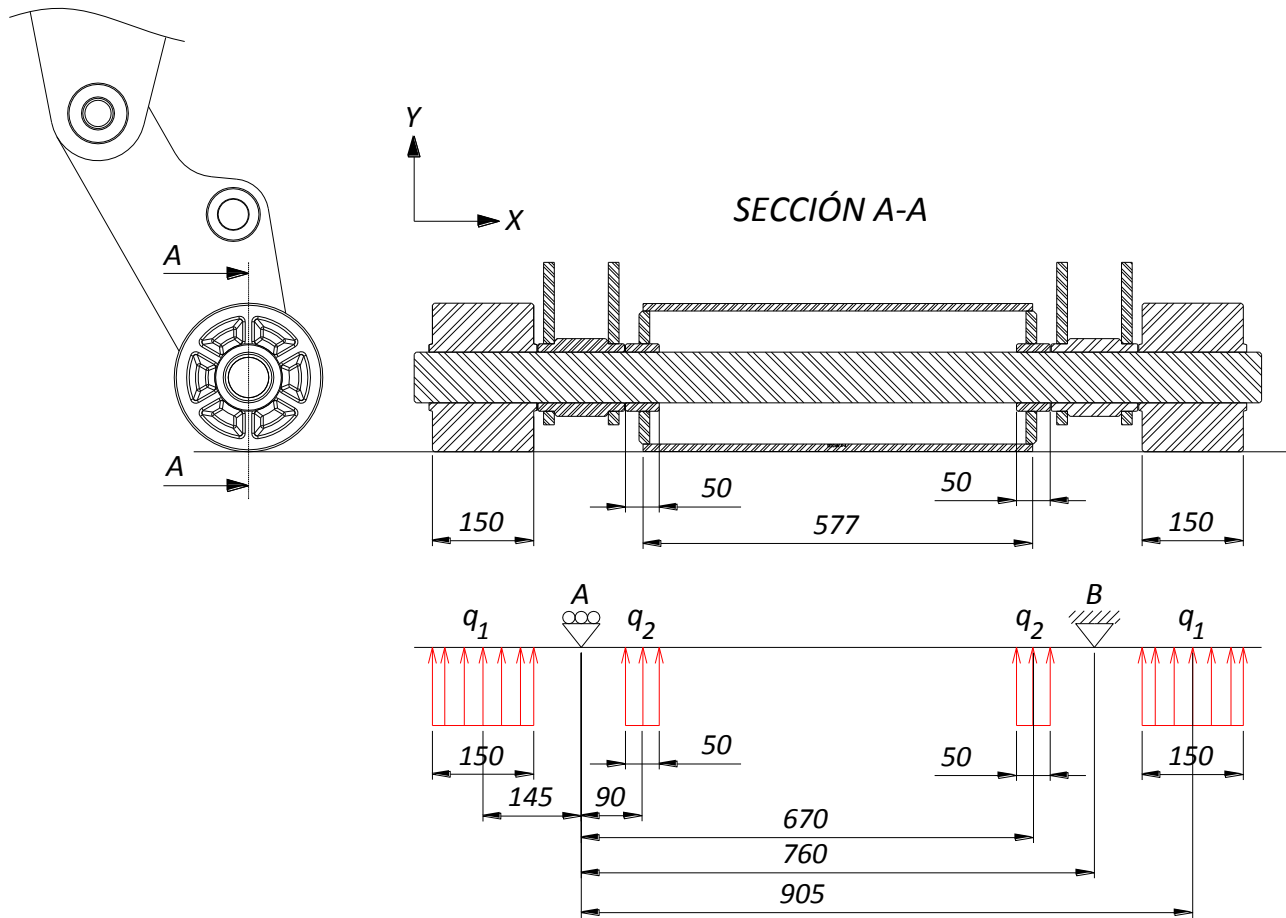


Fig. N° 6.7 - Dimensiones de rolos de apoyo.

Establecido el análisis de carga al cual estará sometido el perno, se procede al cálculo de las reacciones:

Para el cálculo de las reacciones, se toma como referencia el diagrama de cuerpo libre mostrado en la Fig. N° 6.7. A continuación, se procede a plantear el equilibrio de fuerzas verticales y momentos respecto al punto "A".

$$\sum F_y = 2 \cdot q_1 \cdot 15 \text{ cm} - R_A - R_B + 2 \cdot q_2 \cdot 5 \text{ cm} \tag{6.23}$$

$$\sum M_A = (q_1 \cdot 15 \text{ cm}) \cdot 14,5 \text{ cm} - (q_2 \cdot 5 \text{ cm}) \cdot 9 \text{ cm} - (q_2 \cdot 5 \text{ cm}) \cdot 67 \text{ cm} + R_B \cdot 76 \text{ cm} - (q_1 \cdot 15 \text{ cm}) \cdot 90,5 \text{ cm} = 0 \quad (6.24)$$

Dónde:

- R_A : reacción del eje de rolos de apoyo sobre el brazo de apoyo inferior en el punto "A" de la Fig. N° 6.7.
- R_B : reacción del eje de rolos de apoyo sobre el brazo de apoyo inferior en el punto "B" de la Fig. N° 6.7.

Despejando R_B de la ecuación (6.24) se obtiene:

$$R_B = 11500 \text{ kg} \quad (6.25)$$

Despejando R_A de la ecuación (6.24) en función de R_B y calculando se obtiene:

$$R_A = 11500 \text{ kg} \quad (6.26)$$

Conocidas las reacciones, es posible determinar los esfuerzos de flexión al que será sometido el perno.

Para el cálculo de los momentos flectores, se utiliza como referencia el diagrama de cuerpo libre de la Fig. N° 6.8, donde además se grafican los mismos luego de haber finalizado los cálculos.

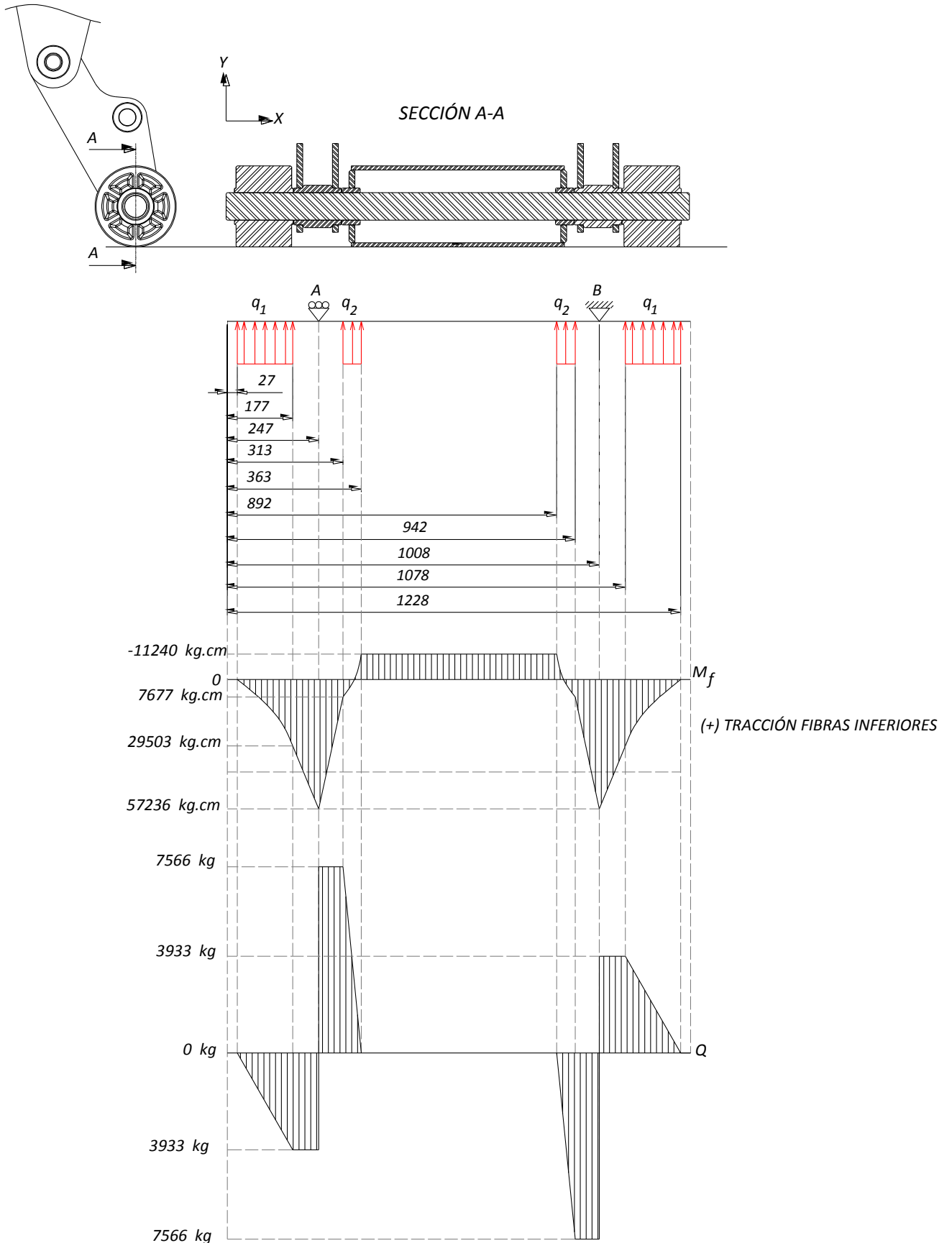


Fig. N° 6.8 - Diagrama de cuerpo libre y de esfuerzos del eje de rolos de apoyo.

- Sección $0 < x \leq 2,7 \text{ cm}$

$$M_f = 0$$

$$\text{Para } x = 0 \rightarrow M_f = 0$$

$$\text{Para } x = 2,7 \text{ cm} \rightarrow M_f = 0$$

- Sección $2,7 \text{ cm} \leq x \leq 17,7 \text{ cm}$

$$M_f = q_1 \cdot (x - 2,7 \text{ cm}) \cdot \frac{(x - 2,7 \text{ cm})}{2}$$

$$\text{Para } x = 2,7 \text{ cm} \rightarrow M_f = 0$$

$$\text{Para } x = 17,7 \text{ cm} \rightarrow M_f = 29503 \text{ kg.cm}$$

- Sección $17,7 \text{ cm} \leq x \leq 24,75 \text{ cm}$

$$M_f = q_1 \cdot (17,7 \text{ cm} - 2,7 \text{ cm}) \cdot \left\{ x - \left[\frac{(17,7 \text{ cm} - 2,7 \text{ cm})}{2} + 2,7 \text{ cm} \right] \right\}$$

$$\text{Para } x = 17,7 \rightarrow M_f = 29503 \text{ kg.cm}$$

$$\text{Para } x = 24,75 \text{ cm} \rightarrow M_f = 57236 \text{ kg.cm}$$

- Sección $24,75 \text{ cm} \leq x \leq 31,3 \text{ cm}$

$$M_f = q_1 \cdot (17,7 \text{ cm} - 2,7 \text{ cm}) \cdot \left\{ x - \left[\frac{(17,7 \text{ cm} - 2,7 \text{ cm})}{2} + 2,7 \text{ cm} \right] \right\} - R_A \cdot (x - 24,75 \text{ cm})$$

$$\text{Para } x = 24,75 \rightarrow M_f = 57236 \text{ kg.cm}$$

$$\text{Para } x = 31,3 \text{ cm} \rightarrow M_f = 7677 \text{ kg.cm}$$

- Sección $31,3 \text{ cm} \leq x \leq 36,3 \text{ cm}$

$$M_f = q_1 \cdot (17,7 \text{ cm} - 2,7 \text{ cm}) \cdot \left\{ x - \left[\frac{(17,7 \text{ cm} - 2,7 \text{ cm})}{2} + 2,7 \text{ cm} \right] \right\} - R_A \cdot (x - 24,75 \text{ cm}) + q_2 \cdot (x - 31,3 \text{ cm}) \cdot \frac{(x - 31,3 \text{ cm})}{2}$$

$$\text{Para } x = 31,3 \rightarrow M_f = 7677 \text{ kg.cm}$$

$$\text{Para } x = 36,3 \text{ cm} \rightarrow M_f = -11240 \text{ kg.cm}$$

- Sección $36,3 \text{ cm} \leq x \leq 89,2 \text{ cm}$

$$M_f = q_1 \cdot (17,7 \text{ cm} - 2,7 \text{ cm}) \cdot \left\{ x - \left[\frac{(17,7 \text{ cm} - 2,7 \text{ cm})}{2} + 2,7 \text{ cm} \right] \right\} - R_A \cdot (x - 24,75 \text{ cm}) + q_2 \cdot (36,3 - 31,3 \text{ cm}) \cdot \left\{ x - \left[\frac{(36,3 \text{ cm} - 31,3 \text{ cm})}{2} + 31,3 \text{ cm} \right] \right\}$$

$$\text{Para } x = 36,3 \text{ cm} \rightarrow M_f = -11240 \text{ kg.cm}$$

$$\text{Para } x = 89,2 \text{ cm} \rightarrow M_f = -11240 \text{ kg.cm}$$

- Sección $89,2 \text{ cm} \leq x \leq 94,2 \text{ cm}$

$$M_f = q_1 \cdot (17,7 \text{ cm} - 2,7 \text{ cm}) \cdot \left\{ x - \left[\frac{(17,7 \text{ cm} - 2,7 \text{ cm})}{2} + 2,7 \text{ cm} \right] \right\} - R_A \cdot (x - 24,75 \text{ cm}) + q_2 \cdot (36,3 - 31,3 \text{ cm}) \cdot \left\{ x - \left[\frac{(36,3 \text{ cm} - 31,3 \text{ cm})}{2} + 31,3 \text{ cm} \right] \right\} + q_2 \cdot (x - 89,2 \text{ cm}) \cdot \frac{(x - 89,2 \text{ cm})}{2}$$

$$\text{Para } x = 89,2 \text{ cm} \rightarrow M_f = -11240 \text{ kg.cm}$$

Para $x = 94,2 \text{ cm} \rightarrow M_f = 7677 \text{ kg.cm}$

- Sección $94,2 \text{ cm} \leq x \leq 100,75 \text{ cm}$

$$M_f = q_1 \cdot (17,7 \text{ cm} - 2,7 \text{ cm}) \cdot \left\{ x - \left[\frac{(17,7 \text{ cm} - 2,7 \text{ cm})}{2} + 2,7 \text{ cm} \right] \right\} - R_A \cdot (x - 24,75 \text{ cm}) + q_2 \cdot (36,3 - 31,3 \text{ cm}) \cdot \left\{ x - \left[\frac{(36,3 \text{ cm} - 31,3 \text{ cm})}{2} + 31,3 \text{ cm} \right] \right\} + q_2 \cdot (94,2 - 89,2 \text{ cm}) \cdot \left\{ x - \left[\frac{(94,2 \text{ cm} - 89,2 \text{ cm})}{2} + 89,2 \text{ cm} \right] \right\}$$

Para $x = 94,2 \text{ cm} \rightarrow M_f = 7677 \text{ kg.cm}$

Para $x = 100,75 \text{ cm} \rightarrow M_f = 57236 \text{ kg.cm}$

- Sección $100,75 \text{ cm} \leq x \leq 107,8 \text{ cm}$

$$M_f = q_1 \cdot (17,7 \text{ cm} - 2,7 \text{ cm}) \cdot \left\{ x - \left[\frac{(17,7 \text{ cm} - 2,7 \text{ cm})}{2} + 2,7 \text{ cm} \right] \right\} - R_A \cdot (x - 24,75 \text{ cm}) + q_2 \cdot (36,3 - 31,3 \text{ cm}) \cdot \left\{ x - \left[\frac{(36,3 \text{ cm} - 31,3 \text{ cm})}{2} + 31,3 \text{ cm} \right] \right\} + q_2 \cdot (94,2 - 89,2 \text{ cm}) \cdot \left\{ x - \left[\frac{(94,2 \text{ cm} - 89,2 \text{ cm})}{2} + 89,2 \text{ cm} \right] \right\} - R_B \cdot (x - 100,75 \text{ cm})$$

Para $x = 100,75 \text{ cm} \rightarrow M_f = 57236 \text{ kg.cm}$

Para $x = 107,8 \text{ cm} \rightarrow M_f = 29503 \text{ kg.cm}$

- Sección $107,8 \text{ cm} \leq x \leq 122,8 \text{ cm}$

$$M_f = q_1 \cdot (17,7 \text{ cm} - 2,7 \text{ cm}) \cdot \left\{ x - \left[\frac{(17,7 \text{ cm} - 2,7 \text{ cm})}{2} + 2,7 \text{ cm} \right] \right\} - R_A \cdot (x - 24,75 \text{ cm}) + q_2 \cdot (36,3 - 31,3 \text{ cm}) \cdot \left\{ x - \left[\frac{(36,3 \text{ cm} - 31,3 \text{ cm})}{2} + 31,3 \text{ cm} \right] \right\} + q_2 \cdot (94,2 - 89,2 \text{ cm}) \cdot \left\{ x - \left[\frac{(94,2 \text{ cm} - 89,2 \text{ cm})}{2} + 89,2 \text{ cm} \right] \right\} - R_B \cdot (x - 100,75 \text{ cm}) + q_1 \cdot (x - 107,8 \text{ cm}) \cdot \frac{(x - 107,8 \text{ cm})}{2}$$

Para $x = 107,8 \text{ cm} \rightarrow M_f = 29503 \text{ kg.cm}$

Para $x = 122,8 \text{ cm} \rightarrow M_f = 0 \text{ kg.cm}$

Como se puede observar en el cálculo analítico anterior, el máximo momento flector al que será sometido el eje es de 57236 kg.cm.

Aplicando la ley de Navier mediante la ecuación (6.27), se procede a calcular el módulo resistente necesario de la sección. Para el cálculo se considera un coeficiente de seguridad $N=2$ y material SAE 1045, cuyas propiedades fueron especificadas en la Tabla 5.4.

$$\sigma_{trabajo} = \frac{\sigma_{Fluencia}}{2} = \frac{M}{W} \rightarrow W = \frac{M}{\sigma_{trabajo}} = \frac{57236 \text{ kg.cm}}{2074 \text{ kg/cm}^2} = 27,57 \text{ cm}^3 \quad (6.27)$$

Conocido el módulo resistente necesario de la sección, se procede a calcular el diámetro del eje a partir de la ecuación de módulo resistente para sección circular:

$$W = \frac{\pi}{32} \cdot D^3 \rightarrow D = \sqrt[3]{\frac{W \cdot 32}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{27,57 \text{ cm}^3 \cdot 32}{\pi}} = 6,5 \text{ cm} \quad (6.28)$$

Se determina entonces, que el diámetro necesario del eje es de 6,5 cm.

A los fines de hacer resistente al desgaste las zonas sometidas a fricción, se realiza un tratamiento superficial de temple por inducción de 50-55 HRC a 1,5 – 2.5 mm de profundidad. En la planimetría correspondiente al perno, en el anexo, se indican las zonas específicas a tratar térmicamente.

6.3.2. Eje de articulación.

El eje de articulación puede observarse en la Fig. N° 6.1, y es el que vincula los brazos de apoyo superiores con los inferiores.

Para el cálculo de este eje, son varios los esfuerzos a verificar, los mismos que se enumeran a continuación:

6.3.2.1. Esfuerzo de cizalladura del eje de articulación.

El eje puede fallar por cizalladura en la sección "A" la cual se muestra en la Fig. N° 6.9. Como puede observarse en la misma, el área resistente total es el doble de ésta.

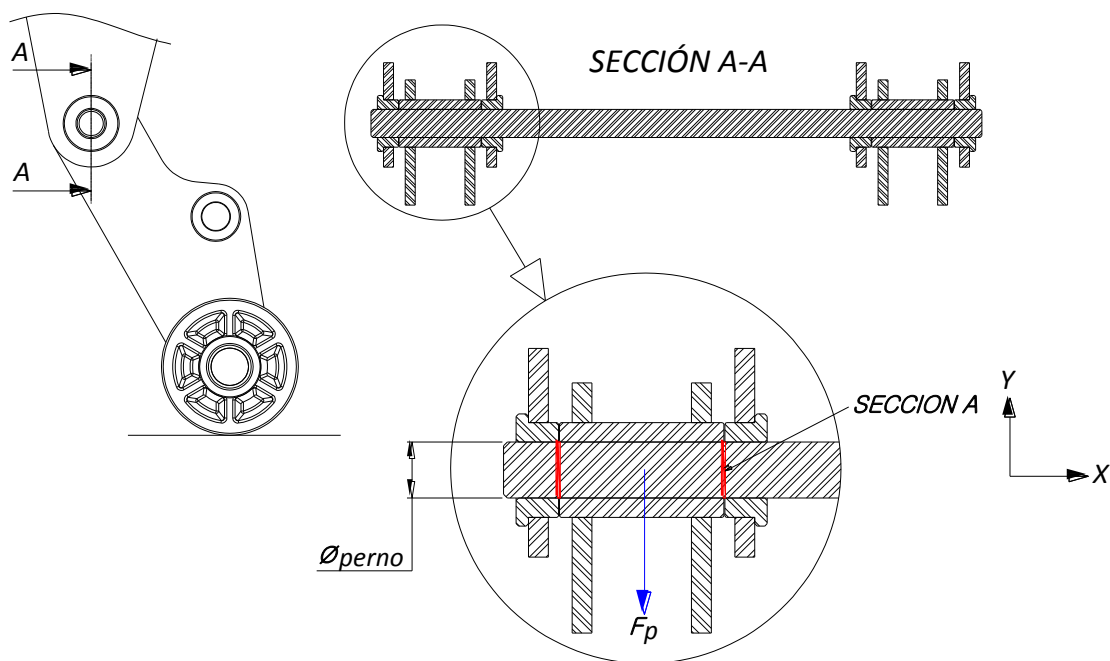


Fig. N° 6.9 - Modelo físico para calcular el esfuerzo de corte del eje de articulación del pie de apoyo.

Teniendo en cuenta que el esfuerzo de corte es el 60% del esfuerzo fluencia, considerando que el material utilizado es SAE 1045, resulta:

$$\tau_{fluencia} = \sigma_{Fluencia traccion} \cdot 0,6 = 2447 \text{ kg/cm}^2 \cdot 0,6 = 1468 \text{ kg/cm}^2 \quad (6.29)$$

La tensión de fluencia al corte será influenciada por un coeficiente de seguridad $N=2$, obteniéndose el valor de tensión admisible:

$$\tau_{adm} = \frac{\tau_{fluencia}}{N} = \frac{1468 \text{ kg/cm}^2}{2} = 734 \text{ kg/cm}^2 \tag{6.30}$$

Por otra parte, la fuerza a la que estará sometido el perno es de 3142 kg por cada articulación, según lo calculado en la ecuación (6.16); Por lo tanto:

$$F_p = \tau_{adm} \cdot A = \tau_{adm} \cdot 2 \cdot \frac{\pi \cdot (\varnothing_{perno})^2}{4} = \frac{\tau_{adm} \cdot \pi \cdot (\varnothing_{perno})^2}{2} \rightarrow$$

$$\varnothing_{perno} = \sqrt[2]{\frac{F_p \cdot 2}{\tau_{adm} \cdot \pi}} = \sqrt[2]{\frac{3142 \text{ kg} \cdot 2}{734 \text{ kg/cm}^2 \cdot \pi}} = 1,65 \text{ cm} \tag{6.31}$$

6.3.2.2. Esfuerzo de flexión del eje de articulación.

El eje no solo está expuesto a cizalladura sino también a flexión. Según la bibliografía consultada ^[10] se podrían establecer varias hipótesis de cálculo para estas situaciones, las cuales no se van a explicar en este desarrollo; Solo nos limitaremos a desarrollar la hipótesis que mejor concuerda con mediciones reales.

En la Fig. N° 6.10 se puede observar el modelo físico que se utilizara en el cálculo:

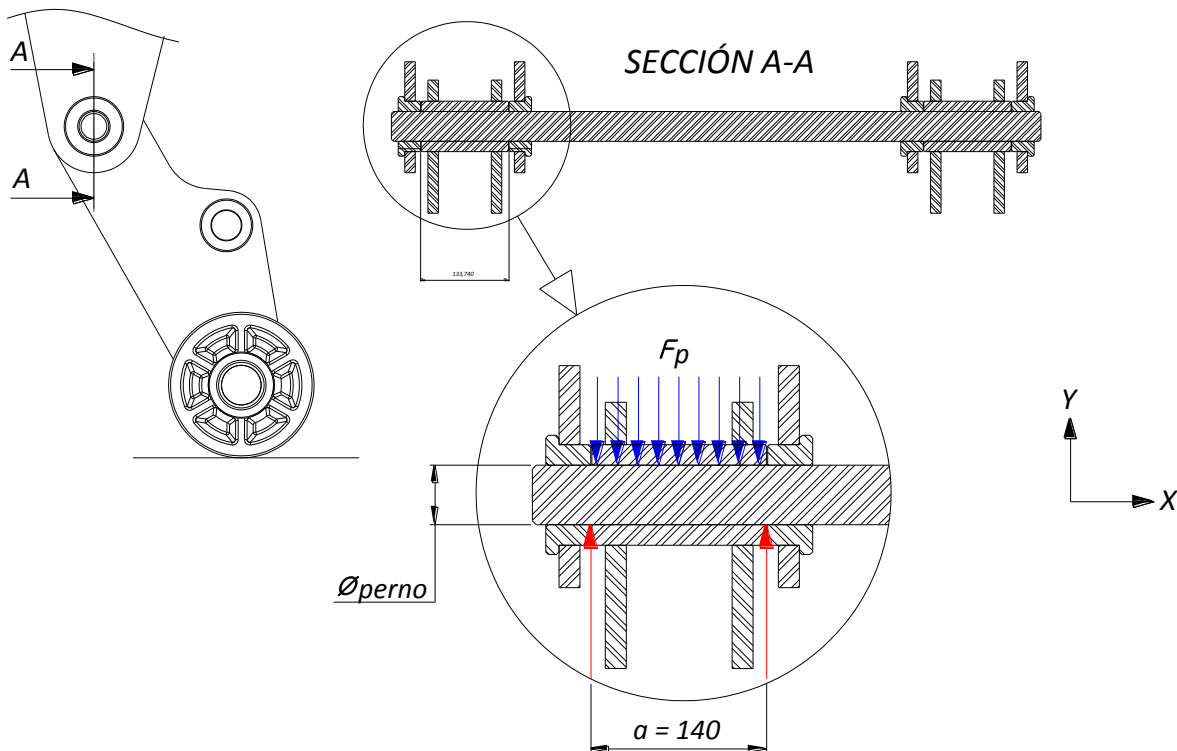


Fig. N° 6.10 - Modelo físico para calcular el esfuerzo de flexión del eje de articulación del pie de apoyo.

La hipótesis de cálculo indica que el momento flector se calcula como $M_{f(z)} = (F_p \cdot a) / 8$. Aclarado esto, el cálculo de flexión es convencional, por lo que reemplazando en la ecuación de Navier presentada en (4.42) por la expresión correspondiente del momento flector y del módulo resistente de una sección circular, el diámetro necesario del eje para que no falle por flexión es:

$$\varnothing_{perno} = \sqrt[3]{\frac{M_{f(z)} \cdot 32}{\pi \cdot \sigma(x)}} = \sqrt[3]{\frac{F_p \cdot a}{8} \cdot 32} = \sqrt[3]{\left(\frac{3142 \text{ kg} \cdot 14 \text{ cm}}{8}\right) \cdot 32} = 3,3 \text{ cm} \cong 3.5 \text{ cm} \quad (6.32)$$

Como se pudo demostrar, para que el eje sea capaz de resistir el esfuerzo de corte es necesario disponer de una sección circular cuyo diámetro sea al menos de 1,65 cm, tal como se demostró en la (6.28). Por otra parte, en la ecuación (6.32) se demostró que el diámetro de dicha sección debe ser al menos de 3,3 cm para resistir el esfuerzo de flexión. Por tal motivo, se adopta un \varnothing de 35 mm válido para el diseño del eje, por lo que, para el primer esfuerzo éste quedara sobredimensionado.

Por una cuestión de estabilidad, el eje se decide hacer pasante por ambas articulaciones, tal como se observa en la Fig. N° 6.1. y Fig. N° 6.10.

6.3.3. Pernos de cilindros hidráulicos.

En el análisis de cargas planteado para el dimensionamiento del brazo inferior del pie de apoyo (en la sección 6.1), se estableció mediante la ecuación (6.6) que la carga transmitida por los cilindros hidráulicos (F_c) es de 14227 kg. La misma será considerada para el dimensionamiento de los pernos del cilindro hidráulico.

En la figura Fig. N° 6.11 se muestra el modelo físico a utilizar en el cálculo, en el cual se plantea la misma hipótesis empleada para el dimensionamiento del perno de articulación, manifestando que el momento flector se calcula como $M_{f(z)} = (F_p \cdot a) / 8$.

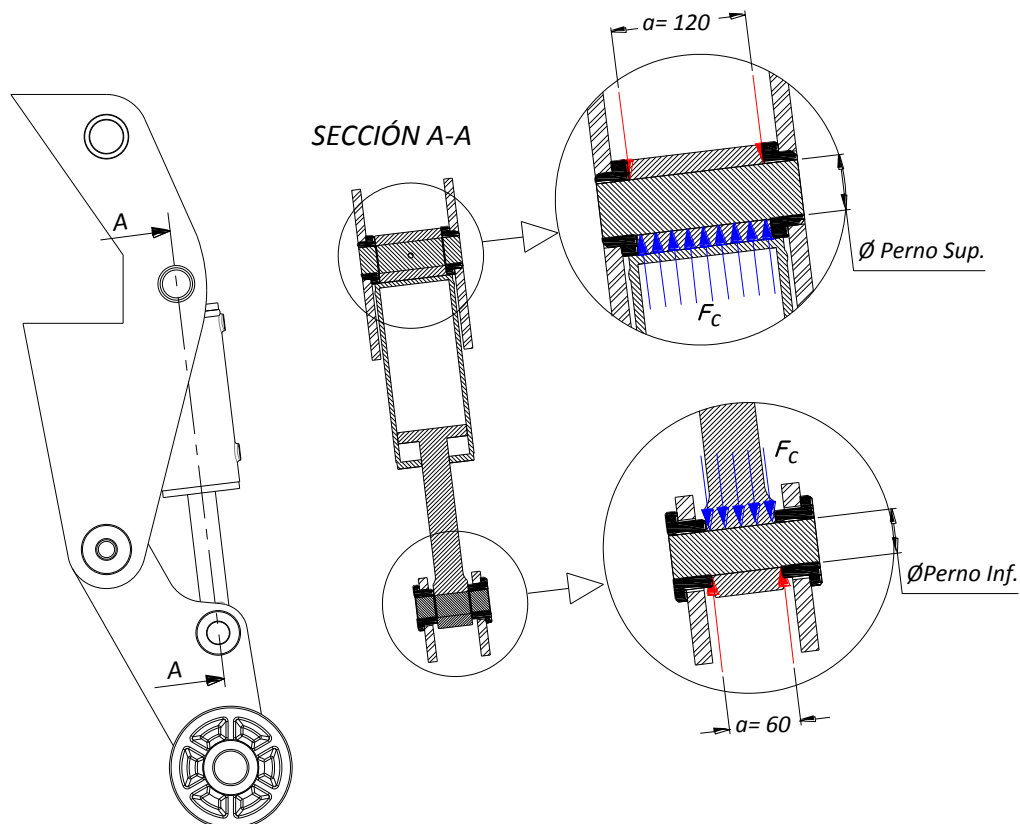


Fig. N° 6.11 - Modelo físico de calculo de los pernos del cilindro hidraulico del pie de apoyo.

Modelo físico para calcular el esfuerzo de flexión del eje de articulación del pie de apoyo.

Reemplazando en la ecuación de Navier presentada en (4.42) por la expresión correspondiente del momento flector y del módulo resistente de una sección circular, el diámetro necesario de los pernos (superior e inferior) serán los siguientes:

$$\emptyset_{perno\ sup.} = \sqrt[3]{\frac{M_{f(z)} \cdot 32}{\pi \cdot \sigma(x)}} = \sqrt[3]{\frac{F_p \cdot a}{8} \cdot 32} = \sqrt[3]{\frac{\left(\frac{14227\ kg \cdot 12\ cm}{8}\right) \cdot 32}{\pi \cdot 2074\ kg/cm^2}} = 4.71\ cm \cong 5\ cm \quad (6.33)$$

$$\emptyset_{perno\ inf.} = \sqrt[3]{\frac{M_{f(z)} \cdot 32}{\pi \cdot \sigma(x)}} = \sqrt[3]{\frac{F_p \cdot a}{8} \cdot 32} = \sqrt[3]{\frac{\left(\frac{14227\ kg \cdot 6\ cm}{8}\right) \cdot 32}{\pi \cdot 2074\ kg/cm^2}} = 3.74\ cm \cong 4\ cm \quad (6.34)$$

Mediante cálculos auxiliares se determina que los diámetros de 50 y 40 mm para los pernos superior e inferior respectivamente, se encuentran sobredimensionados ante los esfuerzos cortantes, por ende, se omite la demostración analítica del cálculo.

6.4. Simulación del pie de apoyo por SolidWorks Simulation.

En la sección 4.2 se realizó una breve descripción del software empleado para la verificación de la estructura mediante elementos finitos, por lo que se omitirá para el presente capítulo. A continuación, se detallan los aspectos más importantes del estudio de simulación correspondientes al pie de apoyo.

En la Fig. N° 6.12 se muestran las sujeciones aplicadas a la estructura del pie de apoyo. Las mismas corresponden a la soldadura del faldón trasero con las almas y las alas de las vigas principales del chasis. En cuanto a las conexiones entre componentes, no visibles en la figura, corresponden a contactos de “unión rígida” entre todas las piezas y contacto “sin penetración” entre pernos, bujes y anclajes de cilindros, simulando de esta manera articulaciones en dichos puntos.

Por otra parte, en la Fig. N° 6.13 se pueden observar las cargas aplicadas al pie de apoyo. En los “pernos pivot de rampa” se aplicó el peso de toda la carga (carga útil + peso de contenedor), y en el perno de rolos se aplicaron fuerzas pertenecientes a las reacciones de estos con el suelo. Esta carga, en total corresponde a 23000 kg, tal como se definió en la sección 6.1. Nótese que los puntos de aplicación de estas fuerzas corresponden las zonas de contacto entre los rolos y el eje, tal como sucede en la realidad.

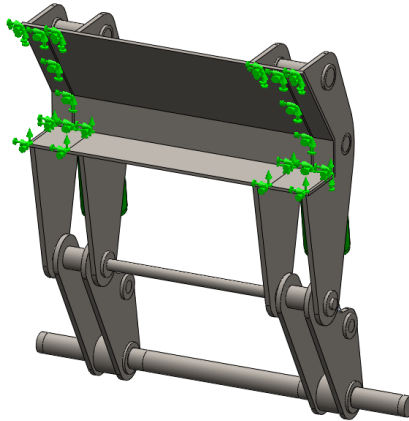


Fig. N° 6.12 - Vínculos del pie de apoyo.

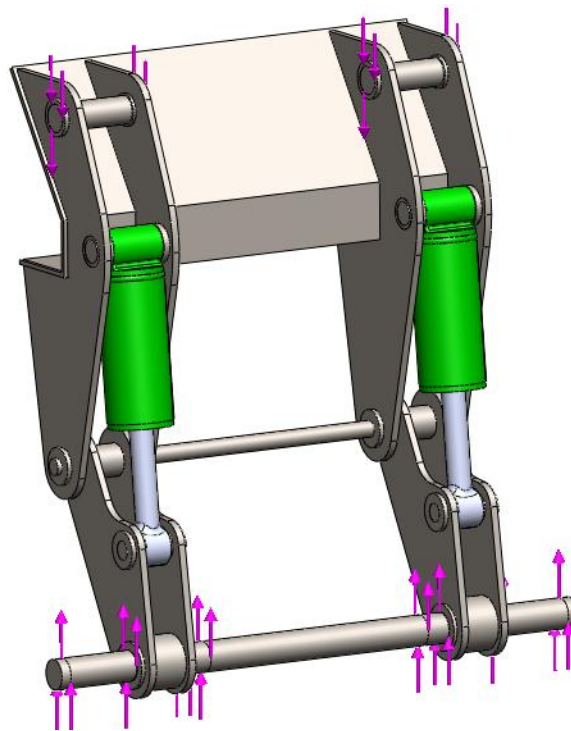


Fig. N° 6.13 - Cargas aplicadas al pie de apoyo.

En la Fig. N° 6.14 se muestra el gráfico con las distribuciones de tensiones en la estructura del pie de apoyo. En la misma, se han ocultado los cilindros hidráulicos para que puedan observarse los pernos que son motivo de análisis en este capítulo.

Como puede observarse en la Fig. N° 6.14, el brazo de apoyo superior es el menos solicitado de toda la estructura, tal como se preveía según el cálculo analítico, cuyo coeficiente de seguridad calculado es $N = 10.2$, mostrado en la ecuación (6.20).

En los brazos de apoyo inferiores, la distribución de tensiones son superiores a las de los brazos de apoyo superiores; No obstante, éstas se encuentran por debajo del valor de tensión admisible fijada en la ecuación (6.15) para el cálculo de espesor necesario en dichas placas. El principal motivo se debe a que se ha trabajado en el diseño de las mismas, haciéndolas de sección variable desde el perno de anclaje del cilindro hidráulico

hacia el perno de los rolos. Debido a esto, gran parte del esfuerzo de flexión se transforma en esfuerzo de compresión, lo cual es favorable debido a que la sección de dicha placa es lo suficientemente grande para éste esfuerzo.

Se puede observar también, que las máximas tensiones obtenidas en el cálculo se alcanzan en los pernos; No obstante, se encuentran por debajo del límite establecido como admisible del material (acero SAE 1045 cuya tensión de fluencia es 4148 kg/cm^2 y tensión admisible 2074 kg/cm^2)

En la Fig. N° 6.15 se muestran las deflexiones de la estructura. Teniendo en cuenta que la máxima deflexión se alcanza en el eje de rolos y éste tiene una longitud de 1255 mm , la deformación se considera aceptable, más allá de que no se encuentre dentro del rango de deformación de 1 mm/metro , ya que este estado de carga no es constante, sino transitorio en la maniobra de carga/descarga del contenedor.

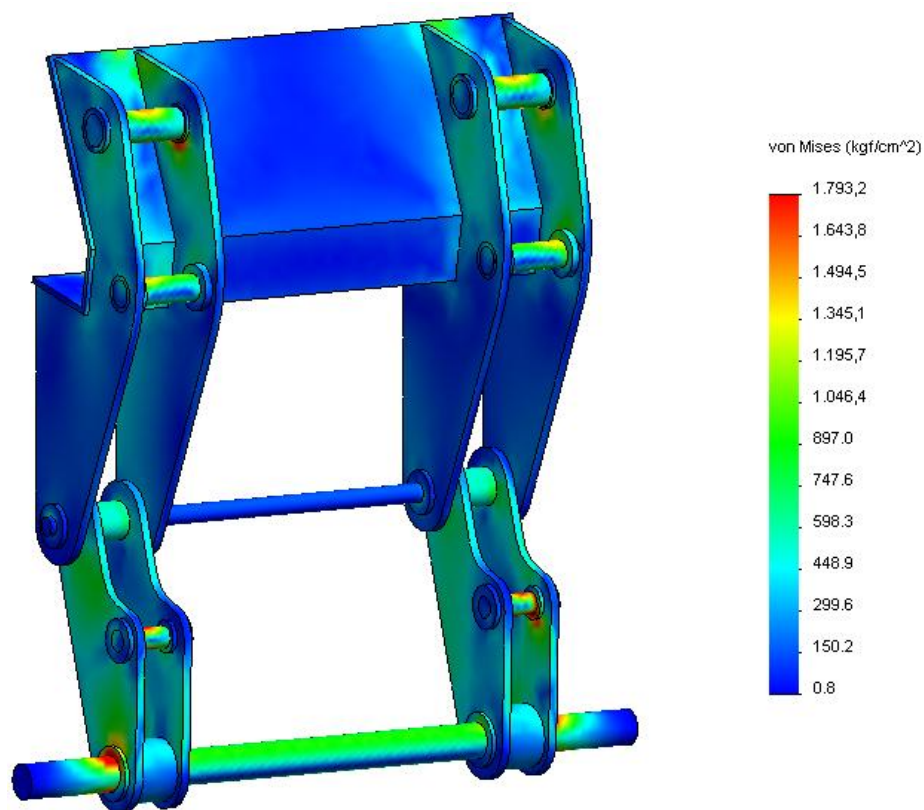


Fig. N° 6.14 - Distribución de tensiones de la estructura del pie de apoyo.

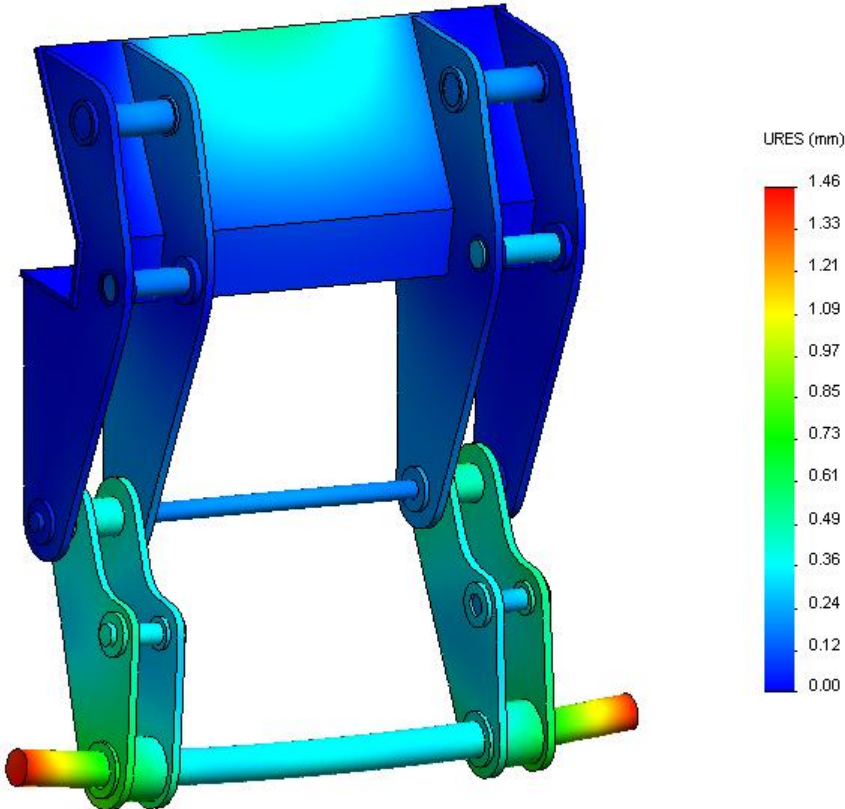


Fig. N° 6.15 - Deflexiones de la estructura del pie de apoyo.

Capítulo 7.

“Diseño de la rampa”

El semirremolque cuenta con una rampa capaz de pivotar sobre el extremo trasero del chasis mediante el accionamiento de dos cilindros hidráulicos telescópicos dispuestos lateralmente a cada lado del equipo. La principal función de la rampa será permitir el ascenso y descenso de la carga a través de los rodillos del contenedor y la rampa.

Las partes principales que componen este conjunto son:

- La estructura de la rampa propiamente dicha, la cual pivota en el extremo trasero del chasis. Sobre ella se disponen lateralmente los rolos por la cual la carga se desplazará durante la operación de carga-descarga, como así también los anclajes superiores de los cilindros hidráulicos telescópicos encargados de producir el levante de la rampa.
- La estructura del chasis extensible, la cual se ubica en la parte trasera de la rampa sirviendo como medio de prolongación a los largueros de la misma para alcanzar el suelo cuando su angulación es máxima.
- El sistema de poleas que multiplica la carrera del eslabón de enganche del cable. Se trata del medio de transmisión que hace posible la carga el contenedor. Dada su complejidad, éste sistema será desarrollado puntualmente en el Capítulo 8.

En la Fig. N° 7.1 se muestran los principales componentes de este conjunto:

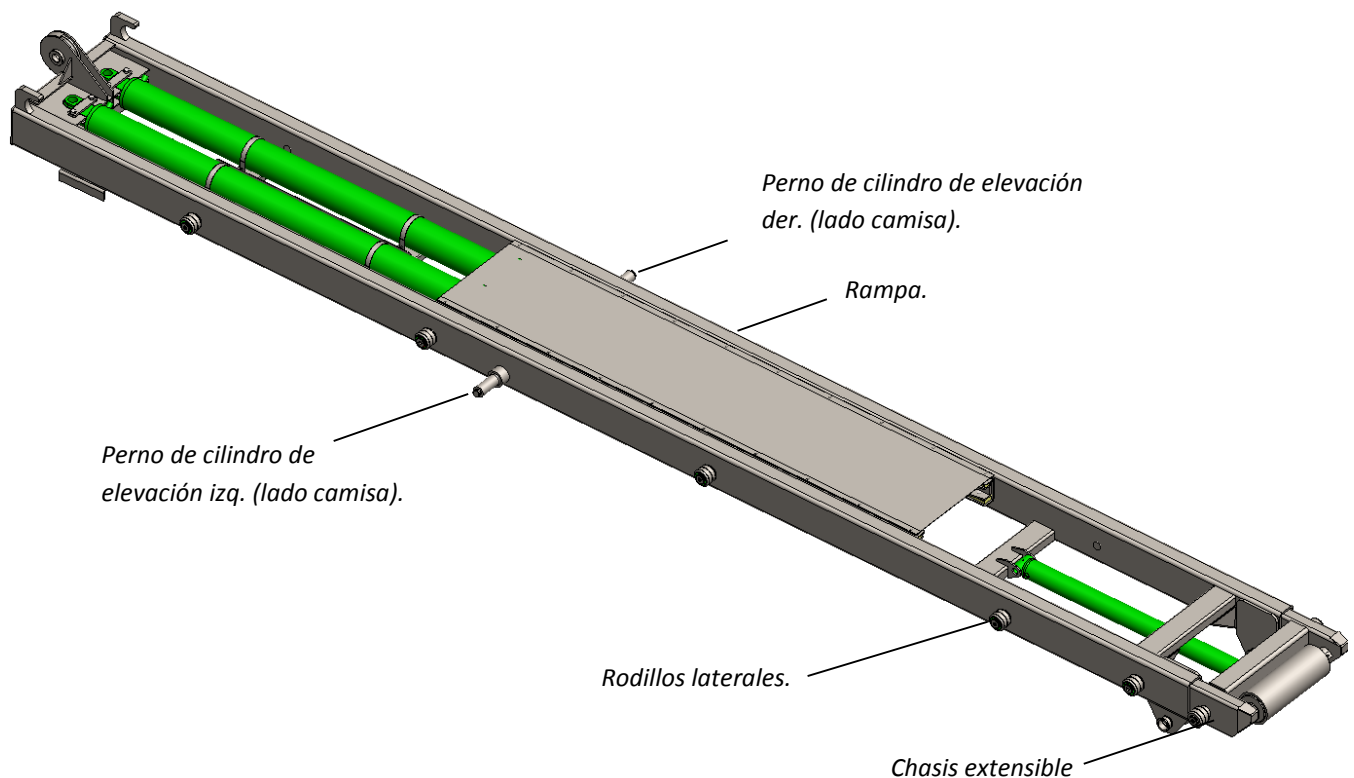


Fig. N° 7.1 - Componentes de rampa.

7.1. Rampa.

7.1.1. Posicionamiento de los rodillos en la rampa.

Teniendo en cuenta que el equipo es capaz de cargar contenedores de diferentes longitudes, es necesario disponer los rodillos en los laterales de la rampa de manera tal que al encontrarse el contenedor en posición de traslado se produzca una correcta distribución de cargas. Esto se logra mediante un análisis geométrico, cuyos resultados pueden observarse en la Fig. N° 7.2.

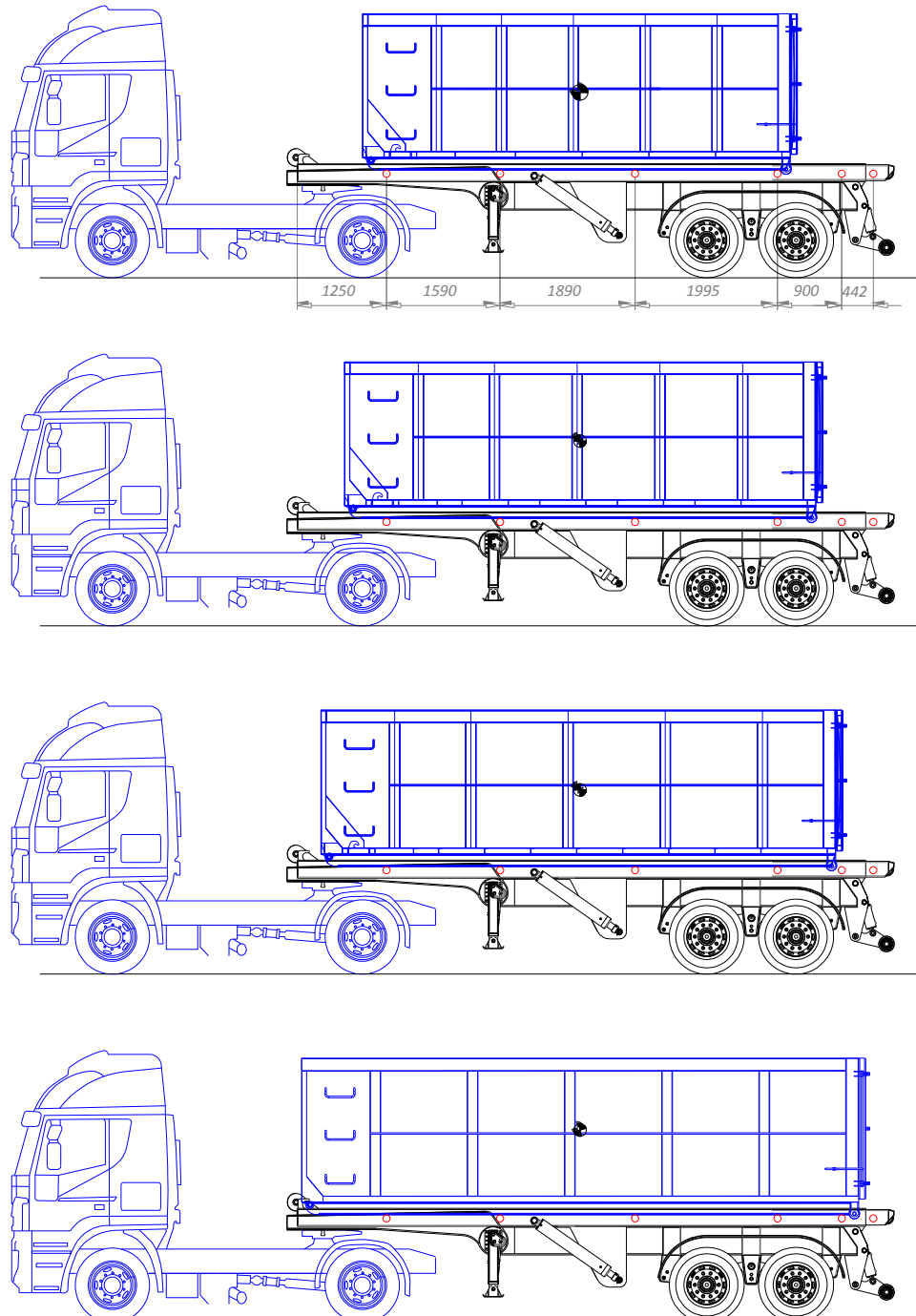


Fig. N° 7.2 - Distribución de rodillos en la rampa.

7.1.2. Determinación de las cargas y esfuerzos.

Son numerosos los estados de carga que pueden lograrse con este equipo teniendo en cuenta que es capaz de cargar contenedores de diferentes capacidades y la rampa puede adoptar infinitas posiciones durante la operación de carga/descarga. Mediante un análisis auxiliar (que no se expone debido a su extenso desarrollo) se determinan dos estados de carga que producen las mayores sollicitaciones en la estructura, los cuales se enumeran a continuación.

7.1.2.1. Estado I: inicio de descarga.

Para determinar las cargas en este estado, se utiliza para el cálculo el contenedor de menor tamaño (20 pies), debido a que éste concentra la mayor cantidad de carga en la menor longitud posible. Esto se traduce en una mayor fuerza por rodillo.

Teniendo en cuenta que la carga a transportar es de 23000 kg. (20000 kg. de carga útil + 3000 kg de contenedor) y la longitud del contenedor más corto es de 6.09 metros, la densidad de carga “q” por larguero resulta:

$$q = \frac{(carga + tara contenedor)/2}{long. contenedor} = \frac{(20000\text{ kg} + 3000\text{ kg})/2}{6.09\text{ metros}} = 1888\text{ kg/m} \quad (7.1)$$

A continuación, en la Fig. N° 7.3 se muestra el modelo físico de cálculo y diagrama de cuerpo libre utilizado para determinar las reacciones en los rodillos de la rampa. Las reacciones se calculan mediante un software de calcula, debido a la hiper estaticidad del sistema.

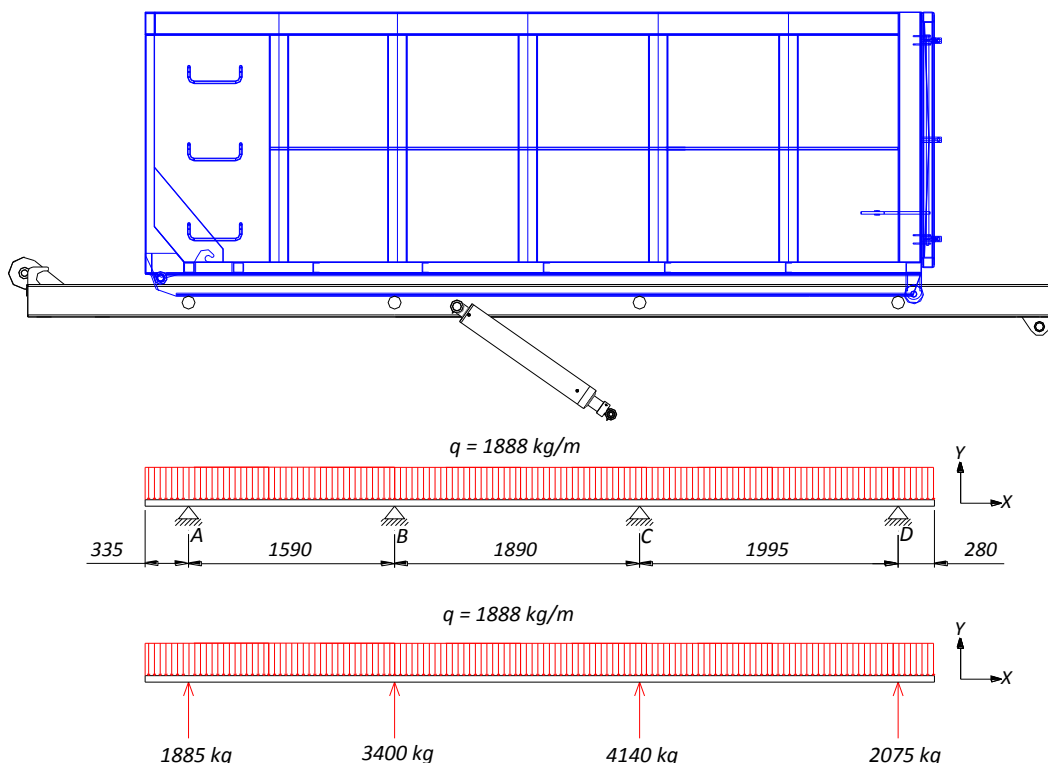


Fig. N° 7.3 - Reacciones en los rodillos de la rampa debido al contenedor de 20 pies.

Las fuerzas actuantes en la viga de la rampa, son del mismo módulo que las reacciones mostradas en la Fig. N° 7.3, pero de sentido contrario. Las fuerzas actuantes en el cilindro hidráulico son las calculadas en las ecuaciones (4.24) y (4.25), y las actuantes en el pivot de la rampa son las calculadas en las ecuaciones (4.27) y (4.29) de la sección 4.1.5.5. Se considera también el peso de la rampa como una carga uniformemente distribuida. En la Fig. N° 7.4 se observa el modelo físico, el diagrama de cuerpo libre y los esfuerzos característicos pertenecientes al estado de carga en cuestión, los cuales se calculan analíticamente.

Cálculo de momentos flectores

- Sección $0 \leq x \leq 124 \text{ cm}$

$$M_f = -q \cdot \frac{x^2}{2}$$

$$\text{Para } x = 0 \text{ cm} \rightarrow M_f = 0$$

$$\text{Para } x = 124 \text{ cm} \rightarrow M_f = -8457 \text{ kg.cm}$$

- Sección $124 \leq x \leq 283 \text{ cm}$

$$M_f = -q \cdot \frac{x^2}{2} - 1885 \text{ kg} \cdot (x - 124) \text{ cm}$$

$$\text{Para } x = 124 \text{ cm} \rightarrow M_f = -8457 \text{ kg.cm}$$

$$\text{Para } x = 283 \text{ cm} \rightarrow M_f = -343764 \text{ kg.cm}$$

- Sección $283 \leq x \leq 331 \text{ cm}$

$$M_f = -q \cdot \frac{x^2}{2} - 1885 \text{ kg} \cdot (x - 124) \text{ cm} - 3400 \text{ kg} \cdot (x - 283) \text{ cm}$$

$$\text{Para } x = 283 \text{ cm} \rightarrow M_f = -343764 \text{ kg.cm}$$

$$\text{Para } x = 331 \text{ cm} \rightarrow M_f = -613653 \text{ kg.cm}$$

- Sección $331 \leq x \leq 472 \text{ cm}$

$$M_f = -q \cdot \frac{x^2}{2} - 1885 \text{ kg} \cdot (x - 124) \text{ cm} - 3400 \text{ kg} \cdot (x - 283) \text{ cm} + 11168 \text{ kg} \cdot (x - 331) \text{ cm}$$

$$\text{Para } x = 331 \text{ cm} \rightarrow M_f = 613653 \text{ kg.cm}$$

$$\text{Para } x = 472 \text{ cm} \rightarrow M_f = 153576 \text{ kg.cm}$$

- Sección $472 \leq x \leq 671 \text{ cm}$

$$M_f = -q \cdot \frac{x^2}{2} - 1885 \text{ kg} \cdot (x - 124) \text{ cm} - 3400 \text{ kg} \cdot (x - 283) \text{ cm} + 11168 \text{ kg} \cdot (x - 331) \text{ cm} - 4140 \text{ kg} \cdot (x - 472) \text{ cm}$$

$$\text{Para } x = 472 \text{ cm} \rightarrow M_f = 153576 \text{ kg.cm}$$

$$\text{Para } x = 671 \text{ cm} \rightarrow M_f = 375332 \text{ kg.cm}$$

- Sección $671 \leq x \leq 780 \text{ cm}$

$$M_f = -q \cdot \frac{x^2}{2} - 1885 \text{ kg} \cdot (x - 124) \text{ cm} - 3400 \text{ kg} \cdot (x - 283) \text{ cm} + 11168 \text{ kg} \cdot (x - 331) \text{ cm} - 4140 \text{ kg} \cdot (x - 472) \text{ cm} - 2075 \text{ kg} \cdot (x - 671) \text{ cm}$$

$$\text{Para } x = 671 \text{ cm} \rightarrow M_f = 375000 \text{ kg.cm}$$

$$\text{Para } x = 780 \text{ cm} \rightarrow M_f = 0$$

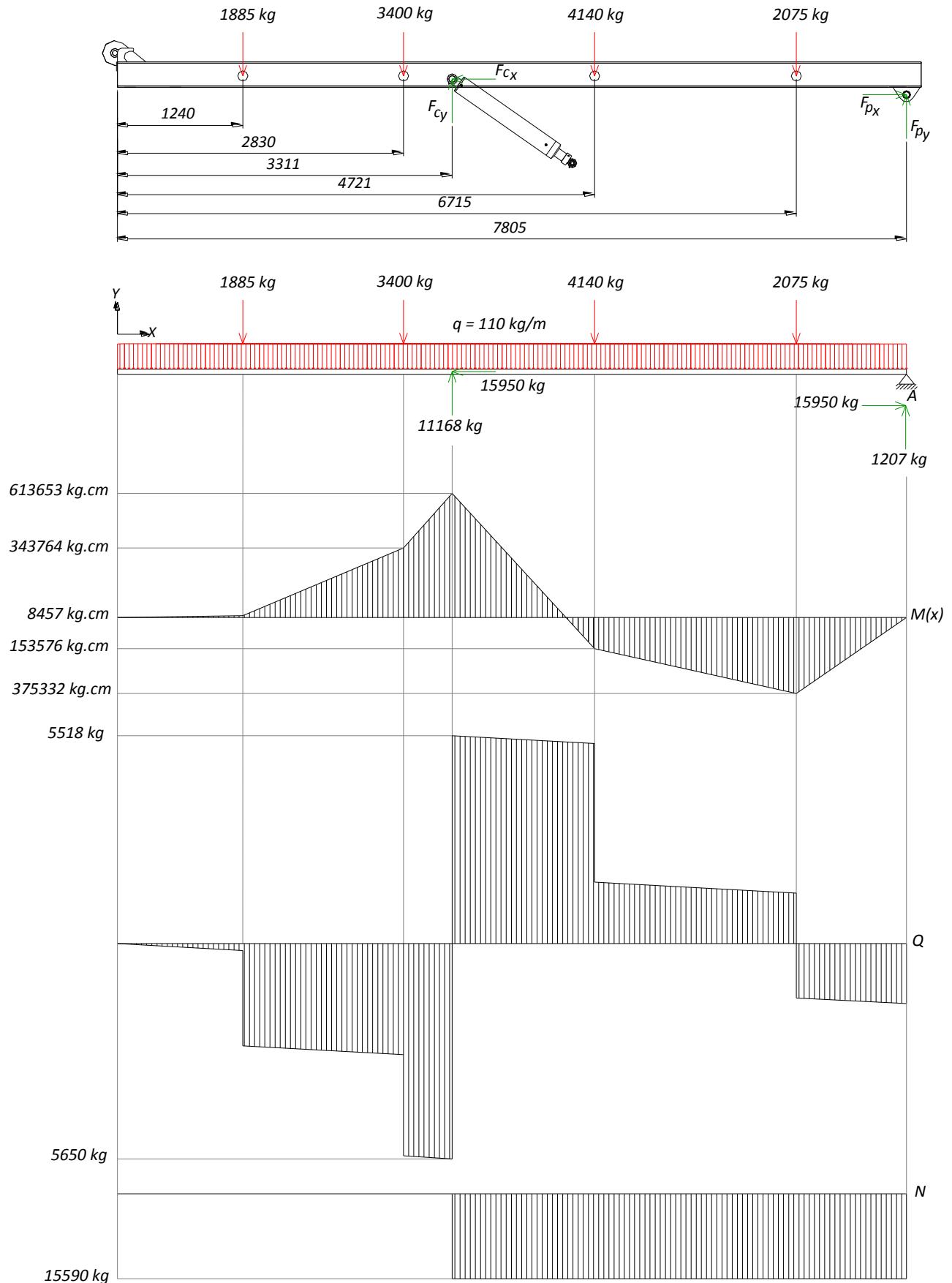


Fig. N° 7.4 - Modelo físico, diagrama de cuerpo libre, y esfuerzos de la rampa. (Estado I).

7.1.2.2. Estado II. Etapa intermedia de carga/descarga de contenedor.

En un instante en particular durante el proceso de carga/descarga, el contenedor de 26 pies transmite gran parte de su peso a las vigas principales de la rampa. En dicha situación particular, la fuerza se sitúa entre los apoyos que sustentan a la rampa (pivot y perno de cilindro de elevación). Teniendo en cuenta que la distancia entre ambos apoyos es importante, y la fuerza se encuentra centrada entre ambos, se procede a calcular la fuerza "F" que transmite el rodillo del contenedor sobre la rampa. En la Fig. N° 7.5 se muestra el modelo físico empleado para calcular la transferencia de carga del contenedor a la rampa. Éste modelo también puede representarse de una manera más simplificada por una chapa con tres vínculos de primera especie, tal como se observa en la Fig. N° 7.6 junto al polígono de fuerzas calculado gráficamente mediante el procedimiento de Culmann ^[16].

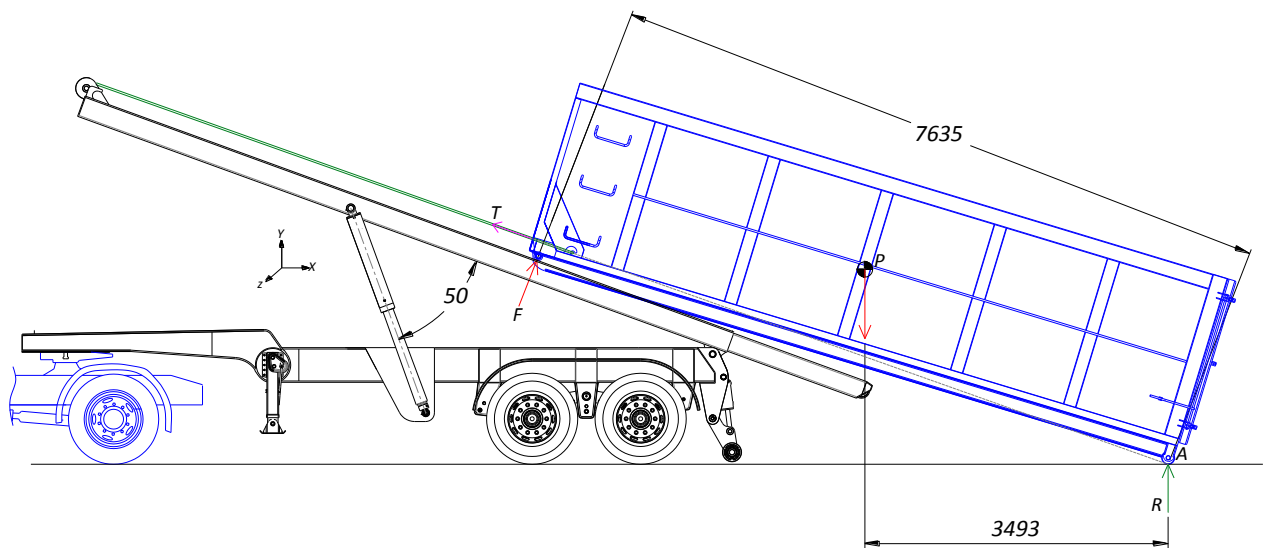


Fig. N° 7.5 Modelo físico de la transferencia de carga del contenedor a la rampa. (Estado II)

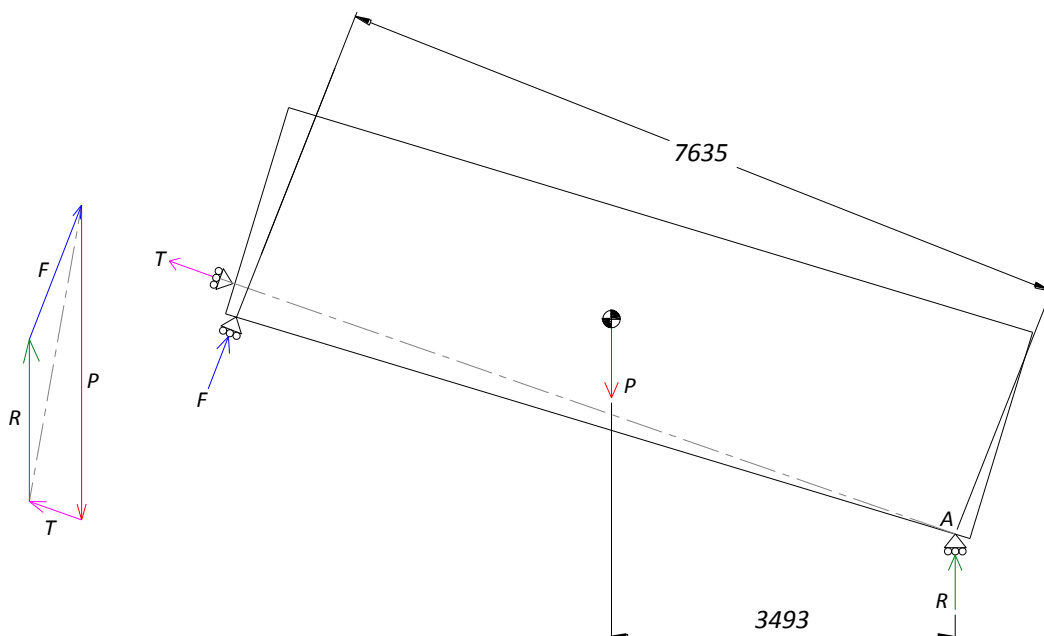


Fig. N° 7.6 - Polígono de fuerzas de contenedor para calcular rampa. (Estado II).

Dado que el punto de apoyo del contenedor en las vigas de la rampa es mediante rodillos, la dirección de la fuerza "F" es perpendicular a ésta. La fuerza "T" representa la fuerza de tensión del cable y la fuerza "R" la reacción del contenedor sobre el piso.

Método analítico de cálculo de transferencia de carga a la rampa.

Tomando como centro de momentos el punto de apoyo del contenedor con el suelo "A" de Fig. N° 7.5 o Fig. N° 7.6, se procede a calcular la fuerza F.

$$\sum M_A = -F \cdot 7635 \text{ mm} + \frac{P}{2} \cdot 3493 \text{ mm} = 0 \quad (7.2)$$

Con ésta sola ecuación es posible calcular el módulo de la fuerza "F" dado que la incógnita "T" no genera momento (La dirección de "T" coincide con el centro de momentos "A").

$$F = \frac{\frac{P}{2} \cdot 3493 \text{ mm}}{7635 \text{ mm}} = 5258 \text{ kg} \quad (7.3)$$

Cálculo de la fuerza del cilindro hidráulico.

En la Fig. N° 7.7 se muestra el modelo físico a partir del cual se puede calcular la fuerza del cilindro hidráulico para lograr el equilibrio en dicha posición.

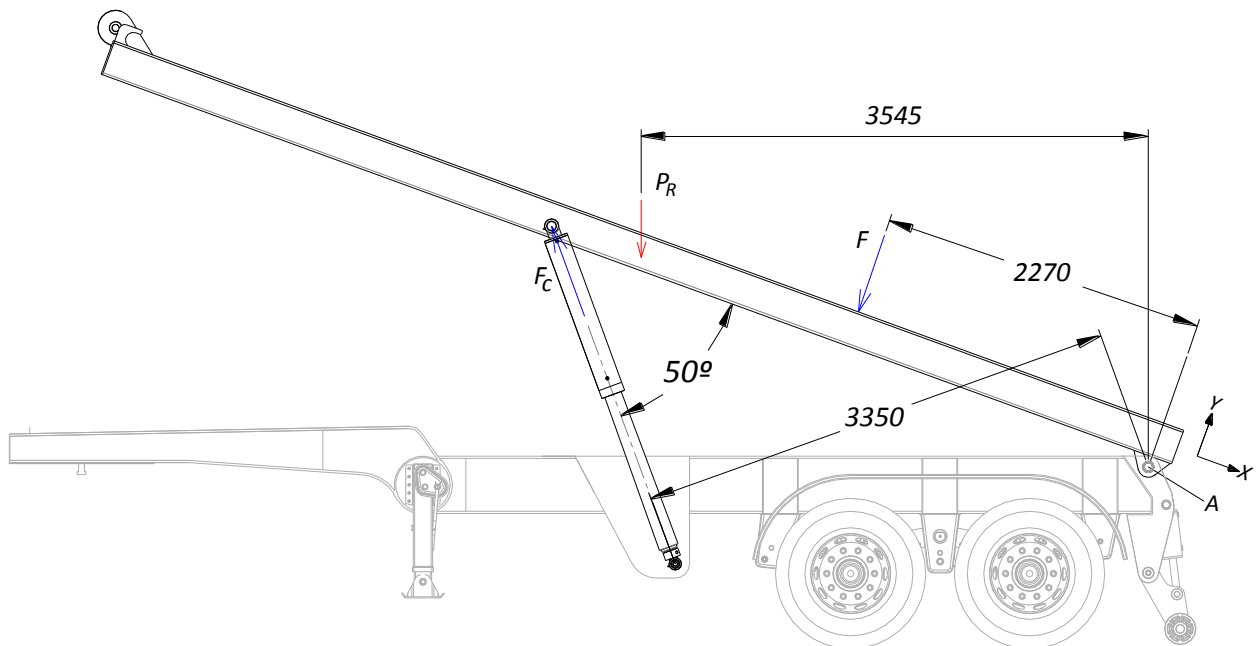


Fig. N° 7.7 - Modelo físico para calcular la fuerza hidráulica del cilindro de la rampa (Estado II).

$$\sum M_A = -F_C \cdot 3350 \text{ mm} + \frac{P_R}{2} \cdot 3545 \text{ mm} + F \cdot 2270 = 0 \quad (7.4)$$

Donde:

- F_C = fuerza de cilindro hidráulico
- P_R = peso de la rampa.
- F = fuerza proporcionada por el contenedor a la rampa.

Remplazando los valores correspondientes, se calcula la fuerza realizada por el cilindro hidráulico:

$$F_C = \frac{-F_R \cdot 3545 \text{ mm} - F \cdot 2270}{-3350} = \frac{-875 \text{ kg} \cdot 3545 \text{ mm} - 5258 \text{ kg} \cdot 2270 \text{ mm}}{-3350} = 4488 \text{ kg} \quad (7.5)$$

Descomponiendo dicha fuerza resultante en las direcciones X e Y resulta:

$$F_{C_x} = F_C \cdot \cos 50 = 2885 \text{ kg}. \quad (7.6)$$

$$F_{C_y} = F_C \cdot \sin 50 = 2885 \text{ kg} = 3438 \text{ kg}. \quad (7.7)$$

Cálculo de momentos flectores.

Para el cálculo de momentos flectores, la carga P_R mostrada en el modelo físico de la Fig. N° 7.8 perteneciente al peso de la rampa se reemplaza por la carga "q" uniformemente distribuida, a los fines de hacer el cálculo lo más cercano a la realidad. A continuación se procede al cálculo de los momentos flectores, los cuales se representan en la Fig. N° 7.8 con los demás esfuerzos característicos.

- Sección $0 \leq x \leq 330 \text{ cm}$

$$M_f = q \cdot \frac{x^2}{2}$$

$$\text{Para } x = 0 \text{ cm} \rightarrow M_f = 0$$

$$\text{Para } x = 330 \text{ cm} \rightarrow M_f = 59895 \text{ kg.cm}$$

- Sección $330 \leq x \leq 553 \text{ cm}$

$$M_f = q \cdot \frac{x^2}{2} - 3438 \text{ kg} \cdot (x - 330) \text{ cm}$$

$$\text{Para } x = 330 \text{ cm} \rightarrow M_f = 59895 \text{ kg.cm}$$

$$\text{Para } x = 553 \text{ cm} \rightarrow M_f = -706779 \text{ kg.cm}$$

- Sección $553 \leq x \leq 780 \text{ cm}$

$$M_f = q \cdot \frac{x^2}{2} - 3438 \text{ kg} \cdot (x - 330) \text{ cm} + 5258 \text{ kg} \cdot (x - 553) \text{ cm}$$

$$\text{Para } x = 553 \text{ cm} \rightarrow M_f = -706779 \text{ kg.cm}$$

$$\text{Para } x = 780 \text{ cm} \rightarrow M_f = 0$$

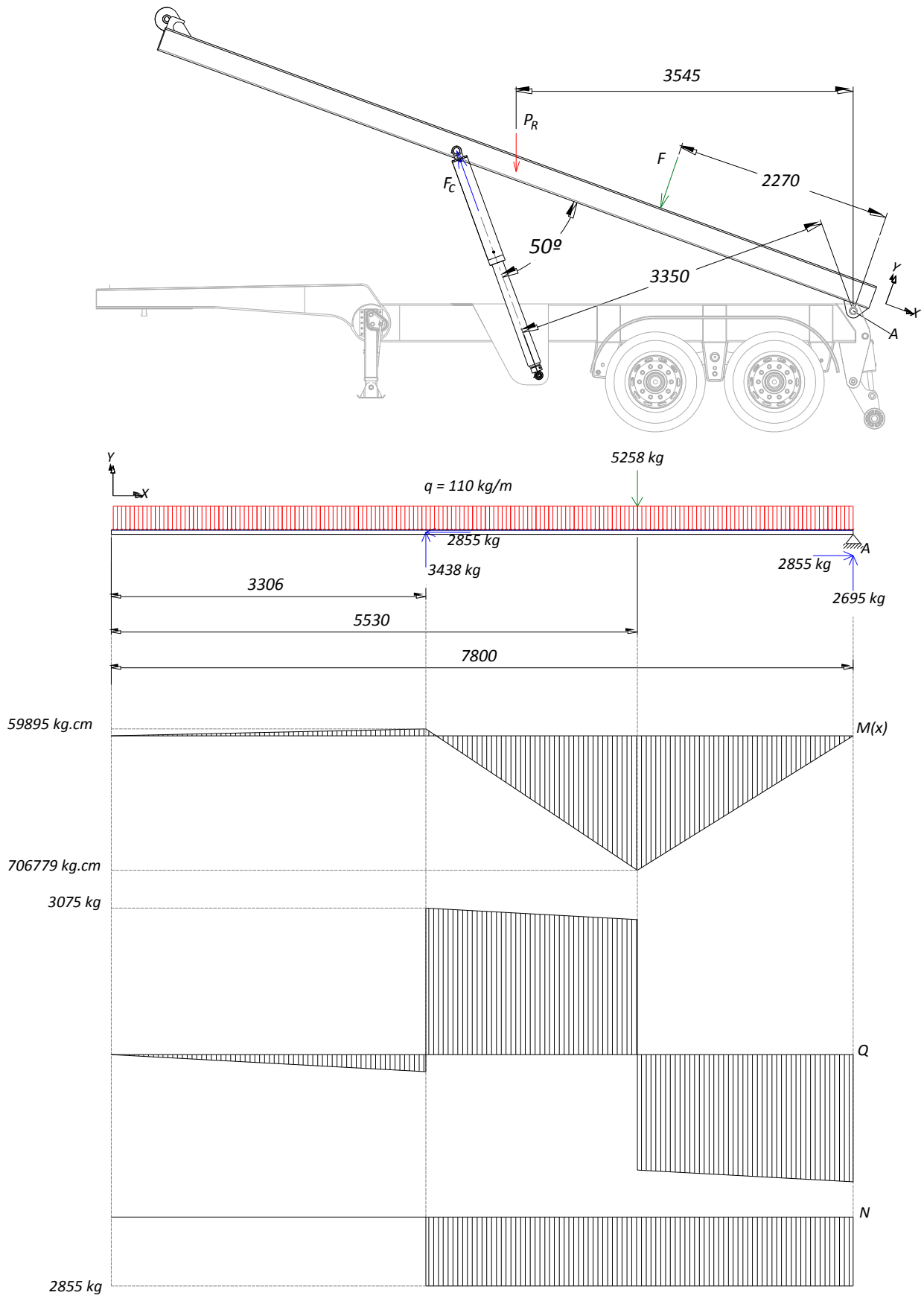


Fig. N° 7.8 - Modelo físico, diagrama de cuerpo libre, y esfuerzos.(Estado II).

7.1.3. Verificación de las vigas principales de la rampa.

Con los esfuerzos calculados en la sección anterior se procede a verificar la sección de las vigas principales de la rampa. No se procederá a un dimensionamiento, ya que por una cuestión de diseño se selecciona el tamaño del tubo de antemano. El mismo está fabricado por una importante empresa del rubro [9] en dos partes de chapa plegada SAE 1010 de 1/2" de espesor (12,7 mm), las cuales se sueldan en dos tramos continuos para formar el tubo. La sección resultante posee un área de 83,28 cm² y un momento de inercia principal de 6070,95 cm⁴.

En la Tabla 7.1 se resumen los esfuerzos a los que estará sometida la viga de la rampa.

	Estado I	Estado II
Momento flector máximo	613653 kg.cm	-706779 kg.cm
Esfuerzo normal máximo	15590 kg	2855 kg

Tabla 7.1- Momento flector y esfuerzo normal máximos en vigas de la rampa.

Como puede observarse, la viga estará sometida a flexión simétrica, debido a que el vector de momento flector se encuentra alineado con el eje principal de inercia de la sección, y compuesta debido a la presencia de fuerza normal. Por tal motivo es difícil determinar cuáles son los esfuerzos más desfavorables para el cálculo, dado que el resultado dependerá de la combinación de ambos esfuerzos.

La ecuación de Navier para el caso de flexión simétrica y compuesta se presenta a continuación:

$$\sigma_{trabajo} = \frac{M_{f(z)} \cdot y}{I_{z-z}} + \frac{N}{A} \tag{7.8}$$

Verificación para el Estado I de carga.

En la Fig. N° 7.9 se muestra la sección de la viga donde el momento flector es máximo. Éste estado de carga pertenece a la sección donde se encuentra el perno que sujeta el cilindro hidráulico de elevación.

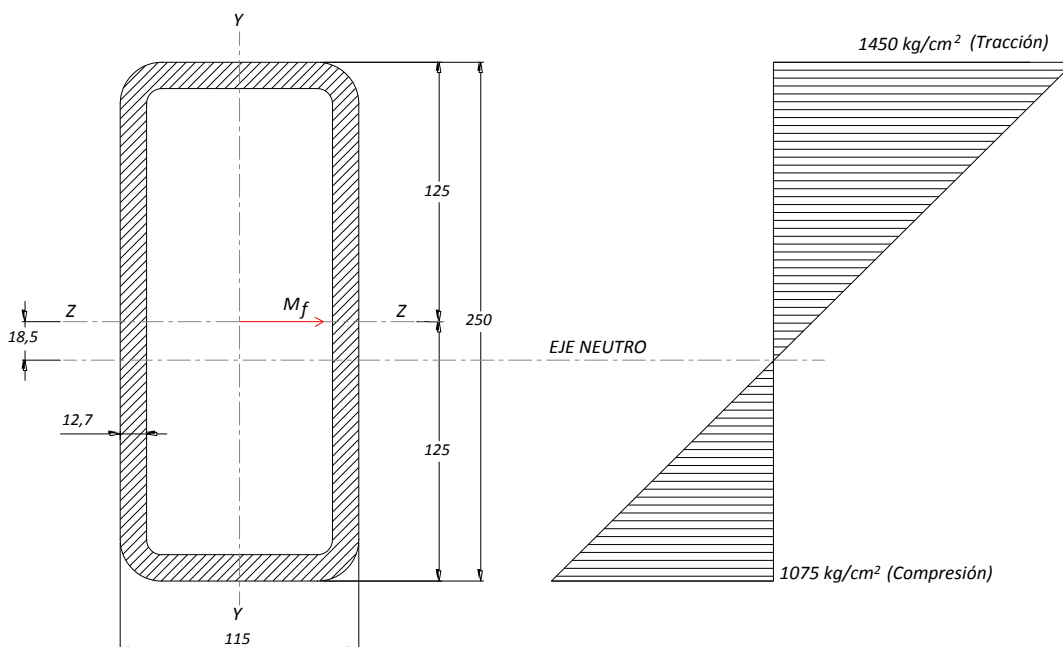


Fig. N° 7.9 - Sección de mayor sollicitación en la viga de la rampa. (Estado I).

Aplicando la ley de Navier mostrada en la ecuación (7.8) resulta:

En la parte superior de la viga:

$$\sigma_{(x)} = \frac{613653 \text{ kg.cm}}{6070.95 \text{ cm}^4} \cdot 12,5 \text{ cm} + \frac{15590 \text{ kg}}{83,28 \text{ cm}^2} = 1450 \text{ kg/cm}^2 \quad (7.9)$$

En la parte inferior de la viga:

$$\sigma_{(x)} = -\frac{613653 \text{ kg.cm}}{6070.95 \text{ cm}^4} \cdot 12,5 \text{ cm} + \frac{15590 \text{ kg}}{83,28 \text{ cm}^2} = 1075 \text{ kg/cm}^2 \quad (7.10)$$

Al ser importante el esfuerzo normal, el eje neutro de la sección está bastante alejado del centro de gravedad de la misma, tal como puede observarse en la Fig. N° 7.9. Igualando a cero la ecuación (7.8) y despejando "y" se obtiene la ecuación de la recta que representa el eje neutro:

$$y = -\frac{N \cdot I_{(z)}}{A \cdot M_{f(z)}} = \frac{15590 \text{ kg} \cdot 6070,95 \text{ cm}^4}{83,28 \text{ cm}^2 \cdot 613653 \text{ kg.cm}} = -1.85 \text{ cm} \quad (7.11)$$

Verificación para el Estado II de carga.

En la Fig. N° 7.10 se muestra la sección de la viga donde el momento flector es máximo. En este estado de carga pertenece a la sección donde el rodillo del contenedor transfiere su peso a la viga de la rampa.

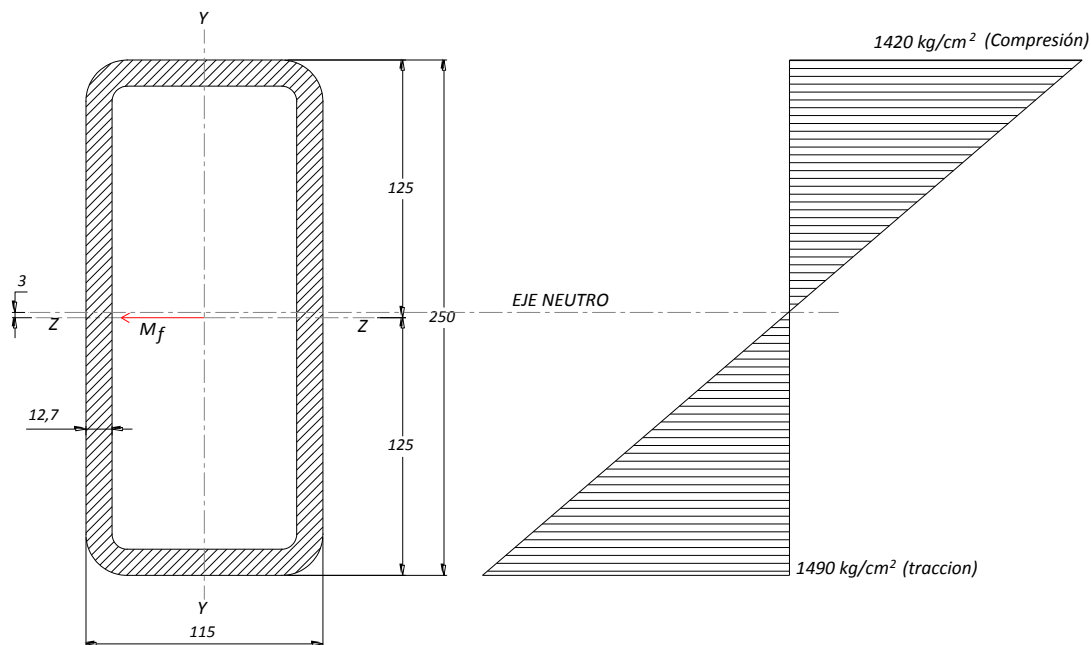


Fig. N° 7.10 Sección de mayor sollicitación en la viga de la rampa. (Estado II).

Aplicando la ley de Navier mostrada en la (7.8) resulta:

En la parte superior de la viga:

$$\sigma_{(x)} = -\frac{706779 \text{ kg.cm}}{6070.95 \text{ cm}^4} \cdot 12,5 \text{ cm} + \frac{2855 \text{ kg}}{83,28 \text{ cm}^2} = -1420 \text{ kg/cm}^2 \quad (7.12)$$

En la parte inferior de la viga:

$$\sigma_{(x)} = \frac{706779 \text{ kg.cm}}{6070.95 \text{ cm}^4} \cdot 12,5 \text{ cm} + \frac{2855 \text{ kg}}{83,28 \text{ cm}^2} = 1490 \text{ kg/cm}^2 \quad (7.13)$$

En este caso el eje neutro de la sección tampoco pasa por el centro de gravedad de la sección. No obstante, la ordenada al origen de dicha recta, la cual también es paralela al eje principal de inercia Z-Z, es muy pequeña debido a que la carga axial en este caso no tiene mayor influencia.

Como se demostró anteriormente, la máxima tensión se produce en el segundo estado de carga, con de 1490 kg/cm² de tensión, tal como se calculó analíticamente en la ecuación. (7.13).

Teniendo en cuenta que el perfil que conforma los largueros principales de la rampa se constituye de acero de calidad comercial, cuyas propiedades mecánicas se expusieron en la Tabla 4.11, se procede a calcular el coeficiente de seguridad:

$$N = \frac{\sigma_{Fluencia}}{\sigma_{trabajo}} = \frac{1835 \text{ kg/cm}^2}{1490 \text{ kg/cm}^2} = 1.23 \rightarrow \text{Verifica} \quad (7.14)$$

Es de importancia notar, que los mayores esfuerzos siempre se producirán con el equipo estático, en la operación de carga o descarga, y la estructura siempre estará libre de cargas dinámicas producto del transporte, ya que la misma descansará sobre el chasis del equipo.

Por lo cual, se concluye que la sección soportará la máxima exigencia a la que serán sometidas las vigas principales de la rampa.

7.1.4. Dimensionamiento del perno de cilindro de elevación de rampa (Lado camisa).

Mediante la ecuación (4.23) se estableció la fuerza de 19400 kg. necesaria para iniciar el levante de la rampa cuando el equipo se encuentra cargado en su máxima capacidad. Ésta carga se manifiesta cuando el levante es inminente y disminuirá conforme el ángulo de volteo aumente.

Se asume que el coeficiente de seguridad con que se dimensionará el perno será de N=2, y que se utilizará como material acero SAE 4140 bonificado, cuyas propiedades mecánicas se representaron en la Tabla 4.13.

En la Fig. N° 7.11 se muestra el modelo físico del perno que fija al cilindro de elevación de la rampa del lado de la camisa, y en la Fig. N° 7.12 el diagrama de cuerpo libre junto a los esfuerzos característicos que solicitan al perno. Teniendo en cuenta que la fuerza ejercida por el cilindro es 19400 kg, y se transmite a lo largo de todo el ancho del buje de anclaje, para el cálculo se considera una carga “q” uniformemente distribuida cuyo valor es 19400kg /14 cm = 1385 kg/cm.

A partir de esto, se procede a calcular el máximo momento al que será sometido el perno, donde:

- ✓ Reacción de empotramiento: $R_e = 19400 \text{ kg}$
- ✓ Momento de empotramiento $M_e = 19400 \text{ kg} \cdot 13 \text{ cm} = 252200 \text{ kg.cm}$

- Sección $0 \leq x \leq 6 \text{ cm}$

$$M_f = M_e - R_e \cdot x$$

$$\text{Para } x = 0 \text{ cm} \rightarrow M_f = M_e = 252200 \text{ kg.cm}$$

Para $x = 6 \text{ cm} \rightarrow M_f = 135800 \text{ kg.cm}$

- Sección $6 \leq x \leq 20 \text{ cm}$

$$M_f = M_e - R_e \cdot x + q \cdot (x - 6) \text{ cm} \cdot \frac{(x-6) \text{ cm}}{2}$$

Para $x = 6 \text{ cm} \rightarrow M_f = 135800 \text{ kg.cm}$

Para $x = 20 \text{ cm} \rightarrow M_f = 0$

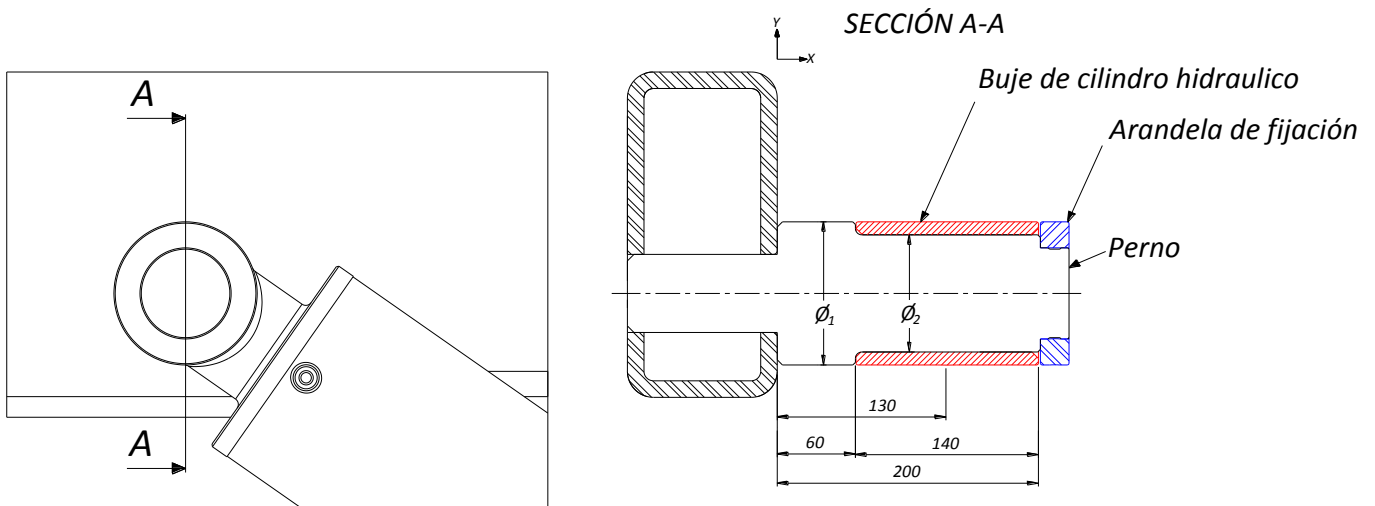


Fig. N° 7.11 - Modelo físico del perno de cilindro de elevación de la rampa. (Lado camisa).

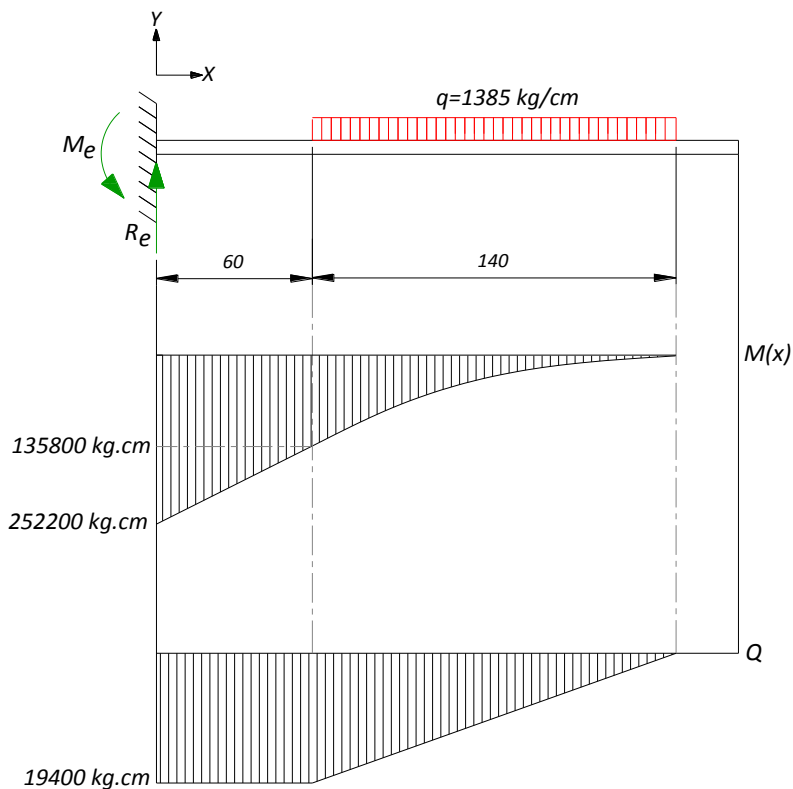


Fig. N° 7.12 - Diagrama de cuerpo libre y esfuerzos en perno cilindro de elevación de rampa. (Lado camisa)

A continuación, se procede a dimensionar el perno en las secciones críticas; las cuales son:

- Sección de empotramiento: donde el momento flector es máximo.
- Sección $x = 6$ cm, donde existe un cambio brusco en el diámetro de la sección.

Aplicando la ecuación de Navier, en donde se calcula el diámetro de la sección en función de la tensión admisible del material y el momento flector máximo resulta:

Sección $x = 6$ cm.

En ésta sección, como puede observarse en la Fig. N° 7.11, existe un cambio repentino en el diámetro de la misma, lo cual producirá una concentración de esfuerzo. Ésta concentración de esfuerzos deberá considerarse magnificando el esfuerzo de flexión mediante un coeficiente k_t denominado “Coeficiente teórico de concentración de esfuerzo” en la ecuación de Navier.

El Coeficiente k_t se extrae de una tabla, la cual, a partir de la relación de diámetros de ambas secciones (ϕ_1 / ϕ_2), y la relación del radio de empalme con el ϕ_2 (Fig. N° 7.11) es posible obtener el coeficiente correspondiente, en este caso $K_t = 1,5$. ^{[10] (Véase pág. 754)}

$$\phi_2 = \sqrt[3]{\frac{M_{f(z)} \cdot k_t \cdot 32}{\pi \cdot \sigma_{(x)}}} = \sqrt[3]{\frac{(135800 \text{ kg.cm}) \cdot 1,5 \cdot 32}{\pi \cdot 3000 \text{ kg/cm}^2}} = 8,88 \text{ cm} \quad (7.15)$$

Por lo que se adoptará un diámetro de 9 cm para la sección comprendida ente $6 \text{ cm} < x < 20 \text{ cm}$ indicado en la Fig. N° 7.11.

Sección de empotramiento:

Reemplazando el esfuerzo máximo de flexión en la sección y la tensión admisible del material, el ϕ_1 necesario resulta:

$$\phi_1 = \sqrt[3]{\frac{M_{f(z)} \cdot 32}{\pi \cdot \sigma_{(x)}}} = \sqrt[3]{\frac{(252200 \text{ kg.cm}) \cdot 32}{\pi \cdot 3000 \text{ kg/cm}^2}} = 9,5 \text{ cm} \quad (7.16)$$

No obstante, Conocido el diámetro mínimo requerido en la sección comprendida entre $6 \text{ cm} < x < 20 \text{ cm}$, se decide aumentar el diámetro de 9.5 a 11 cm para igualar el ϕ exterior del buje de cilindro hidráulico mostrado en la figura Fig. N° 7.11 y mantener así una uniformidad de diámetros en el diseño. (Por lo tanto, la tensión de trabajo desciende a 1930 kg/cm^2 y el coeficiente de seguridad aumenta a $N = 3,1$).

7.1.5. Dimensionamiento del perno para rodillos laterales.

En la sección 7.1.3 se analizaron los estados de cargas que solicitan a las vigas principales a los máximos esfuerzos, por lo cual, también se determinaron las solicitaciones sobre los pernos de los rodillos laterales a los fines de plantear el modelo físico de cálculo. En dicho análisis se determinó que el perno más solicitado se somete a una carga de 4140 kg, como se indica en la Fig. N° 7.4.

Se asume que el coeficiente de seguridad con que se dimensionará el perno será de $N=2$, y que se utilizará como material acero SAE 1045, cuyas propiedades mecánicas se representaron en la Tabla 5.4.

En la Fig. N° 7.13 se muestra el modelo físico del perno, y en la Fig. N° 7.14 el diagrama de cuerpo libre junto a los esfuerzos característicos que solicitan lo solicitan. Teniendo en cuenta que la fuerza máxima aplicada es de 4140 kg y se transmite a través de un rodillo de 7,5 cm de ancho, para el cálculo se considera una carga “q” uniformemente distribuida cuyo valor es $4140\text{kg} / 7.5\text{ cm} = 552\text{ kg/cm}$.

Determinadas las cargas, se procede a calcular el máximo momento flector al que será sometido el perno, donde:

- ✓ Reacción de empotramiento: $R_e = 4140\text{kg}$
- ✓ Momento de empotramiento $M_e = 4140\text{ kg} \cdot 4,5\text{cm} = 18630\text{ kg.cm}$

- Sección $0 \leq x \leq 0.8\text{ cm}$

$$M_f = M_e - R_e \cdot x$$

$$\text{Para } x = 0\text{ cm} \rightarrow M_f = M_e = 18630\text{ kg.cm}$$

$$\text{Para } x = 0.8\text{ cm} \rightarrow M_f = 15318\text{ kg.cm}$$

- Sección $0.8 \leq x \leq 7.5\text{ cm}$

$$M_f = M_e - R_e \cdot x + q \cdot (x - 0.8)\text{cm} \cdot \frac{(x - 0.8)\text{ cm}}{2}$$

$$\text{Para } x = 0.8\text{ cm} \rightarrow M_f = 15318\text{ cm}$$

$$\text{Para } x = 20\text{ cm} \rightarrow M_f = 0$$

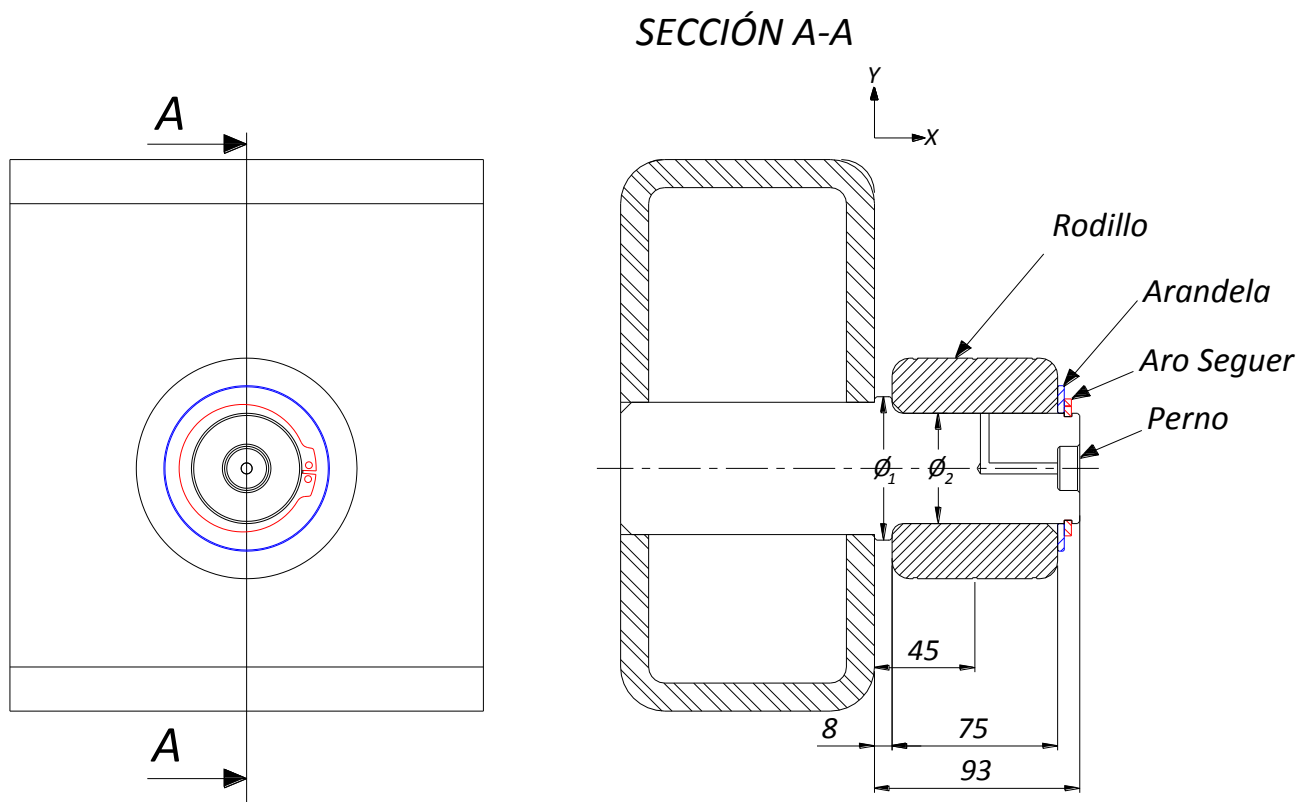


Fig. N° 7.13 - Modelo físico del perno para rodillos laterales de la rampa.

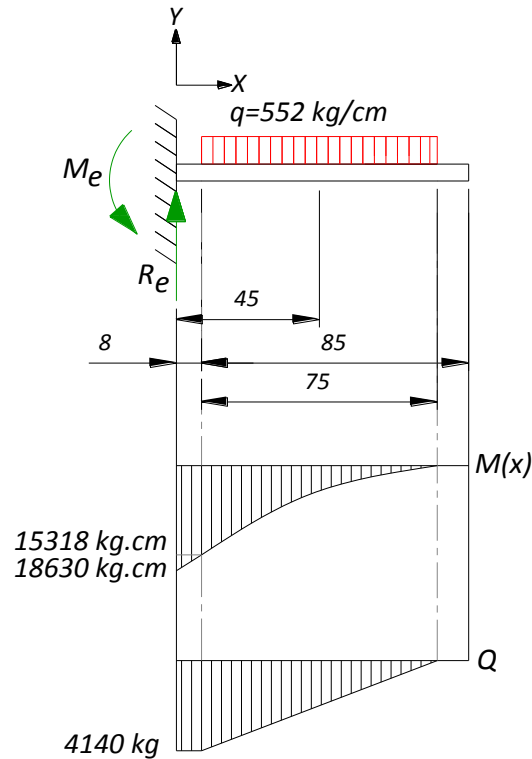


Fig. N° 7.14 Diagrama de cuerpo libre y esfuerzos de pernos de rodillos en la rampa.

Conocidos los esfuerzos característicos, se procede a dimensionar el perno en las secciones críticas; las cuales son:

- Sección de empotramiento: donde el momento flector es máximo.
- Sección $x= 0.8$ cm, donde existe un cambio brusco en el diámetro de la sección.

Aplicando la ecuación de Navier, en donde se calcula el diámetro de la sección en función de la tensión admisible del material y el momento flector máximo, tal como se expresó en la ecuación (4.8), resulta:

Sección de empotramiento:

Para el dimensionamiento del eje en la sección de empotramiento, se considerará un incremento del 40 % del momento flector máximo ($n=1.4$), debido a las cargas dinámicas que serán aplicadas durante el transporte de la unidad,

Reemplazando el esfuerzo máximo de flexión en la sección y la tensión admisible del material, el \varnothing_1 necesario es:

$$\varnothing_1 = \sqrt[3]{\frac{M_{f(z)} \cdot n \cdot 32}{\pi \cdot \sigma_{(x)}}} = \sqrt[3]{\frac{(18630 \text{ kg.cm}) \cdot 1,4 \cdot 32}{\pi \cdot 2074 \text{ kg/cm}^2}} = 5.05 \text{ cm} \tag{7.17}$$

Dado que el tramo de perno que se introduce en el tubo de la rampa posee un diámetro de 6 cm, se decide ampliar el \varnothing_1 a 6,5 cm, para servir de superficie de apoyo en el tubo y asegurar la perpendicularidad del perno aumentando también la longitud del perfil de soldadura. De éste modo, la tensión de trabajo se reduce a 967 kg/cm² y el coeficiente de seguridad aumenta a N=4.2

Sección x = 0,8 cm.

En esta sección, como puede observarse en la Fig. N° 7.13 , existe un cambio repentino en el diámetro de sección, lo cual producirá una concentración de esfuerzo. Ésta concentración de esfuerzos deberá considerarse magnificando el esfuerzo de flexión mediante un coeficiente k_t denominado “Coeficiente teórico de concentración de esfuerzo” en la ecuación de Navier.

El Coeficiente k_t se extrae de una tabla , a partir de la relación de diámetros de ambas secciones (ϕ_1/ϕ_2), y la relación del radio de empalme con el ϕ_2 (Fig. N° 7.13) es posible obtener el coeficiente correspondiente, en este caso $K_t = 1,3$. ^{[10] (Véase pág. 754)}

$$\phi_2 = \sqrt[3]{\frac{M_{f(z)} \cdot k_t \cdot N \cdot 32}{\pi \cdot \sigma(x)}} = \sqrt[3]{\frac{(15318 \text{ kg.cm}) \cdot 1,3 \cdot 1,4 \cdot 32}{\pi \cdot 2074 \text{ kg/cm}^2}} = 5.17 \text{ cm} \quad (7.18)$$

Debido a que el cálculo es bastante conservador con la implementación de los coeficientes k_t y n , se dimensiona el eje en 5 cm.

Dado que los pernos se sueldan a la estructura y no es reemplazable de manera directa, se realiza un tratamiento superficial de temple por inducción de 50-55 HRC, a 1,5 – 2.5 mm de profundidad los fines de hacer resistente al desgaste las zonas sometidas a fricción. En la planimetría correspondiente al perno se indican las zonas específicas a tratar térmicamente.

Es importante notar que los rodillos serán los componentes de reposición ya que la dureza del material con el cual se encuentran diseñados es menor (Fundición Gris G2500 - Dureza 6-22 HRC).

7.2. Chasis extensible.

Son numerosos los estados de carga que pueden lograrse con este equipo teniendo en cuenta que es capaz de cargar contenedores de diferentes capacidades y la rampa puede adoptar infinitas posiciones durante la operación de carga/descarga. Mediante un análisis auxiliar (que no se expone debido a su extenso desarrollo) se determinan dos estados de carga que producen las mayores sollicitaciones en la estructura, los cuales se enumeran en la próxima sección.

7.2.1. Determinación de cargas y esfuerzos.

7.2.1.1. Estado I: carga en punto medio de la viga simplemente apoyada.

Durante el proceso de carga/descarga del contenedor (26 pies), el rodillo delantero del mismo se posicionará transitoriamente en el tramo medio del chasis extensible. En la Fig. N° 7.15 se muestra el modelo físico empleado para el cálculo de transferencia de carga al chasis extensible. Este modelo también puede representarse de una manera más simplificada por una chapa con tres vínculos de primera especie junto al polígono de fuerzas calculado gráficamente mediante el procedimiento de Culmann^[15], tal como se observa en la Fig. N° 7.16.

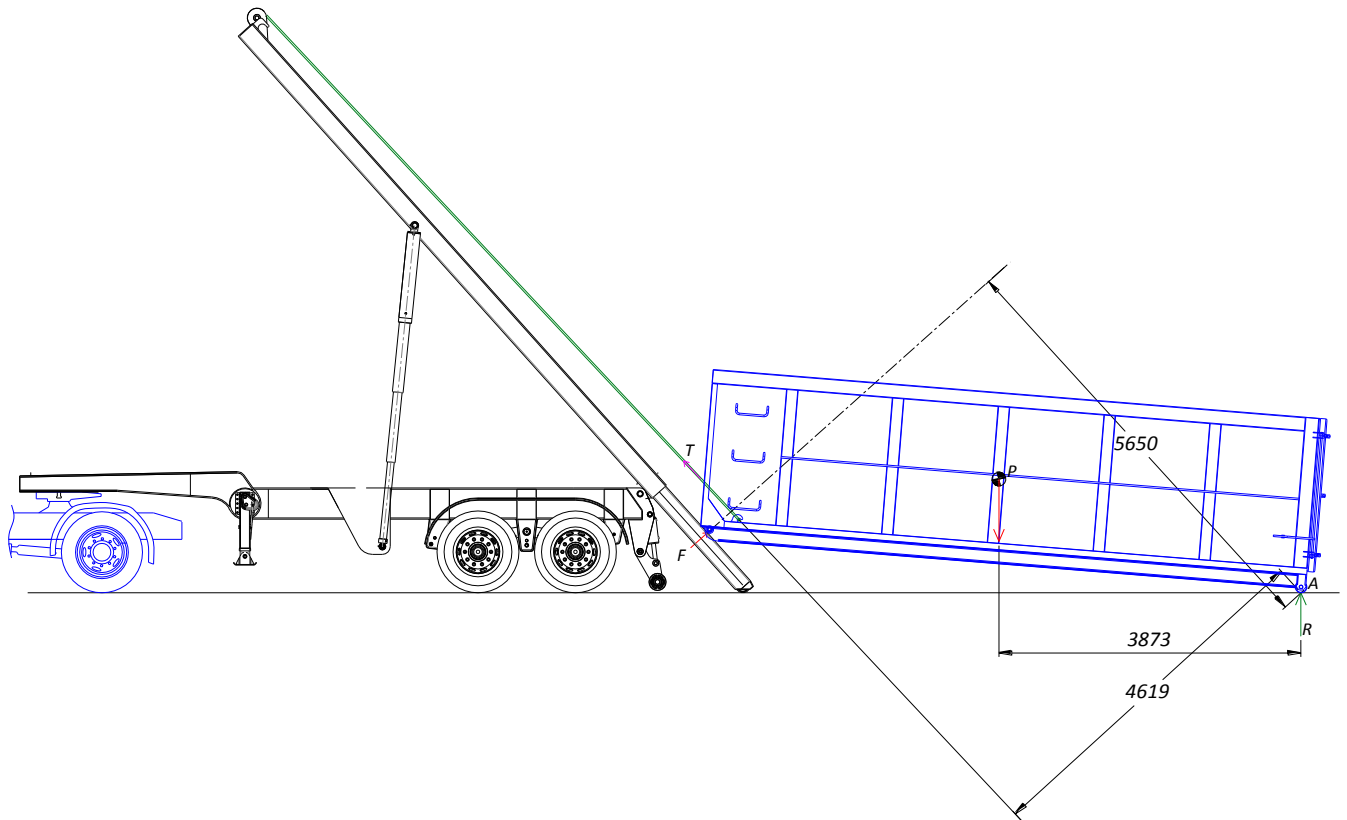


Fig. N° 7.15 - Modelo físico de transferencia de carga al tramo medio del chasis extensible.

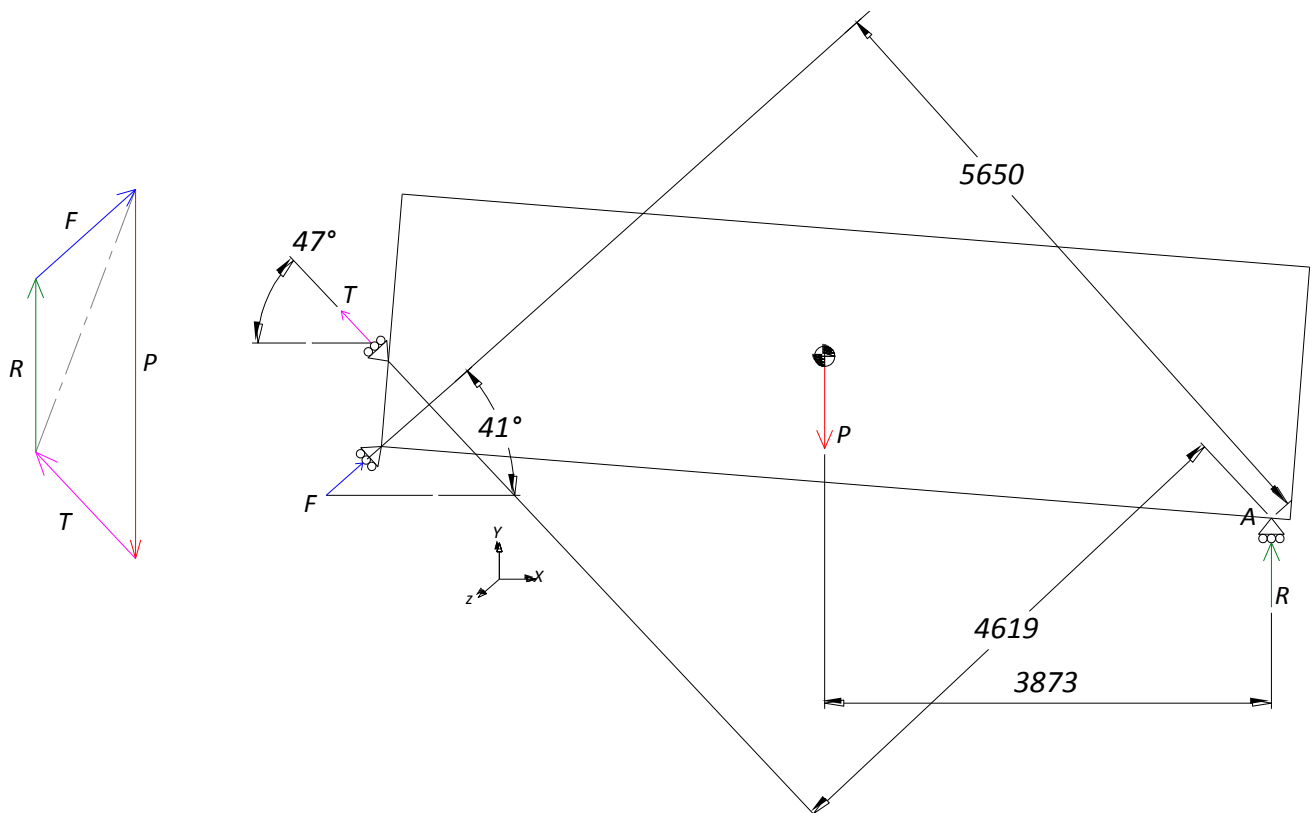


Fig. N° 7.16 - Polígono de fuerzas de contenedor para calcular chasis extensible.(Estado I).

Dado que el punto de apoyo del contenedor en las vigas de la rampa es mediante rodillos, la dirección de la fuerza "F" es perpendicular a ésta. La fuerza "T" representa la fuerza de tensión del cable y la fuerza "R" la reacción del contenedor sobre el piso.

Método analítico de cálculo de transferencia de carga a la rampa.

Para calcular el valor de las fuerzas "T" y "F", se plantean las ecuaciones de equilibrio del sistema, tomando como centro de momentos el punto de apoyo del contenedor con el suelo "A" de la Fig. N° 7.15 o de la Fig. N° 7.16 e igualando a cero la sumatoria de fuerzas horizontales.

$$\sum M_A = -P \cdot 3873 \text{ mm} - T \cdot 4619 \text{ mm} - F \cdot 5650 \text{ mm} = 0 \quad (7.19)$$

$$\sum F_x = -T \cdot \cos 47 + F \cdot \cos 41 = 0 \quad (7.20)$$

Despejando "F" de la ecuación (7.20).

$$F = \frac{T \cdot \cos 47}{\cos 41} \quad (7.21)$$

E introduciendo la ecuación (7.21) en (7.19), y conociendo el valor de P= 11500 kg, se procede a calcular el valor de T.

$$\sum M_A = -P \cdot 3873 \text{ mm} - T \cdot 4619 \text{ mm} - \left[\frac{T \cdot \cos 47}{\cos 41} \right] \cdot 5650 \text{ mm} = 0 \quad (7.22)$$

$$T = \frac{11500 \cdot 3873 \text{ mm}}{4619 + \left[\frac{\cos 47}{\cos 41} \right] \cdot 5650 \text{ mm}} = 4580 \text{ kg} \quad (7.23)$$

Calculado el valor de "T", es posible entonces calcular el valor de "F", reemplazando el valor en la ecuación (7.21).

$$F = \frac{4850 \text{ kg} \cdot \cos 47}{\cos 41} = 4138 \text{ kg} \quad (7.24)$$

Cálculo del momento flector máximo.

Para el cálculo del momento flector, el diagrama de cuerpo libre se traduce como una viga simplemente apoyada con una carga centrada entre sus apoyos, tal como se muestra en la Fig. N° 7.17.

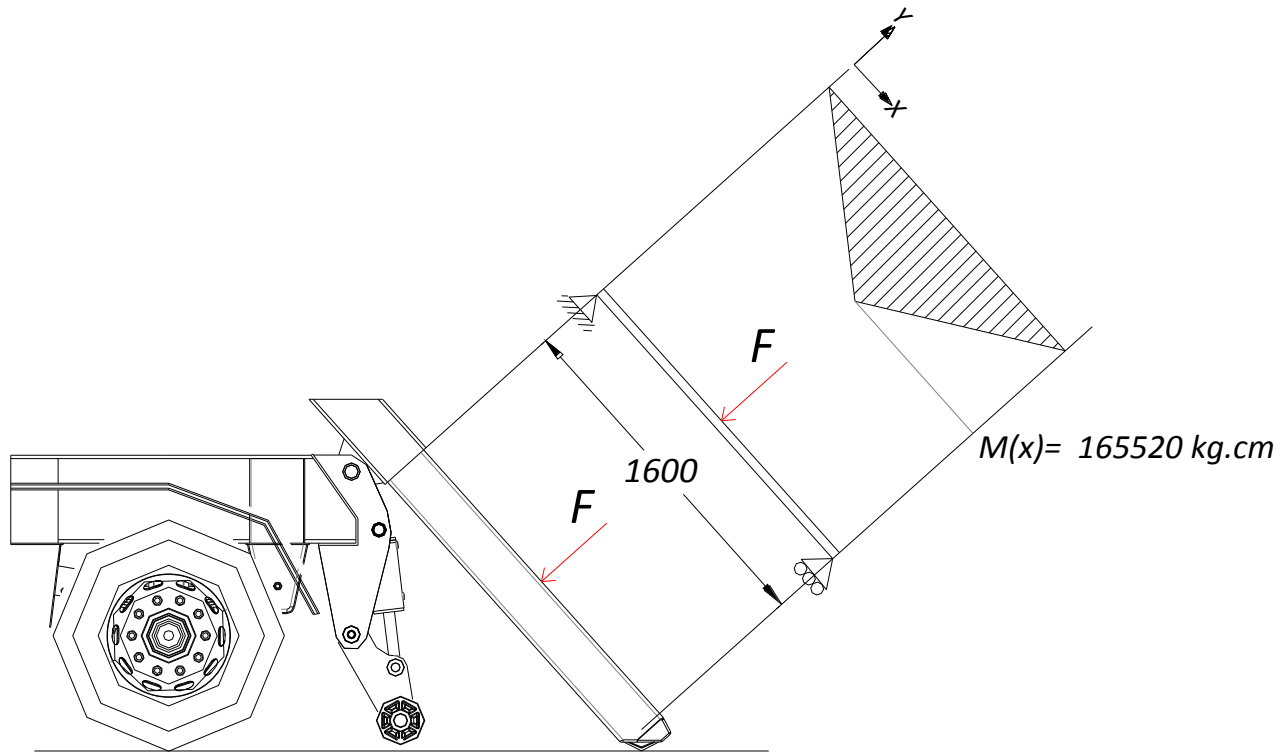


Fig. N° 7.17 - Diagrama de cuerpo libre y momento flector del chasis extensible. (Estado I).

Por lo tanto, el momento flector máximo será:

$$M_f = \frac{F \cdot L}{4} = \frac{4138 \text{ kg} \cdot 168 \text{ cm}}{4} = 165520 \text{ kg.cm} \quad (7.25)$$

7.2.1.2. Estado II: carga en el extremo de la viga en voladizo.

Para determinar la carga que actuará en el rodillo del chasis extensible, es necesario determinar el instante en el que el contenedor perderá el contacto con el suelo, para que la carga se transfiera en gran parte al rodillo de interés. Para ello, tal como se demostró en el Capítulo 3, el centro de gravedad del contenedor deberá situarse a una distancia de 800 mm del punto de equilibrio del sistema, antes de perder el contacto con el suelo, para considerarte un sistema seguro en lo que a vuelco respecta.

En la imagen Fig. N° 7.18 se muestran los modelos físicos correspondientes a contenedores de 26 y 20 pies, en el instante en el que los contenedores pierden contacto con la superficie de apoyo.

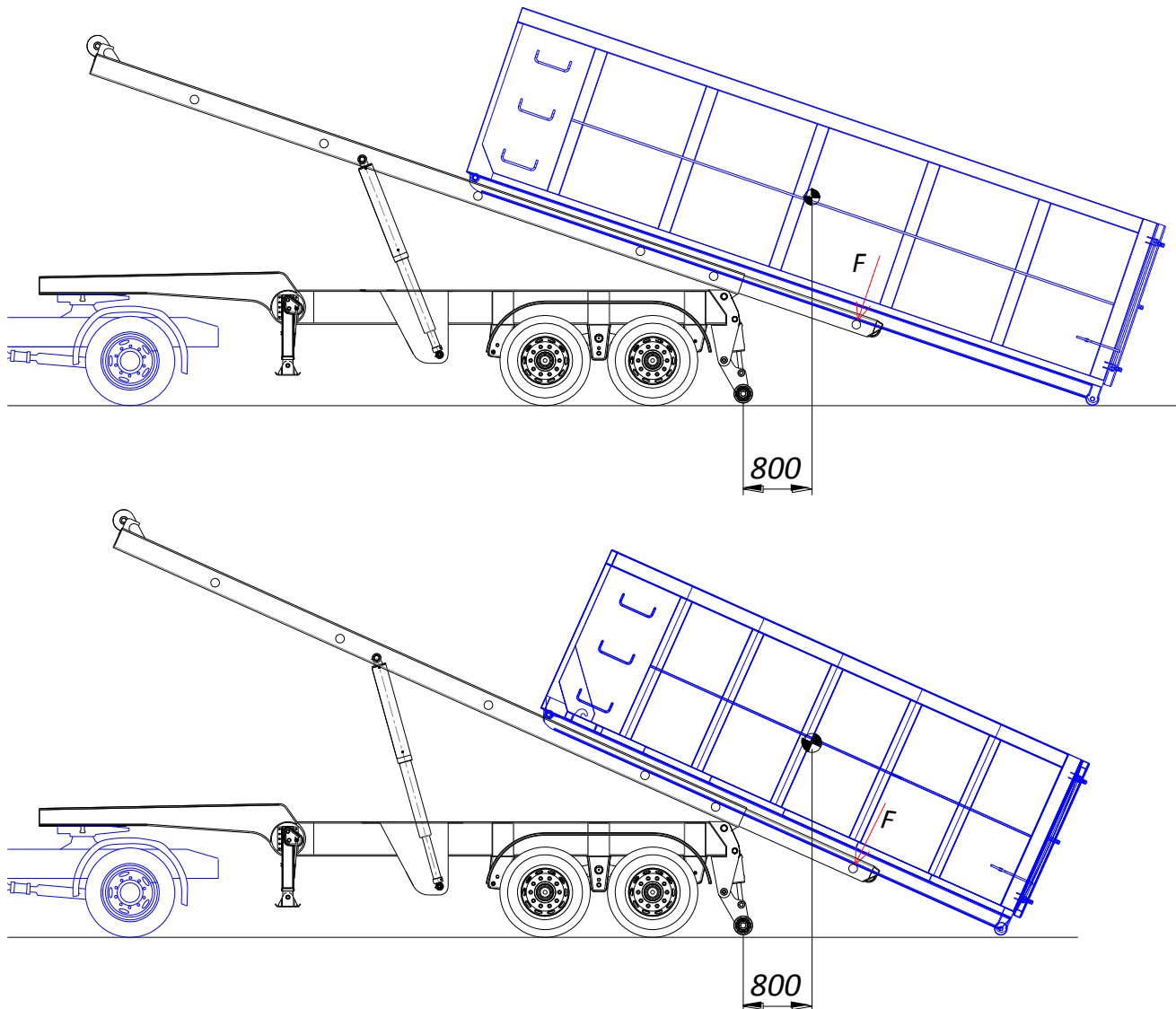


Fig. N° 7.18 - Modelo físico de transferencia de carga al chasis extensible con contenedor de 20 y 26 pies.

Mediante un análisis auxiliar, se determina que el contenedor de mayor longitud transmite al rodillo del chasis una carga “F” de 5002 kg, mientras que el contenedor de 20 pies transmite una carga menor de 4650 kg.

Cálculo de momentos flectores.

Para el cálculo del momento flector, el diagrama de cuerpo libre se traduce como una viga empotrada en un extremo (en contra del tubo de la rampa) con una carga perpendicular cuyo punto de aplicación es el único rodillo del chasis extensible, tal como se muestra en la Fig. N° 7.19

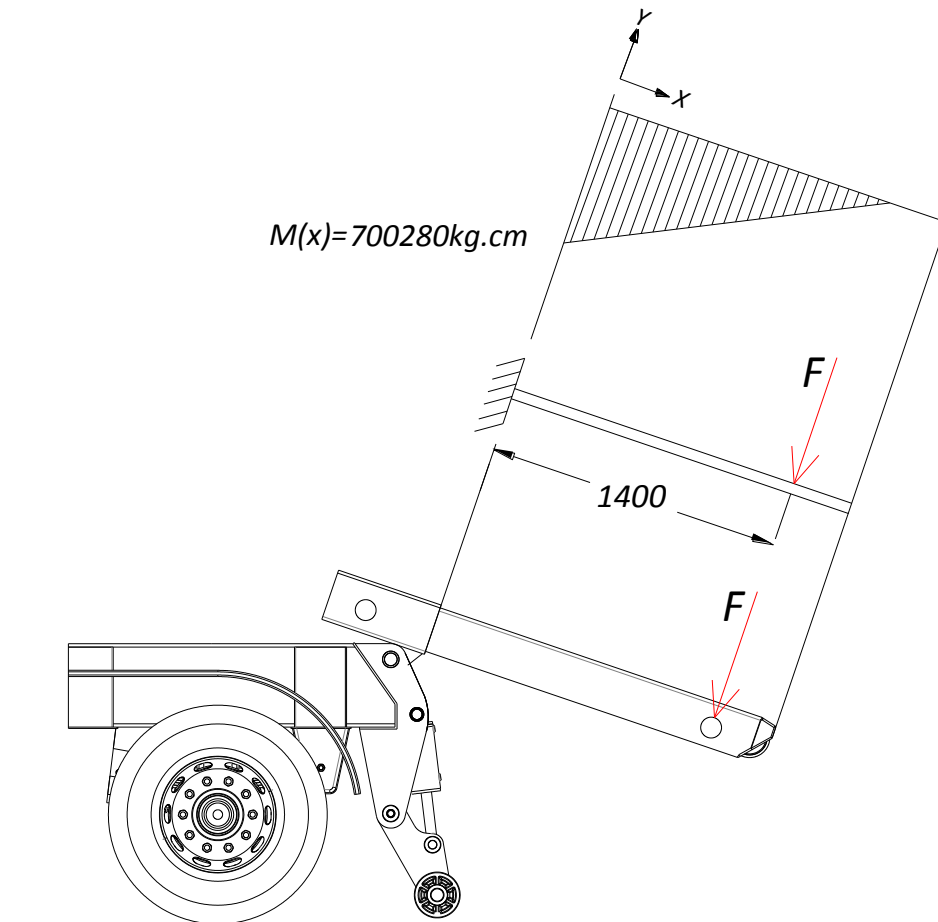


Fig. N° 7.19 - Diagrama de cuerpo libre y momento flector del chasis extensible (Estado II).

Por lo tanto, el momento flector máximo será:

$$M_f = F \cdot L = 5002 \text{ kg} \cdot 140 \text{ cm} = 700280 \text{ kg.cm} \quad (7.26)$$

7.2.2. Verificación de la sección de la viga.

El chasis extensible de la rampa, trabaja de manera telescópica en los tubos que conforman la estructura de la rampa, dimensionado en la sección 4.1.6. Por lo tanto, el diseño de la sección del chasis extensible se limitará a las dimensiones interiores del tubo que forma la estructura de la rampa, y el cálculo se reduce solo a la verificación de dicha sección de acuerdo a los esfuerzos obtenidos.

Cálculos preliminares demostraron que la viga estará sometida a tensiones importantes, motivo por el cual estará construida por un reconocido fabricante del rubro ^[9] a partir de dos partes de chapa plegada de alta resistencia MLC 420, espesor 3/8 (9,52 mm). La propiedades mecánicas de esta chapa se muestran en la Tabla 4.10.

En la Fig. N° 7.20 se muestran las dimensiones establecidas para la sección de viga, cuyo momento de inercia es de 2862 cm^4

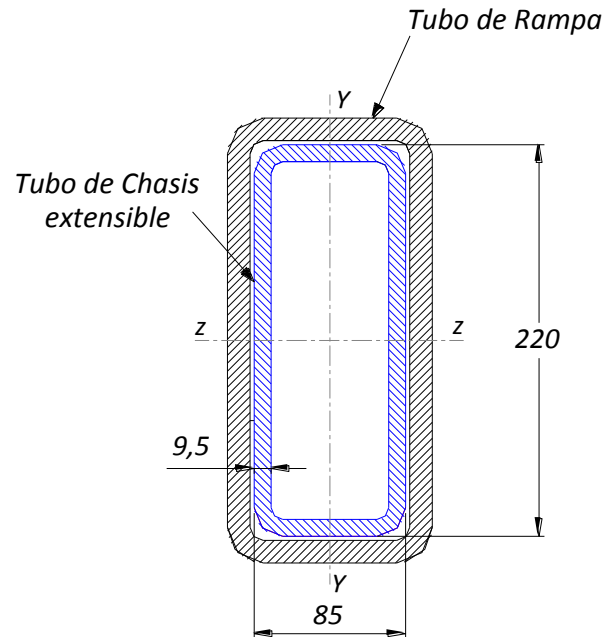


Fig. N° 7.20 - Dimensiones de la viga del chasis extensible.

De los dos estados de carga planteados en la sección 7.2.1, se determina que el máximo esfuerzo de flexión estará dado en el Estado II (con la viga en voladizo), con momento flector máximo de 700280 kg/cm^2 .

Aplicando la ecuación de Navier con el máximo momento flector, y un momento de inercia de 2864 cm^4 la tensión de trabajo será:

$$= \sigma_{(x)} = \frac{M_{f(z)} \cdot y}{I_{Z-Z}} = \frac{700280 \cdot 11 \text{ cm kg.cm}}{2862 \text{ cm}^4} = 2691 \text{ kg/cm}^2 \quad (7.27)$$

Por lo que el coeficiente de seguridad resulta:

$$N = \frac{\sigma_{fluencia}}{\sigma_{trabajo}} = \frac{4283 \text{ kg/cm}^2}{2691 \text{ kg/cm}^2} = 1.6 \quad (7.28)$$

A continuación, se procede a verificar la deflexión máxima en la zona del rodillo:

$$\delta = \frac{F \cdot L^3}{3 \cdot E \cdot I_{x-x}} = \frac{5002 \text{ kg} \cdot (140 \text{ cm})^3}{3 \cdot 2100000 \text{ kg/cm}^2 \cdot 2862 \text{ cm}^4} \cong 7 \text{ mm} \quad (7.29)$$

Si bien la tensión de trabajo es elevada, el coeficiente de seguridad es correcto dado que el material con la que está construida la viga es de alta resistencia. Más aún, teniendo en cuenta que esta tensión de trabajo no es constante en el tiempo ya que el estado de carga utilizado en esta verificación es transitorio.

Por otra parte, si bien la deformación es también bastante elevada, esta depende únicamente del momento de inercia de la sección diseñada y del módulo de elasticidad del material en cuestión (en este caso acero), tal como se observa en la ecuación (7.29). Es decir, que, con una sección definida y un material definido, solo queda como opción seleccionar un material capaz de soportar dicha deformación dentro de los límites de fluencia del mismo.

En una viga construida con material común, en donde la tensión de fluencia ronda los 1400 kg/cm^2 , la deformación admisible es aceptable como 1mm/metro . En este caso, al ser el material de alta resistencia se pueden obtener deformaciones mayores a la citada anteriormente sin que la viga sufra deformaciones permanentes (plásticas) y problemas de funcionamiento en el equipo, ya que como lo indico el coeficiente de seguridad las tensiones que solicitan a la estructura están un 40% por debajo de la tensión de fluencia del material.

7.2.3. Perno de articulación rampa-chasis.

7.2.3.1. Esfuerzo de cizalladura en perno de articulación.

El perno puede fallar por cizalladura en la sección "A" la cual se muestra en la Fig. N° 6.9. Como puede observarse en la misma, el área resistente total es el doble de esta.

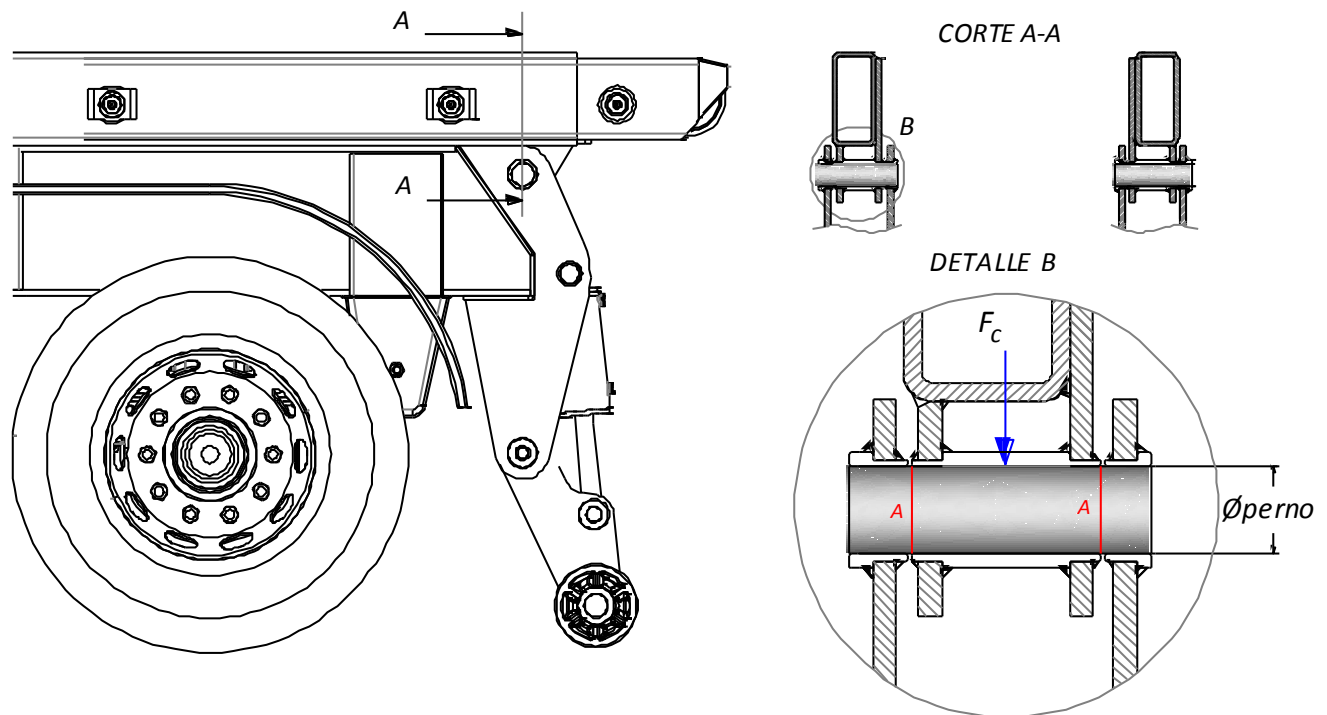


Fig. N° 7.21 - Modelo físico del perno pivot de la rampa para cálculo al corte.

Teniendo en cuenta que el esfuerzo de corte es el 60% del esfuerzo fluencia a la tracción, y considerando que el material utilizado es SAE 1045, la tensión de fluencia del material es de 1468 kg/cm^2 tal como se calculó en la ecuación (6.29) de la sección 6.3.2

La tensión de fluencia al corte será influenciada por un coeficiente de seguridad $N=2$, obteniéndose el valor de tensión admisible:

$$= \tau_{adm} = \frac{\tau_{fluencia}}{N} = \frac{1468 \text{ kg/cm}^2}{2} = 734 \text{ kg/cm}^2 \quad (7.30)$$

Por otra parte, la fuerza a la que estará sometido el perno será de 11500 kg , valor exacto de la mitad de la carga cuando el centro de gravedad de la misma se encuentre por encima de la articulación.

$$F_p = \tau_{adm} \cdot A = \tau_{adm} \cdot 2 \cdot \frac{\pi \cdot (\varnothing_{perno})^2}{4} = \frac{\tau_{adm} \cdot \pi \cdot (\varnothing_{perno})^2}{2} \rightarrow$$

$$\varnothing_{perno} = \sqrt[2]{\frac{F_p \cdot 2}{\tau_{adm} \cdot \pi}} = \sqrt[2]{\frac{11500 \text{ kg} \cdot 2}{734 \text{ kg/cm}^2 \cdot \pi}} = 3.15 \text{ cm} \tag{7.31}$$

Conocido el diámetro necesario para soportar el esfuerzo cortante, se procede a calcular el diámetro necesario de sección para soportar el esfuerzo de flexión. finalmente, con el mayor de ellos se dimensionará de la sección.

7.2.3.2. Esfuerzo de flexión en perno de articulación.

El perno no solo está expuesto a cizalladura sino también a flexión. Según la bibliografía consultada [10] se podrían establecer varias hipótesis de cálculo para estas situaciones, las cuales no se van a explicar en este desarrollo; Solo nos limitaremos a desarrollar la hipótesis que mejor concuerda con mediciones reales.

En la Fig. N° 7.22 se puede observar el modelo físico que se utilizara en el cálculo:

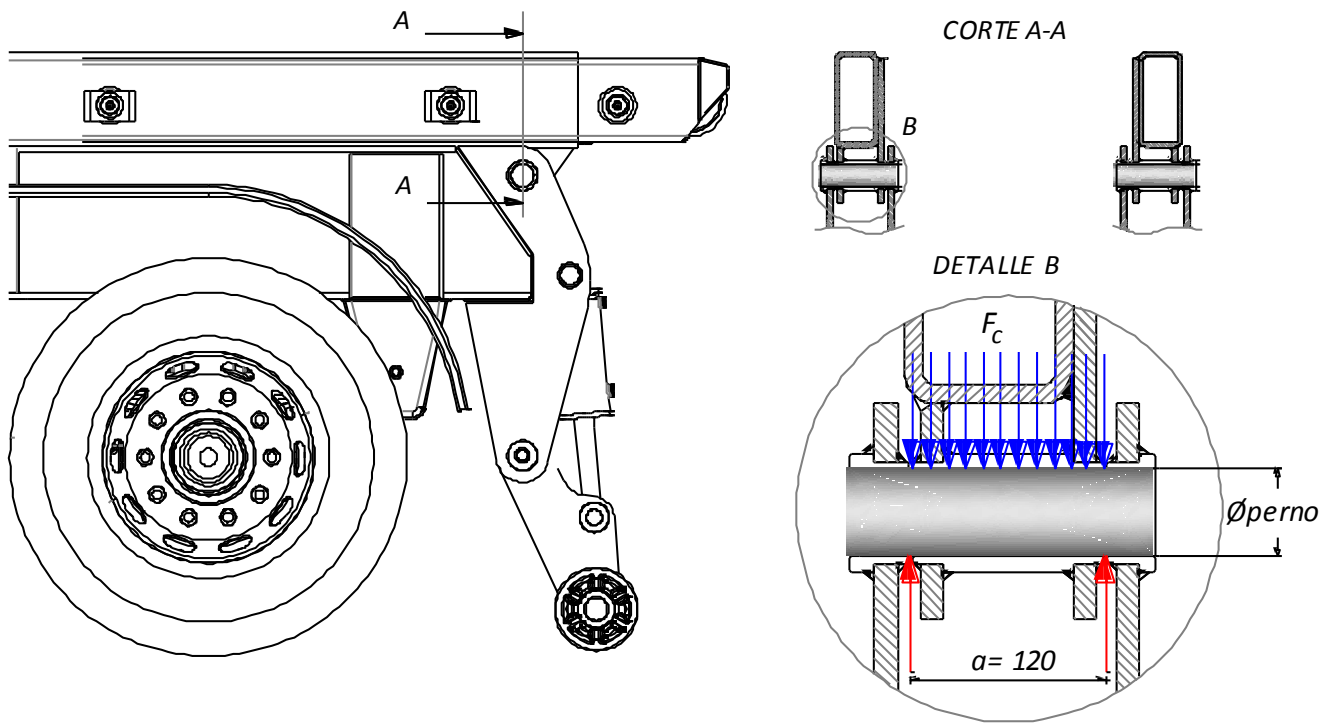


Fig. N° 7.22 - Modelo físico del perno pivot de la rampa para cálculo a la flexión.

La hipótesis de cálculo indica que el momento flector se calcula como $M_{f(z)} = (F_p \cdot a) / 8$

Aclarado esto, el cálculo de flexión es convencional, por lo que reemplazando en la ecuación de Navier presentada en (4.42) por la expresión correspondiente del momento flector y del módulo resistente de una sección circular, el diámetro necesario del perno para que no falle por flexión es:

$$\varnothing_{perno} = \sqrt[3]{\frac{M_{f(z)} \cdot 32}{\pi \cdot \sigma(x)}} = \sqrt[3]{\frac{F_p \cdot a}{8} \cdot 32} = \sqrt[3]{\frac{\left(\frac{11500 \text{ kg} \cdot 13 \text{ cm}}{8}\right) \cdot 32}{\pi \cdot 2074 \text{ kg/cm}^2}} = 4.51 \text{ cm} \quad (7.32)$$

Como se pudo demostrar, para que el perno sea capaz de resistir el esfuerzo de corte es necesario disponer de una sección circular cuyo diámetro sea al menos de 3,15 cm, tal como se demostró en la ecuación(7.31). Por otra parte, en la ecuación (7.32) se demostró que el diámetro de dicha sección debe ser al menos de 4,51 cm para resistir el esfuerzo de flexión. Conociendo que el diámetro mínimo necesario para soportar la carga, se adoptará un \varnothing de 50 mm, por lo que para el esfuerzo de corte éste quedará sobredimensionado.

7.2.4. Simulación de la rampa por SolidWorks Simulation.

La simulación de la rampa se realizará en tres estados. Los mismos serán idénticos a los que más solicitaron la estructura según los cálculos analíticos utilizados para el dimensionamiento. La primera correspondiente al estado de carga que solicita la estructura cuando el proceso de descarga es inminente. el segundo corresponde a un estado de carga intermedio, en el cual se aplica sobre la estructura una fuerza transmitida por el contenedor en el tramo medio de los apoyos de la rampa; y La tercera correspondiente al estado de carga que solicita al chasis extensible cuando el mismo se encuentra en voladizo.

✓ Estado 1: Simulación de la Rampa en el inicio de la descarga.

Para llevar a cabo la simulación, se procede a cargar los rodillos de la estructura con las reacciones calculadas en la sección 7.1.2.1, aplicando las restricciones de contacto correspondientes en los bujes de pivoteo y los anclajes de cilindros hidráulicos, tal como se muestra en la Fig. N° 7.23. Los resultados obtenidos de tensión y deformación se muestran en las imágenes Fig. N° 7.24 y Fig. N° 7.25

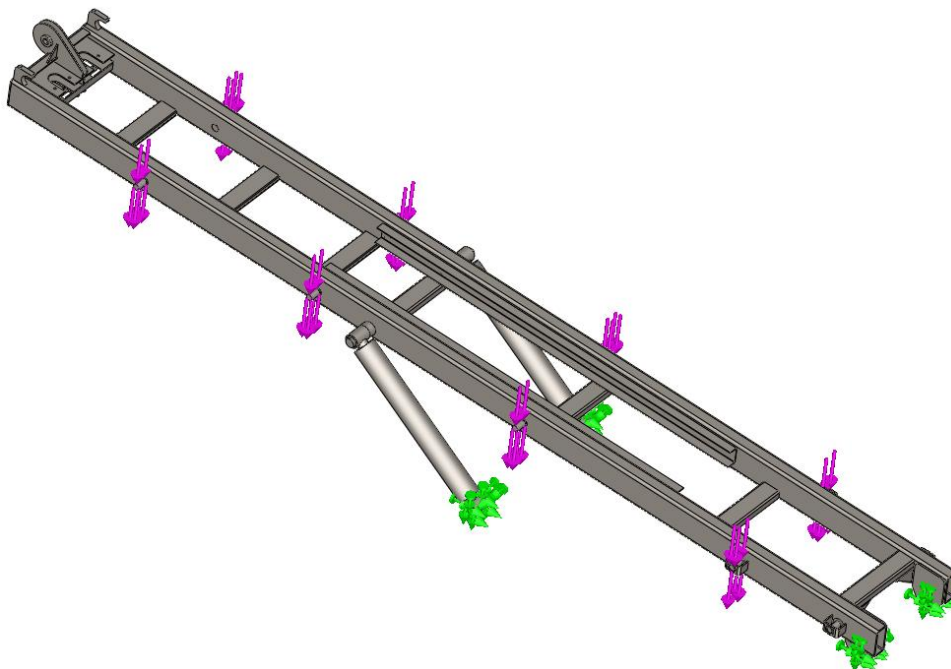


Fig. N° 7.23 - Vínculos y cargas aplicadas a la rampa. (Estado I)

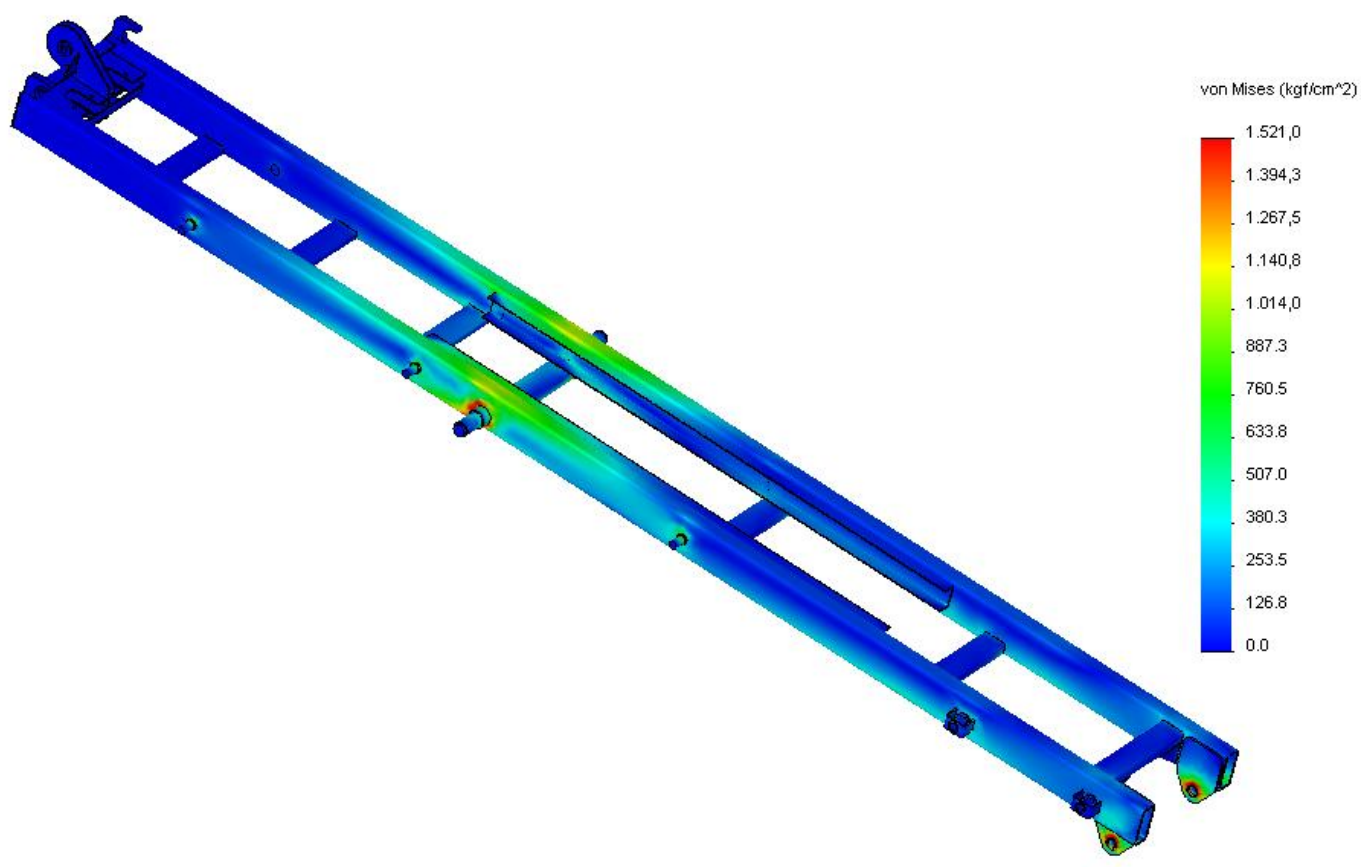


Fig. N° 7.24 - Distribución de tensiones de la rampa. (Estado I)

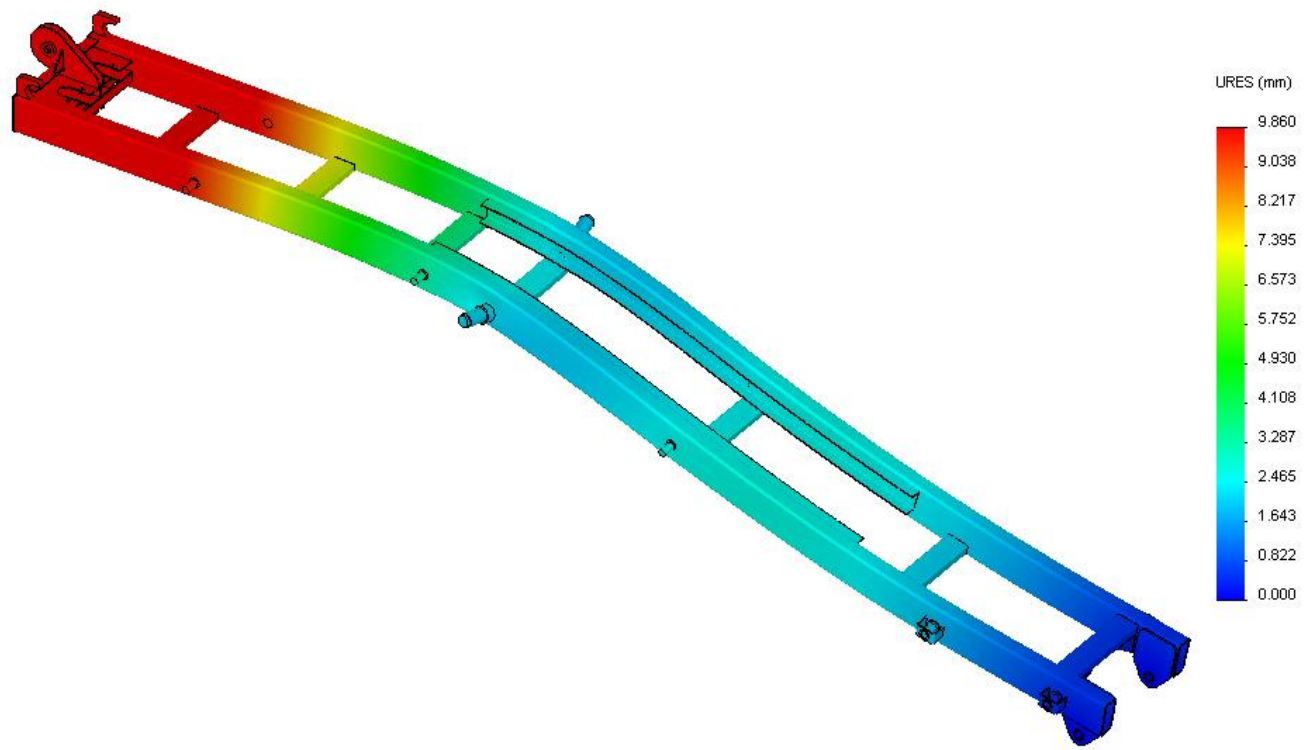


Fig. N° 7.25 - Deflexiones de la rampa. (Estado I)

Deflexión del chasis cargado con contenedor de 20 pies con vínculos elásticos

- ✓ **Estado II: Simulación de la rampa en etapa intermedia de carga/descarga del contenedor.**

En un instante en particular durante el proceso de carga/descarga, el contenedor transmite gran parte de su peso a las vigas de la rampa. En dicha situación la longitud alcanzada por los cilindros hidráulicos alcanza 2512 mm y hace que la fuerza se sitúe entre los apoyos que sustentan a la rampa (pivot y perno de cilindro de elevación). En la figura Fig. N° 7.26 se muestra la ubicación de dicha carga, calculada en la sección 7.1.2.2, con las restricciones de contacto correspondientes en las articulaciones. El resultado obtenido en cuando a distribución de tensiones y deformación se muestran en las Fig. N° 7.27 y Fig. N° 7.28 respectivamente.

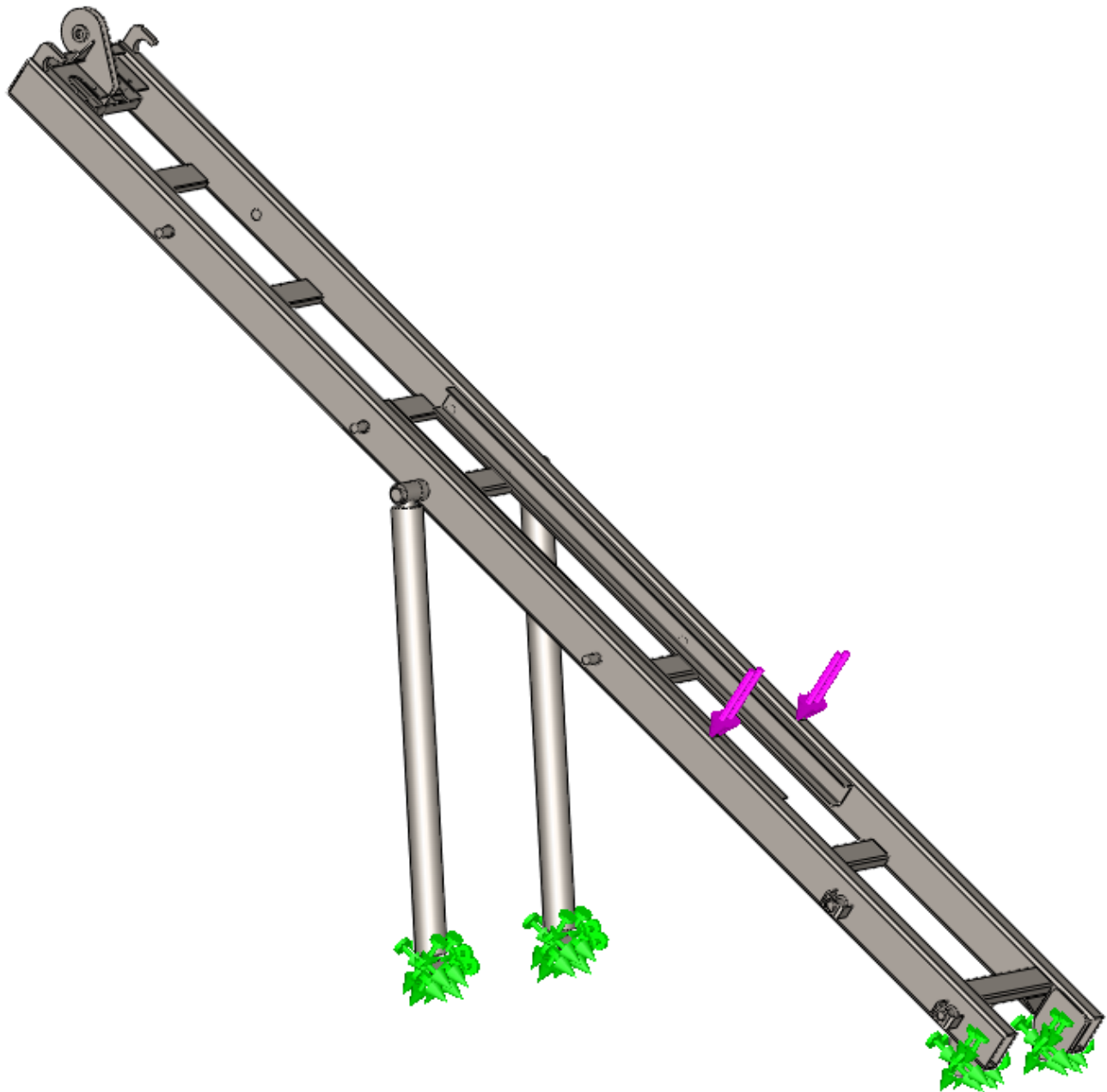


Fig. N° 7.26 - Vínculos y cargas aplicadas en la rampa. (Estado II).

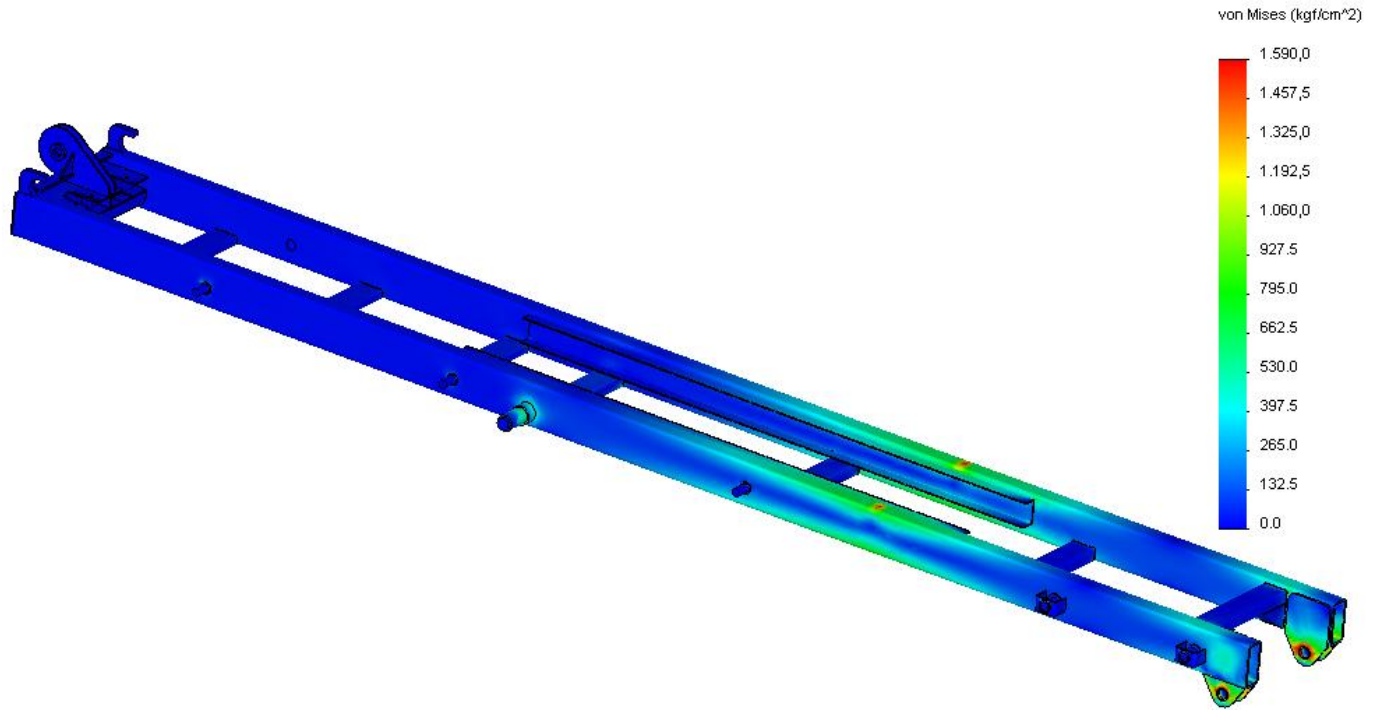


Fig. N° 7.27 - Distribución de tensiones en la rampa. (Estado II).

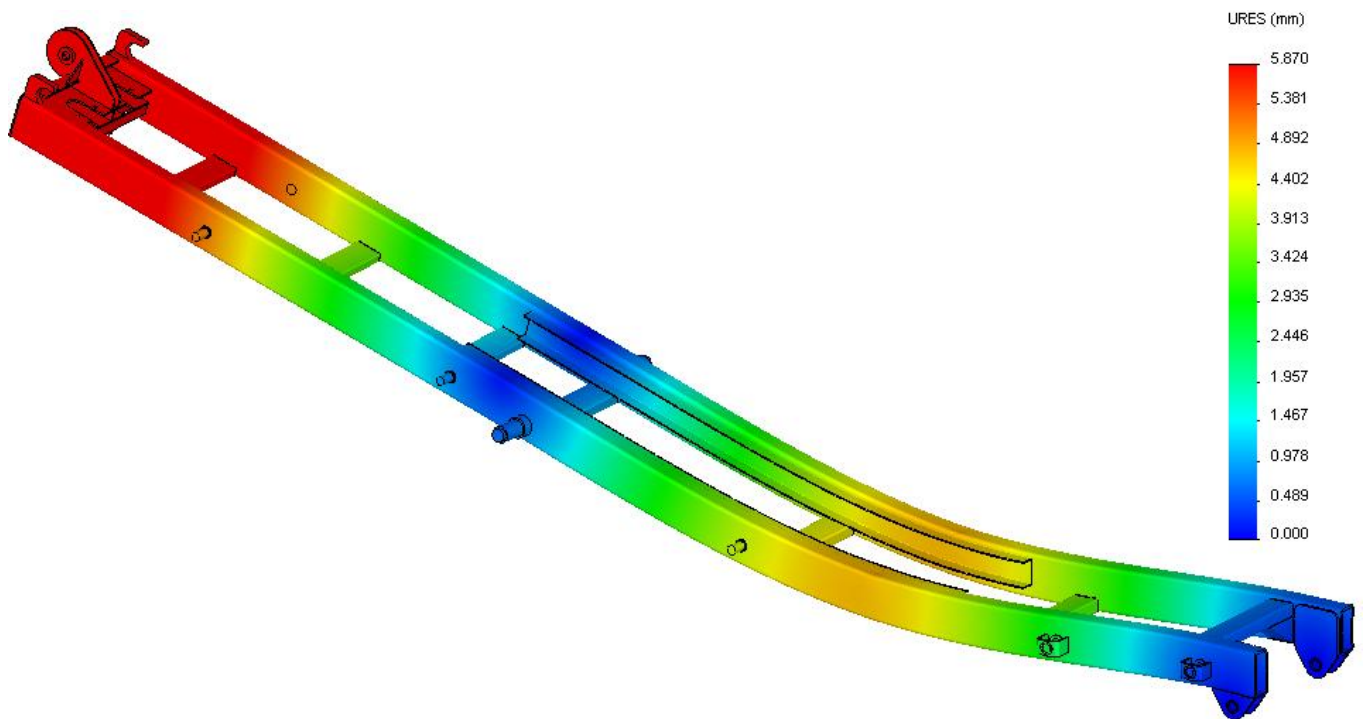


Fig. N° 7.28 - Deflexiones de la rampa. (Estado II).

✓ **Estado III: simulación del chasis extensible con carga en voladizo.**

Para llevar a cabo la simulación, se procede a cargar los únicos rodillos que posee la estructura cuando este se encuentra totalmente en voladizo, tal como se calculó en la sección 7.2.1.2. Se establece también una restricción de contacto de 400 mm de longitud a partir de los extremos de las vigas, como se muestra en Fig. N° 7.29. El resultado obtenido en cuando a distribución de tensiones y deformación se muestran en las Fig. N° 7.29 y Fig. N° 7.31 respectivamente

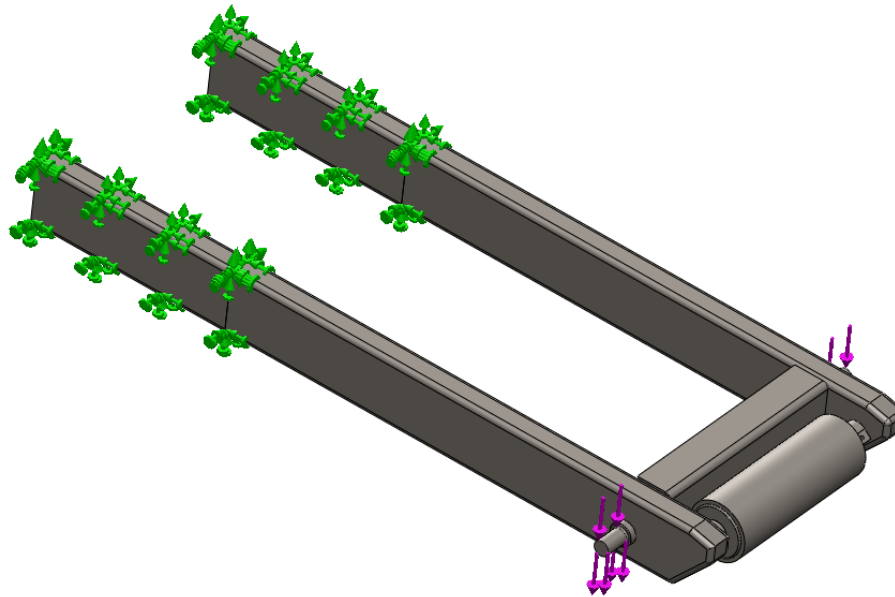


Fig. N° 7.29 - Vínculos y cargas aplicadas en chasis extensible. (Estado III).

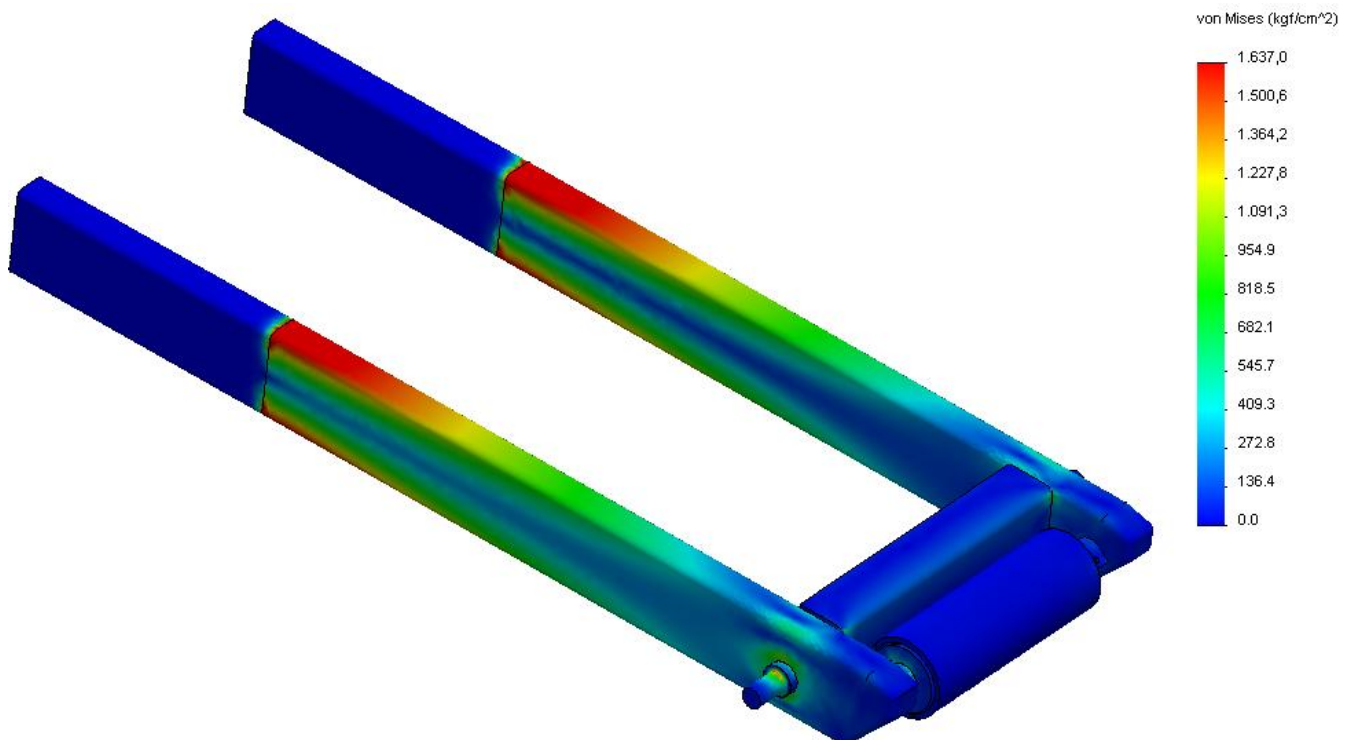


Fig. N° 7.30 - Distribución de tensiones en el chasis extensible. (Estado III).

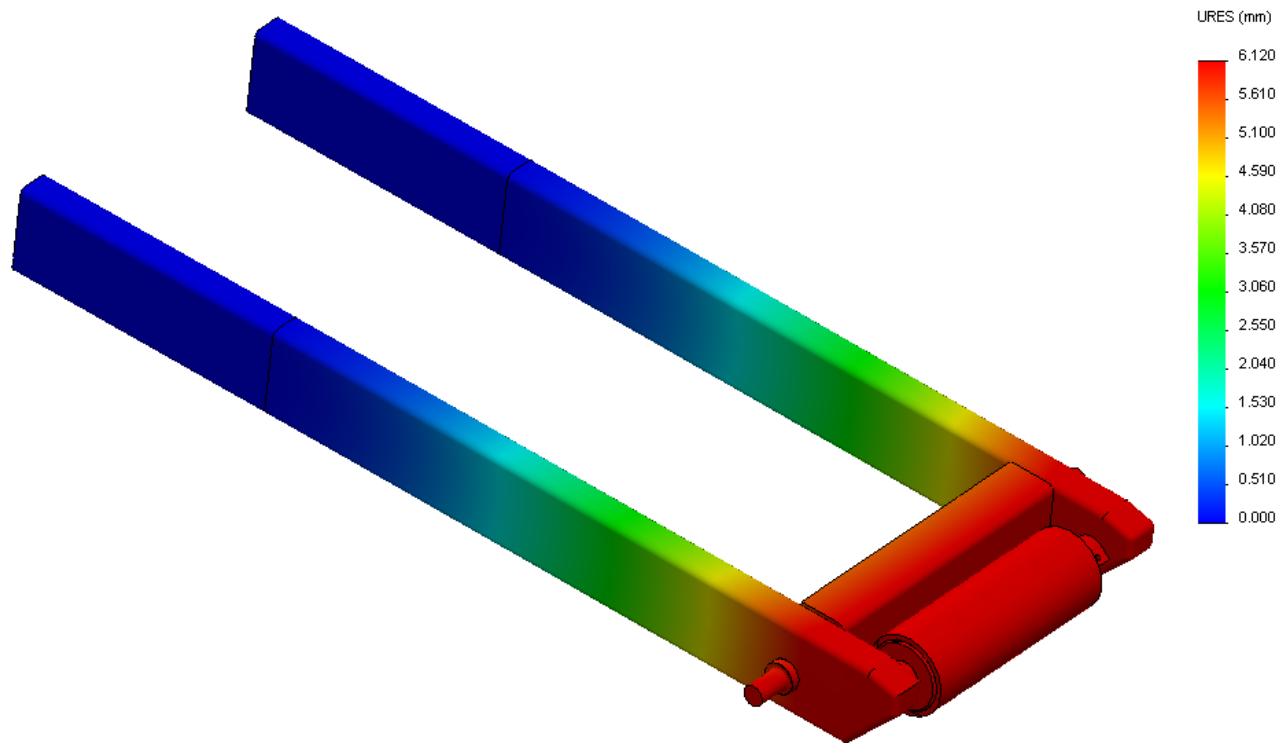


Fig. N° 7.31 - Deflexiones del chasis extensible. (Estado III).

Como se puede apreciar, en ninguno de los estados de carga de la rampa y el chasis extensible se superan las tensiones admisibles de los materiales.

En los perfiles de la rampa, no se manifiestan esfuerzos de flexión potencialmente grandes, a excepción de los resultantes en el Estado I, en la zona de los pernos de anclaje de los cilindros hidráulicos. A los fines de minimizar los mismos se realizará un refuerzo en dicha zona afectada, el cual podrá visualizarse en la planimetría de la estructura de la rampa.

En los Estados I y II se presentan tensiones puntuales de compresión en los bujes de pivoteo y en los puntos donde los rodillos del contenedor transfieren su peso a la rampa, debido a la gran magnitud de las cargas allí aplicadas. Dado que estas situaciones son transitorias y de corta duración durante la maniobra del equipo, se considera apto el diseño de acuerdo a los resultados arrojados por las simulaciones.

Las deflexiones son normales en la rampa, pero un tanto mayor en el chasis extensible. Dichas deformaciones en el chasis extensible no implican inconvenientes en el desempeño del equipo, ya que al tratarse de un material de alta resistencia y tener una tensión de fluencia mayor ($N=2.61$), el campo de deformación elástica resulta ser más amplio por lo la estructura no se deformará de manera permanente.

Capítulo 8.

“Sistema multiplicador de carrera.”

8.1. Sistema de cable y poleas. Descripción del conjunto.

El sistema de cable y poleas es el medio de transmisión de potencia que posibilita multiplicar la carrera del eslabón de enganche ubicado extremo del cable, para subir o bajar la carga rodando sobre la rampa.

En la Fig. N° 8.1 se muestran las principales partes que conforman el sistema.

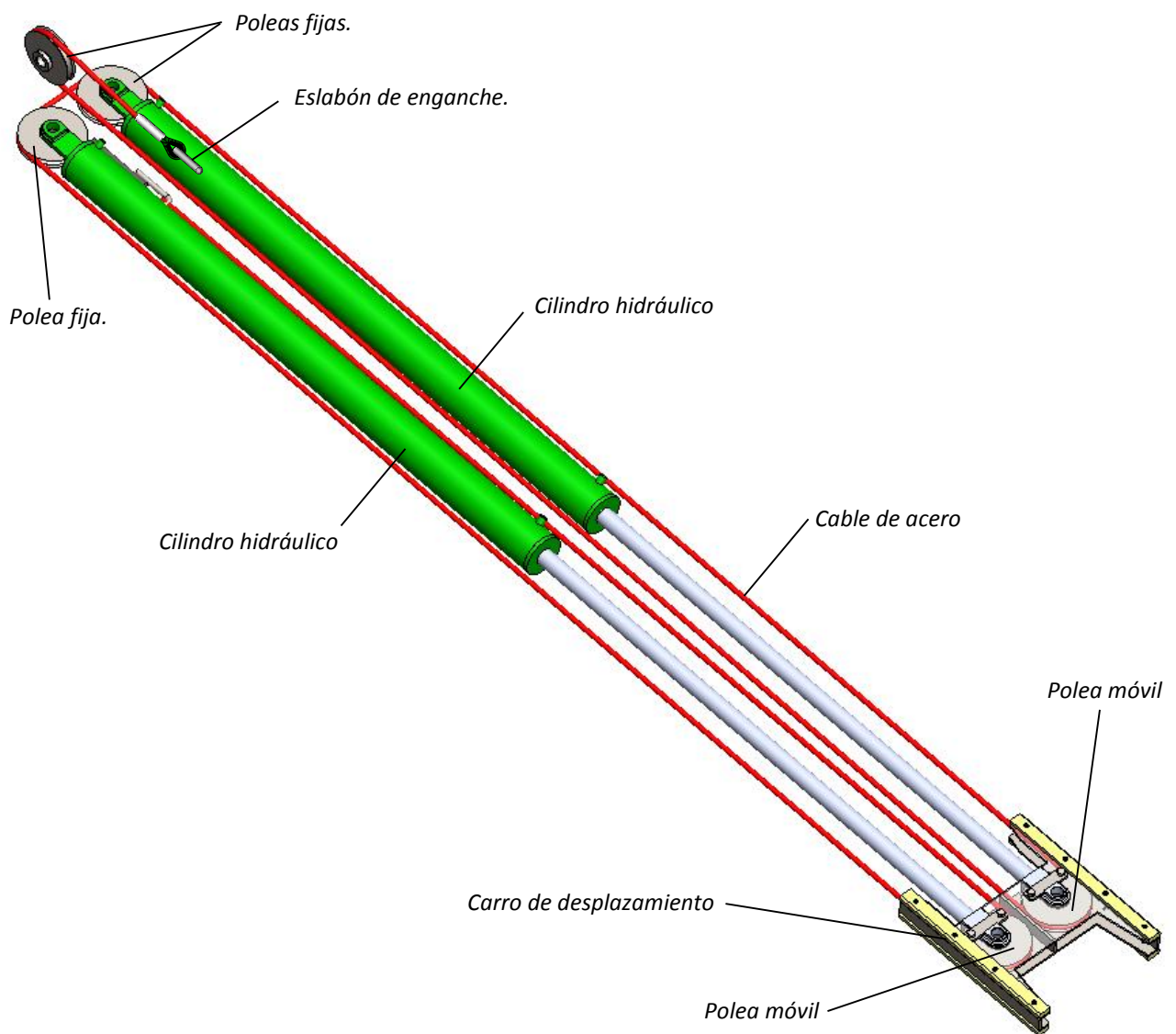


Fig. N° 8.1 - Sistema multiplicador de carrera.

✓ Poleas fijas: las mismas permanecen ancladas en la estructura de la rampa, no realizan desplazamiento hacia ninguna dirección.

✓ Poleas móviles y carro de desplazamiento: las poleas se vinculan al carro de desplazamiento lineal y se desplazan a través de éste de manera conjunta por acción hidráulica, siempre en la misma dirección y cambiando de sentido según la operación sea de carga o descarga (ascenso o descenso). El movimiento del conjunto se realiza sobre patines de Grilon con Molykote, fabricados por un reconocido fabricante del rubro ^[19], y guías de chapa soldadas a la estructura de la rampa.

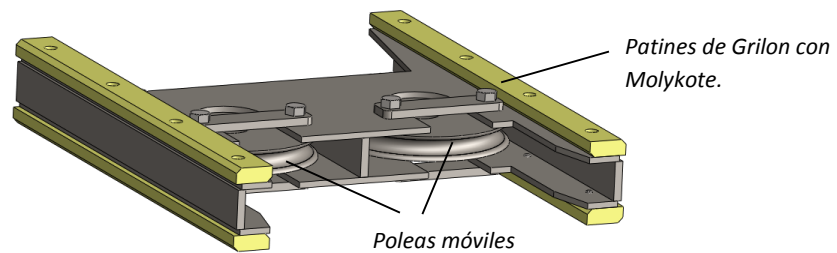


Fig. N° 8.2 - Carro de desplazamiento.

- ✓ Cable de acero: elemento flexible de transmisión del sistema.
- ✓ Cilindros hidráulicos: especificados en la sección 10.3.4.

Principio de funcionamiento.

En la Fig. N° 8.3 se muestra el modelo físico de distribución de las poleas dentro de la estructura de la rampa. El mismo puede representarse a su vez de una manera más simplificada como se muestra en la Fig. N° 8.4 ,a los fines de aportar sencillez al estudio del modelo físico.

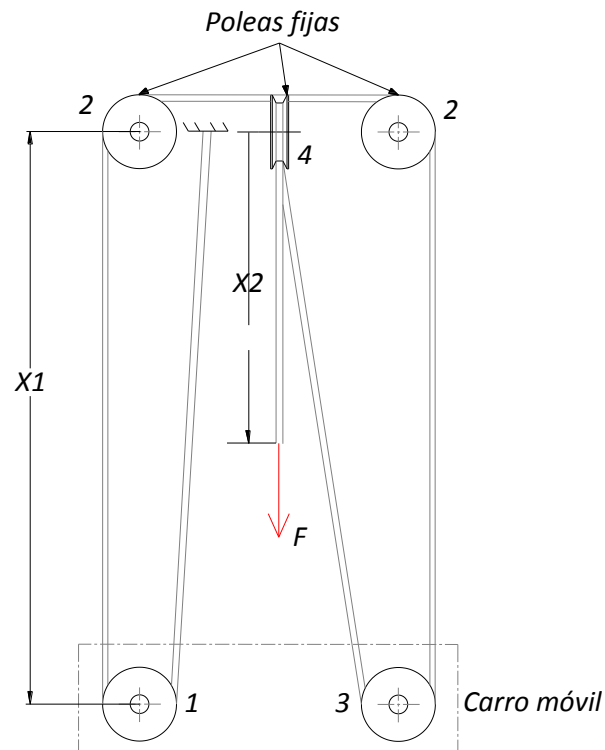


Fig. N° 8.3 - Modelo físico de distribución de poleas en la rampa.

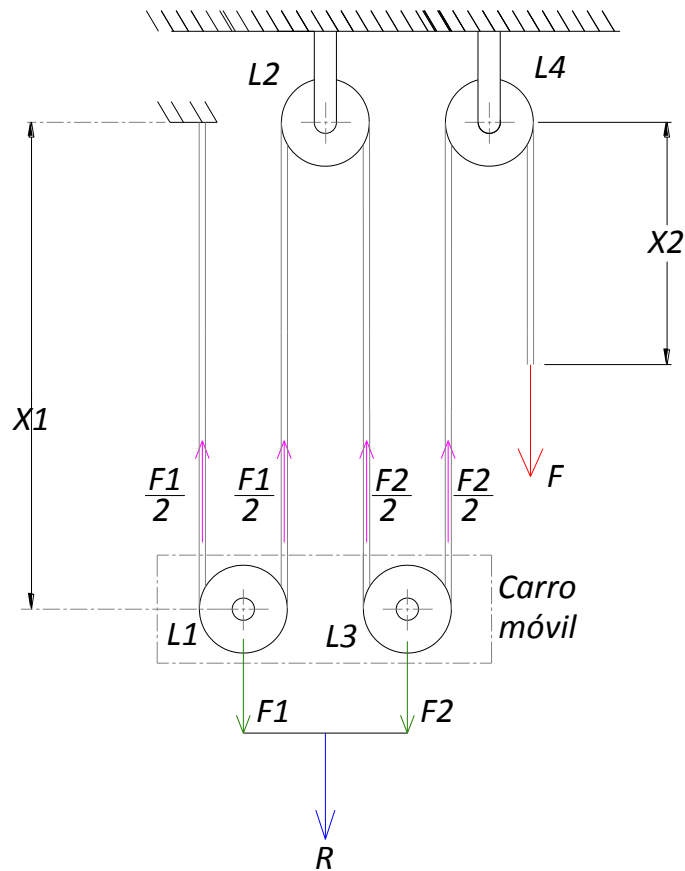


Fig. N° 8.4 - Representación simplificada del sistema de poleas en la rampa.

Usualmente, el sistema se utiliza aplicando una fuerza F sobre el extremo del cable para elevar la carga vinculada a las poleas móviles a una determinada altura. Esto se hace mediante las siguientes relaciones:

$$F = \frac{R}{4} \quad y \quad \Delta x_1 = 4 \Delta x_2 \tag{8.1}$$

Es decir, que aplicando una fuerza F cuatro veces menor que la carga R , esta se elevará lentamente, ya que el extremo del cable deberá recoger una cantidad equivalente a cuatro veces la altura que se desea alcanzar. Dichas propiedades mostradas en la ecuación (8.2) se denominan “Ganancia de fuerza y desplazamiento” y serán demostradas analíticamente en las secciones siguientes.

La utilización de este tipo de sistema en el equipo no tiene por propósito hacer uso de la ganancia de fuerza mencionada anteriormente, sino que la importancia de éste radica en el aprovechamiento de la ganancia de desplazamiento, que hará posible cargar el contenedor sobre la rampa del equipo mediante la carrera proporcionada por los dos cilindros hidráulicos montados en la misma.

Para esto, la carga se vincula al extremo del cable, y la fuerza se realiza sobre las poleas móviles del sistema. Así, se logra multiplicar por cuatro la distancia recorrida en el extremo del cable a costa de la realización de una fuerza cuatro veces mayor en el par de poleas móviles (lo cual se traduce como una ineficiencia muy grande, pero que es necesaria a los fines hacer posible la elevación de la carga sobre la rampa).

Como se observa en la Fig. N° 8.1 las poleas móviles se vinculan entre sí por medio de un carro, el cual se desplaza linealmente al accionar dos cilindros hidráulicos. Los mismos son los encargados de proporcionar la fuerza suficiente para elevar la carga.

Cuando el par de cilindros se extiende, el carro que contiene las poleas se desplaza produciendo el ascenso del contenedor sobre la rampa. La retracción de los cilindros produce el movimiento del carro en sentido contrario, y ocasiona el descenso de la carga.

8.1.1. Ganancia de fuerza y de desplazamiento.

Ganancia de desplazamiento

Planteando el largo del cable como indeformable, según la Fig. N° 8.4 se deduce:

$$4x_1 + x_2 + L_1 + L_2 + L_3 + L_4 = \text{Constante} \quad (8.2)$$

Donde,

- x_1 = longitud de cable entre poleas fijas y móviles.
- x_2 = longitud de cable donde se aplica la fuerza F (carga)
- L_1 - L_2 - L_3 - L_4 : longitud de cable que actúan en contacto con las poleas

Derivando para ver como varía en la unidad de tiempo:

$$\frac{4x_1}{d_t} + \frac{x_2}{d_t} = 4V_1 + V_2 = 0 \quad (8.3)$$

Derivando nuevamente con respecto al tiempo:

$$\frac{4dV_1}{d_t} + \frac{dV_2}{d_t} = 4a_1 + a_2 = 0 \quad (8.4)$$

$$a_2 = -4a_1 \rightarrow |a_2| = |4a_1| \quad (8.5)$$

El signo (-) significa que los movimientos son opuestos, es decir, mientras x_2 aumenta x_1 disminuye.

Utilizando el valor de las aceleraciones a_1 y a_2 en las ecuaciones de movimiento:

$$\Delta x_1 = \frac{1}{2} \cdot a_1 \cdot t^2 \quad (8.6)$$

$$\Delta x_2 = \frac{1}{2} \cdot a_2 \cdot t^2 \quad (8.7)$$

Relacionando las ecuaciones (8.6) y (8.7),

$$\frac{\Delta x_1}{\Delta x_2} = \frac{a_1}{a_2} \quad (8.8)$$

Reemplazando el valor de a_2 de la ecuación (8.5) en la ecuación(8.8),

$$\frac{\Delta x_1}{\Delta x_2} = \frac{a_1}{4a_2} \rightarrow \Delta x_1 = 4 \Delta x_2 \quad (8.9)$$

Lo que se concluye con la ecuación (8.9) es que una variación de movimiento Δx_1 , multiplica por 4 la variación de movimiento de Δx_2 .

Ganancia de fuerza.

Tal como se demuestra en la Fig. N° 8.4 se plantea,

$$R = F_1 + F_2 \quad (8.10)$$

Como la tensión es la misma en toda la cuerda:

$$F = \frac{F_1}{2} = \frac{F_2}{2} \rightarrow 2F = F_1 = F_2 \quad (8.11)$$

Sustituyendo los valores los valores de la ecuación (8.11) en la ecuación(8.10):

$$R = F_1 + F_2 = 2F + 2F = 4F \rightarrow F = \frac{R}{4} \quad (8.12)$$

Cuando se aplique una fuerza R sobre las poleas móviles, ésta reducirá 4 veces la fuerza F en el extremo del cable. Es decir, se necesitará una fuerza hidráulica cuatro veces mayor para poder levantar la carga.

8.2. Cable de acero.

Un cable de acero es un conjunto de alambres retorcidos y agrupados helicoidalmente, formando una cuerda metálica, apta para resistir esfuerzos de tracción y flexión. Es un elemento crítico, ya que su falla puede provocar serios daños físicos a personas que se encuentren cerca, además de daños materiales al equipo. Es por este motivo que debe verificarse las condiciones de trabajo a las que se somete y comparar con las recomendaciones del fabricante.

El cable es el elemento encargado de soportar la carga y transmitir el movimiento lineal de los cilindros que accionan el carro móvil, hacia el extremo del eslabón que sirve de vínculo en la carga a transportar.

En general, debido a la gran diversidad de trabajos a las que son destinados estos cables, como a las condiciones ambientales a las que pueden estar sometidos, existen de diversas características físicas y mecánicas en los materiales que lo forman. También existen diferentes construcciones específicas a los fines de que éstos se adecuen a los esfuerzos a los que se someten.

8.2.1. Características constructivas.

En la Fig. N° 8.5 se pueden observar las partes con las que se encuentra construido el cable.

El alambre es el elemento fundamental que lo compone. El material es generalmente Acero al Carbono o Acero de Baja Aleación estirado en frío y los grados son:

- **Acero de Arado** (“Plow Steel” – PS) Conocido también como grado 160 (kgf/mm²) o grado 1570 (N/mm²). Este grado de acero se considera hoy en día obsoleto.

- **Acero de Arado Mejorado** (“Improved Plow Steel” – IPS) Conocido también como grado 180 (kgf/mm²) o grado 1770 (N/mm²).

- **Acero de Arado Extra Mejorado** (“Extra Improved Plow Steel” – EIPS). Conocido también como grado 200 (kgf/mm²) o grado 1960 (N/mm²).

- **Acero de Arado Extra Extra Mejorado** (“Extra Extra Improved Plow Steel” – EEIPS), Conocido también como grado 220 (kgf/mm²) o grado 2160 (N/mm²).

Estos alambres se enrollan primero en torones o cordones, y luego éstos se enrollan alrededor de un elemento de núcleo central o alma. Éste es el soporte para ofrecer un apoyo firme a los cordones, de modo que, incluso a la máxima carga no lleguen a entallarse los alambres de los cordones entre sí.

Generalmente, el alma de los cables es de fibra, siempre y cuando no se trabajen en ambientes con un elevado porcentaje de humedad y elevadas temperaturas, ya que estos factores difieren con la resistencia del alma, haciéndola débil hasta punto tal que se pueda cortar. Para ello, se utilizan almas metálicas (donde el alma a su vez está constituida por un cable de varios alambres de acero), que no se ven afectadas con estos últimos factores, y que además le confiere mayor resistencia al aplastamiento, mayor resistencia (un 15%) y menor alargamiento bajo carga.

La construcción de los cables se expresa como “Numero de cordones x Numero de alambres”. Ejemplo, 6×25, indica que la guaya tiene 6 cordones y que cada uno de éstos tiene 25 alambres individuales.

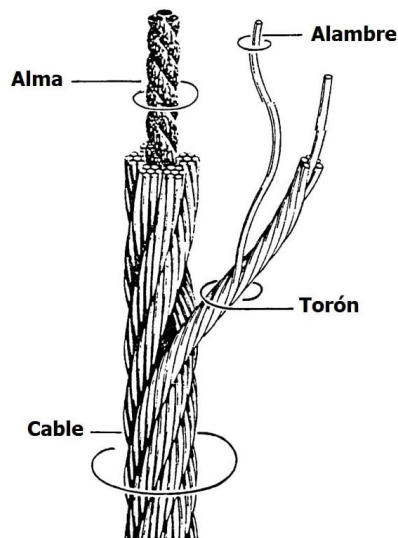


Fig. N° 8.5 - Partes principales del cable de acero.

Abrasión y fatiga en cables de acero.

Para cada aplicación de izamiento existen numerosas opciones constructivas que pueden ser utilizadas, sin embargo, es necesario evaluar las características individuales de cada cable a fin de lograr la selección óptima.

Existen dos características en los cables de acero que son contrapuestas; en otras palabras, o se tiene una o se tiene la otra, pero ambas no se pueden tener al mismo tiempo. Estas son: La resistencia a la abrasión y la resistencia a la fatiga.

- Resistencia a la abrasión: consiste en la capacidad que tiene el cable de soportar el desgaste que se produce principalmente en sus alambres externos, a consecuencia del roce o fricción con otra superficie dura. Por ejemplo, el desgaste superficial que sufre un cable al ser arrastrado sobre un suelo de cemento.

- Resistencia a la fatiga: consiste en la capacidad que tiene el cable de soportar el trabajo en frío que se genera al doblar cíclicamente o repetidamente los alambres del mismo. Dicho trabajo en frío va aumentando gradualmente la dureza de los alambres y eventualmente se producen micro grietas en el acero, hasta que el alambre se fractura. Por ejemplo, las fracturas que suelen ocurrir en cables que trabajan durante mucho tiempo en poleas.

La Figura Fig. N° 8.6 muestra las Curvas de Resistencia a la abrasión-fatiga para diversas construcciones de cables, basadas en el número de alambres por cada cordón o torón. Dicha curva muestra que entre menos alambres externos por torón o cordón existan y a su vez que dichos alambres sean lo más gruesos posible, entonces el cable tendrá buena resistencia a la Abrasión. Esto se explica por qué en éstas circunstancias se reduce el efecto de desgaste superficial.

Por otra parte, también muestra que entre más alambres externos por cordón o torón existan y que dichos alambres sean finos, entonces el cable tendrá mayor capacidad de doblez y por ende mayor resistencia a la Fatiga. La explicación de ésta característica radica en que el trabajo en frío es menos impactante en un alambre fino por su gran flexibilidad mecánica.

Aquí es importante resaltar que, dadas las condiciones de trabajo, es técnicamente ventajoso emplear un cable que en un momento dado tenga mayor resistencia bien sea a la abrasión o a la fatiga, sin embargo, ningún cable es totalmente inmune a estos efectos y eventualmente el modo de operación y el tiempo de servicio determinarán la condición final del cable y su necesidad de reemplazo.

Finalmente, de la Fig. N° 8.6 se nota que en la intersección de las resistencias a la abrasión y a la fatiga se especifica un cable que tiene moderada resistencia a ambos fenómenos. Ejemplo de cable: 6 x 25 FW.

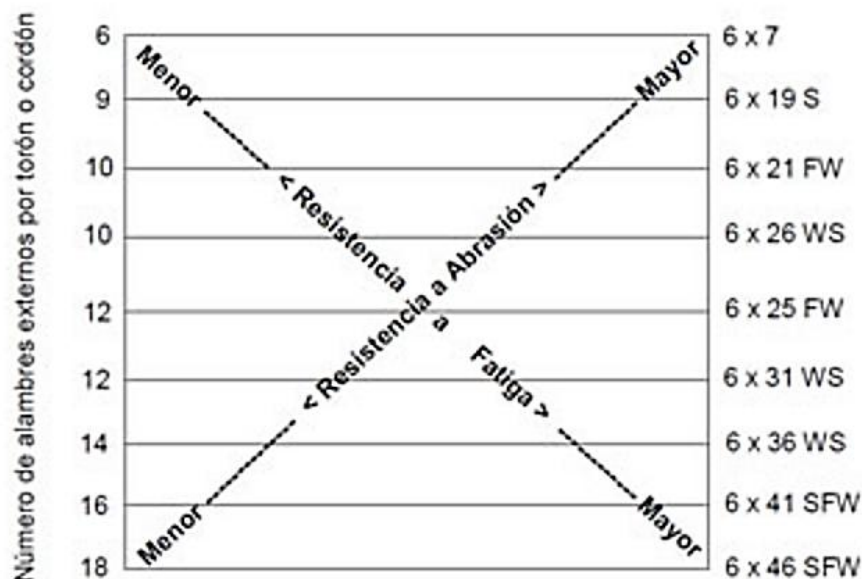


Fig. N° 8.6 - Curva abrasión-fatiga en cables de acero.

8.2.2. Fuerza máxima de tensión en el cable.

8.2.2.1. Contenedor funcionando como volquete.

Teniendo en cuenta que el ángulo máximo de vuelco de la rampa es de 48° , y la carga completa es de 23000 kg., en la Fig. N° 8.7 se encuentra graficado el vector de la fuerza "T" correspondiente a la tensión del cable, cuyo módulo es la componente de la carga "P" en dicha dirección:

$$T = P \cdot \sin 48^\circ = 23000 \text{ kg.} \cdot \sin 48^\circ = 17000 \text{ kg} \quad (8.13)$$

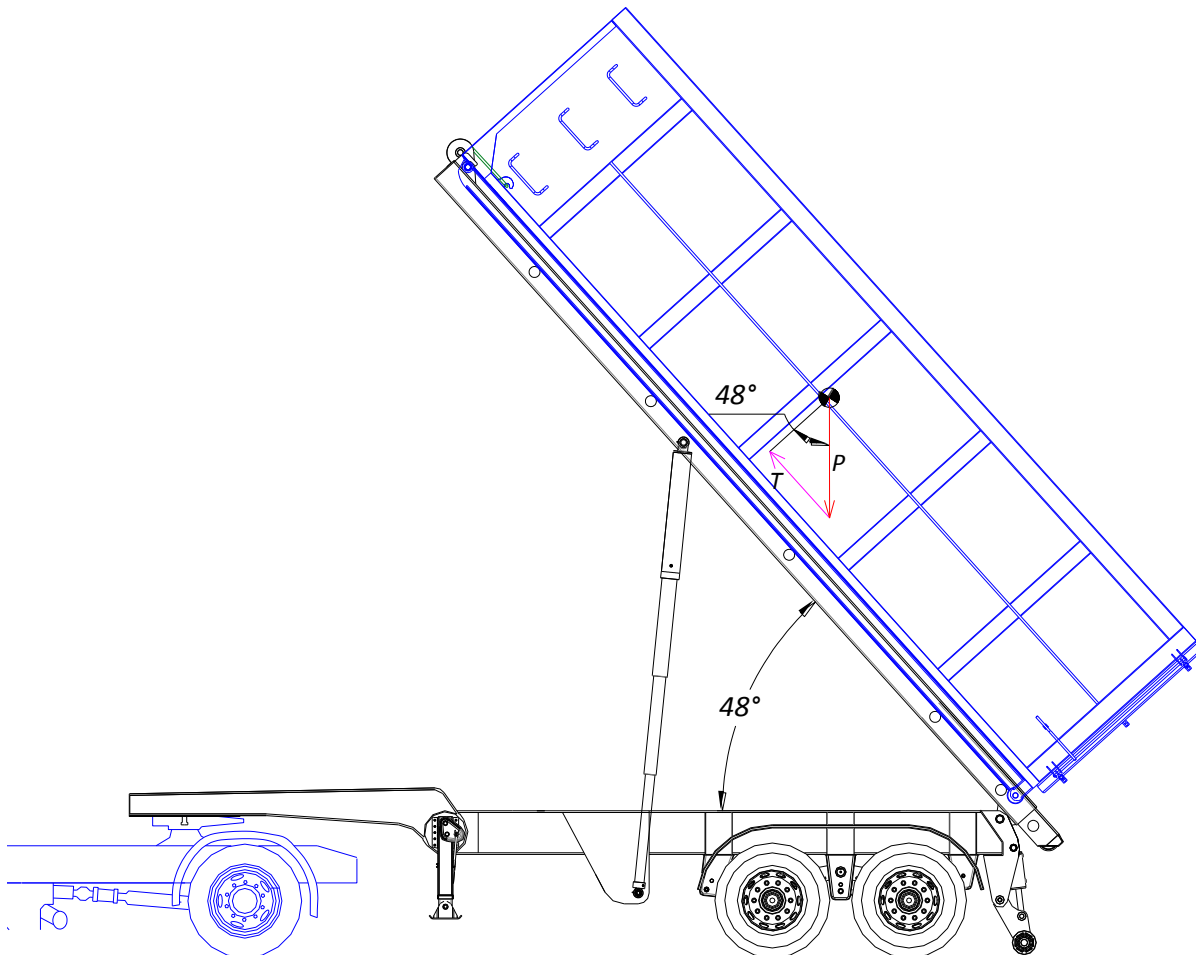


Fig. N° 8.7 - Tensión del cable de acero en el momento de vuelco de la carga.

8.2.2.2. Contenedor sin contacto con el suelo.

Teniendo en cuenta que durante una maniobra correcta de carga/descarga del contenedor el centro de gravedad de la carga deberá posicionarse a 800 mm del punto de apoyo antes de desprenderse del suelo, el ángulo máximo de la rampa no superará los 24° . Por tanto, el vector de tensión de cable "T" representado en la Fig. N° 8.8 corresponde a la componente de la carga total "P" en la dirección del cable y resulta:

$$T = P \cdot \sin 24^\circ = 23000 \text{ kg.} \cdot \sin 24^\circ = 9355 \text{ kg} \quad (8.14)$$

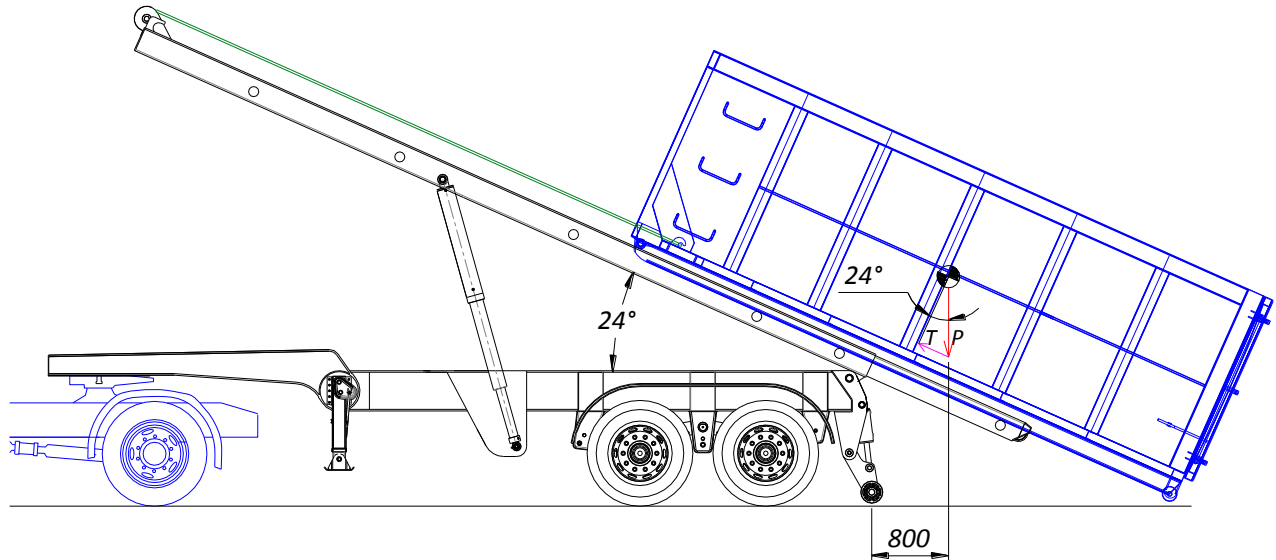


Fig. N° 8.8 - Tensión del cable de acero con el contenedor sin contacto con el suelo.

8.2.2.3. Contenedor en contacto con el suelo.

Para calcular el valor de la fuerza “T”, se plantean las ecuaciones de equilibrio del sistema, tomando como centro de momentos el punto de apoyo del contenedor con el suelo según la Fig. N° 8.9 o Fig. N° 8.10. Igualando a cero la sumatoria de fuerzas horizontales, resulta:

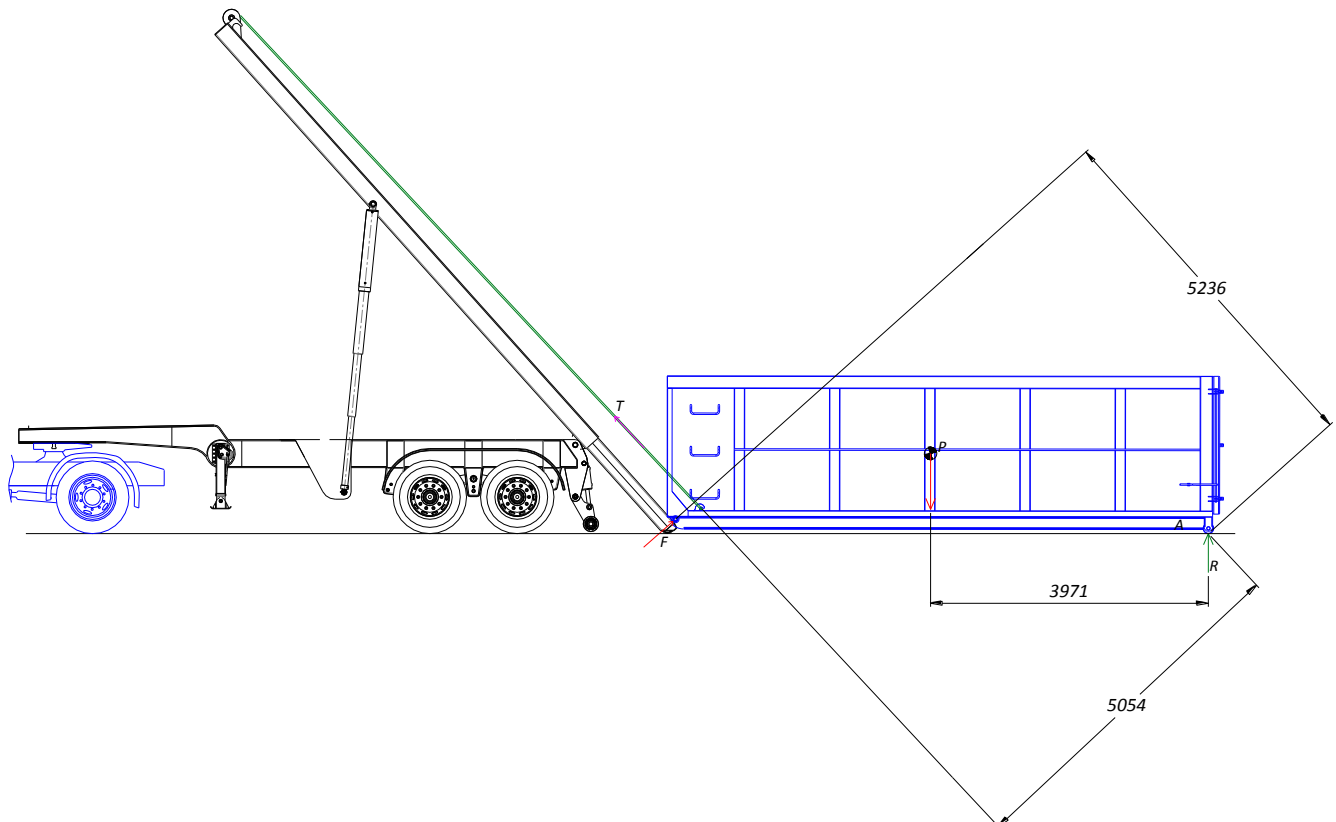


Fig. N° 8.9 - Modelo físico y fuerzas actuantes en el contenedor cuando está apoyado en el suelo.

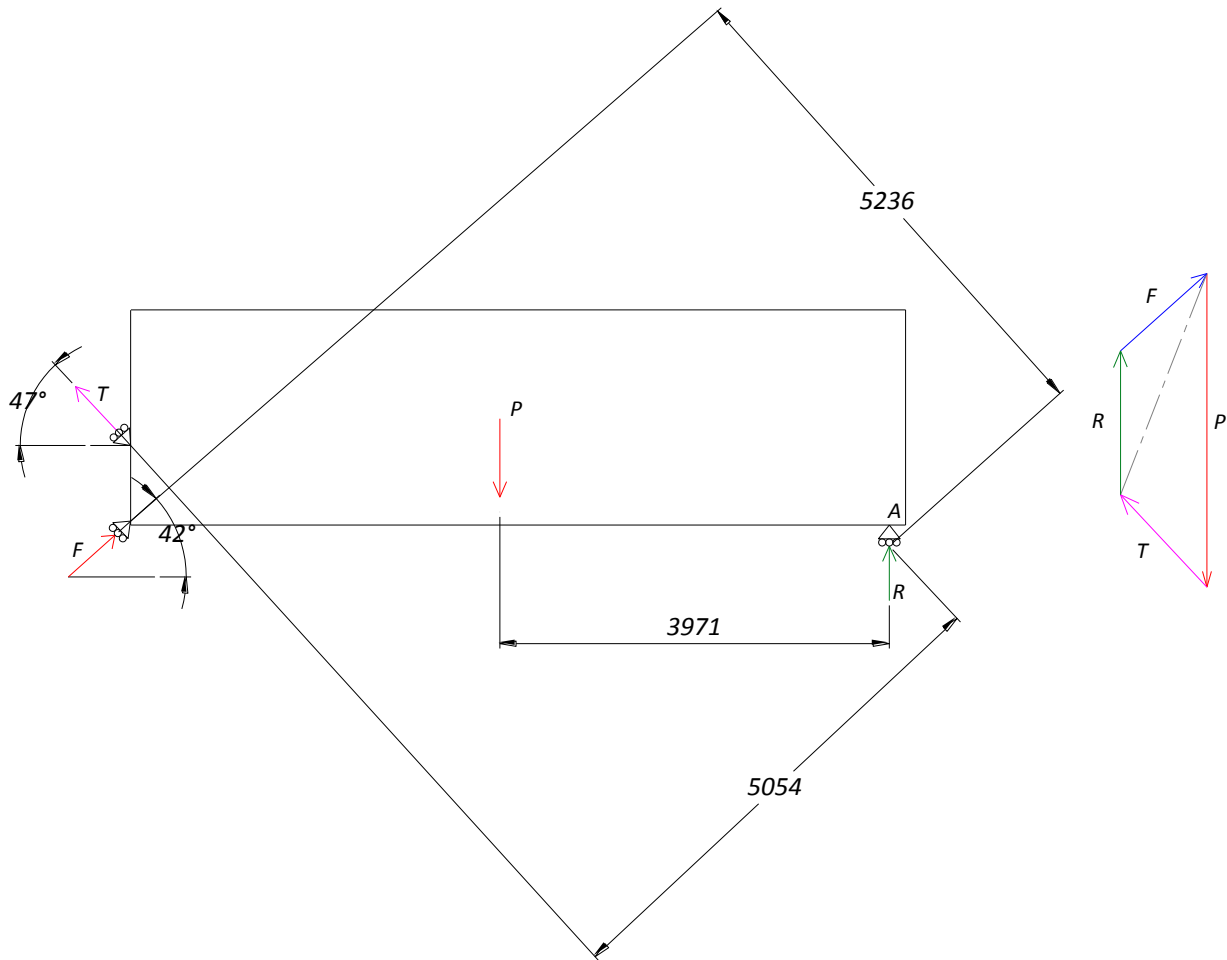


Fig. N° 8.10 - Polígono de fuerzas actuantes en el contenedor cuando está apoyado en el suelo.

$$\sum M_A = -P \cdot 3971 \text{ mm} - T \cdot 5054 \text{ mm} - F \cdot 5236 \text{ mm} = 0 \tag{8.15}$$

$$\sum F_x = -T \cdot \cos 47 + F \cdot \cos 42 = 0 \tag{8.16}$$

Despejando "F" de la ecuación(8.16).

$$F = \frac{T \cdot \cos 47}{\cos 42} \tag{8.17}$$

Introduciendo la ecuación (8.17) en (8.15), y conociendo el valor de P= 23000 kg, se procede a calcular el valor de T.

$$\sum M_A = -P \cdot 3971 \text{ mm} - T \cdot 5054 \text{ mm} - \left[\frac{T \cdot \cos 47^\circ}{\cos 42^\circ} \right] \cdot 5236 \text{ mm} = 0 \tag{8.18}$$

$$T = \frac{23000 \cdot 3971 \text{ mm}}{5054 + \left[\frac{\cos 47^\circ}{\cos 41^\circ} \right] \cdot 5236 \text{ mm}} = 9263 \text{ kg} \tag{8.19}$$

8.2.3. Verificación de la sección del cable.

Según lo expuesto en la sección 8.2.1, para esta aplicación en particular se selecciona un cable de tipo 6x36 de un reconocido fabricante ^[11], el cual es el que mejor se adapta teniendo en cuenta que debe tener la suficiente flexibilidad para trabajar en poleas de diámetro reducido. Sus principales características se exponen en la Tabla 8.1.

CABLE DE ACERO	
Tipo (característica constructiva)	6x36 (W.SEALE)
Diámetro	7/8" (22,22 mm)
Tipo de alma	Acero
Nº de alambres de conformación	216
Material de los alambres	Acero de Arado Extra Mejorado (EIPS) (200 kg/mm ²)
Flexibilidad de los alambres	Muy buena
Resistencia a la abrasión	Media-baja
Carga mínima de rotura F_u	38413 kg

Tabla 8.1 - Características del cable de acero.

8.2.3.1. Verificación estática.

Naturalmente existe una fuerza de tracción F_t sobre el cable debida a la carga que soporta. Según se analizó en la sección 8.2.2 la máxima fuerza aplicada será de 17000 kg, con el equipo funcionando como volquete. Es importante notar, que además de la fuerza F_t aplicada al cable, existirá un incremento de fuerza adicional, producida por el doblado del cable al pasar por la polea, el cual se calculará a continuación.

Si se utiliza la ecuación de la curva elástica $M = E \cdot I / r$, en donde r es el radio con que un elemento uniforme, recto y homogéneo se dobla por efecto del momento M , y se iguala este valor con $M = s \cdot I / c$, se obtiene $s = Ec / r$. Si se aplica esta ecuación a un alambre, para el cual la distancia desde el eje neutro a la fibra más alejada es de $c = D_w / 2$ doblado sobre una polea de radio primitivo $r = D_s / 2$ obtenemos el esfuerzo aproximado a que está sometido el alambre:

$$S_b = \frac{E \cdot c}{r} = \frac{E \cdot D_w}{D_s} \quad (8.20)$$

Donde,

- E es el módulo elástico del acero (21000000 kg/cm^2).
- D_w es el diámetro del alambre. ($D_w = 0.048 \cdot D_r$), donde D_r es el diámetro del cable. (véase Tabla AT 28 pág.779 [10])
- D_s es el diámetro primitivo de la polea. $D_s = 26 \text{ cm}$. (Condición de diseño)

Reemplazando en la (8.20), la tensión a la que se encuentra sometida el alambre debido a flexión será:

$$S_b = \frac{2100000 \text{ kg/cm}^2 \cdot (0,048 \cdot 2,22 \text{ cm})}{26 \text{ cm}} = 8529 \text{ kg/cm}^2 \quad (8.21)$$

Multiplicando éste valor obtenido de S_b por el área media del cable A_m se obtiene la fuerza ejercida sobre el cable que presumiblemente producirá éste esfuerzo, llamada carga equivalente de flexión.

$$F_b = S_b \cdot A_m \quad (8.22)$$

Donde,

- F_b es la carga equivalente de flexión.
- A_m es el área media del cable ($A_m = 0.4 \cdot D_r^2$). ^{[10] (Véase pág.779)}

Reemplazando en la (8.22) la carga equivalente de flexión será:

$$F_b = 8529 \text{ kg/cm}^2 \cdot (0,4 \cdot (2.2 \text{ cm})^2) = 16512 \text{ kg} \quad (8.23)$$

El coeficiente de seguridad del cálculo queda definido por $N = F_u / F_t$, sin embargo, es prudente incluir el efecto de la flexión del cable en ésta ecuación:

$$N = \frac{(F_u - F_b)}{F_t} \quad (8.24)$$

$$N = \frac{38413 \text{ kg} - 16512 \text{ kg}}{17000 \text{ kg}} = 1.3 \quad (8.25)$$

La dificultad que presenta el procedimiento de cálculo explicado es que no está de acuerdo con la manera de romperse la mayoría de los cables. Estáticamente el cable puede estar verificado, como en este caso $N = 1.3$, pero si el cable está sometido continuamente a flexión, lo probable es que la rotura sea debida a fatiga (excepto cuando pueda existir desgaste debido a abrasión).

Como se puede observar el valor de N de la ecuación (8.25), es muy ajustado teniendo en cuenta que se trata de un cable que debe funcionar con un alto grado de seguridad. El problema radica en que el diseño de las poleas se encuentra limitado al reducido espacio físico que se dispone en el interior de la rampa para montar el sistema.

Dado que el diámetro de las poleas no se puede maximizar, se podría optar por un cable más grande con una carga mínima de rotura (F_u) mayor. En este caso el coeficiente de seguridad estático mejoraría considerablemente, pero las tensiones equivalentes producidas por la flexión serían tan elevadas que vida útil del cable se acortaría aún más por efecto de la fatiga.

8.2.3.2. Verificación a la fatiga.

La rotura por fatiga puede ser pronosticada mediante la relación que existe entre la presión ejercida por el cable a la polea y la tensión de rotura del alambre (p/S_u).

La Presión por unidad de superficie de área proyectada de cable sobre la polea para este caso será:

$$p = \frac{2 \cdot F_t}{D_r \cdot D_s} = \frac{2 \cdot 9355 \text{ kg}}{2.2 \text{ cm} \cdot 26 \text{ cm}} = 327 \text{ kg/cm}^2 \quad (8.26)$$

Nótese que la carga utilizada en el cálculo es la máxima ocurrida con el sistema de cable-polea en movimiento, calculado en la sección 8.2.2.2.

Por lo que la relación de será de $p/S_u = 0.01635$.

Ingresando con este valor de $p/S_u = 0.01635$ el diagrama de que relaciona la presión en la polea con la vida útil del cable en miles de ciclos a través de una curva obtenida a partir de un estudio teórico-experimental [10] (Véase pág. 620), se obtiene como resultado que la vida útil del cable *6x36 alma de acero* será aproximadamente igual a 25000 ciclos (Nº de flexiones hasta la rotura).

El fabricante del cable seleccionado, recomienda una relación mínima entre el cable y la polea de $D_s/D_r = 18$ para limitar la presión excesiva sobre la polea. De no lograrse esta relación, el funcionamiento del cable será deficiente (su vida útil se reducirá considerablemente). Debido a que esa relación no se puede alcanzar ($D_s/D_r = 11.8$) porque no se dispone de espacio suficiente para aumentar el diámetro de las poleas, la presión calculada en la ecuación (8.26) resulta ser muy elevada. En general, mientras más blanda sea la garganta de las poleas mayor será la vida útil del cable, no obstante, ante la elevada presión existente es necesario diseñar las poleas con la suficiente dureza en la garganta para evitar el recambio prematuro de las mismas. Por lo dicho, las mismas serán proyectadas con acero SAE 1045 templadas superficialmente en las gargantas a una dureza de 330 HB.

Como la rotura típica por fatiga en el cable comienza con rotura de alambres individuales, los procedimientos correctos de conservación o mantenimiento pueden prolongar la vida útil del cable de manera notable. Un cable perfectamente lubricado es capaz de resistir un número de flexiones sensiblemente mayor que uno que no lo está, por lo que es de vital importancia limpiar y lubricar periódicamente el cable para:

- Reducir la fricción entre los torones cuando se mueven uno sobre el otro.
- Lubricar las zonas de fricción entre el alma y los torones y las superficies exteriores.
- Proteger contra la corrosión las superficies interiores y exteriores del cable.

Considerando que por cada maniobra de descarga el cable se somete a un ciclo de flexión, se estima que este tendrá una vida útil de 3 años, considerando un uso severo del equipo (35 operaciones diarias durante 5 días a la semana), siempre y cuando el cable sea revisado periódicamente y sometido a un protocolo de mantenimiento estricto mientras se encuentre en uso. De cualquier manera, en equipos sometidos a usos muy severos como el que se acaba de mencionar, la experiencia indica que el cable debe reemplazarse preventivamente dentro de los 6 y 12 meses de uso (incluso si ha sido mantenido y visiblemente se encuentre en buen estado), ya que el alma del cable podría tener micro fisuras que no serían detectadas hasta el momento de rotura.

8.2.3.3. Cálculo y verificación de la longitud del cable.

Antes de proceder al cálculo de la longitud del cable, es importante realizar algunas consideraciones previas, las cuales se enuncian a continuación y se visualizan en la Fig. N° 8.11.

Uno de los extremos del cable se obtiene del fabricante con un eslabón que sirve como medio de enlace para enganchar el contenedor. El mismo se encuentra certificado de manera conjunta con el cable.

El extremo opuesto del cable es entregado libre por el fabricante. Sobre él se coloca un registro de regulación roscado mediante el uso de un guardacabo y grampas de fijación. El registro permite fijar el cable a la estructura de la rampa absorbiendo cualquier diferencia que pueda existir en la longitud del mismo, logrando que los rodillos del contenedor apoyen en los toques de la rampa sin lugar a juegos y esfuerzos innecesarios.

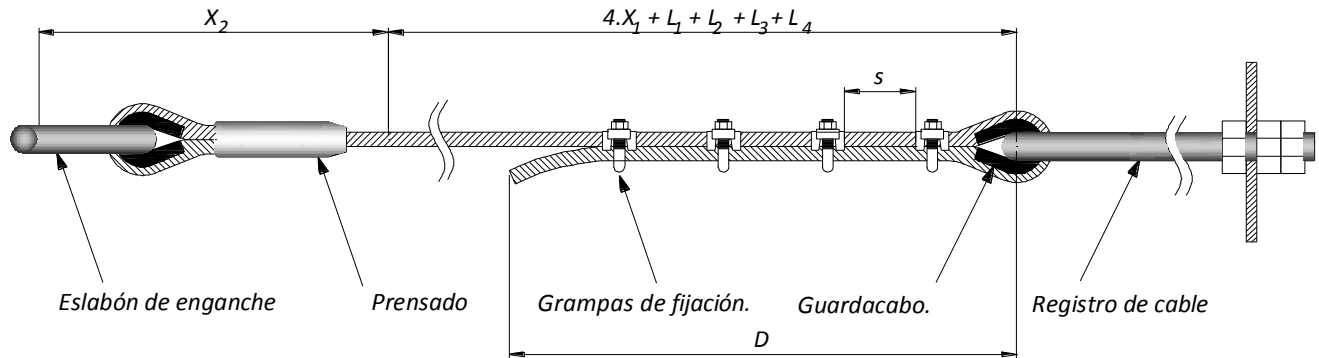


Fig. N° 8.11 - Modelo físico del cable con accesorios de instalación.

Para el diámetro de cable utilizado el fabricante recomienda la utilización de 4 grampas, separadas por una distancia (*s*) igual al doble del ancho de la mordaza de la grampa (62 mm). Es decir, que las grampas se colocan espaciadas unas de otras a 124 mm de distancia. Ante esto, se necesitará una longitud extra de cable para realizar un dobléz “D” de 900 mm, considerando un extremo de cable libre de aproximadamente 150 mm.

Para determinar el largo Neto del cable, se plantea el sistema con el contenedor de 26 pies en posición de transporte.

Tal como se planteó en la ecuación (8.2) siguiendo la Fig. N° 8.4, el largo del cable resulta,

$$4x_1 + x_2 + L_1 + L_2 + L_3 + L_4 = Constante \tag{8.27}$$

Donde,

- x_1 es la distancia entre las poleas fijas y móviles cuando los cilindros de la rampa se encuentran totalmente abiertos. Es decir, la suma del “entre centro cerrado” y la “carrera” del cilindro hidráulico.

$$x_1 = ECC + carrera = 3000 \text{ mm} + 2425 \text{ mm} = 5425 \text{ mm} \tag{8.28}$$

- x_2 es la distancia desde el gancho del contenedor al centro de la polea fija n°4. Como se indica en la Fig. N° 8.12

$$x_2 = 500 \text{ mm} \tag{8.29}$$

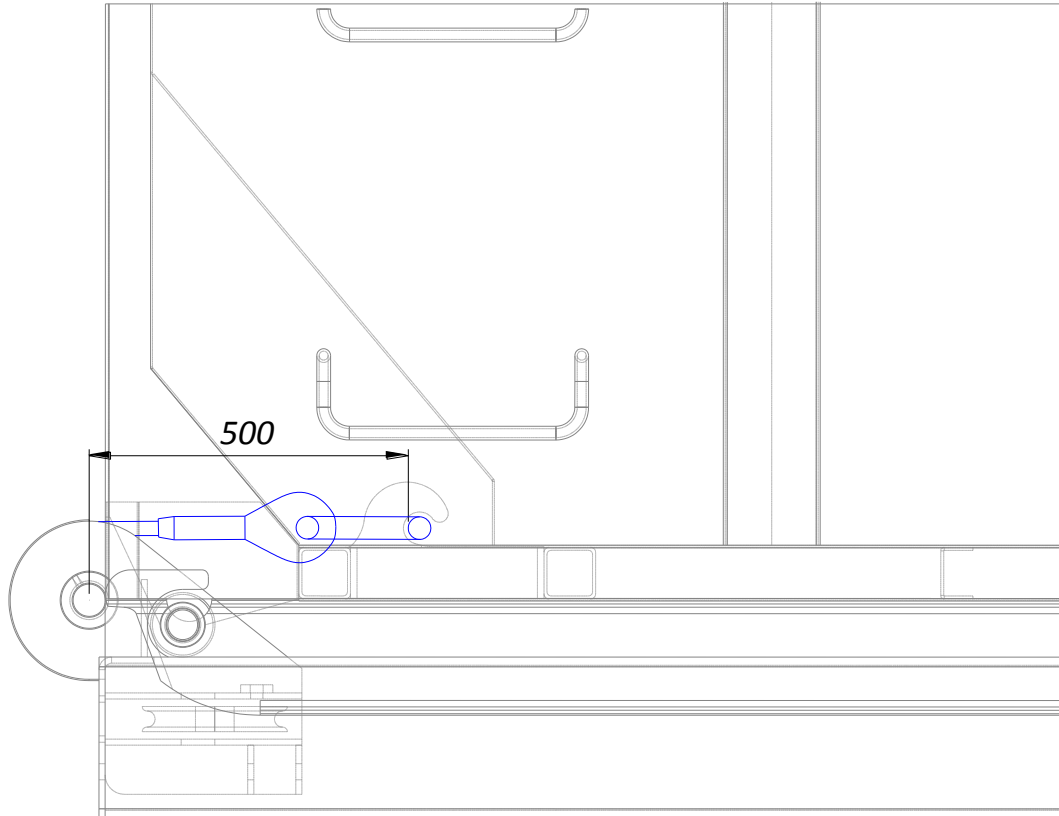


Fig. N° 8.12 - Longitud de cable desde la polea fija vertical al gancho de contenedor.(x₂).

- $L_1 = L_2 = L_3 = L_4$ es la distancia equivalente a la mitad del perímetro de la polea medido desde su circunferencia primitiva (260 mm).

$$L_1 = L_2 = L_3 = L_4 = \frac{1}{2} \cdot (\pi D_s) = 410 \text{ mm} \tag{8.30}$$

Por lo que reemplazando las distancias descritas anteriormente en (8.27) resulta que la longitud necesaria para operar el equipo es la siguiente:

$$4 \cdot 5425 \text{ mm} + 500 \text{ mm} + (410 \text{ mm}) \cdot 4 = 23840 \text{ mm} \tag{8.31}$$

Notar, que longitud calculada anteriormente es la neta para operar el equipo, pero no es la especificación con la cual el fabricante producirá el cable. A dicha longitud se le debe sumar la distancia D necesaria para realizar el dobléz en el montaje tal como se mostró en la Fig. N° 8.11 . Por lo tanto:

$$L_{\text{cable}} = 23840 + 900 = 2475 \text{ mm} \tag{8.32}$$

Determinada la longitud necesaria de cable para la condición de transporte del contenedor de 26 pies, resulta prudente verificar que el desplazamiento del cable sea suficiente para alcanzar y enganchar el contenedor cuando éste se encuentra en el suelo a la espera para ser cargado. Como se puede ver en la Fig. N° 8.13, se necesita contar con 9600 mm de cable cuando la operación se encuentre en la Fase 3 descrita en la sección 3.2.

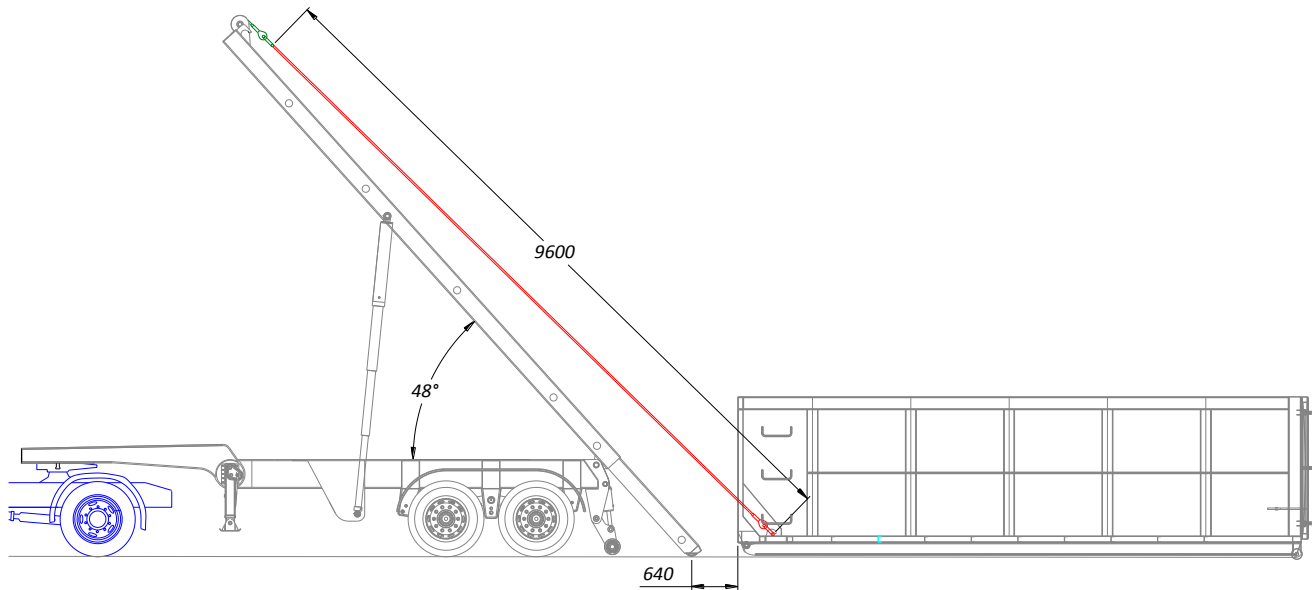


Fig. N° 8.13 - Longitud necesaria del cable para la operación de carga en Fase III.

Para la realización de la mencionada verificación, se hará uso de la ecuación (8.9) , la cual expresa la ganancia de desplazamiento del sistema.

$$\Delta x_1 = 4 \Delta x_2 = 4. (2425 \text{ mm}) = 9700 \text{ mm} \tag{8.33}$$

Teniendo en cuenta que Δx_1 es el desplazamiento del extremo del cable, y que Δx_2 es el máximo desplazamiento logrado por el carro móvil (carrera de cilindros hidráulicos), se verifica finalmente que la ganancia de desplazamiento proporcionada por el sistema es suficiente para operar el equipo sin dificultades.

La verificación realizada, es válida para todos los contenedores (20 a 26 pies) sólo que, para los contenedores de 20,22, y 24 pies no será necesario desplazar totalmente el carro móvil. Esto se debe, a que el centro de carga del contenedor debe respetar la posición que asegura la correcta distribución de carga para que los ejes transmitan al suelo la máxima estipulada por la Ley. Cuando el equipo se utilice bajo éstas condiciones, se deberá colocar un accesorio extra a la rampa, el cual funciona como tope a los rodillos delanteros del contenedor, evitando el desplazamiento longitudinal del mismo durante una maniobra de frenado. El accesorio nombrado anteriormente se visualiza en la Fig. N° 8.14.

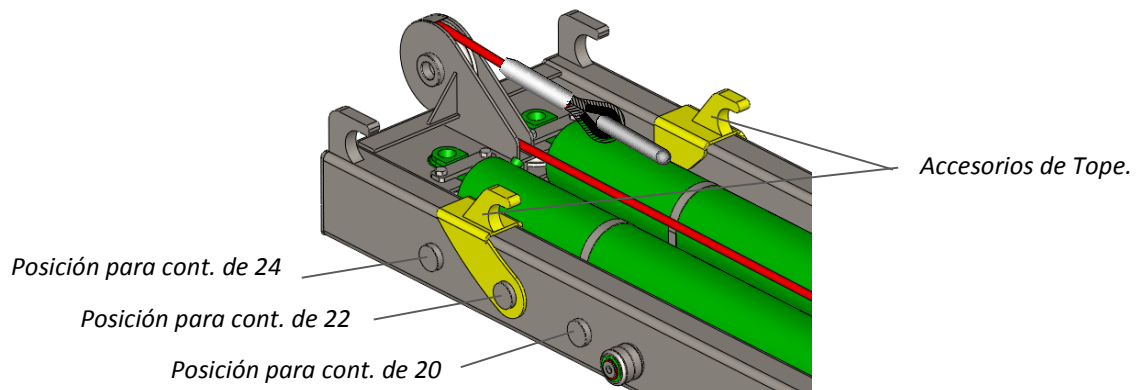


Fig. N° 8.14 - Ubicación de accesorios de tope para contenedores de 20, 22 y 24 pies.

8.2.4. Inspección del cable de acero.

El cable de acero debe inspeccionarse visualmente para observar su estado y detectar posibles defectos. Se deben evaluar los siguientes criterios.

- ✓ **Cantidad de roturas de alambres visibles:** Luego de identificar la zona del cable más dañada, se deben contar las roturas y registrar el resultado para compararlo con la Tabla 8.2 de referencia. Si se contara con alguna de las condiciones señaladas en la misma, el cable debe ser reemplazado.

Casos que requieren reemplazar el cable.	
Condición	Cantidad de roturas
Alambres rotos distribuidos aleatoriamente en varios cordones	Mayor que 15 por paso de cable (longitud 6 diámetros)
Alambres rotos predominando uno o dos cordones	Mayor que 8 por paso de cable (longitud 6 diámetros)
Alambres rotos adyacentes en un cordón	Mayor que 4
Alambres rotos en valles (internos)	1 por paso de cable (longitud 6 diámetros)

Tabla 8.2 - Roturas de alambres en cable de acero que implica su reemplazo.

- ✓ **Deformaciones y anomalías:** El cable de acero se deberá descartar si presenta alguna de las siguientes situaciones:
 - a. Aplastamiento localizado; es el resultado de daños mecánicos. Si los daños son severos y pasan por poleas, el cable debe ser inmediatamente descartado.
 - b. Dobleces o deformaciones: la distorsión visual del cable de su configuración normal, se denomina deformación.
 - c. Nudos o cocas. Son retorceduras que desequilibran el cable de una manera irreversible.
 - d. Formación de corrosión interna/ externa.
- ✓ **Desgaste:** Se evaluará la pérdida de diámetro por desgaste para lo cual se seguirá la siguiente metodología:
 - a. Localizar la zona de más desgaste; Es aquella donde más veces pasa por las poleas.
 - b. Verificar la reducción alcanzada del diámetro nominal. Es importante medir de la manera indicada en la Fig. N° 8.15.

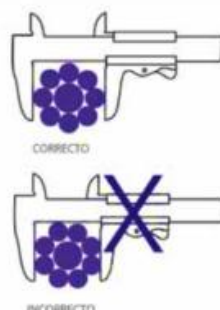


Fig. N° 8.15 - Inspección dimensional del cable de acero.

- c. Si la reducción alcanza el 6% del diámetro nominal, se deberá descartar el cable, aun cuando no se compruebe rotura de alambres.

8.3. Poleas.

Las poleas son sin duda un componente fundamental dentro del sistema. Se trata de un dispositivo mecánico de tracción, que sirve para transmitir fuerza. Consiste en una rueda con un canal en su periferia, por el cual pasa una cuerda (un cable en éste caso) que gira sobre un eje central. Debido a la alta carga a la que estará sometida la polea, se utiliza un buje de bronce SAE 68 A en su centro. Este tipo de material (también conocido como bronce al aluminio) otorga excelentes propiedades mecánicas para ésta aplicación, ya que en condiciones de trabajo soporta cargas extremadamente altas a baja velocidad y es muy resistente a las vibraciones, desgaste, y corrosión.

El diámetro de los canales de las poleas deber ser, aproximadamente un 8% superior al diámetro nominal del cable. Este pequeño margen evita los acuñamientos del cable recién instalado, cuyo diámetro real suele ser ligeramente superior al nominal del cable. Por otro lado, la profundidad de la garganta debe ser por lo menos 1.5 veces el diámetro nominal del cable.

En la Fig. N° 8.16 se muestra como se encuentra constituida la polea, y en las Tabla 8.3 y Tabla 8.4 se muestran las propiedades mecánicas y composición química del bronce citado anteriormente.

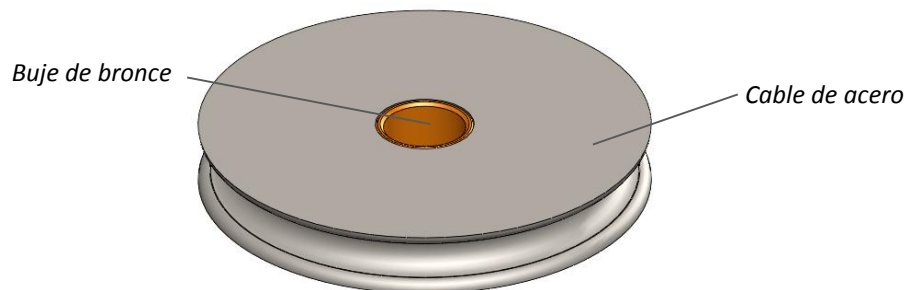


Fig. N° 8.16 - Vista isométrica de la polea de la rampa.

Bronce SAE 64	
Tensión de rotura	5900 kg./cm ²
Tensión de fluencia	2200 kg/cm ²
Elongación	12%
Dureza típica	110 HB

Tabla 8.3 - Propiedades mecánicas del bronce SAE 68 A .

Componentes	Porcentaje.
Cobre (Cu)	79-82%
Aluminio (Zn)	10- 11,5%
Manganeso (Mn)	0,5 %(máx.)
Hierro (Fe)	3-5 %
Níquel (Ni)	1,5% (máx.)

Tabla 8.4 - Composición química del bronce SAE 68 A.

Debido a las altas presiones a la que se someterá la polea, la misma será construida de acero SAE 1045 con garganta templada a 330 HB, para proporcionar propiedades de dureza y resistencia al desgaste, tal como se indicó en la sección 8.2.3.2 . Aunque ello sea contraproducente para la vida útil del cable, se opta por éste tipo de diseño ya que el recambio de las poleas sería demasiado prematuro. Asimismo, a los fines de prolongar la vida útil del cable, el mismo deberá ser lubricado frecuentemente para disminuir la fricción entre los capilares que constituyen los torones del cable, y el mecanizado de la garganta de la polea deberá ser extremadamente fino (sin marcas ni huellas de mecanizado), para disminuir al máximo la fricción entre ambos elementos.

8.3.1. Verificación de la presión en el buje de bronce.

Como se determinó en la sección 8.2.2.1 la máxima fuerza en el cable será de 17000 kg, es decir, que la carga en las poleas del carro de desplazamiento será de 34000 kg, tal como se muestra en la Fig. N° 8.17

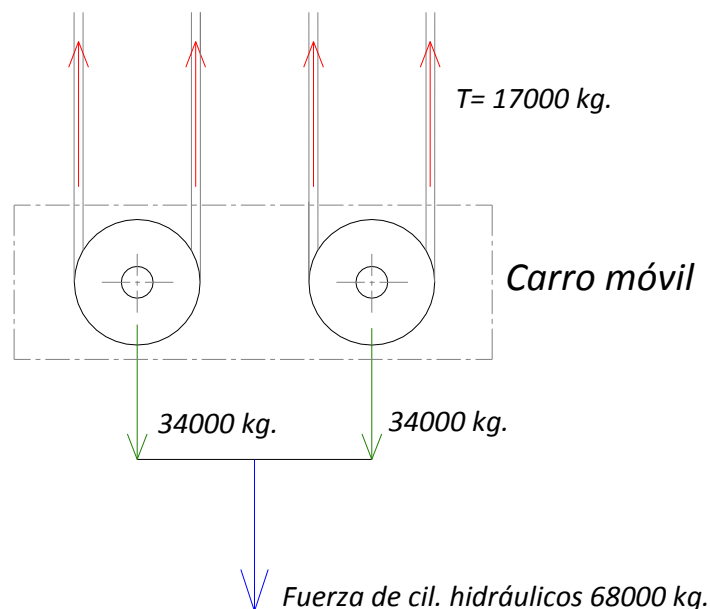


Fig. N° 8.17 - Fuerzas aplicadas a las poleas del carro de desplazamiento.

Dado que el diámetro exterior del buje es de 60 mm y el alto del mismo es de 40 mm (ancho de la polea), el área proyectada del buje sometida a compresión será de 24 cm^2 , por lo que la compresión será:

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{34000 \text{ kg}}{24 \text{ cm}^2} = 1416 \text{ kg/cm}^2 \quad (8.34)$$

Es decir, que el coeficiente de seguridad será de $N = 1,55$. Es imprescindible mencionar, que necesariamente el buje debe estar en perfecto estado de lubricación, de lo contrario las propiedades mecánicas del material disminuyen considerablemente.

Por otra parte, la lubricación de la polea es totalmente necesaria para un giro libre de la misma (sin atascamientos) ya que esto además de ser beneficioso para el material del buje prolonga la vida útil del cable de acero.

8.3.2. Verificación de los pernos de poleas.

En la Fig. N° 8.1 se pueden visualizar los 5 pernos empleados para la fijación de todas las poleas que conforman el sistema.

Para el cálculo de este perno, son dos los esfuerzos a verificar, por lo que se enumeran a continuación:

Esfuerzo de cizalladura del perno de polea.

El perno puede fallar por cizalladura en la sección "A", la cual se muestra en la Fig. N° 8.18, como puede observarse en la misma, el área resistente total es el doble de esta.

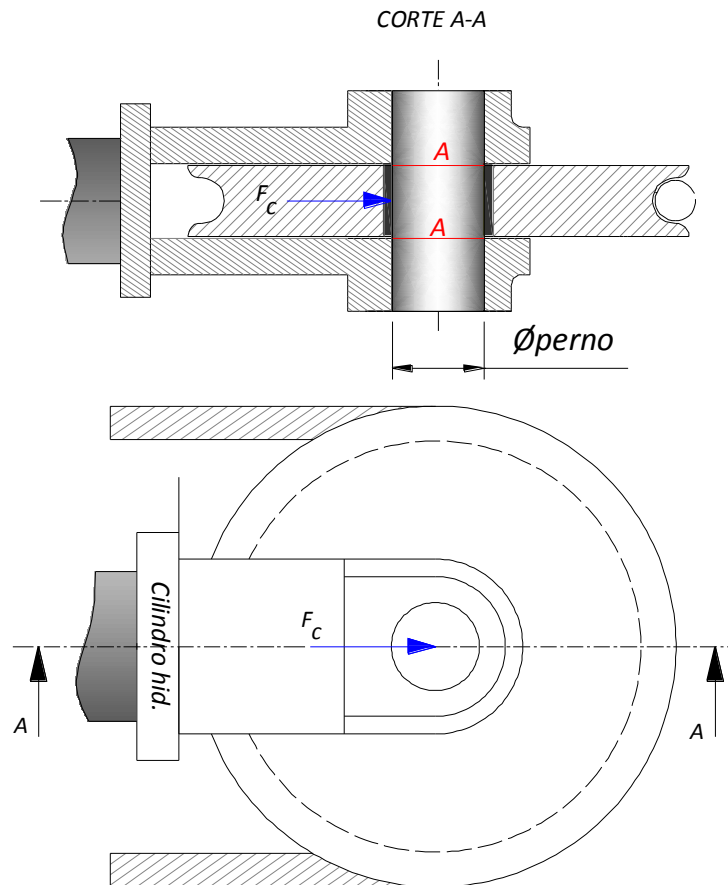


Fig. N° 8.18 - Modelo físico de polea para el cálculo al corte del perno.

Teniendo en cuenta que el esfuerzo de corte es el 60% del esfuerzo fluencia a la tracción, y considerando que el material utilizado es SAE 1045, la tensión de fluencia del material es de 1468 kg/cm^2 tal como se calculó en la ecuación (6.29) de la sección 6.3.2

La tensión de fluencia al corte será influenciada por un coeficiente de seguridad $N=2$, obteniéndose el valor de tensión admisible:

$$\tau_{adm} = \frac{\tau_{fluencia}}{N} = \frac{1468 \text{ kg/cm}^2}{2} = 734 \text{ kg/cm}^2 \quad (8.35)$$

Por otra parte, la fuerza a la que estará sometido el perno según lo demostrado en la sección 8.3.1 es de 34000 kg, Por lo tanto:

$$F_p = \tau_{adm} \cdot A = \tau_{adm} \cdot 2 \cdot \frac{\pi \cdot (\varnothing_{perno})^2}{4} = \frac{\tau_{adm} \cdot \pi \cdot (\varnothing_{perno})^2}{2} \rightarrow$$

$$\varnothing_{perno} = \sqrt{\frac{F_p \cdot 2}{\tau_{adm} \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{34000 \text{ kg} \cdot 2}{734 \text{ kg/cm}^2 \cdot \pi}} = 5.3 \text{ cm} \quad (8.36)$$

Conocido el diámetro necesario para soportar el esfuerzo cortante, se procede a calcular el diámetro necesario de sección para soportar el esfuerzo de flexión. finalmente, con el mayor de ellos se dimensionará de la sección.

Esfuerzo de flexión del perno de polea.

El perno no solo está expuesto a cizalladura sino también a flexión. Según la bibliografía consultada ^[10] se podrían establecer varias hipótesis de cálculo para éstas situaciones, las cuales no se van a explicar en este desarrollo; Solo nos limitaremos a desarrollar la hipótesis que mejor concuerda con mediciones reales.

En la Fig. N° 8.19 se puede observar el modelo físico que se utilizara en el cálculo:

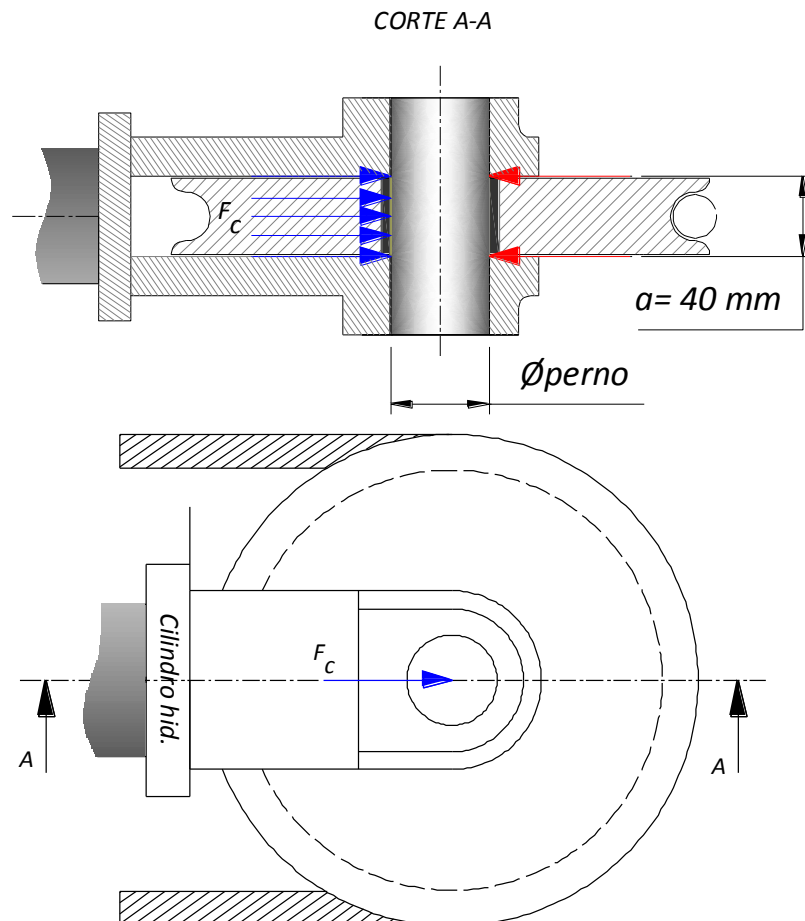


Fig. N° 8.19 - Modelo físico de polea para el cálculo a la flexión del perno.

La hipótesis de cálculo indica que el momento flector se calcula como $M_{f(z)} = (F_p \cdot a) / 8$

Aclarado esto, el cálculo de flexión es convencional, por lo que reemplazando en la ecuación de Navier presentada en (4.42) por la expresión correspondiente del momento flector y del módulo resistente de una sección circular, el diámetro necesario del perno para que no falle por flexión es:

$$\varnothing_{perno} = \sqrt[3]{\frac{M_{f(z)} \cdot 32}{\pi \cdot \sigma(x)}} = \sqrt[3]{\frac{F_p \cdot a}{8} \cdot 32} = \sqrt[3]{\frac{(34000 \text{ kg} \cdot 4 \text{ cm})}{8} \cdot 32} = 1.38 \text{ cm} \quad (8.37)$$

Como se pudo demostrar, para que el perno sea capaz de resistir el esfuerzo de corte es necesario disponer de una sección circular cuyo diámetro sea al menos de 5.3 cm, tal como se demostró en la ecuación(8.36). Por otra parte, en la ecuación (8.37) se demostró que el diámetro de dicha sección debe ser al menos de 1.38 cm para resistir el esfuerzo de flexión. Por tal motivo, se adoptará un \varnothing de 50 mm válido para el diseño del perno, por lo que, para el segundo esfuerzo, éste, quedará sobredimensionado.

Como el buje soporta cargas muy elevadas a baja velocidad, funcionamiento intermitente, y lubricación confiable y limpia, es necesario tratar térmicamente el eje a 50-55 HRC y proporcionar al mismo acabado fino y tolerancias holgadas.

8.3.3. Inspección de las Poleas.

Un buen mantenimiento del equipo e instalaciones sobre las cuales trabaja el cable, como lo son las poleas, tiene una relación importante con la vida útil de éste, por lo tanto, estos mecanismos giratorios deben ser sometidos a revisión periódicas e inspecciones programadas.

Se debe inspeccionar las poleas cuidadosamente, para detectar:

✓ Señales de grietas o hendiduras en el canal, ya que la rotura de éste permite al cable saltar libremente de la polea, incluso, si una pequeña sección del borde del canal está quebrada, el cable queda propenso a cortarse a través del borde áspero o rugoso de la rotura.

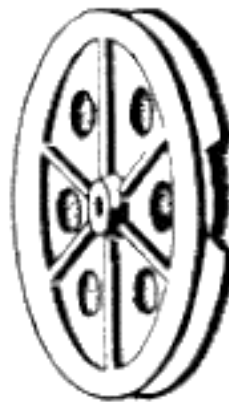


Fig. N° 8.20 - Rotura de canal de polea.

- ✓ Desgaste de la garganta, el cual puede verificarse mediante el uso de una galga patrón.



Fig. N° 8.21 - Control de la garganta de polea mediante galga patrón.

- ✓ Impresión del cable en la garganta de la polea, condición que puede deteriorar rápidamente el cable.



Fig. N° 8.22 - Impresión del cable sobre la garganta de la polea.

- ✓ Libertad de giro y juego correcto entre la polea y el perno.

Por las razones antes planteadas, las poleas deberán ser reemplazadas estrictamente por cuestiones de seguridad ante cualquier situación que indique deterioro.

Capítulo 9.

“Verificación de partes críticas”

9.1. Paragolpes trasero.

En la sección 2.5 del Capítulo 2 se mencionaron los requerimientos necesarios del paragolpes, como así también las condiciones para la ejecución del ensayo del mismo. Dado que la distribución de fuerzas y la magnitud de las mismas son un requerimiento legal para el ensayo, se procede a verificar cada uno de los estados exigidos por la ley, para verificar que las deformaciones sucedidas se encuentren dentro del requerimiento legal, el cual manifiesta que la deformación permanente máxima en los puntos de aplicación de la carga no debe exceder de 125 mm, respecto de la posición original.

Para realizar las simulaciones correspondientes, el conjunto paragolpes se consideró fijo en las placas extremas, tal como se muestra en la Fig. N° 9.1, dado que las mismas se encuentran abulonadas en una unión rígida a la estructura correspondiente al pie de apoyo.

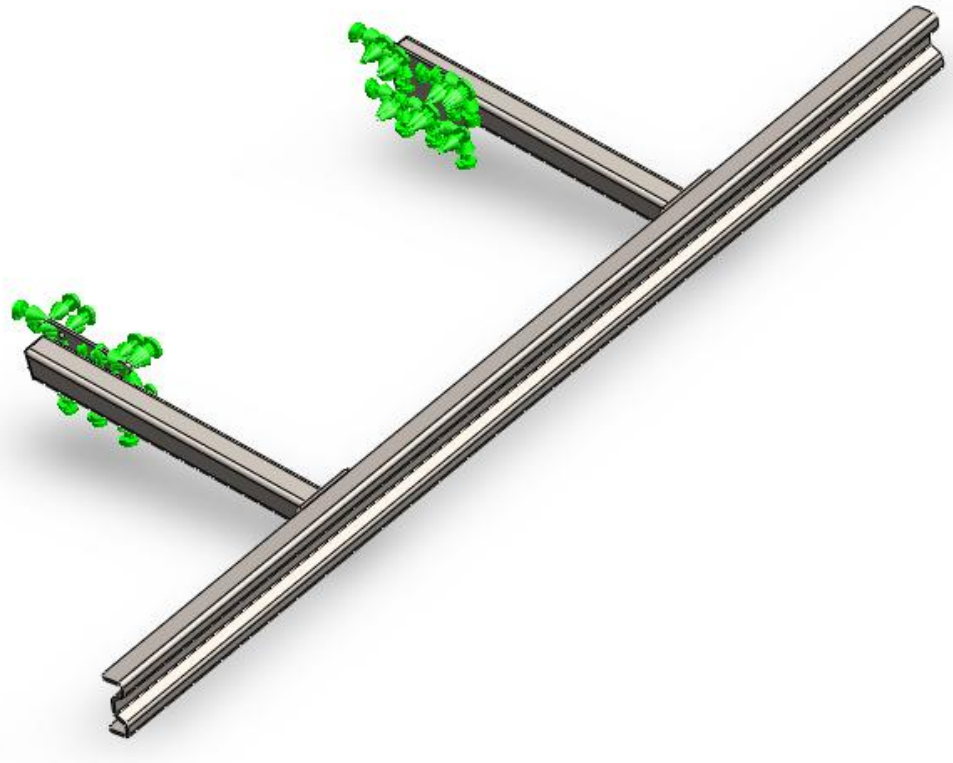


Fig. N° 9.1 - Vínculos del paragolpes.

A continuación, se enumeran los 3 ensayos que deben realizarse para poder verificar si el paragolpes es apto para un correcto desempeño en el semirremolque:

- Ensayo N° 1: los puntos P1 están ubicados a 200 mm del extremo del paragolpes. La fuerza en cada punto de contacto es de 80 kN.

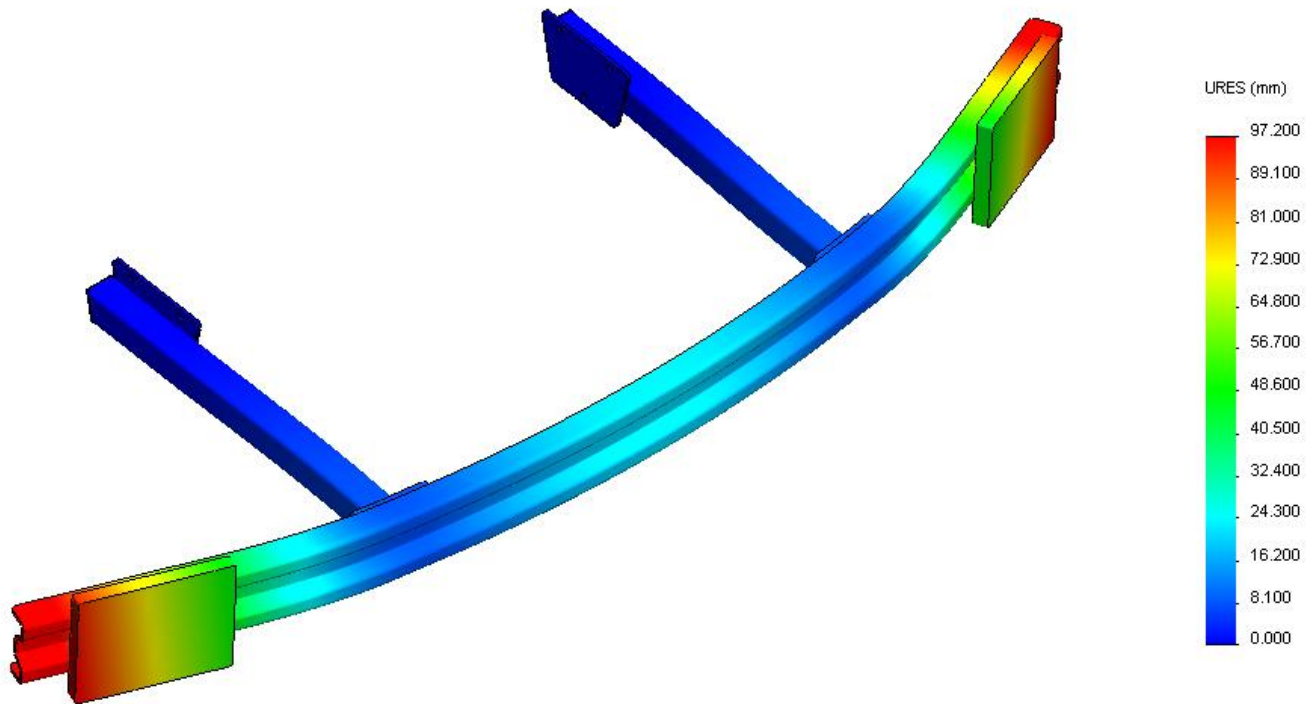


Fig. N° 9.2 - Deformación de paragolpes en Ensayo N° 1.

- Ensayo N° 2: los puntos P2 son simétricos, distanciados 800 mm entre ellos. La fuerza en cada punto de contacto es de 120 kN.

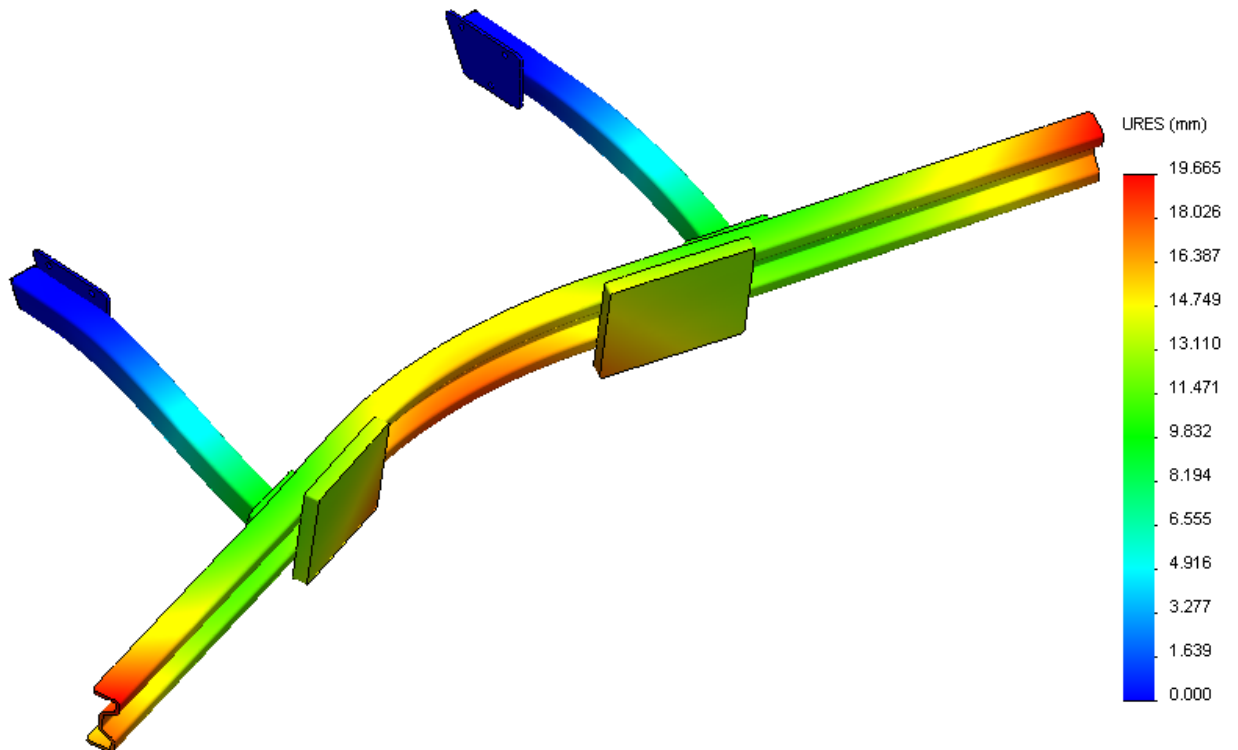


Fig. N° 9.3 - Deformación de paragolpes en el Ensayo N° 2.

- Ensayo N° 3: el punto de contacto en donde se aplica la carga P3 se localiza en el centro del paragolpes. El valor de dicha carga es de 80 kN.

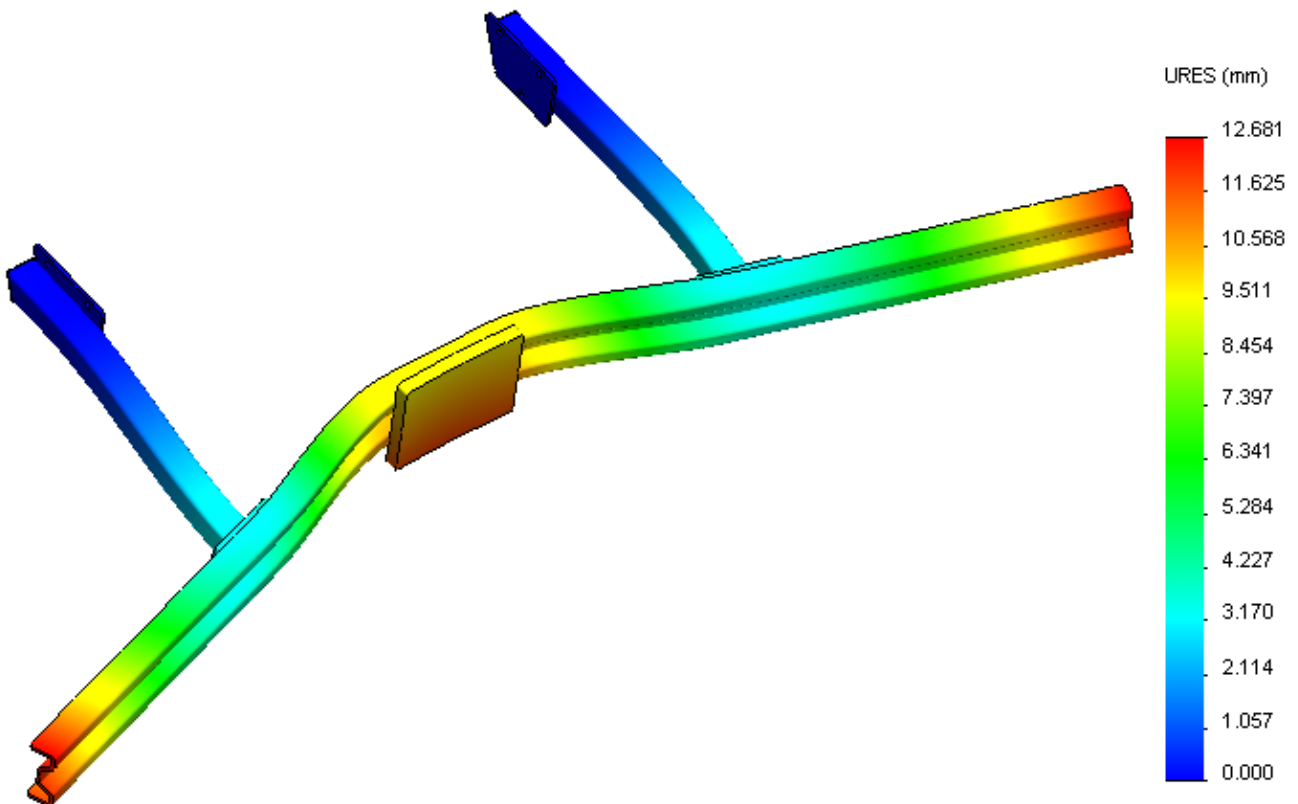


Fig. N° 9.4 - Deformación de paragolpes en el Ensayo N° 3

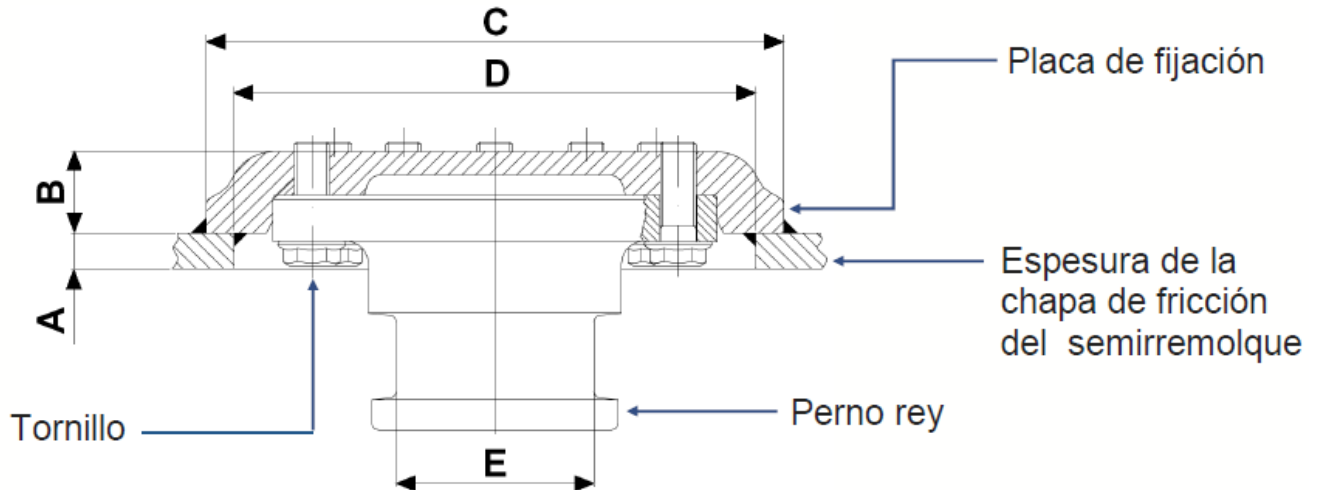
9.1.1. Aceptación y rechazo.

La deformación máxima permanente en los puntos P1, P2 Y P3 no debe exceder los 125 mm luego de finalizar el ensayo, respecto de la posición original. Como puede observarse en las Fig. N° 9.2, Fig. N° 9.3 y Fig. N° 9.4 en ningún caso la deformación es mayor a la antes mencionada, por lo que el diseño es efectivo. Sin embargo, no se aceptarán rajaduras de soldadura o quiebras, hendiduras o deterioro exterior visible en el conjunto paragolpes-chasis del vehículo a causa del ensayo, por lo que también es una condición muy importante a satisfacer.

9.2. Perno de arrastre.

El perno de arrastre, también conocido como perno rey es el encargado de vincular una unidad tractora con el semirremolque. La importancia de verificarlo radica en que, si éste fallase, produciría la desvinculación inmediata de estos componentes provocando potenciales daños irreparables.

Este elemento, se vincula a la estructura del semirremolque por medio de tornillos a una placa de fijación, la cual se ofrece comercialmente junto con el perno y está vinculada a la estructura del semirremolque por dos cordones de soldadura a 360°, tal como se indica en la Fig. N° 9.5. También, en la citada figura se muestran las propiedades más importantes del perno seleccionado, extraídas del catálogo de un reconocido fabricante ^[14].



Dimensiones					Cant. de tornillos	Rosca de tornillos
A (mm)	B (mm)	C (mm)	D (mm)	E (Pulg.)		
8	37	260	235	2	8	M14

Fig. N° 9.5 - Dimensiones del perno de arrastre.

El material perteneciente al perno de arrastre es acero SAE 1040 forjado y templado, cuyas propiedades se exponen en la Tabla 9.1.

Propiedades	SAE 1040
Tensión de fluencia	6458 kg/cm ²
Tensión de rotura	8296 kg/cm ²
E (Módulo de Young o de elasticidad longitudinal)	2100000 kg/cm ²
G (Módulo de elasticidad transversal)	815773 kg/cm ²
μ (Coeficiente de Poisson)	0,3
ρ (Densidad))	7829 kg/m ³
Dureza (templado por inducción)	56/58 HRC

Tabla 9.1- Propiedades mecánicas del acero SAE 1040 forjado y templado.

Expuestas las especificaciones más importantes, y conocida la carga máxima a la que se someterá el perno rey (12966 kg en desaceleración brusca), la cual se calculó en la ecuación (4.95), se procede a realizar la verificación correspondiente a través de un software de cálculo por medio del método de los elementos finitos.

En la Fig. N° 9.6 se muestran las restricciones de contacto correspondientes a la unión mediante tornillos del perno rey con la placa soporte soldada a la vinculación del chasis. Además, se muestra la carga aplicada en el perno.

En la Fig. N° 9.7 se muestra la distribución de tensiones en el perno rey durante un proceso de desaceleración. Como puede observarse el perno funciona perfectamente ya que la tensión de trabajo se encuentra por debajo de la tensión de fluencia del material, indicada en la Tabla 9.1. El coeficiente de seguridad resulta N=2,2.

En la Fig. N° 9.8 se muestra la deformación del perno rey, en un proceso de desaceleración. Como puede observarse, la deformación es insignificante.

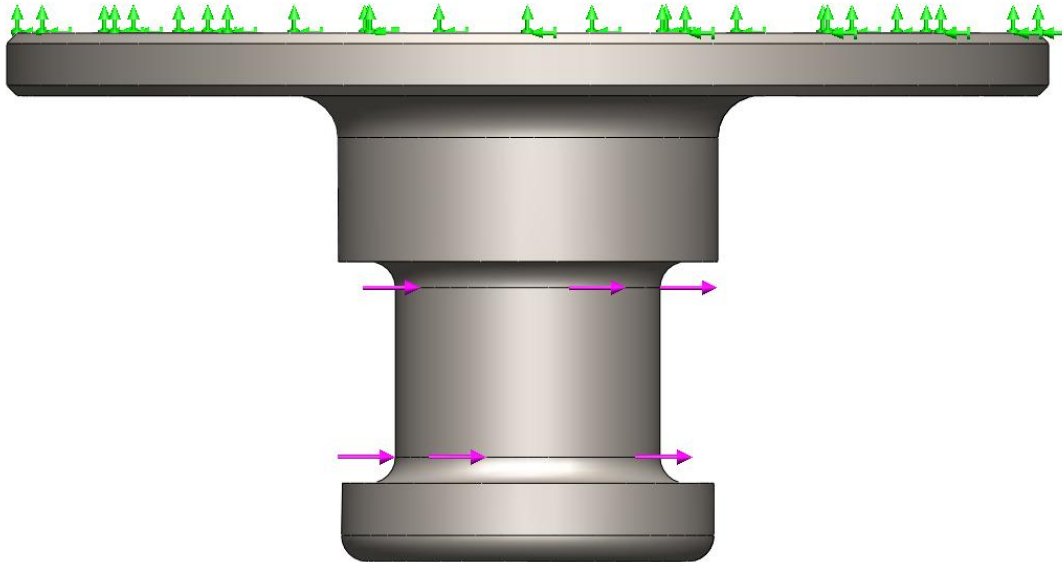


Fig. N° 9.6 - Vínculo y carga aplicada en el perno de arrastre.

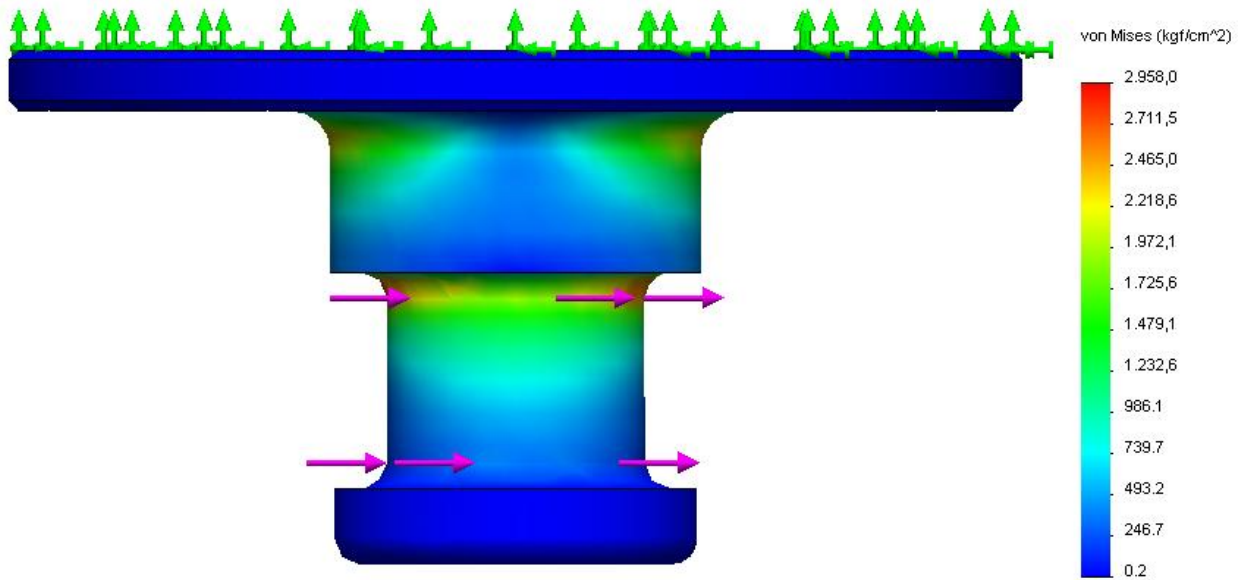


Fig. N° 9.7 - Distribución de tensiones de trabajo en el perno de arrastre.

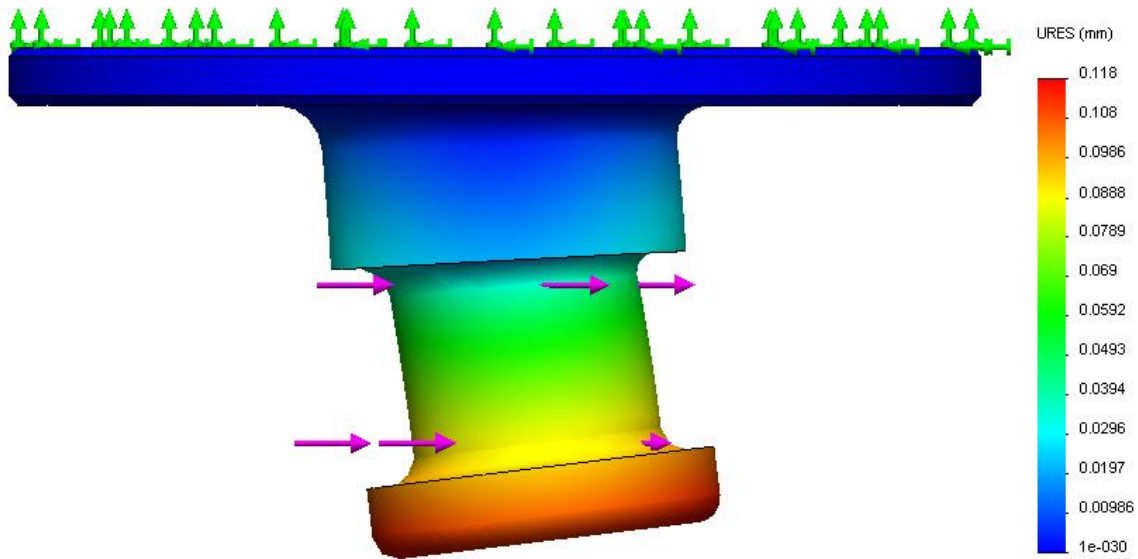


Fig. N° 9.8 Deflexión en perno de arrastre.

Como se mencionó anteriormente, el perno de arrastre se vincula a la placa de sujeción por medio de 8 tornillos, cuyas características se detallan en la tabla.

Medida	M14
Calidad	SAE Grado 5
Tensión admisible (S_y)	6187 kg/cm ²
Tensión de corte (S_{ys})	3090 kg/cm ²

Tabla 9.2 - Propiedades de tornillos de sujeción de perno de arrastre.

El esfuerzo cortante será el principal responsable de la falla de los tornillos, por lo que resulta:

$$s_s = \frac{F}{N \cdot \frac{\pi \cdot \phi^2}{4}} \tag{9.1}$$

Donde,

- ✓ F es la fuerza producida por la desaceleración sobre el perno de arrastre.
- ✓ N es la cantidad de tornillos de la unión.
- ✓ $\frac{\pi \cdot \phi^2}{4}$ es el área de esfuerzo de un tornillo M14.

Reemplazando los valores correspondiente en la ecuación (10.1) resulta,

$$s_s = \frac{12966 \text{ kg.}}{8 \cdot \frac{\pi \cdot (1,4 \text{ cm})^2}{4}} = 1052 \text{ kg/cm}^2 \tag{9.2}$$

Relacionando la tensión máxima de trabajo de la ecuación (10.2) con la tensión admisible del material que constituye los tornillos, el coeficiente de seguridad resultante es de N= 2,94.

Capítulo 10.

“Circuito oleohidráulico”

La oleohidráulica estudia la transmisión de la potencia a través del aceite que fluye por conductos y orificios hacia los actuadores, impulsado por una bomba generadora de caudal.

Basada en un principio descubierto por el científico francés Pascal, se refiere al empleo de fluidos confinados para transmitir energía, multiplicando la fuerza y modificando el movimiento.

La ley de Pascal, enunciada dice:

“La presión aplicada a un fluido confinado se transmite íntegramente en todas las direcciones y ejerce fuerzas iguales sobre áreas iguales, actuando éstas fuerzas perpendicularmente a las paredes del recipiente.” ^[13]

Todos los sistemas oleohidráulicos basan su trabajo en este principio. Lo que podemos concluir que la presión se distribuye uniformemente en todos los sentidos y es igual en todos lados.

10.1. Ventajas de circuitos oleohidráulicos.

La difusión y el éxito en la aplicación de los circuitos oleohidráulicos para la transmisión de potencia en máquinas están basadas en algunas características favorables que son propias de estos sistemas:

- Gran relación entre la potencia y el peso de los componentes.
- Control de velocidades dentro de un rango importante de movimientos lineales y de rotación.
- Control de sobrecargas en fuerzas o torques.
- Posibilidad de ubicación conveniente de los diferentes componentes del circuito.
- Buenos rendimientos de conversión de energía.

Posiblemente la mayor desventaja de los circuitos oleohidráulicos está asociada con la necesidad de limpieza. Estos sistemas son afectados por el polvo, el óxido, la corrosión, el exceso de temperatura y las pérdidas de aceite. La limpieza y un mantenimiento adecuado son críticos para un buen funcionamiento y una durabilidad razonable.

10.2. Tipos de circuitos oleohidráulicos.

10.2.1. Circuito de centro cerrado.

En estos circuitos cuando la válvula de comando está en neutro bloquea el pasaje de aceite, el fluido no circula, pero hay presión entre la válvula y la bomba. En estos casos se utilizan bombas de caudal variable que están diseñadas para este uso y no entregan caudal cuando se les bloquea la salida. Tiene la ventaja que al no haber circulación de caudal la potencia consumida es prácticamente nula cuando el circuito está en reposo y no es necesario usar una válvula limitadora de presión porque ésta es regulada por la misma bomba. Tiene el inconveniente que el circuito está siempre bajo presión y puede haber fugas cuando está en reposo, que

terminan provocando el movimiento lento de algún accionamiento. El costo de la bomba es sensiblemente superior a la de un circuito centro abierto.

10.2.2. Circuitos de centro abierto.

Éste es el tipo de circuito que se utiliza en el presente proyecto. En este caso el aceite circula libremente a retorno cuando la válvula de comando está en posición neutra. Se pueden utilizar con cualquier bomba de desplazamiento positivo. En reposo, con la válvula en neutro no hay presión, con lo que las fugas se minimizan. Poseen como ventaja su buena relación precio/desempeño.

Como la presión del circuito está dada por la resistencia de los actuadores, hay que poner una válvula limitadora para cuando éstos hacen tope, lo que ocasiona pérdidas de energía y calentamientos.

10.2.3. Circuito Load Sensing.

Estos sistemas oleohidráulicos son más complejos. La bomba genera el caudal y la presión que se requiere en todo momento. En este caso no hay pérdidas de energía ni calentamientos, pero el costo de éstos equipos limita su aplicación a cierto tipo de máquinas.

10.3. Componentes de circuito oleohidráulico.

Un sistema oleohidráulico, generalmente, está compuesto de diferentes componentes principales, ellos son:

10.3.1. Depósito de aceite.

Los depósitos hidráulicos tienen varias funciones en el funcionamiento de los circuitos oleohidráulicos. Algunas de ellas son específicas o principales y en otras colaboran.

Las funciones principales son las de:

- Alimentar con aceite a la bomba del circuito.
- Recolectar el aceite que vuelve del retorno.
- Indicar el nivel de aceite del circuito.
- Proveer un punto de carga para el fluido del circuito.
- Compensar variaciones volumétricas: el volumen de aceite del circuito varía en el funcionamiento, como el volumen contenido en el interior de un cilindro simple efecto es muy diferente si está contraído o extendido. A su vez al calentarse el aceite dilata y también hay que compensar esta variación.

Y colaboran con las siguientes funciones:

- Refrigeración: Las paredes del depósito intercambian calor con el exterior y disipan energía disminuyendo la temperatura del aceite.
- Separador de agua: en el depósito el agua se separa y va al fondo o flota dependiendo del tipo de fluido utilizado. En los aceites minerales el agua se va al fondo y en los sintéticos con densidad relativa mayor que 1 el agua "flota". Con tapones de drenaje ubicados en lugares apropiados se puede extraer el agua.

- Separador de contaminantes: Parte de los contaminantes del fluido se depositan en el fondo formando un barro que tiene que ser removido con cierta frecuencia. Esto de ninguna forma reemplaza a los filtros, pero es una función indirecta que cumple el tanque.
- Soporte: Aporta un espacio físico para ubicar filtros de succión, de retorno, imanes para retener partículas metálicas, etc.

En hidráulica móvil se utilizan depósitos que trabajan comunicados a la atmósfera a través de filtros de venteo. El símbolo de un depósito que trabaja a presión atmosférica y posee retornos por encima del nivel del fluido puede observarse en la Fig. N° 10.1.

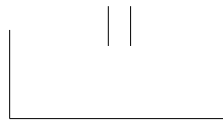


Fig. N° 10.1 - Depósito de aceite a presión atmosférica con retorno por encima del nivel de fluido.

10.3.2. Fluido oleohidráulico.

Se pueden utilizar distintos tipos de fluidos en los circuitos oleohidráulicos. En la oleohidráulica móvil se utiliza aceite mineral. Las características principales que lo hacen adecuado son:

- Lubricante: evita el desgaste de las piezas móviles presentes en el circuito.
- Anticorrosivo: Evita la oxidación de piezas metálicas y cañerías.
- Viscosidad adecuada: minimiza las fugas internas sin producir grandes pérdidas de carga.
- Conductividad: Es razonablemente buen conductor de temperatura.

A estos aceites minerales se le agregan aditivos para mejorar sus propiedades, como inhibidores de oxidación del aceite y corrosión de metales y aditivos anti-desgaste y anti-espuma.

10.3.3. Bomba oleohidráulica.

La bomba es un generador de caudal, encargada de convertir la potencia con la que se acciona en energía oleohidráulica. Existen de distintos tipos para diferentes aplicaciones. En este caso se utilizará una del tipo a engranajes externos (Fig. N° 10.2) ya que su principal ventaja está en una muy buena relación costo/performance, tamaño reducido, pocas piezas y mantenimiento y reparación simples.

Las presiones máximas de trabajo para éste tipo de bombas están en general en 210 Bar, aunque hay algunos tipos constructivos que permiten alcanzar los 320 Bar. Los desplazamientos van desde unos 4 a 150 cm³/Rev.

Principio de funcionamiento: ésta bomba de engranaje suministra el caudal transportando el fluido entre los dientes de dos engranajes bien acoplados. Uno de ellos es accionado por el eje de la bomba (conductor) y hace girar al otro (conducido). Las cámaras de bombeo formadas entre los dientes de los engranajes, están cerradas por el cuerpo de la bomba y las placas laterales llamadas placas de presión o de desgaste. Los engranajes giran en direcciones opuestas, creando un vacío parcial en la cámara de entrada de la bomba. El fluido se introduce en el espacio vacío y es transportado por la parte exterior de los engranajes, a la cámara de

salida. Cuando los dientes vuelven a entrar en contacto con el fluido vuelve a ser impulsado hacia afuera. En la Fig. N° 10.2 puede observarse el funcionamiento descrito anteriormente.

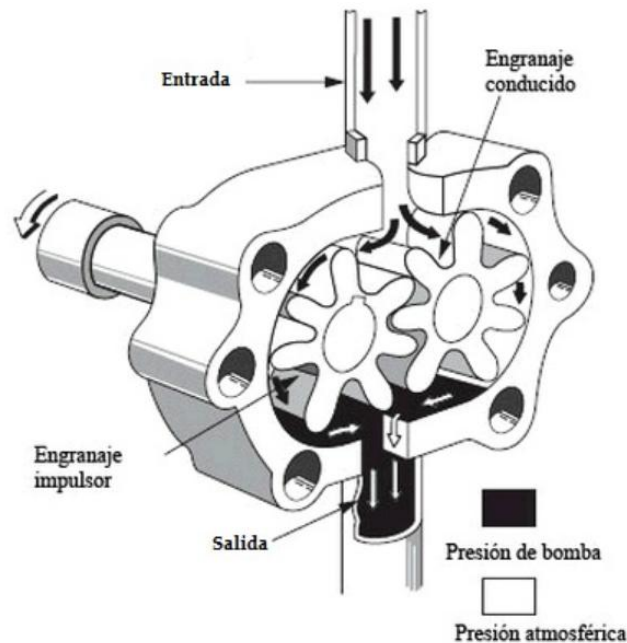


Fig. N° 10.2 - Bomba de engranajes exteriores.

El símbolo gráfico para su representación puede observarse en la Fig. N° 10.3

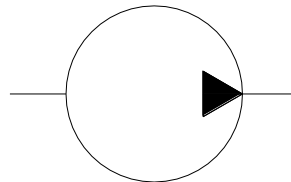


Fig. N° 10.3 - Símbolo gráfico de bomba oleohidráulica de caudal constante.

10.3.3.1. Selección de la bomba oleohidráulica.

En general, una bomba se selecciona inicialmente por su caudal, que está definido por las velocidades que se necesitan en los actuadores del circuito. Luego se verifica que la presión de trabajo se encuentre por debajo de la presión admisible para la bomba, y por último se calcula la potencia consumida con la que debe alimentarse.

Hay que prestar especial atención a circuitos que tengan requerimiento de caudal muy diferentes para los distintos accionamientos. Si bien se los puede balancear intercambiando divisoras de caudal o restrictores, esto produce pérdida de energía y calentamiento en los circuitos. Como en este caso, lo mejor es adoptar diámetros de cilindros, de tal forma que los accionamientos se muevan con el total de caudal generado y la energía hidráulica se transforme siempre en energía mecánica y no en calor.

Para comenzar a determinar la cilindrada de la bomba, como se dijo anteriormente, lo que primero se debe hacer es determinar la velocidad con la que accionaran los actuadores. En este caso, el cálculo se basa en los

cilindros que accionan el carro desplazable. Se determina que, por una cuestión de seguridad y estabilidad del equipo, el tiempo requerido para extender dicho cilindro es de 100 segundos. Se considera que a esta velocidad no es posible que aparezcan fuerzas inerciales muy importantes en la carga, debido a aceleraciones y desaceleraciones bruscas.

Las siguientes ecuaciones fueron tomadas del manual “Introducción a la oleohidráulica” de Venturi hnos. ^[19]

$$Q = \frac{A \cdot C}{t} \quad (10.1)$$

Donde:

- Q = caudal necesario (cm³/s)
- A = área interior del cilindro (cm²)
- C = carrera del cilindro. (cm²). En ese caso 242,5 cm
- t = tiempo de apertura. (s)

$$A = \frac{\pi \cdot \phi^2}{4} = \frac{\pi \cdot (18 \text{ cm})^2}{4} = 254,5 \text{ cm}^2 \quad (10.2)$$

$$Q = \frac{254,5 \text{ cm}^2 \cdot 242,5 \text{ cm}}{100 \text{ s}} = 617 \frac{\text{cm}^3}{\text{s}} = 37 \frac{\text{l}}{\text{min}} \quad (10.3)$$

El caudal obtenido es para un solo cilindro, el caudal total necesario será de (37 l/min x2) = 74 l /min.

Para lograr este caudal, se seleccionó una bomba oleohidráulica marca Venturi, Serie C4 ^[12], con una cilindrada de 60 cm³/rev., la cual será acoplada a la toma de fuerza de la unidad tractora, que girará a 1250 RPM. La bomba puede observarse en la Fig. N° 10.4 y sus especificaciones en la Tabla 10.1

Por lo tanto:

$$Q = 60 \frac{\text{cm}^3}{\text{rev}} \cdot 1250 \frac{\text{rev}}{\text{min}} = 75000 \frac{\text{cm}^3}{\text{min}} = 75 \frac{\text{l}}{\text{min}} = 1250 \frac{\text{cm}^3}{\text{seg}} \quad (10.4)$$



Fig. N° 10.4 - Bomba oleohidráulica de engranajes marca Venturi Serie C4.

Desplazamiento volumétrico	Caudal a 2000 RPM	Rotación	Presión máxima			Velocidad máx. a presión P1	Velocidad mín. a presión P1
			P1*	P2*	P3*		
cm ³ /min	lts/min		Bar			RPM	
60	120	D/S	210	230	250	2500	350
P1* = presión máxima continua							
P2* = presión máxima intermitente							
P3* = presión máxima pico							

Tabla 10.1- Especificaciones técnicas bomba de engranajes marca Venturi Serie C4.

Una vez determinado el caudal real de la bomba se procede a calcular el tiempo de apertura del resto de los cilindros:

- Cilindro telescópico de elevación de rampa.

Para calcular el tiempo total de apertura, es necesario calcular el tiempo de cada una de las tres etapas. Teniendo en cuenta las áreas de presión expuestas la Tabla 10.5, y que éstos dos cilindros se encuentran en paralelo, (caudal para cada uno de ellos será de 625 cm³/seg.) se procede a calcular el tiempo a partir de la ecuación (10.12)-

$$t_{etapa\ 1} = \frac{A \cdot C}{Q} = \frac{176,71\ cm^2 \cdot 90\ cm}{625\ \frac{cm^3}{rev}} = 26\ seg. \tag{10.5}$$

$$t_{etapa\ 2} = \frac{A \cdot C}{Q} = \frac{120,76\ cm^2 \cdot 90\ cm}{625\ \frac{cm^3}{rev}} = 18\ seg. \tag{10.6}$$

$$t_{etapa\ 3} = \frac{A \cdot C}{Q} = \frac{78,54\ cm^2 \cdot 90\ cm}{625\ \frac{cm^3}{rev}} = 12\ seg. \tag{10.7}$$

Por lo que el tiempo total de elevación de la rampa es de 56 segundos.

- Cilindro chasis extensible.

Teniendo en cuenta que el área interior de la camisa del cilindro del chasis de extensión es de 78,22 cm², y que todo el caudal generado por la bomba es direccionado al cilindro, el tiempo de extensión del chasis extensible es de:

$$t_{chasis\ extensible} = \frac{A \cdot C}{Q} = \frac{78,22\ cm^2 \cdot 131\ cm}{1250\ \frac{cm^3}{rev}} = 9\ seg. \tag{10.8}$$

- Cilindro pie de apoyo.

Teniendo en cuenta que el área interior de la camisa del cilindro del pie de apoyo es de 122,7 cm², y que la mitad del caudal generado por la bomba es direccionado al cilindro, ya que estos son dos conectados en paralelo, el tiempo de bajada del pie de apoyo es:

$$t_{pie\ de\ apoyo} = \frac{A \cdot C}{Q} = \frac{122,7\ cm^2 \cdot 18\ cm}{625\ \frac{cm^3}{rev}} = 4\ seg. \quad (10.9)$$

En conclusión, todos los tiempos de operación de los cilindros son aptos para un correcto funcionamiento del equipo, por lo que la bomba seleccionada es correcta.

10.3.3.1.1. Potencia consumida de bomba oleohidráulica.

La potencia consumida, se calcula mediante la siguiente expresión:

$$N = \frac{Q \cdot p}{450 \cdot \eta_t} \quad (10.10)$$

Donde:

- N= potencia (HP)
- Q = caudal (litros/min)
- p = presión (Bar)
- η_t = rendimiento total (Es igual a 0,85. Resulta de la multiplicación del rendimiento volumétrico y mecánico)

Por lo tanto:

$$N = \frac{75\ \frac{l}{min} \cdot 130\ bar}{450 \cdot 0,85} = 25,5\ HP \quad (10.11)$$

10.3.4. Actuadores.

Dentro de esta clasificación se encuentran los motores y cilindros oleohidráulicos. En este equipo en particular no existen motores, por lo que solo se limitará a exponer los cilindros utilizados.

Estos, son los encargados de convertir la energía hidráulica en energía mecánica. Existen de diferentes tipos, aunque en este equipo en particular solo se utilizan dos de ellos:

- Cilindro doble efecto diferencial: Entregan la fuerza en ambos sentidos. El área de empuje es diferente a ambos lados del pistón por lo que la fuerza cuando se está comprimiendo es menor que cuando se está extendiendo y la velocidad de salida del vástago es menor a la de retracción. El símbolo gráfico para su representación puede observarse en la Fig. N° 10.5.

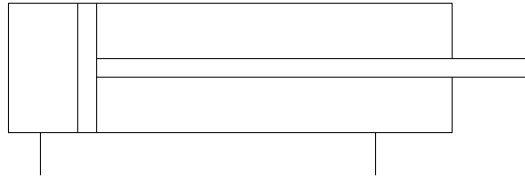


Fig. N° 10.5 - Símbolo gráfico de cilindro hidráulico de doble efecto.

- Cilindro telescópico: El vástago está compuesto de varios tramos concéntricos. El área de empuje varía para cada tramo y la fuerza tiene el máximo valor cuando el cilindro se encuentra totalmente retraído. Existen de simple y doble efecto, y se aplican en aquellos lugares en donde la carrera tiene un valor importante respecto al lugar disponible. En la Fig. N° 10.6 puede observarse el símbolo gráfico para su representación.

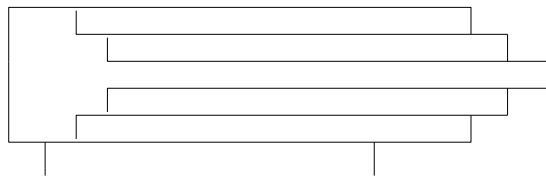


Fig. N° 10.6 - Símbolo gráfico de cilindro telescópico de doble efecto.

En la Fig. N° 10.7 se identifican la totalidad los cilindros oleohidráulicos que posee el equipo.

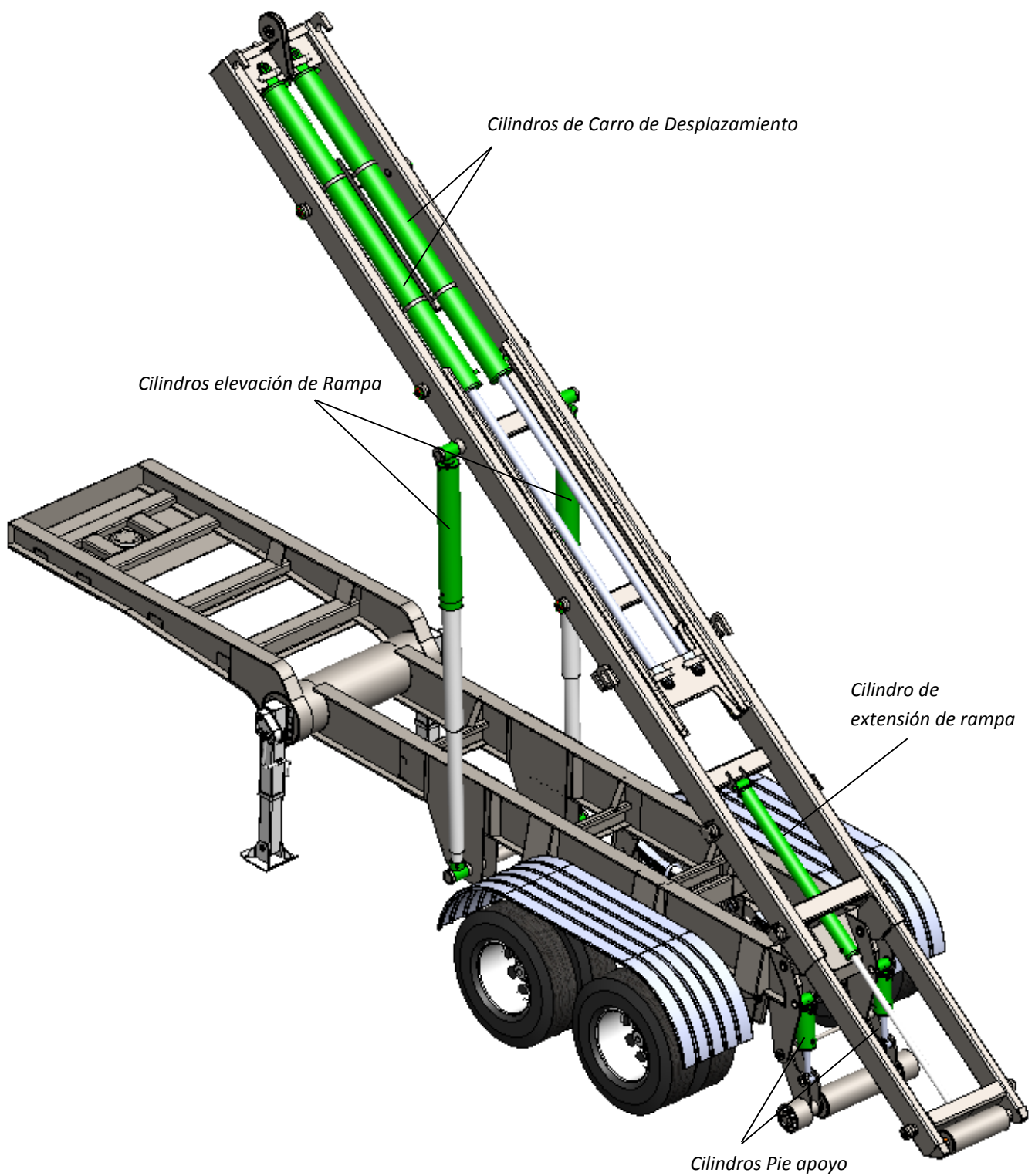


Fig. N° 10.7 - Cilindros hidráulicos del equipo.

10.3.4.1. Cálculo de los diámetros Interiores de las camisas de los cilindros.

10.3.4.1.1. Cilindros telescópicos de elevación de Rampa.

Éste cilindro es del tipo telescópico, el cual cuenta con 3 etapas. Para comenzar a dimensionar el cilindro telescópico, en un principio es necesario saber cuál será la fuerza a la que estará sometido este componente. Dicha fuerza fue calculada en la sección 4.1.5.5, y es de 19470 kg para cada cilindro, en el inicio del levante. A partir de esta fuerza se procede a calcular el \emptyset interior necesario de la camisa de la siguiente ecuación:

$$P = \frac{F}{A} \rightarrow A = \frac{F}{P} \rightarrow \frac{\pi \cdot \emptyset^2}{4} = \frac{F}{P} \quad (10.12)$$

Donde:

- P = presión de trabajo a la que está calibrado el circuito hidráulico. En este caso 130 kg/cm².
- F = fuerza que puede realizar el cilindro oleohidráulico.
- A = área interior de la camisa del cilindro.
- \emptyset = diámetro interior de la camisa del cilindro.

De la anterior ecuación se deduce:

$$\emptyset = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi \cdot P}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 19470 \text{ kg}}{\pi \cdot 130 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}}} = 13,8 \text{ cm} \quad (10.13)$$

A partir del valor de diámetro necesario calculado en la ecuación anterior, se selecciona un tubo para la camisa que tiene un \emptyset interior de 150 mm y \emptyset exterior de 168,3 mm. (Un poco mayor que el necesario para que exista un margen de fuerza). Al fijar el tamaño de la camisa, se fijaron los diámetros de los tubos de los vástagos de cada uno de las etapas. Mediante cálculos auxiliares se verificó que la fuerza que es capaz de entregar cada una de estas etapas es más que suficiente que la necesaria en el equipo. En la Tabla 10.2 se muestran las dimensiones principales del cilindro telescópico en cuestión.

Cilindro telescópico de elevación de rampa	
Entre centro cerrado	1450 mm
Entre centro abierto	4150 mm
Carrera por etapa	900 mm
\emptyset Tubo de camisa	\emptyset_i 150mm - \emptyset_e 168,3 mm (espesor 9,15 mm)
\emptyset Tubo etapa 3	\emptyset_i 73 mm - \emptyset_e 87 mm (espesor 7 mm)
\emptyset Tubo etapa 2	\emptyset_i 100 mm - \emptyset_e 112 mm (espesor 6 mm)
\emptyset tubo etapa 1	\emptyset_i 124 mm - \emptyset_e 138 mm (espesor 7 mm)

Tabla 10.2 - Dimensiones generales de cilindro telescópico de elevación rampa.

10.3.4.1.2. Cilindro de carro de desplazamiento.

Para proceder con el dimensionamiento de la camisa de estos cilindros, es necesario determinar cuál será la máxima fuerza que demandará el equipo de éste. En la sección 8.2.2 (fuerza máxima de tensión en el cable) se determina que esta fuerza es de 9355 kg y corresponde al momento que el contenedor deja de tener contacto con el suelo en el proceso de carga/descarga.

Teniendo en cuenta la ganancia de las poleas representada matemáticamente en la ecuación (8.1), que dice que entre ambos cilindros deberán hacer el cuádruple de fuerza que se necesita en el cable, se determina que cada cilindro deberá hacer la siguiente fuerza:

$$F_{cil.carro} = \frac{4 \cdot \text{Fuerta de tensión de cable}}{2} = \frac{4 \cdot 9355 \text{ kg}}{2} = 18710 \text{ kg} \quad (10.14)$$

Por lo tanto, aplicando de ecuación (10.13) resulta:

$$\varnothing = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi \cdot P}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 18710 \text{ kg}}{\pi \cdot 130 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}}} = 13,5 \text{ cm} \quad (10.15)$$

Si bien la fuerza necesaria para operar el equipo es de 18710 kg. por cilindro, durante la operación de vuelco de la carga, la tensión en el cable es de 17000 kg, por lo que aplicando la ecuación (10.15) la carga que soportara cada cilindro será de 34000 kg, siempre y cuando no aparezcan fuerzas inerciales. Por este motivo, se decide seleccionar un \varnothing interior de camisa de 180 mm y \varnothing exterior de 203 mm (espesor 11,5 mm), teniendo en cuenta que una fuerza de esta magnitud puede ocasionar presiones demasiables elevadas que pueden dañar componentes del circuito si el área es demasiado pequeña.

Aumentando la carga de 17000 kg un 15% debido a fuerzas inerciales mientras se maniobra la rampa del equipo, la fuerza total por cilindro ascendería a 39100 kg, por lo que la presión de retención será de:

$$P = \frac{F}{A} = \frac{39100 \text{ kg}}{\frac{\pi \cdot (18 \text{ cm})^2}{4}} = 153,65 \text{ kg/cm}^2 \quad (10.16)$$

Es por este motivo, que al cuerpo de la válvula que comanda la rampa se le deberá colocar una válvula auxiliar limitadora de presión pilotada (combinada) para asegurar que cualquier perturbación durante la maniobra no pueda producir daños en el circuito o la estructura del equipo.

Aclaraciones importantes:

- La fuerza que se alcanza por cilindro solo se magnifica un 15% porque es poco probable que la rampa alcance su angulación máxima con toda la carga dentro del contenedor.
- Por otra parte, es importante aclarar que esta fuerza de 39100 kg actuante en el cilindro no es producida hidráulicamente a partir del caudal suministrado por la bomba, ya que la válvula limitadora de presión general de la válvula esta calibrada a 130 kg/cm², con lo que solo podrá realizar 18710 kg. (Carga suficiente para maniobrar el contenedor en el proceso de carga y descarga).

10.3.4.1.3. Cilindro de pie de apoyo.

En este caso, al realizar los movimientos del cilindro, la fuerza necesaria es mínima. Aquí el cilindro debe poseer la suficiente área para poder soportar la carga sin que la presión sea más elevada que la admisible.

En este caso, la fuerza máxima a la que estará sometido cada uno de éstos cilindros será de 14227 kg, según lo calculado en la ecuación (6.8), momento en el cual el centro de gravedad de la carga está alineado con el pie de apoyo. El cilindro seleccionado tiene un \varnothing interior de 125 mm y \varnothing exterior de 141 mm (espesor 8 mm), por lo que la presión necesaria para que el cilindro pueda soportar dicha carga será de:

$$P = \frac{F}{A} = \frac{14227 \text{ kg}}{\frac{\pi \cdot (12,5 \text{ cm})^2}{4}} = 122 \text{ kg/cm}^2 \quad (10.17)$$

Con este diámetro de camisa, el cilindro es capaz de soportar la carga en cuestión sin problemas, y más aún, todavía es capaz de soportar cargas mayores debido a fuerzas de inercia, sin lograr alcanzar presiones peligrosas para el circuito. En este caso no se coloca válvula auxiliar limitadora de presión, ya que en principio es poco probable que se alcance una presión elevada, y si sucediera, es inadmisibles que se fugue aceite a retorno por la limitadora de presión ya que produciría una inestabilidad peligrosa en el equipo y daños estructurales tanto al equipo como a la suspensión del semirremolque.

10.3.4.1.4. Cilindro de chasis extensible.

Para ésta utilización se selecciona un cilindro cuyo \varnothing interior de camisa es de 99,8 mm y \varnothing exterior de 114,3 mm (espesor 7,25 mm). Teniendo en cuenta que para poder realizar el movimiento del chasis extensible la fuerza necesaria es mínima, no es necesario realizar ninguna verificación del área necesaria para poder realizar el movimiento, ya que la presión a la que trabaja (130 kg/cm^2) es más que suficiente. El cilindro solo es utilizado para posicionar el chasis extensible al momento de maniobrar alguna carga.

10.3.4.2. Verificación del espesor de pared de la camisa de los cilindros.

El esfuerzo en los cilindros de pared delgada sometidos a presión de fluido se puede considerar como uniforme. Sin embargo, cuando la pared es gruesa, como en el caso de las camisas de cilindros hidráulicos, el esfuerzo tangencial en la superficie interior es mucho mayor que el correspondiente en la superficie exterior, y la distribución ya no es aproximadamente uniforme. La distribución de esfuerzos principales, tangencial y radial pueden observarse en la Fig. N° 10.8. Si la presión interior es positiva, producirá esfuerzos de compresión radialmente, y de tracción tangencialmente.

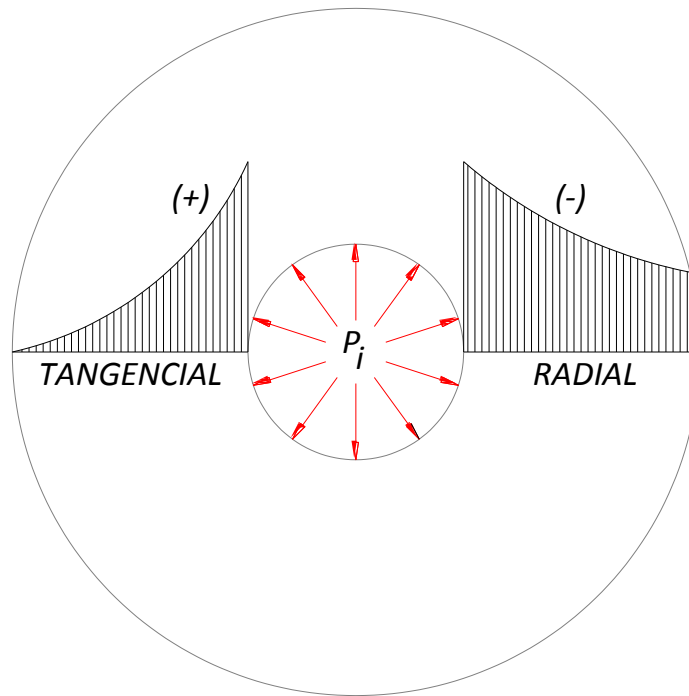


Fig. N° 10.8 - Distribución de tensiones en tubería de pared gruesa.

Para obtener el espesor de pared necesario para poder soportar las presiones de trabajo en los cilindros, se basará en la ecuación del esfuerzo cortante octaédrico ^[16].

$$t = r_i \cdot \left[\left(\frac{1}{1 - \sqrt{3} \cdot \frac{p_i}{S}} \right)^{1/2} - 1 \right] \tag{10.18}$$

Donde:

- S = esfuerzo circunferencial o tangencial, un esfuerzo normal de seguridad en el cálculo.
- T = espesor de pared.
- p_i = presión interna.
- r_i = radio interior del tubo.

Todos los cilindros se construirán a partir de tubos de acero St 52 BK+S, cuyas propiedades mecanizas se exponen en la tabla

Tubo de acero St 52 BK+S	
Tensión de Rotura	5915 kg/cm ²
Tensión de Fluencia	4280 kg/cm ²

Tabla 10.3 - Propiedades mecánicas del tubo de acero St 52 BK+S

En el cálculo se utilizará un coeficiente de seguridad N=2,5, por lo que la tensión admisible del material será de 4280 kg/cm² / 2,5 = 1712 kg/cm².

10.3.4.2.1. Cilindro de elevación de rampa.

En este cilindro es necesario verificar el espesor de pared, tanto de la camisa exterior como los tubos de cada uno de las etapas.

- Camisa:

Para calcular el espesor de camisa del cilindro en cuestión, los datos son:

$$S = 1712 \text{ kg/cm}^2$$

$$P_i = 155 \text{ kg/cm}^2$$

$$r_i = 7,5 \text{ cm}$$

Aplicando la ecuación (10.16), el espesor $t = 0,67 \text{ cm} = 6,7 \text{ mm}$. La camisa funciona correctamente ya que posee un espesor de 9,15 mm.

- Tubo de Tercer Etapa:

Para calcular el espesor del tubo del cilindro en cuestión, los datos son:

$$S = 1712 \text{ kg/cm}^2$$

$$P_i = 155 \text{ kg/cm}^2$$

$$r_i = 3,65 \text{ cm}$$

Aplicando la ecuación (10.16), el espesor $t = 0,32 \text{ cm} = 3,2 \text{ mm}$. El tubo funciona correctamente ya que posee un espesor de 7 mm.

- Tubo de Segunda Etapa:

Para calcular el espesor del tubo del cilindro en cuestión, los datos son:

$$S = 1712 \text{ kg/cm}^2$$

$$P_i = 155 \text{ kg/cm}^2$$

$$r_i = 5 \text{ cm}$$

Aplicando la ecuación (10.16), el espesor $t = 0,45 \text{ cm} = 4,5 \text{ mm}$. El tubo funciona correctamente ya que posee un espesor de 6 mm.

- Tubo de Primer Etapa:

Para calcular el espesor del tubo del cilindro en cuestión, los datos son:

$$S = 1712 \text{ kg/cm}^2$$

$$P_i = 155 \text{ kg/cm}^2$$

$$r_i = 6,2 \text{ cm}$$

Aplicando la ecuación (10.16), el espesor $t = 0,55 \text{ cm} = 5,5 \text{ mm}$. El tubo funciona correctamente ya que posee un espesor de 7 mm.

10.3.4.2.2. Cilindros de carro de desplazamiento.

Para calcular el espesor de camisa del cilindro en cuestión, los datos son:

$$S = 1712 \text{ kg/cm}^2$$

$$P_i = 155 \text{ kg/cm}^2$$

$$r_i = 9 \text{ cm}$$

Aplicando la ecuación (10.16), el espesor $t = 0,8 \text{ cm} = 8 \text{ mm}$. El tubo funciona correctamente ya que posee un espesor de 11,5 mm.

10.3.4.2.3. Cilindro de pie de apoyo.

Para calcular el espesor de camisa del cilindro en cuestión, los datos son:

$$S = 1712 \text{ kg/cm}^2$$

$$P_i = 155 \text{ kg/cm}^2$$

$$r_i = 6,25 \text{ cm}$$

Aplicando la ecuación (10.16), el espesor $t = 0,55 \text{ cm} = 5,5 \text{ mm}$. El tubo funciona correctamente ya que posee un espesor de 8 mm.

10.3.4.2.4. Cilindro de chasis extensible.

Para calcular el espesor de camisa del cilindro en cuestión, los datos son:

$$S = 1712 \text{ kg/cm}^2$$

$$P_i = 130 \text{ kg/cm}^2$$

$$r_i = 5 \text{ cm}$$

Aplicando la ecuación (10.16), el espesor $t = 0,37 \text{ cm} = 3,7 \text{ mm}$. El tubo funciona correctamente ya que posee un espesor de 7,25 mm.

10.3.4.3. Verificación al pandeo de los vástagos de cilindros hidráulicos.

En el equipo, los cilindros de elevación de rampa y de carro desplazable se someten a cargas importantes cuanto se encuentran en su longitud máxima. Por este motivo es necesario realizar la verificación de pandeo.

El pandeo es un fenómeno llamado inestabilidad elástica que puede darse en elementos comprimidos esbeltos, y que se manifiesta por la aparición de desplazamientos importantes transversales a la dirección principal de compresión.

10.3.4.3.1. Cilindro de carro de desplazamiento.

Euler fue quien estudió racionalmente el fenómeno del pandeo, investigando matemáticamente sobre una pieza comprimida biarticulada. La fórmula de cálculo a la que llego fue la siguiente:

$$P_K = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J_{min}}{l^2} \quad (10.19)$$

Donde:

- P_K = carga crítica de pandeo: es la carga que hace insinuar la flexión lateral del elemento sometido a compresión, ya que, si la carga vale un poco menos, no hay flexión lateral o pandeo, y si vale un poco más producirá el fallo de la pieza.
- E = módulo de elasticidad del material de elemento. Para el acero 2100000 kg/cm²
- J_{min} = momento de inercia mínimo de la sección.
- l^2 = longitud libre de pandeo.

Es evidente, que la pieza deberá trabajar a una carga menor que la crítica, a la que se llama carga admisible, y surge de la siguiente operación:

$$P_{adm} = \frac{P_K}{s} \rightarrow P_K = P_{adm} \cdot s \quad (10.20)$$

Donde "s" es el coeficiente de seguridad, y para aceros se toma igual a 3,5.

Reemplazando la ecuación (10.20) en la (10.19) resulta:

$$P_{adm} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J_{min}}{l^2 \cdot s} \quad (10.21)$$

A partir de esta fórmula, se procederá a calcular la sección necesaria del vástago del cilindro hidráulico. Para ello a partir de la (10.21) se despeja el J_{min} .

$$J_{min} = \frac{P_{adm} \cdot l^2 \cdot s}{\pi^2 \cdot E} \quad (10.22)$$

Teniendo en cuenta que, para este caso puntual, la camisa del cilindro se encuentra fijada en su totalidad a la estructura de la rampa, la longitud libre de pandeo corresponde a la carrera del cilindro, la cual por una cuestión de diseño es de 2450 mm. Por otra parte, la carga admisible es de 34000 kg, tal como se explicó en la sección 10.3.4.1.2. (Correspondiente a la mitad del cuádruple del valor de tensión del cable). Por lo tanto:

$$J_{min} = \frac{P_{adm} \cdot l^2 \cdot s}{\pi^2 \cdot E} \quad (10.23)$$

$$J_{min} = \frac{34000 \text{ kg} \cdot (242,5 \text{ cm})^2 \cdot 3,5}{\pi^2 \cdot 2100000 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}} = 337,6 \text{ cm}^4 \quad (10.24)$$

Entonces el diámetro del vástago resulta:

$$J_{min} = \frac{\pi \cdot \phi^4}{64} \rightarrow \phi = \sqrt[4]{\frac{J_{min} \cdot 64}{\pi}} = \sqrt[4]{\frac{337.6 \text{ cm}^4 \cdot 64}{\pi}} = 9,1 \text{ cm} \quad (10.25)$$

Una vez calculado el diámetro, es necesario calcular la esbeltez de la pieza, ya que la fórmula de Euler es válida solo para un rango de esbelteces, contendía entre 100 y 150.

La esbeltez (λ) se define como:

$$\lambda_{(esbeltez)} = \frac{l}{i_{min}} = \frac{l}{\sqrt{\frac{J_{min}}{area}}} = \frac{l}{\sqrt{\frac{J_{min}}{\frac{\pi \cdot \phi^2}{4}}}} \quad (10.26)$$

Donde i_{min} representa el radio de giro mínimo de la sección.

Reemplazando en la ecuación con el diámetro de 9 cm, y el momento de inercia de 337,6, la esbeltez resulta:

$$\lambda_{(esbeltez)} = \frac{242,5 \text{ cm}}{\sqrt{\frac{337,6 \text{ cm}^4}{\frac{\pi \cdot (9 \text{ cm})^2}{4}}}} = 105 \quad (10.27)$$

Dado que la esbeltez del vástago del cilindro está comprendida dentro del rango de validez de la fórmula de Euler, el diámetro de 9 cm calculado es correcto, asegurando un buen desempeño en cuanto a resistencia por pandeo.

10.3.4.3.2. Cilindro telescópico de elevación de rampa.

Los cilindros telescópicos que mueven la rampa, tienen definido el diámetro interior de la camisa del cilindro (sección 10.3.4.1.1). El fabricante de cilindros propone las secciones de los tubos de las 3 etapas. En la Tabla 10.4 se exponen los datos con las dimensiones necesarias del cilindro en cuestión, a los fines de realizar una verificación de pandeo.

	Dimensión de tubo	Sección tubo	Momento de inercia	E.C.A de cada Etapa
Ø Tubo etapa 3	Øi 73 mm - Øe 87 mm	17,59 cm ²	141,82 cm ⁴	2350 mm
Ø Tubo etapa 2	Øi 100 mm - Øe 112 mm	19,98 cm ²	281,53 cm ⁴	3250 mm
Ø Tubo etapa 1	Øi 124 mm - Øe 138 mm	28,81 cm ²	619,74 cm ⁴	4150 mm

Tabla 10.4 - Dimensiones principales de tubos de cilindro telescópico.

Teniendo en cuenta que la válvula que comanda dicho cilindro posee una limitadora de presión auxiliar de 155 kg/cm², en la Tabla 10.5 se exponen las fuerzas a la que puede ser sometida cada una de las etapas del cilindro:

	Área de presión	Presión	Fuerza
Ø Tubo etapa 3	78,54 cm ²	155 kg/cm ²	12173 kg
Ø Tubo etapa 2	120,76 cm ²	155 kg/cm ²	18718 kg.
Ø tubo etapa 1	176,71 cm ²	155 kg/cm ²	27390 kg.

Tabla 10.5 - Fuerza capaz de producir cada etapa del cilindro telescópico.

Sabiendo que el cilindro posee un entre centro cerrado de 1450 mm y está compuesto por tres etapas de 900 mm cada una, la verificación al pandeo es necesaria realizarla para cada uno de ellos.

- Verificación al pandeo del tubo correspondiente a la etapa 1

El primer paso, es calcular la esbeltez de dicho tramo. Utilizando los datos expuestos de la Tabla 10.4:

$$\lambda_{(esbeltez)} = \frac{l}{i_{min}} = \frac{l}{\sqrt{\frac{J_{min}}{area}}} = \frac{415 \text{ cm}}{\sqrt{\frac{619,74 \text{ cm}^4}{28,81 \text{ cm}^2}}} = 50 \quad (10.28)$$

Con este valor de esbeltez, es evidente que nos encontramos frente a una situación de pandeo anelástico, ya que la esbeltez no se encuentra entre el rango en que las ecuaciones de Euler tienen validez. (Entre 100 y 150)

En esta zona, no es posible realizar estudios como los hizo Euler en el campo elástico, por lo que para solucionar este problema debieron realizarse estudios experimentales, y de allí extraer conclusiones matemáticas para elaborar fórmulas de cálculo prácticas. Tetmajer fue quien estudió experimentalmente el fenómeno ensayando un gran número de probetas variando solamente la esbeltez de las mismas. Así, logró determinar una curva de rotura, que relaciona las esbelteces de las probetas con la tensión crítica de pandeo. También determinó que el coeficiente de seguridad no podía ser constante como en el caso de pandeo elástico. Evidentemente no podía ser el mismo coeficiente, ya que, a mayor esbeltez, mayores serán las probabilidades de rotura por pandeo. Fue así como trazo una curva de coeficiente de seguridad en función de la esbeltez.

La fórmula de cálculo practica a la que llegó, resulta de dividir la curva de la tensión critica de pandeo, con la curva del coeficiente de seguridad, ambas en función de la esbeltez. Maniobrando matemáticamente, la formula a la que llego fue:

$$A = \frac{P_{adm}}{1400} + 0.577 \cdot K \cdot l^2 \quad (10.29)$$

Donde:

- l : es la longitud de pandeo. En este caso es la distancia entre centros del cilindro en su máxima extensión en cada etapa. Este valor se encuentra en la Tabla 10.4, con la salvedad que en esta ecuación se utiliza en metros.
- A : es el área de la sección.
- K : es el "coeficiente de Perfil". Resulta a partir de la siguiente expresión:

$$K = \frac{A^2}{J_{min}} \quad (10.30)$$

Así, de la ecuación (10.29) es posible despejar la carga admisible de pandeo:

$$P_{adm} = (A - 0.577 \cdot K \cdot l^2) \cdot 1400 \quad (10.31)$$

Reemplazando:

$$P_{adm} = \left(28,81 \text{ cm}^2 - 0,577 \cdot \left(\frac{(28,81 \text{ cm}^2)^2}{619,74} \right) \cdot (0,415 \text{ m})^2 \right) \cdot 1400 = 40147 \text{ kg.} \quad (10.32)$$

Esta sección funcionará perfectamente, ya que la carga admisible de pandeo se encuentra muy por encima de la fuerza máxima a la que estará sometido el cilindro ($27390 \text{ kg} < 40127 \text{ kg}$).

- Verificación al pandeo del tubo correspondiente a la etapa 2

El primer paso, es calcular la esbeltez de dicho tramo. Utilizando los datos expuestos de la Tabla 10.4:

$$\lambda_{(esbeltez)} = \frac{l}{i_{min}} = \frac{l}{\sqrt{\frac{J_{min}}{area}}} = \frac{325 \text{ cm}}{\sqrt{\frac{281,53 \text{ cm}^4}{19,98 \text{ cm}^2}}} = 86 \quad (10.33)$$

Con este valor de esbeltez, es evidente que nos encontramos frente a una situación de pandeo anelástico, ya que la esbeltez no se encuentra entre el rango en que las ecuaciones de Euler tienen validez. (Entre 100 y 150). Por tal motivo, se utiliza la teoría de Tetmajer para calcular la carga admisible de pandeo. Reemplazando en la ecuación (10.31) con los datos correspondientes de la Tabla 10.4 para la etapa 2, resulta:

$$P_{adm} = \left(19,98 \text{ cm}^2 - 0,577 \cdot \left(\frac{(19,98 \text{ cm}^2)^2}{281,53} \right) \cdot (0,325 \text{ m})^2 \right) \cdot 1400 = 27853 \text{ kg.} \quad (10.34)$$

Esta sección funcionará perfectamente, ya que la carga admisible de pandeo se encuentra muy por encima de la fuerza máxima a la que estará sometido el cilindro ($18718 \text{ kg} < 27853 \text{ kg}$).

- Verificación al pandeo del tubo correspondiente a la etapa 3

El primer paso, es calcular la esbeltez de dicho tramo. Utilizando los datos expuestos de la Tabla 10.4:

$$\lambda_{(esbeltez)} = \frac{l}{i_{min}} = \frac{l}{\sqrt{\frac{J_{min}}{area}}} = \frac{415 \text{ cm}}{\sqrt{\frac{141,82 \text{ cm}^4}{17,59 \text{ cm}^2}}} = 146 \quad (10.35)$$

La esbeltez en este tramo, está comprendida entre 100 y 150 (pandeo elástico), por lo cual, debe aplicarse la fórmula de Euler para calcular la carga crítica de pandeo.

$$P_K = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J_{min}}{l^2} = \frac{\pi^2 \cdot 2100000 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \cdot 141,82 \text{ cm}^4}{(415 \text{ cm})^2} = 17067 \text{ kg.} \quad (10.36)$$

Esta sección soportará correctamente, ya que la carga crítica de pandeo se encuentra por encima de la fuerza máxima a la que estará sometido el cilindro ($12173 \text{ kg} < 17067 \text{ kg}$). En este caso el coeficiente de seguridad es de 1,4, y no de 3,5 como recomienda la teoría de Euler. De todos modos, para nuestro cálculo es aceptable, ya que la tercera etapa del cilindro telescópico puede estar sometido a esta carga (12173 kg) solo cuando funciona como volquete y con fuerzas inerciales adicionales, con lo cual es muy improbable que toda la carga se encuentre en el contenedor cuando la rampa se ha angulado al máximo, ya que el mismo verterá gran parte de su contenido mucho antes de que esto ocurra.

10.3.4.4. Resumen de los cilindros oleohidráulicos.

En la Tabla 10.6, se muestran las dimensiones finales de todos los actuadores hidráulicos utilizados en el equipo. Éstos son el resultado de todos los cálculos realizados anteriormente.

	Rampa	Carro desplazable	Pie apoyo	Chasis extensible
Entre centro cerrado (E.C.C)	1450 mm	3000 mm	450 mm	1590 mm
Entre centro abierto (E.C.A)	4150 mm	5425 mm	630 mm	2900 mm
Carrera	2700 mm (900 c/ etapa)	2425 mm	180 mm	1310 mm
Camisa	Øi 150mm Øe 168,3 mm	Øi 180 mm Øe 203 mm	Øi 125 mm Øe 141 mm	Øi 99,8 mm Øe 114,3 mm
Vástago	Etapa 1: Øi 124 mm Øe 138 mm	90 mm	50 mm	50 mm
	Etapa 2: Øi 100 mm Øe 112 mm			
	Etapa 3: Øi 73 mm Øe 87 mm			

Tabla 10.6 - Dimensiones de cilindros oleohidráulicos.

10.3.5. Válvulas direccionales.

Las válvulas direccionales son las encargadas de bloquear, dejar pasar y/o direccionar el aceite en un circuito oleohidráulico, con el fin de alimentar un determinado accionamiento o una rama del circuito. Hay una gran variedad de válvulas direccionales que dependen fundamentalmente del campo de aplicación. Algunas características que se son comunes a todas las variedades son:

- **Caudal máximo:** es el mayor valor que puede manejar la válvula. Se encuentra limitado por la máxima caída de presión que se tolera en la misma o por la fuerza que ejerce el fluido sobre los vástagos. Está asociada al tamaño de las conexiones y de los canales interiores.
- **Presión máxima de trabajo:** Esta limitada por la resistencia y la rigidez estructural del conjunto. A ciertos valores de presión ya se producen deformaciones que dificultan el deslizamiento de las piezas móviles o se producen roturas en los cuerpos o sellos.
- **Rango de temperatura de trabajo:** Esta limitada por el tipo de material sintético utilizado en los sellos, respaldos, etc.
- **Máximo grado de contaminación del fluido:** Está relacionado con los huelgos entre las piezas móviles o el tamaño de los restrictores internos.

En función del principio de funcionamiento, podemos dividir a las válvulas direccionales en: válvulas rotativas, válvulas con vástago deslizante y válvulas a cartucho. La segunda, es la más utilizada en el campo de la oleohidráulica móvil. El principio de funcionamiento se basa en un vástago que se mueve dentro de un cuerpo vinculando distintas conexiones.

10.3.5.1. Representación de válvulas.

Las válvulas oleohidráulicas tienen diferentes conexiones por donde entra o sale el aceite. A éstas conexiones se las denomina vías. No se incluyen dentro de vías a las conexiones de pilotaje.

A su vez las válvulas tienen posiciones de funcionamiento definidas. En cada una de estas posiciones la válvula cierra o comunica las vías en una forma predeterminada.

Estas dos características de las válvulas, vías y posiciones, son usadas para clasificar las válvulas y se habla por ejemplo de una válvula 6/3, que es de 6 vías y tres posiciones.

Para representar una válvula en un esquema hidráulico se utilizan cuadrados, uno por cada posición de la válvula, y líneas o flechas para representar las comunicaciones de aceite entre las vías para las distintas posiciones. En los esquemas oleohidráulicos siempre se representa a las válvulas en posición neutra.

Por ejemplo, en el equipo en cuestión se utilizan válvulas 6/3 (6 vías, tres posiciones), de accionamiento manual y retorno al centro mediante resortes. Su representación puede observarse en la Fig. N° 10.9

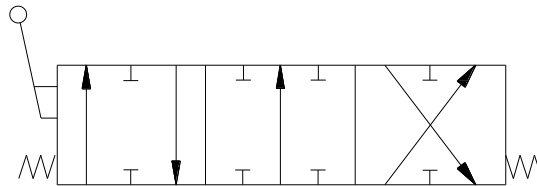


Fig. N° 10.9 - Representación gráfica de válvula 6/3.

10.3.5.2. Válvulas de comandos múltiples.

Son las más utilizadas en hidráulica móvil, principalmente porque permiten accionar varios componentes, son modulares y se pueden armar con distintas configuraciones que se adaptan a las diferentes necesidades.

Éstas válvulas pueden integrarse en un solo cuerpo que contiene varios accionamientos o en cuerpos separados que se unen con tirantes a las tapas de entrada y de salida.

Las del primer tipo tienen la ventaja de ser un poco más compactas y económicas pero las que tienen los cuerpos separados las superan en la flexibilidad que se deriva de todas las combinaciones posibles.

Las tres primeras características a tener en cuenta en la selección de una válvula son:

- El caudal nominal de pasaje, que está asociado con el tamaño.
- El tipo de circuito donde se va a instalar, si es de centro abierto o cerrado.
- La cantidad de accionamientos que va a comandar la válvula.

Una vez definida estas características, hay que entrar a analizar cada uno de los cuerpos, ver cómo debe trabajar en el circuito, como se lo opera, si necesita alojamientos para válvulas auxiliares, etc.

Principio de funcionamiento (Válvulas de cuerpos separados).

En las válvulas de comando, en las aplicaciones de centro abierto, todo el caudal circula por un canal central, llamado by-pass y va hasta la tapa de salida. Cuando se acciona un vástago, la circulación de este canal se interrumpe y el aceite se dirige a los cuerpos por otro canal que está en paralelo y se llama conducto de presión. Este conducto de presión alimenta a través de una válvula anti retorno a un conducto que comunica a dos cámaras que se encuentran al lado de las de los accionamientos y que son comunicadas o aisladas por el vástago.

Las válvulas de comando con válvula desviadora (recirculadora) tienen la ventaja de que la caída de presión, para un circuito centro abierto con la válvula en neutro, es independiente del número de cuerpos, pero tienen el inconveniente que la válvula desviadora es on-off por lo que al accionar los vástagos, todo el aceite de la bomba va a los conductos de presión y si el circuito es de centro abierto y se requiere controlar el caudal, todo lo que no se usa se descarga por la limitadora a la presión máxima.

Las válvulas con conducto de by-pass tienen como ventaja que cada cuerpo tiene una válvula anti retorno independiente y que el control se realiza derivando aceite del by-pass a retorno a la presión de utilización.

Constructivamente, debido a la forma de los noyos utilizados en la fundición de los cuerpos, la válvula con válvula desviadora resulta más apta para fabricarla en un solo cuerpo, independientemente del número de accionamientos en tanto que la válvula con by-pass directo resulta más apta para fabricarla en cuerpos separados.

Como en este proyecto la válvula utilizada está constituida a partir de cuerpos separados, a continuación, se detallan los distintos componentes modulares para entender mejor el funcionamiento en el diagrama del circuito.

- **Tapa de entrada de la válvula:** en la Fig. N° 10.10 puede observarse el esquema de la tapa de entrada de la válvula. El aceite ingresa a la válvula por las diferentes opciones de tipo, tamaño y posiciones de las roscas.

Si la válvula se utiliza en un circuito de centro abierto (como en este caso) en la tapa puede alojarse una válvula limitadora de presión general. Si se utiliza en un circuito de centro cerrado no hay válvula limitadora o la misma está bloqueada. La tapa de entrada alimenta dos conductos en paralelo, el de by-pass y el de presión.

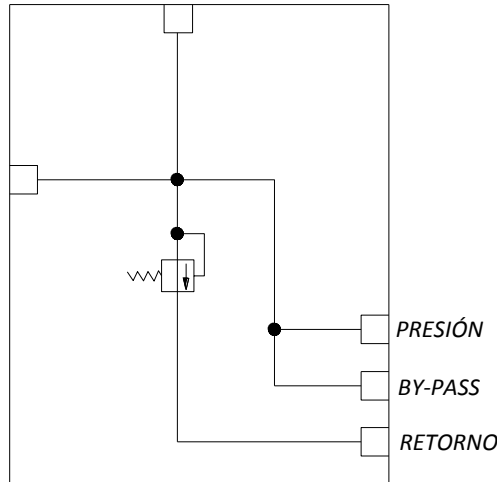


Fig. N° 10.10 - Representación gráfica de tapa de entrada de válvula.

- **Cuerpos:** en la Fig. N° 10.11 puede observarse el esquema de un cuerpo. Estos se adosan en la cantidad necesaria para los accionamientos del circuito. El límite de la cantidad de cuerpos es de 10, ya que si fuera una mayor cantidad produciría una pérdida de carga inadmisibles.

Los cuerpos son los mismos para circuitos de centro abierto o centro cerrado. La diferencia la vamos a encontrar en la tapa de salida.

Cuando el operador acciona uno de los vástagos, interrumpe el paso de aceite en el by-pass y comunica el aceite que se encuentra en el conducto de presión con una de las conexiones del cuerpo y la restante a retorno.

Entre el conducto de presión y las cámaras de presión se incorpora una válvula anti retorno que impide el paso de aceite en el sentido contrario. Esto sirve cuando accionamos un cilindro bajo carga para el aceite no circule en sentido inverso al deseado mientras el vástago comienza a moverse y no se han alcanzado a equilibrar las presiones.

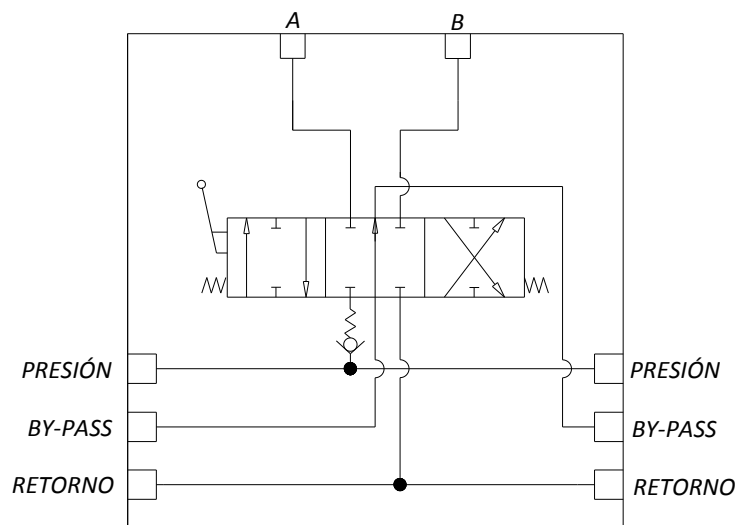


Fig. N° 10.11 - Representación gráfica de cuerpo de válvula.

• **Tapa de salida:** en la Fig. N° 10.12 puede observarse el esquema de la tapa de salida de la válvula. La misma cierra el paquete de válvulas recolectando el aceite que viene de los retornos de los cuerpos y tapando el conducto de presión. Si la válvula se utiliza en un circuito centro cerrado, también tapa el conducto de by-pass y si es para centro abierto lo conecta a retorno. Cuenta con una salida central y otra superior.

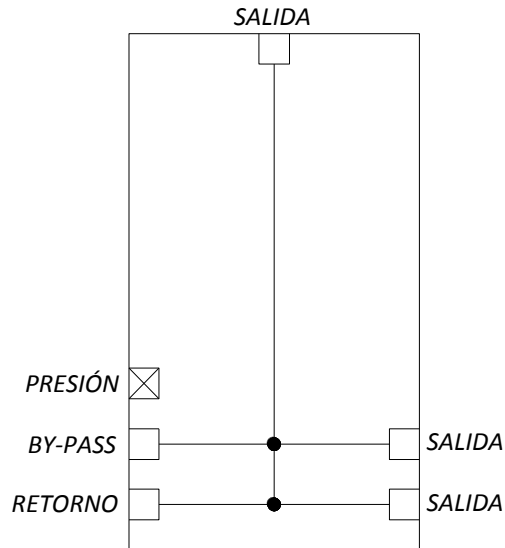


Fig. N° 10.12 - Representación gráfica de tapa de salida de válvula.

10.3.5.2.1. Selección del paquete de válvulas.

La válvula de comando múltiple seleccionada para comandar todos los actuadores del equipo es Marca Venturi, modelo VCM 1120 ^[12](Fig. N° 10.13), cuyas principales características se especifican en la Tabla 10.7

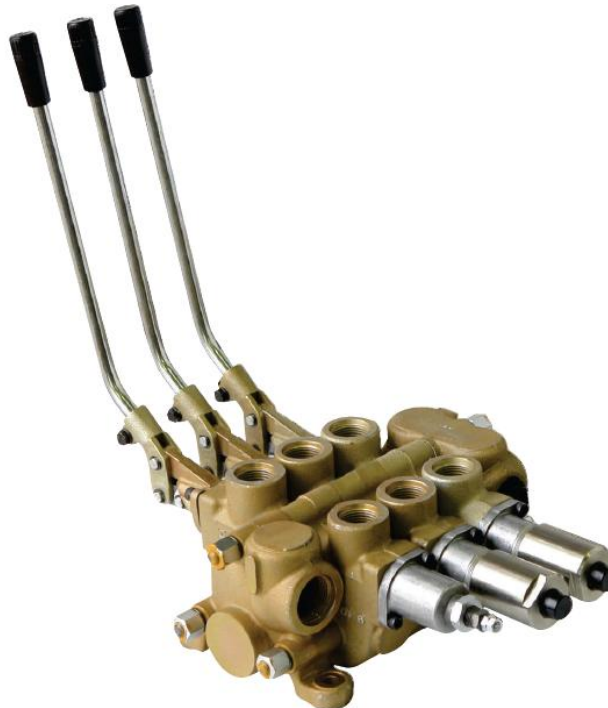


Fig. N° 10.13 - Válvula de comando múltiple marca Venturi, Modelo VCM 1120.

Válvula de comando	
Presión máxima de trabajo	180 Bar
Presión máxima de retorno	35 Bar
Caudal nominal	120 litros / min
Temperatura máxima de trabajo	90° C
Tipo de fluido	Aceite hidráulico a base de aceites minerales
Viscosidad recomendada	20 a 100 mm ² / seg
Filtración recomendada	17 / 14 ISO4406
Cantidad de cuerpos	4
Tipo constructivo	Centro abierto
Tipo de accionamiento	Manual

Tabla 10.7 - Especificaciones de válvula de comando múltiple marca Venturi mod. 1120.

Especificaciones adicionales:

- La válvula en su tapa de entrada posee una limitadora de presión general calibrada a 130 kg/cm².
- El cuerpo de válvula destinado a comandar la rampa posee dos alojamientos para válvulas auxiliares. En éstos, posee dos válvulas auxiliares limitadoras de presión pilotada (combinada) una a presión de 155 kg/cm² (del lado que se produce la apertura del cilindro al mandar presión), y otra a 85 kg/cm² (Del lado que se cierra el cilindro al mandar presión) debido a los siguientes motivos:
 - a. 85 bar: para bajar la rampa, 85 bar son suficientes. No se deja la presión de 130 por cuestión de seguridad, ya que, si por algún motivo se llega a bajar la rampa con algún objeto extraño entre ésta y el chasis, puede causar serias deformaciones en la estructura de la rampa o del chasis del semirremolque.
 - b. 155 bar: Esta limitadora se encuentra por si alguna fuerza de inercia proveniente de la carga produce una sobrepresión que pueda dañar el equipo o algún componente del circuito hidráulico.
- El cuerpo de válvula destinado a comandar los cilindros del carro desplazable posee un alojamiento para válvula auxiliar. En el mismo se coloca una válvula auxiliar limitadora de presión pilotada (combinada) una a presión de 155 kg/cm² (del lado que se abren los cilindros al mandar presión) para asegurar que cualquier perturbación durante la maniobra no pueda producir daños en el circuito o la estructura del equipo.

10.3.6. Tuberías.

Los componentes del circuito hidráulico se conectan mediante tuberías que permiten el pasaje del fluido de una conexión de un componente a la conexión de otro componente.

Estas tuberías deben soportar las condiciones de trabajo que están dadas por los valores de caudal, presión y temperatura del fluido y deben tener compatibilidad química con el fluido que transportan para que no resulten afectadas. Las solicitaciones de presión varían en distintos puntos del circuito, por ejemplo, no son las mismas en la aspiración que en una conexión a presión.

En las tuberías se genera una pérdida de carga que está asociada con las dimensiones de las tuberías utilizadas y el caudal que circula. Por un lado, éstas pérdidas se transforman en calor, por lo que deben ser limitadas para que el circuito lo pueda disipar y no produzca calentamientos en el sistema. Por otro lado, las

pérdidas de carga aumentan las presiones exigiendo más a la bomba y aumentando los valores de presión a retorno. En ambos casos se puede exceder los valores tolerados por los componentes.

Por los motivos expuestos anteriormente, en el manual consultado ^[13], se exponen fórmulas para calcular el diámetro necesario en función del caudal y las velocidades recomendadas para la circulación de aceite, Las cuales se muestran en la Tabla 10.8. Al final, se corroborarán los diámetros obtenidos para asegurar cada una de las tuberías satisfagan las condiciones sugeridas.

	Presión (Bar)	Caudal (l/min)	Velocidad máx. de flujo (m/seg)
Tuberías de aspiración	-	-	1,5
Tuberías de retorno	-	-	3
Tuberías de presión	<160	<10	2
	>160	<10	3
	>160	10-400	5
	<160	10-400	7

Tabla 10.8 - Velocidades recomendadas de fluido oleohidráulico en tuberías.

10.3.6.1. Dimensionamiento de tubería de aspiración.

Para éste tipo de tuberías se busca trabajar siempre en un régimen laminar, y como el fluido que se utiliza es aceite, el valor de velocidad recomendado para éstas cañerías oscila entre 0,5 y 1,5 m/seg para reducir los riesgos de golpes de ariete ocasionados por la inercia del fluido o cavitación. Por esto se tomará una velocidad promedio de 1 m/s.

Partiendo de la ecuación de la continuidad:

$$Q = A \cdot V \quad y \quad A = \frac{\pi \cdot \phi^2}{4} \quad \rightarrow \quad \phi = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot V}} \quad (10.37)$$

Donde:

- Q = caudal necesario. (m³/seg). En este caso, los 75 lts. /min = 0.00125 m³/seg
- V = velocidad (m/seg).

Reemplazando en la ecuación, el diámetro resulta:

$$\phi = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00125 \frac{m^3}{s}}{\pi \cdot 1 \frac{m}{s}}} = 0.0399 \text{ m} = 40 \text{ mm} \quad (10.38)$$

A partir de este resultado se selecciona una manguera de Ø2"SAE 100 R4, de Øi 2", cuyas características se muestran a en la Tabla 10.9

Manguera de aspiración	
Descripción	Está formada por un tubo interior de goma resistente al aceite, reforzada con dos envolturas de fibra textil, un espiral de alambre de acero, y una cubierta exterior de goma resistente a la abrasión. Se utiliza en línea de aspiración y retorno.
Ø Interior	50,8 mm (2")
Presión de trabajo	7 Bar
Presión de prueba	14 Bar
Presión de rotura	28 Bar
Radio de curvatura	305 mm

Tabla 10.9 - Especificaciones técnicas de manguera SAE 100 R4 Ø2"

10.3.6.2. Dimensionamiento de la tubería de presión.

Al observar el circuito oleohidráulico de la sección 10.4, se puede observar que la línea de presión se bifurca, cuando comanda cilindros en paralelo. Por este motivo, los caudales serán diferentes, y por tanto también los diámetros. Teniendo en cuenta que la velocidad recomendada de circulación para el fluido oleohidráulico en esta situación debe ser como máximo 5 m/s, el diámetro necesario debería ser la siguiente.

- En las tuberías donde el caudal que circula es de 75 l/min (0.00125 m³/s)

$$\phi = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00125 \frac{m^3}{s}}{\pi \cdot 5 \frac{m}{s}}} = 0,018 \text{ m} = 18 \text{ mm} \quad (10.39)$$

Con este resultado se selecciona una manguera de Ø3/4" SAE 100 R17.

- En las tuberías donde el caudal que circula es de 37,5 l/min (0.000625 m³/s)

$$\phi = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,000625 \frac{m^3}{s}}{\pi \cdot 5 \frac{m}{s}}} = 0,0126 \text{ m} = 12,6 \text{ mm} \quad (10.40)$$

Con este resultado se selecciona una manguera de Ø1/2" SAE 100 R17.

Las especificaciones técnicas de éstas mangueras pueden observarse en la Tabla 10.1.

Mangueras de presión		
Descripción	Está formada por un tubo de interior caucho sintético resistente al aceite, reforzada con una trenza de alambre de acero de alta resistencia y con una cubierta exterior de caucho sintético resistente al ozono, intemperie y abrasión. Posee máxima flexibilidad y mínimo radio de curvatura	
Ø Nominal	Ø 3/4"	Ø 1/2"
Ø Interior	19,05 mm	12,7 mm
Presión de trabajo	210 Bar	210 Bar
Presión de prueba	420 Bar	420 Bar
Presión de rotura	1680 Bar	1680 Bar
Radio de curvatura	120 mm	90 mm

Tabla 10.10 - Especificaciones técnicas de manguera SAE 100 R17 Ø 3/4" y Ø 1/2"

Por otra parte, gran parte de la distancia que recorre el ruteo hidráulico, se realizará mediante tubos de acero sin costura, por ello, es necesario seleccionarlo a los fines de no perturbar la velocidad deseada del fluido. Como en los tubos siembre circulara el máximo caudal, ya que las bifurcaciones se realizarán al final de estos, según los cálculos realizados para esta las mangueras que transportaban todo el caudal, el diámetro interior necesario debía ser de 19.05 mm. El caño que satisface esa condición es el de Ø7/8" x 1/16" (22,22 mm x 1,5875 mm espesor, cuyo diámetro interno resulta 19,05 mm). Lo que resta es verificar si ese tubo es capaz de soportar los 130 Bar de trabajo.

Para ello se utilizará la fórmula de Barlow, válida para tubos de pared fina:

$$p = \frac{2 \cdot S \cdot T}{D \cdot FS} \quad (10.41)$$

Donde:

- p = presión de trabajo que puede soportar el tubo. (Mpa.)
- S = tensión de fluencia del marial del caño. (300 Mpa según manual de hidráulica Venturi [13])
- D = diámetro externo del tubo (mm).
- Fs = factor de seguridad. Se considera 2

Reemplazando:

$$p = \frac{2 \cdot 300 \text{ Mpa} \cdot 1,59 \text{ mm}}{22,22 \text{ mm} \cdot 2} = 21,5 \text{ Mpa} = 220 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \quad (10.42)$$

Como puede observarse, la presión de trabajo admisible del tubo está muy por encima de la presión de trabajo del circuito, aún con un coeficiente de seguridad de 2, por lo que el tubo seleccionado puede funcionar perfectamente.

10.3.6.3. Dimensionamiento de la tubería de retorno.

Para realizar el dimensionamiento de la tubería de retorno, es necesario tener en cuenta que al caudal total que ingresa al cilindro hay que incrementarlo un porcentaje debido a la reducción de área producida por el

vástago del otro lado de la cámara del cilindro, cuando este se encuentra cerrado. Mediante cálculos auxiliares, se llega a determinar que la mayor relación de estas áreas se logra en el cilindro del carro de desplazamiento, y es igual a 1,3. Por lo tanto, el caudal de retorno será:

$$Q = 75 \frac{l}{min} \cdot 1,3 = 97,5 \frac{l}{min} = 0.0016 \frac{m^3}{seg} \quad (10.43)$$

Teniendo en cuenta que la velocidad del fluido de retorno debe estar comprendida entre 1,5 y 3 m/s, se decide tomar como referencia el límite inferior. Reemplazando los datos correspondientes en la ecuación (10.37):

$$\phi = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.0016 \frac{m^3}{s}}{\pi \cdot 1,5 \frac{m}{s}}} = 0.036 m = 36 mm \quad (10.44)$$

Con este resultado se selecciona una manguera ϕ 1 1/4" SAE 10 R2, cuyas características se muestran en la siguiente tabla.

Manguera de retorno	
Descripción	Está formada por un tubo interior de goma resistente al aceite, reforzada con dos envolturas de fibra textil, un espiral de alambre de acero, y una cubierta exterior de goma resistente a la abrasión. Se utiliza en línea de aspiración y retorno
ϕ Interior	31,75 mm (2")
Presión de trabajo	14 Bar
Presión de prueba	28 Bar
Presión de rotura	55 Bar
Radio de curvatura	205 mm

Tabla 10.11 - Especificaciones técnicas de manguera SAE 100 R4 ϕ 1 1/4"

10.3.6.4. Verificación de tuberías.

Como puede observar, con los caudales y los diámetros de mangueras propuestos en los cálculos de las secciones 10.3.6.1, 10.3.6.2 y 10.3.6.3 la tubería funciona correctamente, ya que en todos los casos las velocidades de funcionamiento caen dentro de los rangos recomendados, como se puede ver en la Fig. N° 10.14.

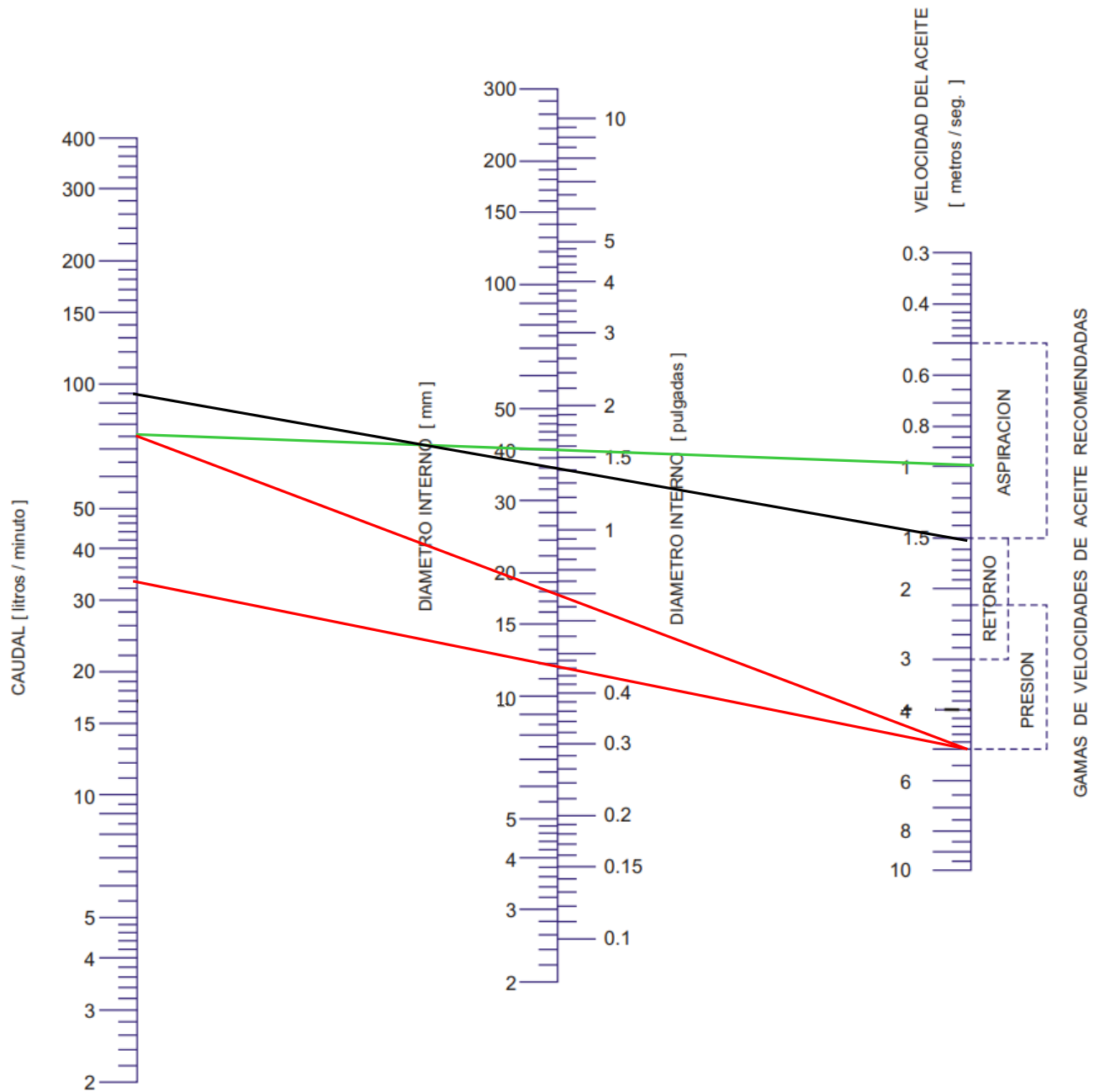
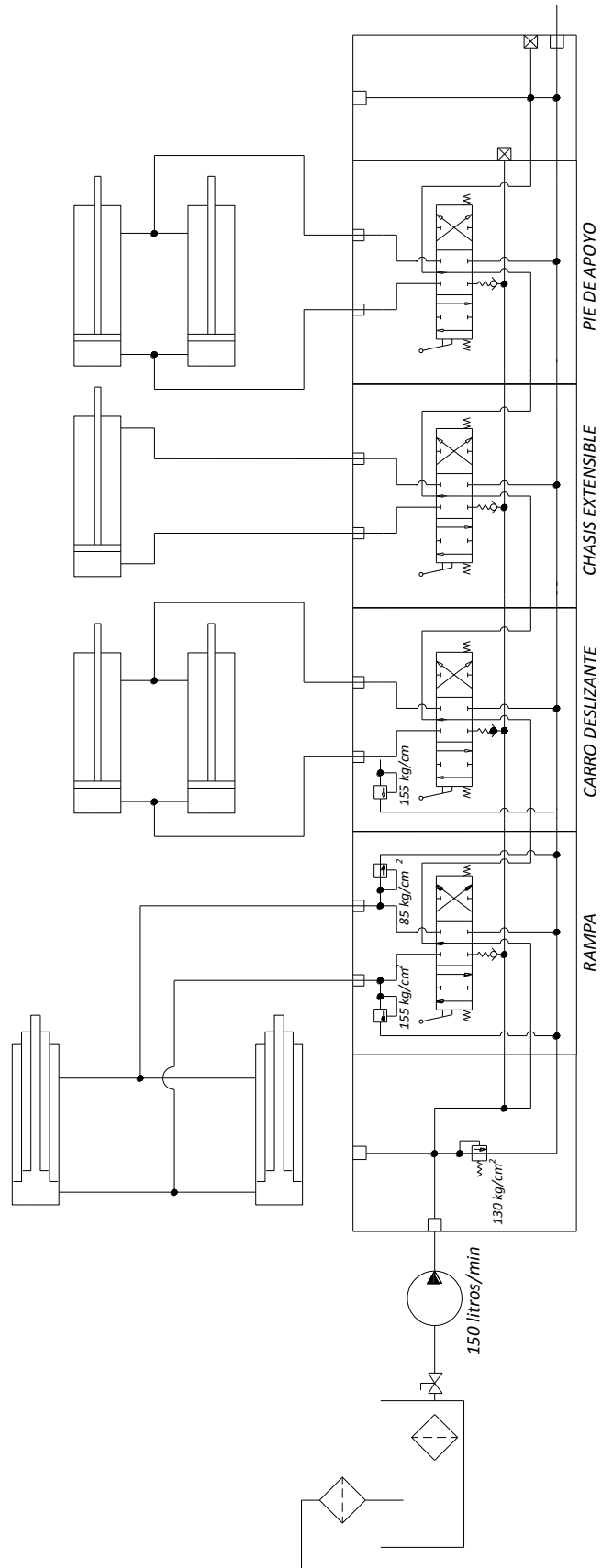


Fig. N° 10.14 - Ábaco para selección de diámetros de cañerías.

Referencias:

- Tubería de presión —
- Tubería de aspiración —
- Tubería de retorno. —

10.4. Esquema circuito oleohidráulico.



Capítulo 11.

“Sistema de codificación”.

El objeto de todo sistema de codificación es alcanzar un mayor orden y una mejor organización de componentes, piezas, planos, etc. Dentro de una empresa dedicada al desarrollo y fabricación de cualquier dispositivo o equipo. Por medio de este método se logra la estandarización de todas las partes utilizadas en la producción de cualquier unidad. Además, a la hora de solicitar algún repuesto, una pieza o armar un catálogo, es fundamental manejar éste sistema estandarizado con el fin de evitar equivocaciones y/o malas interpretaciones.

11.1. Sistema de codificación.

Para la identificación de todos los artículos se empleará un código con 8 dígitos numéricos, como se representan a continuación en la Fig. N° 11.1.

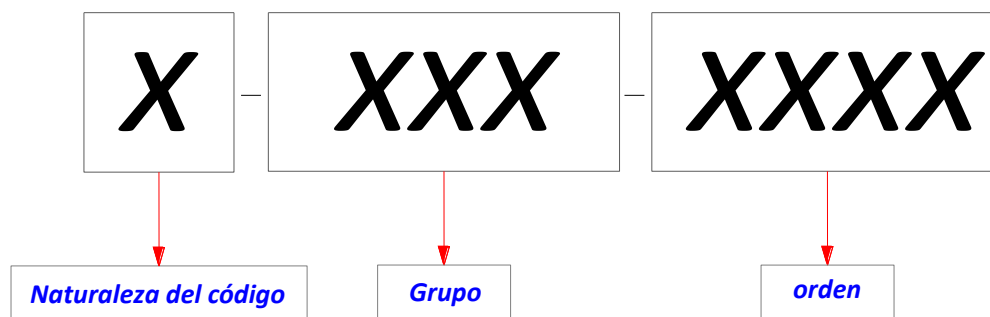


Fig. N° 11.1 - Sistema de codificación.

El primer dígito del código permite identificar la naturaleza del mismo. Se trata de un número de un solo dígito que puede identificar: un producto terminado, un conjunto soldado, un conjunto ensamblado, una pieza, o componente comercial.

Los tres dígitos siguientes del, identifican el número de grupo correspondiente a la naturaleza del primer dígito. Cada número utilizado para designar una naturaleza de código posee n cantidades de grupos, y puede crecer de manera correlativa conforme sea necesario crear grupos nuevos.

Los últimos cuatro dígitos forman un número que crece de manera correlativa cuando la naturaleza del código y el grupo en particular coinciden, proporcionando un orden de generación en códigos contiguos.

En la Tabla 11.1 se muestra como se encuentra estructurado el sistema de codificación descrito anteriormente, el cual puede ampliarse si surgiese la necesidad de general algún grupo nuevo.

Naturaleza del código		Grupo		Orden
1	Producto terminado	001	Roll off	0001, 0002, n..
2	Conjunto Soldado	001	Chasis	0001, 0002, n..
		002	Rampa	
		003	Pie de apoyo	
		004	Carro desplazable	
		005	Paragolpes	
		006	Tope	
		007	Fijación	
		008	Registro	
		009	Perno	
3	Conjunto ensamblado	001	Rampa	0001, 0002, n..
		002	Pie de apoyo	
		003	Carro desplazable	
		004	Chasis	
		005	Polea	
		006	Rolo	
4	Pieza	001	Tapa	0001, 0002, n..
		002	Fijación	
		003	Rolo	
		004	Arandela	
		005	Perno	
		006	Corte de perfil	
		007	Corte de chapa	
		008	Alma	
		009	Ala	
		010	Travesaño	
		011	Refuerzo	
		012	Placa	
		013	Buje	
		014	Faldón	
		015	Larguero	
		016	Oreja	
		017	Soporte	
		018	Guía	
		019	Tope	
		020	Patín	
		021	Traba	
		022	Polea	
		023	Paragolpes	
5	Elemento Comercial	001	Cilindros hidráulicos	0001, 0002, n..
		002	Cable de acero	
		003	Conjunto perno rey	
		004	Eje	
		005	Tren de estacionamiento	
		006	Guardabarro	
		007	Aro seguer	
		008	Manota	
		009	Bulones	
		010	Chaveta	

Tabla 11.1 - Estructura de código.

Ejemplo:

2-003-0001

El código del artículo mostrado en la ejemplificación, indica que:

- ✓ *Naturaleza: Conjunto soldado.*
- ✓ *Grupo: Pie de apoyo*
- ✓ *Orden: 1 (primer pie de apoyo codificado como conjunto soldado.)*

Capítulo 12.

“Planimetría”.

A partir del sistema de codificación definido en el Capítulo 11, se codificaron la totalidad de los componentes que conforman en equipo. De igual manera, se codificó la planimetría correspondiente para cada componente, ensamble, y armado del mismo.

En la siguiente tabla se muestra la estructura de planos de todo el equipo. Los mismos, se encuentran ordenados jerárquicamente de la misma manera en se encuentran ordenados los planos posteriormente.

ESTRUCTURA DE PLANOS.	
1-001-0001	Semirremolque Roll Off con sistema a cable.
2-001-0001	Chasis semirremolque Roll Off.
5-003-0001	Perno rey, tornillo y placa de fijación marca "JOST" # PR00013J00 .
5-008-0001	Manota delantera 160 mm tipo "MONTENEGRO" # MPSU0028.
5-008-0002	Manota central 160 mm tipo "MONTENEGRO" # MPSU0026.
5-008-0003	Manota trasera 160 mm tipo "MONTENEGRO" # MPSU0029.
4-006-0001	Corte de tubo ASTM A53 \varnothing e400 mm espesor 9,5 mm largo 1404 mm.
4-006-0002	Corte de tubo de acero S/costura \varnothing nom. 3 1/2" Schedule 80 L669 mm.
4-007-0001	Corte chapa SAE 1010 3/16" de 200 X 1404 mm.
4-007-0002	Corte chapa SAE 1010 3/8" de 150 X 152 mm.
4-007-0003	Corte chapa SAE 1010 3/8" de 150 X 165 mm.
4-007-0004	Corte chapa SAE 1010 3/8" de 100 X 127 mm.
4-007-0005	Corte chapa circular SAE 1010 1/4" de \varnothing 380 mm.
4-008-0001	Alma viga principal de chasis.
4-008-0002	Alma viga de cuello.
4-006-0003	Corte planchuela SAE F-36 de 5" x 5/8" largo 4810 mm.
4-006-0004	Corte planchuela SAE F-36 de 5" x 5/8" largo 5010 mm.
4-009-0001	Ala superior viga de cuello de chasis.
4-009-0002	Ala inferior viga de cuello de chasis
4-010-0001	Travesaño transversal delantero de cuello..
4-010-0002	Travesaño transversal intermedio de cuello
4-010-0003	Travesaño transversal trasero de cuello.
4-010-0004	Travesaño longitudinal delantero de cuello.
4-010-0005	Travesaño chasis.
4-001-0002	Tapa inferior cuello para fijación perno rey.
4-011-0001	Refuerzo derecho cuello de chasis.
4-011-0002	Refuerzo izquierdo cuello de chasis.
4-011-0003	Refuerzo derecho travesaño chasis.
4-011-0004	Refuerzo izquierdo travesaño chasis.
4-011-0005	Refuerzo chasis en zona de manotas.
4-012-0002	Placa fijación eje cilindro de elevación.

4-012-0001	Placa pivoteo rampa y pie de apoyo
4-011-0006	Refuerzo chasis en placas de pivoteo cilindro.
4-013-0001	Buje con tope \varnothing i 35 mm \varnothing e70 mm largo 34 mm.
4-013-0002	Buje con tope \varnothing i 50mm \varnothing e65 mm largo 30 mm.
4-013-0003	Buje con tope \varnothing i 60 mm \varnothing e70 mm largo 34 mm.
4-013-0004	Buje con tope \varnothing i 80 mm \varnothing e95 mm largo 175 mm.
4-014-0001	Faldón trasero chasis.
4-021-0001	Traba perno cabeza cuadrada de 80 mm.
4-021-0002	Traba perno cabeza cuadrada 65 mm.
4-021-0003	Traba perno cabeza cuadrada 50 mm.
3-001-0001	Armado de rampa.
2-002-0001	Rampa semirremolque.
4-015-0001	Larguero derecho rampa.
4-015-0002	Larguero izquierdo rampa.
4-006-0005	Corte caño estructural 150 x 75 x 6,35 L670 mm.
4-010-0006	Travesaño fijación camisa cilindro carro.
4-016-0001	Oreja menor articulación rampa.
4-016-0002	Oreja mayor articulación rampa.
4-016-0003	Oreja lado camisa cilindro chasis extensible.
4-016-0004	Oreja fijación polea vertical.
4-013-0005	Buje con doble tope \varnothing i60 mm \varnothing e70 mm Largo 131 mm.
4-013-0006	Buje \varnothing i50 \varnothing e70 largo 33 mm.
4-013-0007	Buje con tope \varnothing i 50 mm \varnothing e60 mm largo 20 mm.
4-017-0001	Soporte bujes rodillos traseros.
4-011-0007	Refuerzo travesaño trasero rampa.
4-002-0004	Fijación tapa cubre cilindros.
4-018-0001	Guía de carro.
4-019-0001	Tope trasero de contenedor.
4-019-0002	Tope delantero de contenedor.
4-017-0002	Soporte tope trasero de contenedor
4-005-0003	Perno de rodillos laterales de rampa.
4-005-0004	Perno cilindro de elevación en rampa.
4-011-0008	Refuerzo perno de elevación rampa.
4-018-0002	Guía descanso de cable.
4-002-0005	Fijación tope de contenedor rebatible.
4-011-0009	Refuerzo oreja de polea vertical.
4-012-0003	Placa superior fijación cilindro y polea de carro.
4-012-0004	Placa inferior fijación cilindro y polea carro.
4-010-0007	Travesaño de placas de fijación cilindro y polea.
4-011-0010	Refuerzo inferior de placas de fijación.
4-007-0006	Corte chapa SAE 1010 1/2" de 62 X 305 mm.
4-001-0004	Tapa orejas de fijación polea vertical.
4-03-0008	Buje con tope \varnothing i 50 mm \varnothing e60 mm largo 28 mm.

4-010-0009	Travesaño delantero rampa.
3-004-0001	Armado chasis extensible.
2-001-0002	Chasis extensible.
4-015-0003	Larguero izquierdo chasis extensible.
4-015-0004	Larguero derecho chasis extensible.
4-005-0005	Perno de rodillos laterales chasis extensible.
4-010-0008	Travesaño chasis extensible.
4-016-0005	Oreja lado vástago cilindro chasis extensible.
4-002-0006	Fijación de perno rolo chasis extensible.
4-001-0005	Tapa trasera derecha larguero chasis extensible.
4-001-0006	Tapa trasera izquierda larguero chasis extensible.
4-001-0007	Tapa lateral larguero chasis extensible.
4-003-0001	Rodillo \varnothing i50 \varnothing e100 mm largo 75 mm.
4-004-0001	arandela \varnothing i50 mm \varnothing e75 mm largo 3 mm.
5-007-0050	Aro seguer para eje \varnothing 50 mm.
4-005-0006	Perno \varnothing 50 mm largo 700 mm.
2-010-0001	Rolo chasis extensible.
4-006-0006	Corte tubo s/costura \varnothing 193,7 x 12,7 538 mm.
4-001-0008	Tapa rolo de apoyo chasis extensible.
4-013-0012	Buje con tope \varnothing i 60 mm \varnothing e74 mm largo 55 mm.
4-013-0013	Buje de bronce c \varnothing i50 mm \varnothing e60 mm largo 50 mm.
3-003-0001	Armado carro deslizante.
2-004-0001	Carro deslizante de rampa.
4-012-0005	Placa superior carro deslizante.
4-012-0006	Placa inferior carro deslizante.
4-007-0007	Corte chapa SAE 1010 1/2" de 62 X 800 mm.
4-007-0008	Corte chapa SAE 1010 1/2" de 62 X 315 mm.
4-007-0009	Corte chapa SAE 1010 1/2" de 50 X 180 mm.
4-020-0001	Patín carro deslizante.
5-009-0001	Tornillo cabeza frezada M10 X 1,25 Largo 30 mm.
5-001-0002	Cilindro hidráulico \varnothing i Cam. 180 - E.C.C. 3000 - Carr. 2425 - \varnothing v 90 mm.
5-001-0004	Cilindro hidráulico \varnothing i Cam. 99,8 - E.C.C. 1590 - Carr. 1310 - \varnothing v 50 mm
4-001-0001	Tapa cobre cilindros.
2-006-0001	Tope derecho de contenedor rebatible.
4-017-0003	Soporte derecho tope delantero removible.
4-019-0004	Tope delantero rebatible.
2-006-0002	Tope izquierdo de contenedor rebatible.
4-017-0004	Soporte izquierdo tope delantero removible.
4-019-0004	Tope delantero rebatible.
5-002-0001	Eslinga acero 6x36 \varnothing 7/8" largo 24 mts. (extremo libre-oyal de izaje)
3-005-0001	Armado polea \varnothing 245 mm para cable de acero \varnothing 7/8".
4-022-0001	Polea \varnothing 245 mm para cable de acero \varnothing 7/8".
4-013-0011	Buje \varnothing i 50mm \varnothing e60 mm largo 43 mm.

3-005-0002	Armado polea $\varnothing 275$ mm para cable de acero $\varnothing 7/8$ ".
4-022-0002	Polea $\varnothing 275$ mm para cable de acero $\varnothing 7/8$ ".
4-013-0011	Buje $\varnothing i 50$ mm $\varnothing e 60$ mm largo 43 mm.
2-007-0001	Fijación camisa cilindro hidráulico carro.
4-006-0008	Corte varilla roscada RW $\varnothing 3/8$ " largo 140 mm.
4-002-0007	Fijación cilindro camisa de carro.
4-002-0001	Fijación vástago/culata cilindro hidráulico carro
4-002-0002	Fijación culata cilindro hidráulico de elevación.
4-003-0001	Rodillo $\varnothing i 50$ mm $\varnothing e 100$ mm largo 75 mm.
4-004-0001	Arandela $\varnothing i 50$ mm $\varnothing e 75$ mm esp. 3 mm.
5-007-0050	Aro seguer para eje $\varnothing 50$ mm.
5-010-0100	Chaveta partida $\varnothing 5$ mm largo 100 mm.
2-008-0001	Registro cable de acero.
4-006-0009	Corte varilla roscada RW $\varnothing 1 1/4$ " largo 600 mm.
4-002-0008	Fijación cable de acero en registro.
4-005-0001	Perno $\varnothing 50$ mm largo 100 mm (con engrase).
2-009-0001	Pernos polea horizontal rampa.
4-005-0011	Perno $\varnothing 50$ mm largo 132 mm.
4-016-0009	Oreja traba de perno polea.
4-005-0014	perno $\varnothing 50$ mm largo 125 mm (con engrase).
4-001-0003	Tapa frontal de rampa.
2-009-0004	Perno cilindro chasis extensible.
4-005-0013	Perno $\varnothing 38,5$ mm largo 150 mm.
4-016-0011	Oreja traba perno cilindro de chasis extensible.
3-002-0001	Armado de pie de apoyo.
5-001-0003	Cilindro hidráulico $\varnothing i$ Cam. 125 - E.C.C. 450 - Carr. 180 - $\varnothing v 50$ mm.
4-019-0003	Tope rolos de apoyo exteriores
4-003-0002	Rolo pie de apoyo $\varnothing 220$ mm largo 160 mm.
2-010-0002	Rolo pie de apoyo.
4-006-0007	Corte tubo s/costura $\varnothing 219 \times 11$ mm Largo 577 mm.
4-001-0009	Tapa rolo pie de apoyo.
4-013-0014	Buje con tope $\varnothing i 75$ mm $\varnothing e 90$ mm largo 55 mm.
4-013-0015	Buje de bronce c $\varnothing i 65$ mm $\varnothing e 75$ mm largo 50 mm.
2-003-0001	Pie de apoyo.
4-012-0007	Placa pie de apoyo.
4-021-0003	Traba perno cabeza cuadrada 50 mm.
4-013-0008	Buje $\varnothing i 50$ mm $\varnothing e 70$ mm largo 132 mm.
4-013-0009	Buje con doble tope $\varnothing i 65$ mm $\varnothing e 100$ mm Largo 128 mm.
4-013-0010	Buje con tope $\varnothing i 40$ mm $\varnothing e 60$ mm largo 34 mm.
4-005-0007	Perno $\varnothing 65$ mm largo 1255 mm.
2-009-0005	Perno articulación pie de apoyo.
4-005-0008	Perno $\varnothing 35$ largo 970 mm.
4-016-0006	Oreja traba 50x50 mm para eje $\varnothing 35$ mm.

2-009-0006	Perno cilindro pie de apoyo lado vástago.
4-005-0009	Perno Ø40 largo 140 mm.
4-016-0007	Oreja traba 50x50 mm para eje Ø40 mm.
2-009-0007	Perno cilindro pie de apoyo lado camisa.
4-005-0010	Perno Ø50 mm largo 192 mm.
4-016-0008	Oreja traba 65x65 mm para eje Ø50 mm.
5-004-0001	Eje marca "BOERO" trocha 1890 mm.
5-001-0001	Cilindro hidráulico 3 etapas- Øi cam. 150 - E.C.C. 1450 - Carr. 2700 mm.
5-005-0001	Tren de estacionamiento capacidad estática 50 tn.
5-006-0001	Guardabarro plástico p/ tándem doble rodado 22,5".
2-005-0001	Paragolpes trasero
4-023-0001	Paragolpes alto 120 mm largo 2300 mmm
4-017-0005	Soporte paragolpes.
4-007-0011	Corte chapa SAE 1010 3/8" de 150 X 120 mm.
4-007-0010	Corte chapa SAE 1010 3/16" de 55 X 60 mm.
4-012-0008	Placa fijación paragolpes.
4-002-0003	Fijación vástago cilindro hidráulico de elevación.
4-005-0002	Perno Ø80 mm largo 1347 mm.
2-009-0003	Perno pivot rampa.
4-005-0012	Perno Ø60 mm largo 215 mm.
4-016-0010	Oreja traba 80x80 mm para eje Ø60 mm.

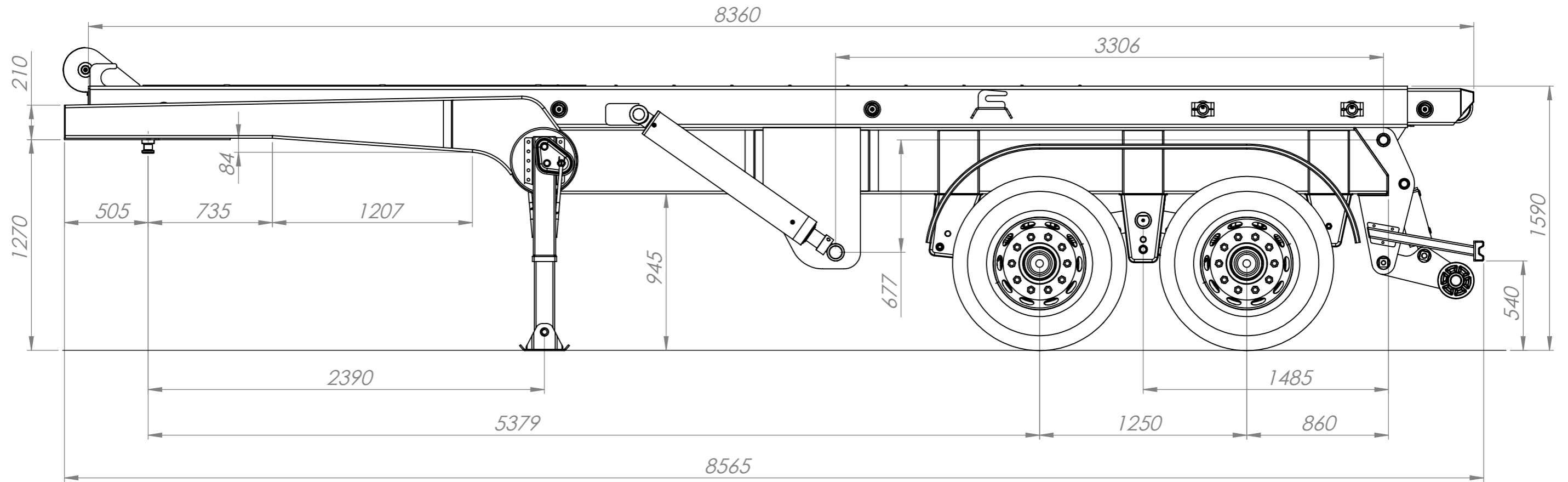
Tabla 12.1 Estructura de planos.

Capítulo 13.

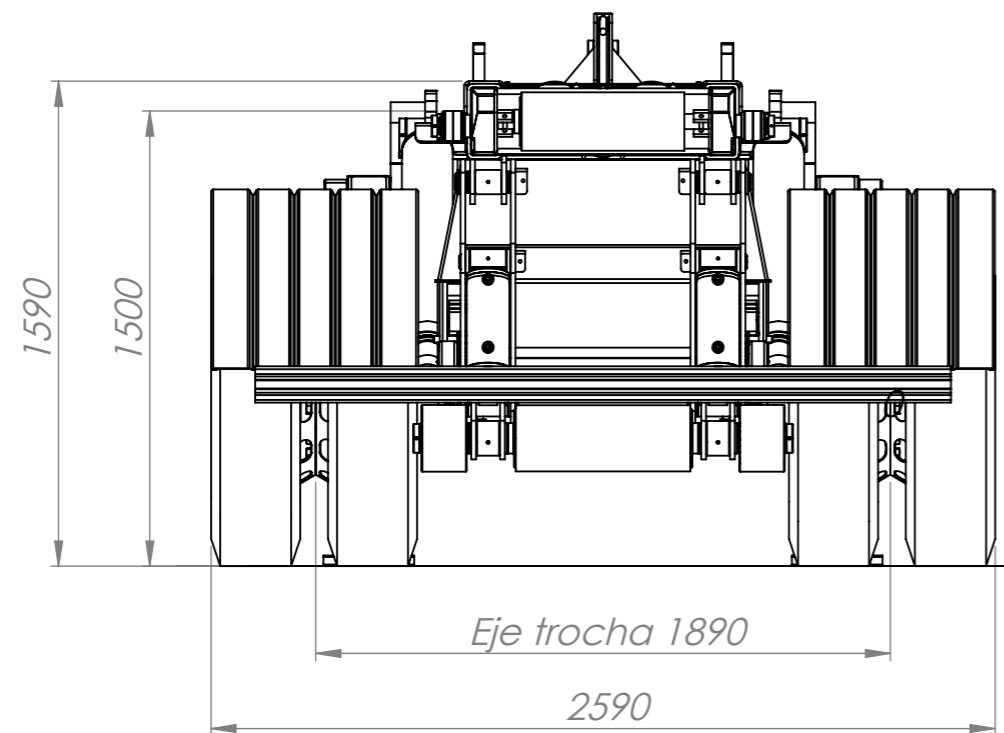
“Bibliografías y Referencias”

- [1] Ley Nacional de Tránsito y Seguridad nº 24449.
- [2] Norma IRAM 3952/84 Señalizaciones Reflectivas.
- [3] Resolución Mercosur / GMC / Res. Nº 2302- Paragolpes Trasero de los Vehículos de Carga.
- [4] Catálogo de camión IVECO STRALIS CURSOR 9.
- [5] Norma ISO 1726 y boletín oficial SCANIA sobre propiedades y ubicación de la Quinta Rueda.
- [6] www.faes.com.ar. (F.A.E.S.A - Fabrica de Elásticos para Camiones, Remolques y Semirremolques)
- [7] www.carlosboero.com.ar. (Carlos Boero S.R.L - fabricante de ejes y suspensiones para Rodados Pesados)
- [8] Manual de rodamientos de SKF.
- [9] www.plecor.com.ar (Plecor - Corte y Plegado de Chapas]
- [10] Diseño de elementos de máquinas, 4ta. Edición – Virgil Moring Faires.
- [11] www.ortizfisher.com.ar (Ortiz Fisher - Fabricante de Productos de Izaje y Movimiento de Carga).
- [12] www.venturi.com.ar (Venturi Hnos. - Fabricante de Bombas Oleohidráulicas, Direcciones, Hidrostáticas, Motores orbitales, Válvulas, Cilindros y otros componentes oleohidráulicos).
- [13] Manual “Introducción a la oleohidráulica” - Venturi Hnos.
- [14] Catalogo de perno rey marca JOST.
- [15] Curso de Estabilidad I- Silvio Mandrile.
- [16] Curso de estabilidad II – Félix A. Tabarone.
- [17] Timoshenko - Resistencia de materiales, 5ta. Edición - James M. Gere.
- [18] Boletín oficial SCANIA – Estabilidad en vehículos con contenedores de carga exteriores, Edición 1 - 02/05/2017.
- [19] www.nth.com.ar (Nicieza y Taberna Hnos. - Fabricante de Plásticos de Ingeniería.)

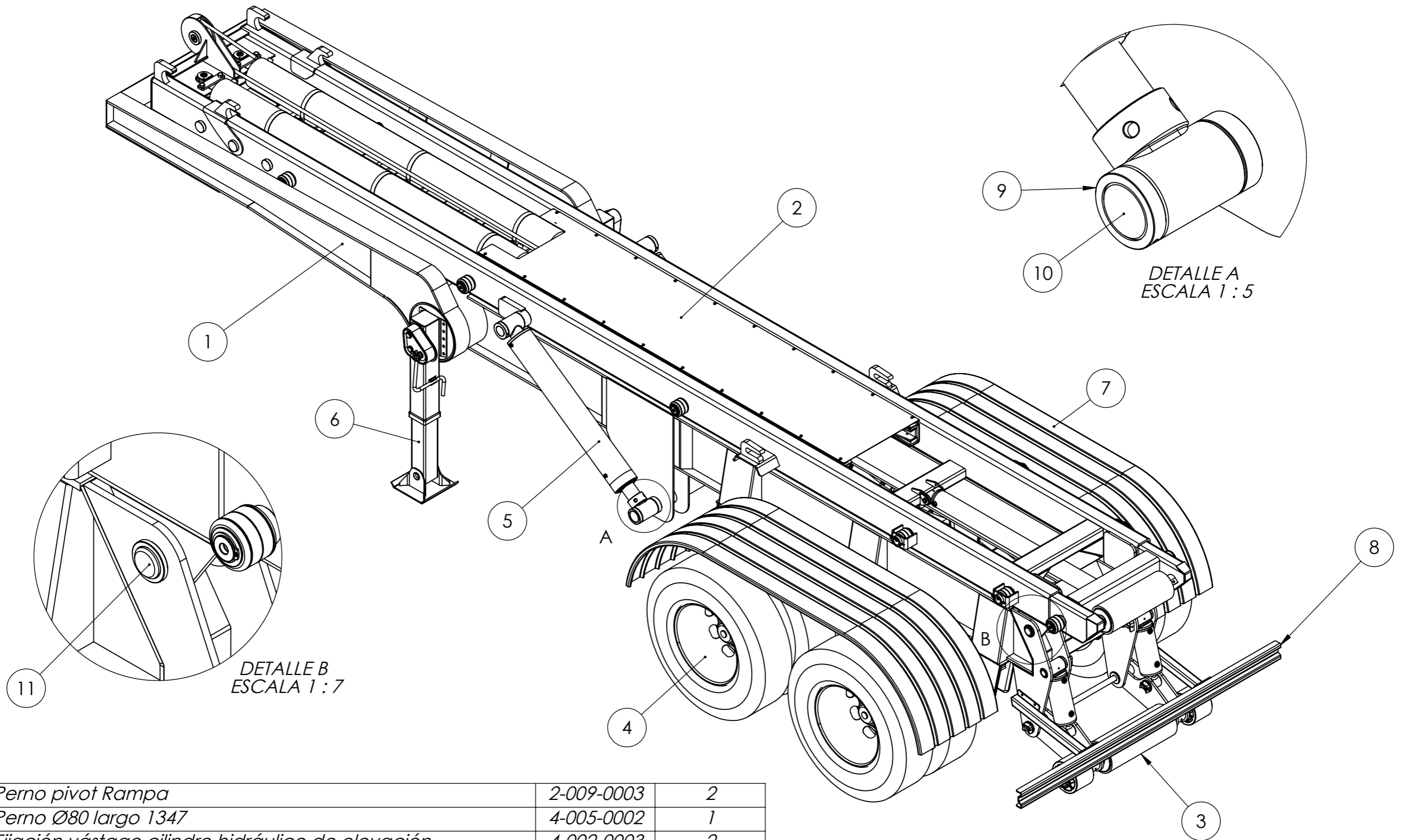
VISTA LATERAL



VISTA TRASERA

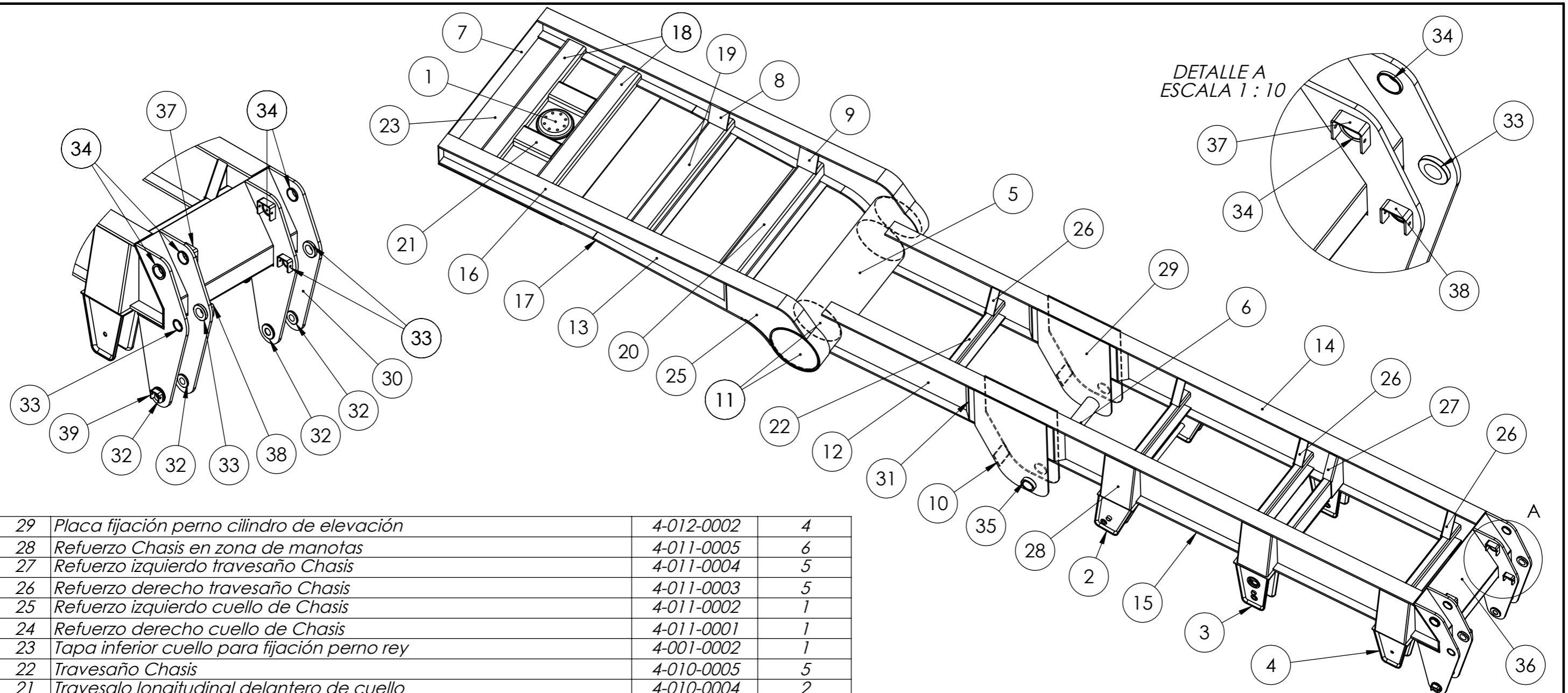


Nombre		Fecha		No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	20/03/2020	Nota:	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN	
Reviso	L.Patrignani	20/03/2020			
Aprobo					
Escala:	Norma	Material:	Terminación:		
1:25			T.Térmico:		
Título: SEMIRREMOLQUE-DIMENSIONES GENERALES			Cantidad:	Código: 1-001-0001 (1/2)	

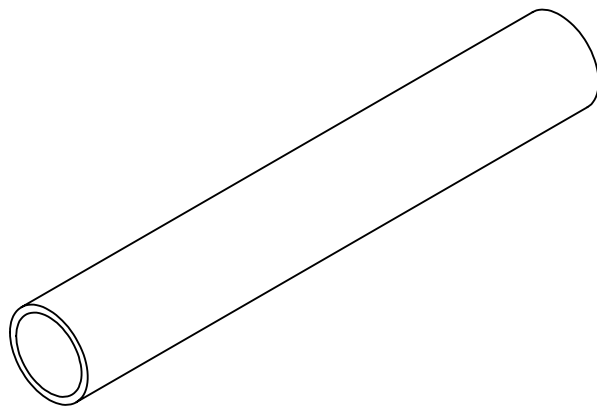
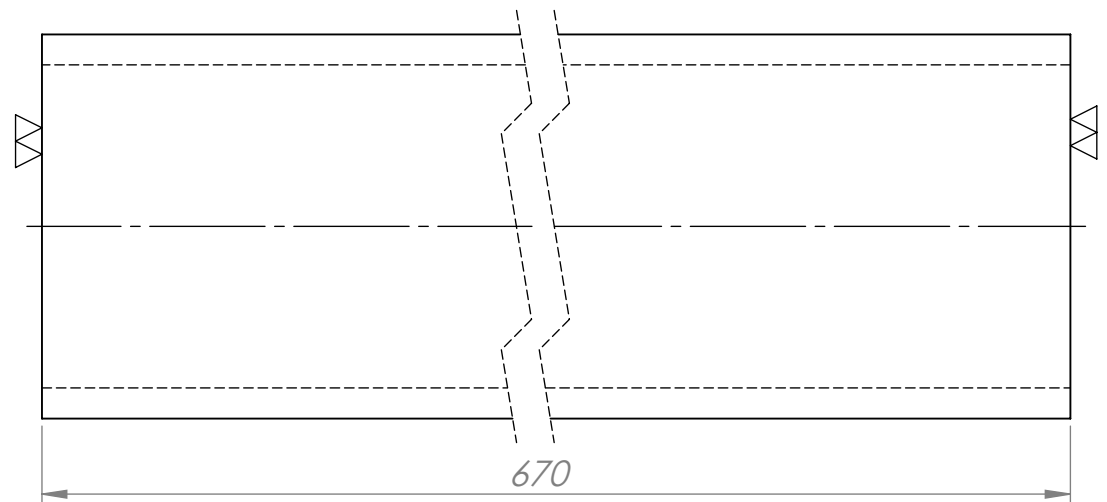
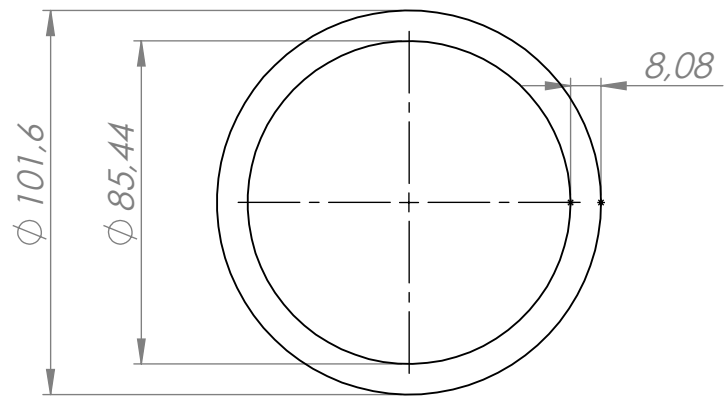


11	Perno pivot Rampa	2-009-0003	2
10	Perno Ø80 largo 1347	4-005-0002	1
9	Fijación vástago cilindro hidráulico de elevación	4-002-0003	2
8	Paragolpes trasero	2-005-0001	1
7	Guardabarro plástico p/ tándem doble rodado 22,5"	5-006-0001	2
6	Tren de estacionamiento (Capacidad estática 50 tn.)	5-005-0001	1
5	Cil. hid. 3 etapas- Øi camisa 150 - E.C.C. 1450 - Carr. 2700	5-001-0001	2
4	Eje marca "BOERO" trocha 1890 mm	5-004-0001	1
3	Armado Pie de Apoyo	3-002-0001	1
2	Armado de Rampa	3-001-0001	1
1	Chasis semirremolque Roll Off	2-001-0001	1
Item	Descripción	Código	Cantidad

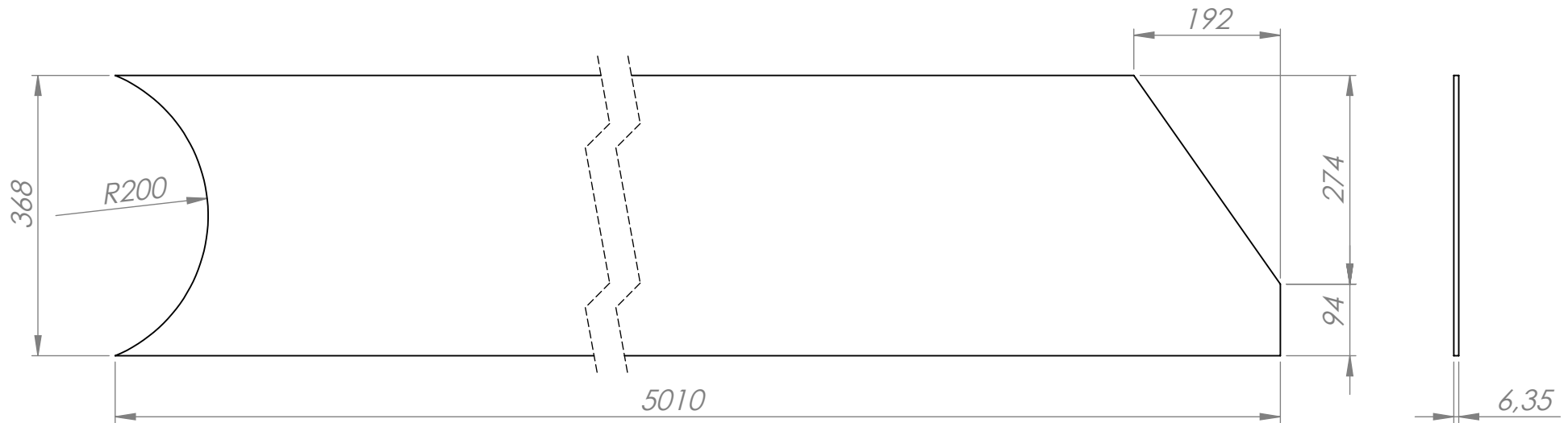
Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	21/03/2020	Nota:
Reviso	L.Patrignani	21/03/2020	
Aprobo			FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Escala:	Norma	Material:	
1:25			T.Térmico:
Título: SEMIREMOLQUE- CONJUNTOS PRINCIPALES			Cantidad:
			Código: 1-001-0001 (2/2)

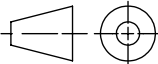


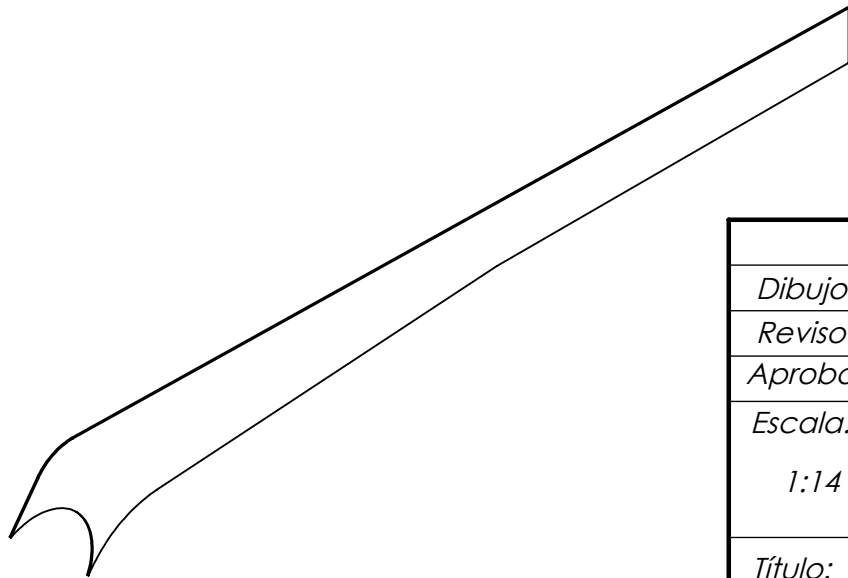
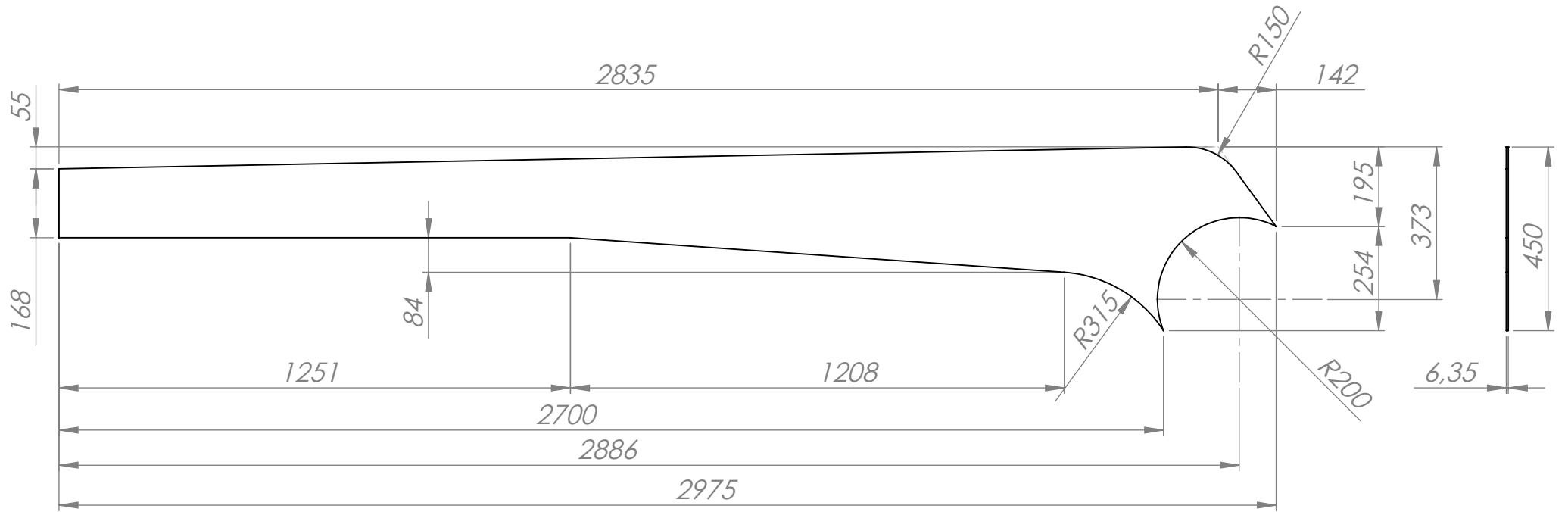
29	Placa fijación perno cilindro de elevación	4-012-0002	4				
28	Refuerzo Chasis en zona de manotas	4-011-0005	6				
27	Refuerzo izquierdo travesaño Chasis	4-011-0004	5				
26	Refuerzo derecho travesaño Chasis	4-011-0003	5				
25	Refuerzo izquierdo cuello de Chasis	4-011-0002	1				
24	Refuerzo derecho cuello de Chasis	4-011-0001	1				
23	Tapa inferior cuello para fijación perno rey	4-001-0002	1				
22	Travesaño Chasis	4-010-0005	5				
21	Travesaño longitudinal delantero de cuello	4-010-0004	2				
20	Travesaño transversal trasero de cuello	4-010-0003	1	39	Traba perno cabeza cuadrada 50 mm	4-021-0003	1
19	Travesaño transversal intermedio de cuello	4-010-0002	1	38	Traba perno cabeza cuadrada 65 mm	4-021-0002	2
18	Travesaño transversal delantado de cuello	4-010-0001	2	37	Traba perno cabeza cuadrada 80 mm	4-021-0001	2
17	Ala inferior viga de cuello de Chasis	4-009-0002	2	36	Faldón trasero Chasis	4-014-0001	1
16	Ala superior viga de cuello de Chasis	4-009-0001	2	35	Buje con tope Øi80 Øe95 largo 175 mm	4-013-0004	2
15	Corte planchuela F-36 DE 5" X 5/8" largo 5010 mm	4-006-0004	2	34	Buje con tope Øi60 Øe70 largo 34 mm	4-013-0003	4
14	Corte planchuela F-36 DE 5" X 5/8" largo 4810 mm	4-006-0003	2	33	Buje con tope Øi50 Øe65 largo 30 mm	4-013-0002	4
13	Alma viga de cuello de Chasis	4-008-0002	2	32	Buje con tope Øi35 Øe70 largo 34 mm	4-013-0001	4
12	Alma viga princilas de Chasis	4-008-0001	2	31	Refuerzo Chasis en placas de pivoteo cilindro	4-011-0006	4
11	Corte chapa circular SAE 1010 1/4" de Ø380 mm	4-007-0005	4	30	Placa pivoteo Rampa y Pie de Apoyo	4-012-0001	4
10	Corte chapa SAE 1010 3/8" de 100 x 127 mm	4-007-0004	2	Item	Descripción	Código	Cantidad
9	Corte chapa SAE 1010 3/8" de 150 x 165 mm	4-007-0003	2		Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano
8	Corte chapa SAE 1010 3/8" de 150 x 152 mm	4-007-0002	2	Dibujo	A.Patrignani	22/03/2020	Nota:
7	Corte chapa SAE 1010 3/16" de 200 x 1404 mm	4-007-0001	1	Reviso	L.Patrignani	22/03/2020	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
6	Corte tubo s/costura Ønom. 3 1/2" Schedule 80 largo 669mm	4-006-0002	1	Aprobo			
5	Corte tubo ASTM A53 Øe400 espesor 9,5 mm largo 1404 mm	4-006-0001	1	Escala:	Norma	Material:	Terminación:
4	Manota trasera 160 mm tipo "MONTENEGRO" #MPSU0029	5-008-0003	2	1:28			T.Térmico:
3	Manota central 160 mm tipo "MONTENEGRO" #MPSU0026	5-008-0002	2	Título:	CHASIS - COMPONENTES		Cantidad: 1
2	Manota delantera 160 mm tipo "MONTENEGRO" #MPSU0028	5-008-0001	2				Código:2-001-0001(1/2)
1	Perno rey, tornillos y placa fijación "JOST" #PR00013J00	5-003-0001	1				



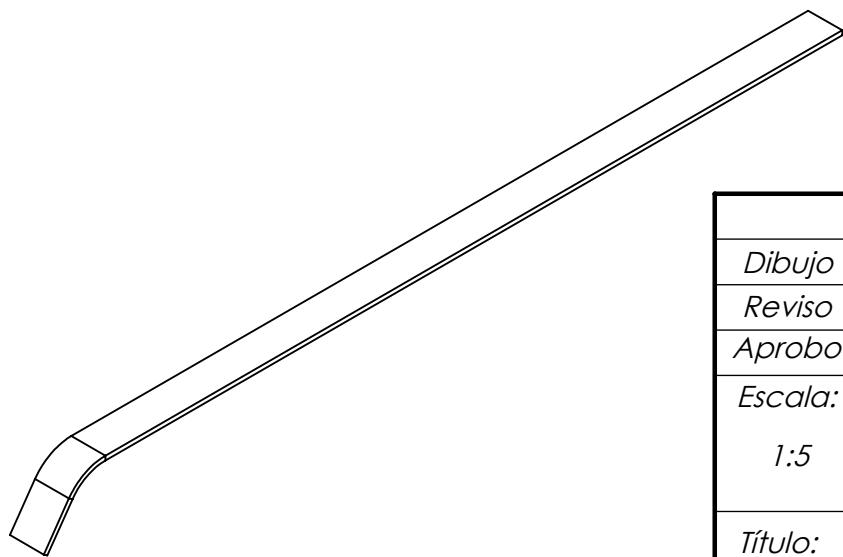
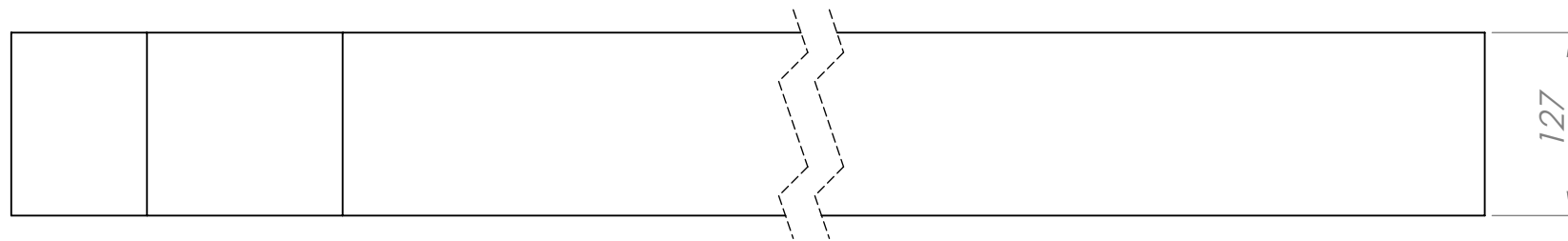
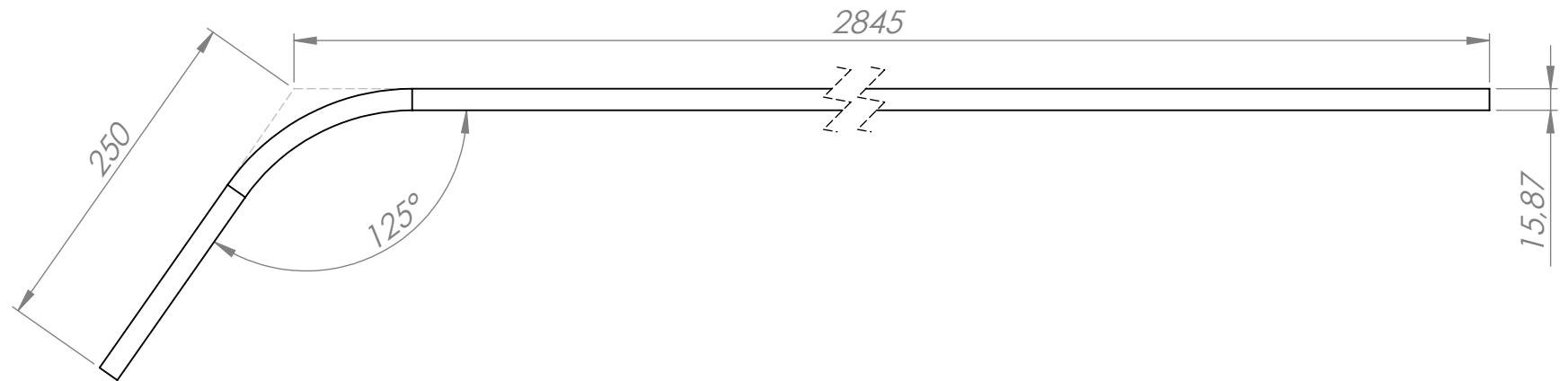
	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	31/03/2020	Nota:	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	31/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:	Terminación:	
1:2		Tubo sin costura Ø Nominal 3 1/2" Schedule 80 Largo 670 mm	T.Térmico:	
Título:	CORTE TUBO ACERO SIN COSTURA Ø NOMINAL 3 1/2" SCHEDULE 80 LARGO 670 mm		Cantidad: 1	Código: 4-006-0002



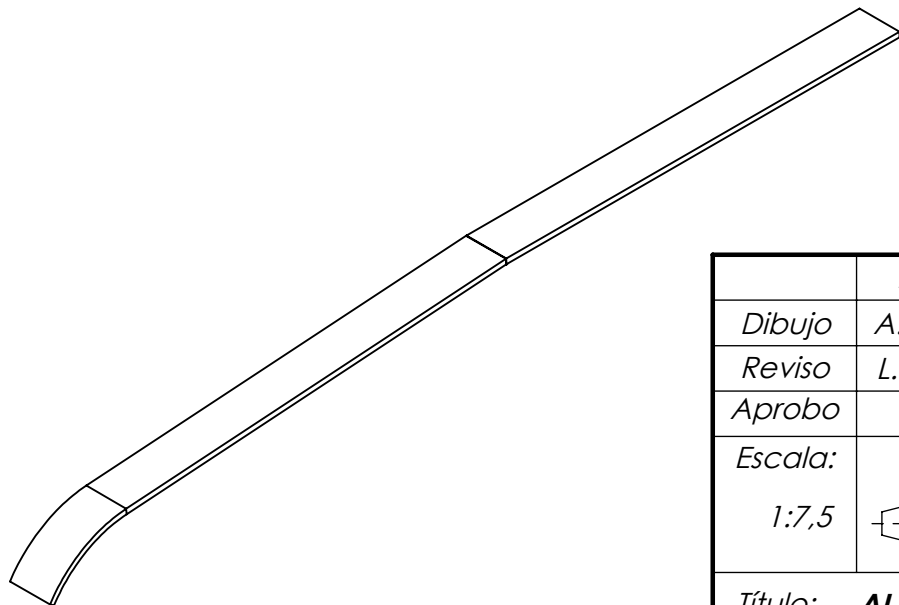
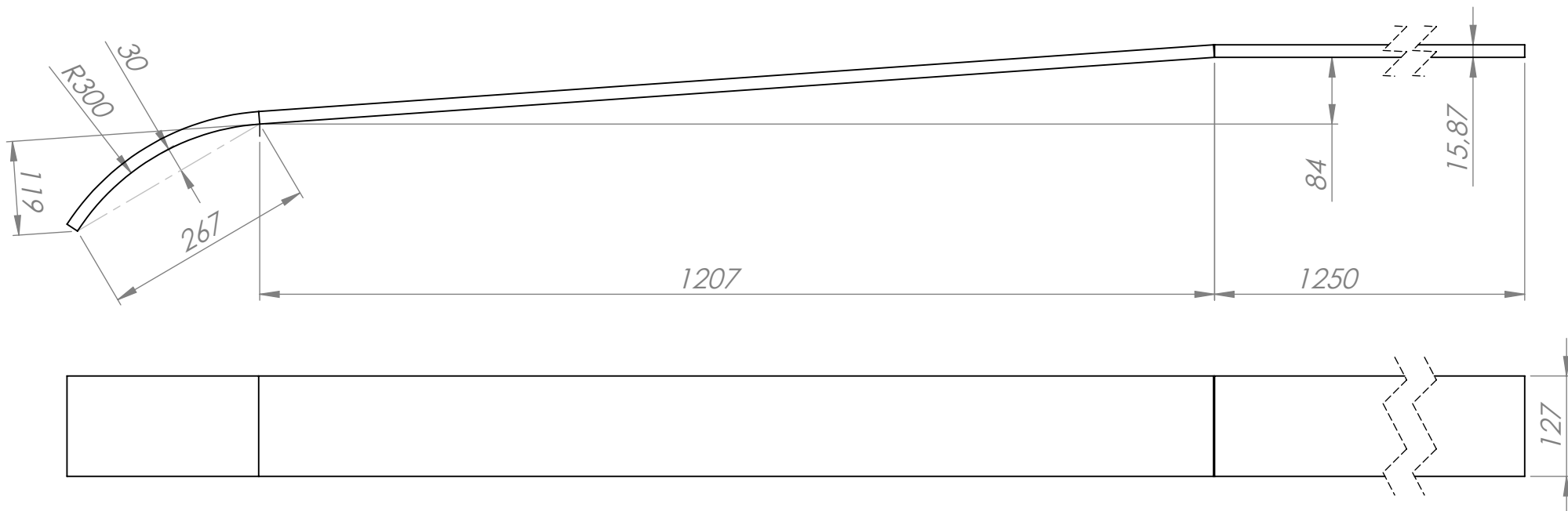
	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	31/03/2020	Nota:	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	31/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:	Terminación:	
1:8		Chapa de acero F-36 espesor 1/4"	T.Térmico:	
Título:	ALMA VIGA PRINCIPAL DE CHASIS		Cantidad: 2	Código: 4-008-0001



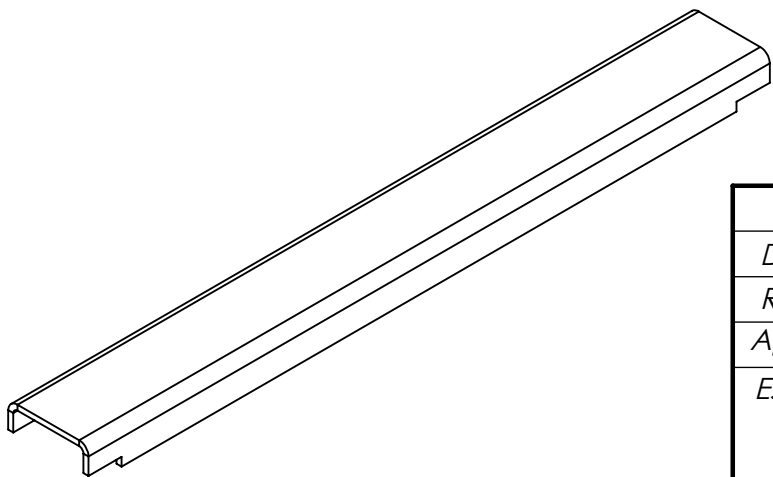
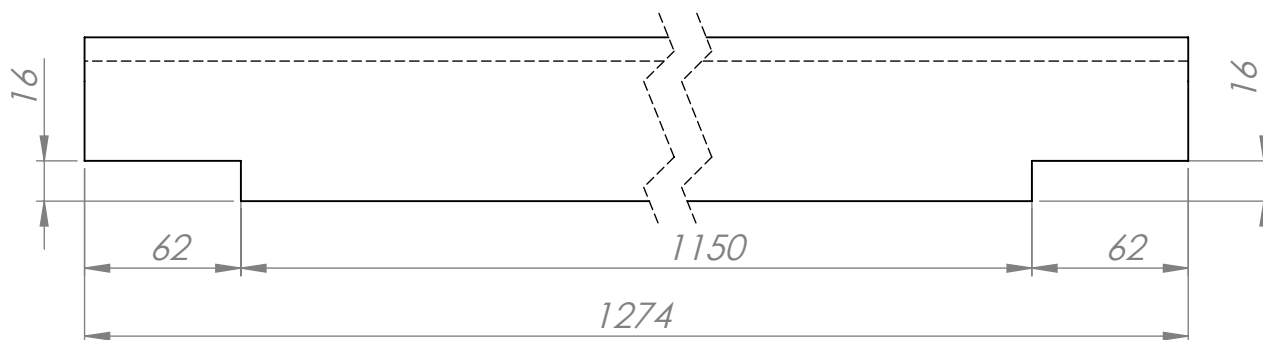
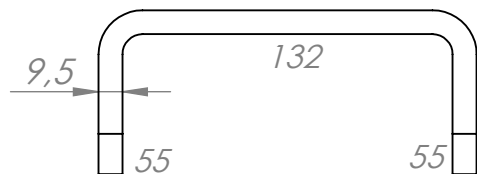
	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	31/03/2020	Nota:	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	31/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:		Terminación:
1:14		Chapa de acero F-36 espesor 1/4"		T.Térmico:
Título:	ALMA DE VIGA CUELLO SEMIRREMOLQUE		Cantidad: 2	Código: 4-008-0002



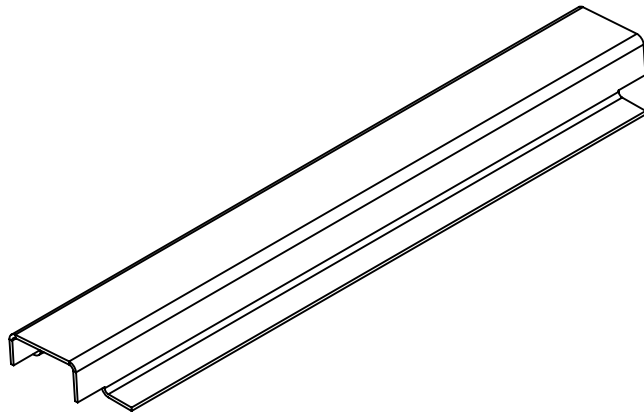
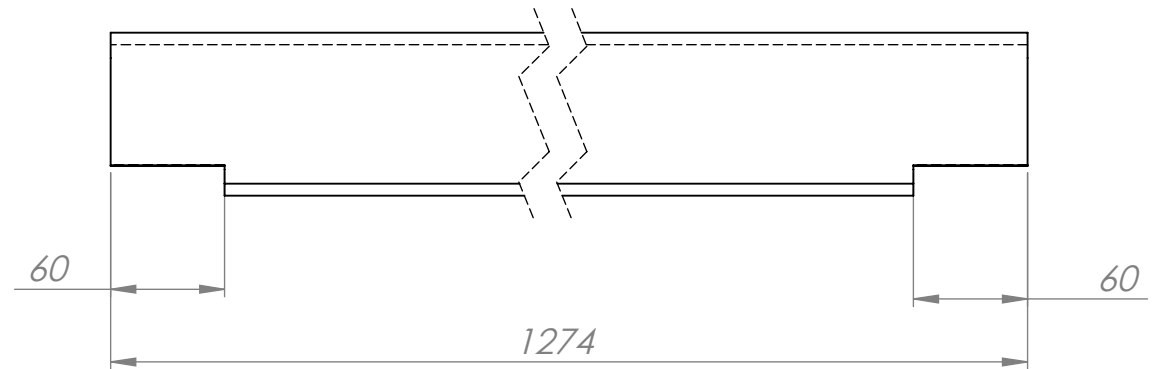
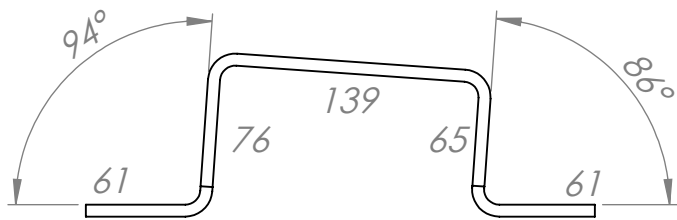
	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	31/03/2020	Nota:	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	31/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:	Terminación:	
1:5		Planchuela F-36 de 5" X 5/8" L 3072 mm	T.Térmico:	
Título:	ALA SUPERIOR VIGA DE CUELLO CHASIS		Cantidad: 2	Código: 4-009-0001



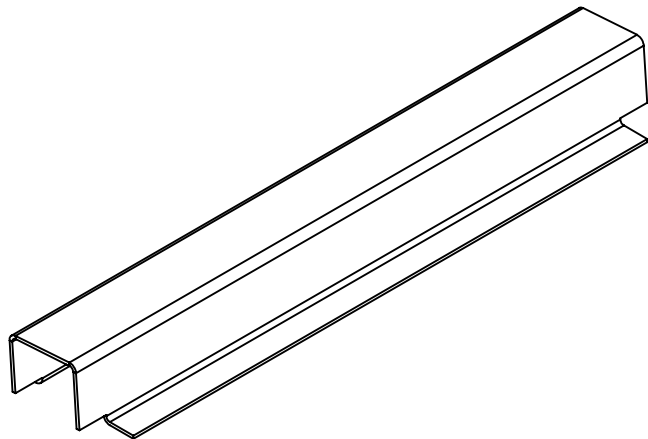
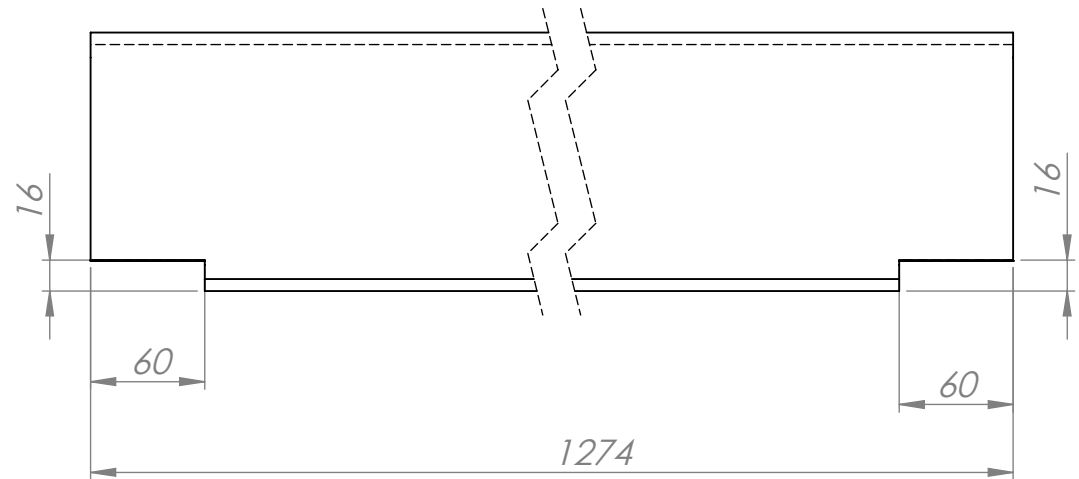
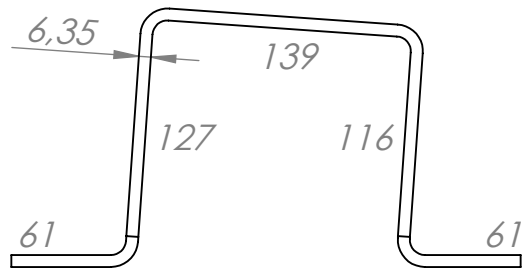
	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	31/03/2020	Nota:	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	31/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:	Terminación:	
1:7,5		Planchuela F-36 de 5" X 5/8" L 2745 mm	T.Térmico:	
Título:	ALA INFERIOR VIGA DE CUELLO CHASIS		Cantidad: 2	Código: 4-009-0002



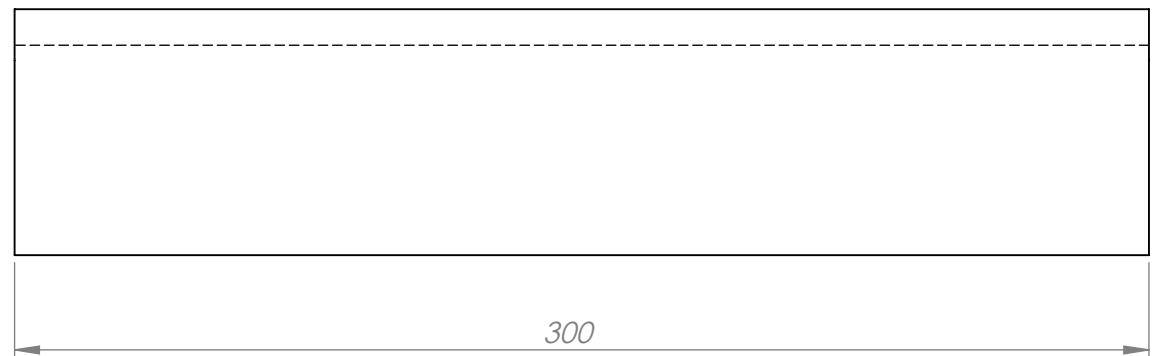
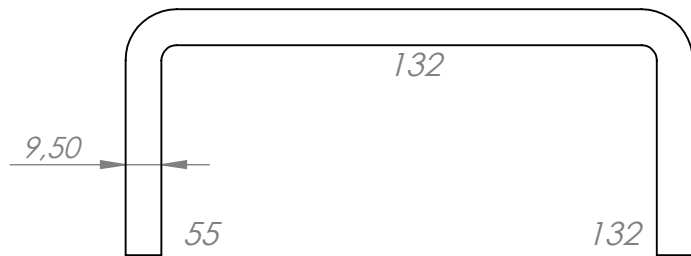
	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano		
Dibujo	A.Patrignani	31/03/2020	Nota:	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN	
Reviso	L.Patrignani	31/03/2020			
Aprobo					
Escala:	Norma	Material:		Terminación:	
1:3		Chapa MLC 420 Espesor 3/8"		T.Térmico:	
Título:	TRAVESAÑO TRANSVERSAL DELANTERO DE CUELLO SEMIRREMOLQUE			Cantidad: 2	Código: 4-010-0001



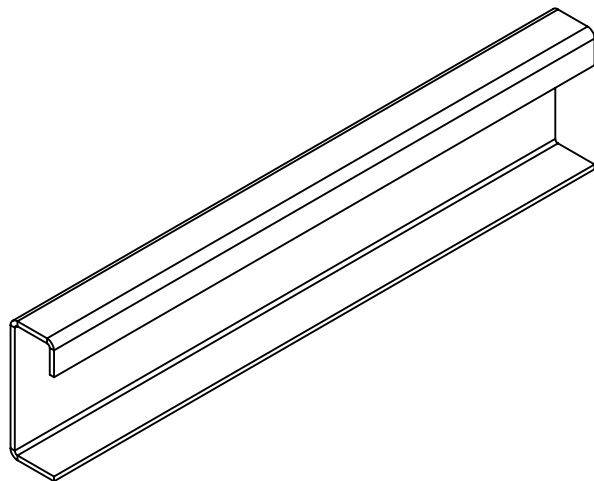
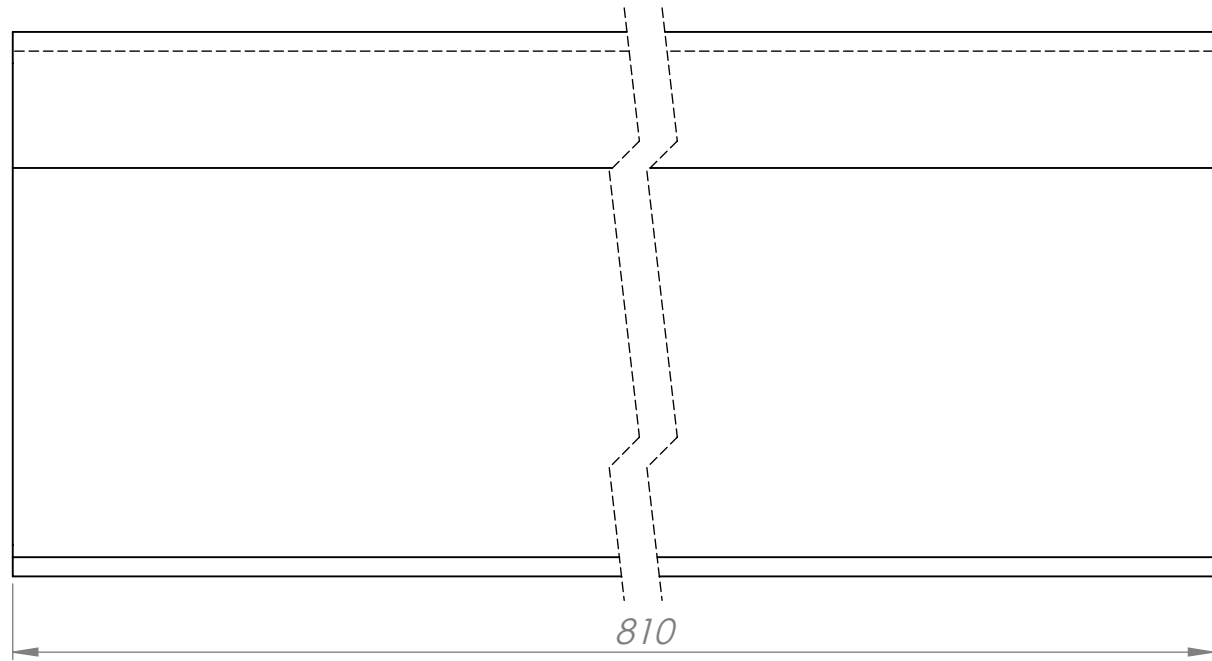
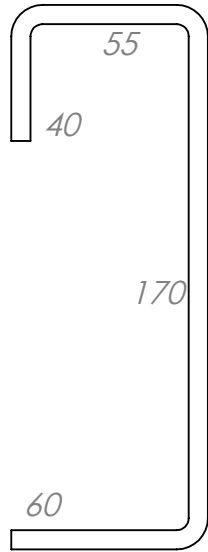
	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	01/04/2020	Nota:	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	01/04/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:	Terminación:	
1:4		Chapa de acero SAE 1010 espesor 1/4"	T.Térmico:	
Título:	TRAVESAÑO TRANSVERSAL INTERMEDIO DE CUELLO		Cantidad: 1	Código: 4-010-0002



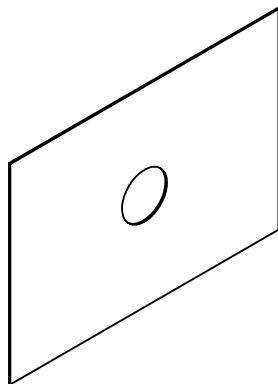
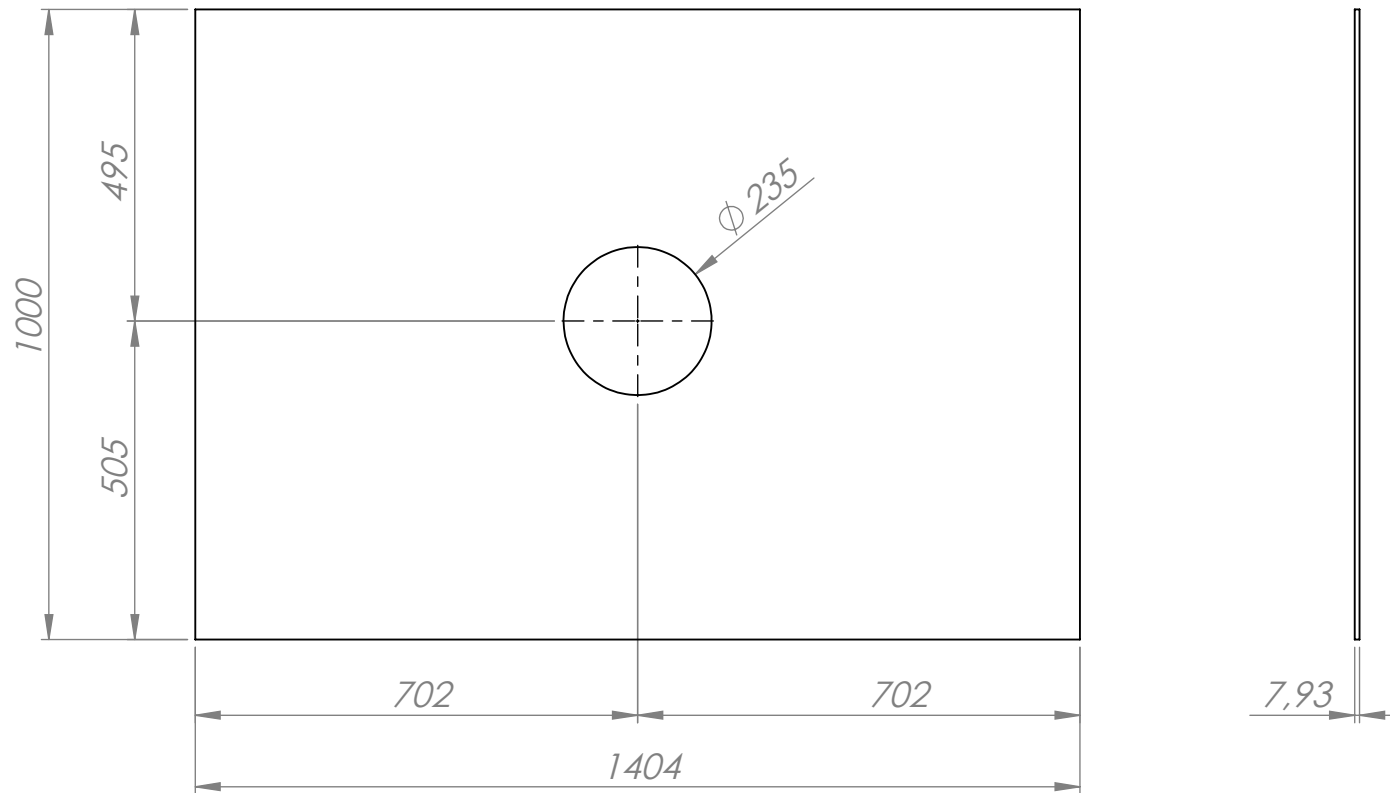
	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	01/04/2020	Nota:	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	01/04/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:	Terminación:	
1:4		Chapa de acero SAE 1010 espesor 1/4"	T.Térmico:	
Título:	TRAVESAÑO TRANSVERSAL TRASERO DE CUELLO		Cantidad: 1	Código: 4-010-0003

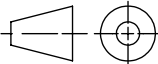


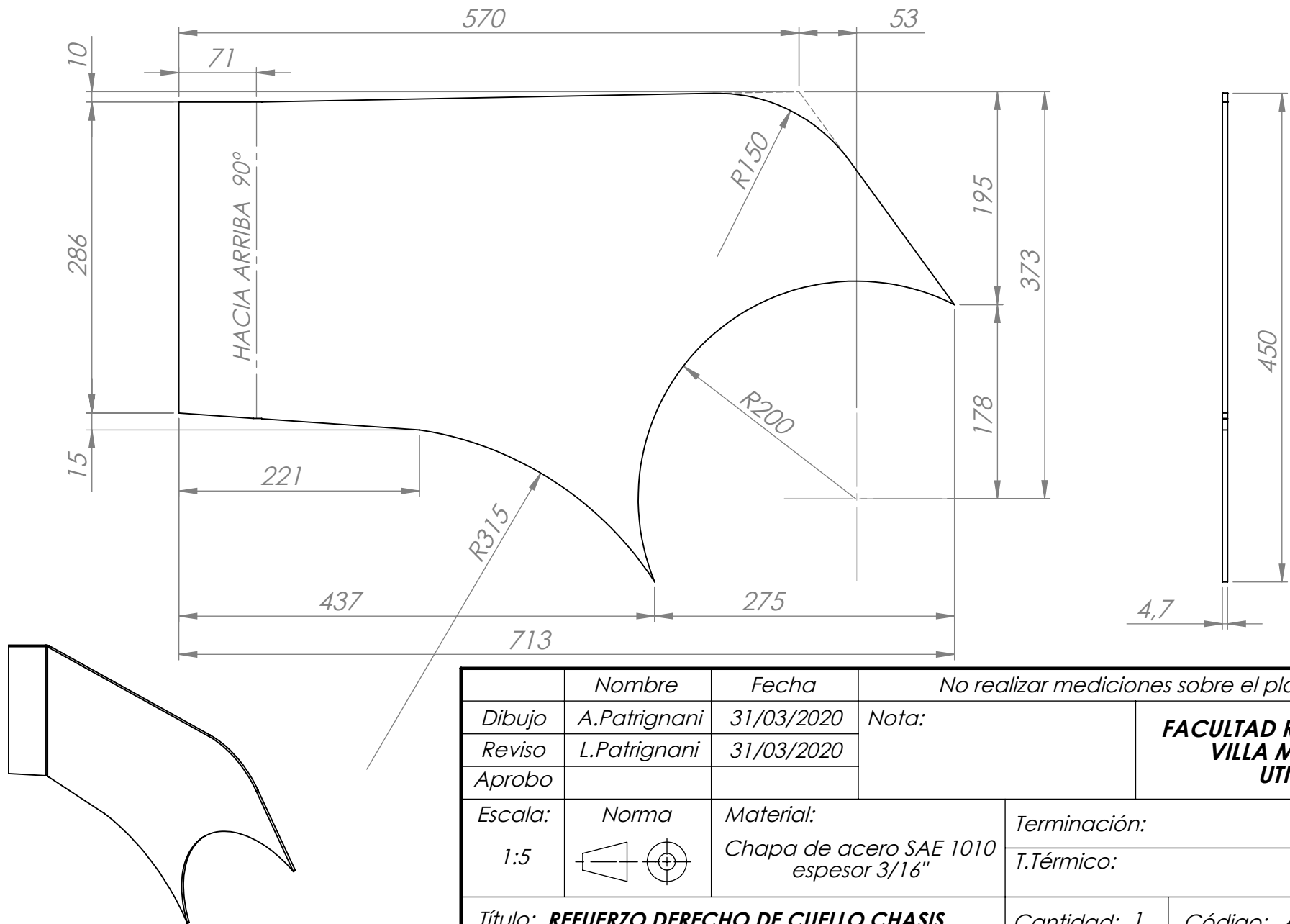
	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	31/03/2020	Nota:	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	31/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:	Terminación:	
1:2		Chapa MLC 420 Espesor 3/8"	T.Térmico:	
Título:	TRAVESAÑO LONGITUDINAL DELANTERO DE CUELLO SEMIRREMOLQUE		Cantidad: 2	Código: 4-010-0004



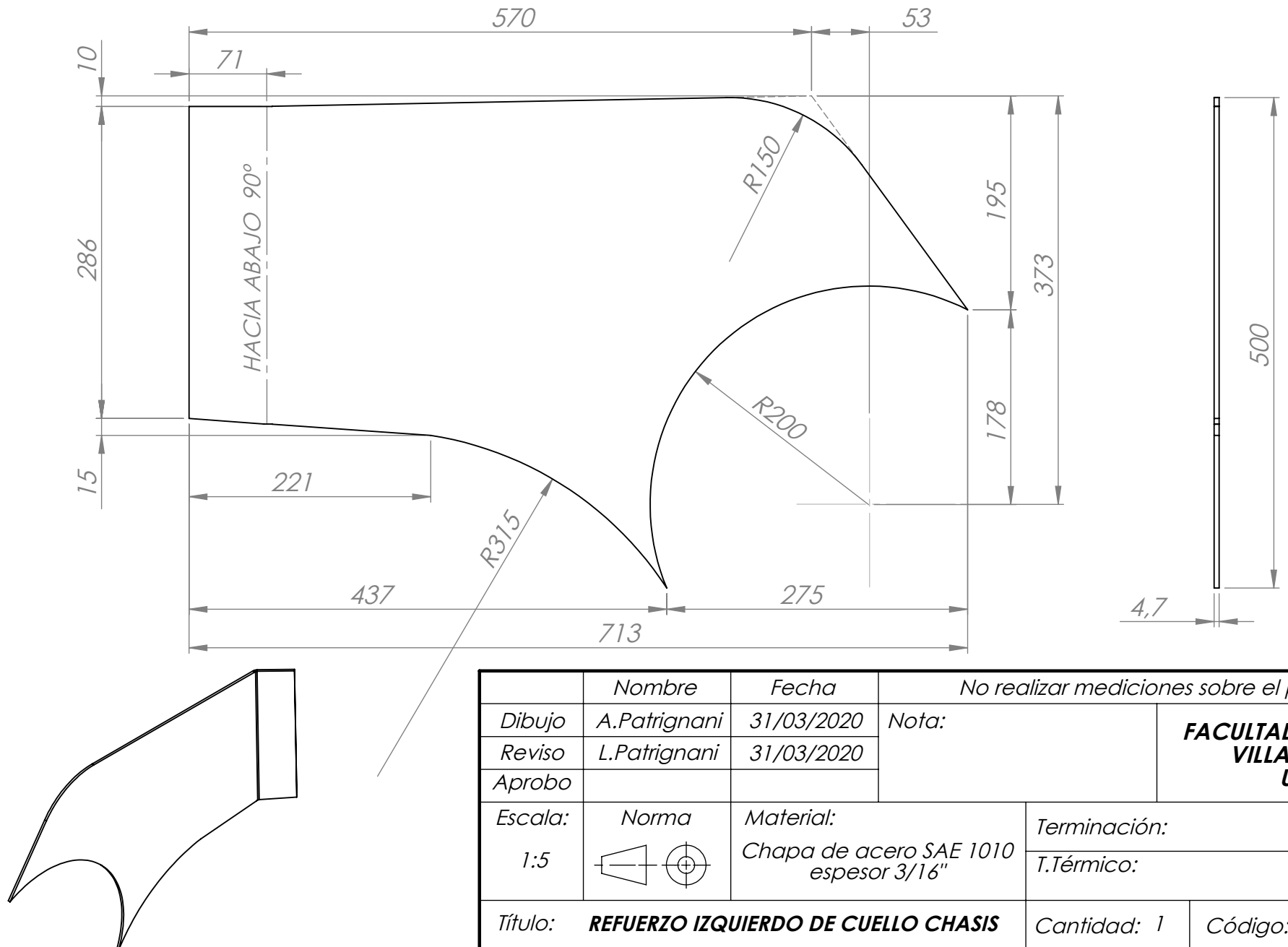
	Nombre	Fecha	<i>No realizar mediciones sobre el plano</i>	
Dibujo	A.Patrignani	31/03/2020	Nota:	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	31/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:	Terminación:	
1:2,5		Chapa de acero SAE 1010 espesor 1/4"	T.Térmico:	
Título:	TRAVESAÑO CHASIS		Cantidad: 5	Código: 4-010-0005



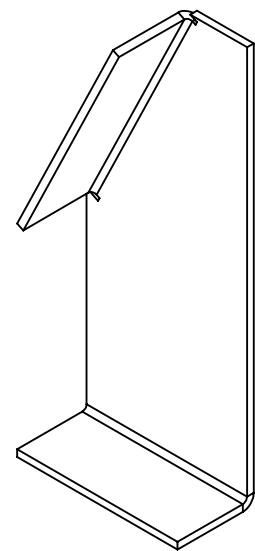
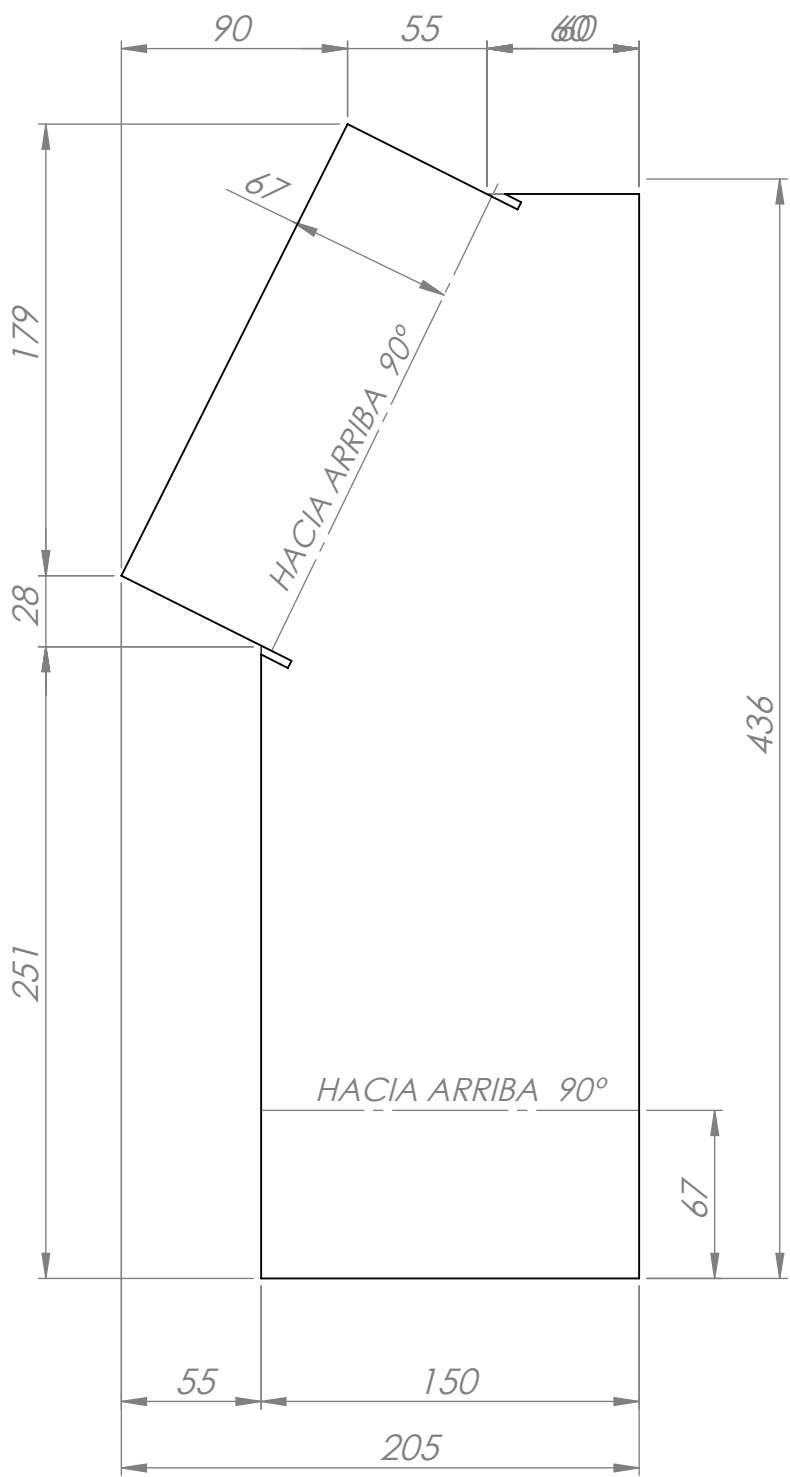
	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	31/03/2020	Nota:	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	31/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:	Terminación:	
1:12		Chapa de acero SAE 1010 espesor 5/16"	T.Térmico:	
Título:	TAPA INFERIOR CUELLO PARA FIJACIÓN DE PERNO REY		Cantidad: 1	Código: 4-001-0002



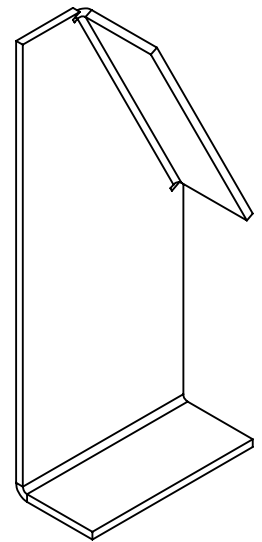
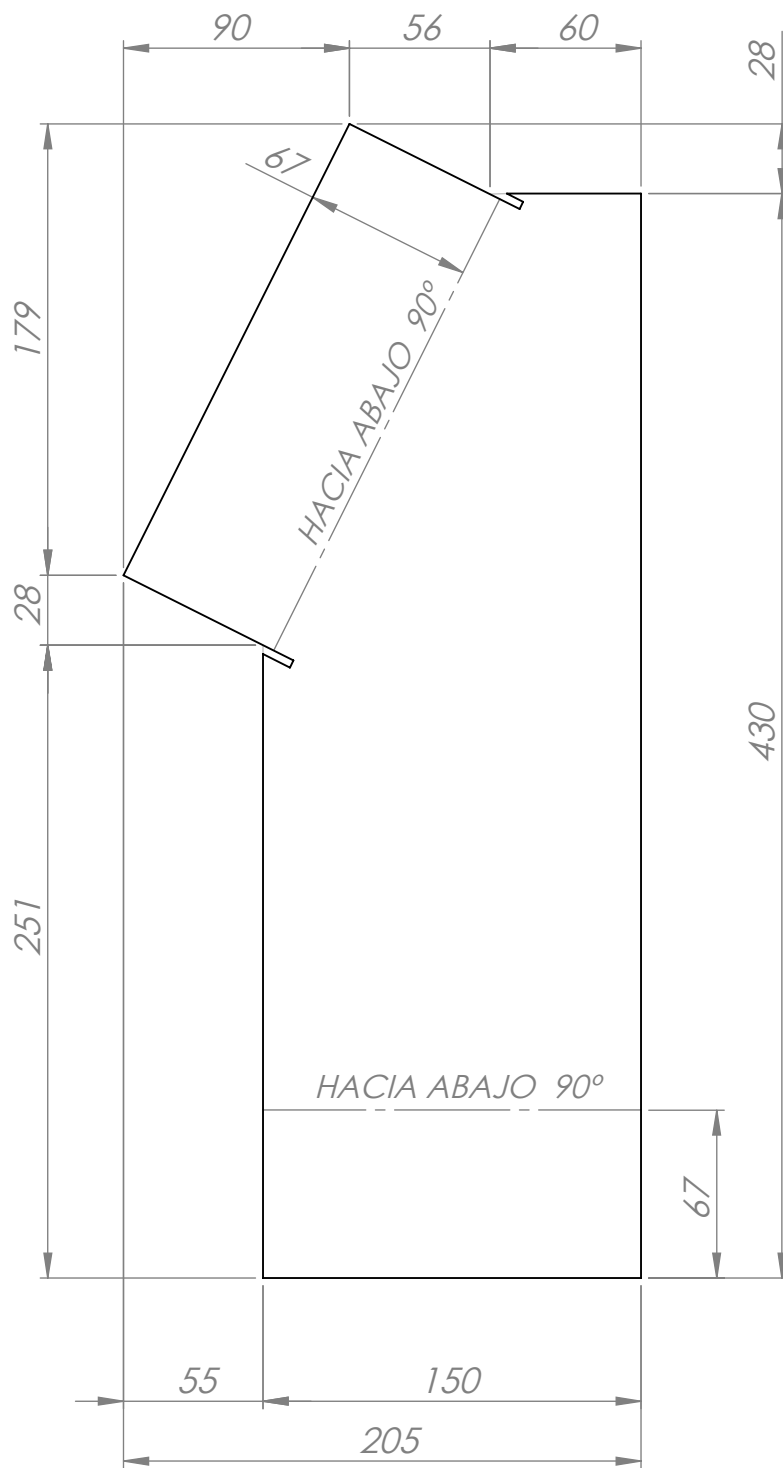
	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	31/03/2020	Nota:	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	31/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:	Terminación:	
1:5		Chapa de acero SAE 1010 espesor 3/16"	T.Térmico:	
Título: REFUERZO DERECHO DE CUELLO CHASIS			Cantidad: 1	Código: 4-011-0001



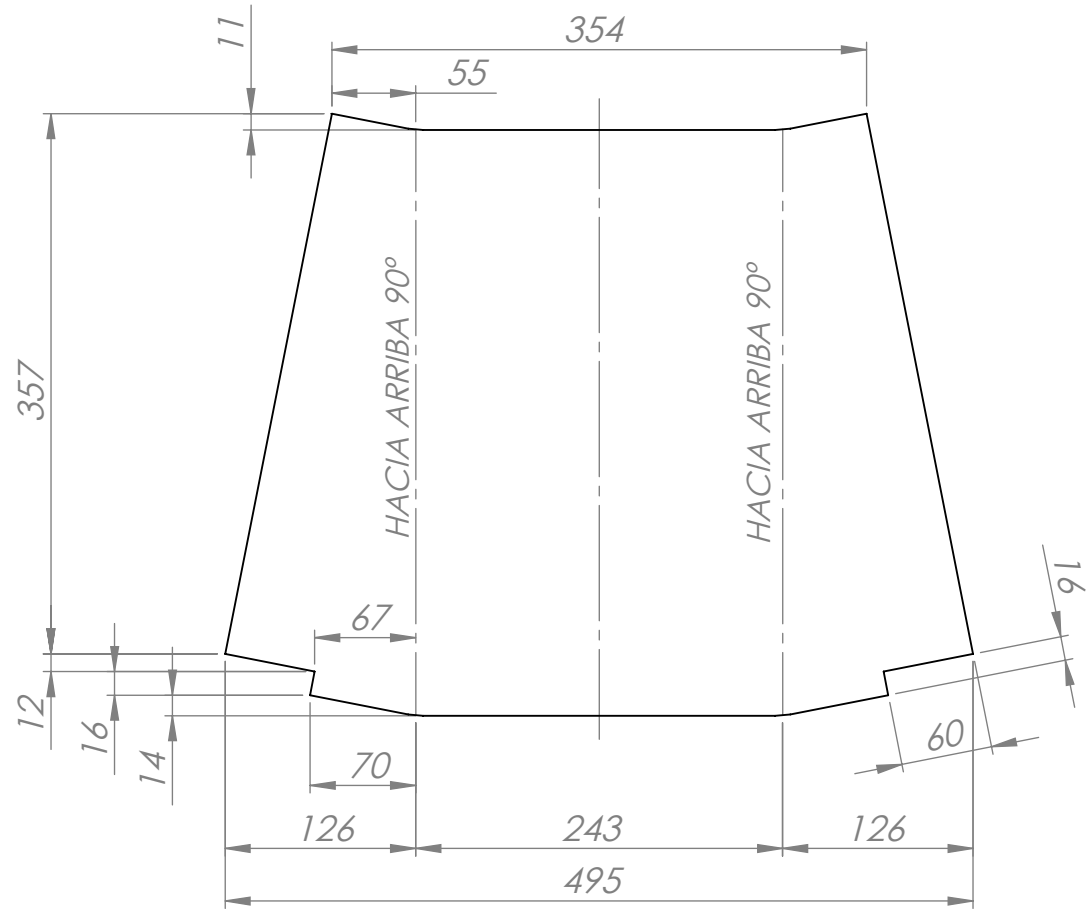
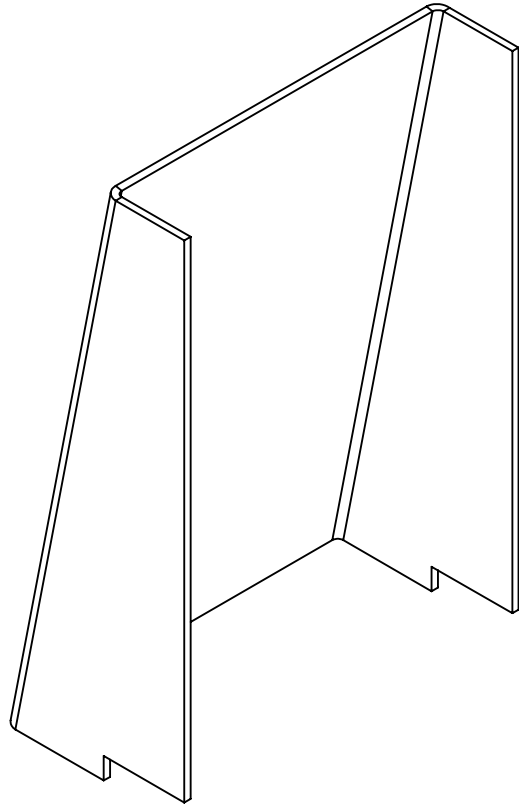
	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	31/03/2020	Nota:	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	31/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:	Terminación:	
1:5		Chapa de acero SAE 1010 espesor 3/16"	T.Térmico:	
Título:	REFUERZO IZQUIERDO DE CUELLO CHASIS		Cantidad: 1	Código: 4-011-0002



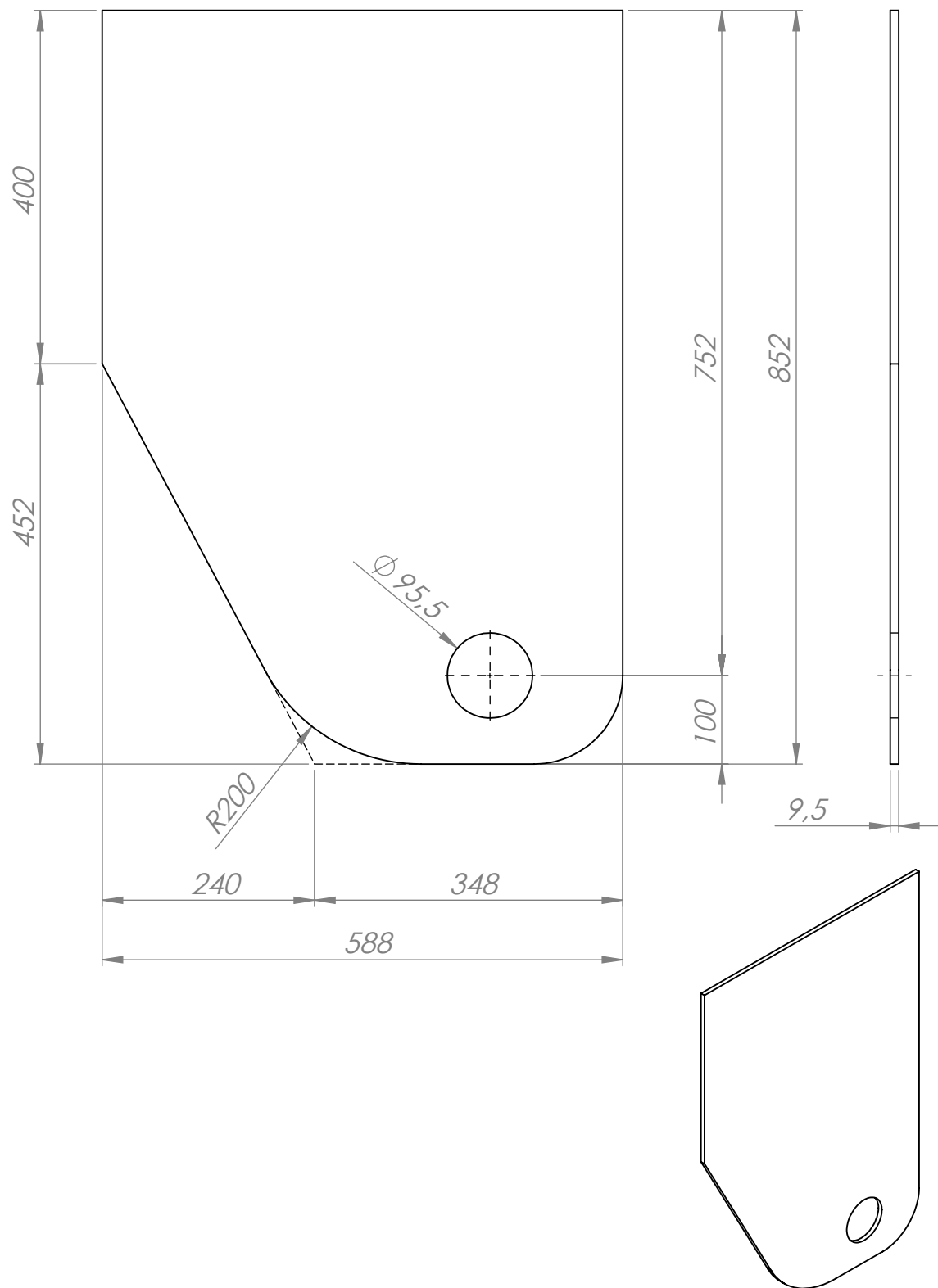
	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	31/03/2020	Nota:	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	31/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:	Terminación:	
1:3		Chapa de acero SAE 1010 espesor 1/4"	T.Térmico:	
Título: REFUERZO DERECHO TRAVESAÑO CHASIS			Cantidad: 5	Código: 4-011-0003



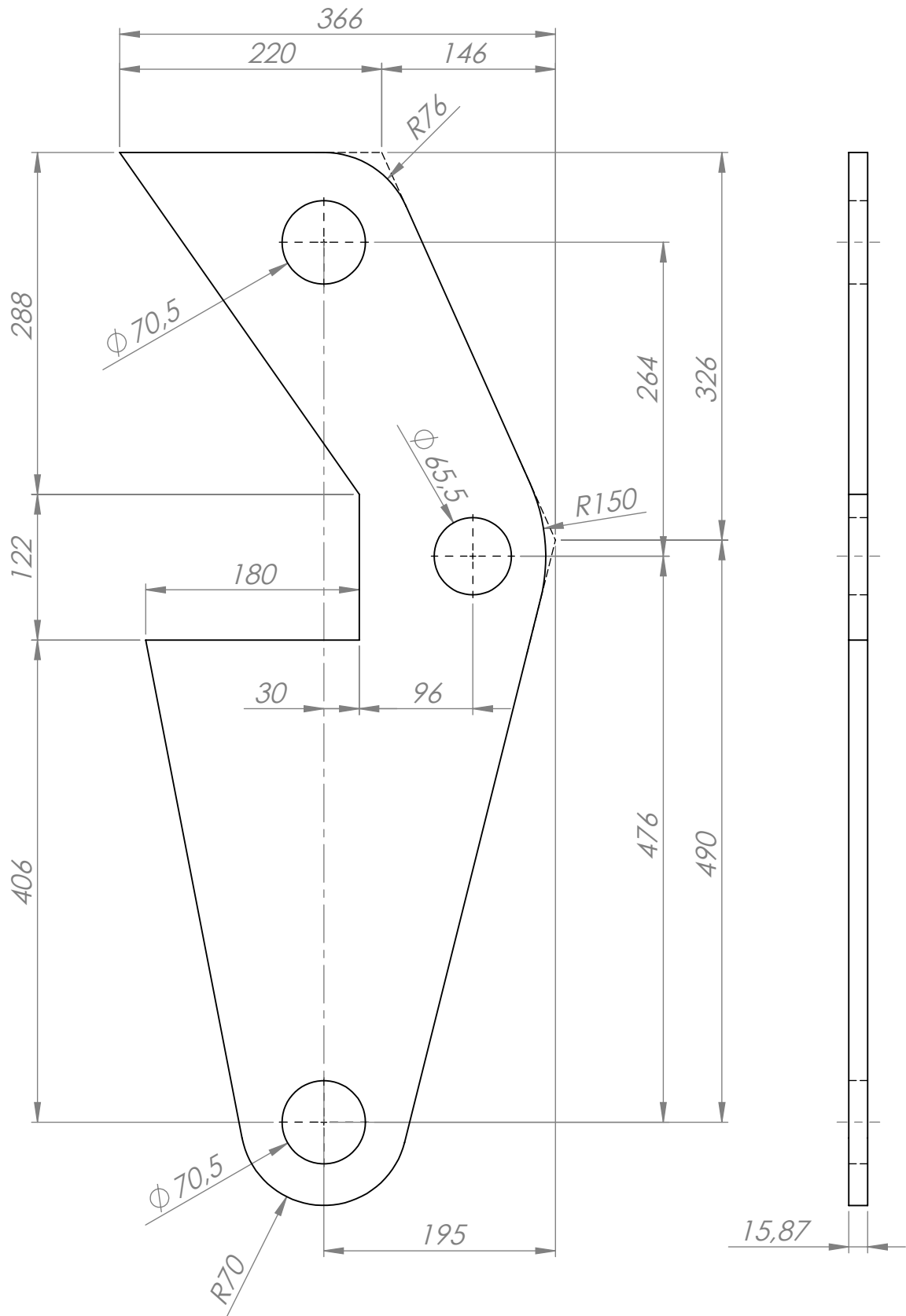
	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	31/03/2020	Nota:	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	31/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:	Terminación:	
1:3		Chapa de acero SAE 1010 espesor 1/4"	T.Térmico:	
Título:	REFUERZO IZQUIERDO TRAVESAÑO CHASIS		Cantidad: 5	Código: 4-011-0004



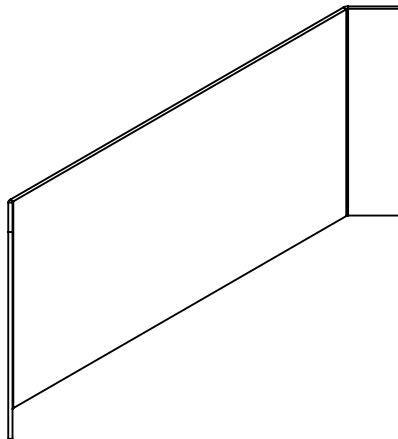
Nombre		Fecha		No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	31/03/2020	Nota:	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN	
Reviso	L.Patrignani	31/03/2020			
Aprobo					
Escala:	Norma	Material:		Terminación:	
1:5		Chapa MLC 420 Espesor 3/16"		T.Térmico:	
Título: REFUERZO CHASIS EN ZONA DE MANOTAS				Cantidad: 6	Código: 4-011-0005

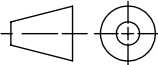


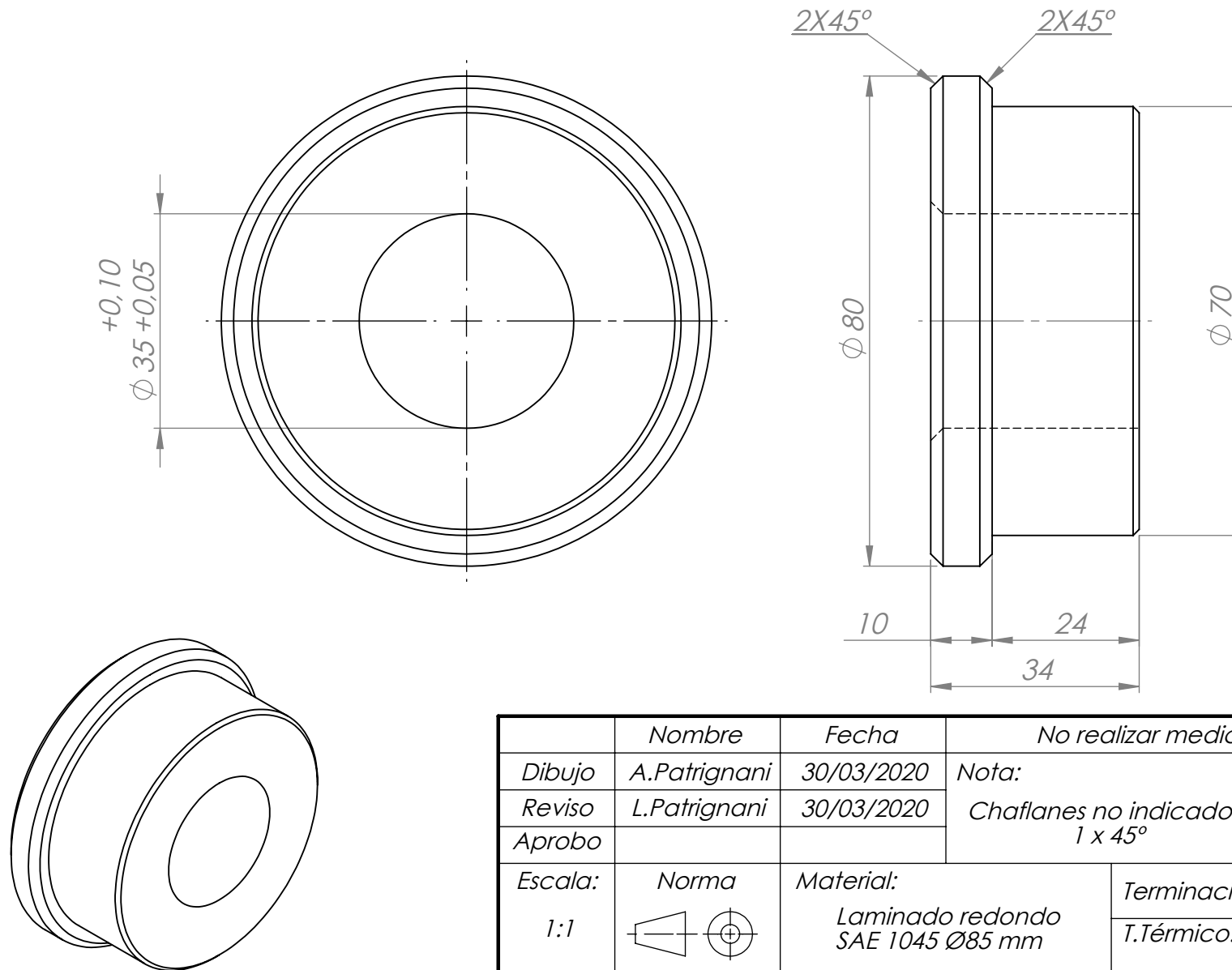
	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	31/03/2020	Nota:	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	31/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:	Terminación:	
1:7		Chapa MLC 420 Espesor 3/8"	T.Térmico:	
Título: PLACA FIJACIÓN EJE CILINDRO ELEVACIÓN			Cantidad: 4	Código: 4-012-0002



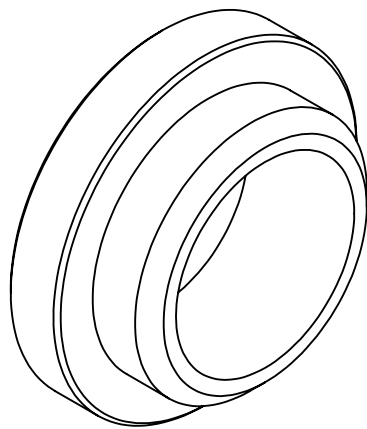
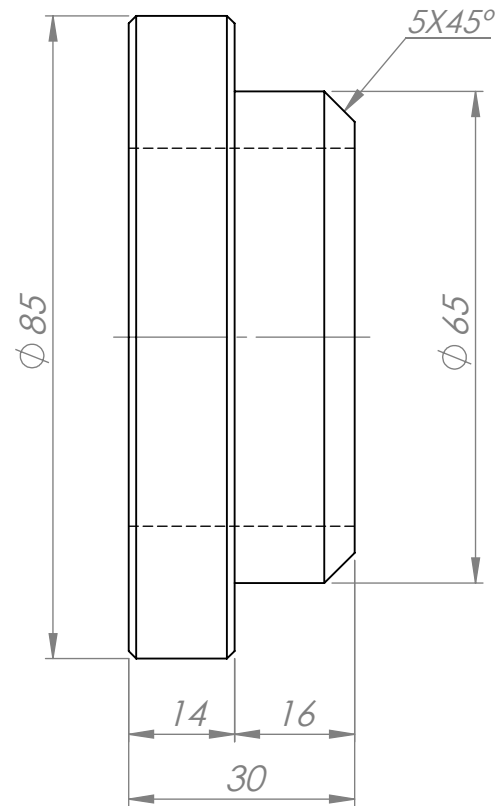
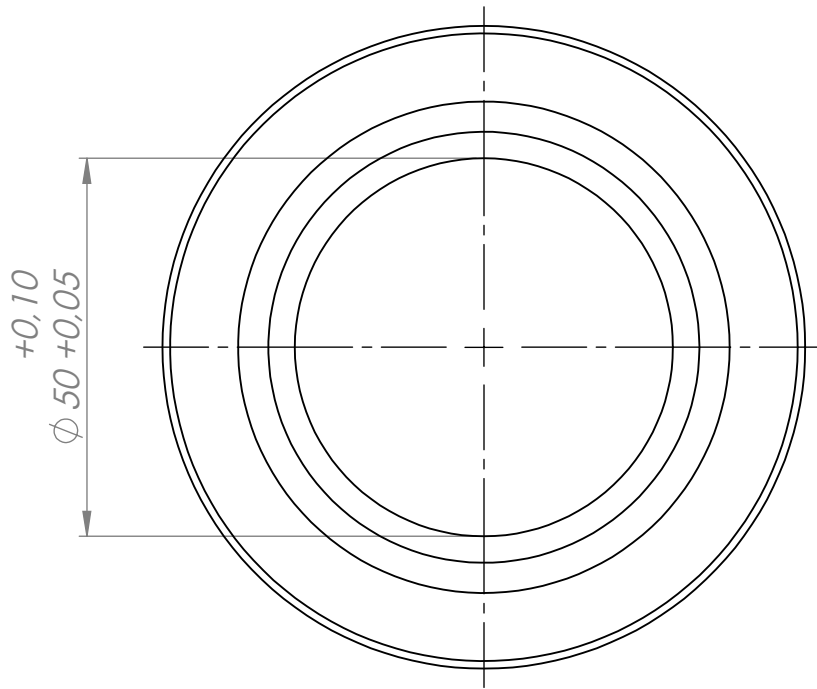
	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	30/03/2020	Nota:	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	30/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:	Terminación:	
1:5		Chapa de acero SAE 1010 espesor 5/8"	T.Térmico:	
Título: PLACA PIVOTE DE RAMPA Y PIE DE APOYO			Cantidad: 4	Código: 4-012-0001



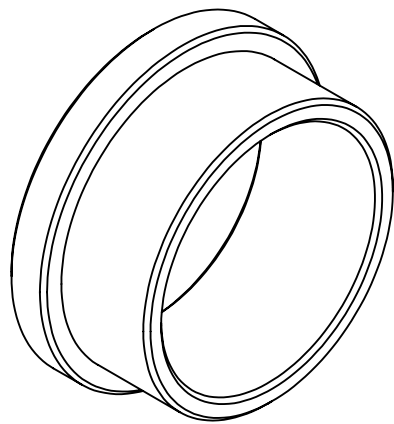
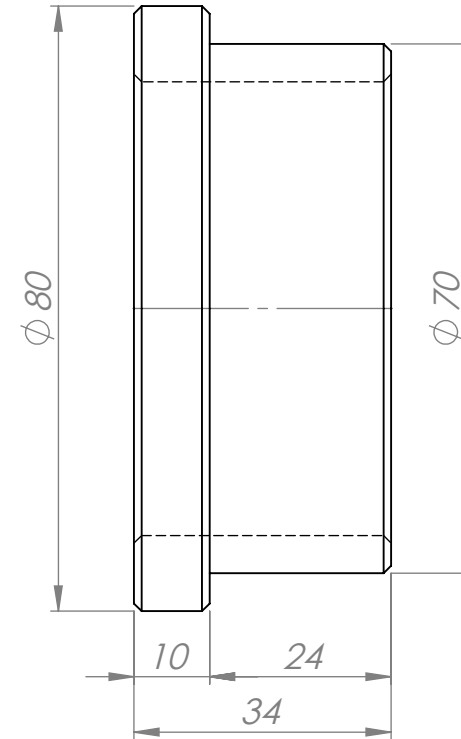
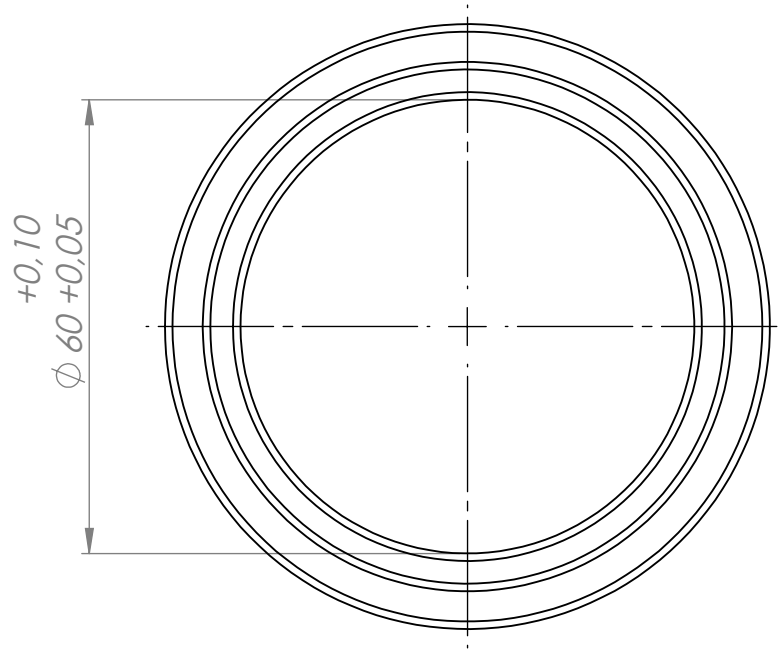
	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	31/03/2020	Nota:	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	31/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:	Terminación:	
1:5		Chapa de acero SAE 1010 espesor 1/4"	T.Térmico:	
Título:	REFUERZO CHASIS EN ZONA DE PLACAS DE PIVOTE DE CILINDRO TELECÓPICO		Cantidad: 4	Código: 4-011-0006



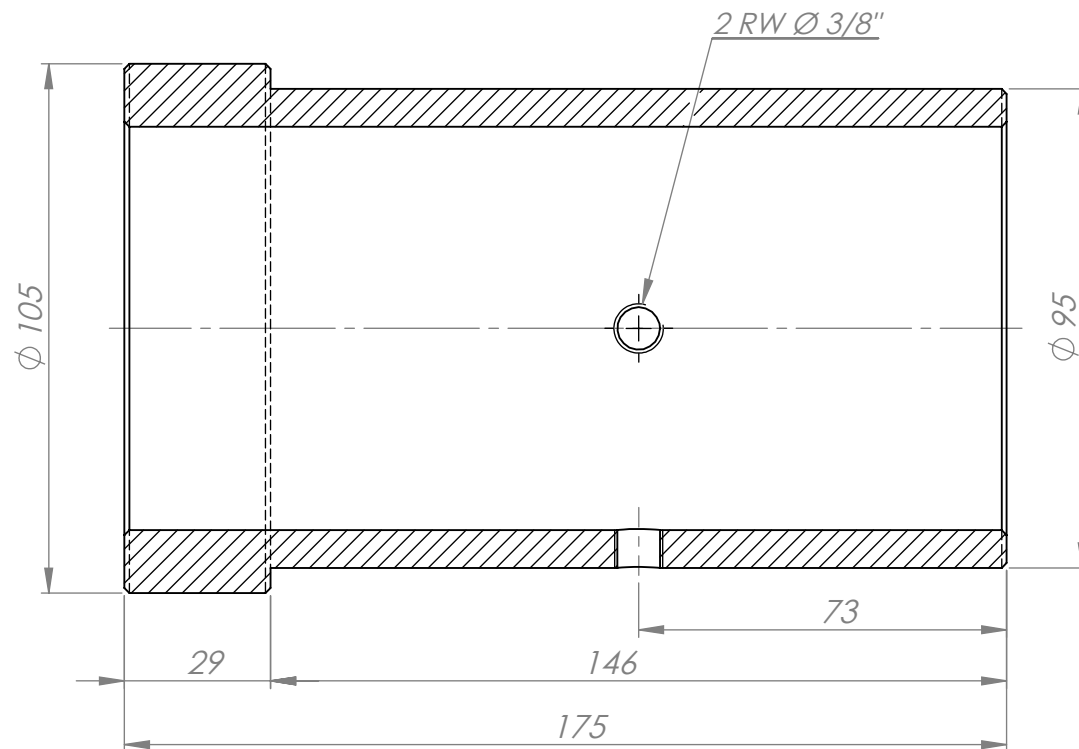
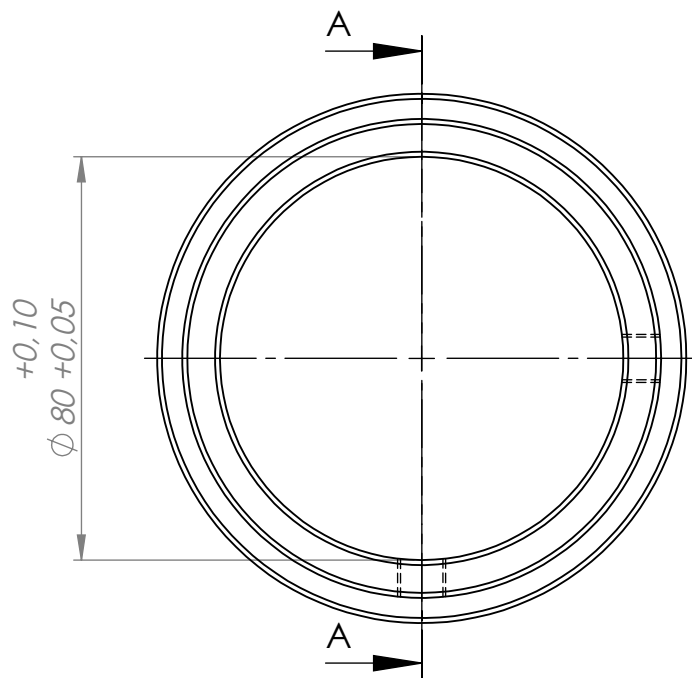
	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	30/03/2020	Nota: Chaflanes no indicados: 1 x 45°	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	30/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:	Terminación:	
1:1		Laminado redondo SAE 1045 Ø85 mm	T.Térmico:	
Título: BUJE CON TOPE Øi35 Øe70 LARGO 34 mm			Cantidad: 4	Código: 4-013-0001



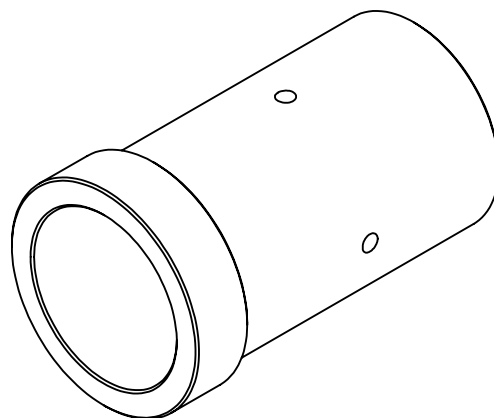
	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	30/03/2020	Nota: Chaflanes no indicados: 1 x 45°	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	30/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:		Terminación:
1:1		Laminado redondo SAE 1045 Ø3 1/2" mm		T.Térmico:
Título: BUJE CON TOPE Øi50 Øe65 LARGO 30 mm			Cantidad: 4	Código: 4-013-0002



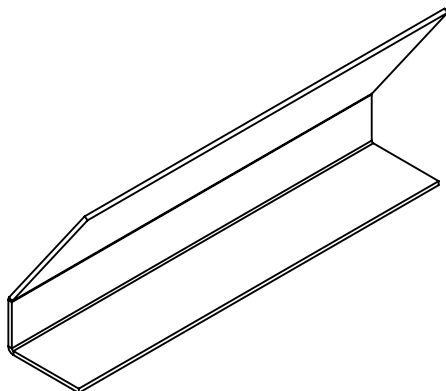
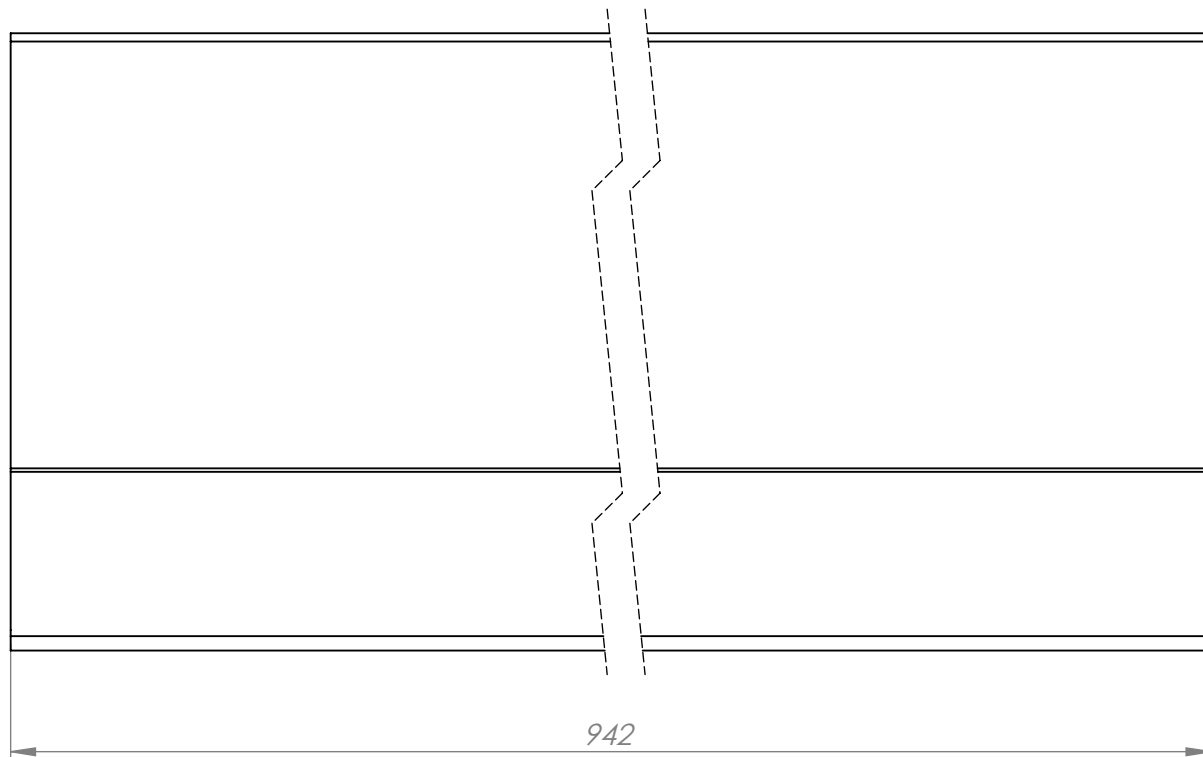
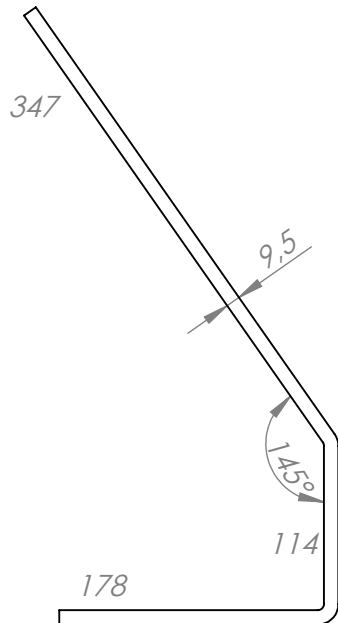
		Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	30/03/2020	Nota: Chaflanes no indicados: 1 x 45°	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN	
Reviso	L.Patrignani	30/03/2020			
Aprobo					
Escala:	Norma	Material:		Terminación:	
1:1		Laminado redondo SAE 1045 Ø 85 mm		T.Térmico:	
Título: BUJE CON TOPE Øi60 Øe70 LARGO 34 mm				Cantidad: 4	Código: 4-013-0003

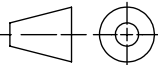


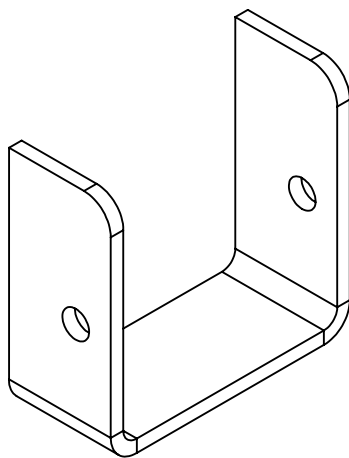
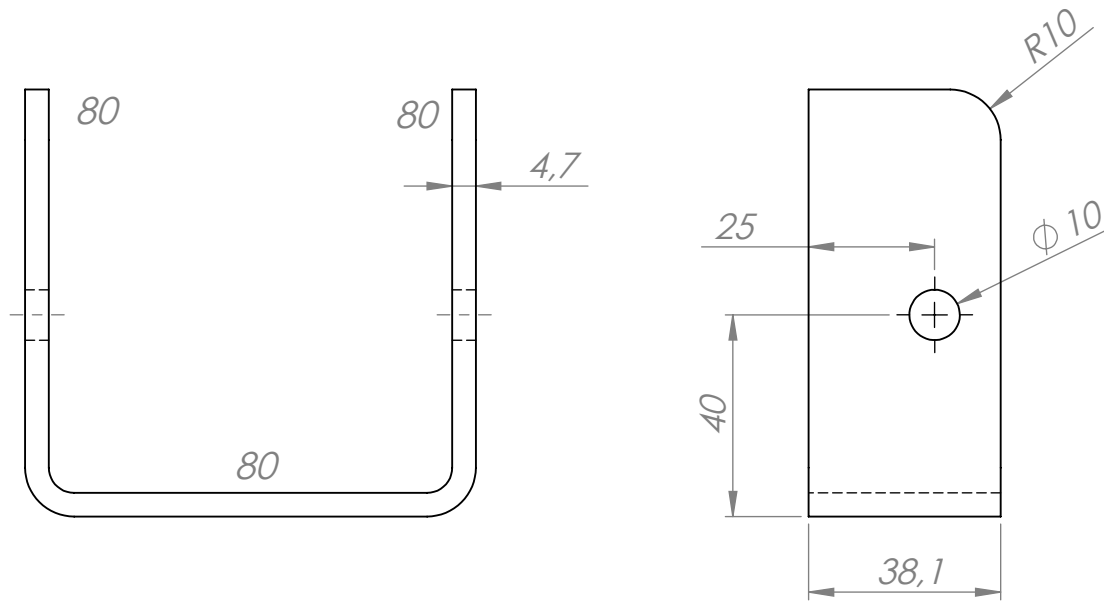
SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 1.5





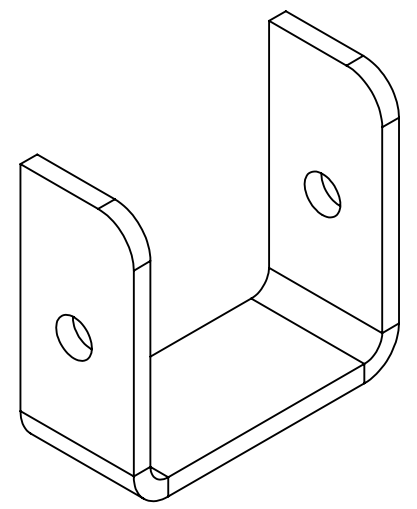
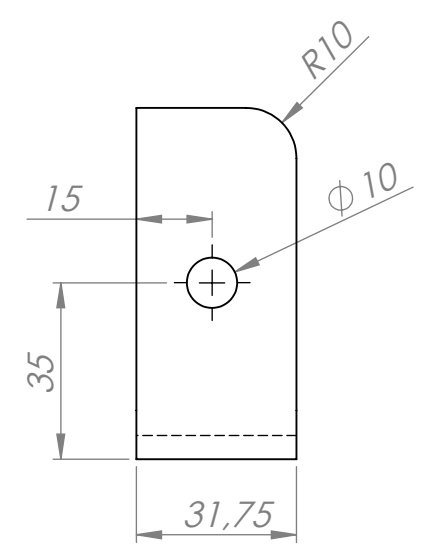
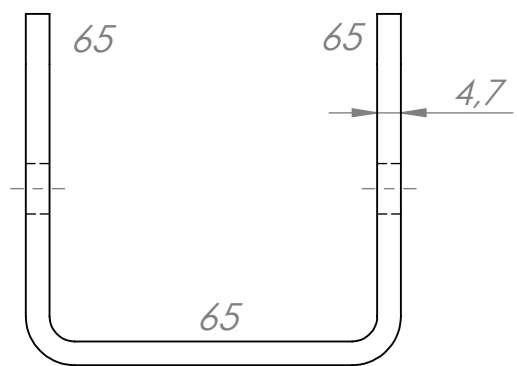
Nombre		Fecha		No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	31/03/2020	Nota: Chaflanes no indicados: 1 x 45°	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN	
Reviso	L.Patrignani	31/03/2020			
Aprobo					
Escala:	Norma	Material:		Terminación:	
1:1.5		Laminado redondo SAE 1045 Ø 110 mm		T.Térmico:	
Título: BUJE CON TOPE Øi80 Øe95 LARGO 175 mm				Cantidad: 2	Código: 4-013-0004





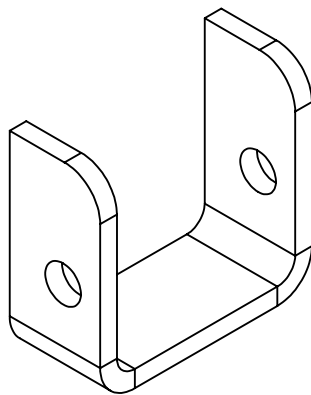
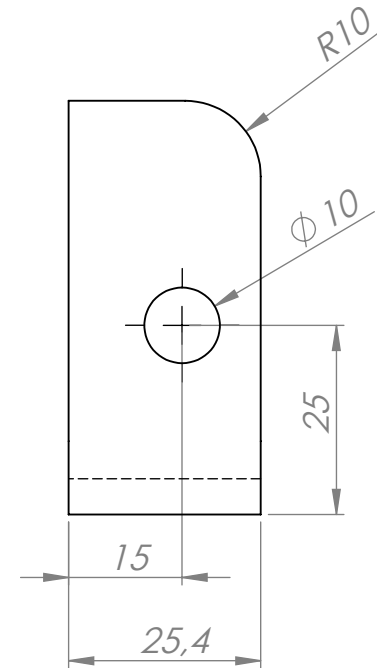
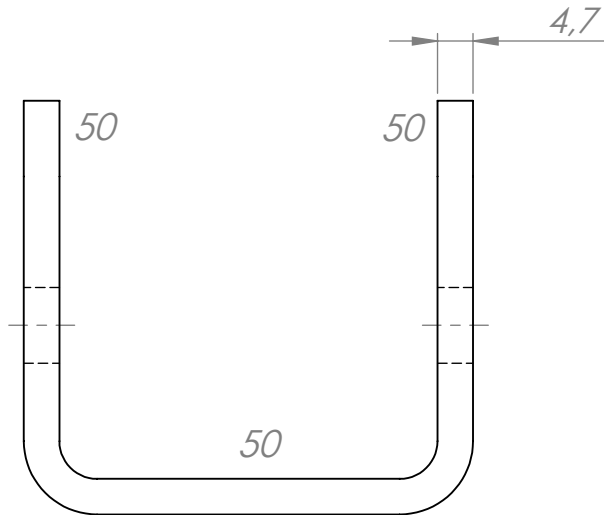
	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	31/03/2020	Nota: Ángulo no indicado: 90°	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	31/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:	Terminación:	
1:5		Chapa de acero SAE 1010 espesor 3/8"	T.Térmico:	
Título:	FALDÓN TRASERO CHASIS		Cantidad: 1	Código: 4-014-0001

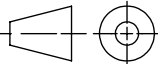


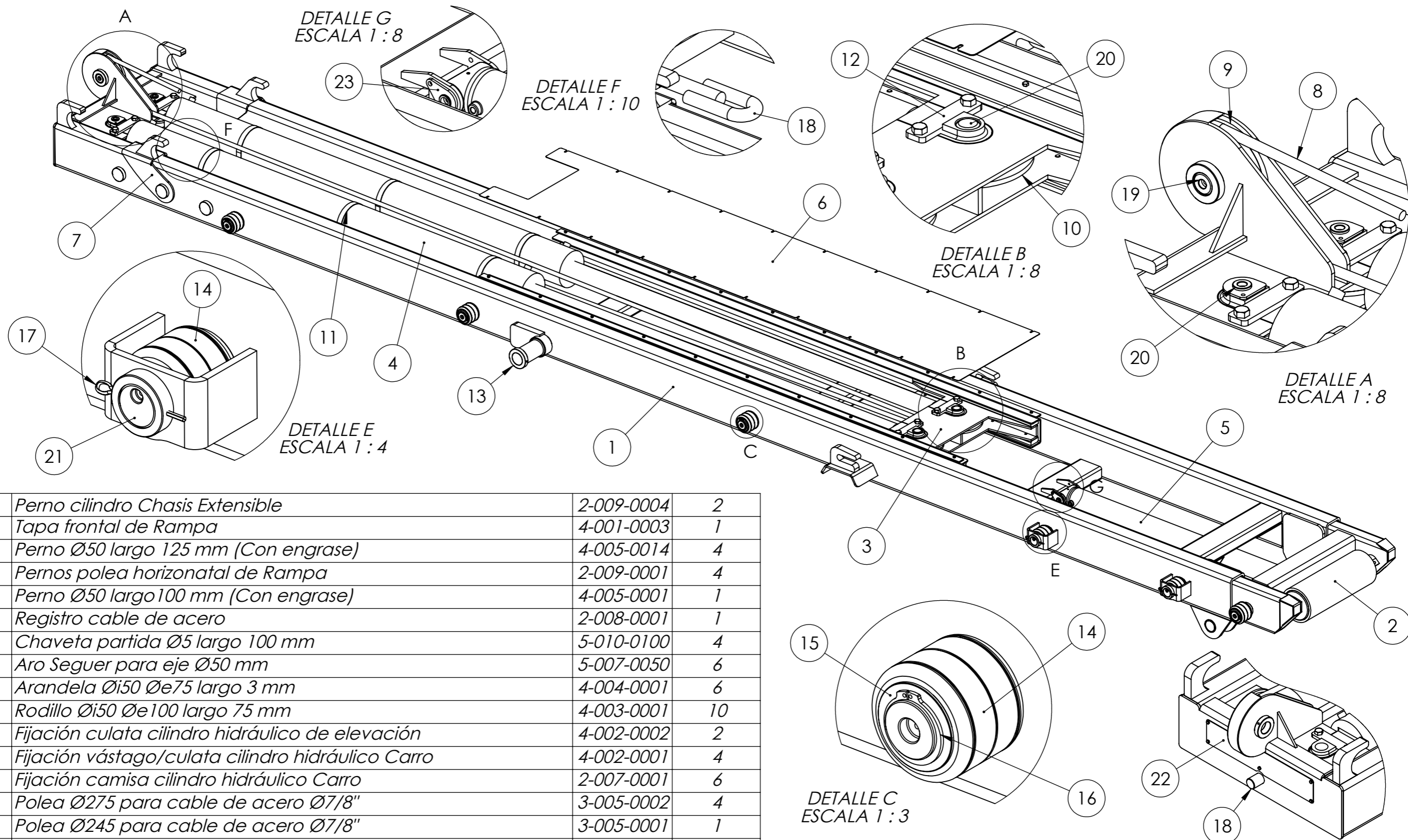
	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	31/03/2020	Nota:	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	31/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:	Terminación:	
1:1,5	 	Planchuela SAE 1010 de 1 1/2" X 3/16"	T.Térmico:	
Título:	TRABA PERNO CABEZA CUADRADA 65 mm		Cantidad: 2	Código: 4-021-0001



	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	31/03/2020	Nota:	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	31/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:	Terminación:	
1:1,5	 	Planchuela SAE 1010 de 1 1/4" X 3/16"	T.Térmico:	
Título:	TRABA PERNO CABEZA CUADRADA 65 mm		Cantidad: 2	Código: 4-021-0002

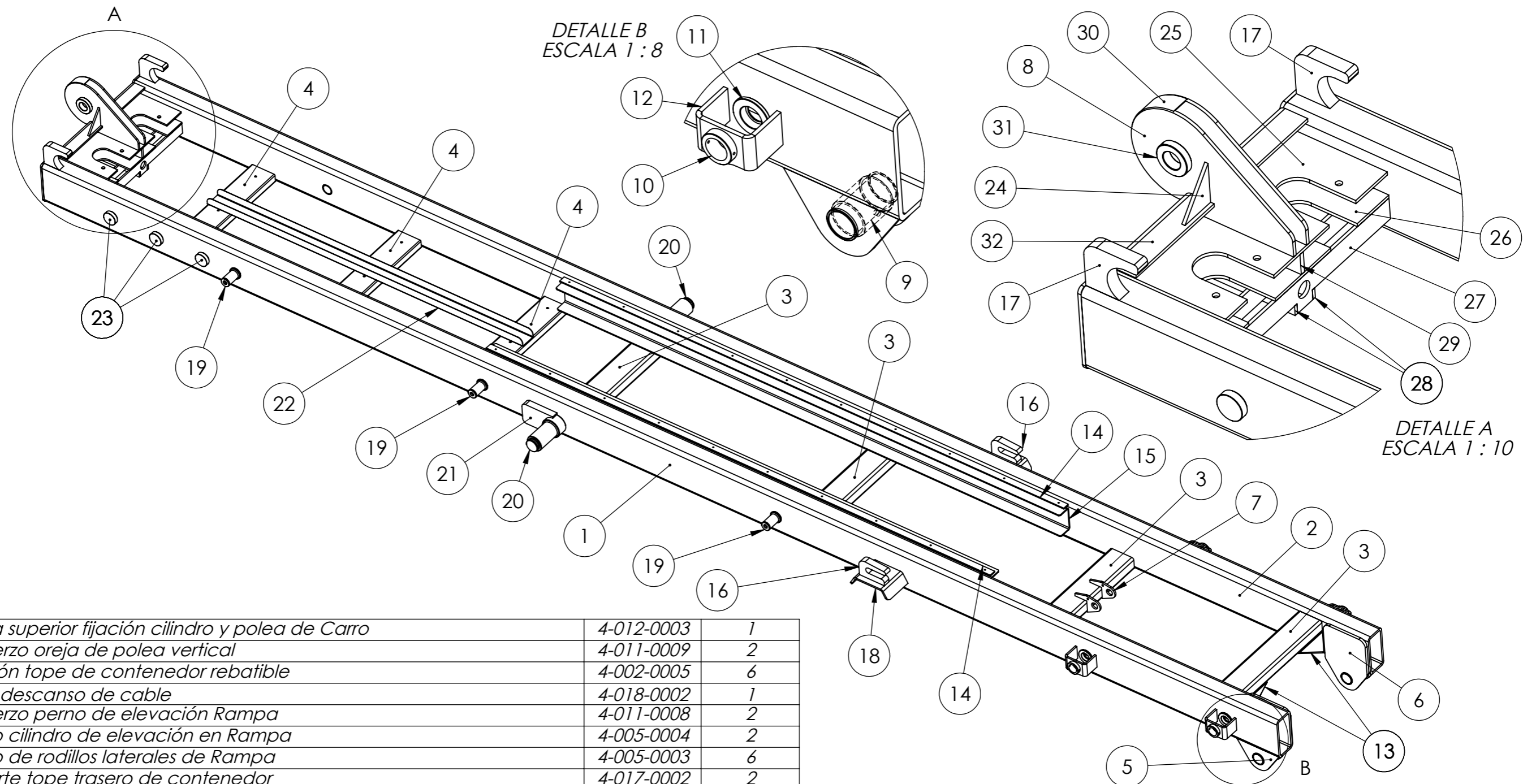


	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	25/03/2020	Nota:	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	25/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:	Terminación:	
1:1		Planchuela SAE 1010 DE 1" X 3/16"	T.Térmico:	
Título:	TRABA PERNO CABEZA CUADRADA 50 mm		Cantidad: 3	Código: 4-021-0003



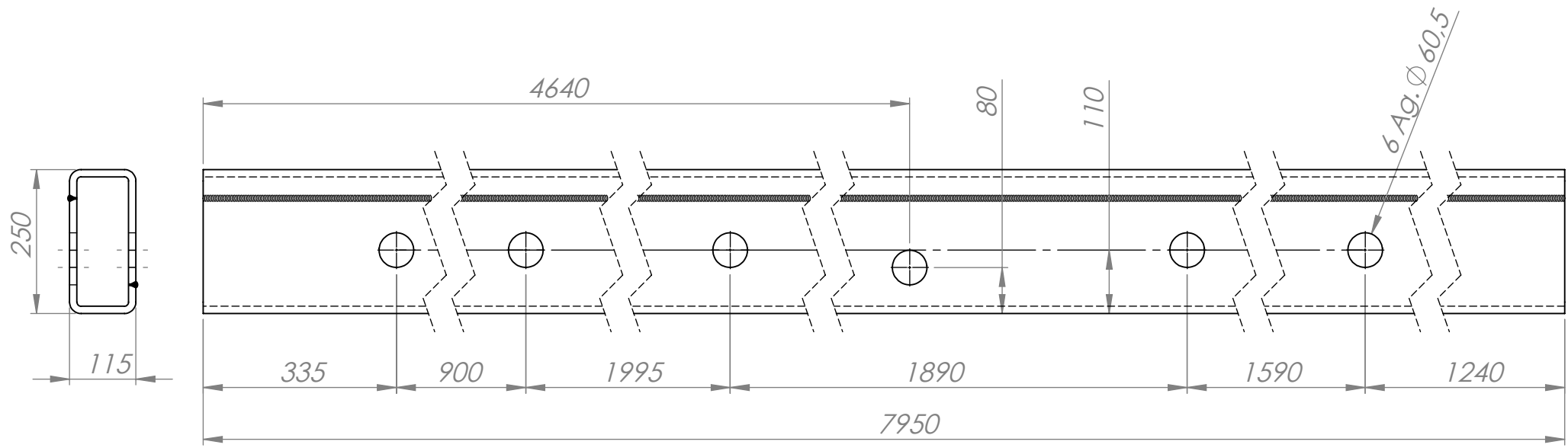
23	Perno cilindro Chasis Extensible	2-009-0004	2
22	Tapa frontal de Rampa	4-001-0003	1
21	Perno Ø50 largo 125 mm (Con engrase)	4-005-0014	4
20	Pernos polea horizontal de Rampa	2-009-0001	4
19	Perno Ø50 largo 100 mm (Con engrase)	4-005-0001	1
18	Registro cable de acero	2-008-0001	1
17	Chaveta partida Ø5 largo 100 mm	5-010-0100	4
16	Aro Seguer para eje Ø50 mm	5-007-0050	6
15	Arandela Øi50 Øe75 largo 3 mm	4-004-0001	6
14	Rodillo Øi50 Øe100 largo 75 mm	4-003-0001	10
13	Fijación culata cilindro hidráulico de elevación	4-002-0002	2
12	Fijación vástago/culata cilindro hidráulico Carro	4-002-0001	4
11	Fijación camisa cilindro hidráulico Carro	2-007-0001	6
10	Polea Ø275 para cable de acero Ø7/8"	3-005-0002	4
9	Polea Ø245 para cable de acero Ø7/8"	3-005-0001	1
8	Eslinga acero 6x36 Ø7/8" largo 24,75 mts (Extremo libre-oyal de izaje)	5-002-0001	1
7	Tope contenedor	2-006-0001	2
6	Tapa cubre cilindros	4-001-0001	1
5	Cil. hidr. Øi Cam. 99,8 - E.C.C. 1590 - Carr. 1310 - Øv 50	5-001-0004	1
4	Cil. hidr. Øi Cam. 180 - E.C.C. 3000 - Carr. 2425 - Øv 90	5-001-0002	2
3	Armado Carro Deslizante	3-003-0001	1
2	Armado Chasis Extensible	3-004-0001	1
1	Rampa semirremolque	2-002-0001	1
Item	Descripción	Código	Cantidad

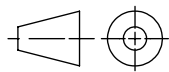
	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	21/03/2020	Nota:	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	21/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:	Terminación:	
1:20			T.Térmico:	
Título:	ARMADO DE RAMPA		Cantidad: 1	Código: 3-001-0001

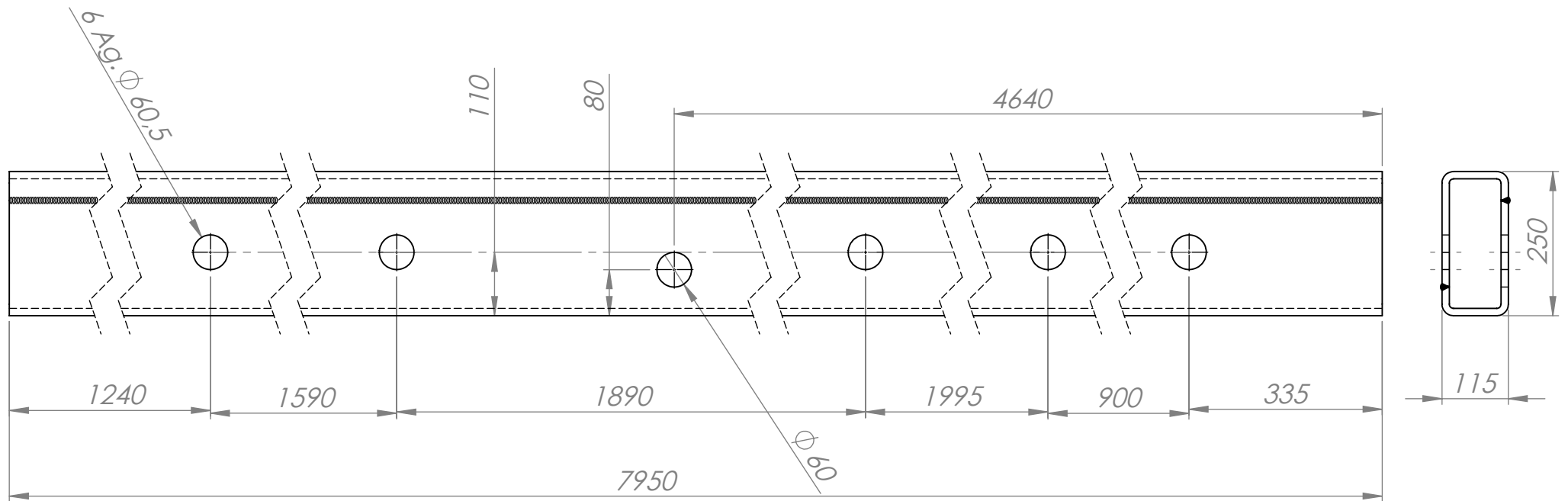


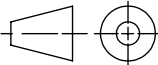
25	Placa superior fijación cilindro y polea de Carro	4-012-0003	1				
24	Refuerzo oreja de polea vertical	4-011-0009	2				
23	Fijación tope de contenedor rebatible	4-002-0005	6				
22	Guía descanso de cable	4-018-0002	1				
21	Refuerzo perno de elevación Rampa	4-011-0008	2				
20	Perno cilindro de elevación en Rampa	4-005-0004	2				
19	Perno de rodillos laterales de Rampa	4-005-0003	6				
18	Soporte tope trasero de contenedor	4-017-0002	2				
17	Tope delantero de contenedor	4-019-0002	2	32	Travesaño delantero Rampa	4-010-0009	1
16	Tope trasero de contenedor	4-019-0001	2	31	Buje con tope Øi50 Øe60 largo 28 mm	4-003-0008	2
15	Guía de carro	4-018-0001	2	30	Tapa orejas de fijación polea vertical	4-001-0004	1
14	Fijación tapa cubre cilindros	4-002-0004	2	29	Corte chapa SAE 1010 1/2" de 62 x 305 mm	4-007-0006	1
13	Refuerzo travesaño trasero Rampa	4-011-0007	2	28	Refuerzo inferior de placas de fijación	4-011-0010	2
12	Soporte bujes rodillos traseros	4-017-0001	4	27	Travesaño de placas de fijación cilindro y polea	4-010-0007	2
11	Buje con doble tope Øi50 Øe60 largo 20 mm	4-013-0007	4	26	Placa inferior fijación cilindro y polea de Carro	4-012-0004	1
10	Buje Øi50 Øe70 largo 33 mm	4-013-0006	4	Item	Descripción	Código	Cantidad
9	Buje con doble tope Øi 60 Øe70 largo 131 mm	4-013-0005	2				
8	Oreja fijación polea vertical	4-016-0004	2				
7	Oreja lado camisa cilindro Chasis Extensible	4-016-0003	2				
6	Oreja mayor articulación Rampa	4-016-0002	2				
5	Oreja menor articulación Rampa	4-016-0001	2				
4	Travesaño fijación camisa cilindro Carro	4-010-0006	3				
3	Corte caño estructural 150x75x6,35 L670 mm	4-006-0005	4				
2	Larguero izquierdo Rampa	4-015-0002	1				
1	Larguero derecho Rampa	4-015-0001	1				
Item	Descripción	Código	Cantidad				

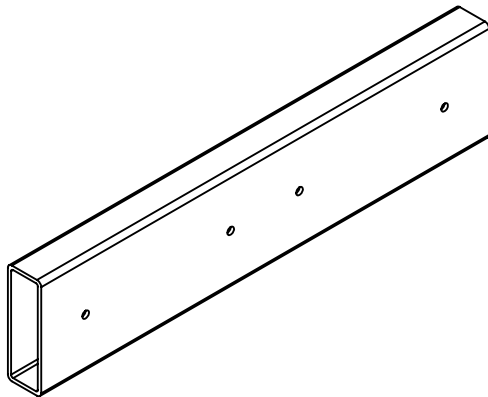
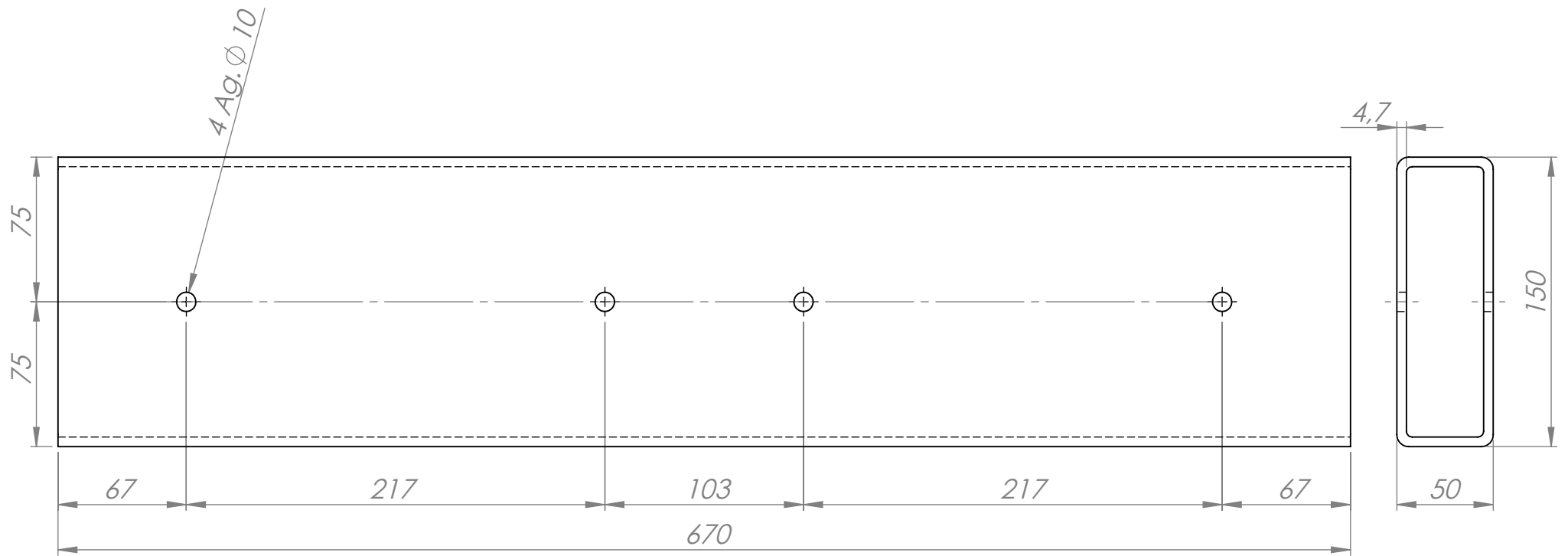
	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	23/03/2020	Nota:	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	23/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:	Terminación:	
1:22			T.Térmico:	
Título:	RAMPA-COMPONENTES		Cantidad:	Código: 2-002-001 (1/2)

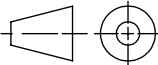


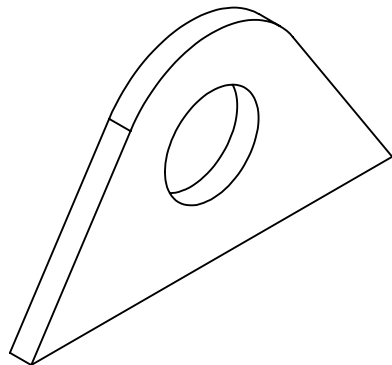
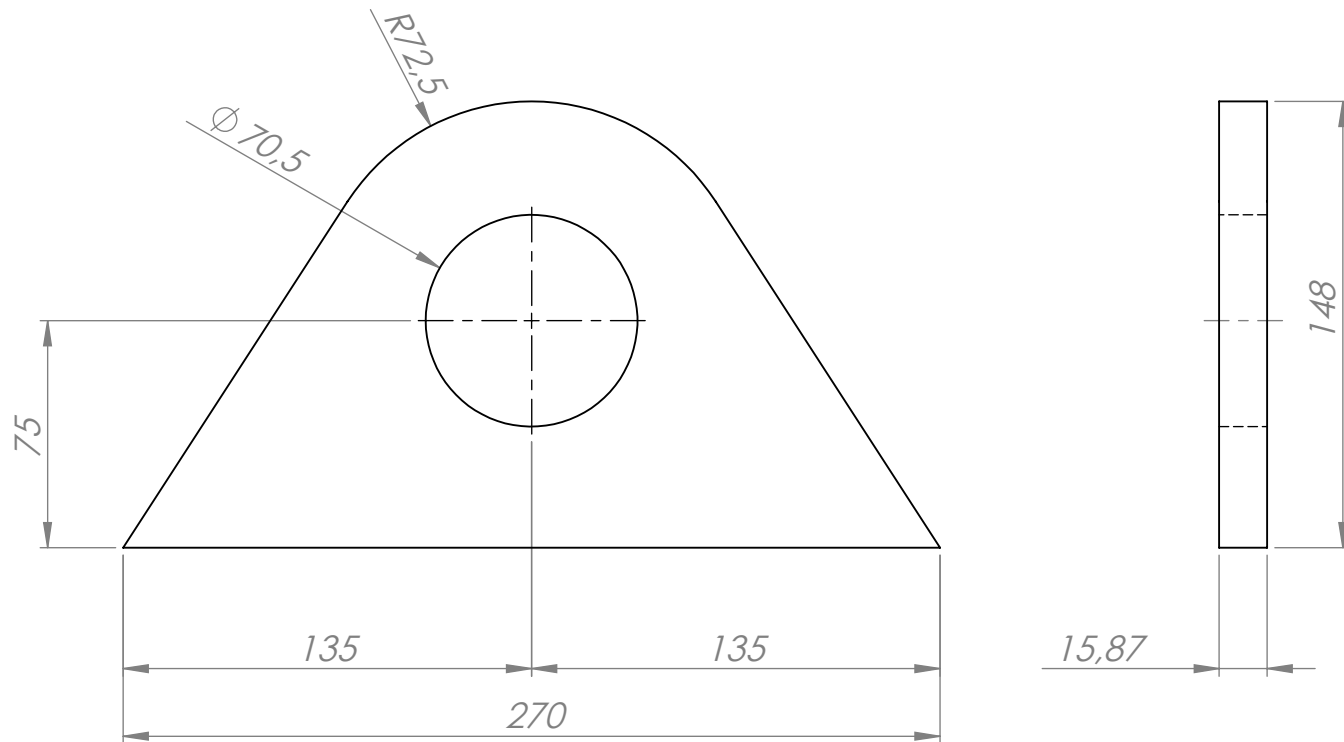
	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	29/03/2020	Nota:	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	29/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:	Terminación:	
1:10		Tubo 250 x 115 x 1/2" de chapa plagada SAE 1010	T.Térmico:	
Título:	LARGUERO DERECHO RAMPA		Cantidad: 1	Código: 4-015-0001



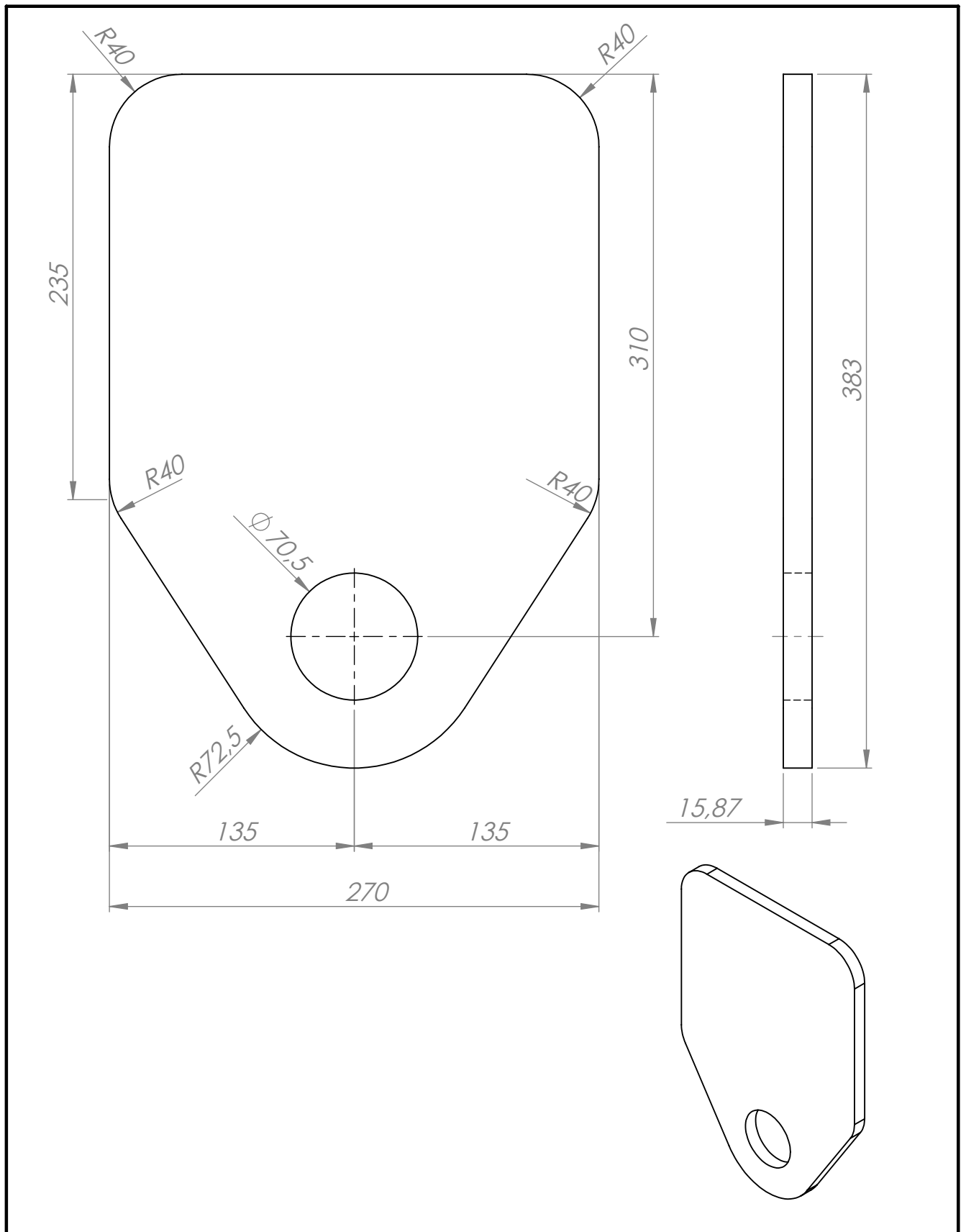
	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	29/03/2020	Nota:	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	29/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:	Terminación:	
1:10		Tubo 250 x 115 x 1/2" de chapa plagada SAE 1010	T.Térmico:	
Título:	LARGUERO IZQUIERDO RAMPA		Cantidad: 1	Código: 4-015-0002



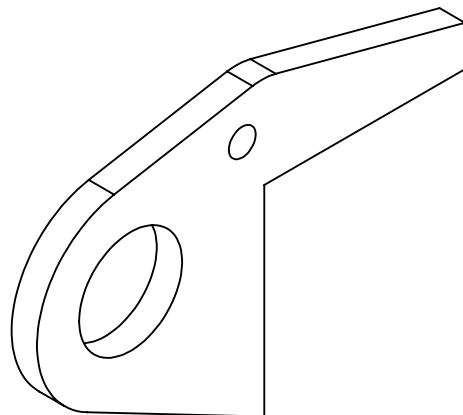
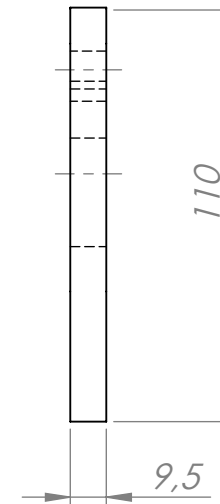
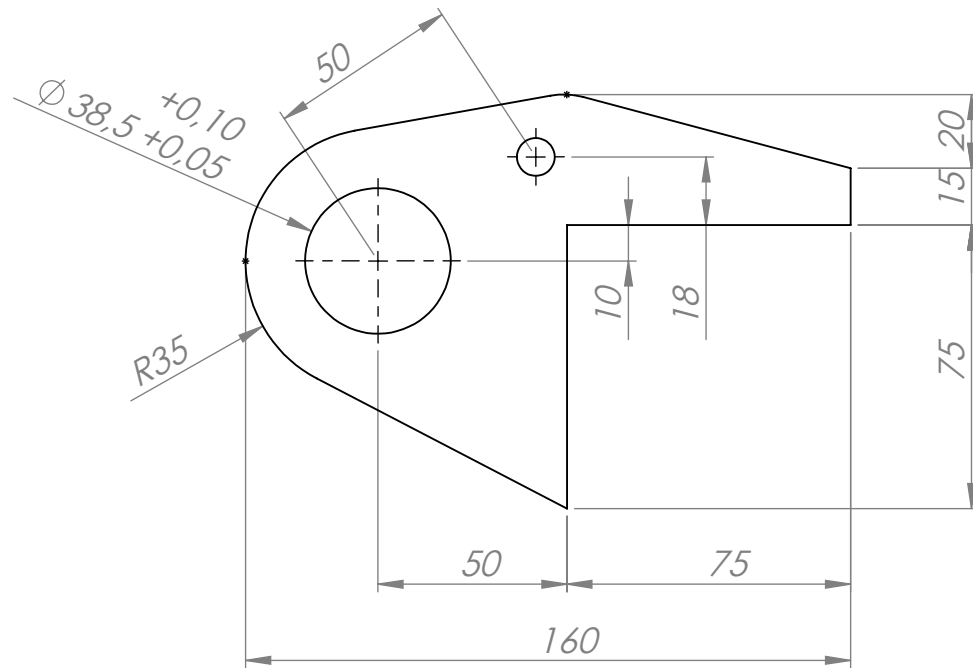
	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	29/03/2020	Nota:	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	29/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:	Terminación:	
1:3		Caño estructural c/costura 150 x 50 x 4,7 mm	T.Térmico:	
Título:	TRAVESAÑO FIJACIÓN CAMISA DE CILINDRO HIDRÁULICO DE CARRO		Cantidad: 3	Código: 4-010-0006



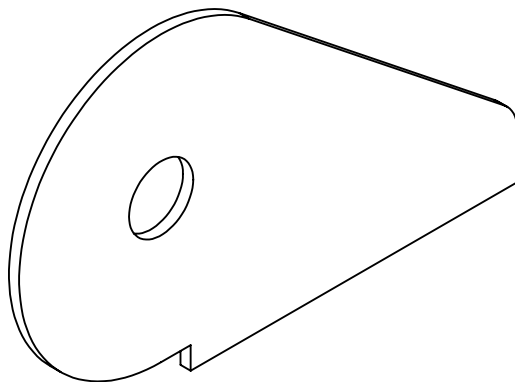
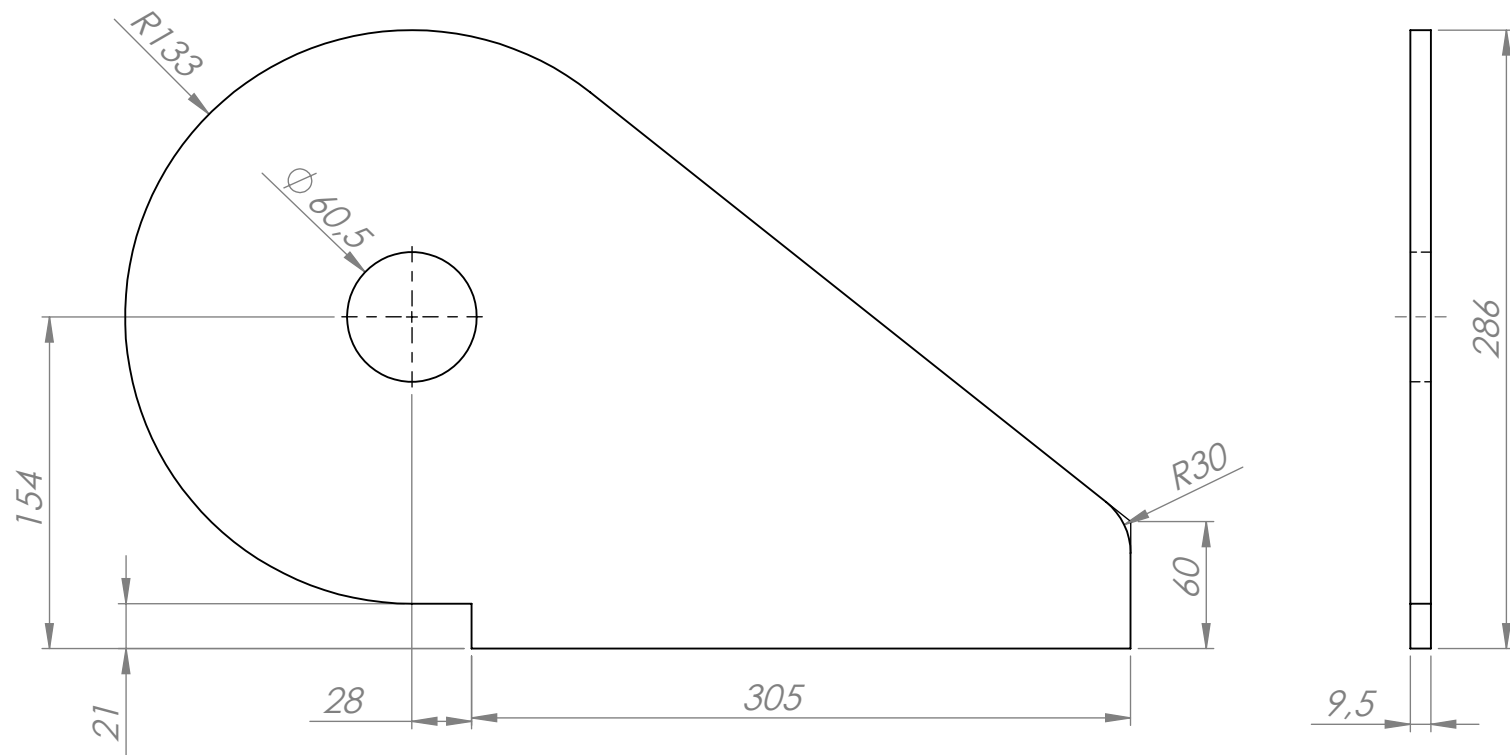
	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	29/03/2020	Nota:	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	29/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:	Terminación:	
1:2,5		Chapa de acero SAE 1010 espesor 5/8"	T.Térmico:	
Título:	OREJA MENOR ARTICULACIÓN RAMPA		Cantidad: 2	Código: 4-016-0001



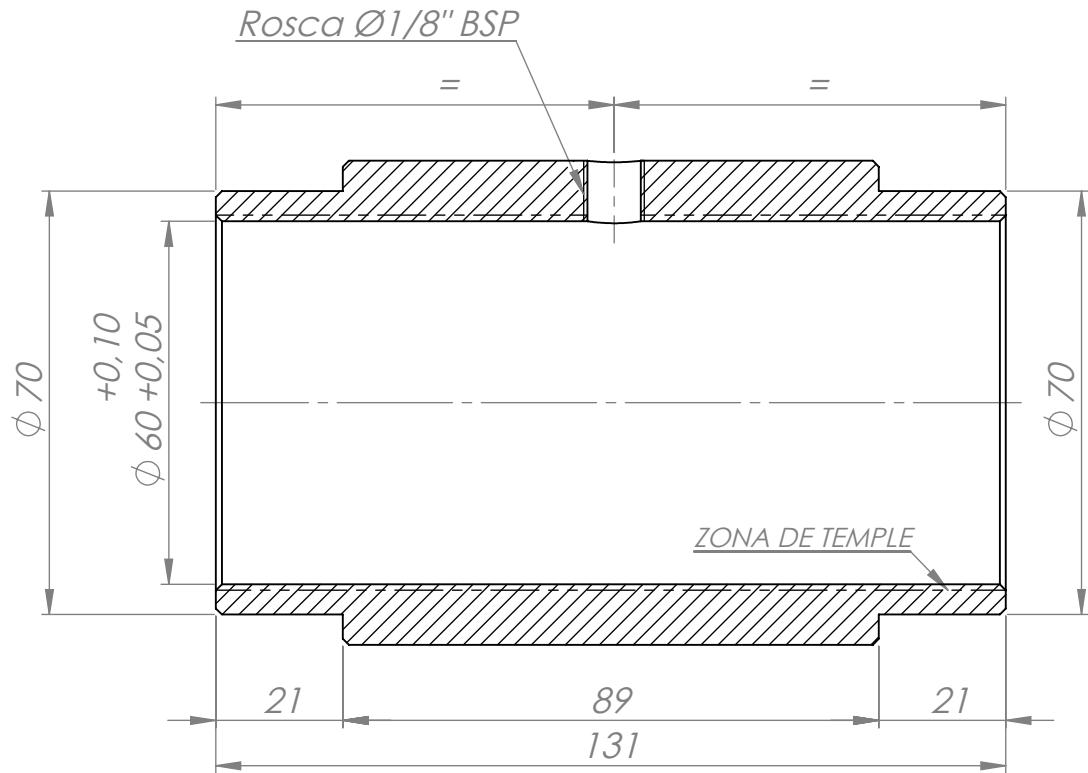
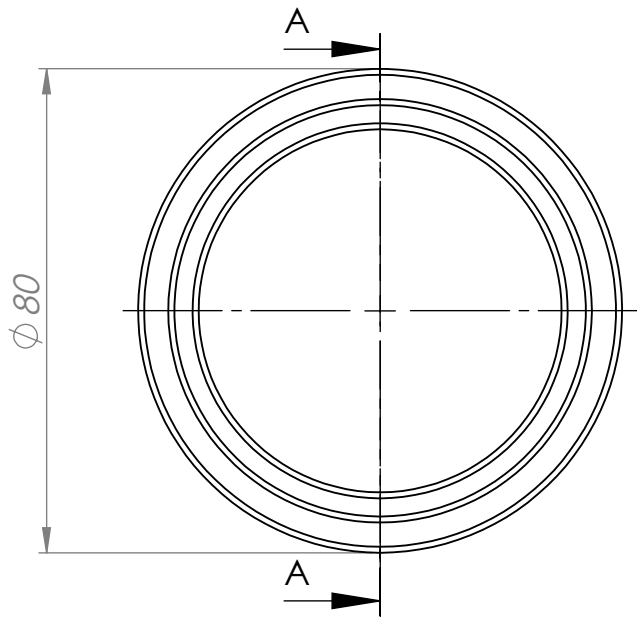
	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	29/03/2020	Nota:	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	29/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:	Terminación:	
1:3		Chapa de acero SAE 1010 espesor 5/8"	T.Térmico:	
Título:	OREJA MAYOR ARTICULACIÓN RAMPA		Cantidad: 2	Código: 4-016-0002



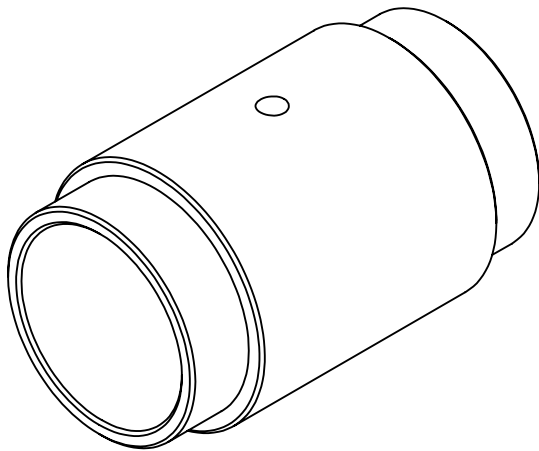
	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	29/03/2020	Nota:	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	29/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:	Terminación:	
1:2		Chapa de acero SAE 1010 espesor 3/8"	T.Térmico:	
Título:	OREJA LADO CAMISA CILINDRO HIDÁULICO CHASIS EXTENSIBLE		Cantidad: 2	Código: 4-016-0003



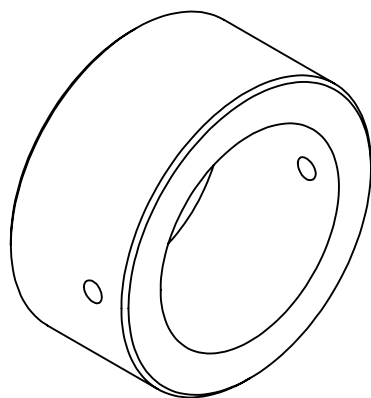
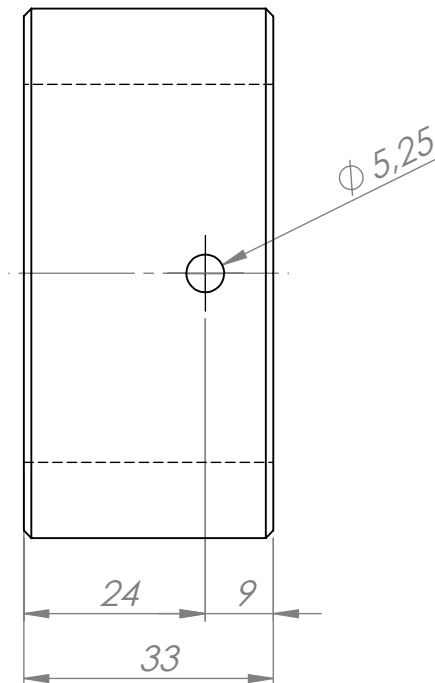
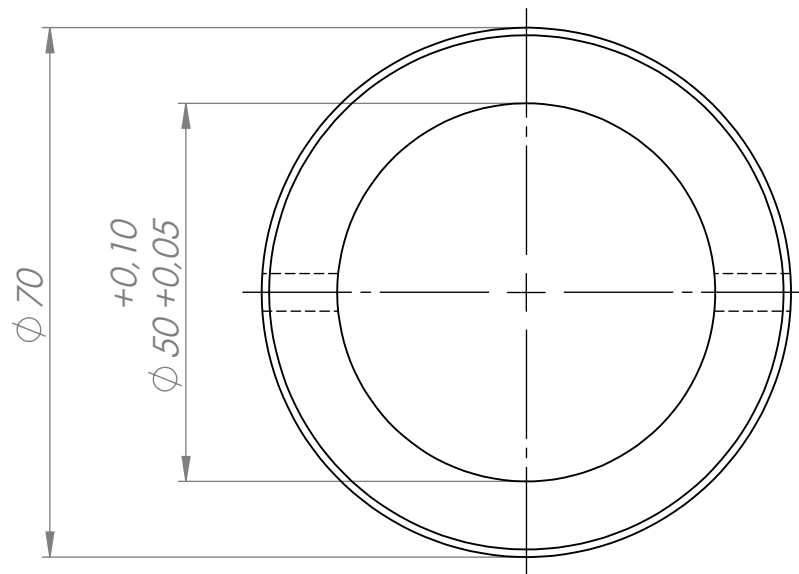
	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	30/03/2020	Nota:	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	30/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:	Terminación:	
1:3,5		Chapa MLC 420 Espesor 3/8"	T.Térmico:	
Título:	OREJA FIJACIÓN POLEA VERTICAL		Cantidad: 2	Código: 4-016-0004



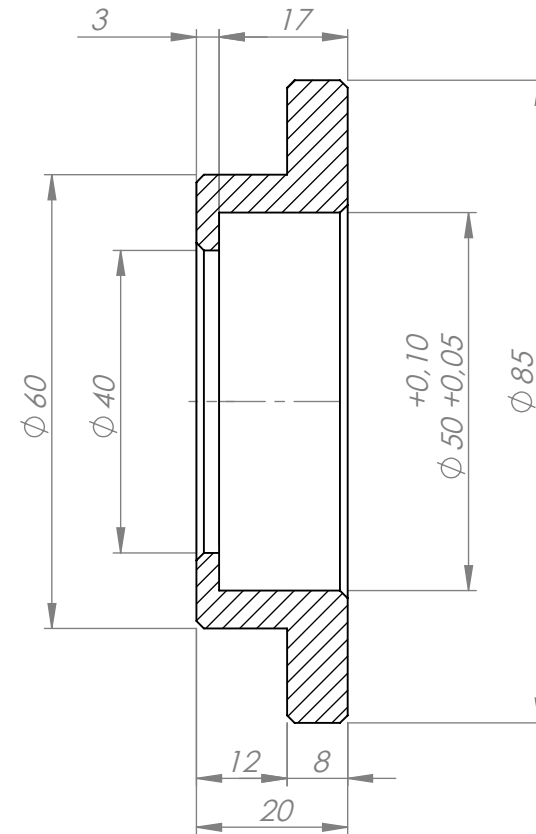
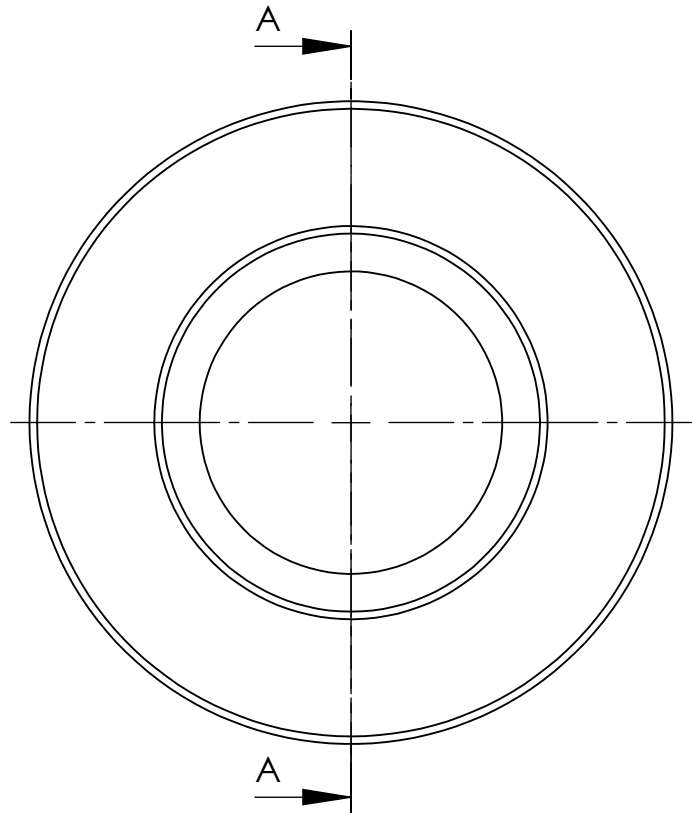
SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 1.25



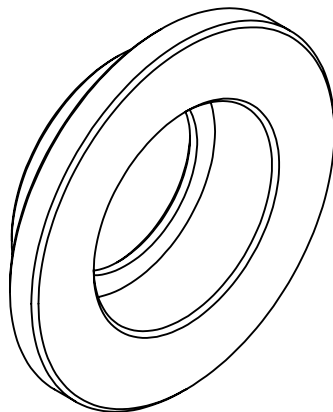
	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	29/03/2020	Nota:	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	29/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:	Terminación:	
1:1,25		Laminado redondo SAE 1045 Ø85 mm	T.Térmico: Templado por inducción. Dureza: 50-55 HRC. Penetración 1,5	
Título:	BUJE CON DOBLE TOPE Øi60 Øe70LARGO 131 mm		Cantidad: 2	Código: 4-013-0005



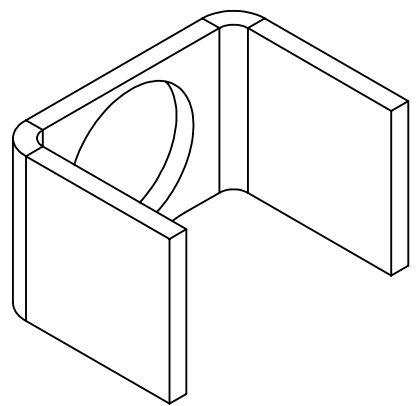
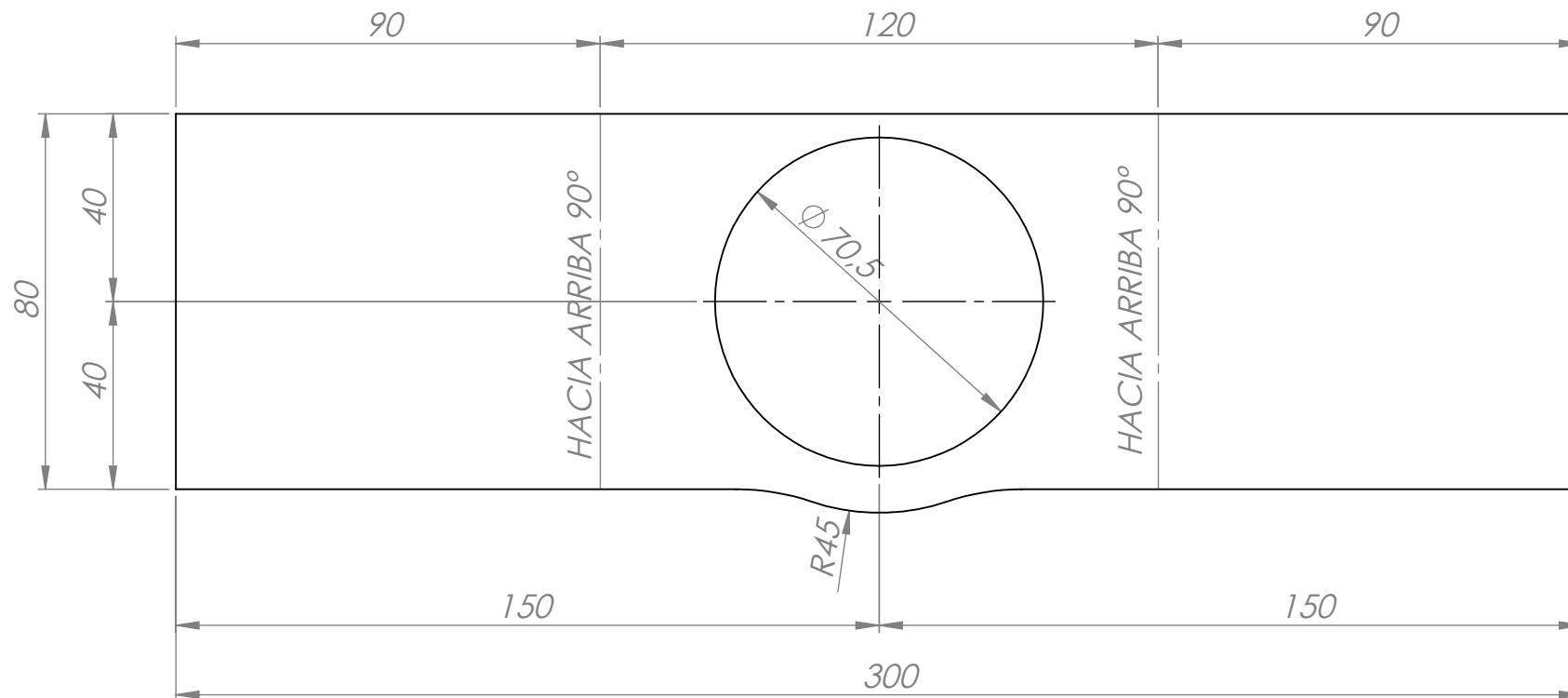
	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	30/03/2020	Nota: Chafilanes no indicados: 1 x 45°	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	30/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:	Terminación:	
1:1		Laminado redondo SAE 1045 Ø75 mm	T.Térmico:	
Título:	BUJE CON TOPE Øi50 Øe70 LARGO 33 mm		Cantidad: 4	Código: 4-013-0006





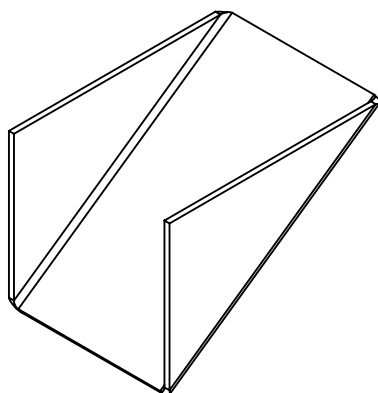
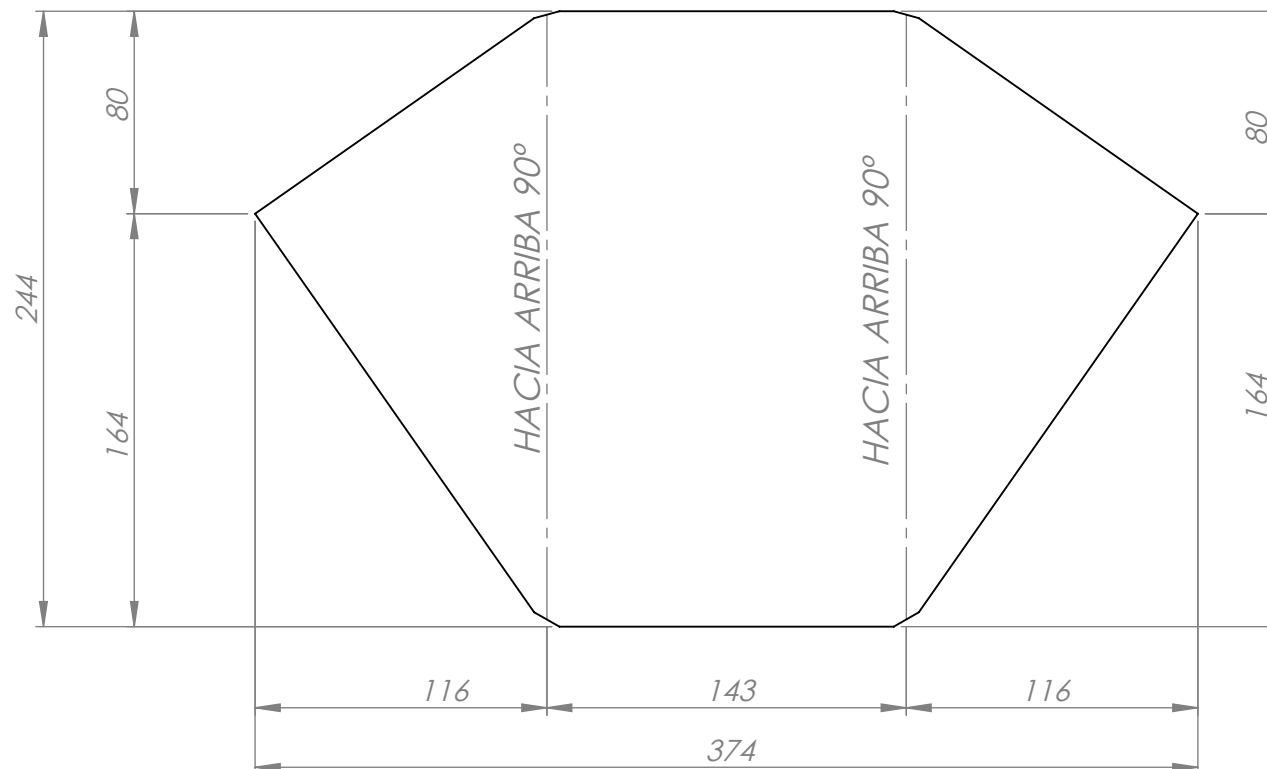
SECCIÓN A-A



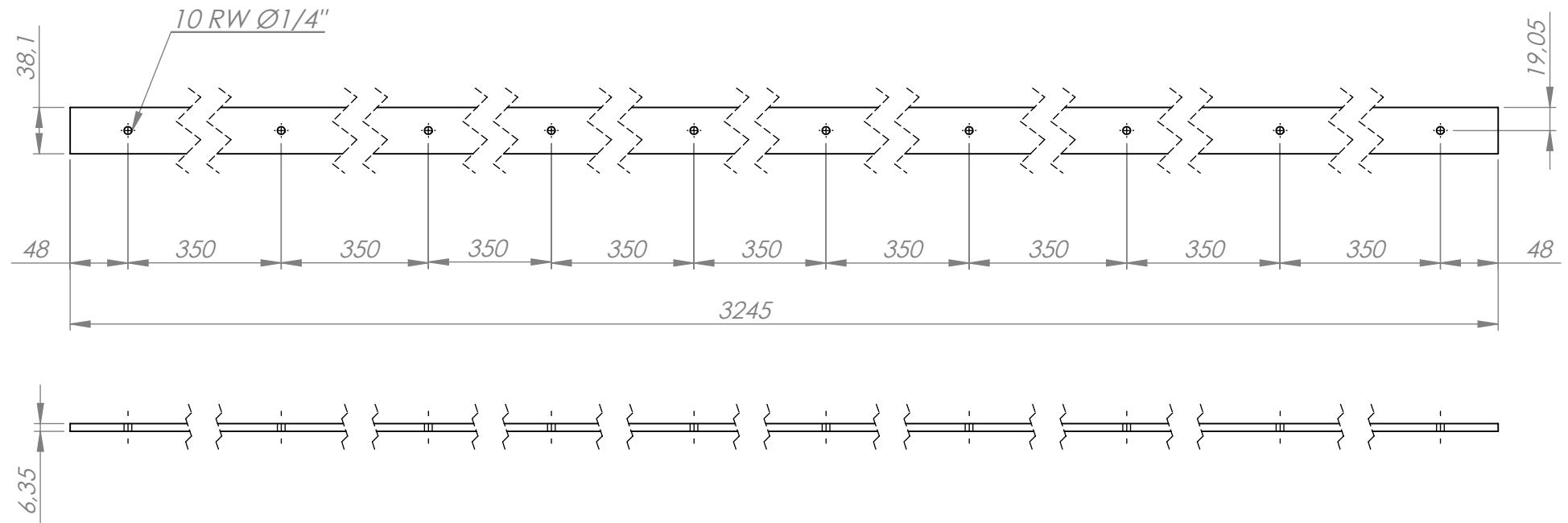
	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	30/03/2020	Nota: Chafilanes no indicados: 1 x 45°	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	30/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:	Terminación:	
1:1		Laminado redondo SAE 1045 Ø 90 mm	T.Térmico:	
Título:	BUJE CON TOPE Øi50 Øe85 LARGO 20		Cantidad: 4	Código: 4-013-0007

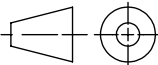


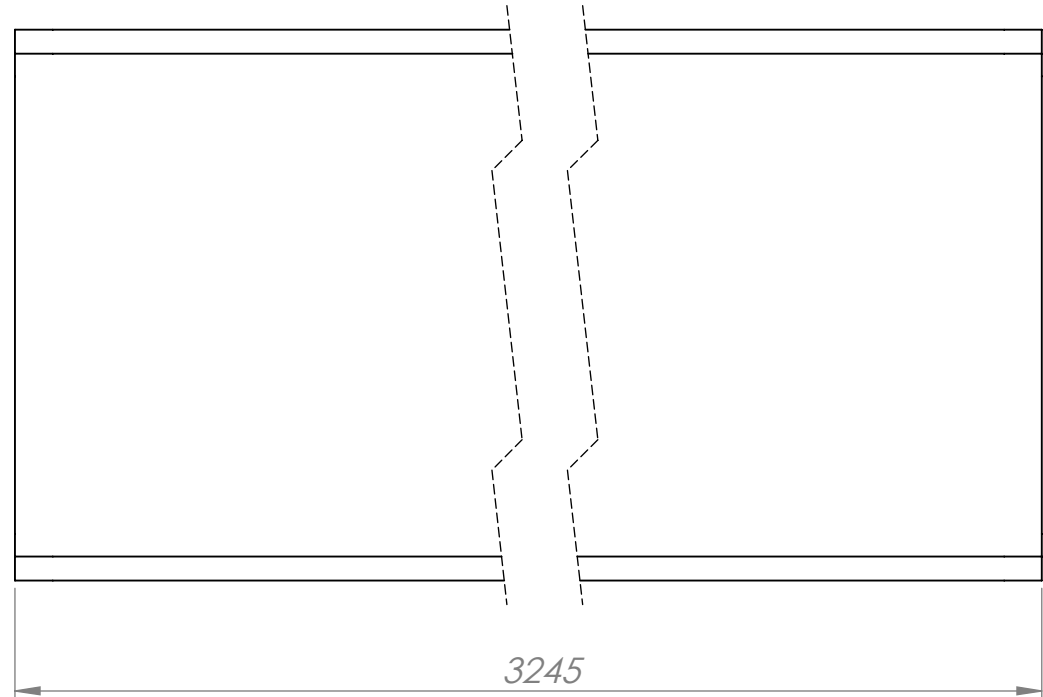
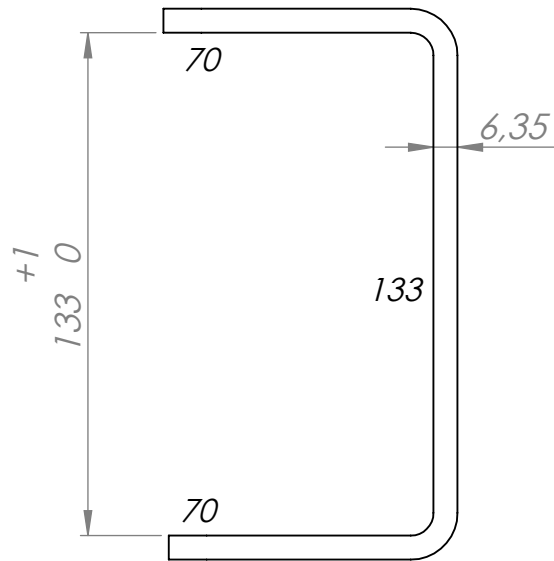
	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	30/03/2020	Nota:	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	30/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:	Terminación:	
1:1,5	 	Chapa de acero SAE 1010 espesor 3/8"	T.Térmico:	
Título:	SOPORTE BUJES RODILLOS TRASEROS		Cantidad: 4	Código: 4-017-0001



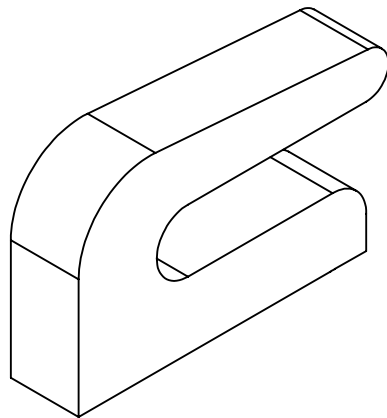
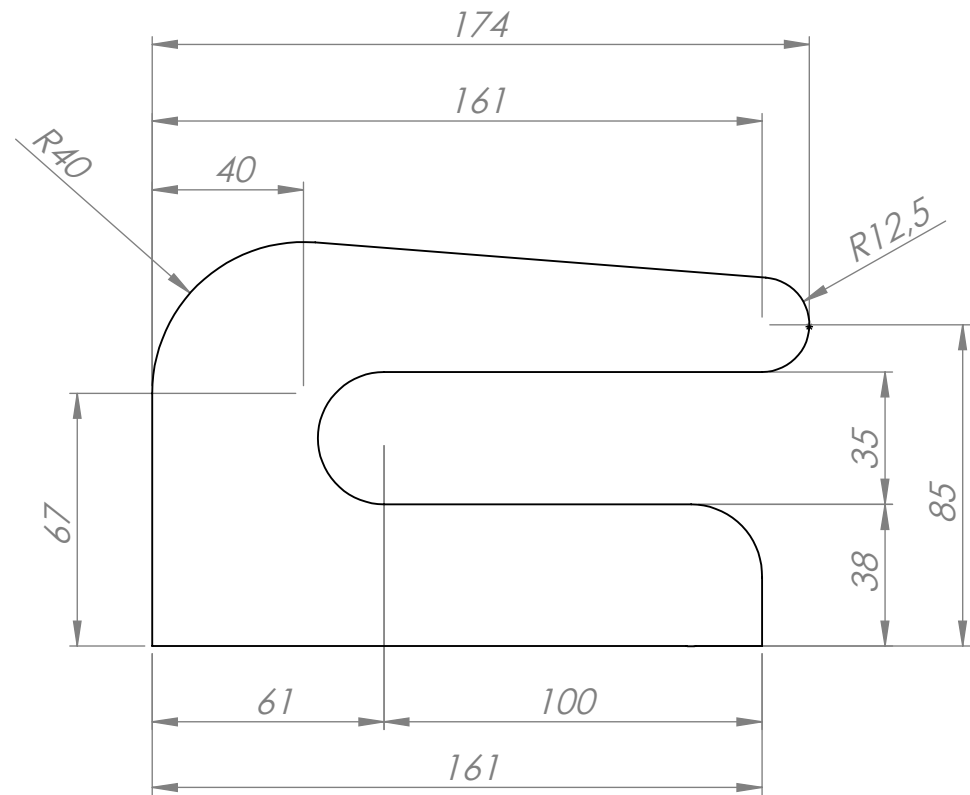
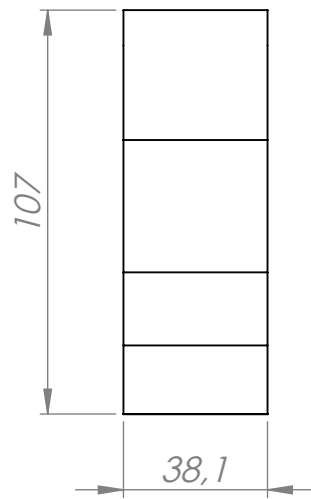
	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	30/03/2020	Nota:	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	30/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:	Terminación:	
1:3		Chapa de acero SAE 1010 espesor 3/16"	T.Térmico:	
Título:	REFUERZO TRAVESAÑO TRASERO RAMPA		Cantidad: 2	Código: 4-011-0007

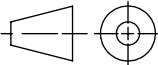


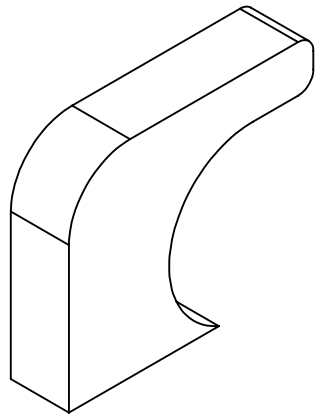
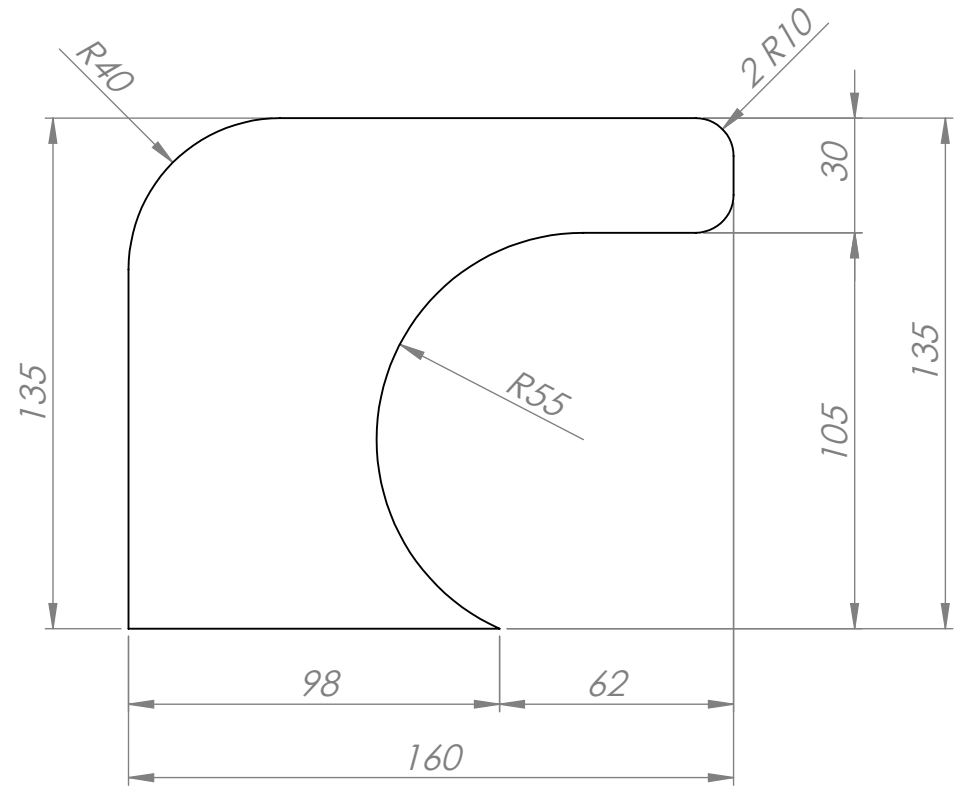
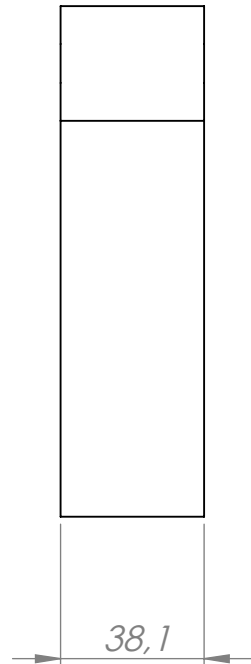
	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	30/03/2020	Nota:	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	30/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:	Terminación:	
1:5		Planchuela SAE 1010 DE 1 1/2" X 1/4"	T.Térmico:	
Título:	FIJACIÓN TAPA CUBRE CILINDROS		Cantidad: 2	Código: 4-002-0004



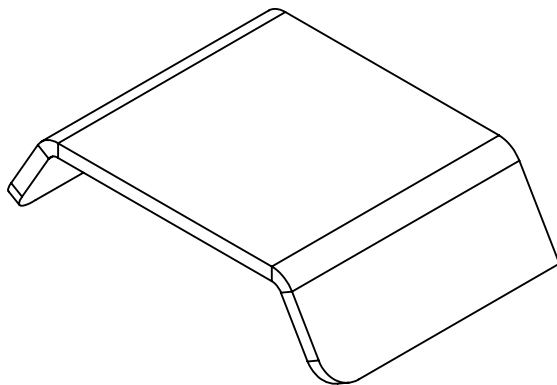
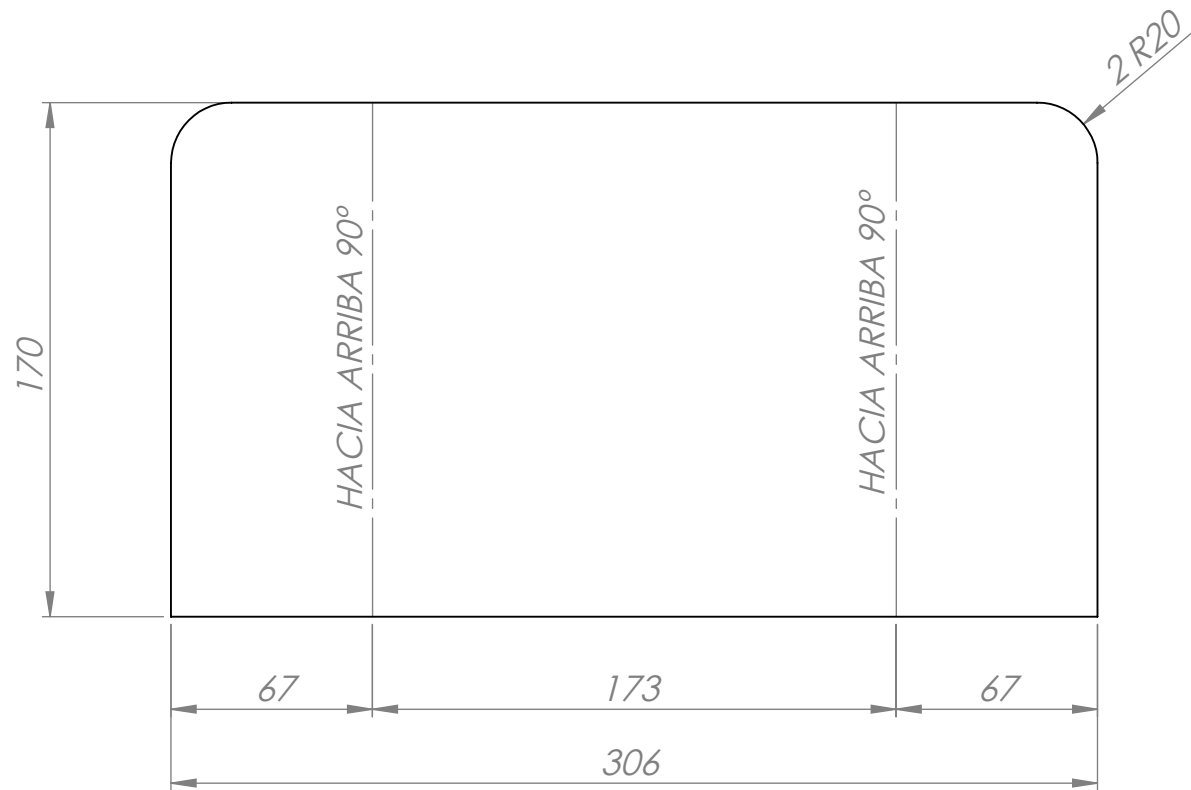
	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	30/03/2020	Nota:	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	30/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:	Terminación:	
1:2		Chapa de acero SAE 1010 espesor 1/4"	T.Térmico:	
Título:	GUÍA DE CARRO		Cantidad: 2	Código: 4-018-0001



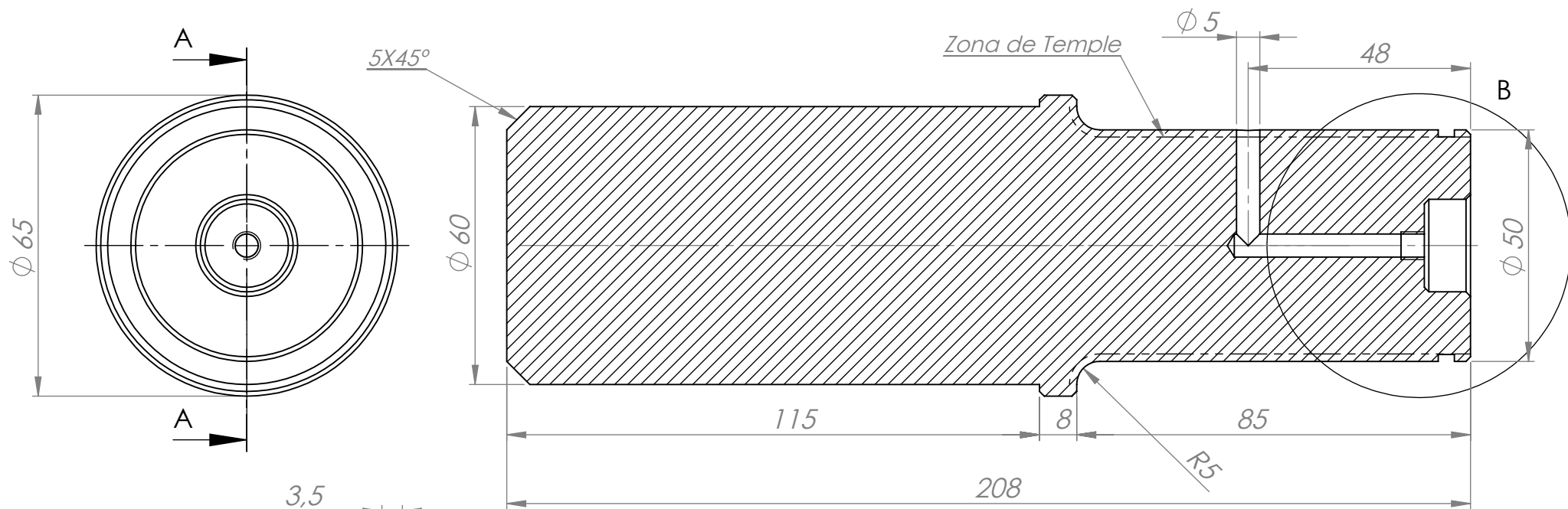
	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	29/03/2020	Nota:	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	29/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:	Terminación:	
1:2		Chapa de acero SAE 1010 espesor 1 1/2"	T.Térmico:	
Título:	TOPE TRASERO DE CONTENEDOR		Cantidad: 2	Código: 4-019-0001



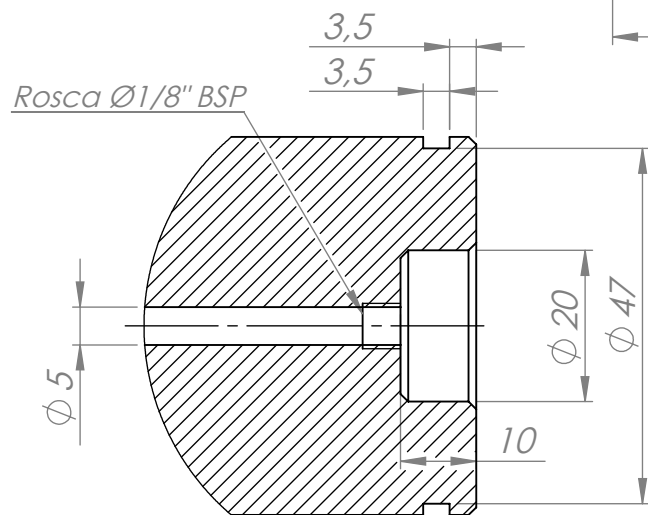
	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	29/03/2020	Nota:	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	29/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:	Terminación:	
1:2		Chapa de acero SAE 1010 espesor 1 1/2"	T.Térmico:	
Título:	TOPE DELANTERO DE CONTENEDOR		Cantidad: 2	Código: 4-019-0002



	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	29/03/2020	Nota:	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	29/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:	Terminación:	
1:2,5		Chapa de acero SAE 1010 espesor 3/8"	T.Térmico:	
Título:	SOPORTE TOPE TRASERO DE CONTENEDOR		Cantidad: 2	Código: 4-017-0002

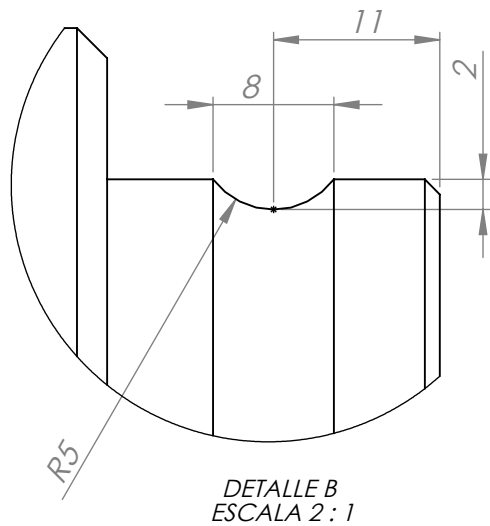
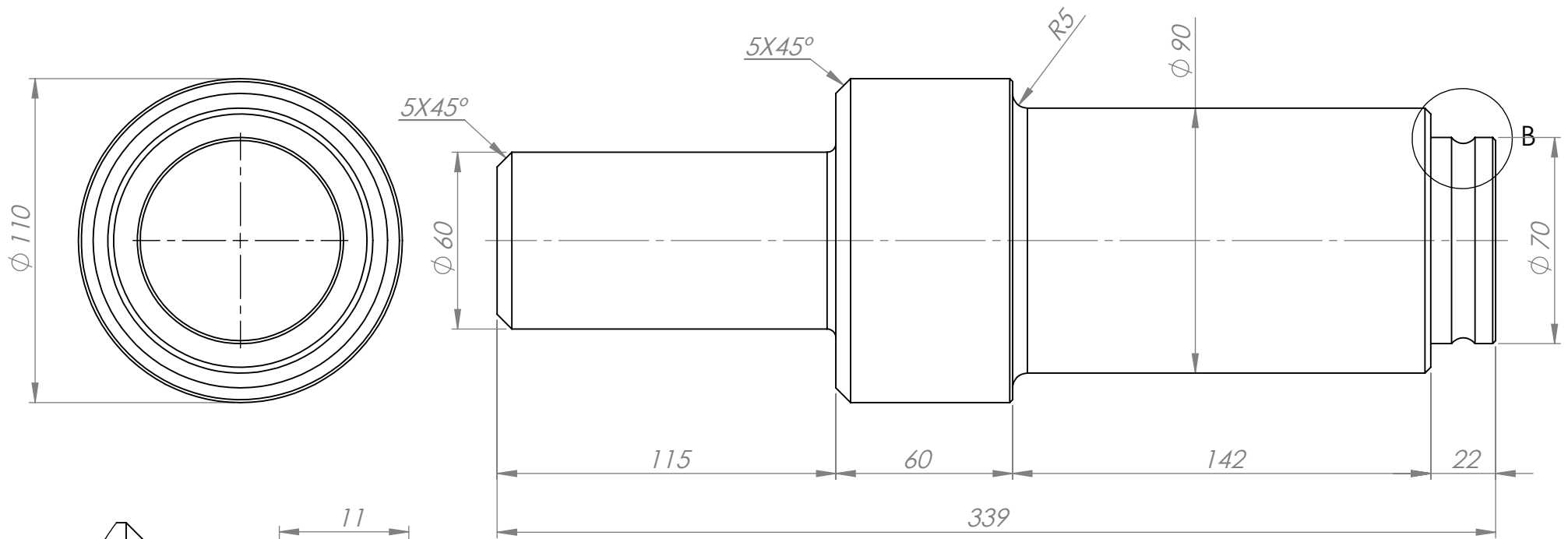


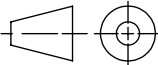
SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 1.25

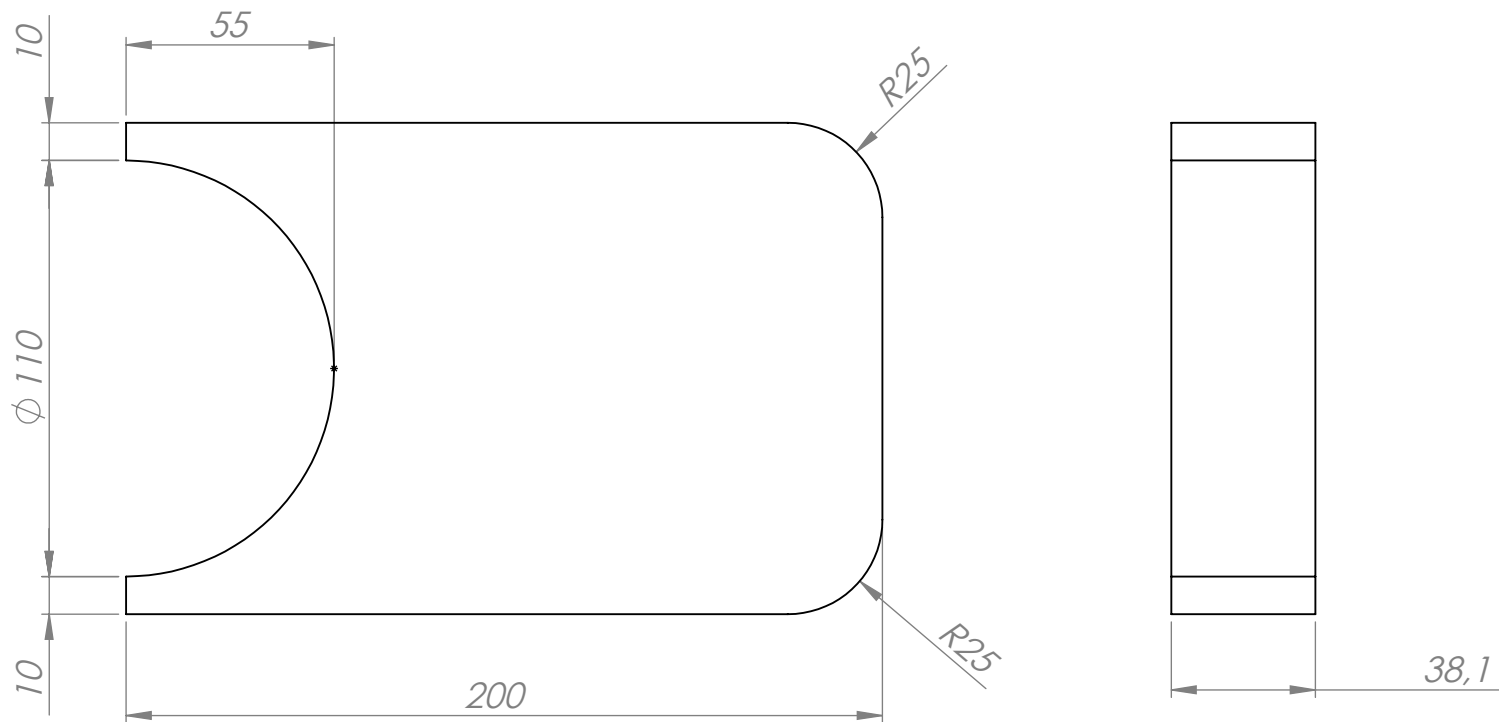


DETALLE B
ESCALA 1 : 1

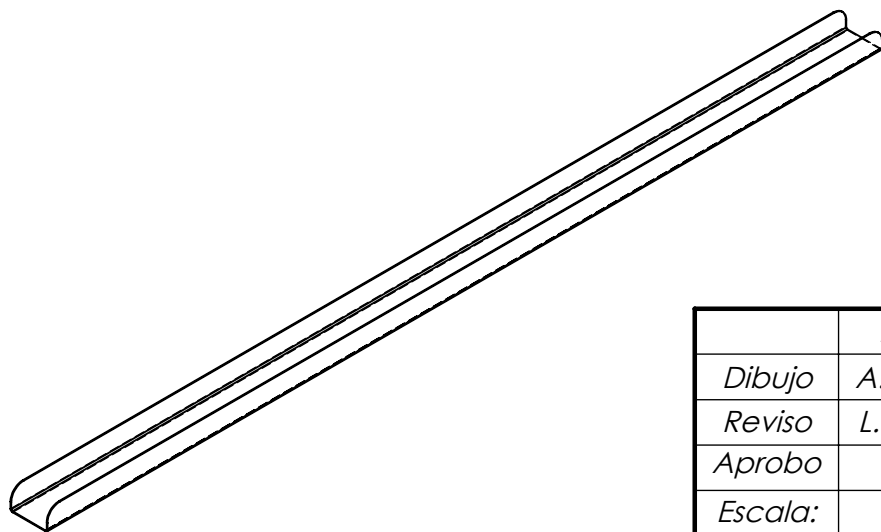
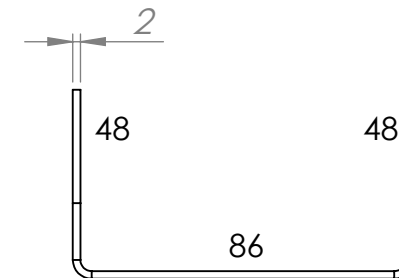
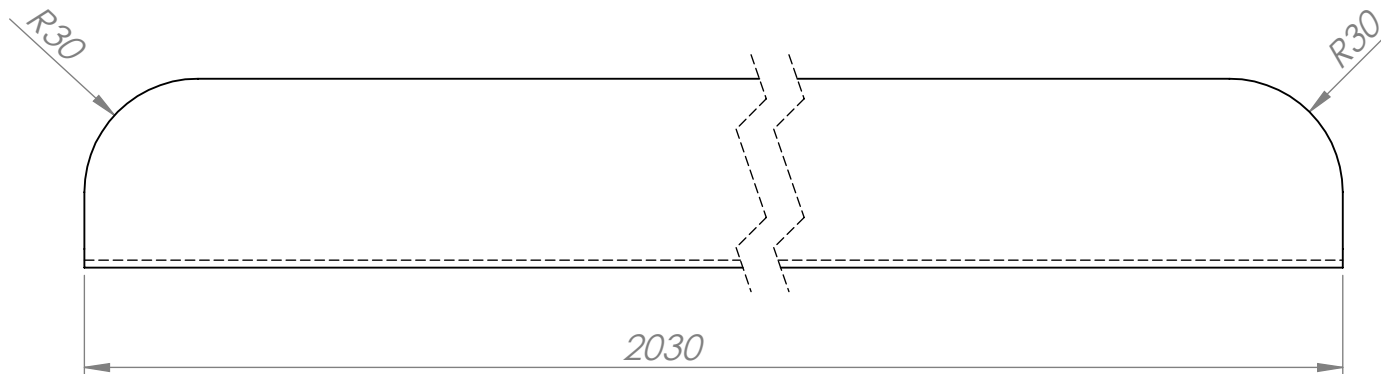
Nombre		Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	30/03/2020	Nota: Chaflandes no indicados: 1 x 45°	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	30/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:	Terminación:	
1:1,25		Laminado redondo SAE 1045 Ø 70 mm	T.Térmico: Templado por inducción. Dureza: 50-55 HRC. Penetración 1,5 mm	
Título: PERNO DE RODILLOS LATERALES DE RAMPA			Cantidad: 6	Código: 4-005-0003

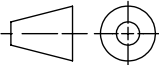


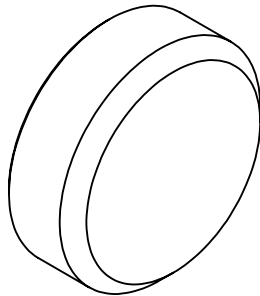
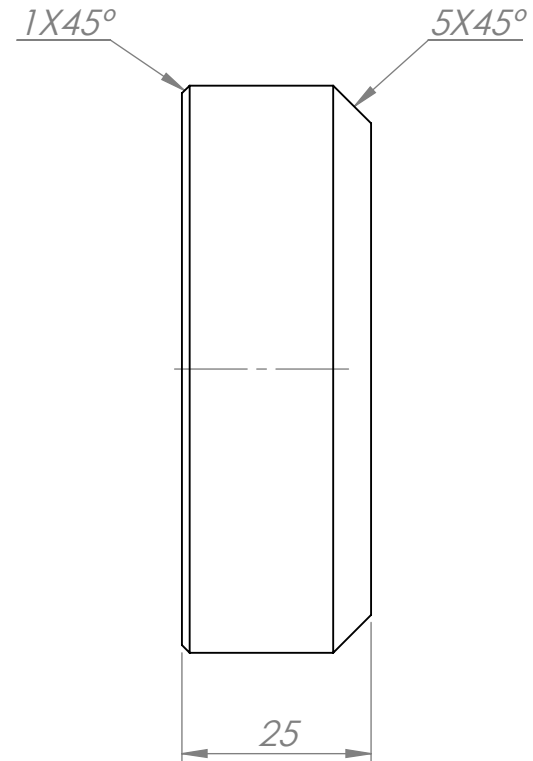
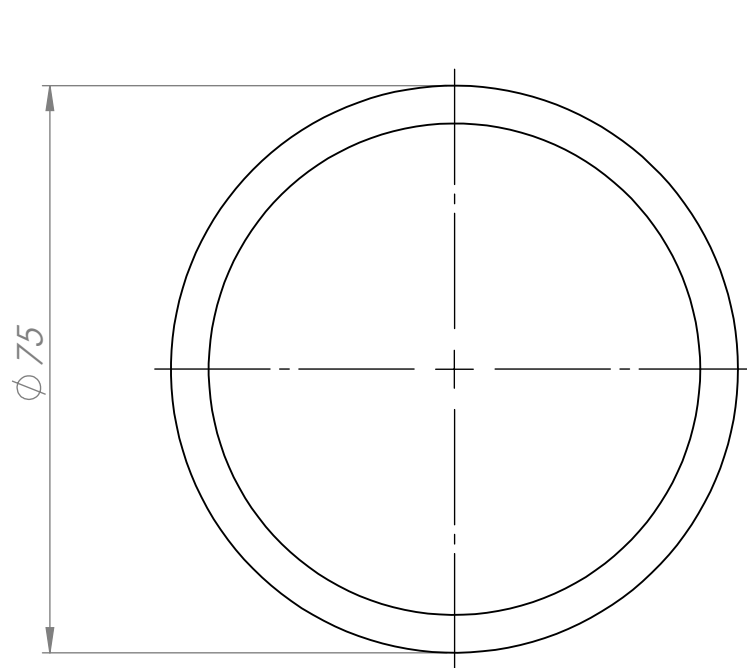
	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	30/03/2020	Nota: Chafilanes no indicados: 1 x 45°	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	30/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:		Terminación:
1:2		Laminado redondo SAE 4140 $\phi(4\ 1/2")$		T.Térmico: Bonificado (270-321 HB)
Título: PERNO CILINDRO DE ELEVACIÓN EN RAMPA			Cantidad: 2	Código: 4-005-0004

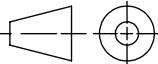


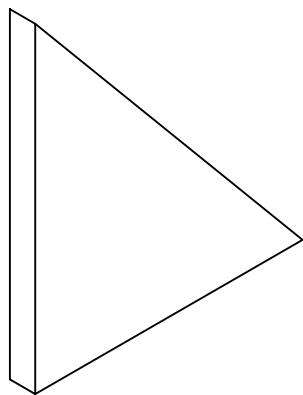
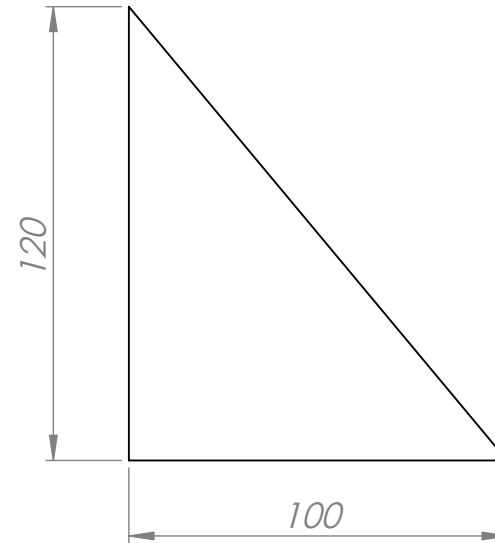
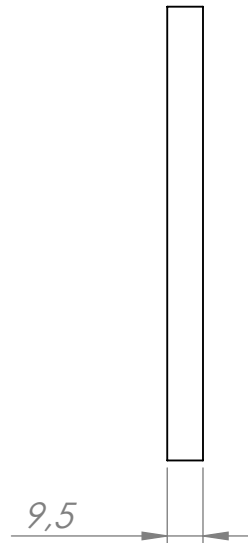
		Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	29/03/2020	Nota:	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN	
Reviso	L.Patrignani	29/03/2020			
Aprobo					
Escala:	Norma	Material:		Terminación:	
1:2		Chapa de acero SAE 1010 espesor 1 1/2"		T.Térmico:	
Título:	REFUERZO PERNO DE ELEVACIÓN RAMPA			Cantidad: 2	Código: 4-011-0008



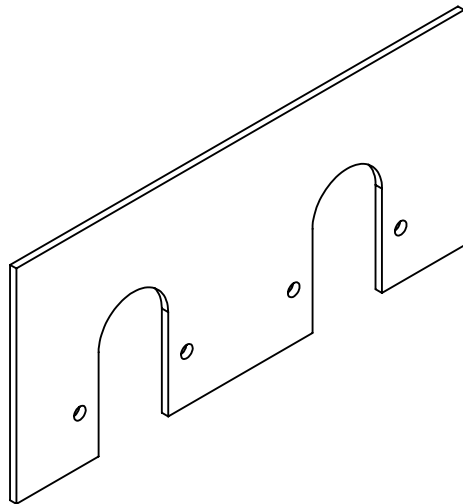
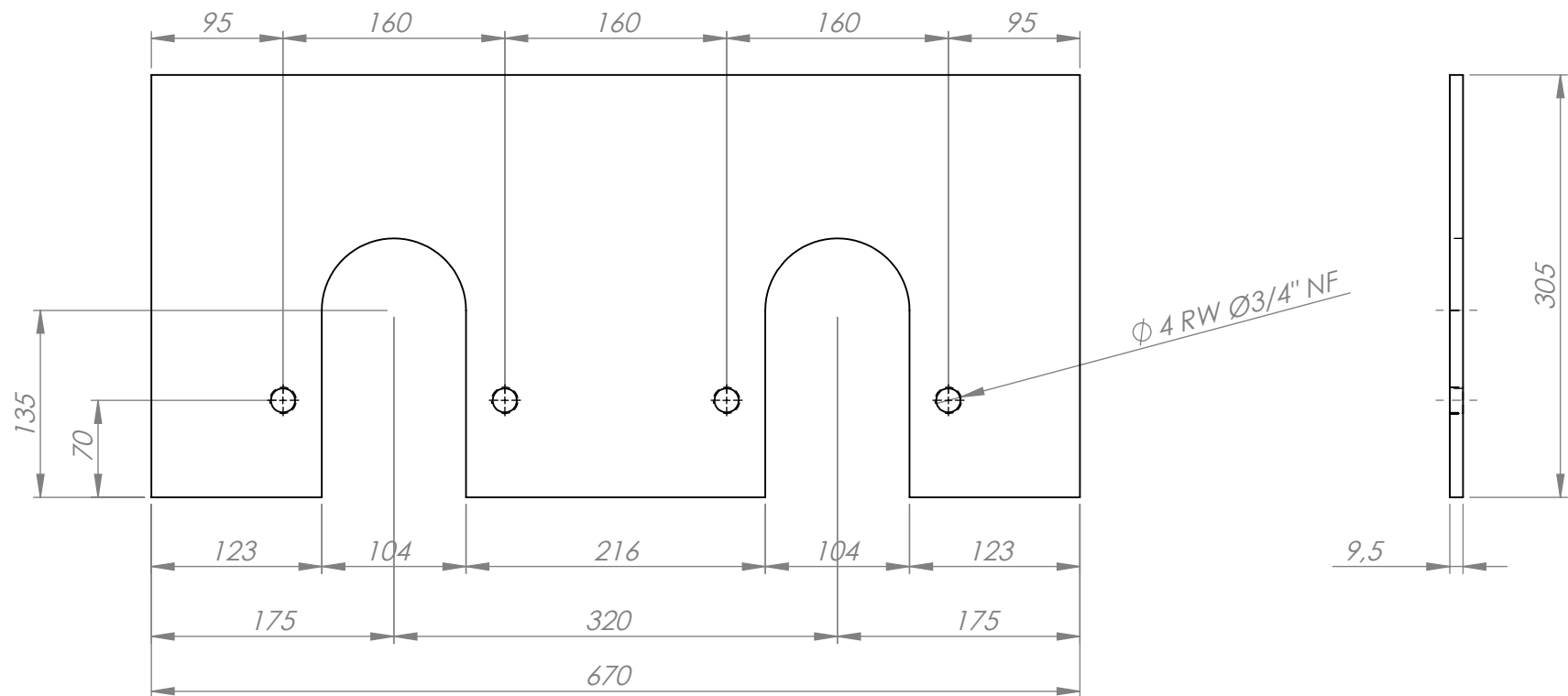
	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	29/03/2020	Nota:	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	29/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:	Terminación:	
1:2		Chapa de acero SAE 1010 N°14 (2 mm)	T.Térmico:	
Título:	GUÍA DESCANSO DE CABLE		Cantidad: 1	Código: 4-018-0002



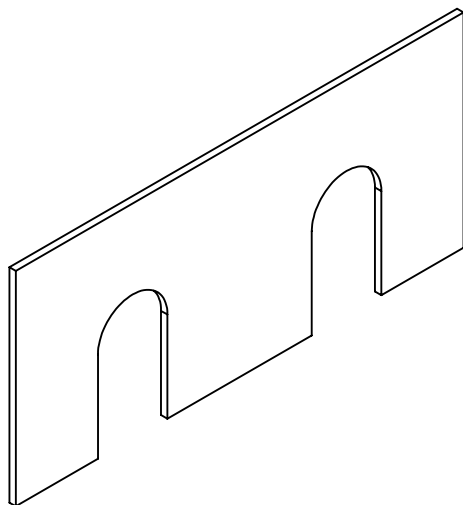
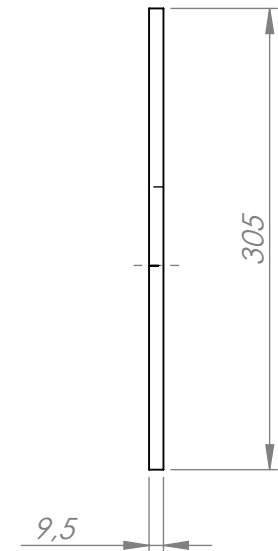
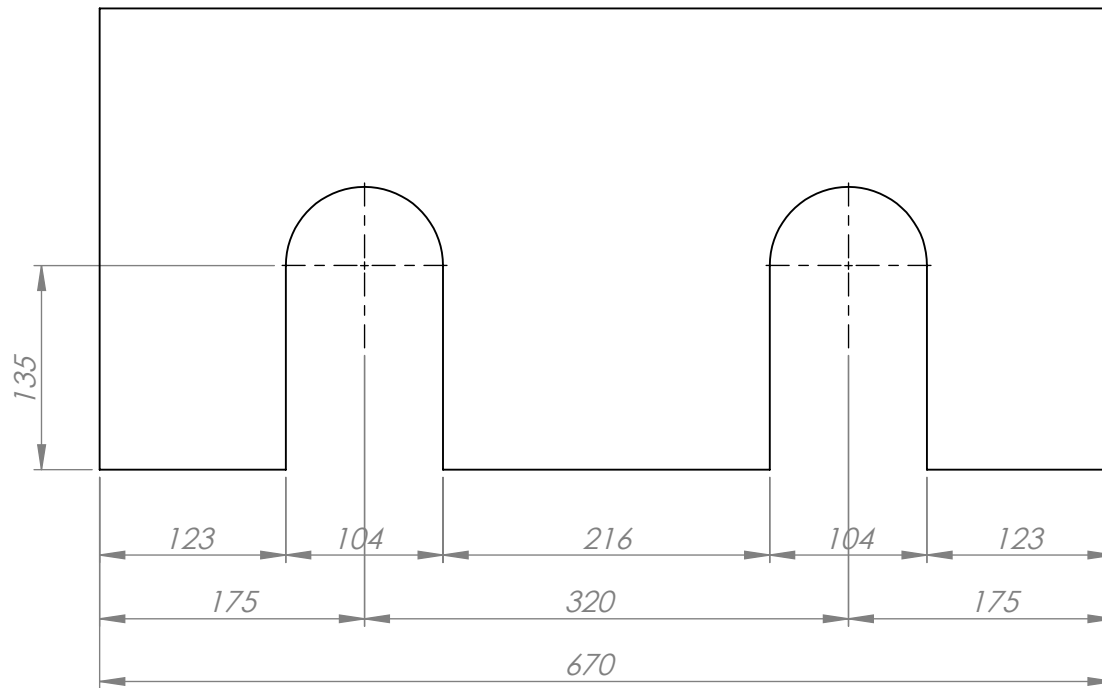
	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	29/03/2020	Nota:	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	29/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:	Terminación:	
1:1		Laminado redondo SAE 1010 Ø80 mm	T.Térmico:	
Título: FIJACIÓN TOPE DE CONTENEDOR REMOVIBLE			Cantidad: 6	Código: 4-002-0005



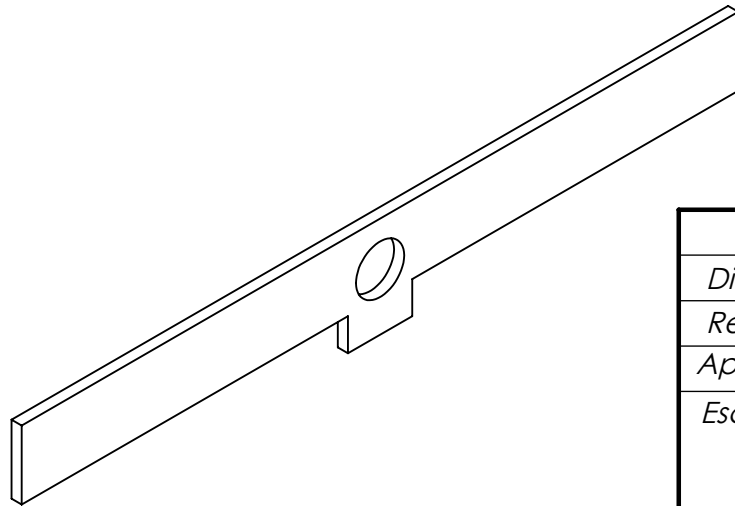
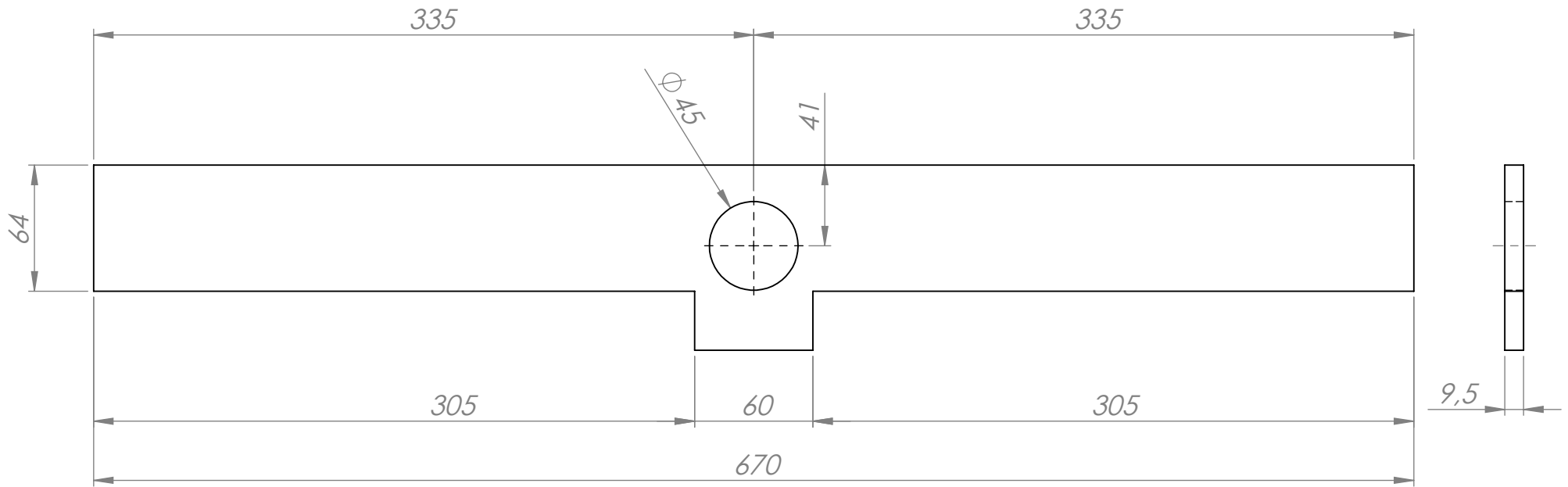
	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	29/03/2020	Nota:	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	29/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:	Terminación:	
1:2		Chapa de acero SAE 1010 espesor 3/8"	T.Térmico:	
Título:	REFUERZO OREJA DE POLEA VERTICAL		Cantidad: 2	Código: 4-011-0009



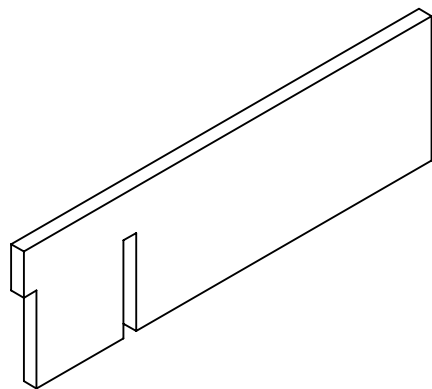
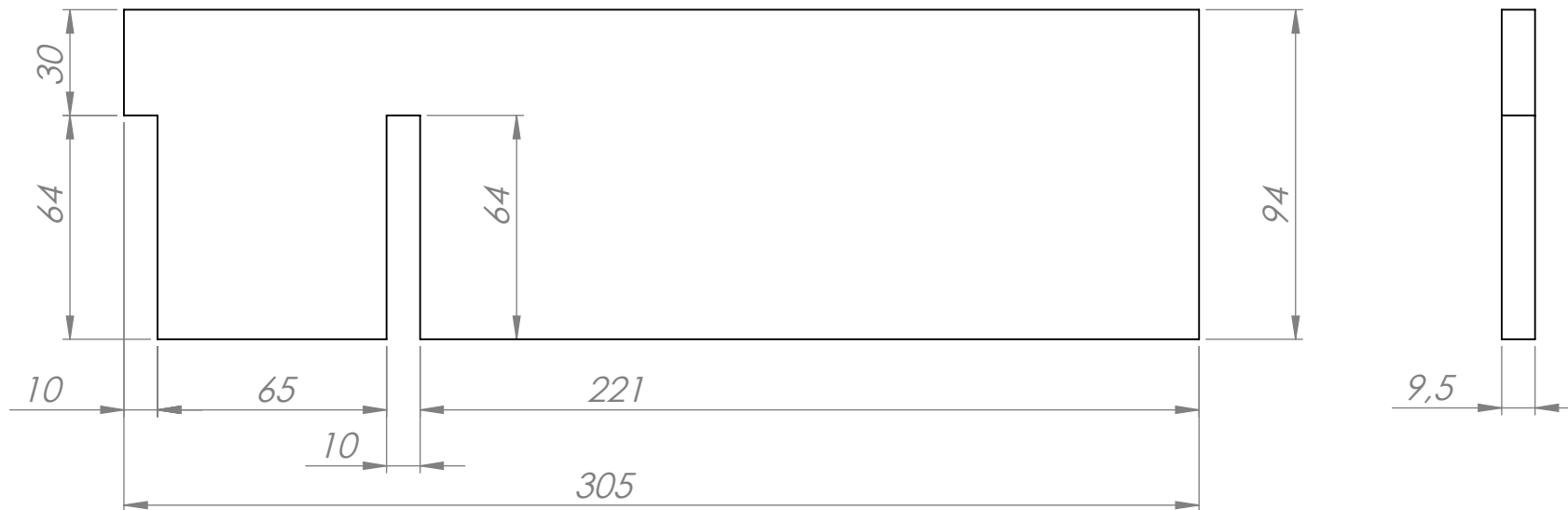
		Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	30/03/2020	Nota:	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN	
Reviso	L.Patrignani	30/03/2020			
Aprobo					
Escala:	Norma	Material:		Terminación:	
1:5		Chapa MLC 420 Espesor 3/8"		T.Térmico:	
Título:	PLACA SUPERIOR FIJACIÓN CILINDRO Y POLEA DE CARRO			Cantidad: 2	Código: 4-012-0003



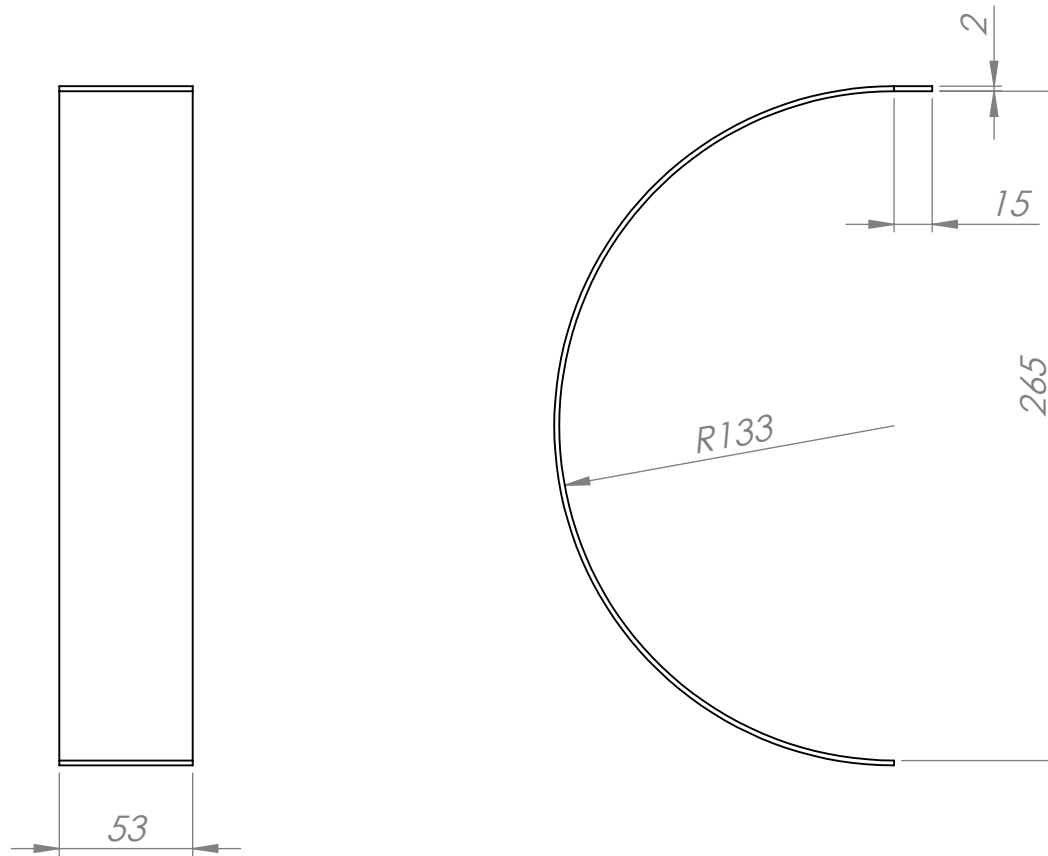
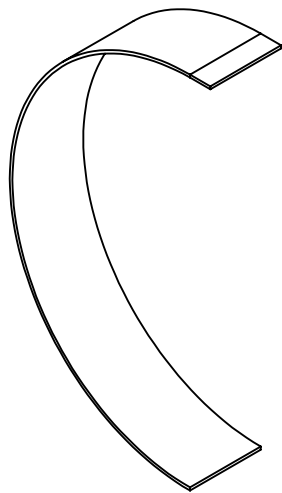
	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	30/03/2020	Nota:	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	30/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:	Terminación:	
1:5		Chapa MLC 420 Espesor 3/8"	T.Térmico:	
Título:	PLACA INFERIOR FIJACIÓN CILINDRO Y POLEA DE CARRO		Cantidad: 2	Código: 4-012-0004

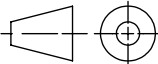


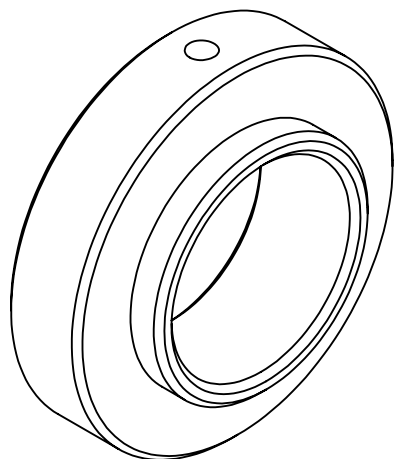
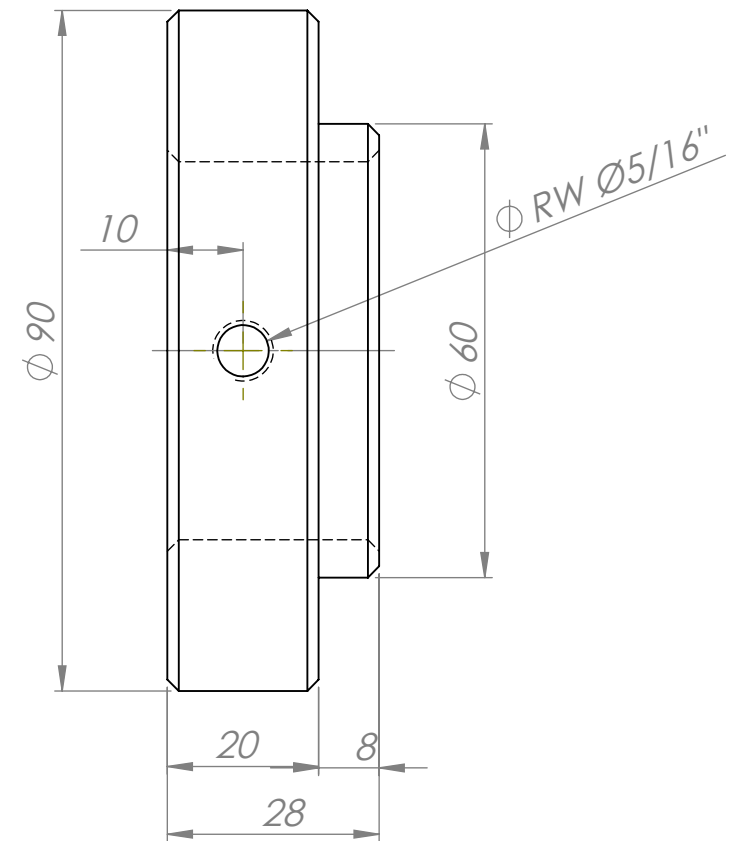
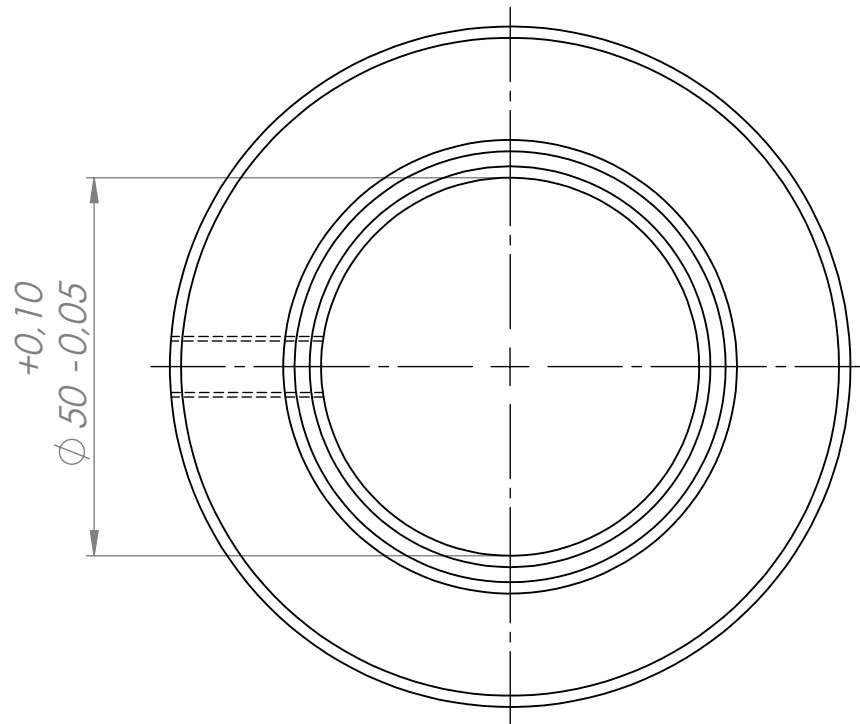
	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano		
Dibujo	A.Patrignani	30/03/2020	Nota:	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN	
Reviso	L.Patrignani	30/03/2020			
Aprobo					
Escala:	Norma	Material:		Terminación:	
1:3		Chapa MLC 420 Espesor 3/8"		T.Térmico:	
Título:	TRAVESAÑO DE PLACAS DE FIJACIÓN Y CILINDRO POLEA			Cantidad: 2	Código: 4-010-0007



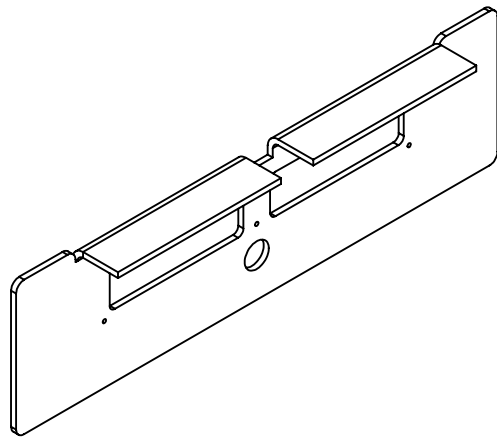
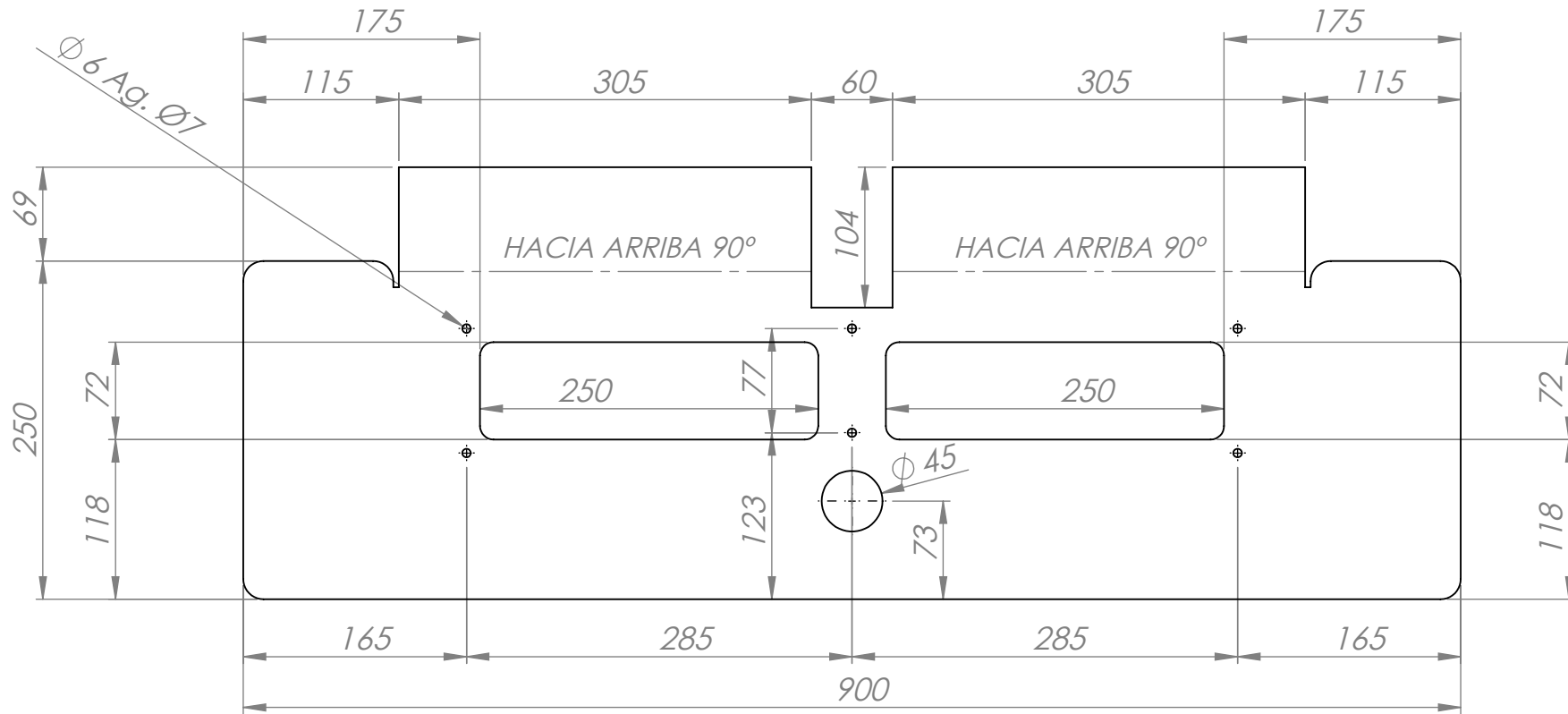
	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	30/03/2020	Nota:	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	30/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:	Terminación:	
1:2		Chapa MLC 420 Espesor 3/8"	T.Térmico:	
Título: REFUERZO INFERIOR DE PLACAS DE FIJACIÓN			Cantidad: 2	Código: 4-011-0010



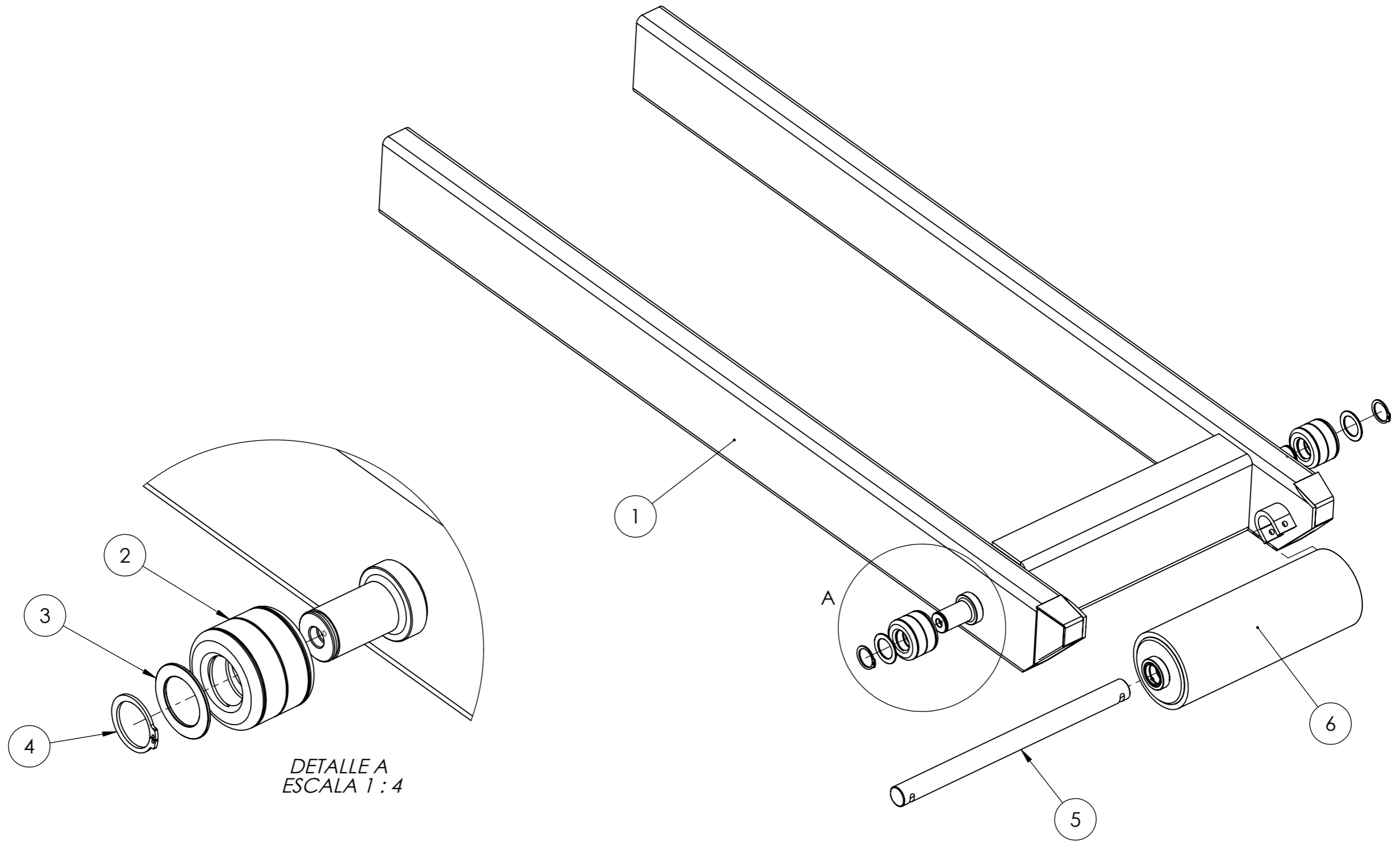
	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	31/03/2020	Nota:	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	31/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Materia:	Terminación:	
1:3		Chapa de acero SAE 1010 N°14 (2 mm) 435X53 mm	T.Térmico:	
Título: TAPA OREJAS DE FIJACIÓN POLEA VERTICAL			Cantidad: 1	Código: 4-001-0004



		Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	30/03/2020	Nota: Chaflanes no indicados: 1 x 45°	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN	
Reviso	L.Patrignani	30/03/2020			
Aprobo					
Escala:	Norma	Material:		Terminación:	
1:1		Laminado redondo SAE 1045 ϕ 95 mm		T.Térmico:	
Título: BUJE CON TOPE ϕi50 ϕe60 LARGO 28 mm				Cantidad: 2	Código: 4-003-0008

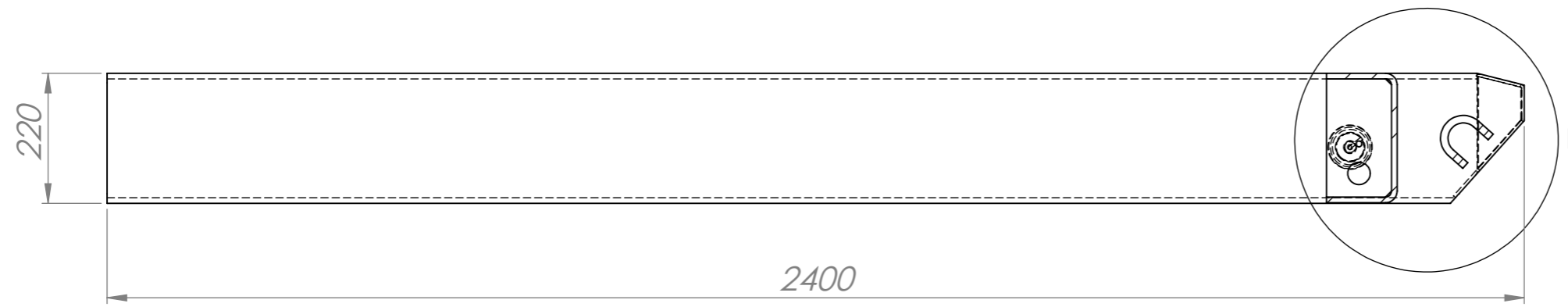


		Nombre	Fecha	<i>No realizar mediciones sobre el plano</i>	
Dibujo	A.Patrignani	30/03/2020	Nota:	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN	
Reviso	L.Patrignani	30/03/2020			
Aprobo					
Escala:	Norma	Material:		Terminación:	
1:5		Chapa MLC 420 Espesor 3/8"		T.Térmico:	
Título:	TRAVESAÑO DELANTERO RAMPA			Cantidad: 1	Código: 4-010-0009

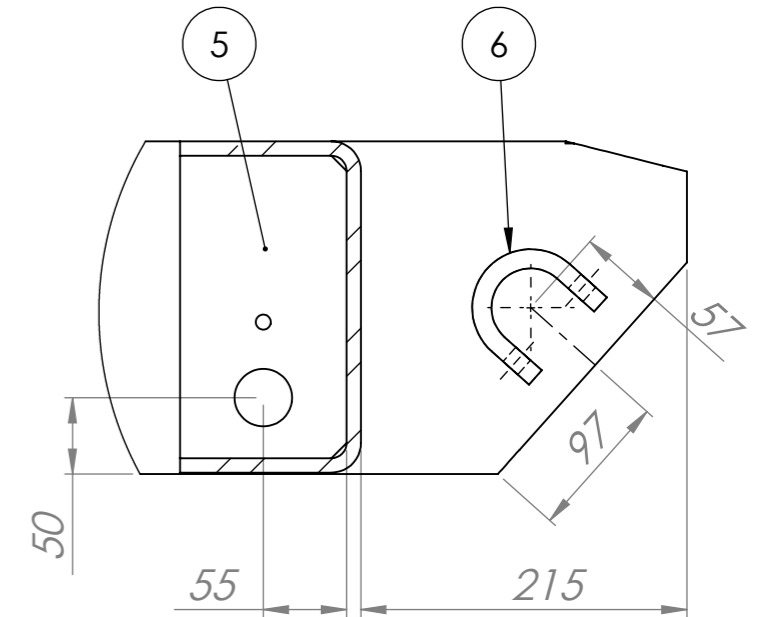


6	Rolo Chasis Extensible	2-010-0001	1
5	Perno Ø50 largo 700 mm	4-005-0006	1
4	Aro Seguer para eje Ø50 mm	5-007-0050	2
3	Arandela Øi50 Øe75 largo 3 mm	4-004-0001	2
2	Rodillo Øi50 Øe100 largo 75 mm	4-003-0001	2
1	Chasis Extensible	2-001-0002	1
Item	Descripción	Código	Cantidad

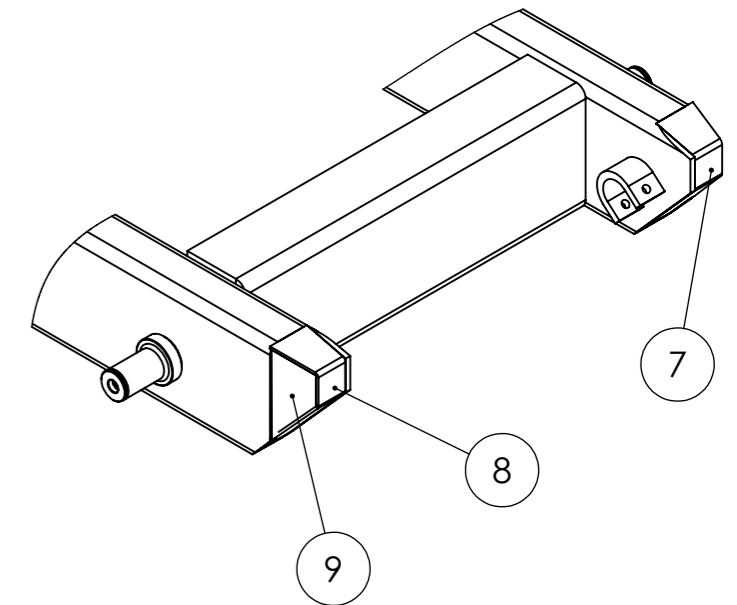
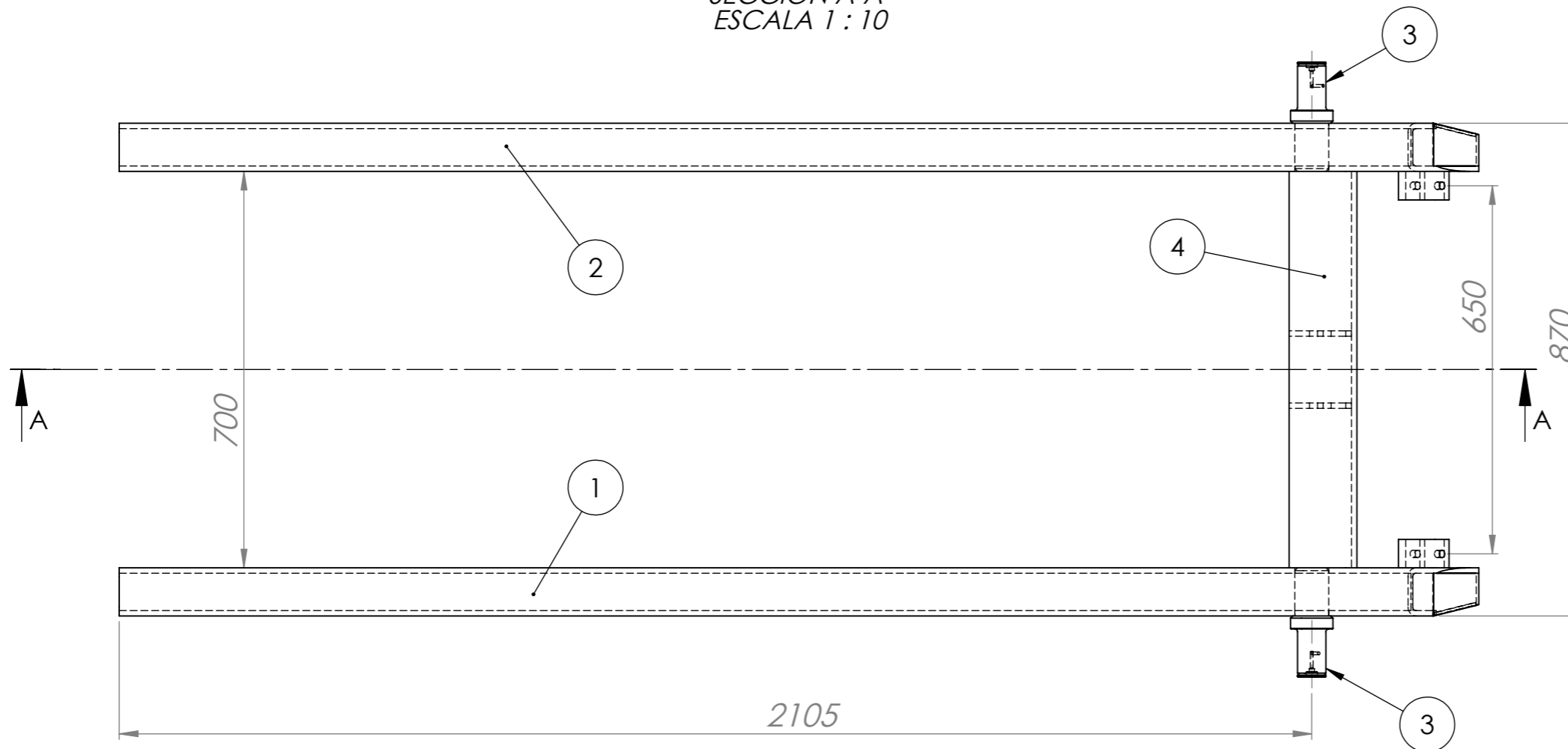
	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	24/03/2020	Nota:	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	24/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:	Terminación:	
1:10			T.Térmico:	
Título:	ARMADO DE CHASIS EXTENSIBLE		Cantidad: 1	Código: 3-004-0001



SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 10

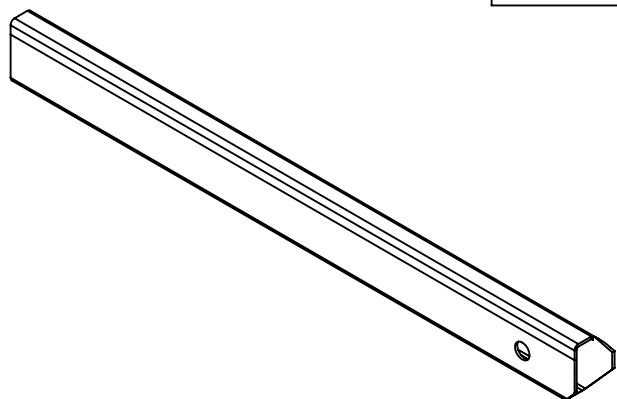
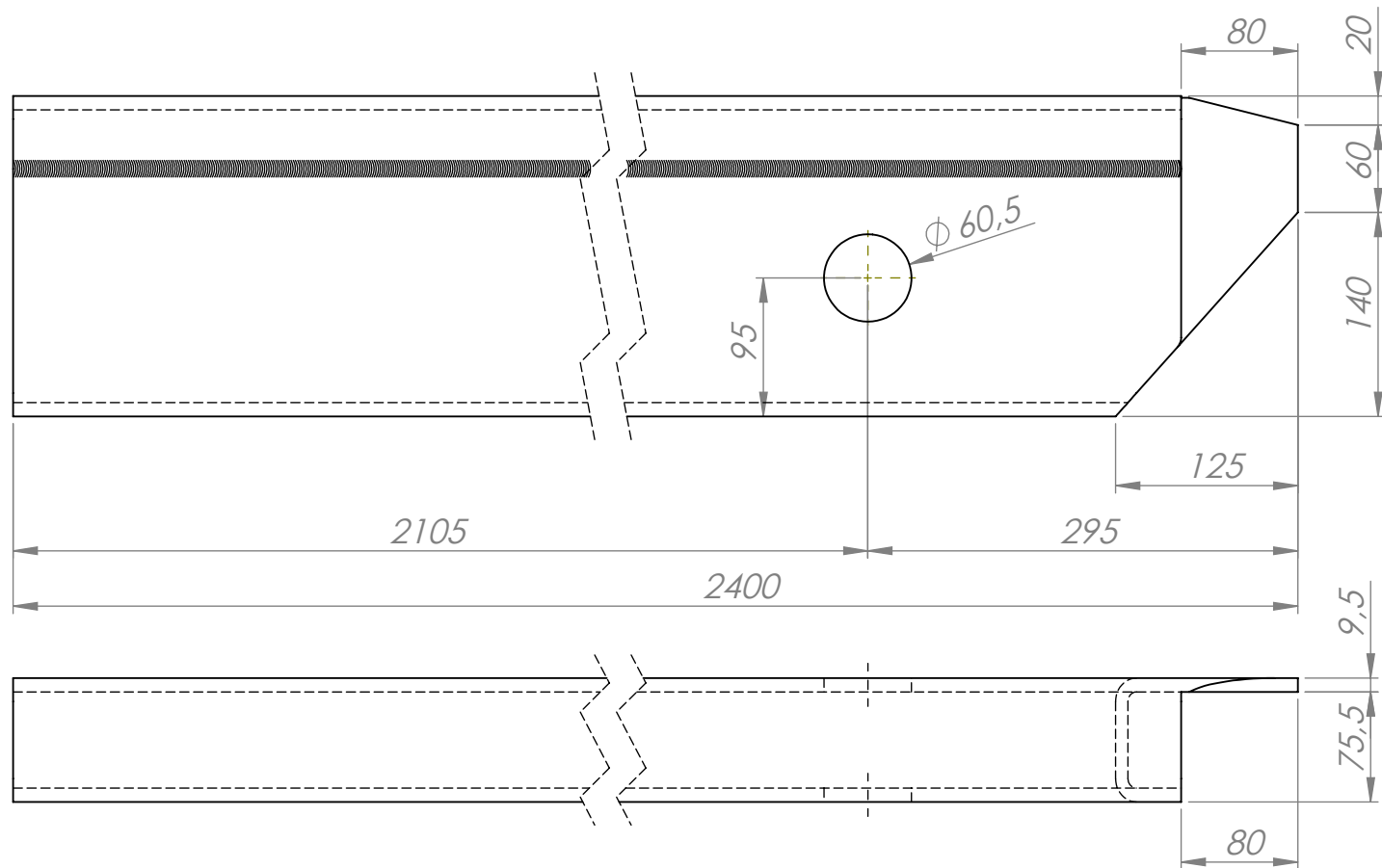
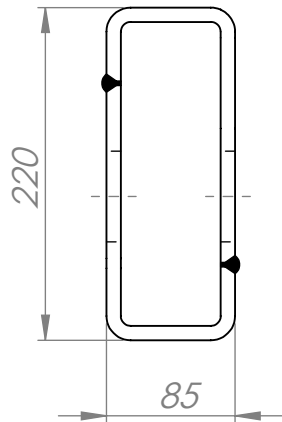


DETALLE B
ESCALA 1 : 5

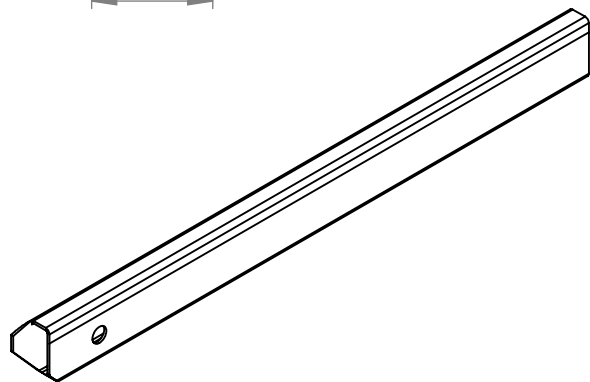
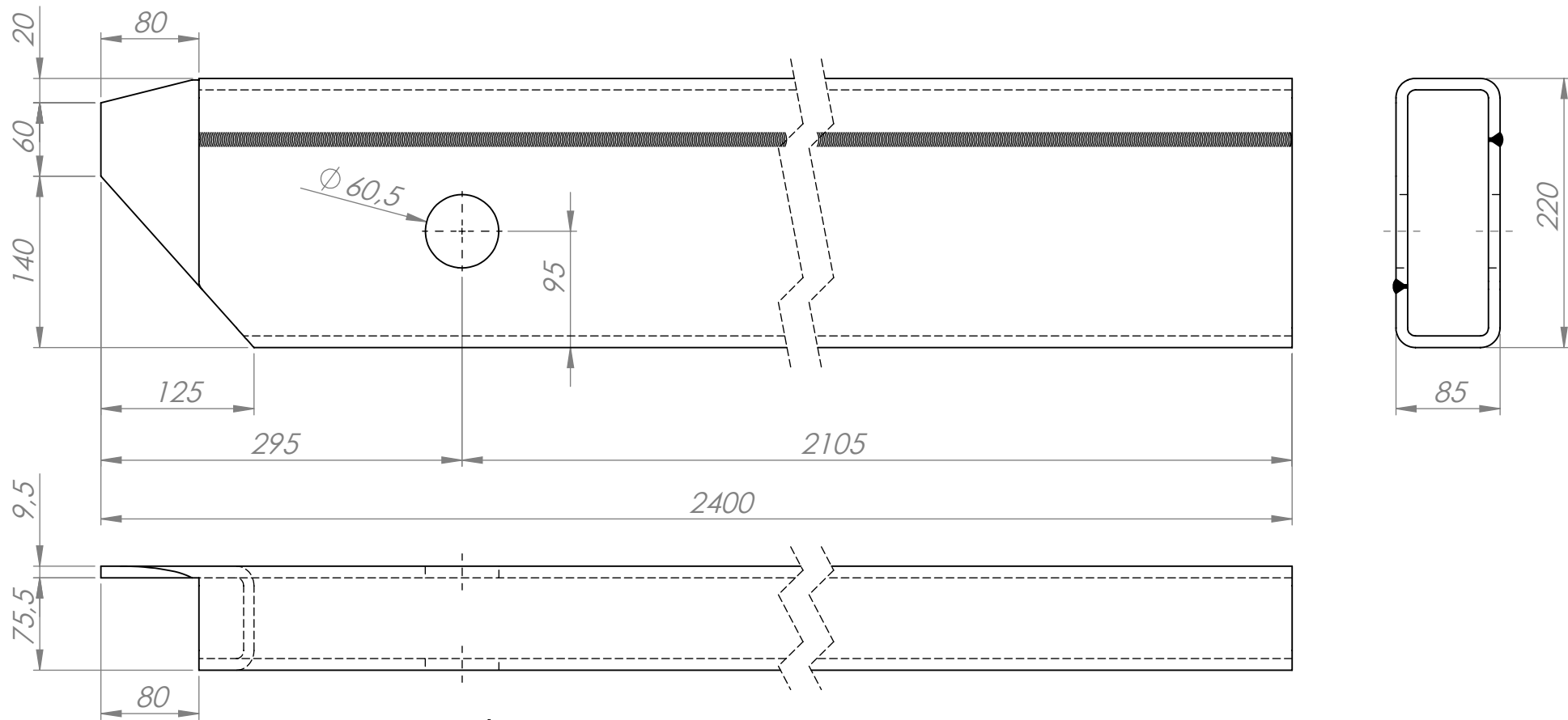


9	Tapa lateral larguero Chasis Extensible	4-001-0007	2
8	Tapa trasera izquierda larguero Chasis Extensible	4-001-0006	1
7	Tapa trasera derecha larguero Chasis Extensible	4-001-0005	1
6	Fijación de perno rolo Chasis Extensible	4-002-0006	2
5	Oreja lado vástago cilindro Chasis Extensible	4-016-0005	2
4	Travesaño Chasis Extensible	4-010-0008	1
3	Perno de rodillos laterales Chasis Extensible	4-005-0005	2
2	Larguero derecho Chasis Extensible	4-015-0004	1
1	Larguero izquierdo Chasis Extensible	4-015-0003	1
Item	Descripción	Código	Cantidad

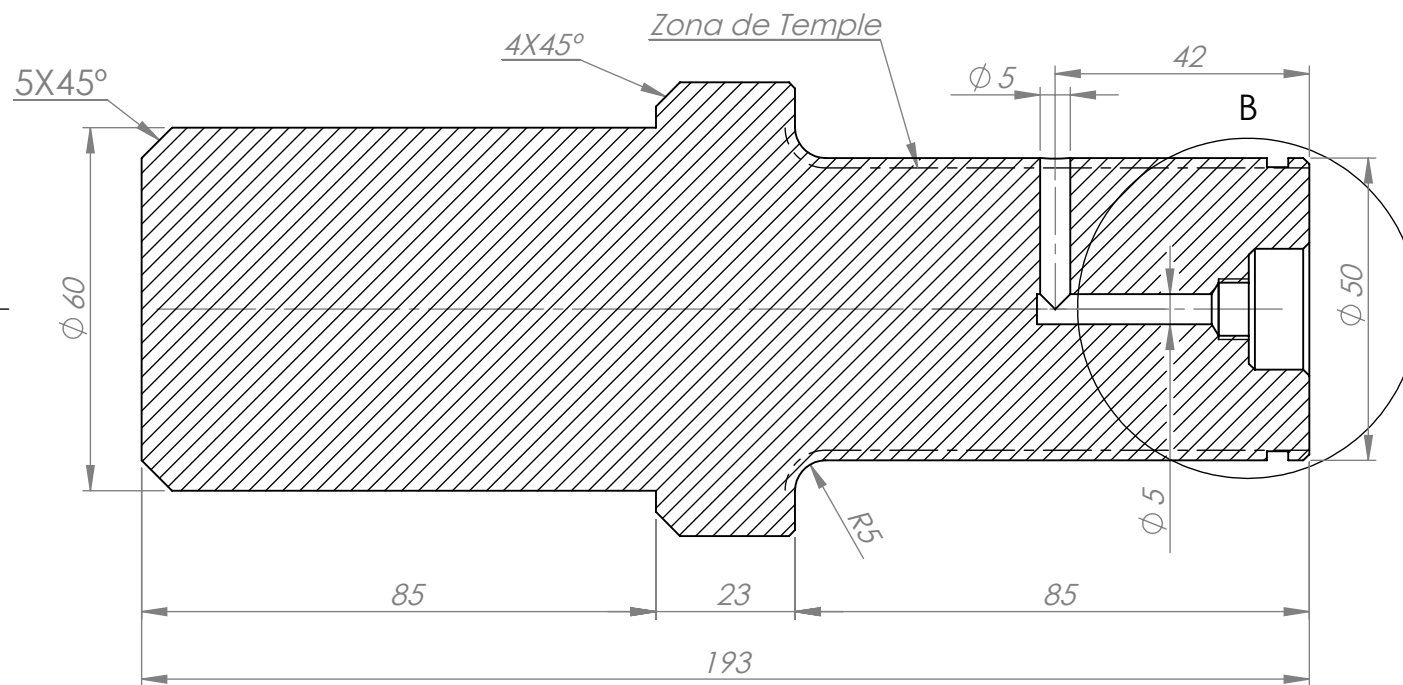
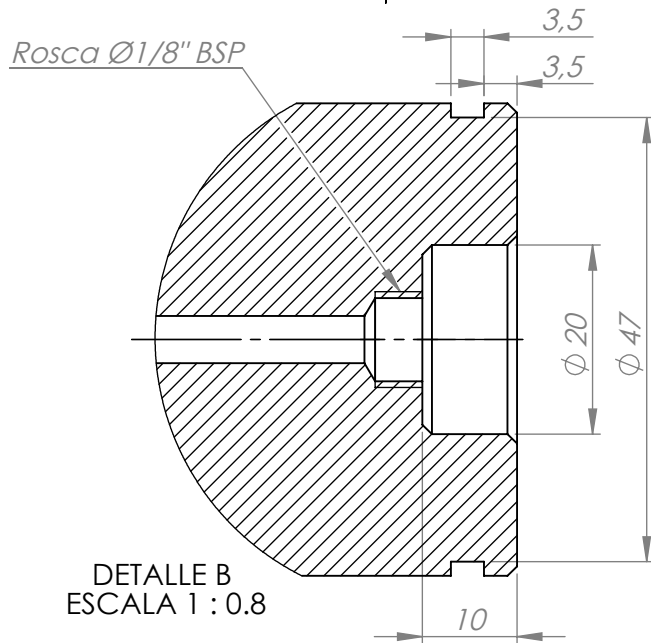
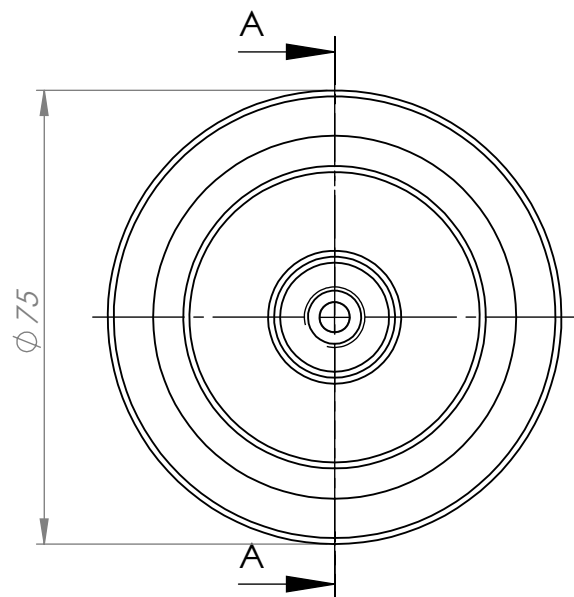
Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	23/03/2020	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	20/03/2020	
Aprobo			
Escala:	Norma	Material:	Terminación:
1:10			T.Térmico:
Título:	CHASIS EXTENSIBLE		Cantidad: 1
			Código: 2-001-0002



		Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	28/03/2020	Nota:	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN	
Reviso	L.Patrignani	28/03/2020			
Aprobo					
Escala:	Norma	Material:		Terminación:	
1:5		Tubo 220 x 75 x 3/8" de chapa plagada MLC 420		T.Térmico:	
Título: LARGUERO IZQUIERDO CHASIS EXTENSIBLE			Cantidad: 1	Código: 4-015-0003	

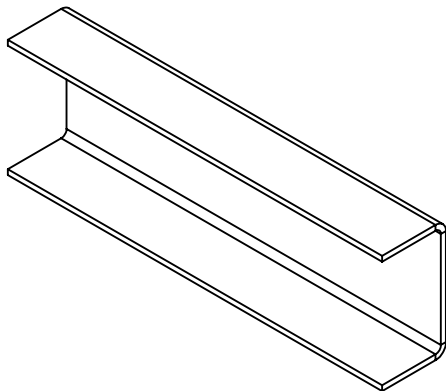
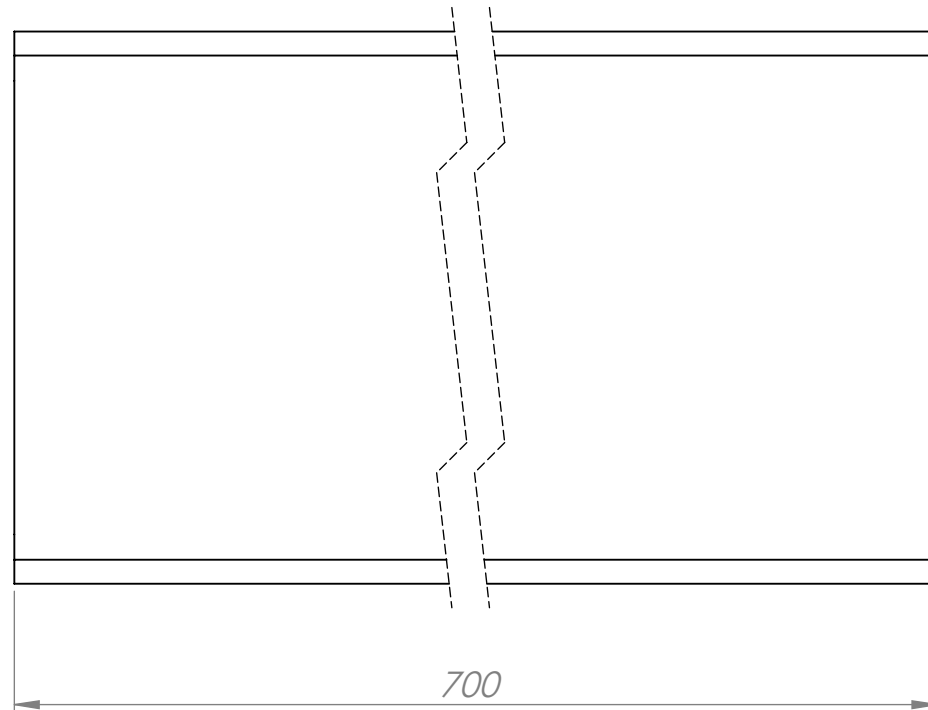
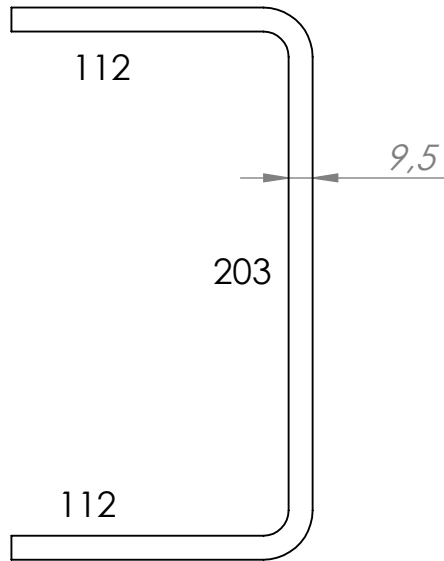


	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	28/03/2020	Nota:	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	28/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:	Terminación:	
1:5		Tubo 220 x 75 x 3/8" de chapa plagada MLC 420	T.Térmico:	
Título:	LARGUERO DERECHO CHASIS EXTENSIBLE		Cantidad: 1	Código: 4-015-0004

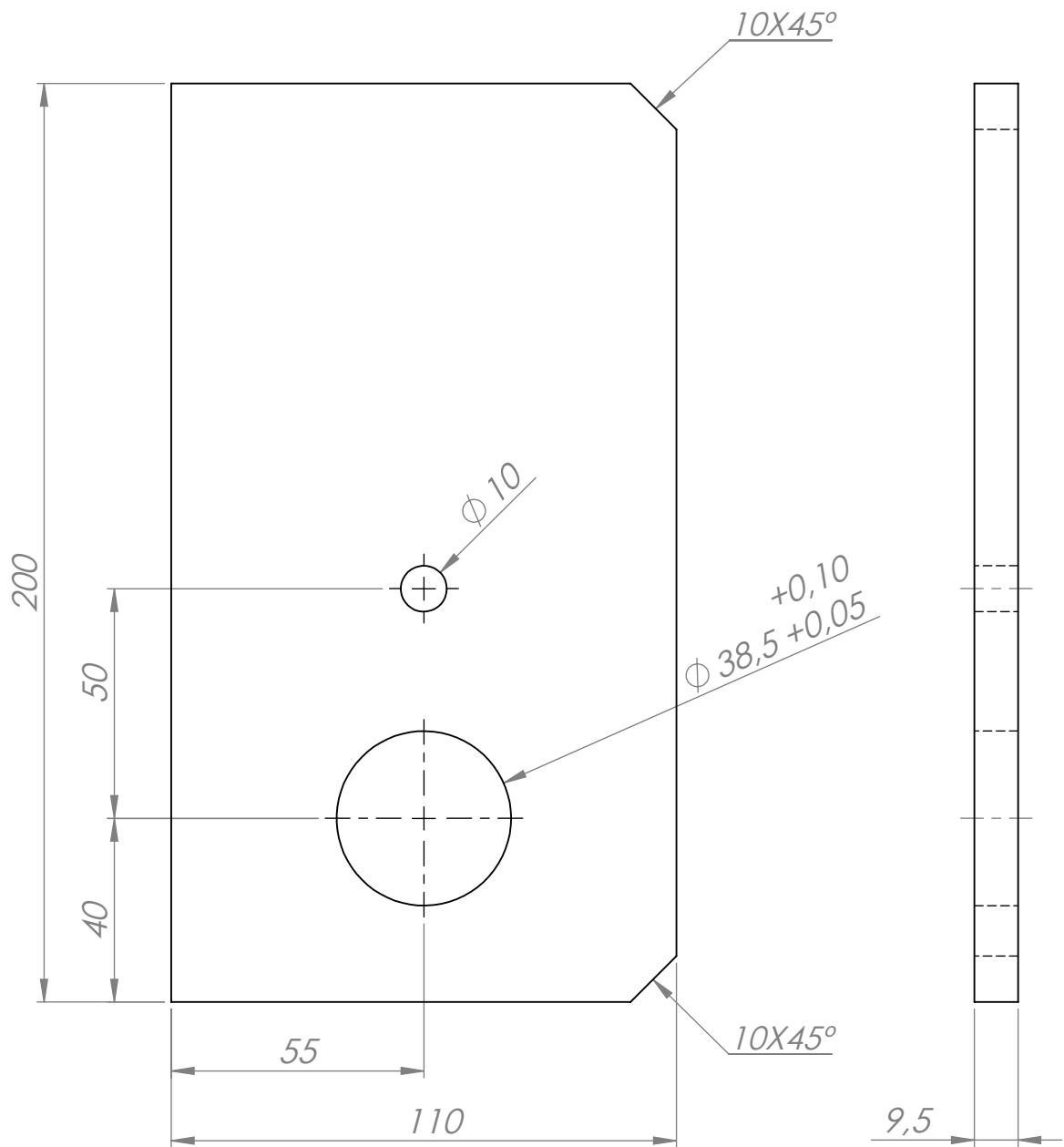


SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 1.25

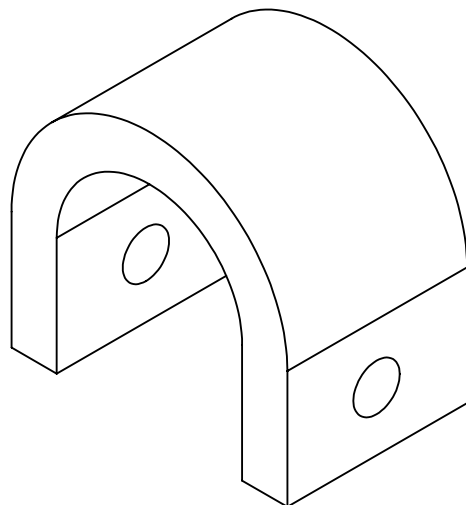
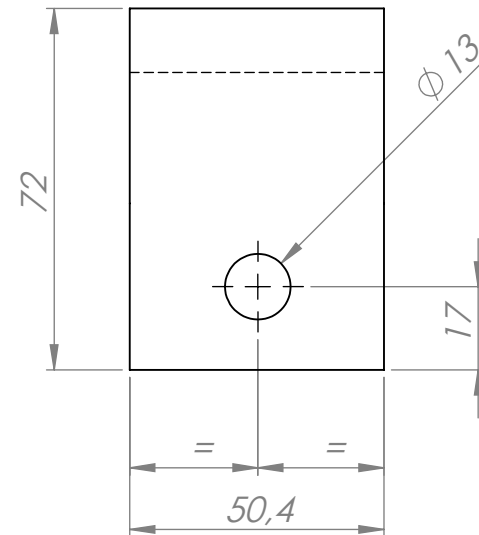
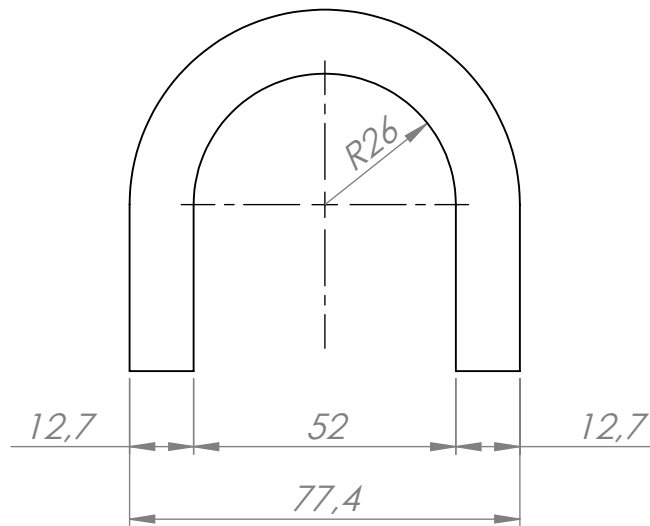
	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	28/03/2020	Nota: Chaflanes no indicados: 1 x 45°	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	28/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:	Terminación:	
1 : 1,25		Laminado redondo SAE 1045 Ø80 mm	T.Térmico: Templado por inducción. Dureza: 50-55 HRC. Penetración 1,5 mm	
Título:	PERNO RODILLOS LATERALES DE CHASIS EXTENSIBLE		Cantidad: 2	Código: 4-005-0005





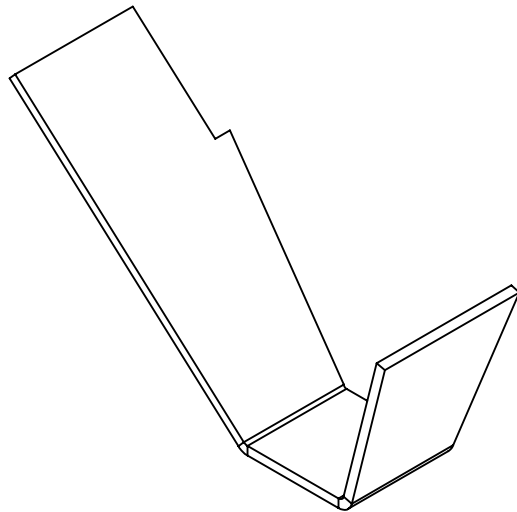
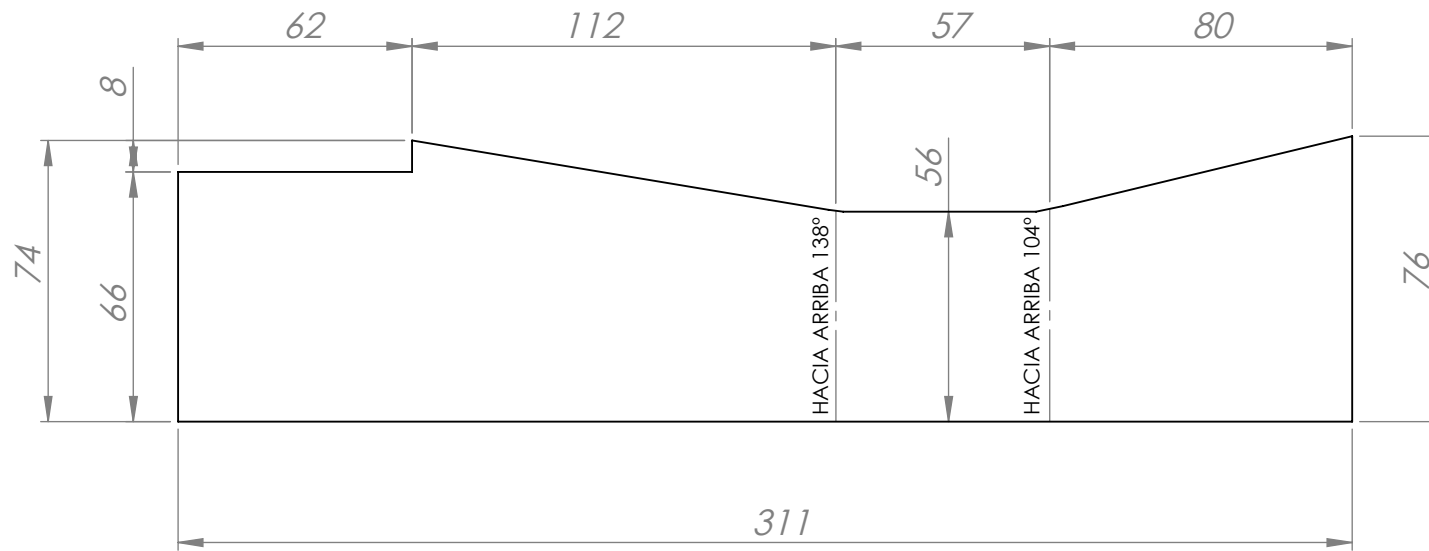
	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	28/03/2020	Nota:	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	28/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:	Terminación:	
1:3		Chapa MLC 420 3/8" 427 x 700 mm	T.Térmico:	
Título:	TRAVESAÑO CHASIS EXTENSIBLE		Cantidad: 1	Código: 4-010-0008



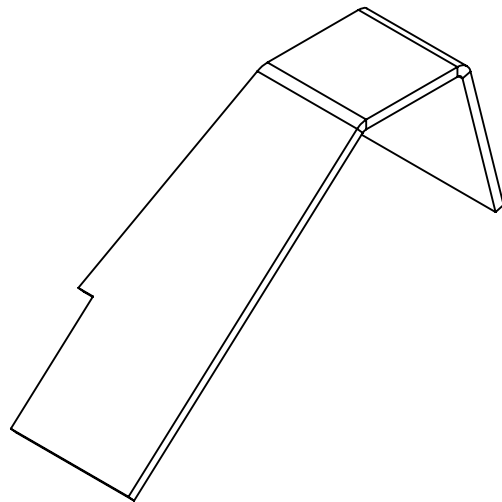
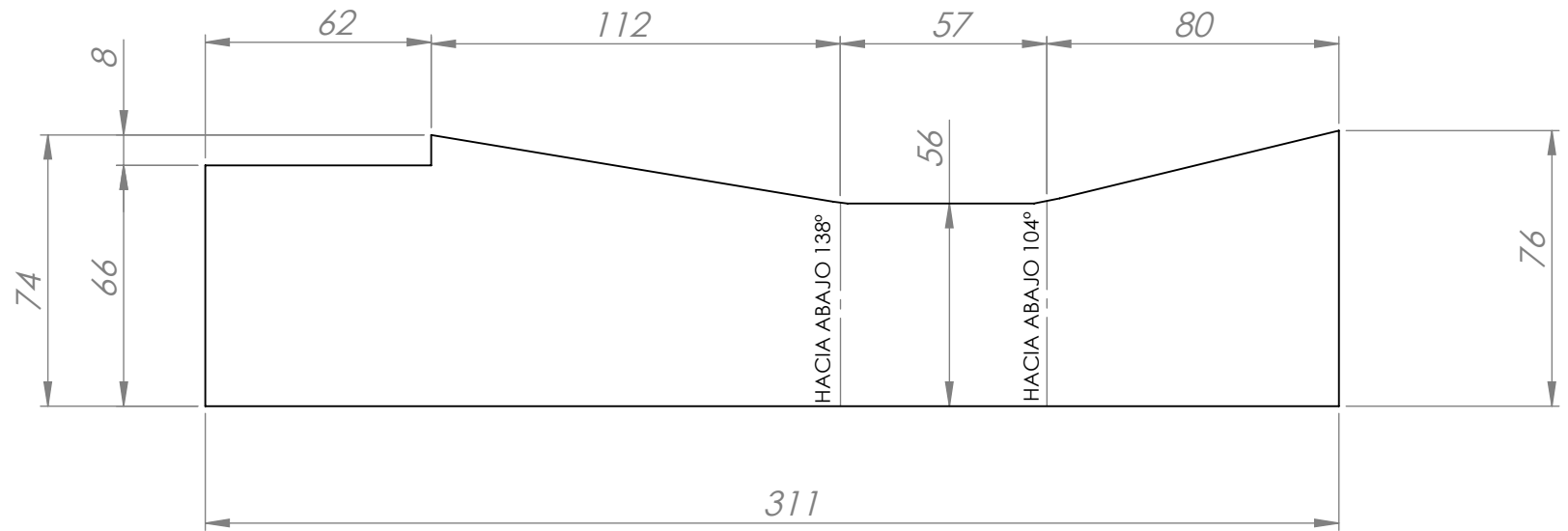
	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	28/03/2020	Nota:	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	28/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:	Terminación:	
1:1,5		Chapa MLC 420 Espesor 3/8"	T.Térmico:	
Título:	OREJA LADO VÁSTAGO CILINDRO CHASIS EXTENSIBLE		Cantidad: 2	Código: 4-016-0005



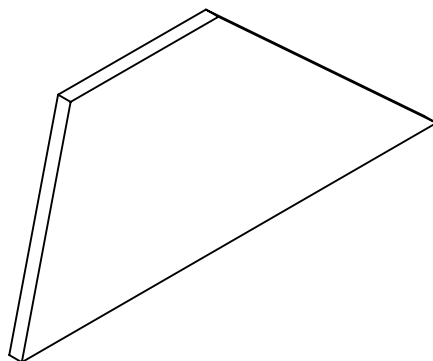
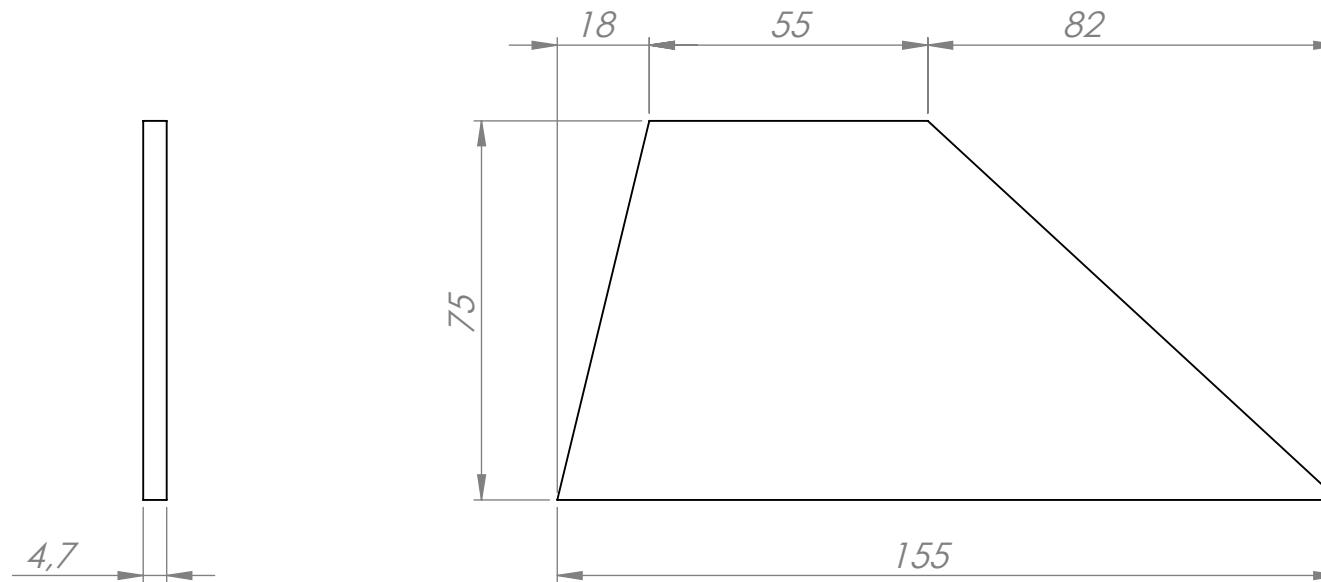
	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	29/03/2020	Nota:	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	29/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:	Terminación:	
1:1,5	 	Planchuela acero SAE 1010 2" x 1/2"	T.Térmico:	
Título:	FIJACIÓN PERNO DE ROLO DE CHASIS EXTENSIBLE		Cantidad: 2	Código: 4-002-0006

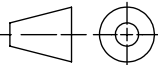


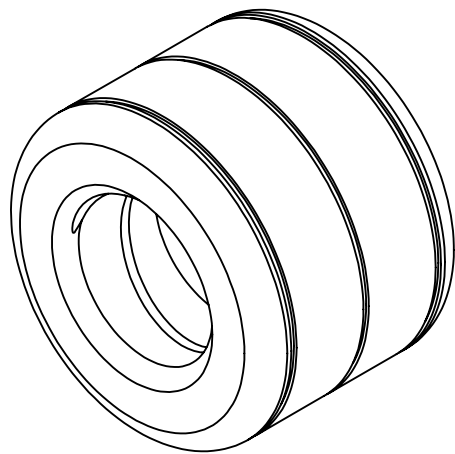
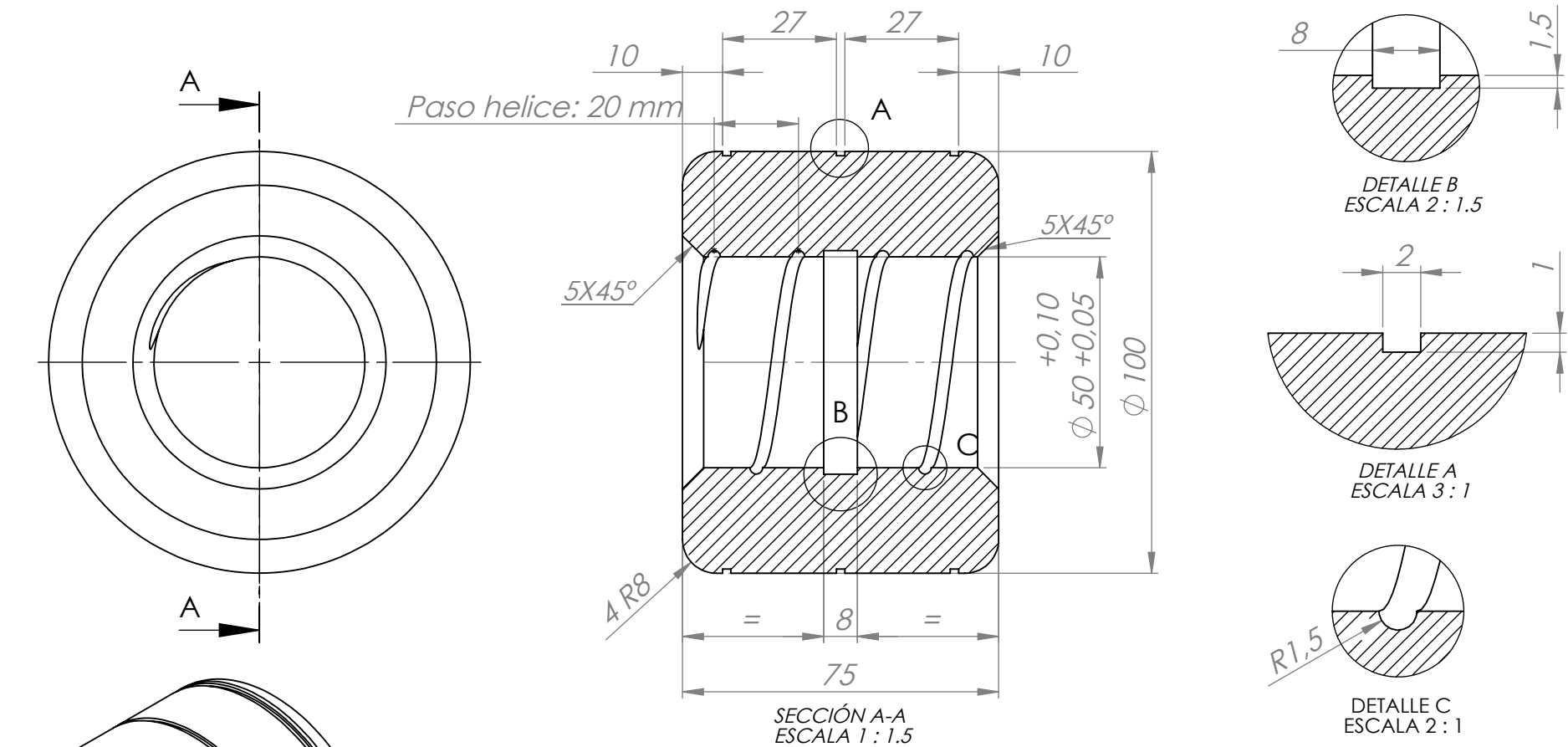
	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	29/03/2020	Nota:	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	29/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:	Terminación:	
1:2		Chapa de acero SAE 1010 espesor 3/16"	T.Térmico:	
Título:	TAPA TRASERA DERECHA DE LARGUERO CHASIS EXTENSIBLE		Cantidad: 1	Código: 4-001-0005



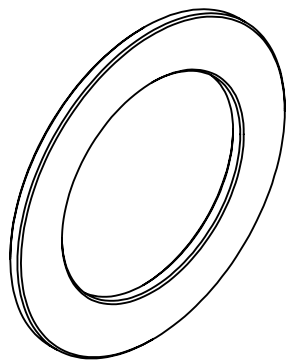
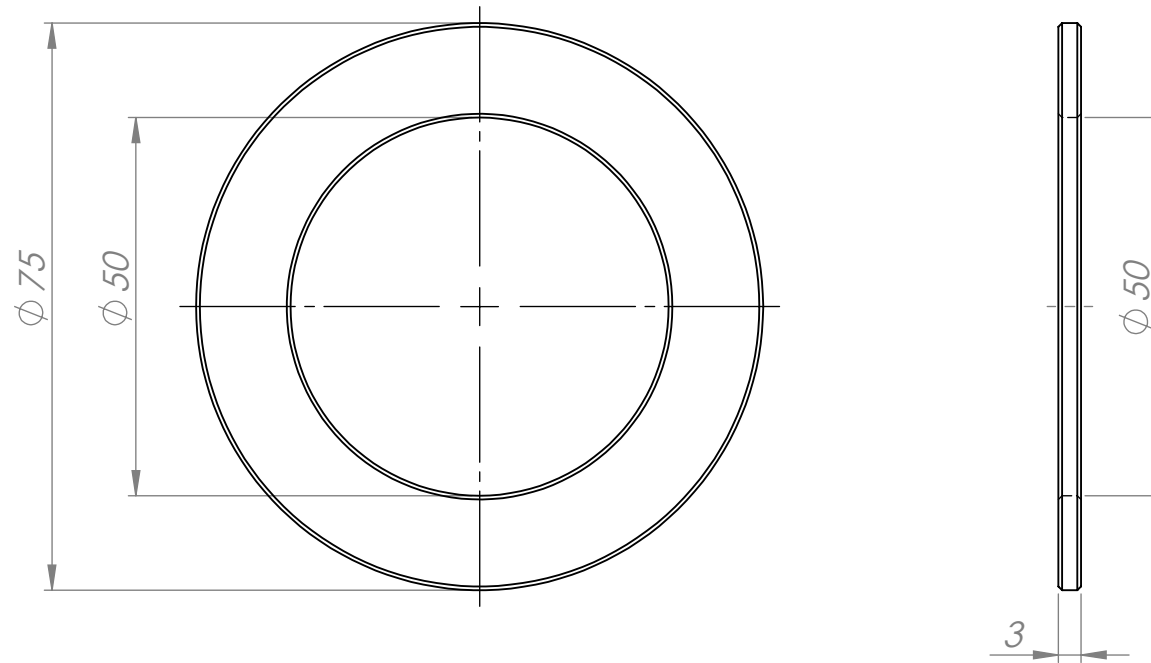
	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	29/03/2020	Nota:	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	29/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:	Terminación:	
1:2		Chapa de acero SAE 1010 espesor 3/16"	T.Térmico:	
Título:	TAPA TRASERA IZQUIERDA DE LARGUERO CHASIS EXTENSIBLE		Cantidad: 1	Código: 4-001-0006



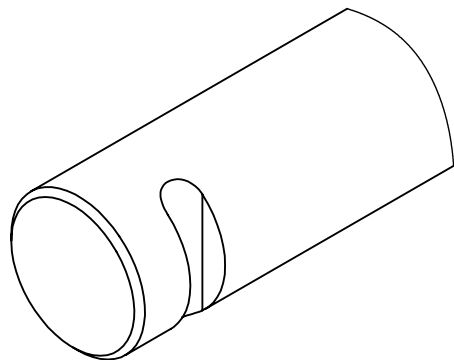
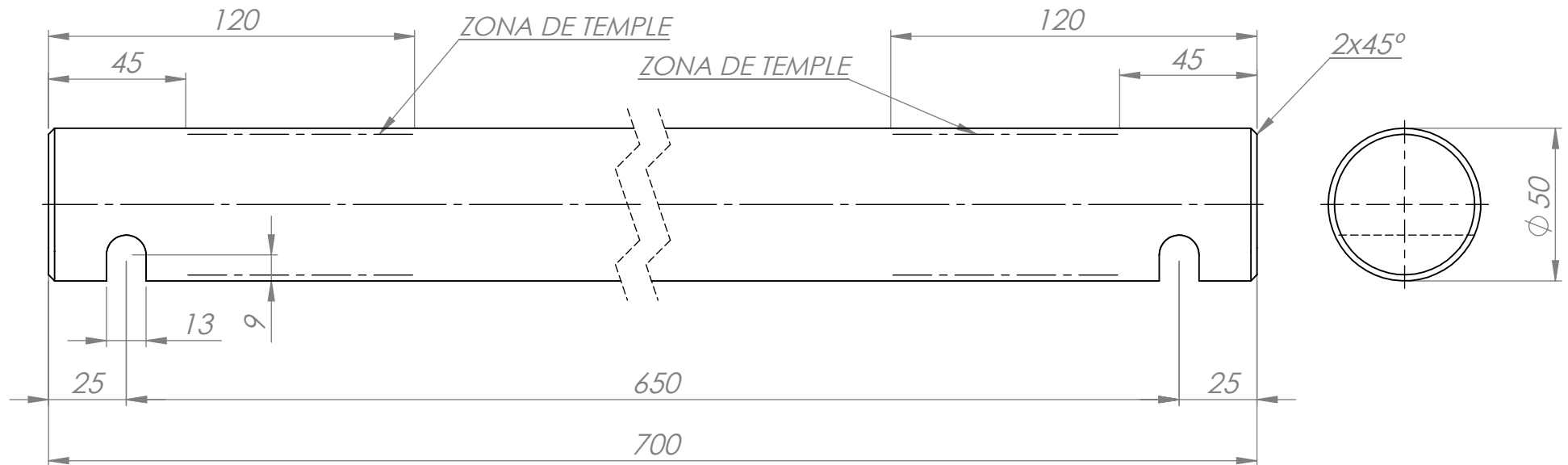
	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	29/03/2020	Nota:	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	29/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:	Terminación:	
1:1,5		Chapa de acero SAE 1010 espesor 3/16"	T.Térmico:	
Título:	TAPA LATERAL DE LARGUERO DE CHASIS EXTENSIBLE		Cantidad: 2	Código: 4-001-0007



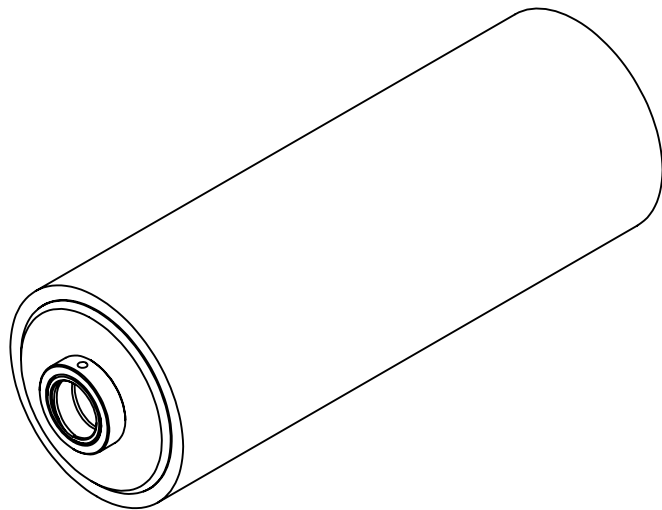
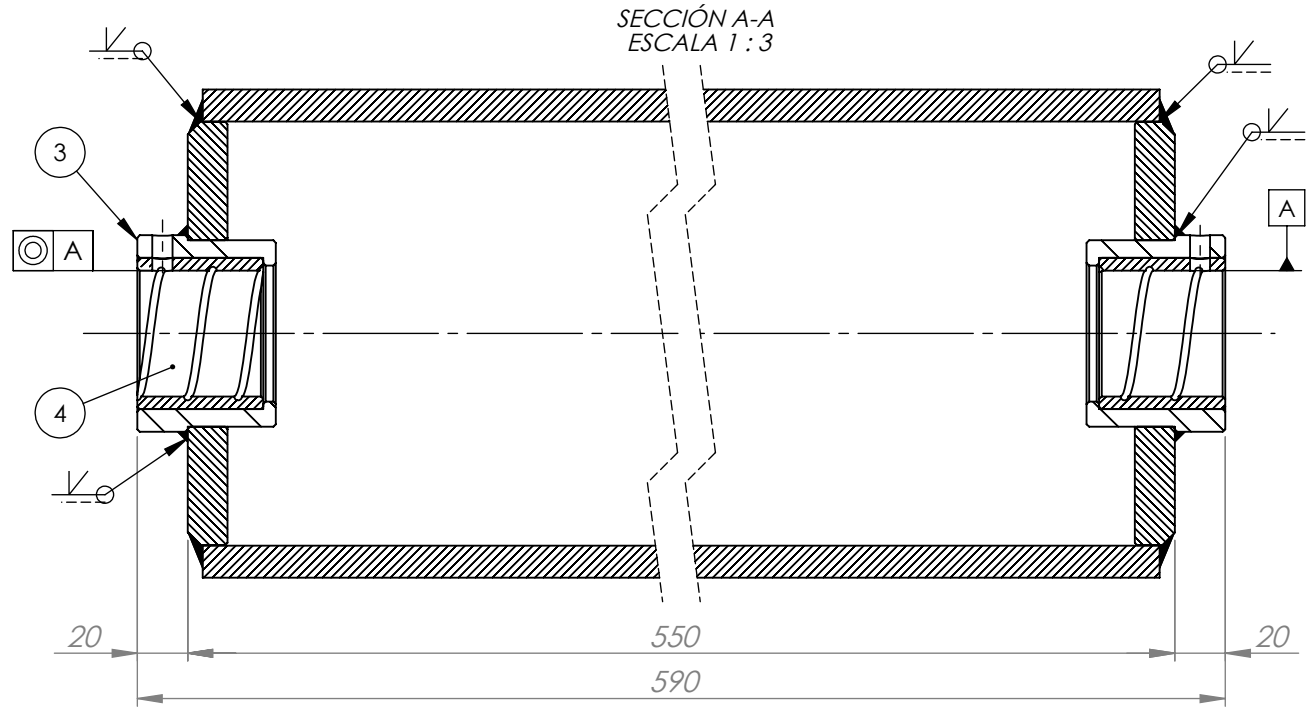
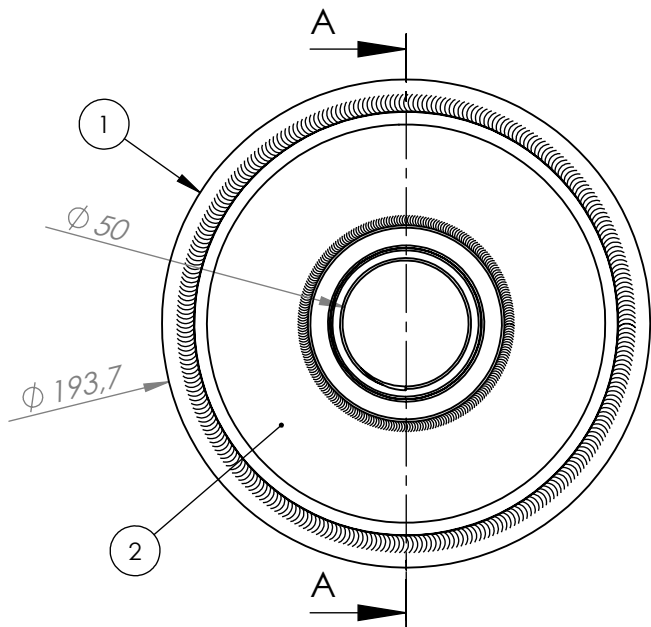
Nombre		Fecha		No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	29/03/2020	Nota:	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN	
Reviso	L.Patrignani	29/03/2020			
Aprobo					
Escala:	Norma	Material:		Terminación:	Zincado
1:1,5		Fundición Gris G2500 (Dureza 170-229 HB)		T.Térmico:	
Título: RODILLO Øi 50 Øe100 LARGO 75 mm				Cantidad: 12	Código: 4-003-0001



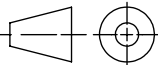
	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	29/03/2020	Nota:	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	29/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:	Terminación:	Zincado
1:1		Laminado redondo SAE 1010 Ø80 mm	T.Térmico:	
Título:	ARANDELA Øi50 Øe75 LARGO 3 mm		Cantidad: 8	Código: 4-004-0001

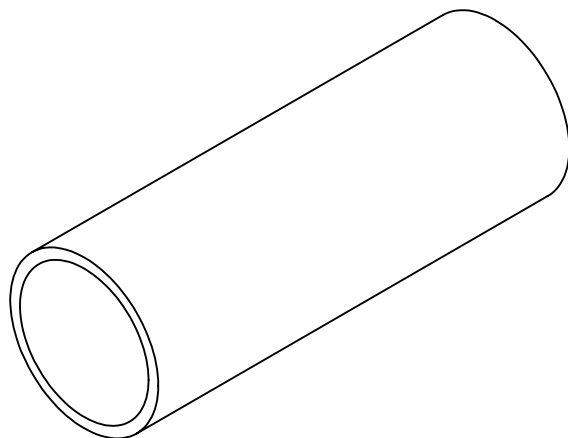
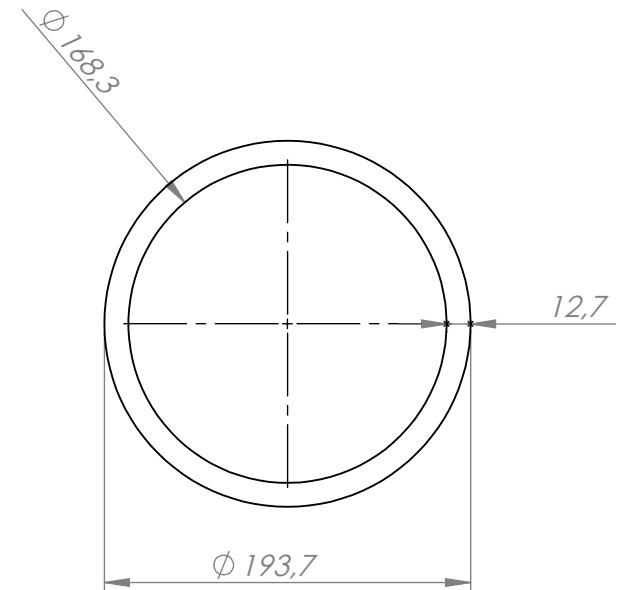
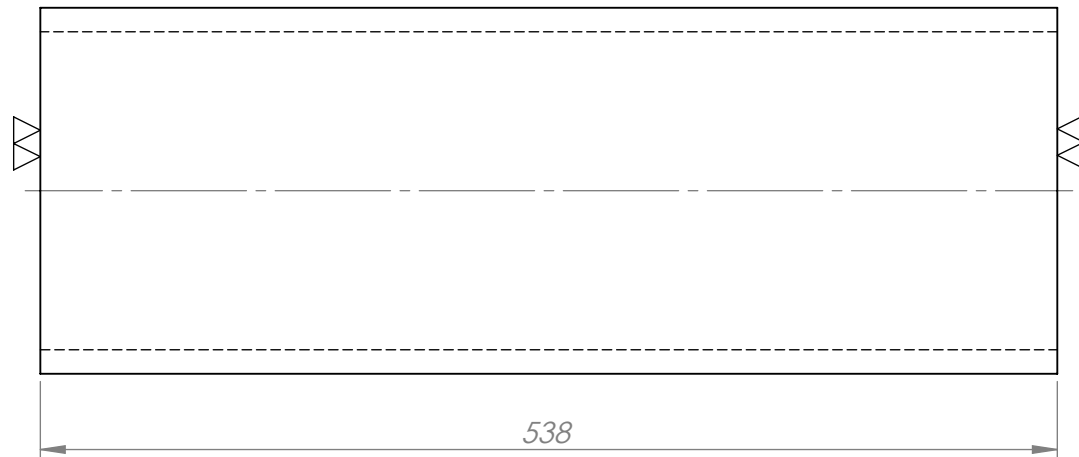


	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	26/03/2020	Nota:	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	26/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:		Terminación: Zincado
1:2		Trefilado redondo SAE 1045 Ø50 mm		T.Térmico: Templado por inducción. Dureza: 50-55 HRC. Penetración 1,5
Título:	PERNO Ø50 LARGO 700 mm			Cantidad: 1 Código: 4-005-0006

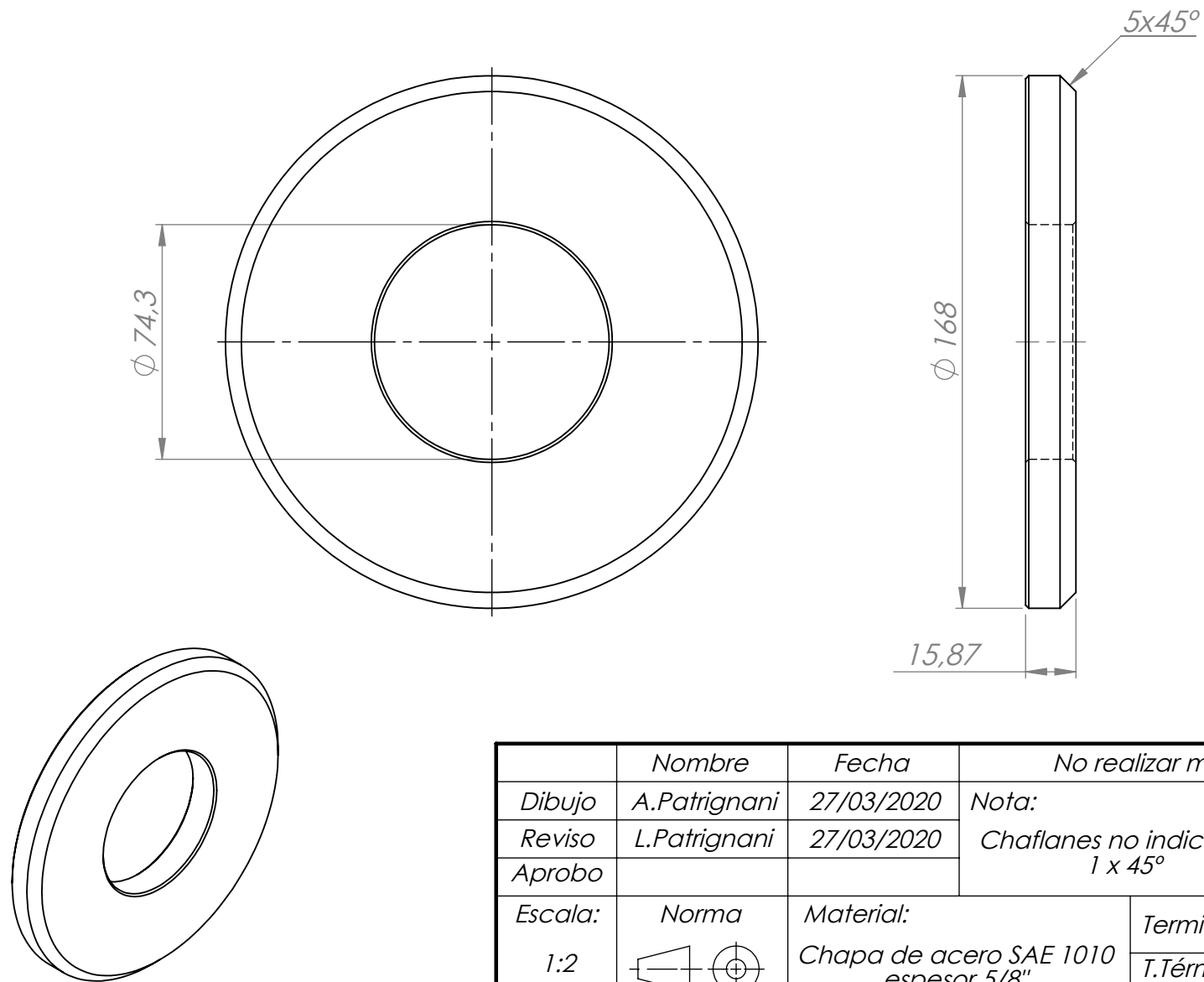


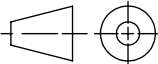
4	Buje de bronce $\phi i 50 \phi e 60$ largo 50 mm	4-013-0013	2
3	Buje con tope $\phi i 60 \phi e 74$ largo 55 mm	4-013-0012	2
2	Tapa rolo de apoyo Chasis Extensible	4-001-0008	2
1	Corte tubo s/costura $\phi 193,7 \times 12,7$ largo 538 mm	4-006-0006	1
Item	Descripción	Código	Cantidad

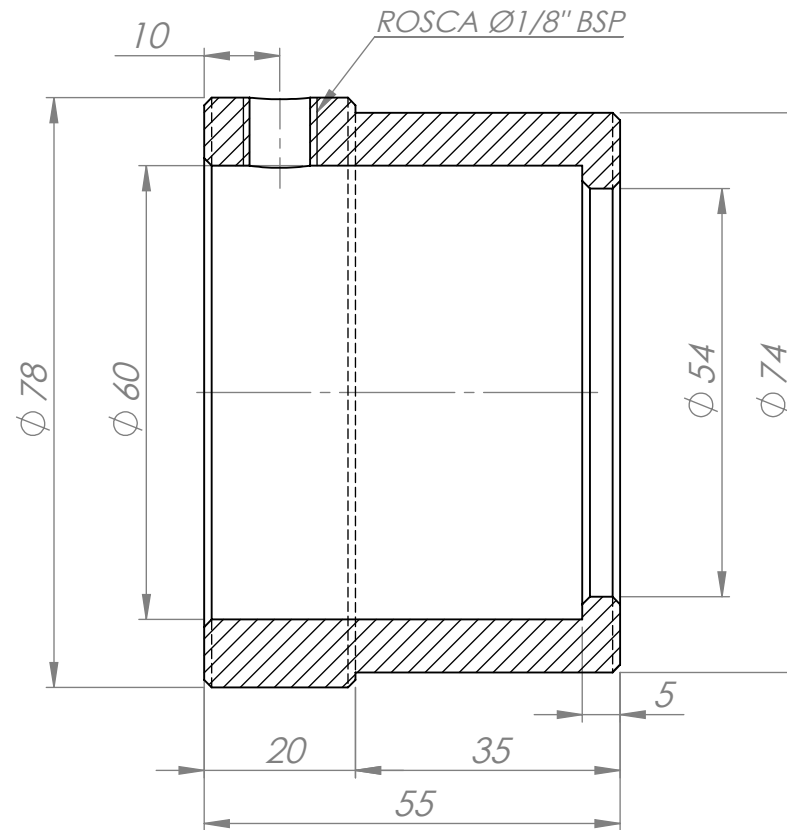
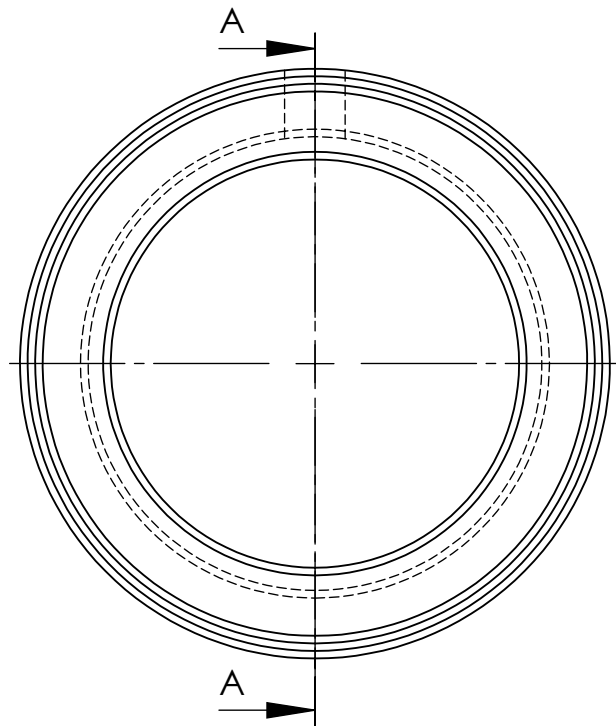
	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	27/03/2020	Nota: Clavar buje de bronce en buje con ag. coincidentes. Luego soldar tapa	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	27/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:	Terminación:	
1:3			T.Térmico:	
Título:	ROLO CHASIS EXTENSIBLE		Cantidad: 1	Código: 2-010-0001



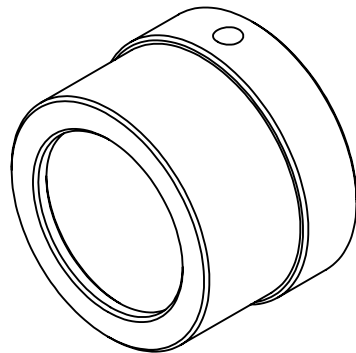
	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	27/03/2020	Nota:	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	27/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:	Terminación:	
1:4		Tubo sin costura $\phi 193,7$ espesor 12,7 mm	T.Térmico:	
Título:	CORTE TUBO S/COSTURA $\phi 193,7 \times 12,7$ mm LARGO 538 mm		Cantidad: 1	Código: 4-006-0006



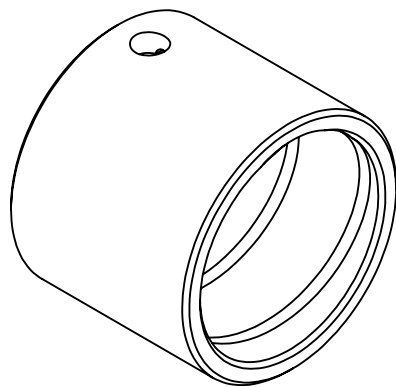
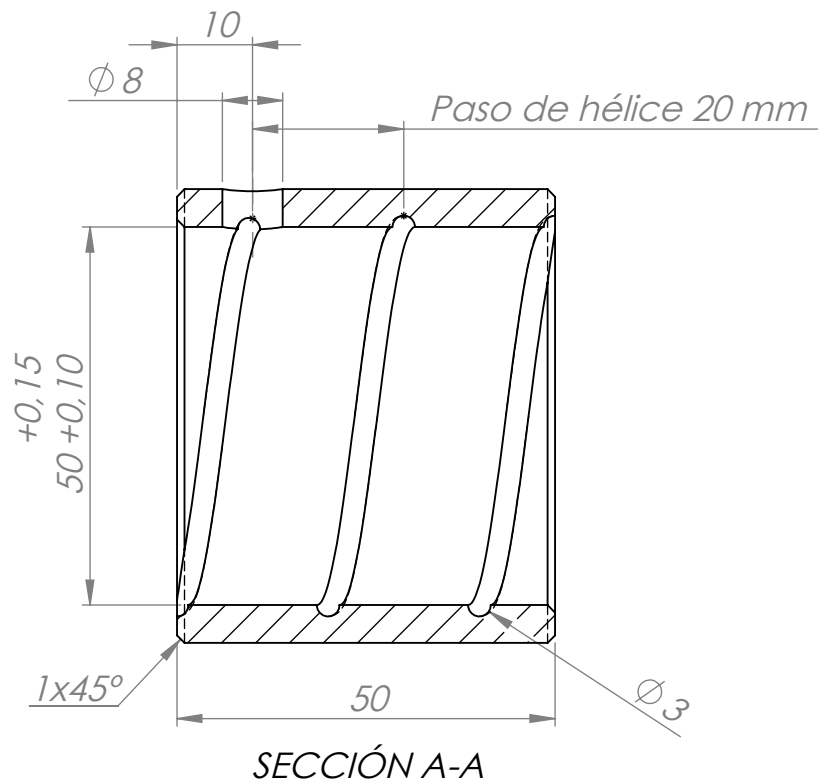
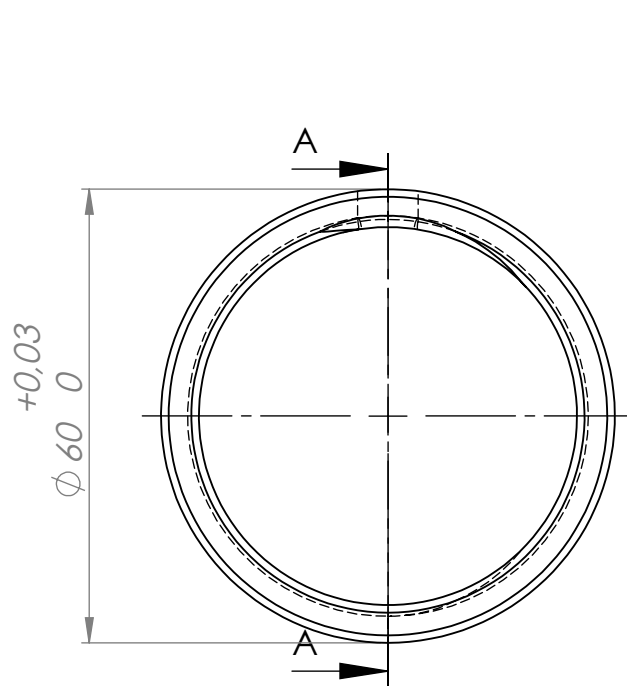
	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	27/03/2020	Nota: Chaflanes no indicados: 1 x 45°	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	27/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:	Terminación:	
1:2		Chapa de acero SAE 1010 espesor 5/8"	T.Térmico:	
Título: TAPA ROLO DE APOYO CHASIS EXTENSIBLE			Cantidad: 2	Código: 4-001-0008



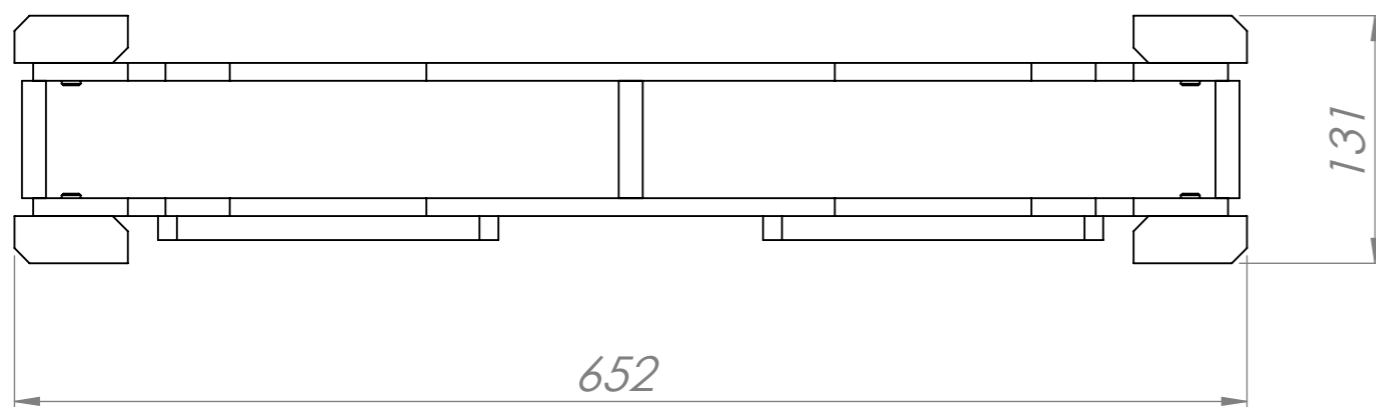
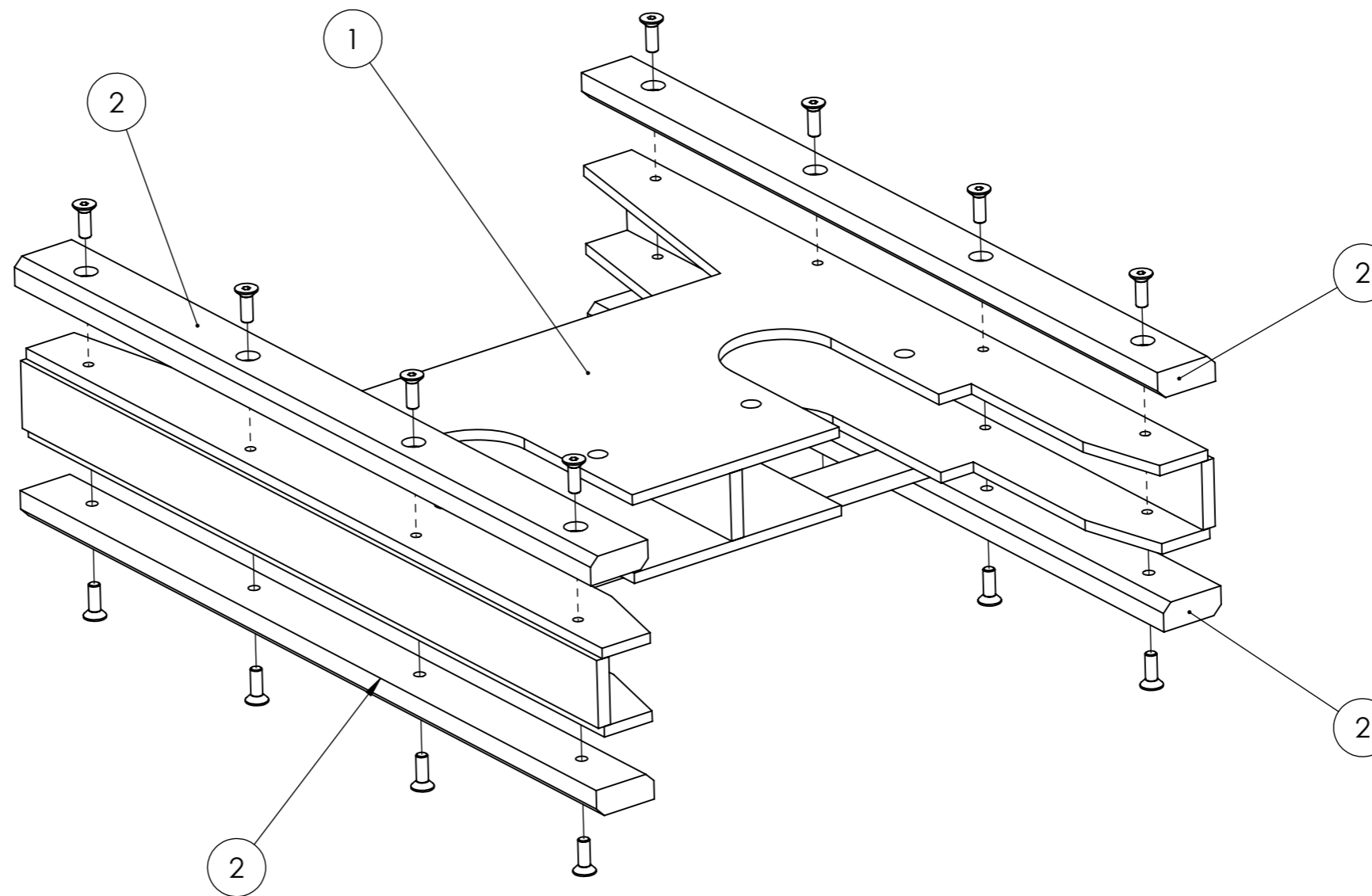
SECCIÓN A-A
ESCALA 1:1



		Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	27/03/2020	Nota: Chaflandes no indicados: 1 x 45°	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN	
Reviso	L.Patrignani	27/03/2020			
Aprobo					
Escala:	Norma	Material:		Terminación:	
1:1		Laminado redondo SAE 1010 $\phi 80$ mm		T.Térmico:	
Título: BUJE CON TOPE $\phi i60$ $\phi e74$ LARGO 55 mm			Cantidad: 2	Código: 4-013-0012	

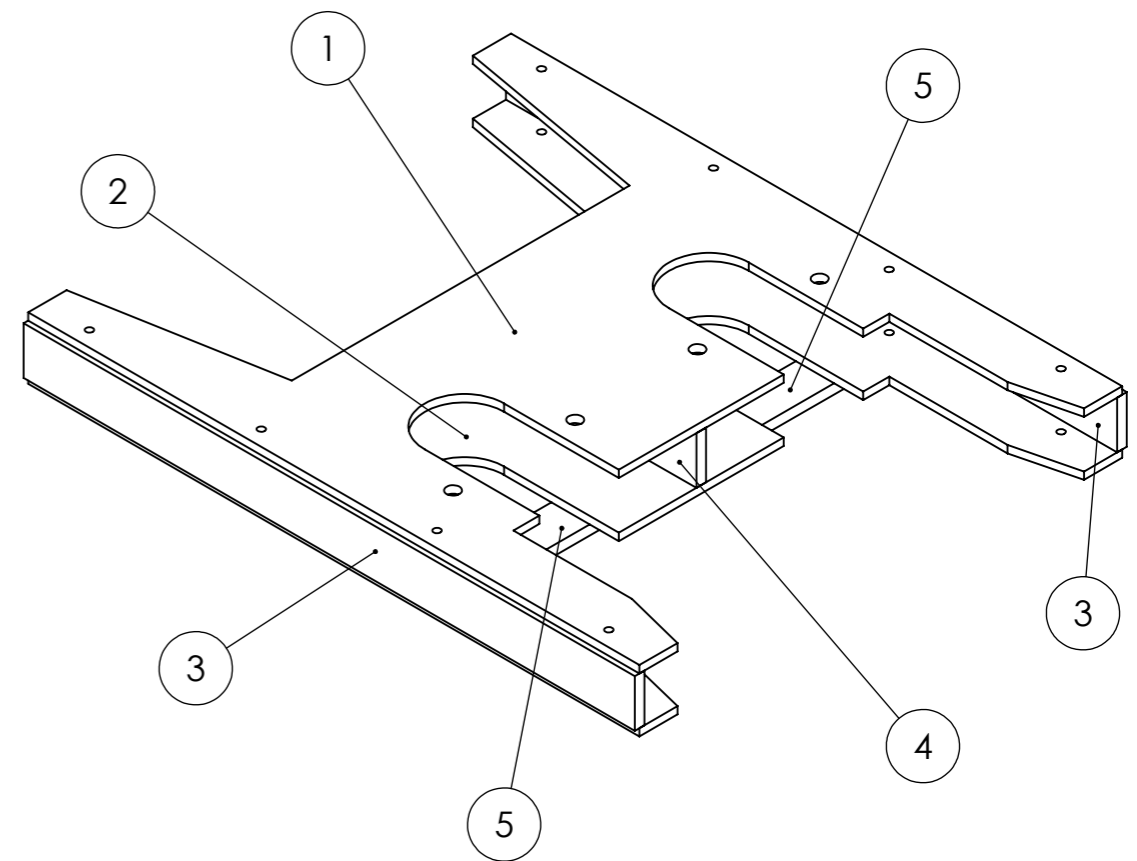
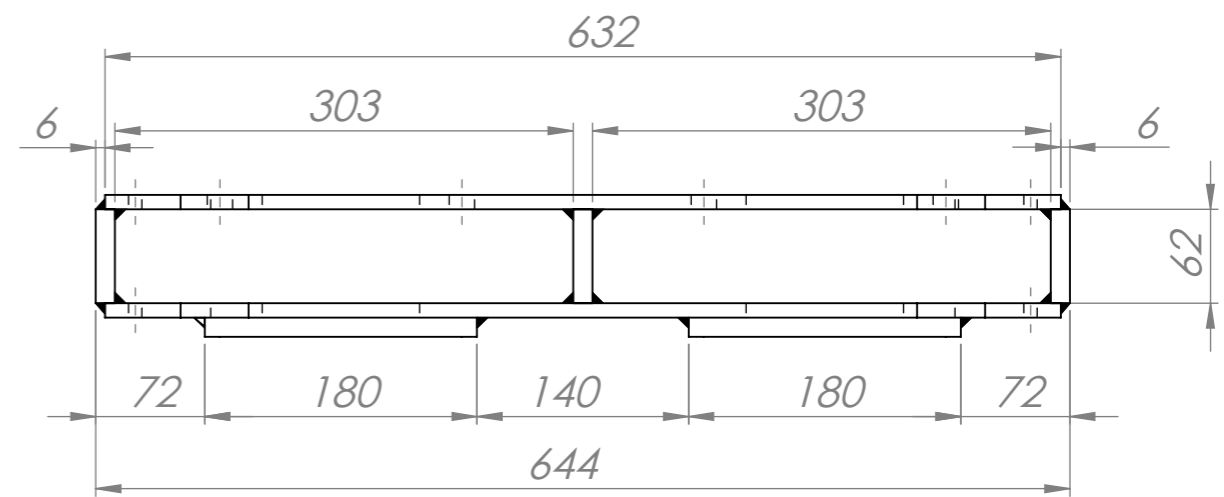
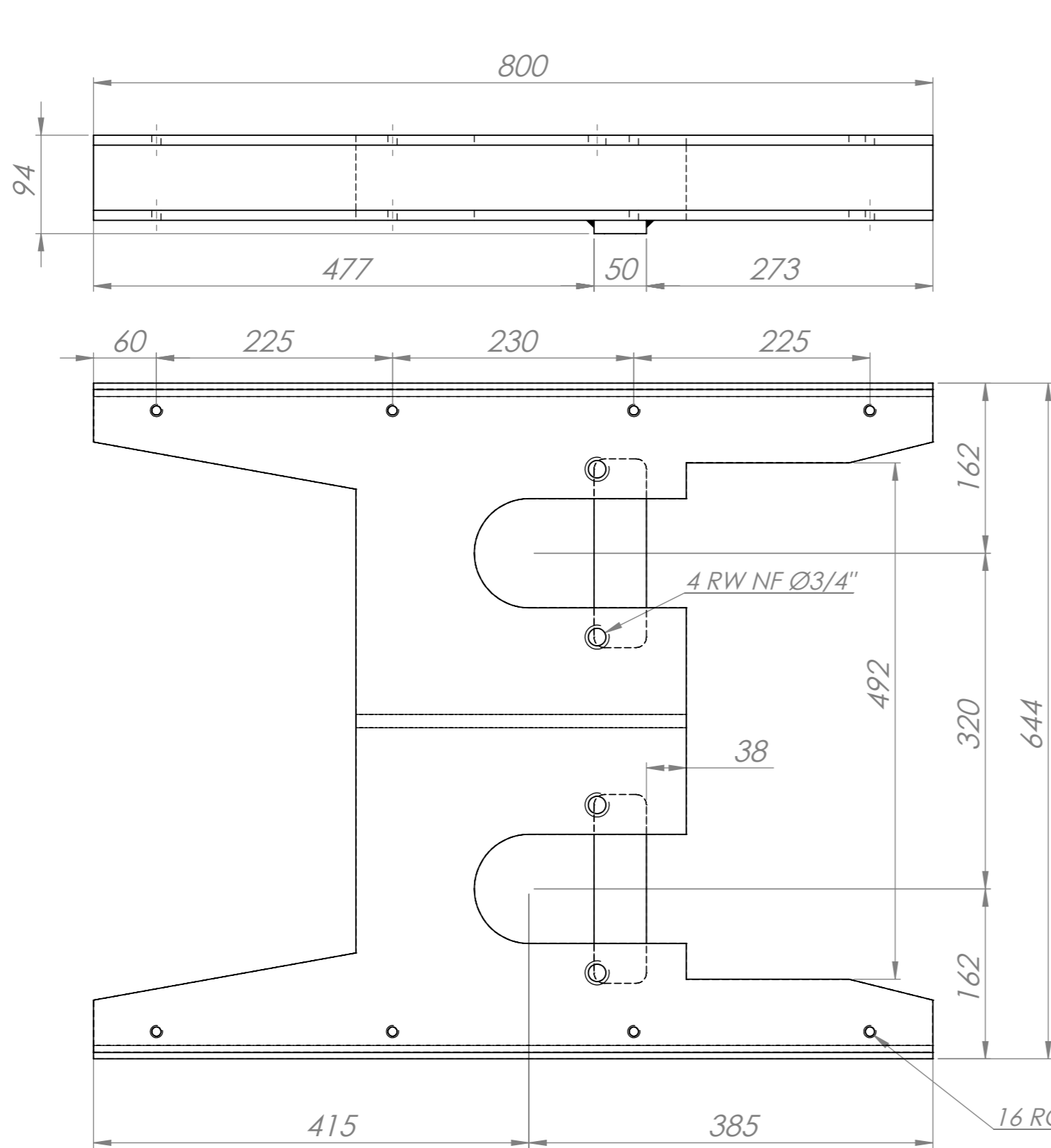


Nombre		Fecha		No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	27/03/2020	Nota: La hélice debe pasar por la perforación	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN	
Reviso	L.Patrignani	27/03/2020			
Aprobo					
Escala:	Norma	Material:		Terminación:	
1:1		Bronce SAE 68 A		T.Térmico:	
Título: BUJE DE BRONCE Øi50 Øe60 LARGO 50 mm				Cantidad: 2	Código: 4-013-0013



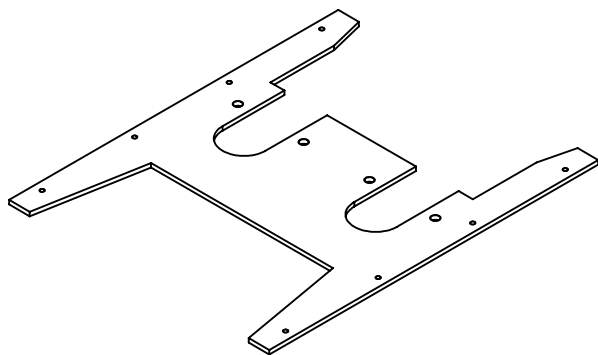
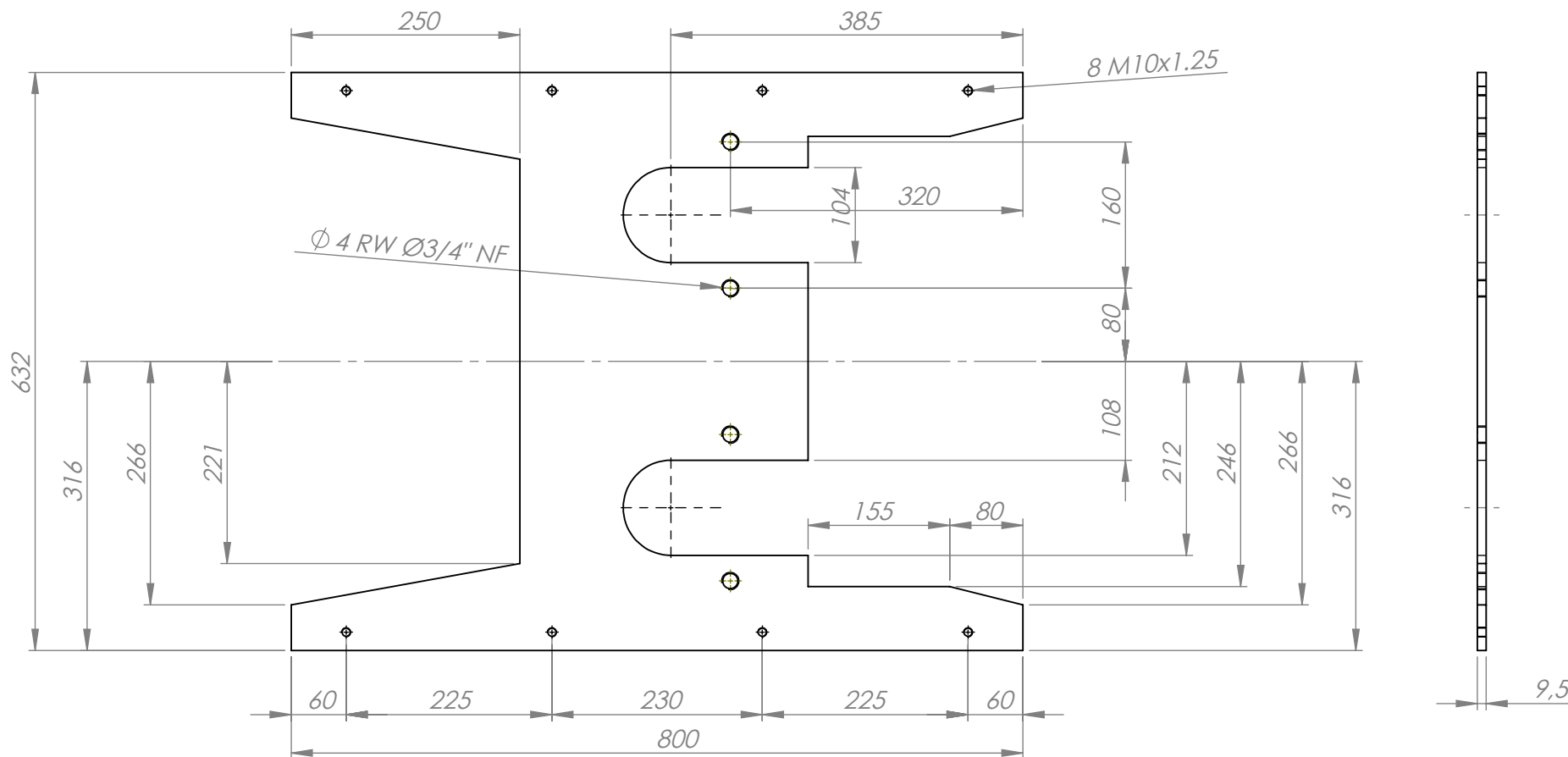
3	Tornillo cabeza frezada M10 X1,25 largo 30 mm	5-009-0001	16
2	Patín Carro Deslizante	4-020-0001	4
1	Carro Deslizante	2-004-0001	1
Item	Descripción	Código	Cantidad

	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	23/03/2020	Nota:	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	23/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:	Terminación:	
1:5			T.Térmico:	
Título:	ARMADO DE CARRO DESLIZANTE		Cantidad: 1	Código: 3-003-0001

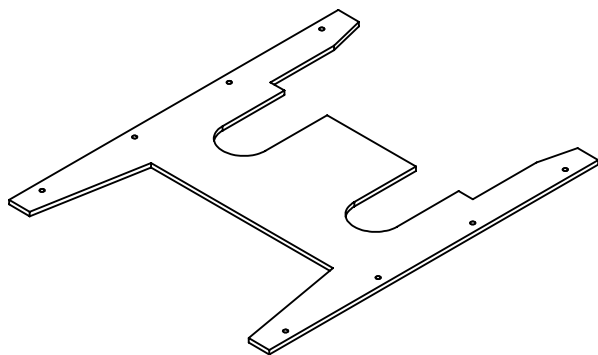
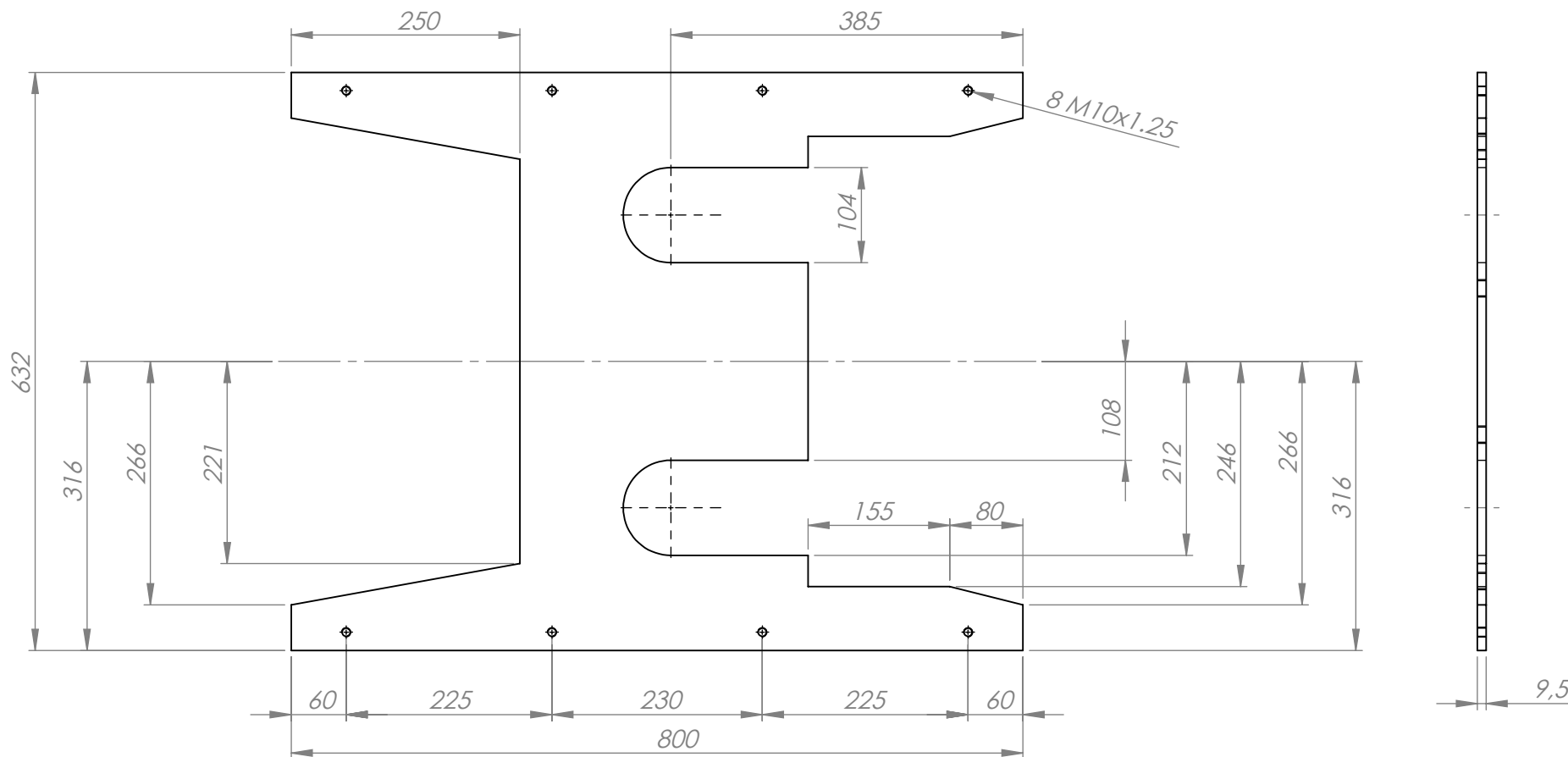


16 ROSCAS M10X1,25

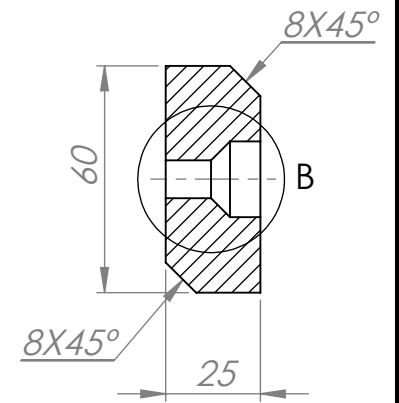
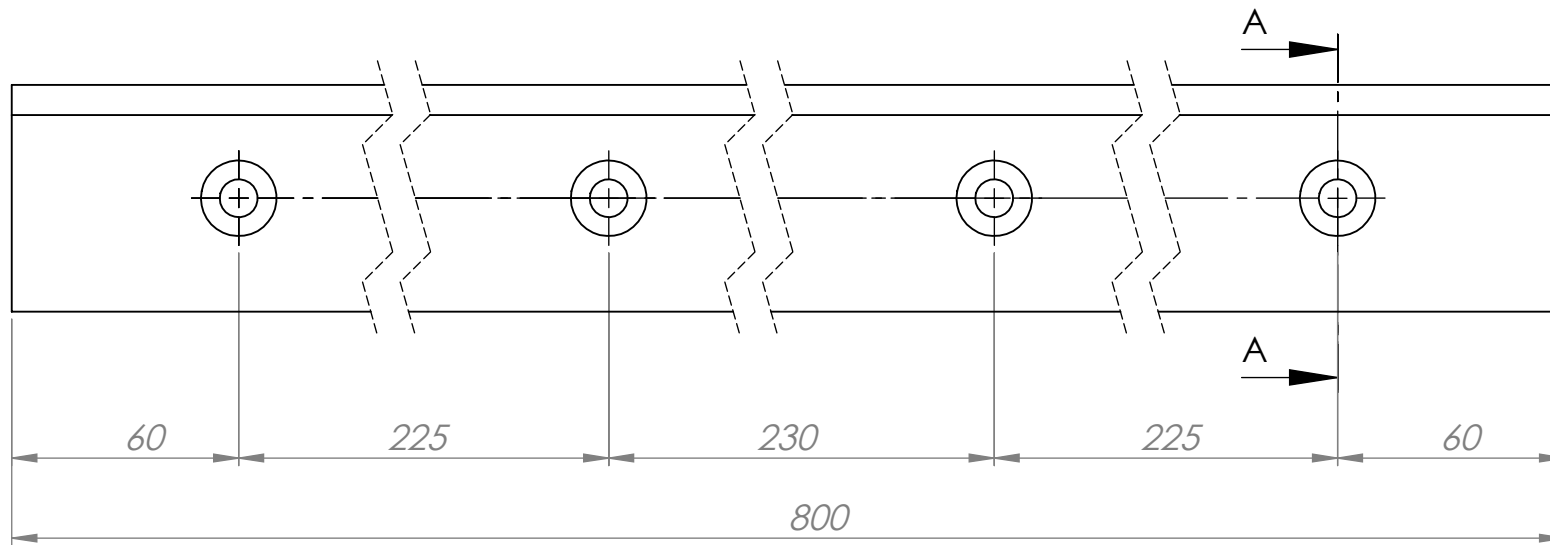
Item	Descripción	Código	Cantidad	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
5	Corte chapa SAE 1010 1/2" de 50x180 mm	4-007-0009	2	A.Patrignani	23/03/2020	Nota:	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
4	Corte chapa SAE 1010 1/2" de 62x315 mm	4-007-0008	1	L.Patrignani	23/03/2020		
3	Corte chapa SAE 1010 1/2" de 62x800 mm	4-007-0007	2				
2	Placa inferior Carro Deslizante	4-012-0006	1	Norma	Material:	Terminación:	
1	Placa superior Carro Deslizante	4-012-0005	1	1:5		T.Térmico:	
				Título: CARRO DESLIZANTE		Cantidad: 1	Código: 2-004-0001



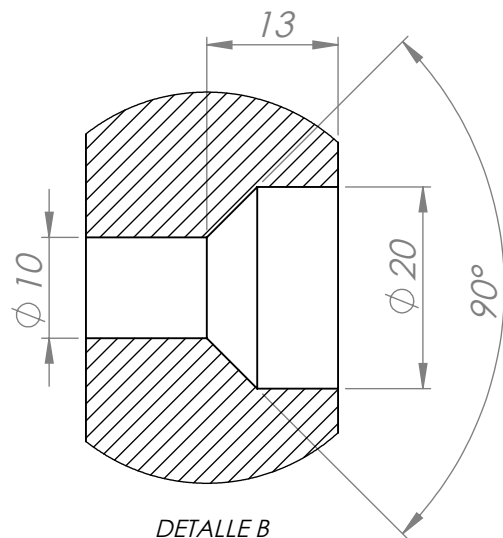
	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	31/03/2020	Nota:	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	31/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:		Terminación:
1:7		Chapa MLC 420 Espesor 3/8"		T.Térmico:
Título:	PLACA SUPERIOR CARRO DESLIZANTE			Cantidad: 1
				Código: 4-012-0005



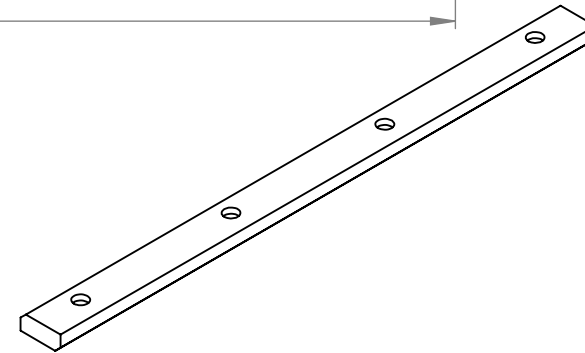
	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano		
Dibujo	A.Patrignani	31/03/2020	Nota:	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN	
Reviso	L.Patrignani	31/03/2020			
Aprobo					
Escala:	Norma	Material:		Terminación:	
1:7		Chapa MLC 420 Espesor 3/8"		T.Térmico:	
Título:	PLACA INFERIOR CARRO DESLIZANTE			Cantidad: 1	Código: 4-012-0006

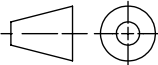


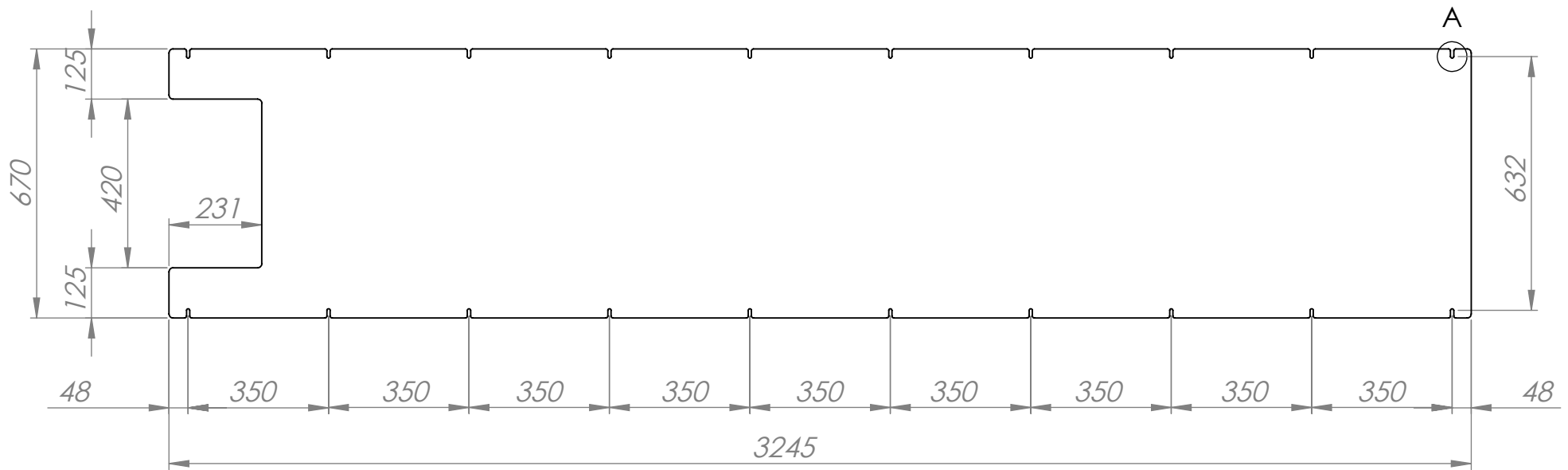
SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 2



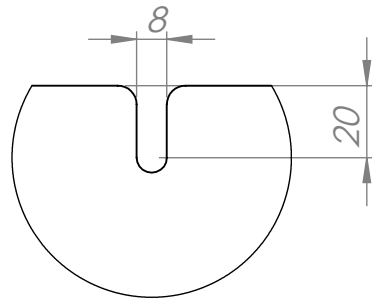
DETALLE B
ESCALA 2 : 1.5



		Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	31/03/2020	Nota:	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN	
Reviso	L.Patrignani	31/03/2020			
Aprobo					
Escala:	Norma	Material:		Terminación:	
1:2		Plancha de Grilón con Molykote		T.Térmico:	
Título:	PATÍN CARRO DESLIZANTE			Cantidad: 4	Código: 4-020-0001

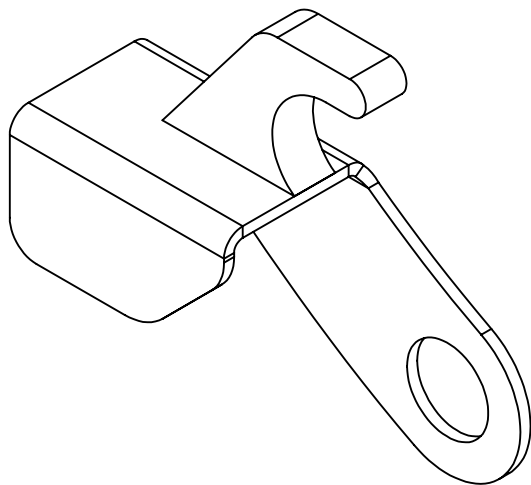
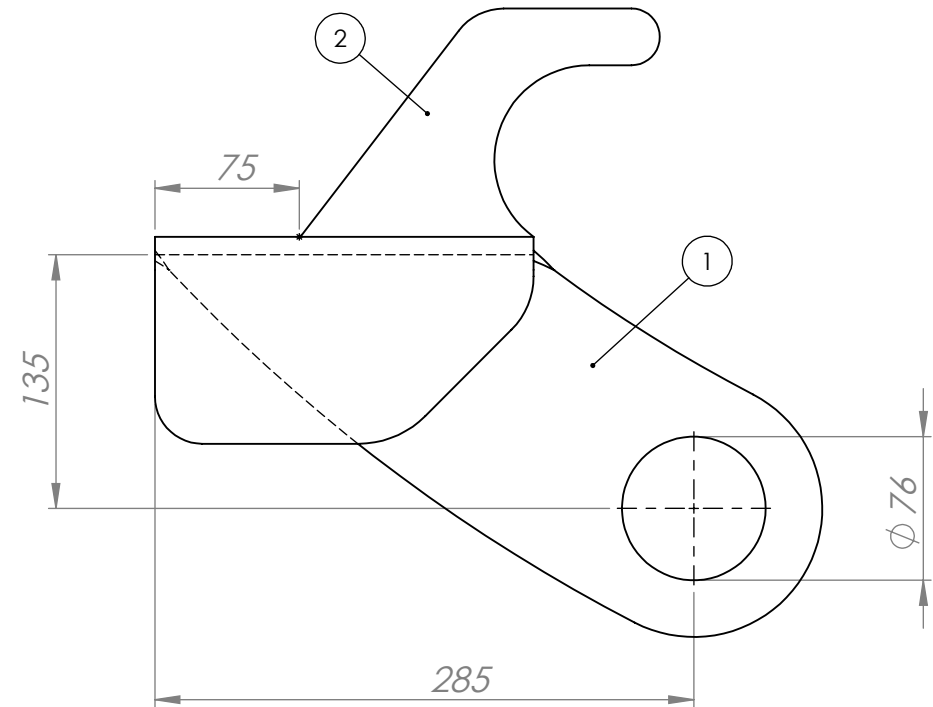
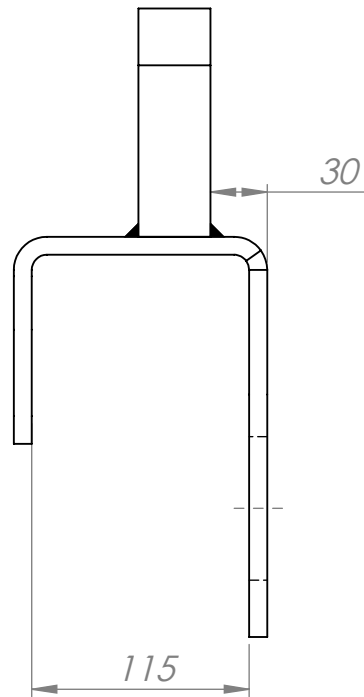


Detalle de las 20 colizas



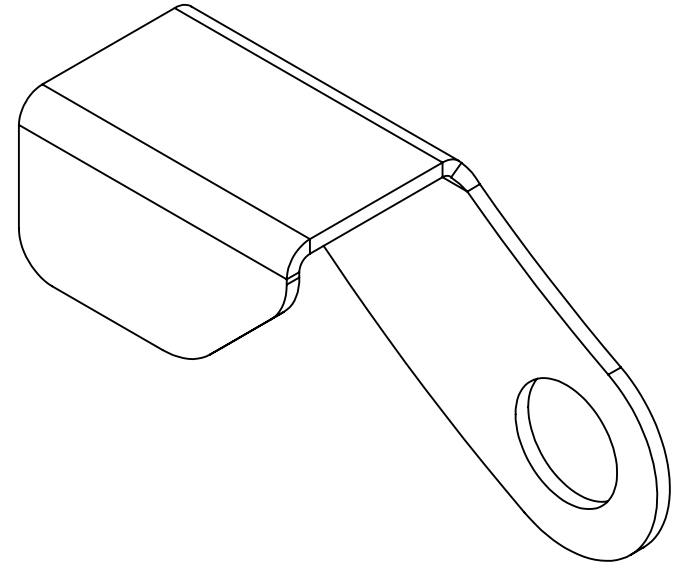
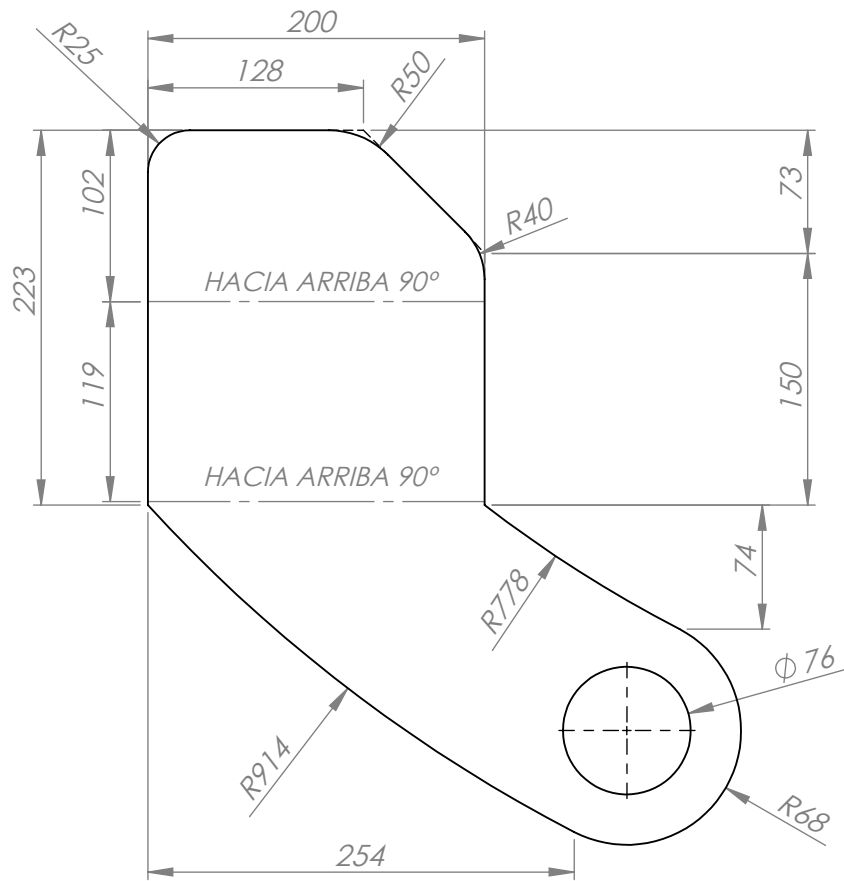
DETALLE A
ESCALA 1:2

	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	29/03/2020	Nota:	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	29/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:	Terminación:	
1:15		Chapa de acero SAE 1010 N°14 (2 mm)	T.Térmico:	
Título:	TAPA CUBRE VÁSTAGOS CILINDROS		Cantidad: 1	Código: 4-001-0001

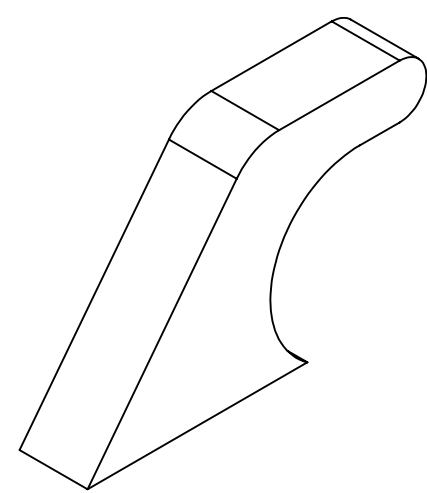
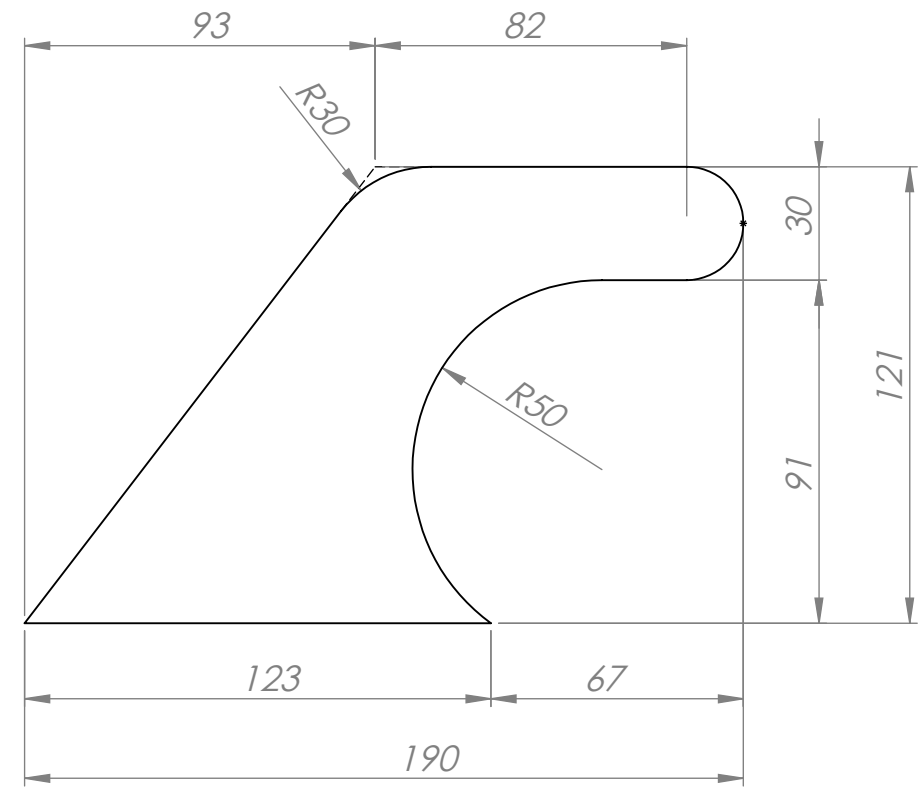
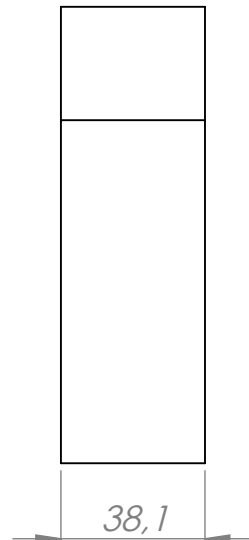


2	Tope delantero removible	4-019-0004	1
1	Soporte derecho tope delantero removible	4-017-0003	1
Item	Descripción	Código	Cantidad

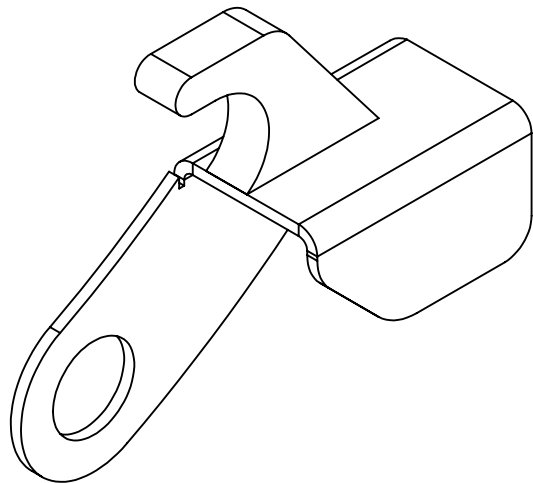
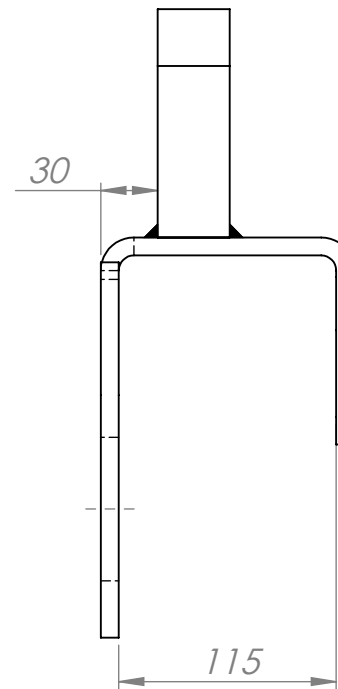
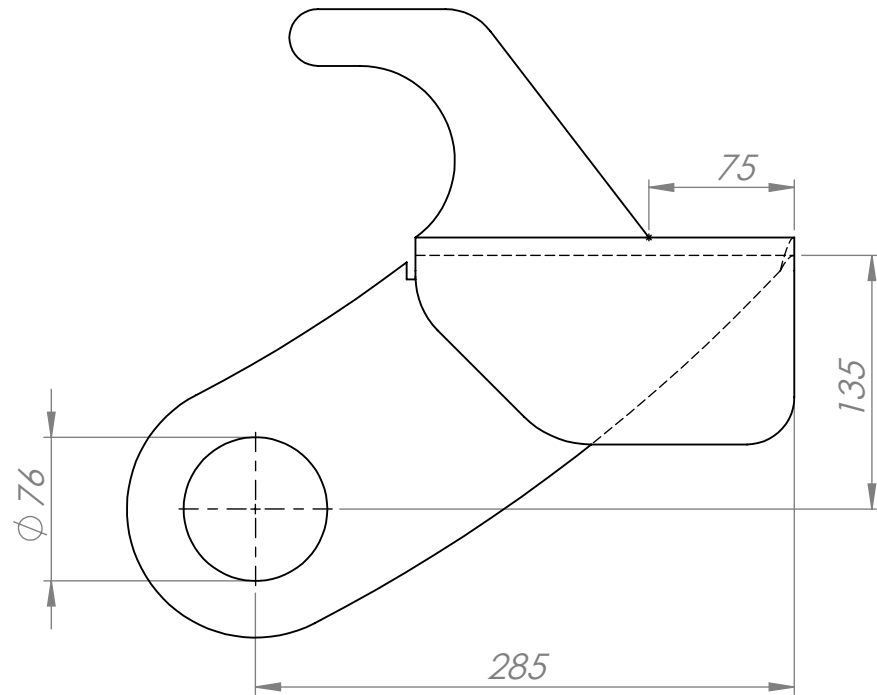
	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	28/03/2020	Nota:	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	28/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:	Terminación:	
1:4			T.Térmico:	
Título:	TOPE DELANTERO DERECHO REMOVIBLE		Cantidad: 1	Código: 2-006-0001



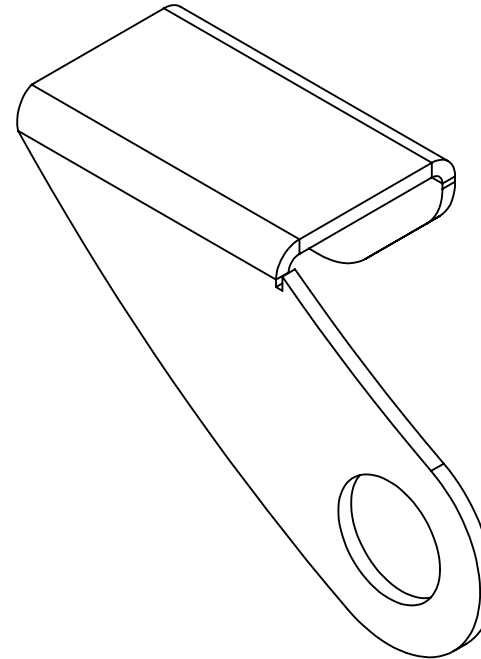
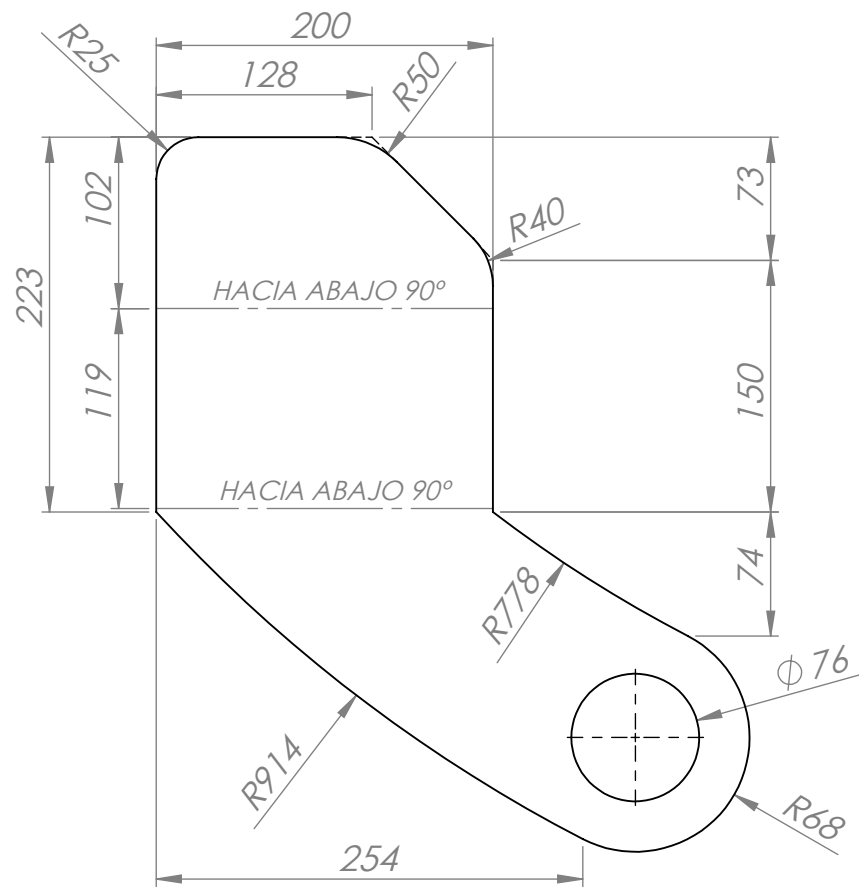
	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	28/03/2020	Nota:	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	28/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:	Terminación:	
1:4.5		Chapa de acero SAE 1010 espesor 3/8"	T.Térmico:	
Título:	SOPORTE DERECHO TOPE DELANTERO REMOVIBLE		Cantidad: 1	Código: 4-017-0003



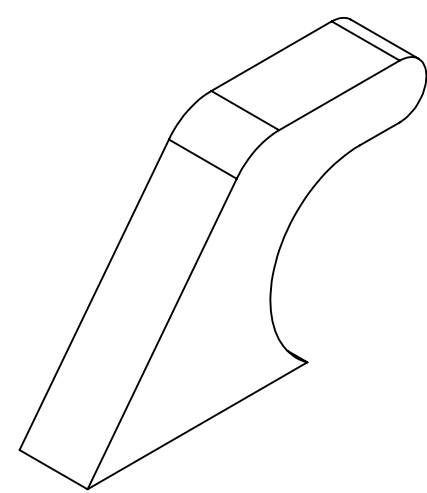
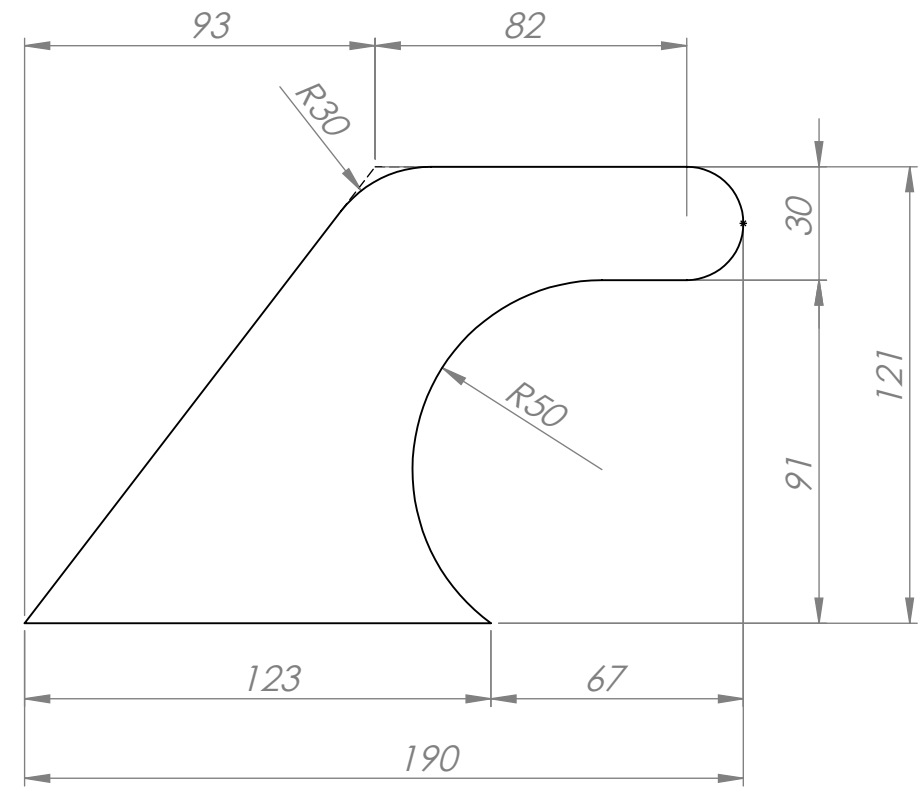
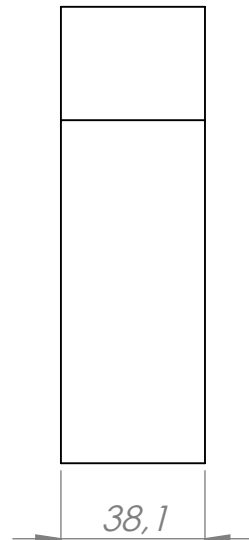
	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	28/03/2020	Nota:	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	28/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:	Terminación:	
1:2		Chapa de acero SAE 1010 espesor 1 1/2"	T.Térmico:	
Título:	TOPE DELANTERO REMOVIBLE		Cantidad: 2	Código: 4-019-0004



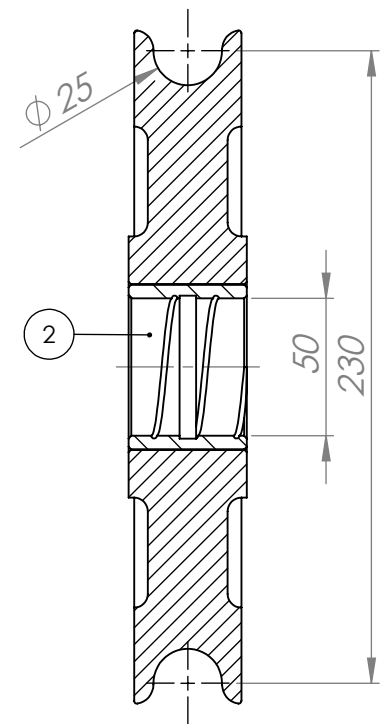
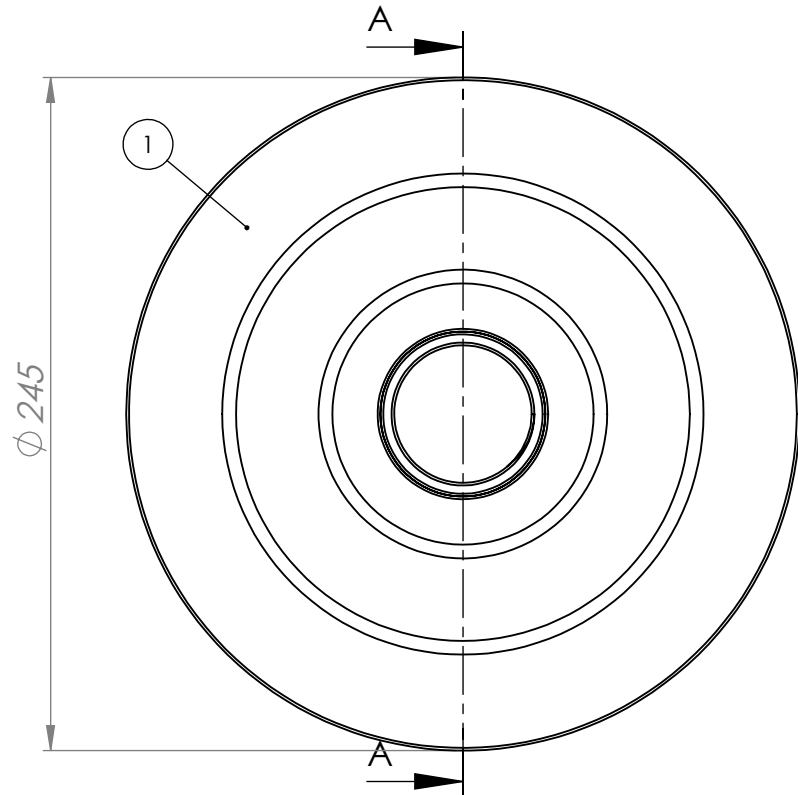
2	Tope delantero removible		4-019-0004	1
1	Soporte izquierdo tope delantero removible		4-017-0004	1
Item	Descripción		Código	Cantidad
	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	28/03/2020	Nota:	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	28/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:	Terminación:	
1:4			T.Térmico:	
Título:	TOPE DELANTERO IZQUIERDO REMOVIBLE		Cantidad: 1	Código: 2-006-0002



		Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	28/03/2020	Nota:	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN	
Reviso	L.Patrignani	28/03/2020			
Aprobo					
Escala:	Norma	Material:		Terminación:	
1:4,5		Chapa de acero SAE 1010 espesor 3/8"		T.Térmico:	
Título:	SOPORTE IZQUIERDO TOPE DELANTERO REMOVIBLE			Cantidad: 1	Código: 4-017-0004



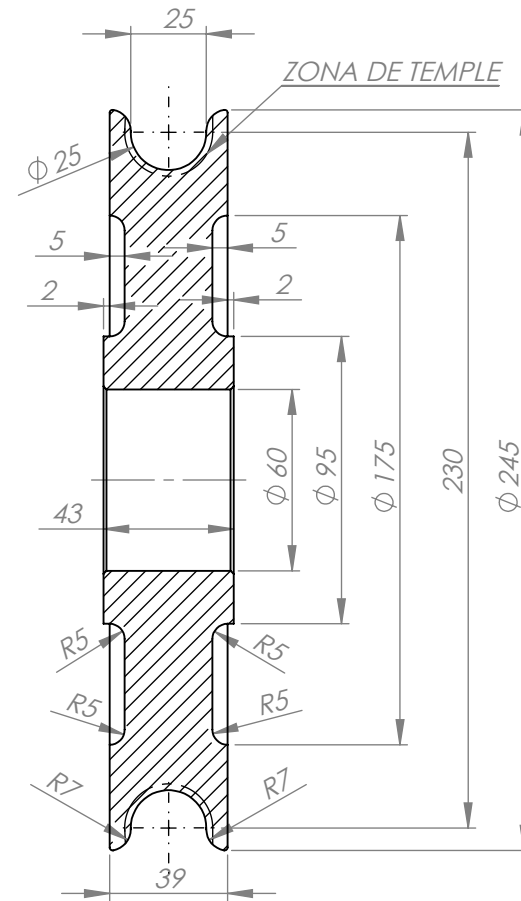
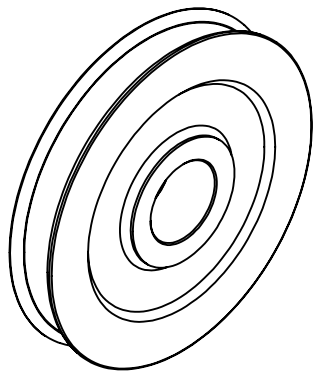
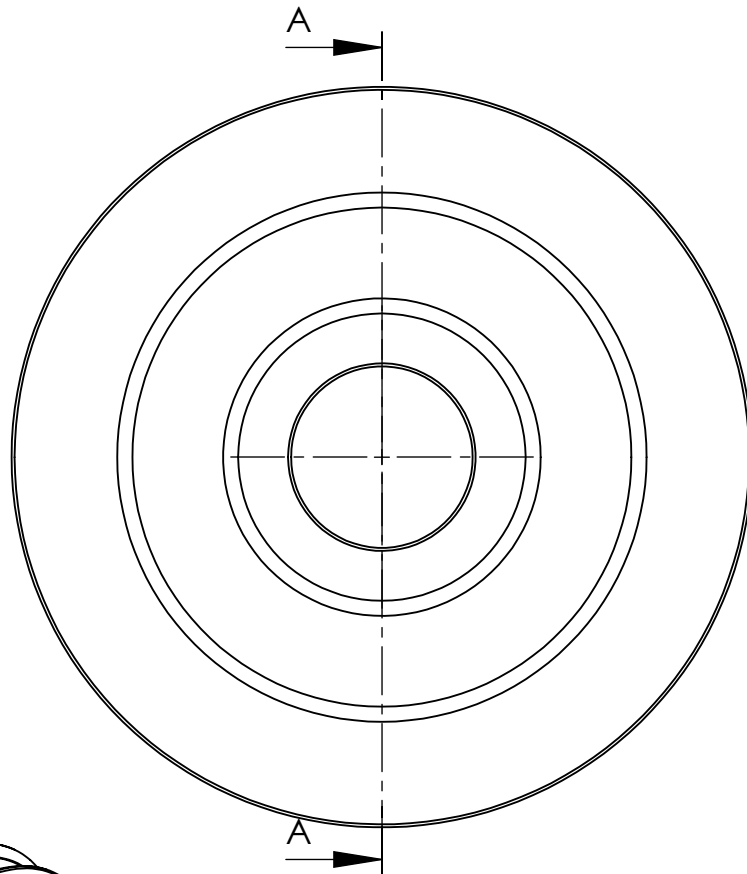
	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	28/03/2020	Nota:	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	28/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:	Terminación:	
1:2		Chapa de acero SAE 1010 espesor 1 1/2"	T.Térmico:	
Título:	TOPE DELANTERO REMOVIBLE		Cantidad: 2	Código: 4-019-0004



SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 2.75

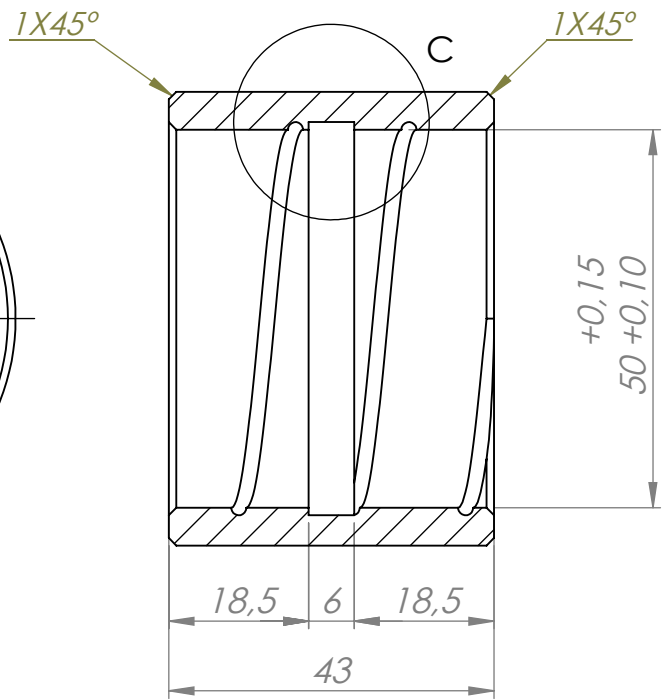
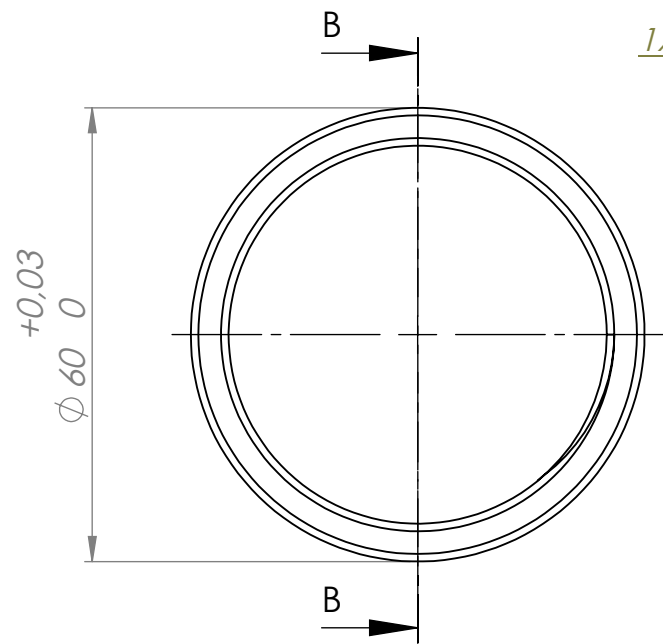
2	Buje de bronce Øi50 Øe60 LARGO 43 mm	4-013-0011	1
1	Polea Ø245 mm para cable de acero Ø7/8"	4-022-0001	1
Item	Descripción	Código	Cantidad

	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	27/03/2020	Nota:	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	27/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:	Terminación:	
1:2,75			T.Térmico: Templado por inducción. Dureza: 330 HB. Penetración 2 mm	
Título:	ARMADO PORLEA Ø245 PARA CABLE Ø7/8"		Cantidad: 1	Código: 3-005-0001

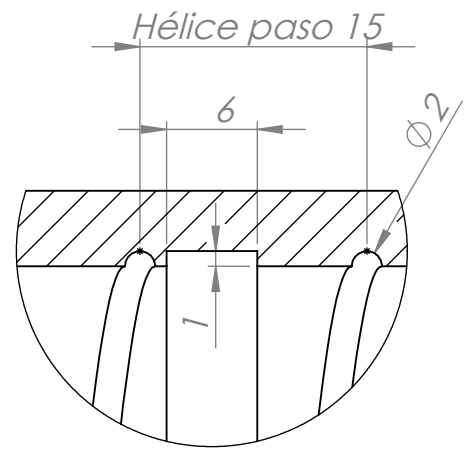


SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 2.5

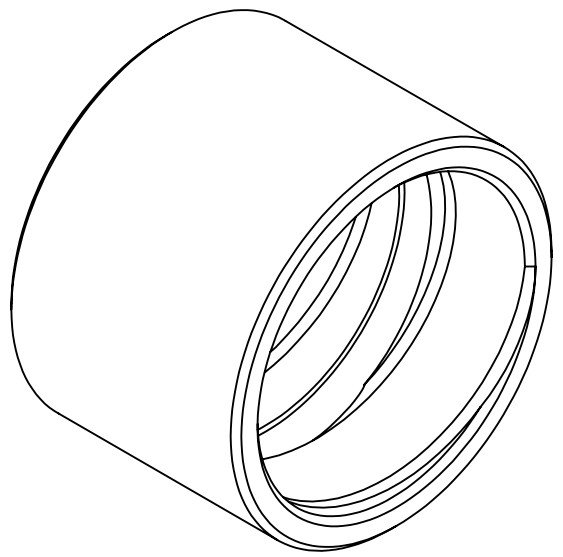
	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	27/03/2020	Nota:	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	27/03/2020	Chaflanes no indicados: 1 x 45°	
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:		Terminación:
1:2.5		Fundición en bruto SAE 1045		T.Térmico: Templado por inducción. Dureza: 330 HB. Penetración 2 mm
Título: POLEA Ø245 PARA CABLE DE ACERO Ø7/8"			Cantidad: 1	Código: 4-022-0001



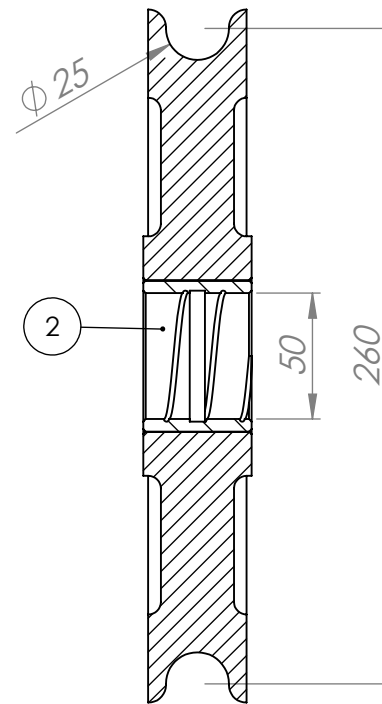
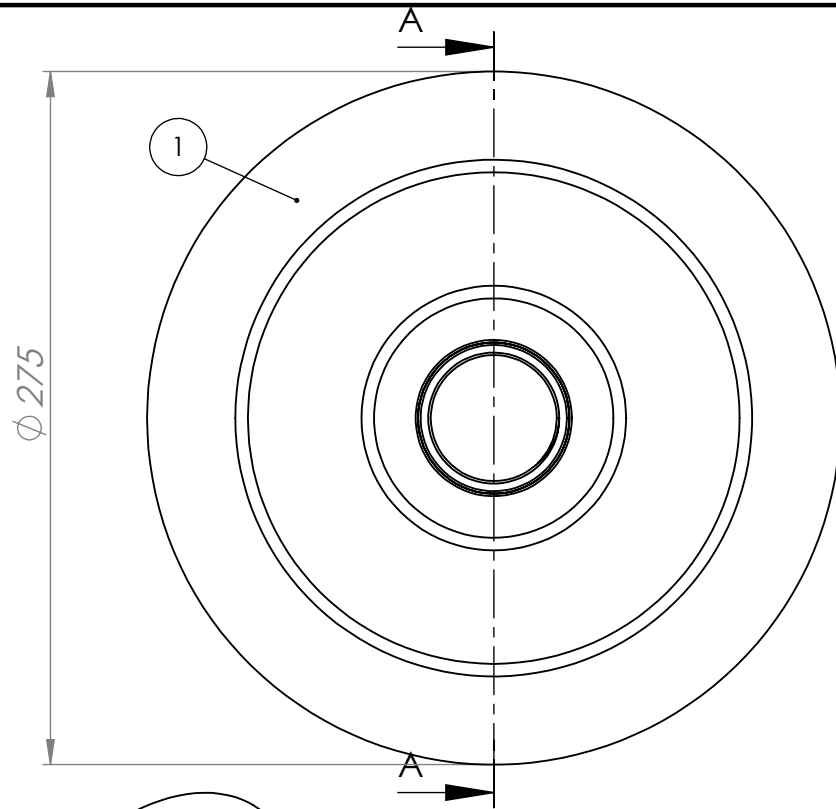
SECCIÓN B-B



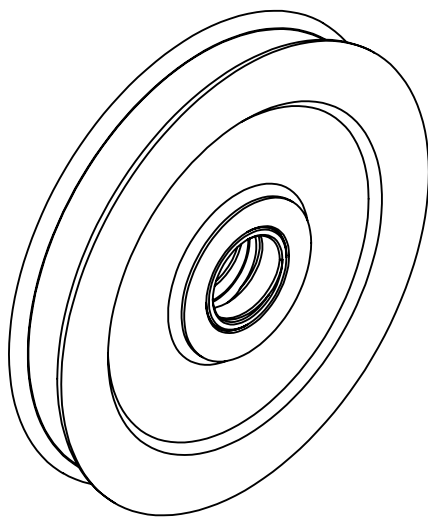
DETALLE C
ESCALA 2:1



	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	26-03-2020	Nota: Chafilanes no indicados: 1 x 45°	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	26/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:	Terminación:	
1:1		Bronce SAE 68 A	T.Térmico:	
Título:	BUJE BRONCE Øi50 Øi60 LARGO 43 mm		Cantidad: 5	Código: 4-013-0011

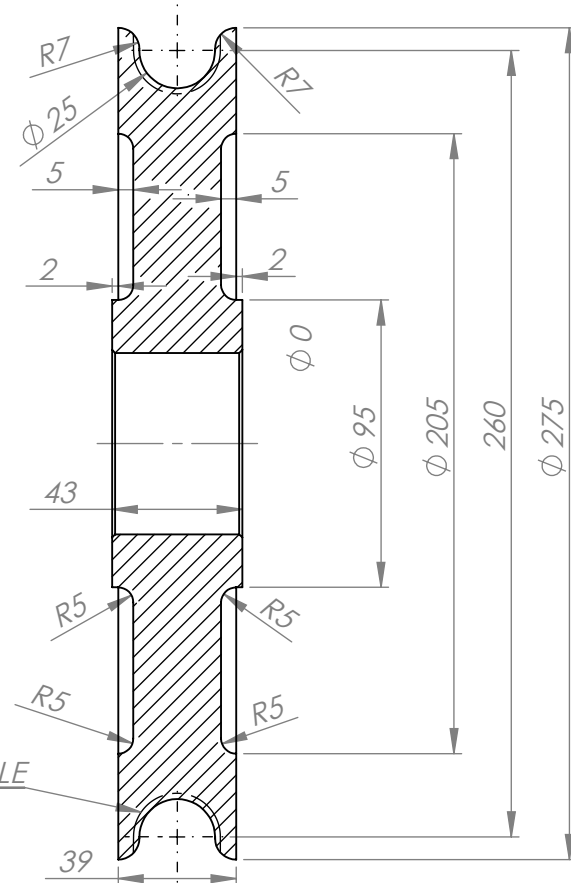
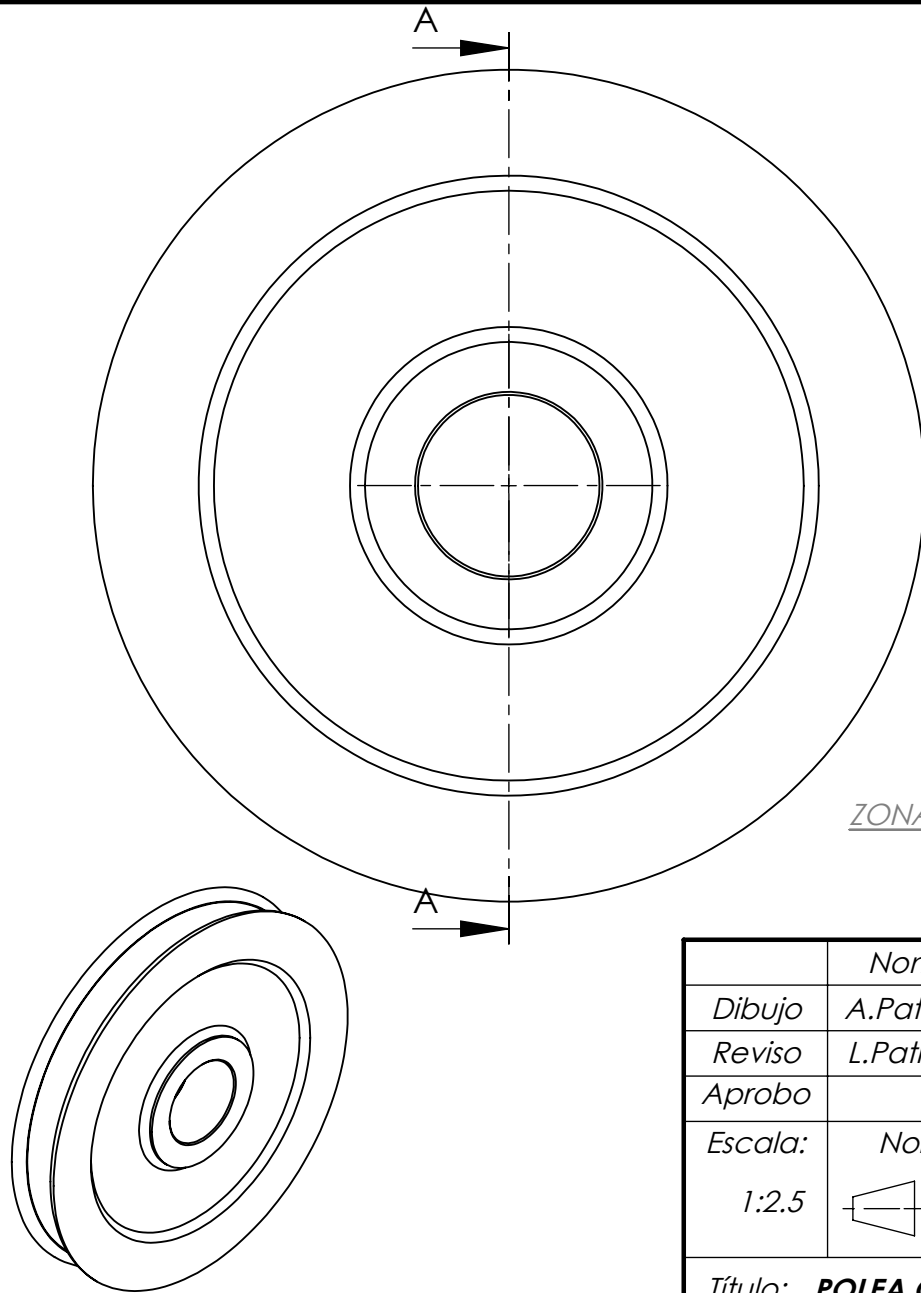


SECCIÓN A-A
ESCALA 1:3



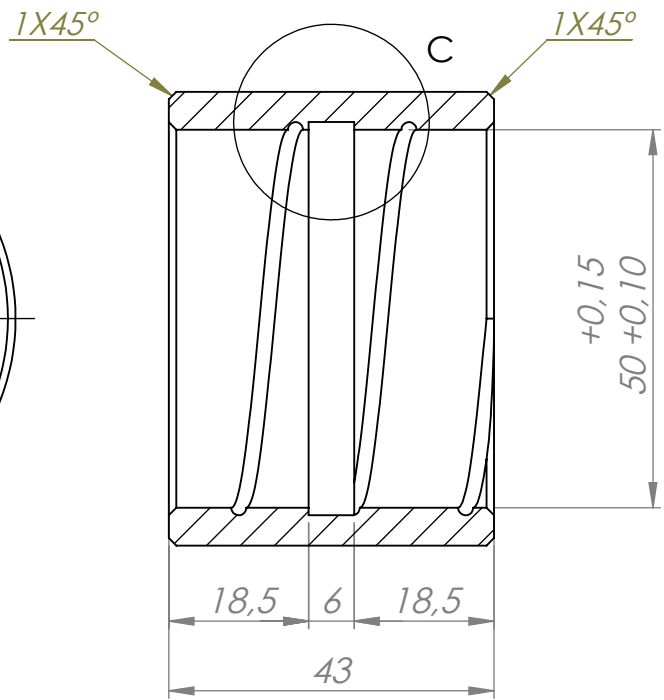
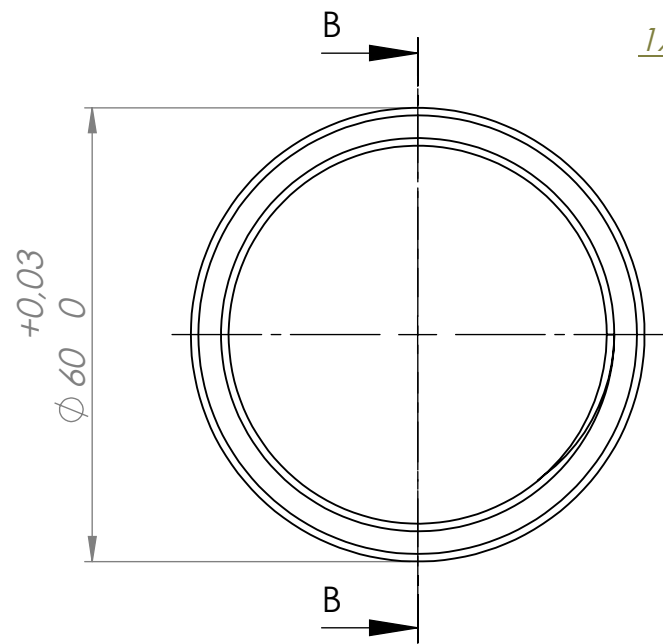
2	Buje de bronce Ø150 Øe60 largo 43 mm	4-013-0011	1
1	Polea Ø275 mm para cable de acero Ø7/8"	4-022-0002	1
Item	Descripción	Código	Cantidad

	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	27/03/2020	Nota:	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	27/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:	Terminación:	
1:3			T.Térmico: Templado por inducción. Dureza: 330 HB. Penetración 2 mm	
Título: ARMADO PORLEA Ø275 PARA CABLE Ø7/8"			Cantidad: 4	Código: 3-005-0002

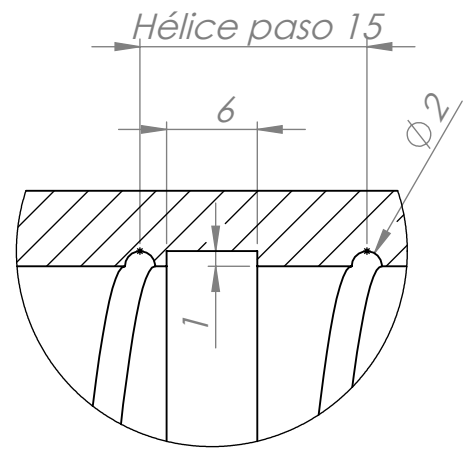


SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 2.5

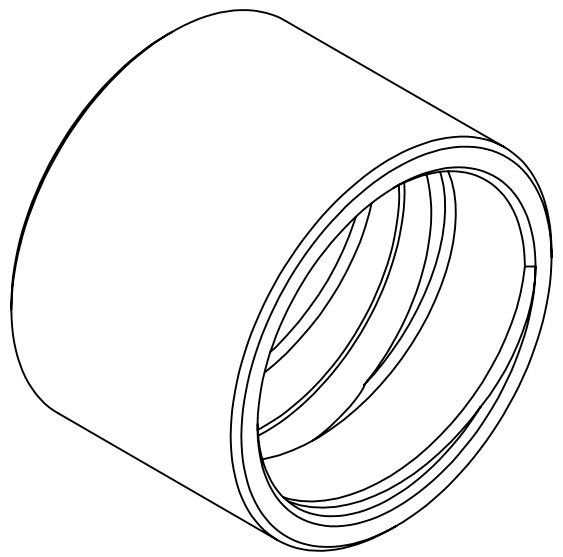
	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	27/03/2020	Nota: Chaflanes no indicados: 1 x 45°	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	27/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:	Terminación:	
1:2.5		Fundición en bruto SAE 1045	T.Térmico: Templado por inducción. Dureza: 330 HB. Penetración 2 mm	
Título: POLEA Ø245 PARA CABLE DE ACERO Ø7/8"			Cantidad: 4	Código: 4-022-0002



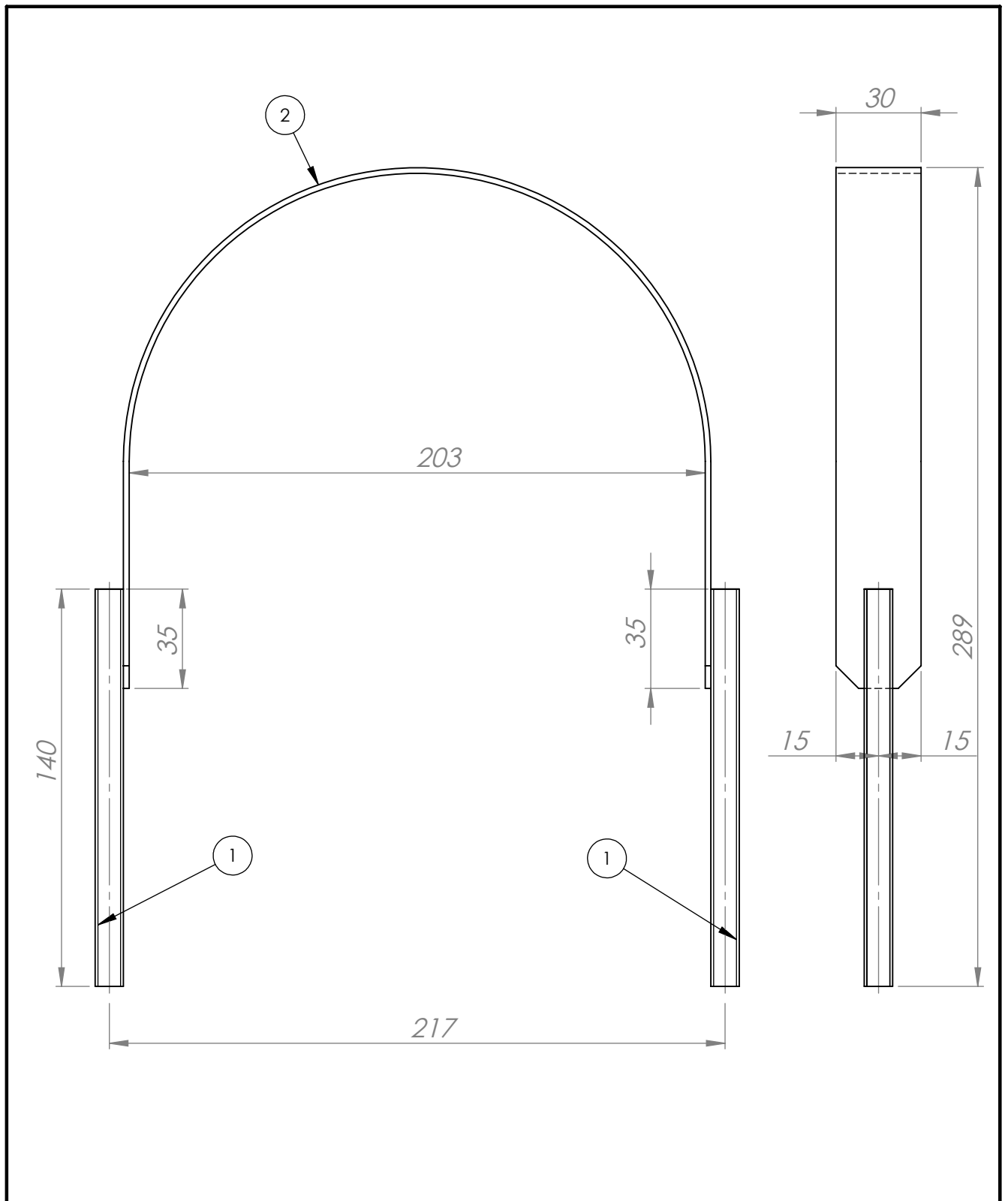
SECCIÓN B-B



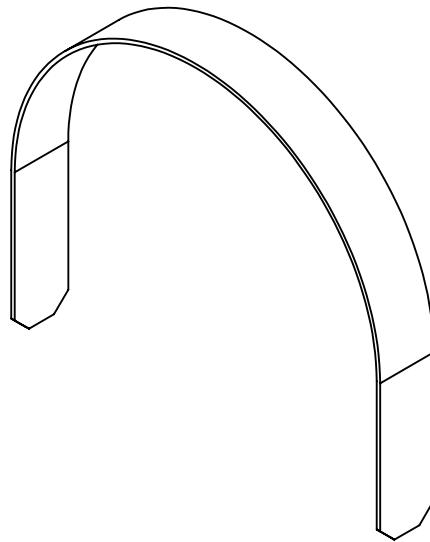
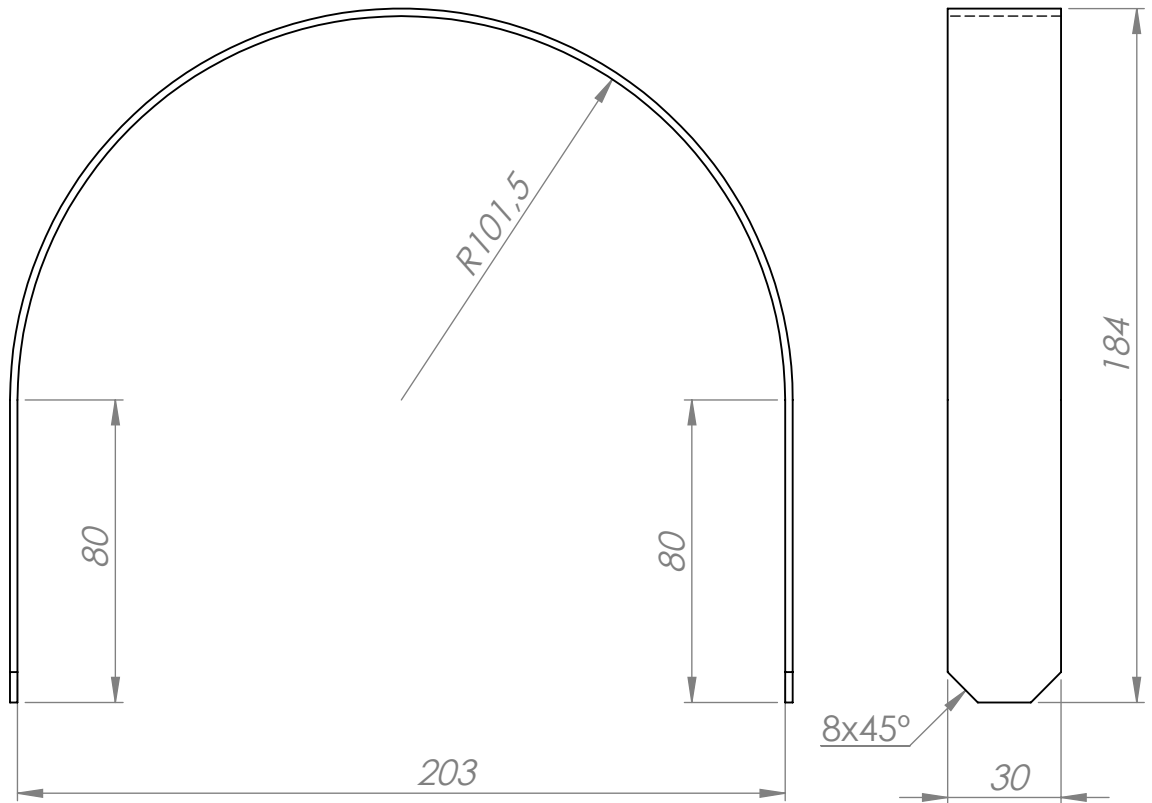
DETALLE C
ESCALA 2:1



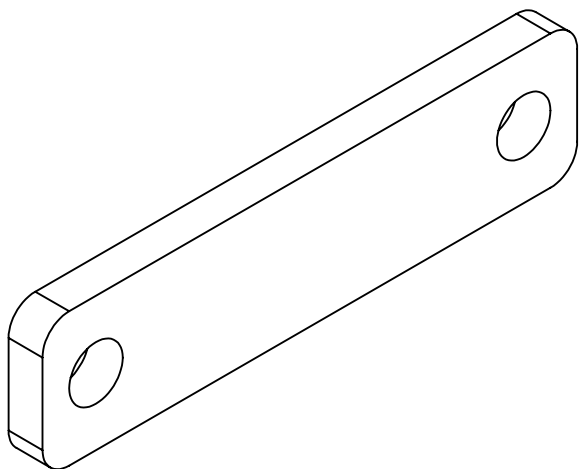
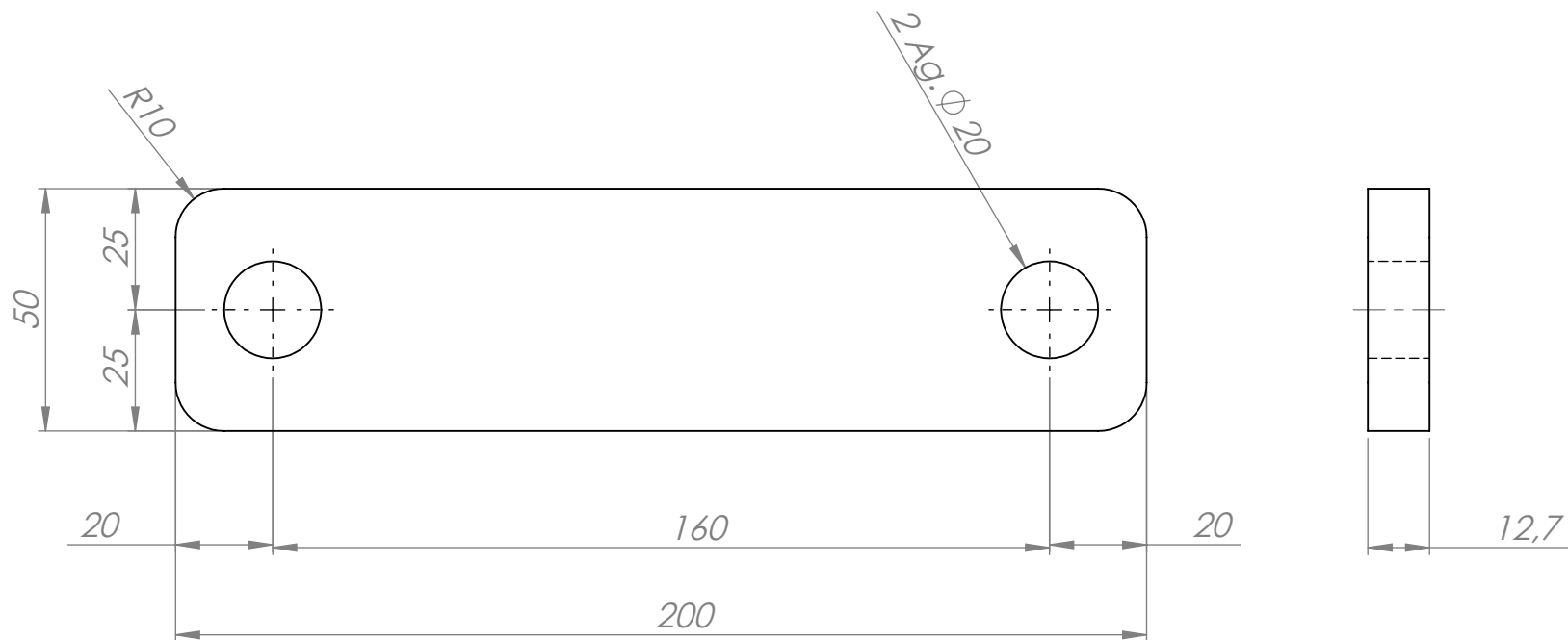
	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	26-03-2020	Nota: Chafilanes no indicados: 1 x 45°	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	26/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:	Terminación:	
1:1		Bronce SAE 68 A	T.Térmico:	
Título:	BUJE BRONCE Øi50 Øi60 LARGO 43 mm		Cantidad: 5	Código: 4-013-0011



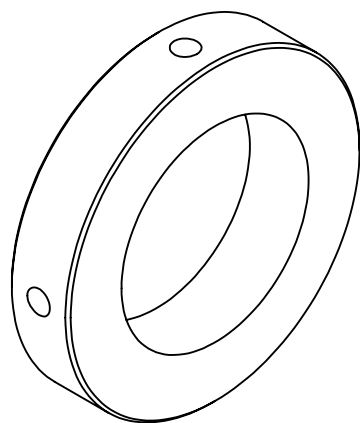
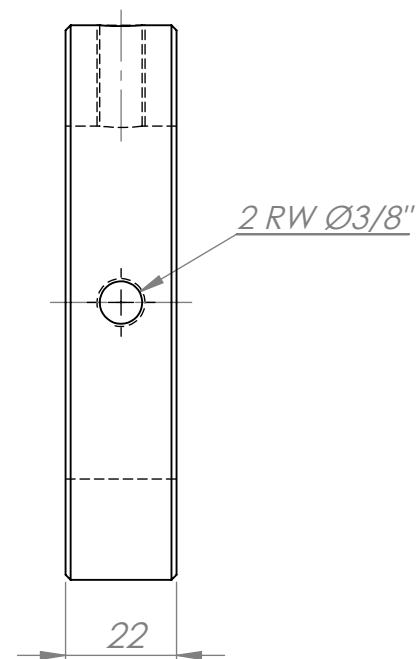
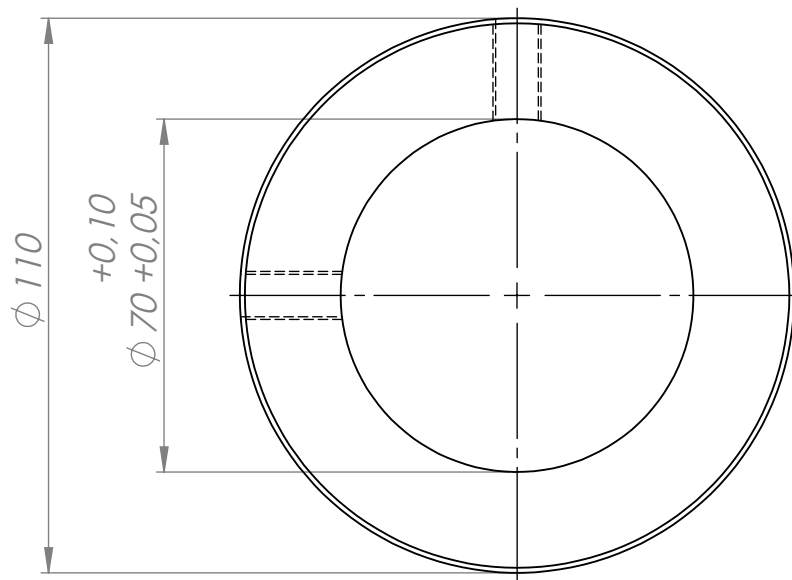
2	Fijación cilindro hidráulico camisa de Carro	4-002-0007	1
1	Corte varilla roscada RW Ø3/8" largo 140 mm	4-006-0008	2
Item	Descripción	Código	Cantidad
	Nombre	Fecha	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Dibujo	A.Patrignani	28/03/2020	
Reviso	L.Patrignani	28/03/2020	
Aprobo			
Nota:	No realizar mediciones sobre el plano		
Escala:	Norma	Material:	Terminación: Zincado
1:2			T.Térmico:
Título:	FIJACIÓN CILINDRO HIDRÁULICO CARRO	Cantidad: 6	Código: 2-007-0001



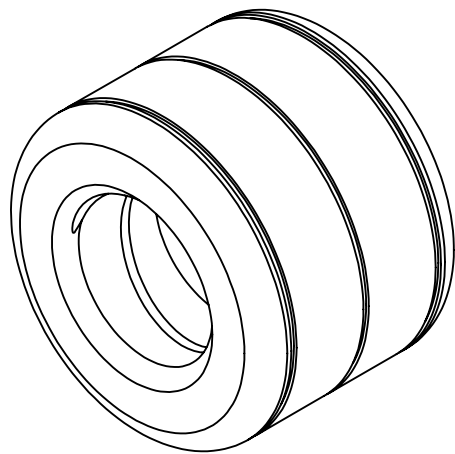
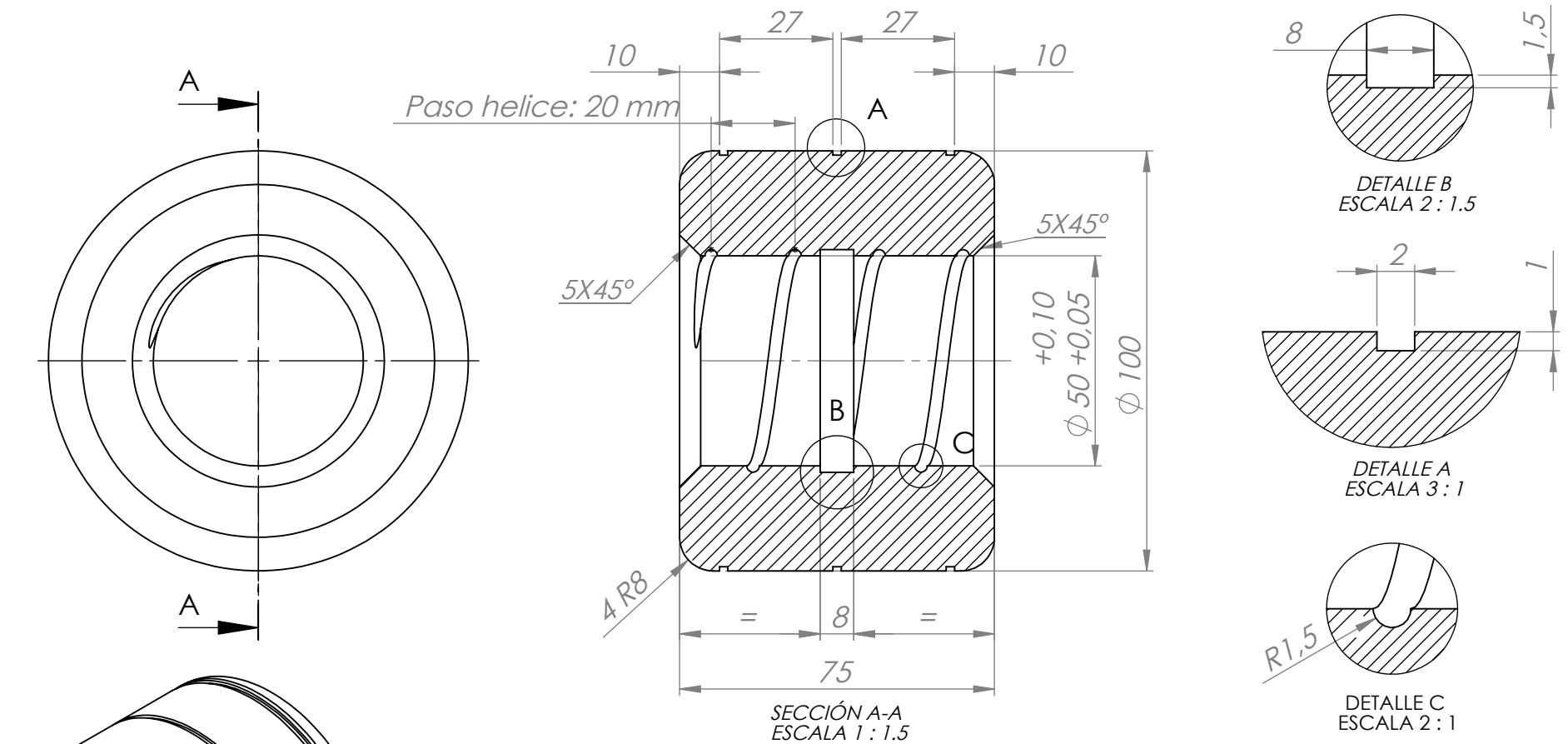
	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	28/03/2020	Nota:	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	28/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:	Terminación:	
1:2		Chapa de acero SAE 1010 N°14 (2 mm) Des: 30 x 480 mm	T.Térmico:	
Título:	FIJACIÓN CILINDRO HIDRÁULICO CAMISA DE CARRO		Cantidad: 6	Código: 4-002-0007



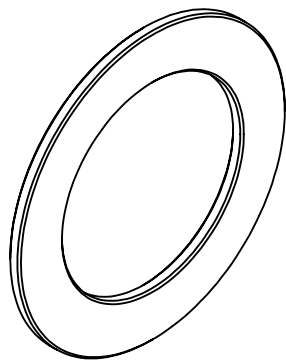
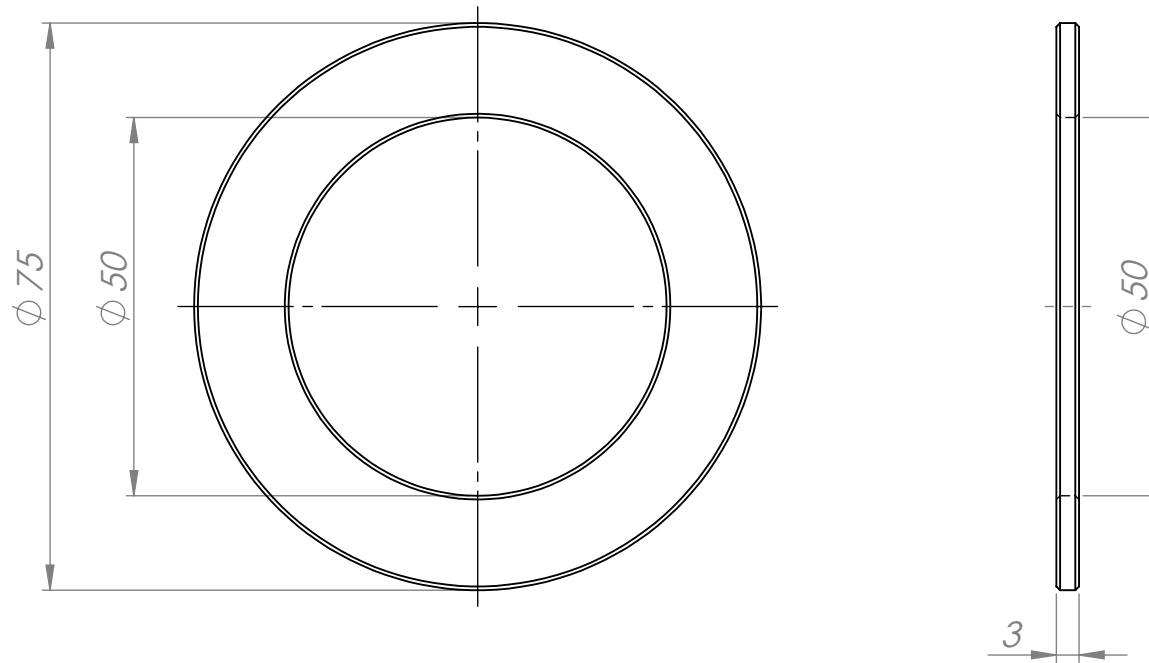
	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	29/03/2020	Nota:	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	29/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:	Terminación:	Zincado
1:1,5		Chapa de acero SAE 1010 espesor 1/2"	T.Térmico:	
Título:	FIJACIÓN VÁSTAGO/CULATA CILINDRO HIDRÁULICO DE CARRO		Cantidad: 4	Código: 4-002-0001



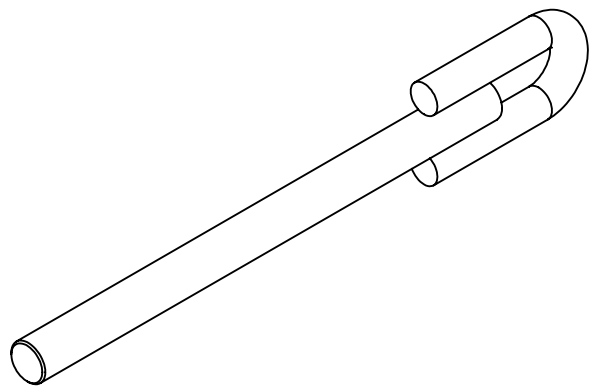
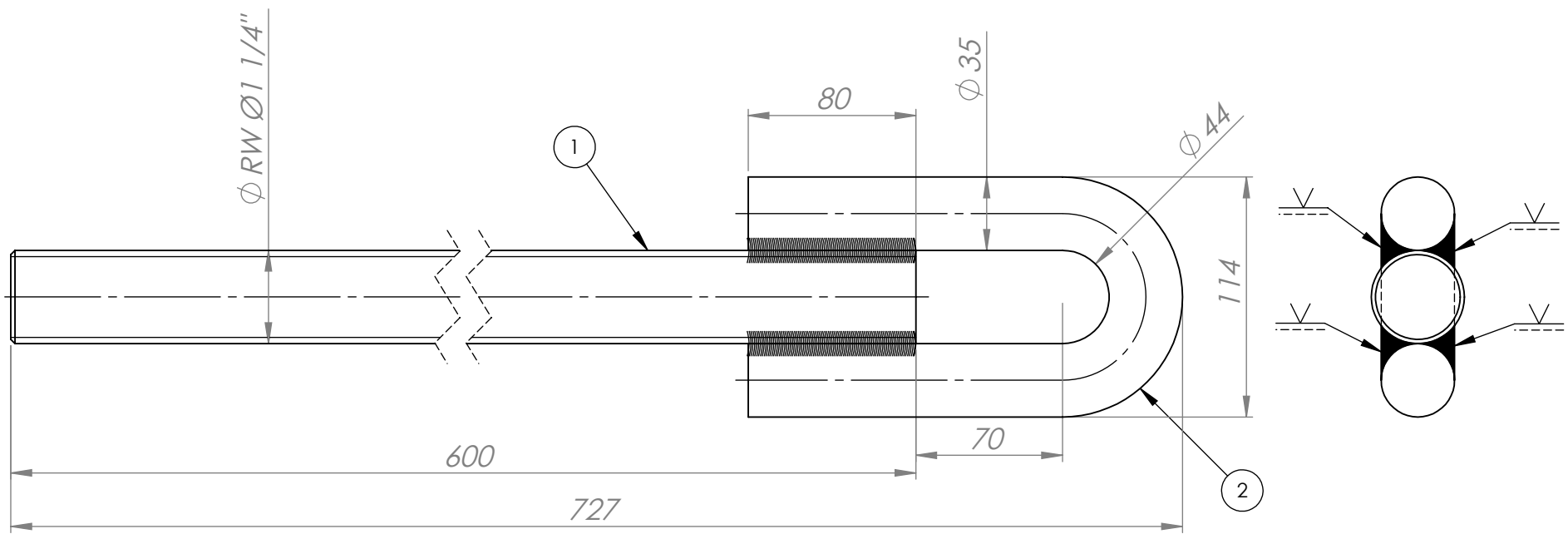
	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	29/03/2020	Nota: Chaflanes no indicados: 1 x 45°	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	29/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:		Terminación: Zincado
1:1,5		Laminado redondo SAE 1010 Ø115 mm		T.Térmico:
Título: FIJACIÓN CULATA CILINDRO DE ELEVACIÓN			Cantidad: 2	Código: 4-002-0002



Nombre		Fecha		No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	29/03/2020	Nota:	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN	
Reviso	L.Patrignani	29/03/2020			
Aprobo					
Escala:	Norma	Material:		Terminación:	Zincado
1:1,5		Fundición Gris G2500 (Dureza 170-229 HB)		T.Térmico:	
Título: RODILLO Øi 50 Øe100 LARGO 75 mm				Cantidad: 12	Código: 4-003-0001

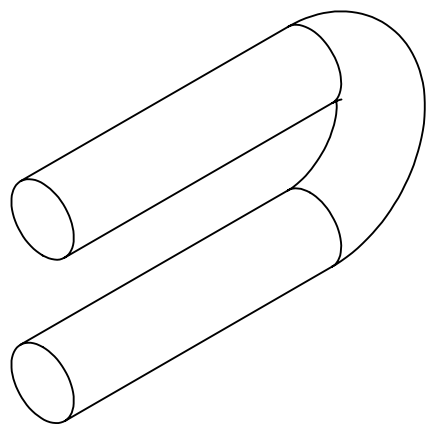
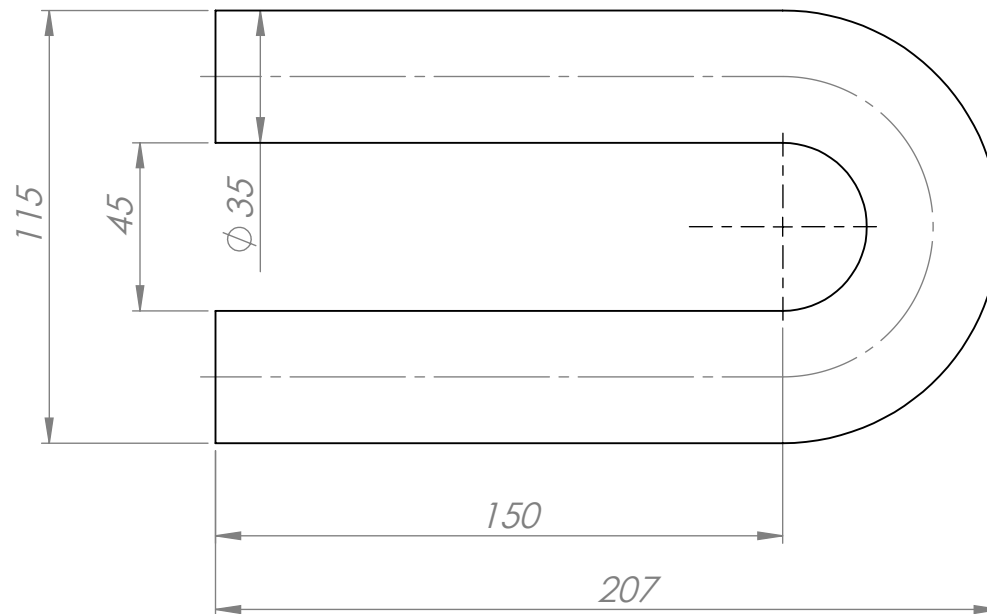


	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	29/03/2020	Nota:	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	29/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:	Terminación:	Zincado
1:1		Laminado redondo SAE 1010 Ø80 mm	T.Térmico:	
Título:	ARANDELA Øi50 Øe75 LARGO 3 mm		Cantidad: 8	Código: 4-004-0001

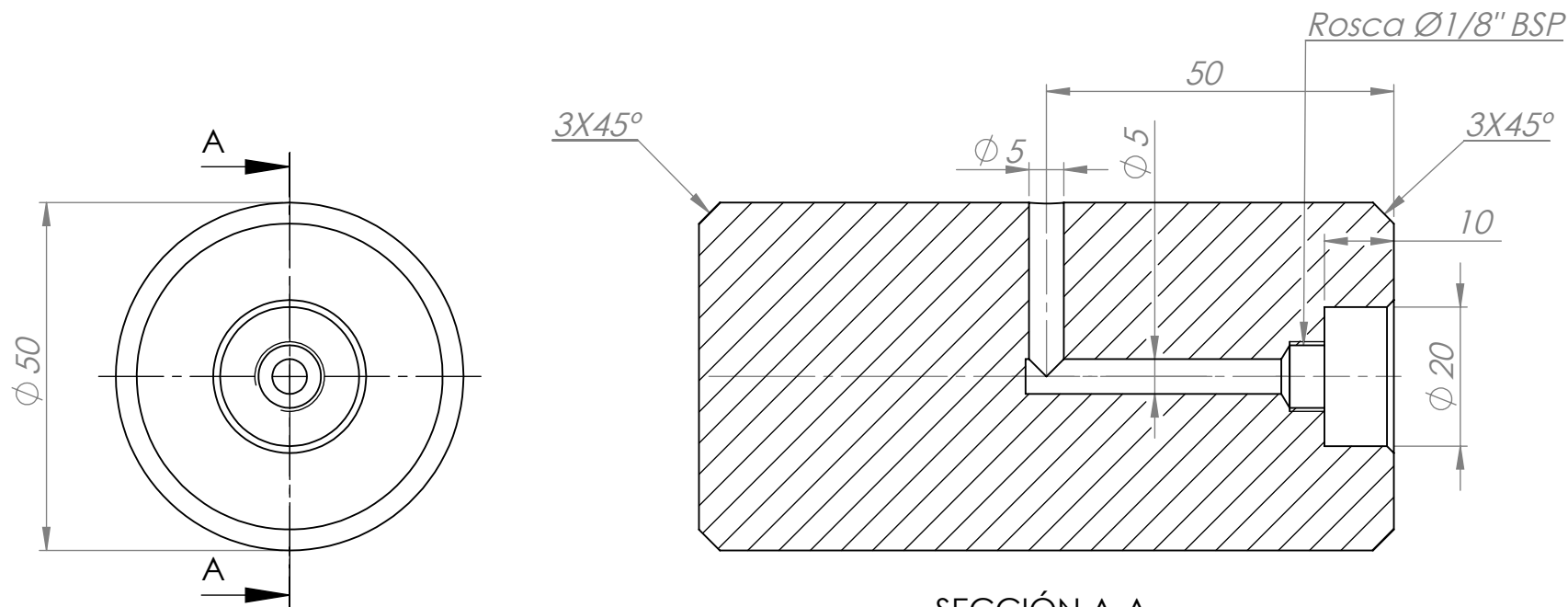


2	Fijación cable de acero en registro	4-002-0008	1
1	Corte varilla roscada RW $\varnothing 1 \text{ } 1/4''$ largo 600 mm	4-006-0009	1
Item	Descripción	Código	Cantidad
	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano
Dibujo	A.Patrignani	28/03/2020	Nota: Colocar guardacabo para cabe de acero $\varnothing 7/8''$ antes de soldar
Reviso	L.Patrignani	28/03/2020	
Aprobo			
Escala:	Norma	Material:	Terminación: Zincado
1:3			T.Térmico:
Título:	REGISTRO CABLE DE ACERO		Cantidad: 1
			Código: 2-008-0001

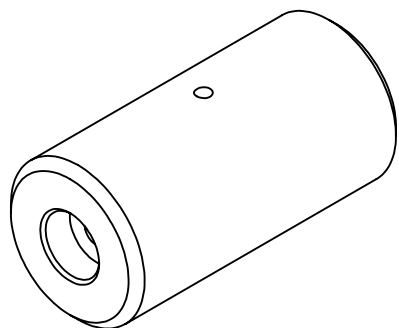
**FACULTAD REGIONAL
VILLA MARIA
UTN**



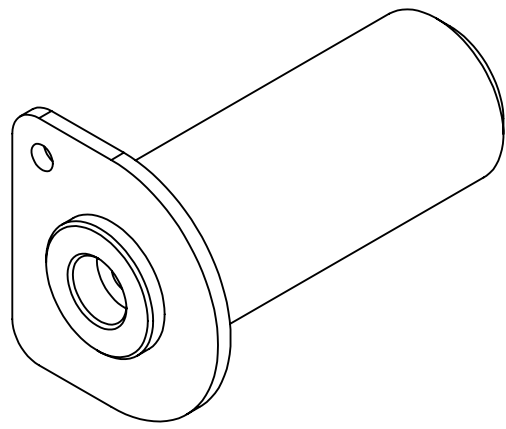
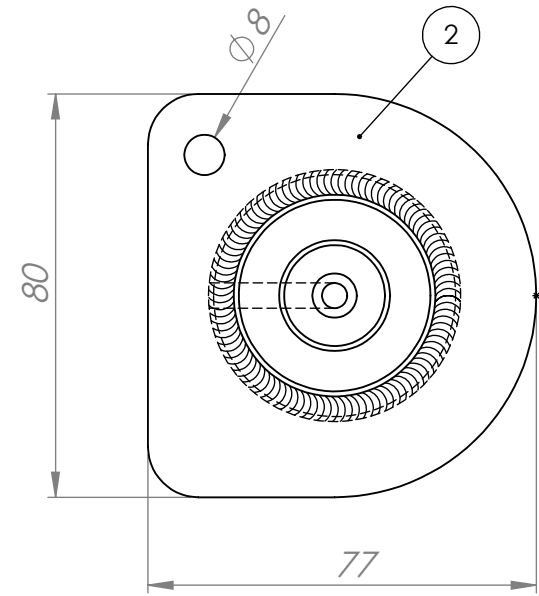
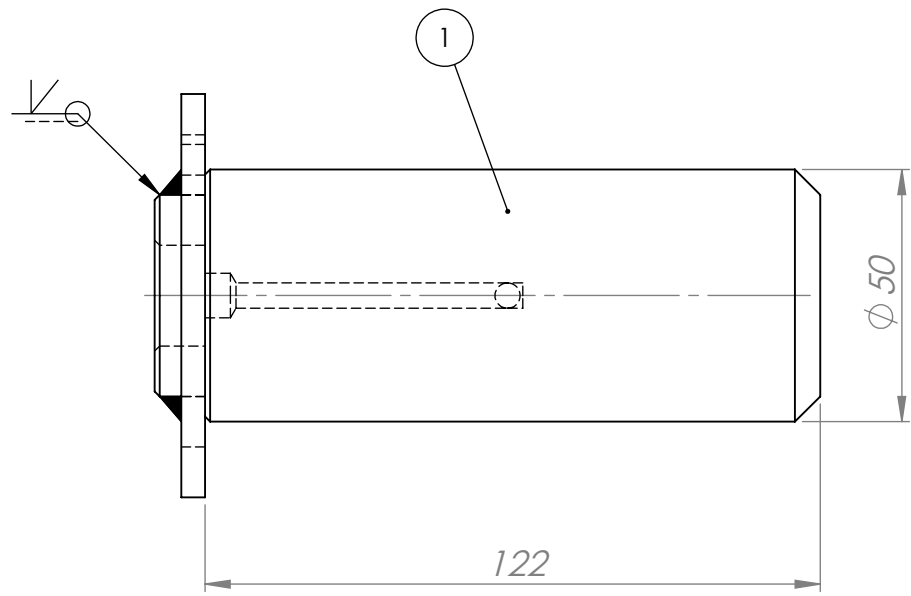
	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano		
Dibujo	A.Patrignani	28/03/2020	Nota:	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN	
Reviso	L.Patrignani	28/03/2020			
Aprobo					
Escala:	Norma	Material:		Terminación:	
1:2		Trefilado redondo SAE 1045 Ø35 mm		T.Térmico:	
Título:	FIJACIÓN CABLE DE ACERO EN REGISTRO			Cantidad: 1	Código: 4-002-0008



SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 1

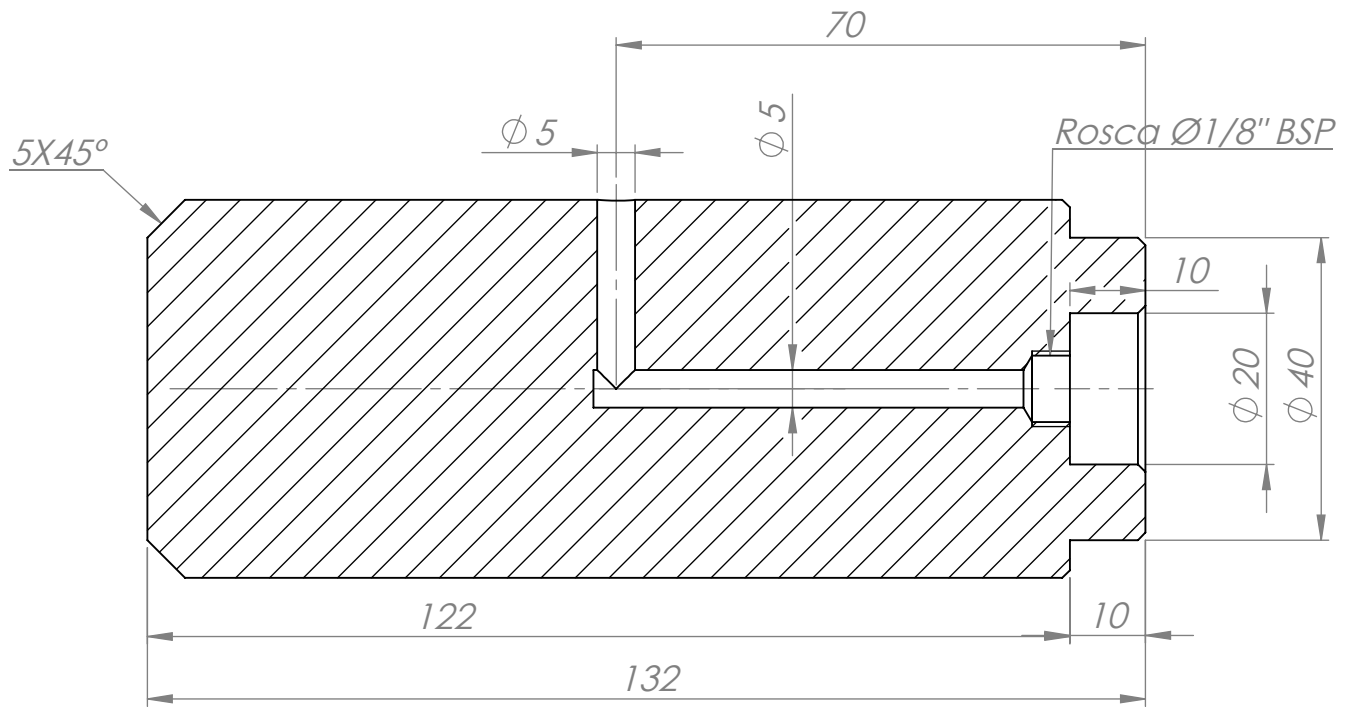
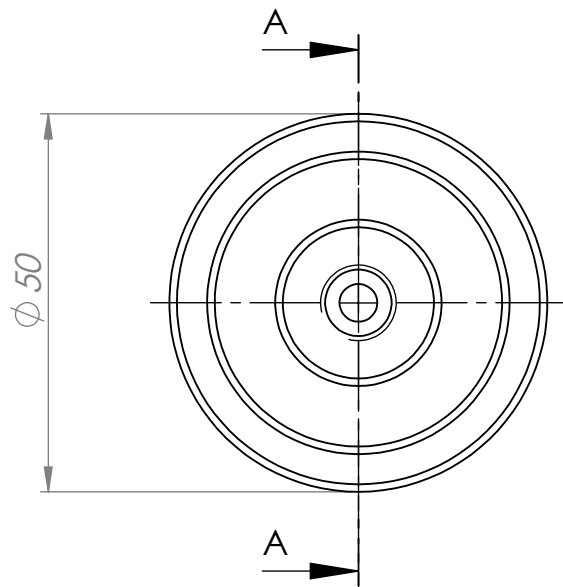


	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	26/03/2020	Nota: Chafilanes no indicados: 1 x 45°	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	26/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:	Terminación:	Zincado
1:1		Trefilado redondo SAE 1045 Ø50 mm	T.Térmico:	Templado por inducción. Dureza: 50-55 HRC. Penetración 1,5-2,5 mm
Título:	PERNO Ø50 LARGO 100 mm		Cantidad: 1	Código: 4-005-0001

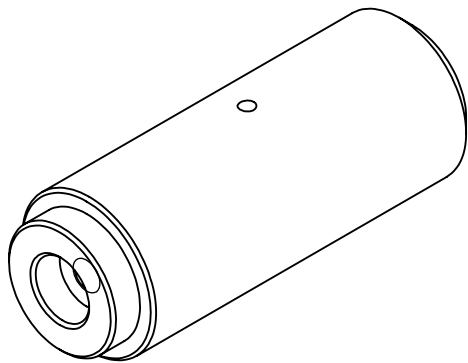


2	Oreja traba perno polea	4-016-0009	1
1	Perno Ø50 largo 132 mm	4-005-0011	1
Item	Descripción	Código	Cantidad

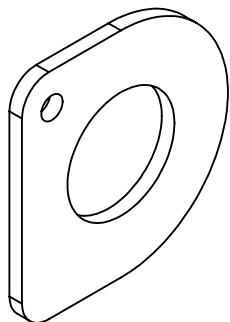
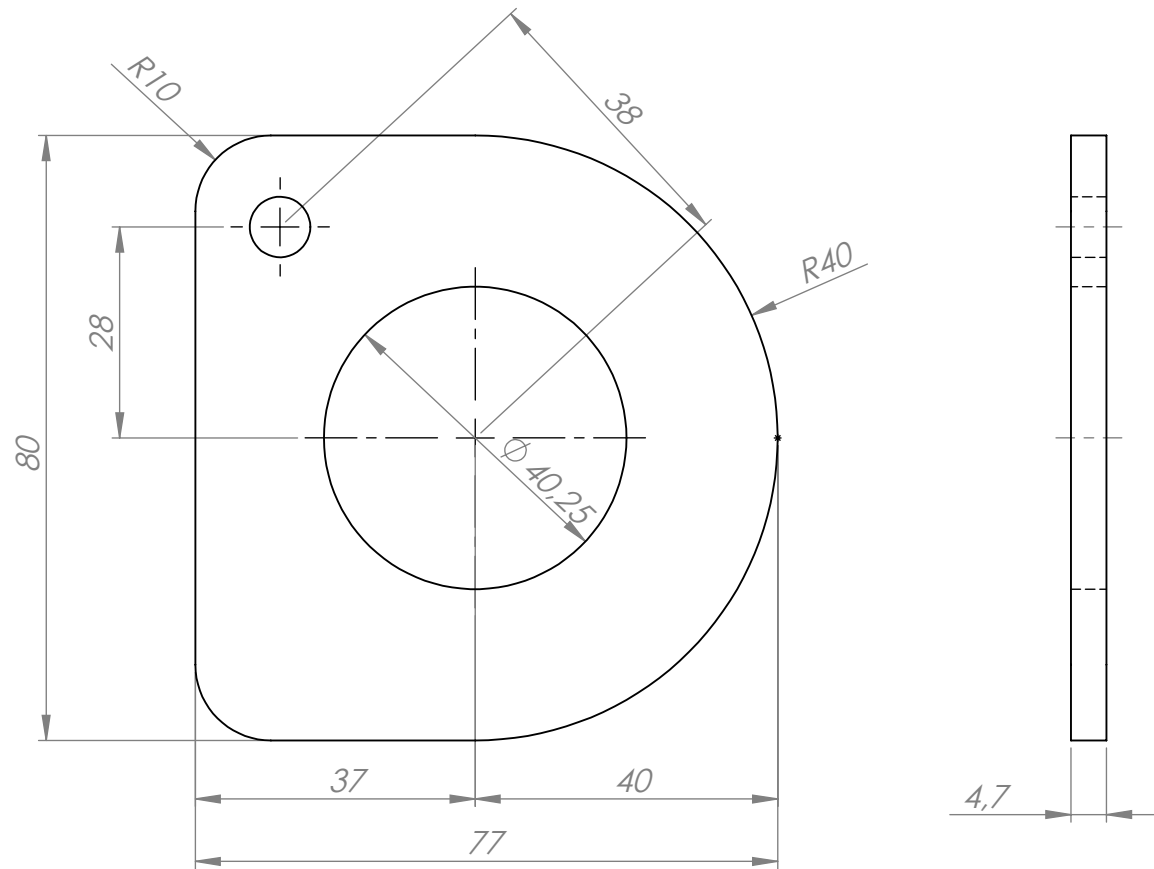
	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	26/03/2020	Nota:	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	26/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:	Terminación: Zincado	
1:1.5			T.Térmico: Templado por inducción. Dureza: 50-55 HRC. Penetración 1,5-2,5 mm	
Título:	PERNO POLEA HORIZONTAL DE RAMPA		Cantidad: 4	Código: 2-009-0001

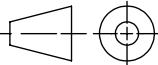


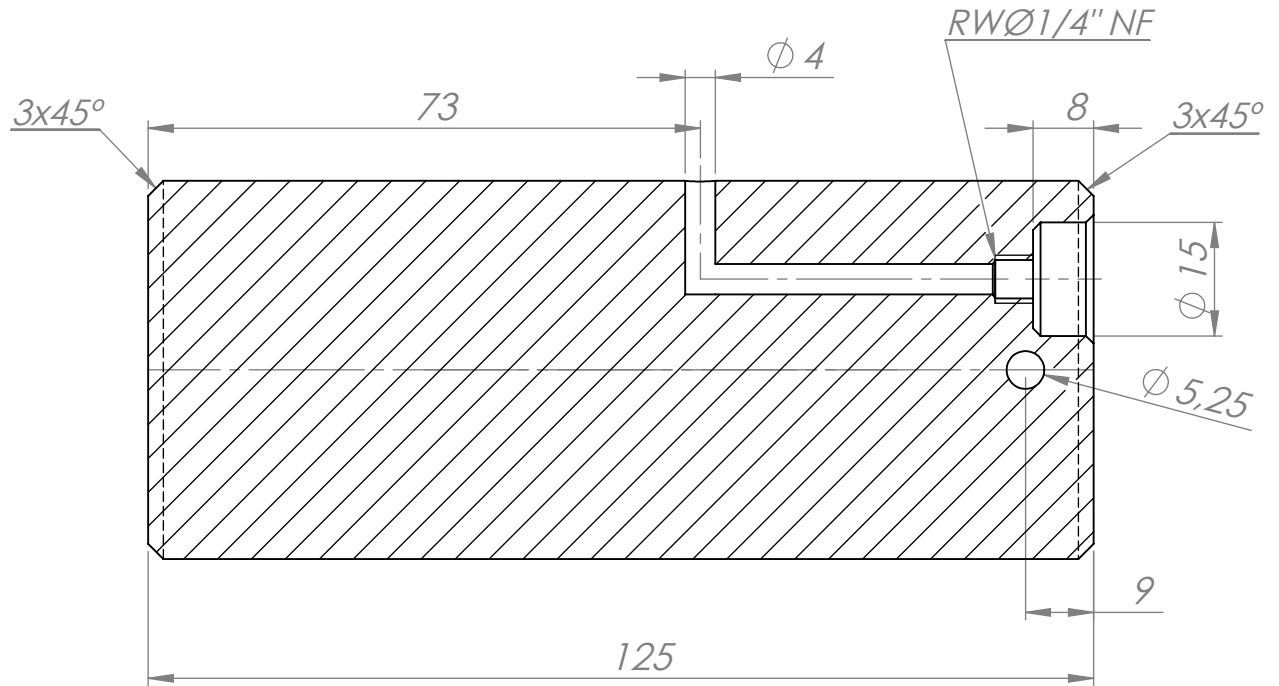
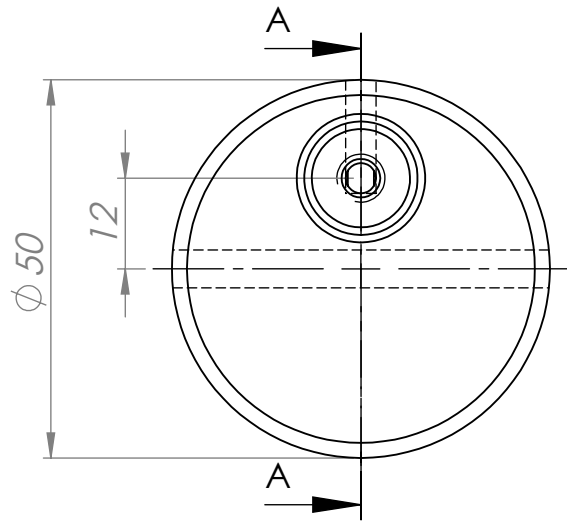
SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 1



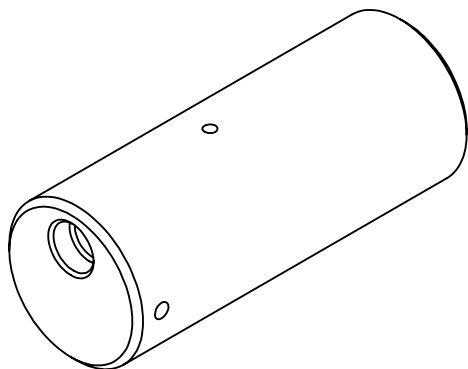
	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	26/03/2020	Nota: Chaflanes no indicados: 1 x 45°	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	26/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:	Terminación:	
1:1		Trefilado redondo SAE 1045 $\phi 50$ mm	T.Térmico: Templado por inducción. Dureza: 50-55 HRC. Penetración 1,5-2,5 mm	
Título:	PERNO $\phi 50$ LARGO 132 mm		Cantidad: 4	Código: 4-005-0011



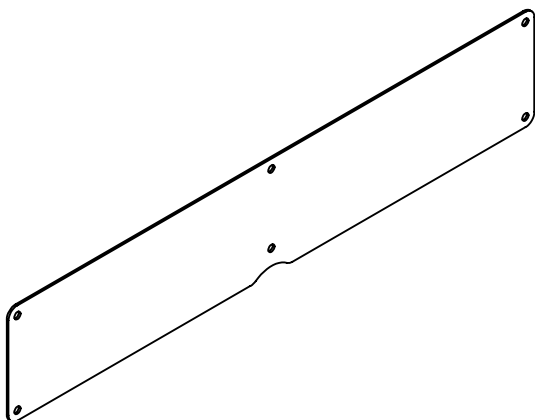
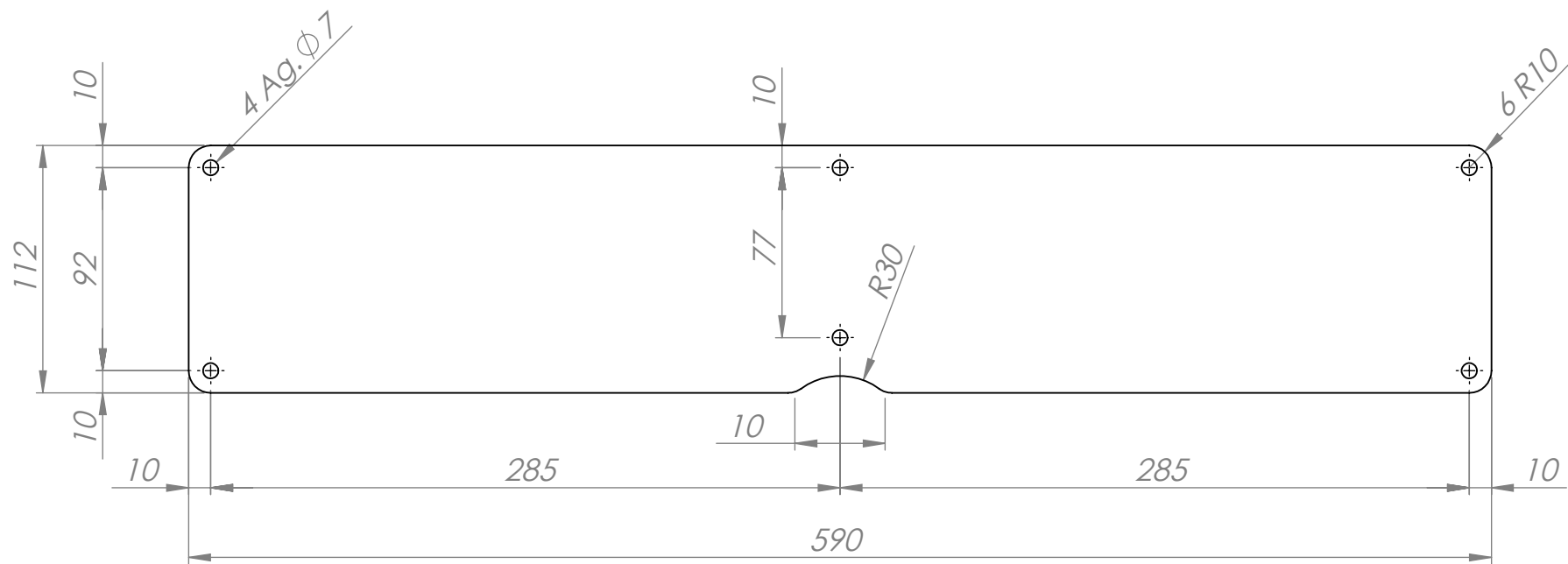
	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	26/03/2020	Nota:	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	26/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:	Terminación:	
1:1		Chapa de acero SAE 1010 espesor 3/16"	T.Térmico:	
Título:	OREJA PERNO TRABA POLEA		Cantidad: 4	Código: 4-016-0009



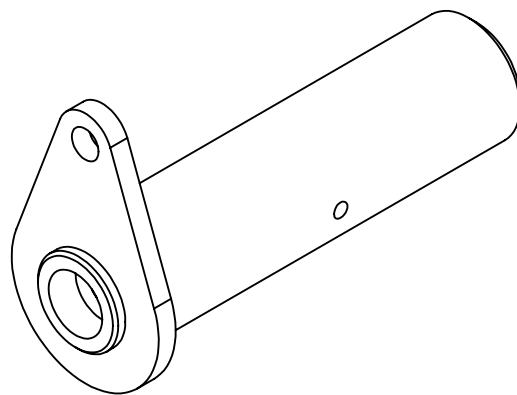
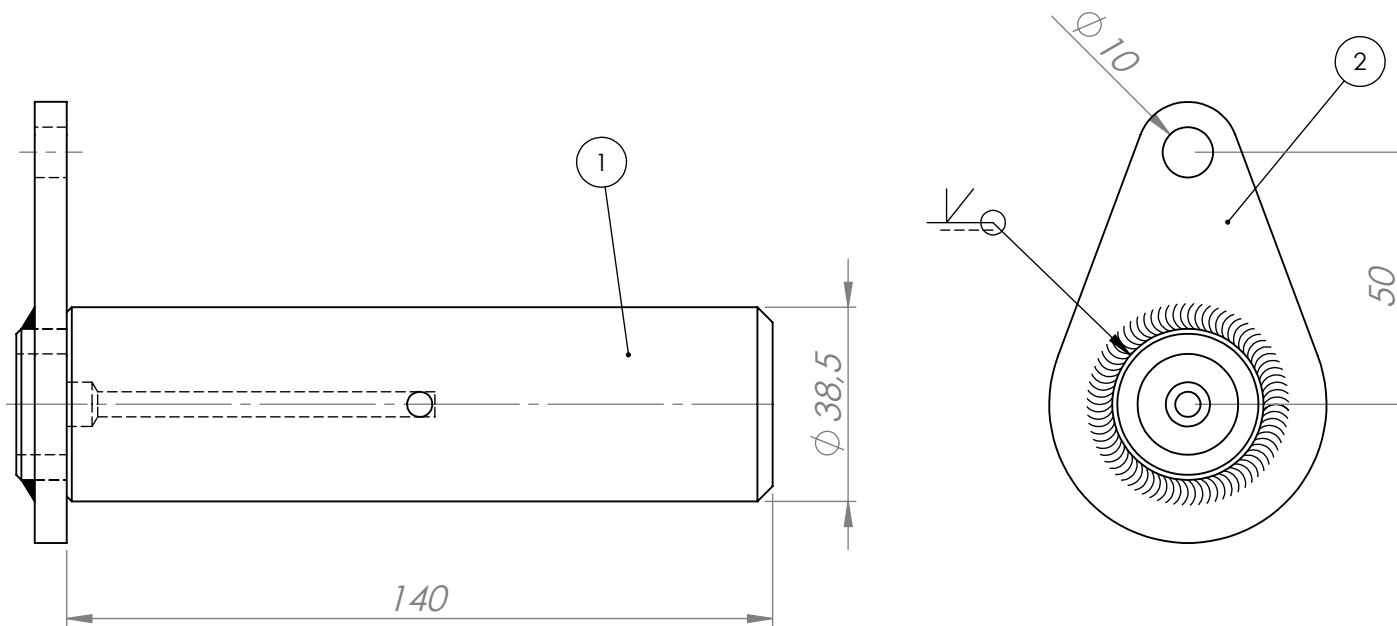
SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 1



		Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	26/03/2020	Nota: Chaflanes no indicados: 1 x 45°	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN	
Reviso	L.Patrignani	26/03/2020			
Aprobo					
Escala:	Norma	Material:		Terminación:	Zincado
1:1		Trefilado redondo SAE 1045 Ø50 mm		T.Térmico:	Templado por inducción. Dureza: 50-55 HRC. Penetración 1,5-2,5 mm
Título: PERNO Ø50 LARGO 107 mm (con engrase)				Cantidad:	4
				Código:	4-005-0014

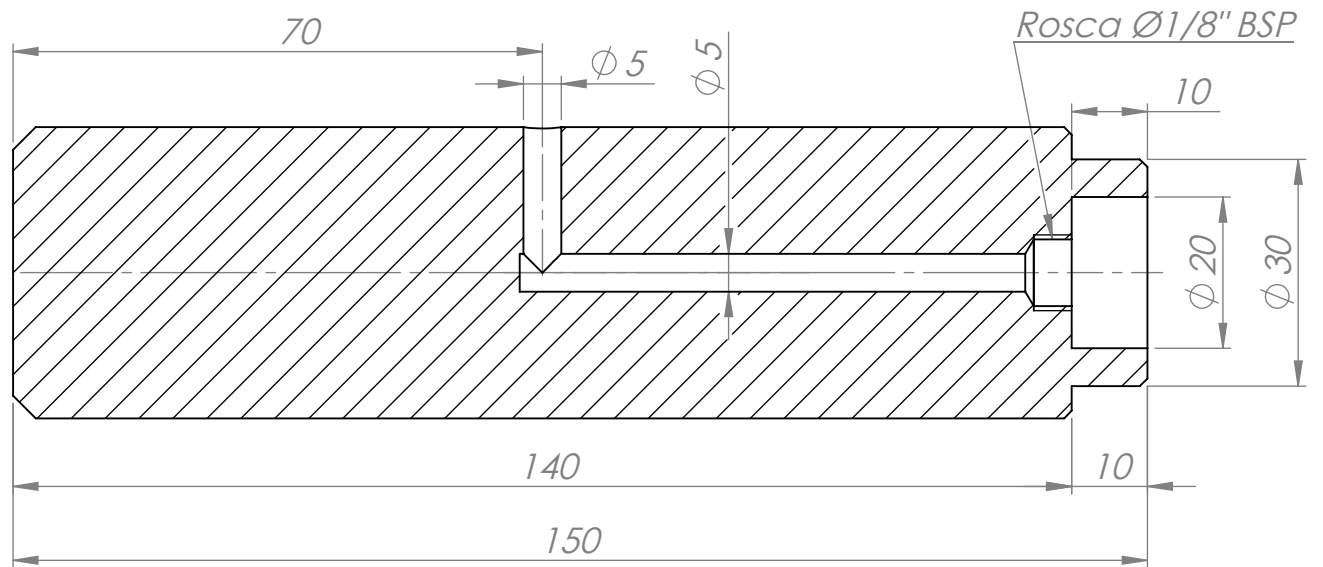
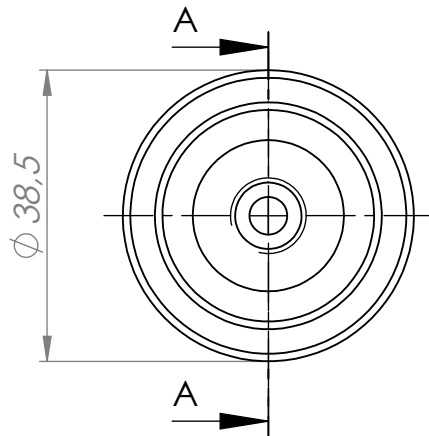


	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	29/03/2020	Nota:	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	29/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:	Terminación:	
1:3		Chapa de acero SAE 1010 N°14 (2 mm)	T.Térmico:	
Título:	TAPA FRONTAL DE RAMPA		Cantidad: 1	Código: 4-001-0003

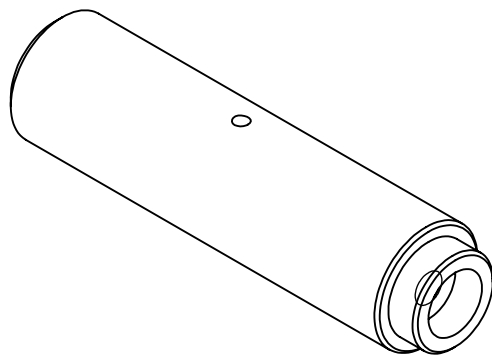


2	Oreja traba perno cilindro chasis extensible	4-016-0011	1
1	Perno Ø38,5 largo 150 mm	4-005-0013	1
Item	Descripción	Código	Cantidad

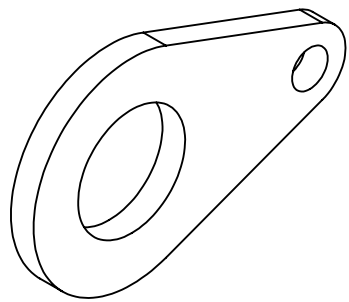
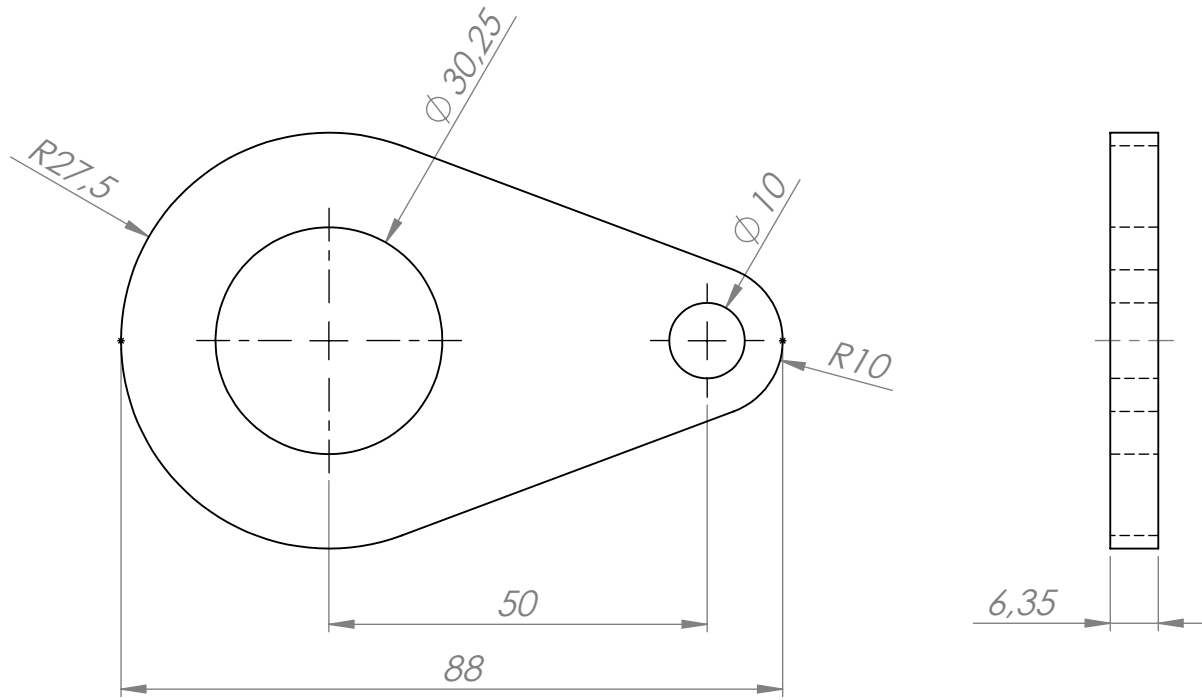
	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	26/03/2020	Nota:	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	26/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:	Terminación:	Zincado
1:1,5			T.Térmico:	
Título:	PERNO CILINDRO CHASIS EXTENSIBLE		Cantidad: 2	Código: 2-009-0004



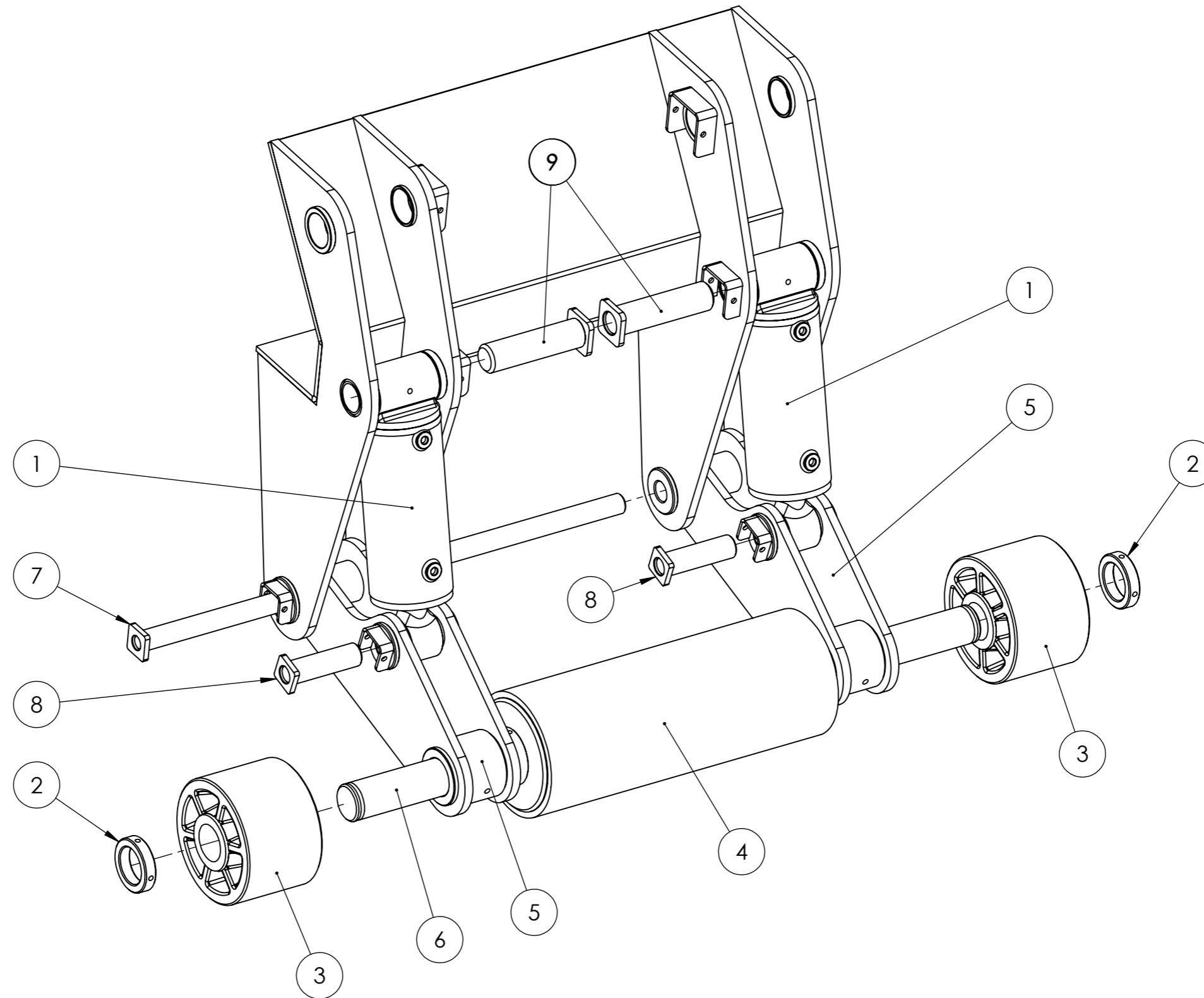
SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 1



	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	26/03/2020	Nota: Chaflanes no indicados: 1 x 45°	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	26/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:	Terminación:	
1:1		Trefilado redondo SAE 1045 $\phi 40$ mm	T.Térmico:	
Título:	PERNO $\phi 38,5$ LARGO 150 mm		Cantidad: 2	Código: 4-005-0013

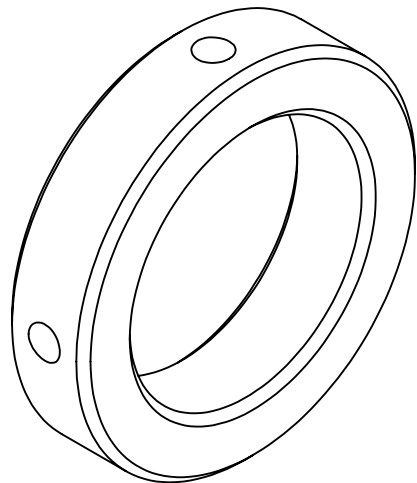
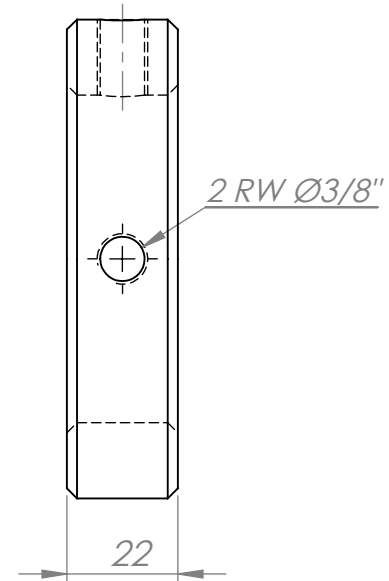
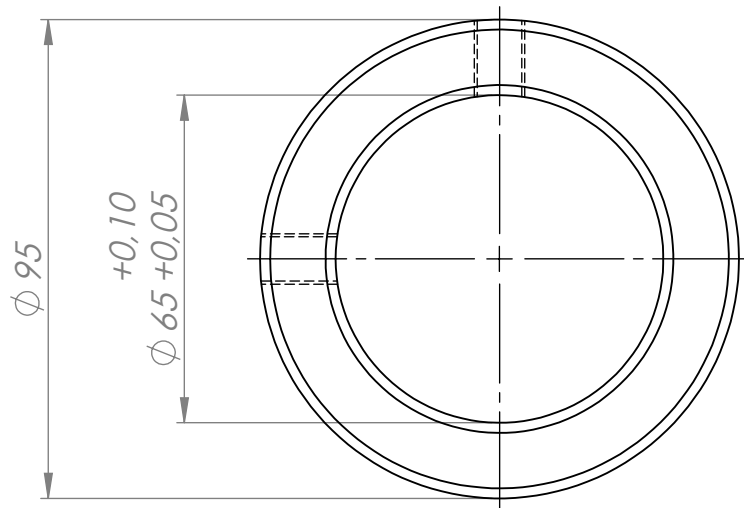


	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	26/03/2020	Nota:	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	26/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:	Terminación:	
1:1		Chapa de acero SAE 1010 espesor 1/4"	T.Térmico:	
Título:	OREJA TRABA PERNO CILINDRO DE CHASIS EXTENSIBLE		Cantidad: 2	Código: 4-016-0011



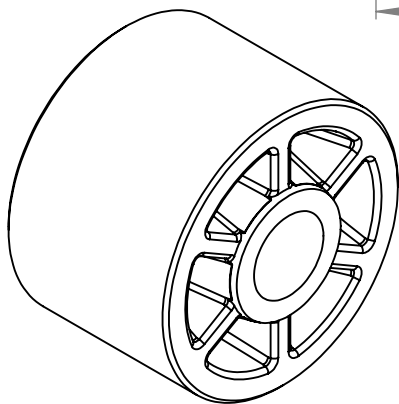
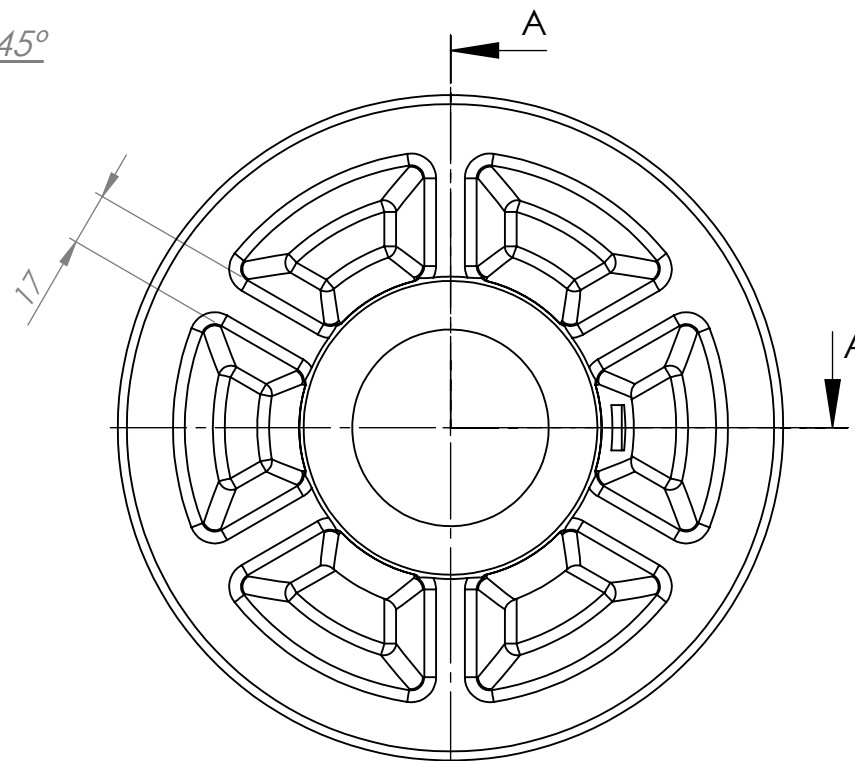
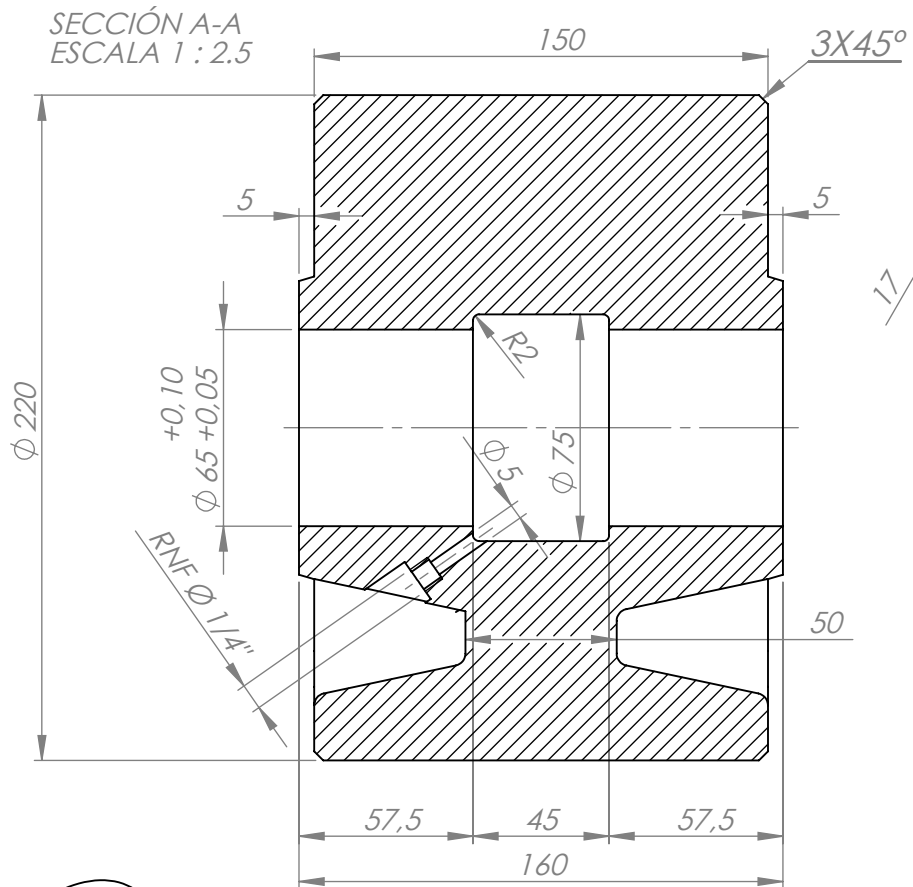
9	Perno cilindro Pie de Apoyo lado camisa	2-009-0007	2
8	Perno cilindro Pie de Apoyo lado vástago	2-009-0006	2
7	Perno articulación Pie de Apoyo	2-009-0005	1
6	Perno Pie de Apoyo Ø65 largo 1255 mm	4-005-0007	1
5	Pie de Apoyo	2-003-0001	2
4	Rolo Pie de Apoyo	2-010-0002	1
3	Rolo Pie de Apoyo Ø220 largo 160 mm	4-003-0002	2
2	Tope rolo de apoyo exterior	4-019-0003	2
1	Cil. hidr. Øi Cam. 125 - E.C.C. 450 - Carr. 180 - Øv 50	5-001-0003	2
Item	Descripción	Código	Cantidad

Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	24/03/2020	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	24/03/2020	
Aprobo			
Escala:	Norma	Material:	Terminación:
1:8			T.Térmico:
Título:	ARMADO PIE DE APOYO		Cantidad: 1
			Código: 3-002-0001

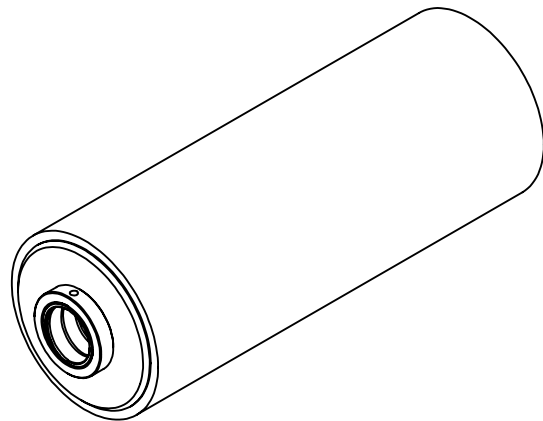
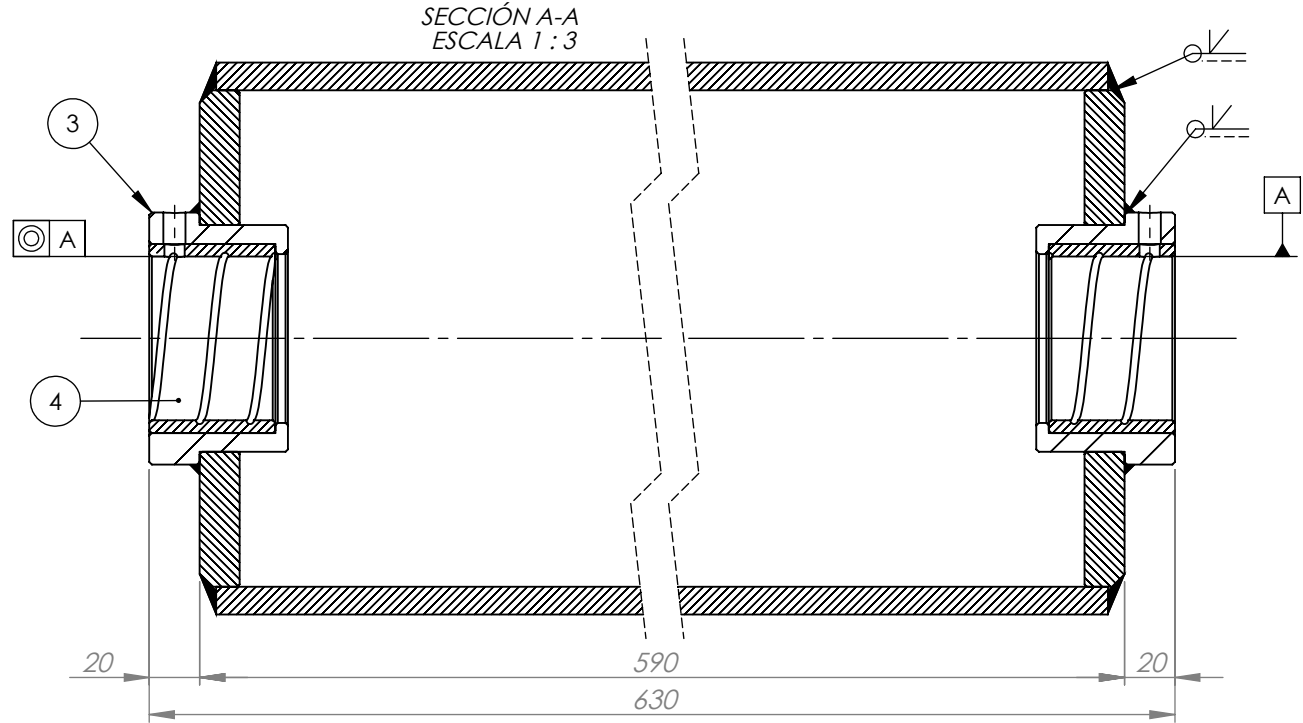
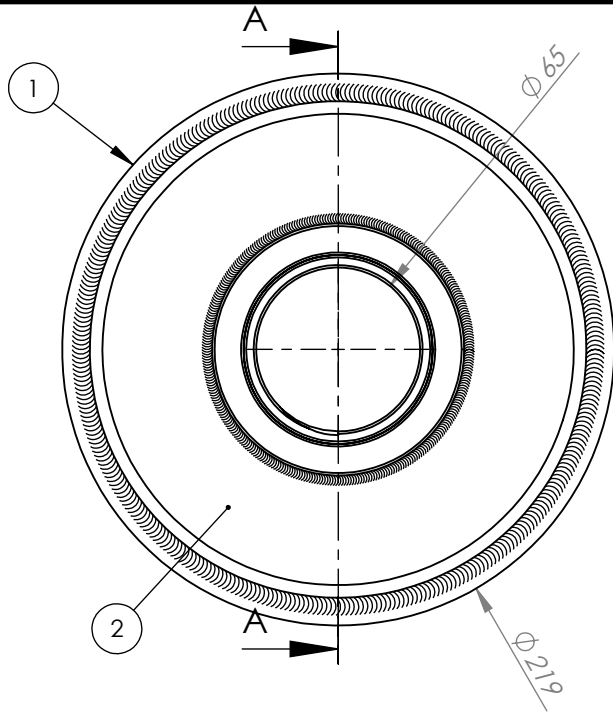


		Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	25/03/2020	Nota: Chaflandes no indicados: 1 x 45°	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN	
Reviso	L.Patrignani	25/03/2020			
Aprobo					
Escala:	Norma	Material:		Terminación:	
1:1.5		Laminado redondo SAE 1010 Ø100 mm		T.Térmico:	
Título: TOPE ROLO DE APOYO EXTERIOR			Cantidad: 2	Código: 4-019-0003	

SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 2.5

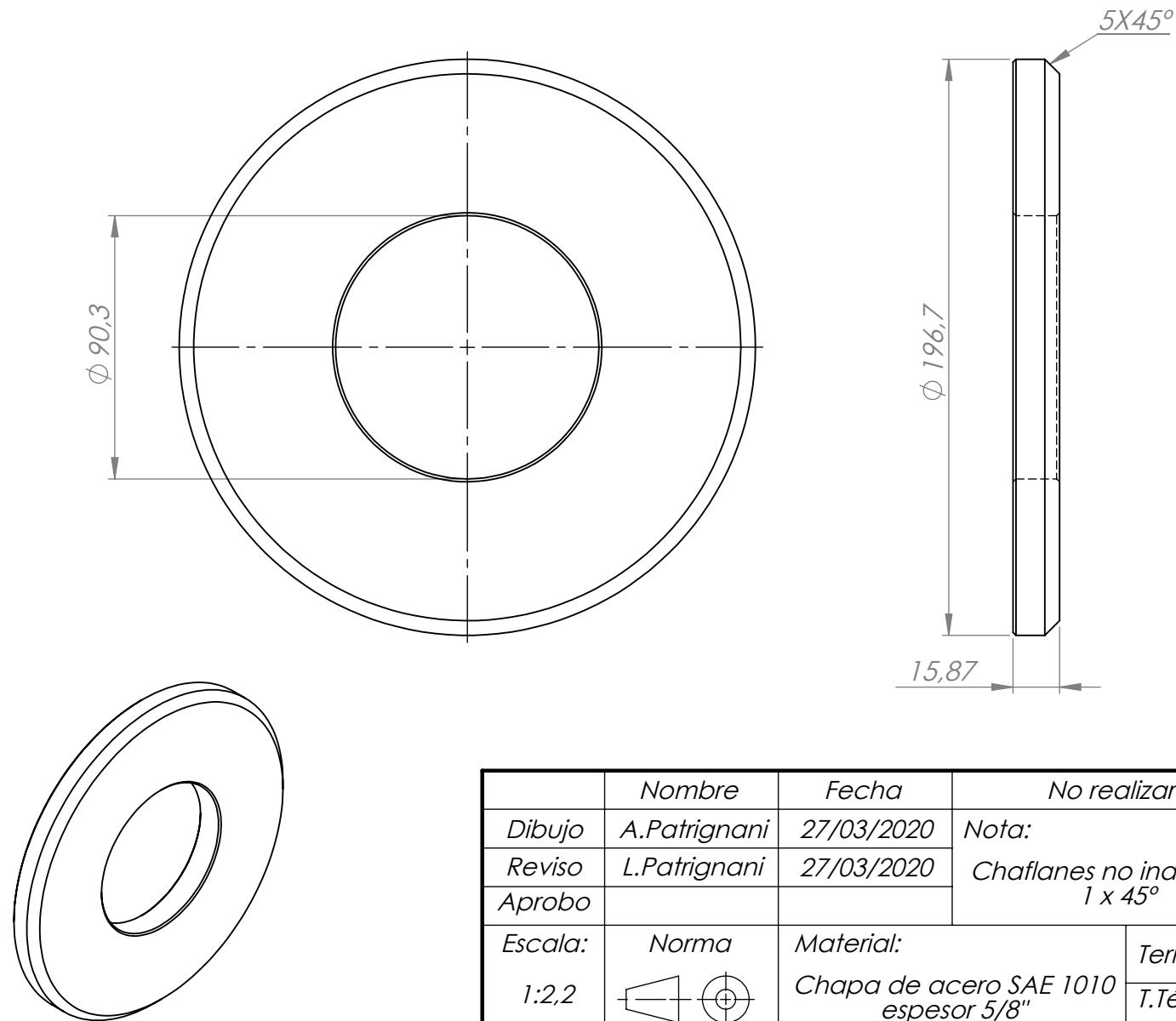


	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	25/03/2020	Nota: Plano de mecanizado de fundición en bruto	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	25/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:	Terminación:	
1:2.5		Fundición gris SAE J431 - Grado 2500	T.Térmico:	
Título:	ROLO PIE DE APOYO Ø220 LARGO 160 mm		Cantidad: 2	Código: 4-003-0002

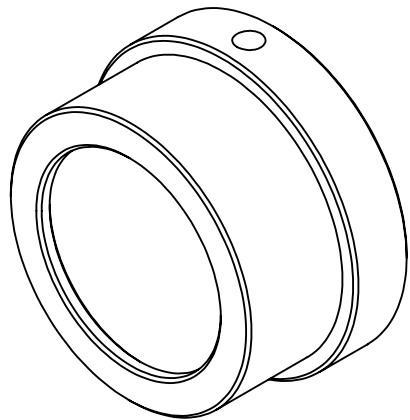
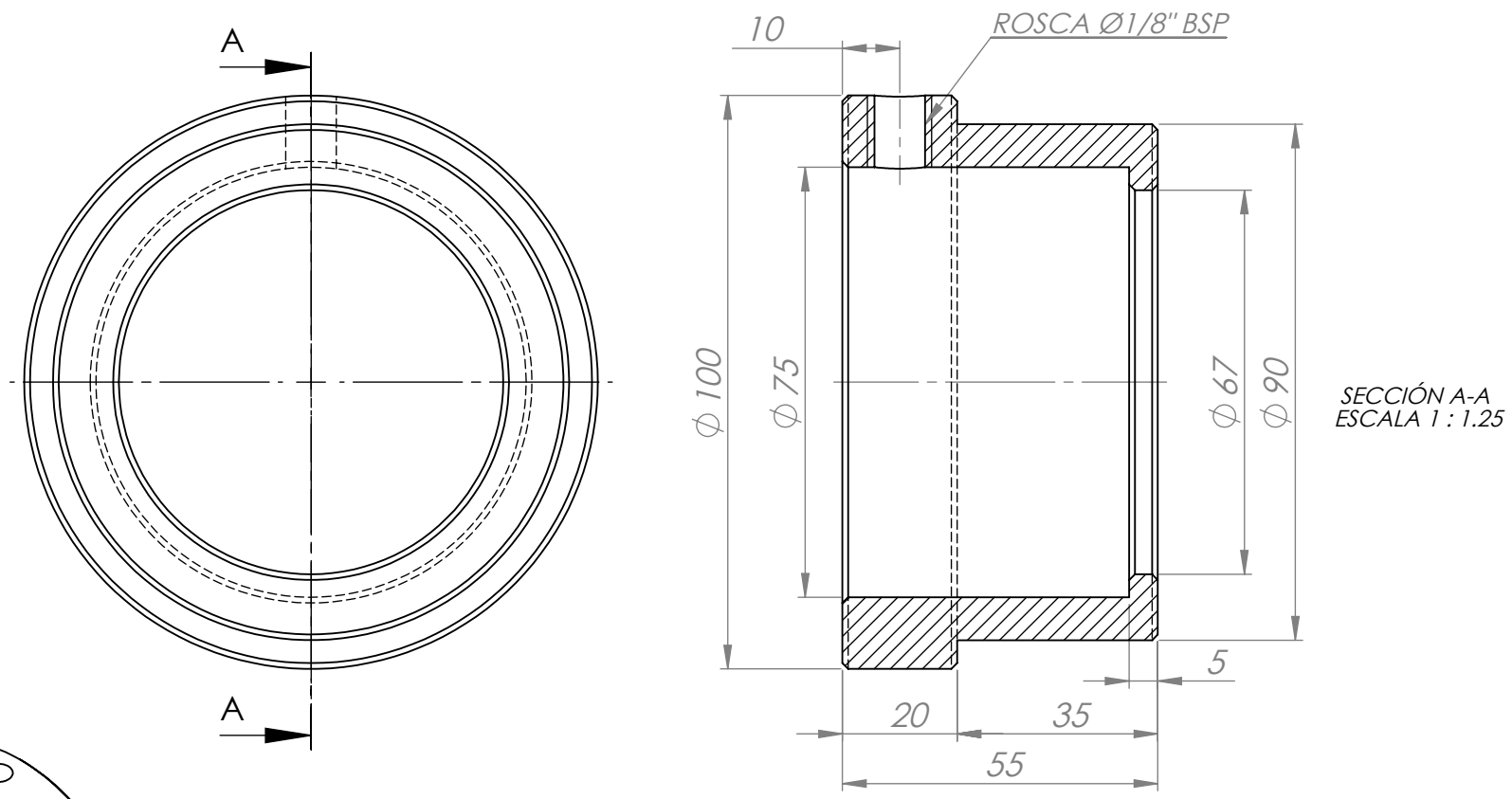


4	Buje de bronce Øi65 Øe75 largo 50 mm	4-013-0015	2
3	Buje con tope Øi 75 Øe90 largo 55 mm	4-013-0014	2
2	Tapa rolo de apoyo Pie de Apoyo	4-001-0009	2
1	Corte tubo s/costura Ø219 x 11 largo 577 mm	4-006-0007	1
Item	Descripción	Código	Cantidad

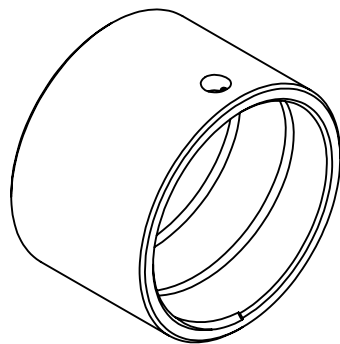
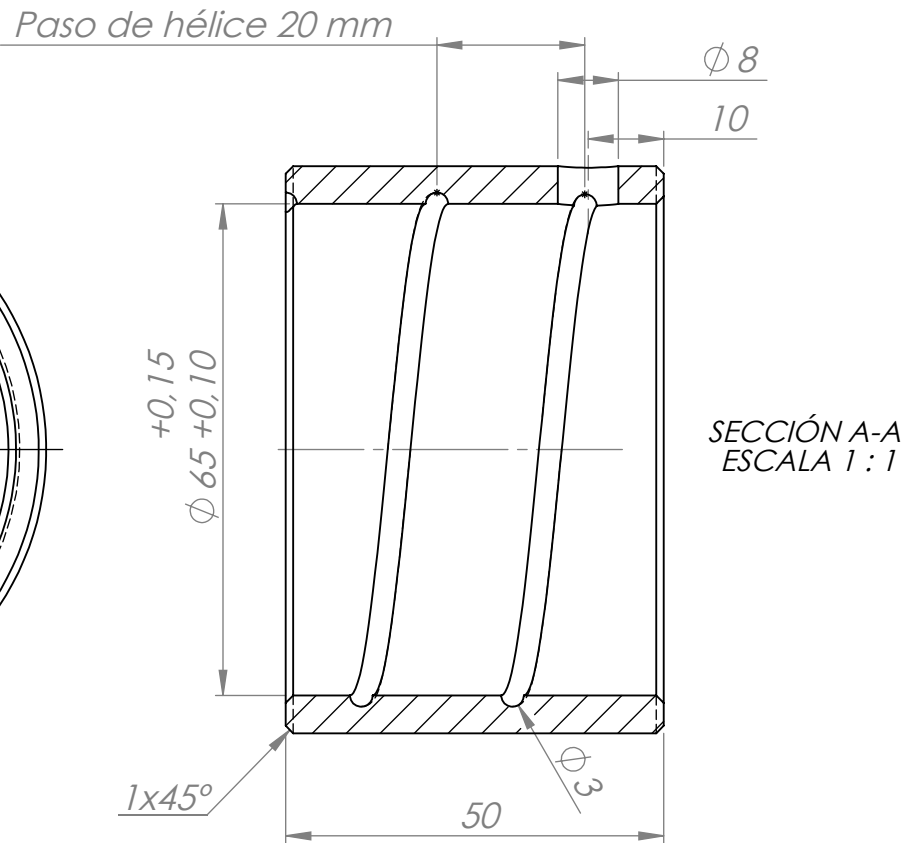
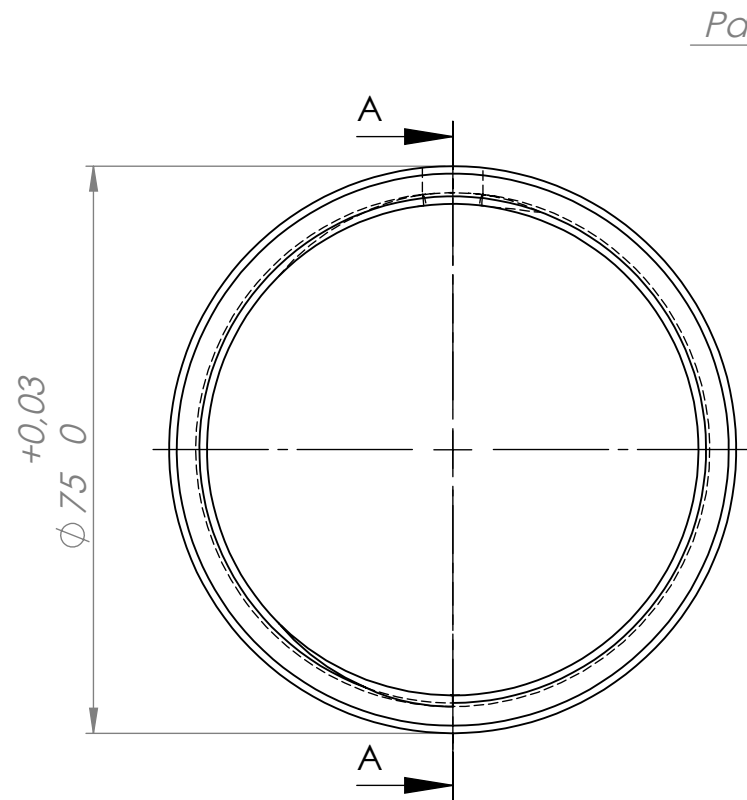
	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	28/03/2020	Nota: Clavar buje de bronce en buje con ag. coincidentes. Luego soldar tapa	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	28/03/220		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:	Terminación:	
1:3			T.Térmico:	
Título:	ROLO PIE DE APOYO		Cantidad: 1	Código: 2-010-0002



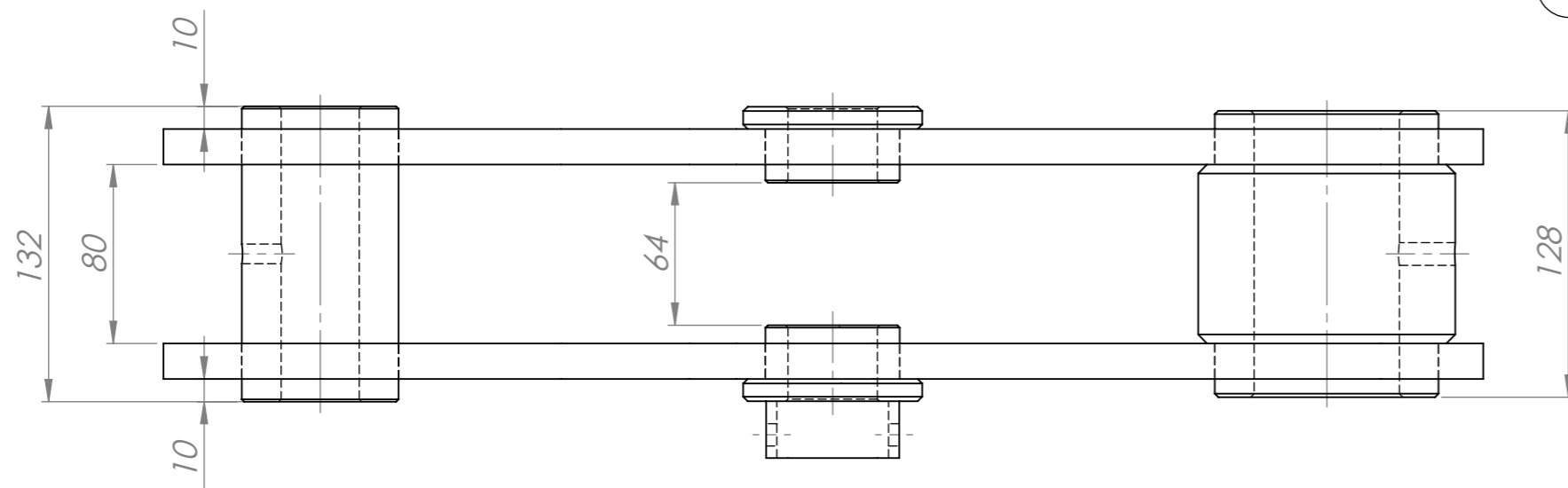
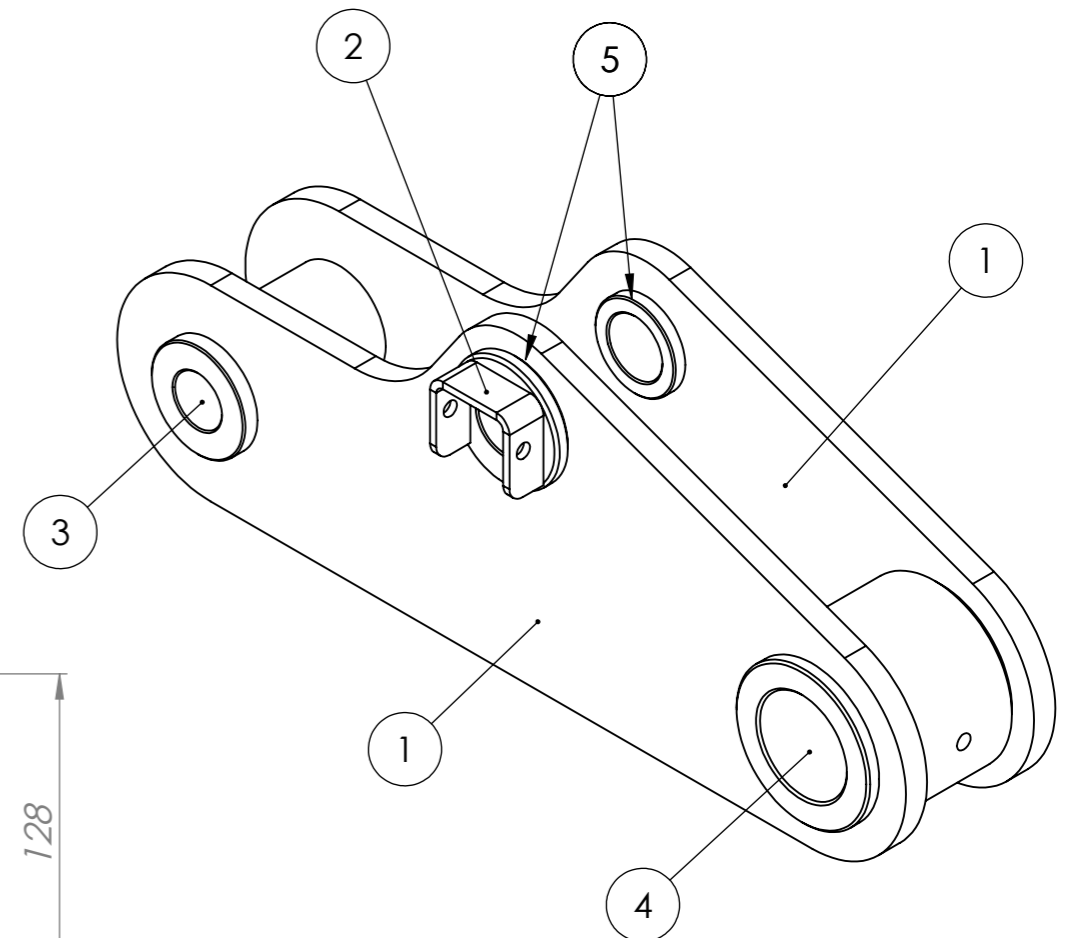
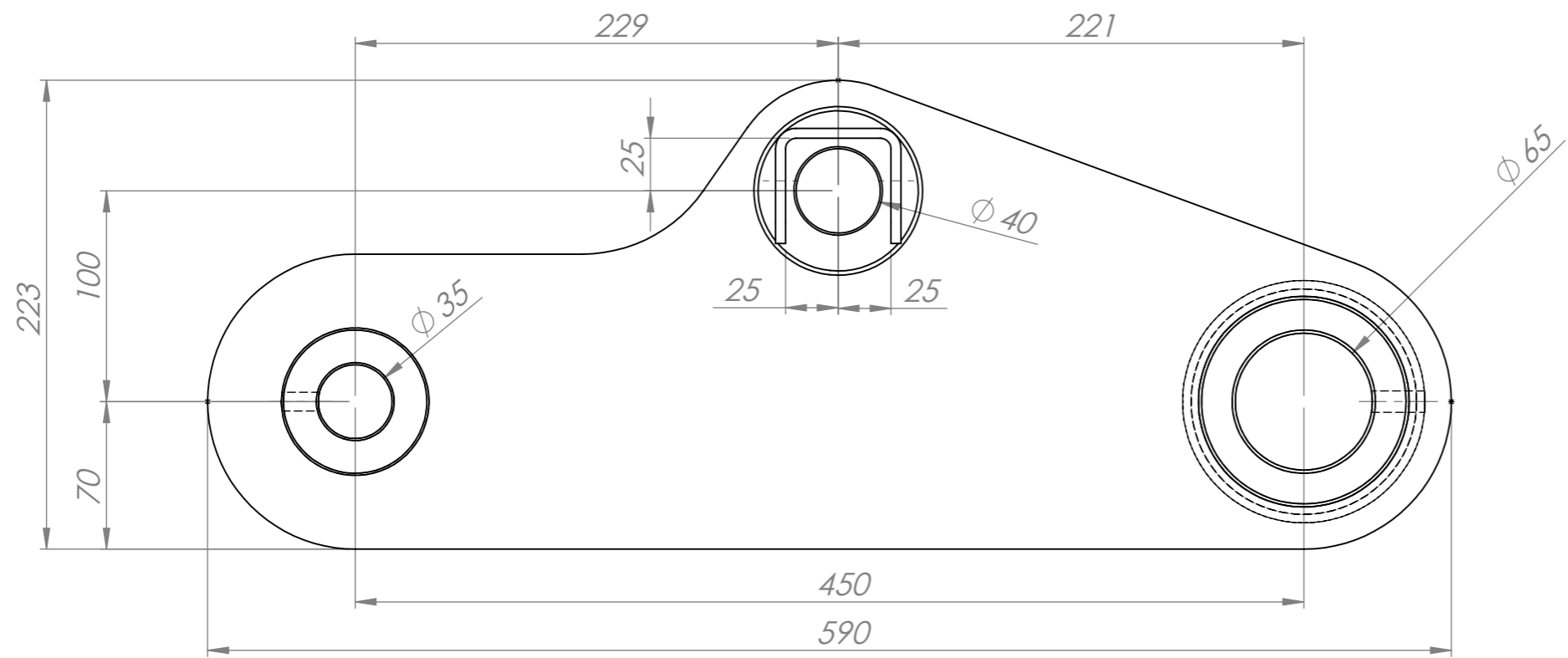
	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	27/03/2020	Nota: Chaflandes no indicados: 1 x 45°	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	27/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:	Terminación:	
1:2,2		Chapa de acero SAE 1010 espesor 5/8"	T.Térmico:	
Título:	TAPA ROLO PIE DE APOYO		Cantidad: 2	Código: 4-001-0009



	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	28/03/2020	Nota: Chaflanes no indicados: 1 x 45°	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	28/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:	Terminación:	
1:1,25		Laminado redondo SAE 1010 $\varnothing 4''$	T.Térmico:	
Título: BUJE CON TOPE $\varnothing i75$ $\varnothing e90$ LARGO 55 mm			Cantidad: 2	Código: 4-013-0014

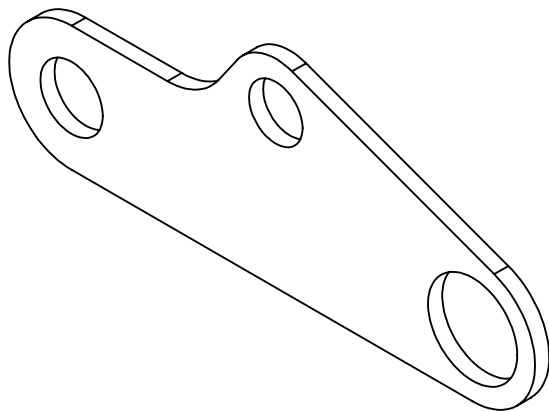
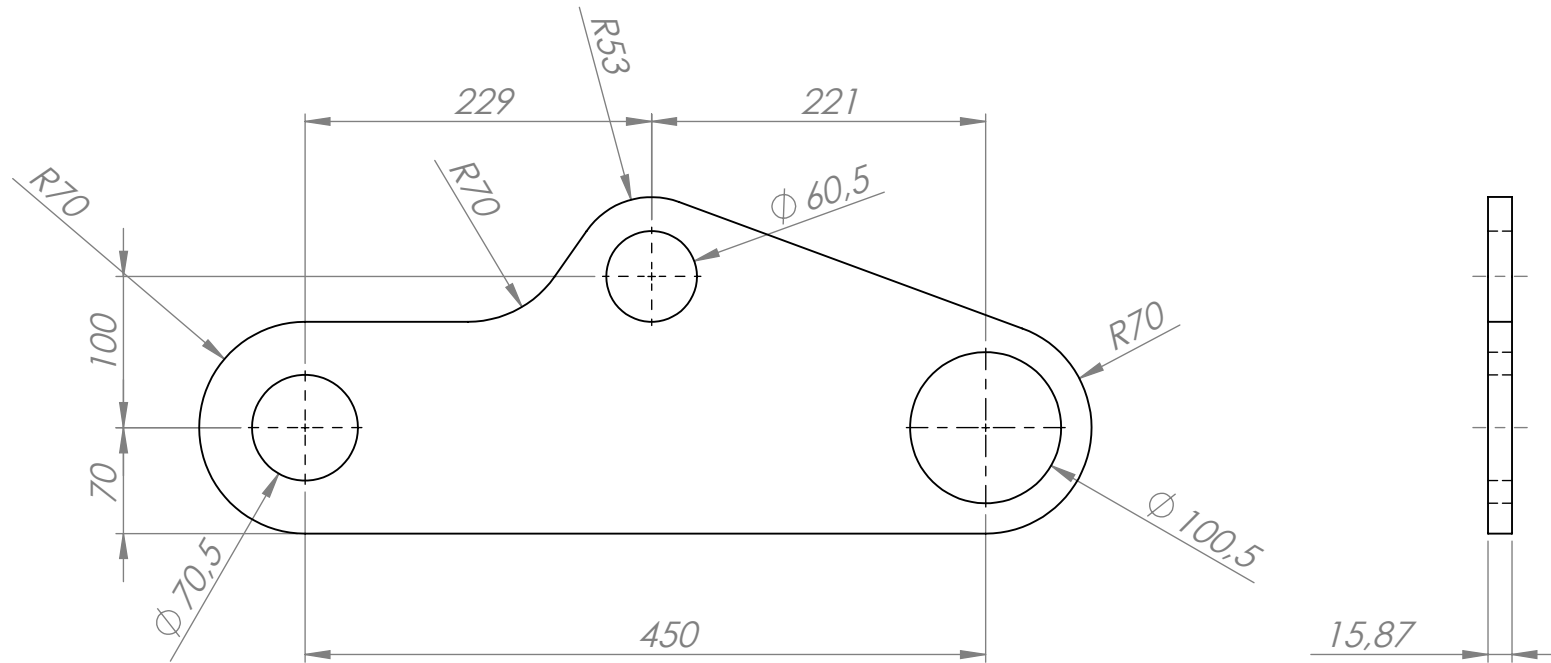


	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	28/03/2020	Nota: La hélice debe pasar por la perforación	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	28/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:	Terminación:	
1:1		Bronce SAE 68 A	T.Térmico:	
Título: BUJE DE BRONCE Øi65 Øe75 LARGO 50 mm			Cantidad: 2	Código: 4-013-0015

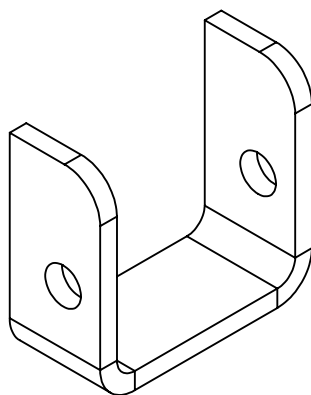
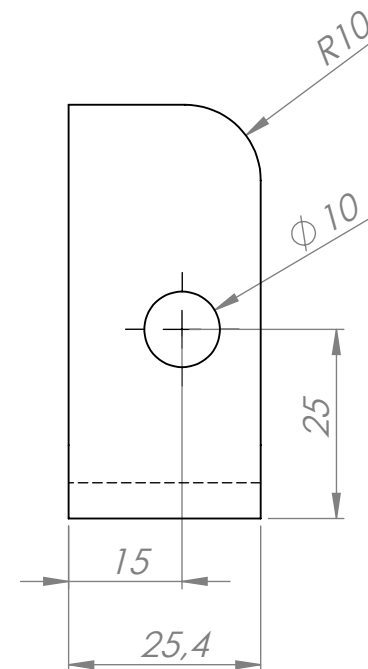
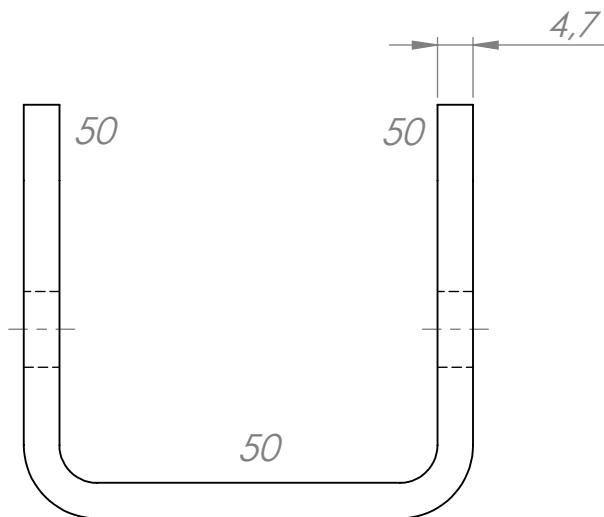


Item	Descripción	Código	Cantidad	Título: PIE DE APOYO		Cantidad: 2		Código: 2-003-0001	
5	Buje con tope $\phi i 40 \phi e 60$ largo 34 mm	4-013-0010	2	Escala: 1:3		Terminación: T.Térmico:		Nota: No realizar mediciones sobre el plano	
4	Buje con doble tope $\phi i 65 \phi e 100$ Largo 128 mm	4-013-0009	1						
3	Buje $\phi i 50 \phi e 70$ largo 132 mm	4-013-0008	1	Material:		Terminación: T.Térmico:		Nota: No realizar mediciones sobre el plano	
2	Traba perno cabeza cuadrada de 50 mm	4-021-0003	1						
1	Placa Pie de Apoyo	4-012-0007	2	Escala: 1:3		Terminación: T.Térmico:		Nota: No realizar mediciones sobre el plano	

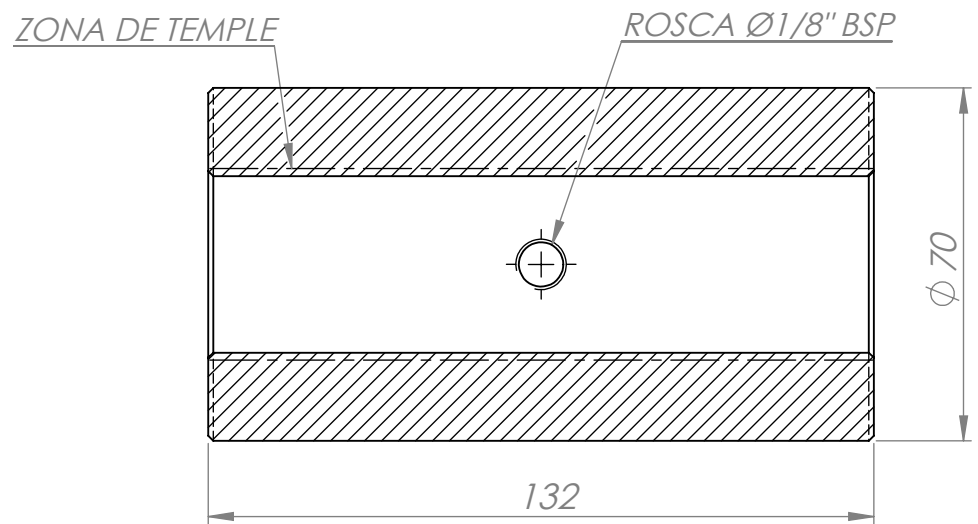
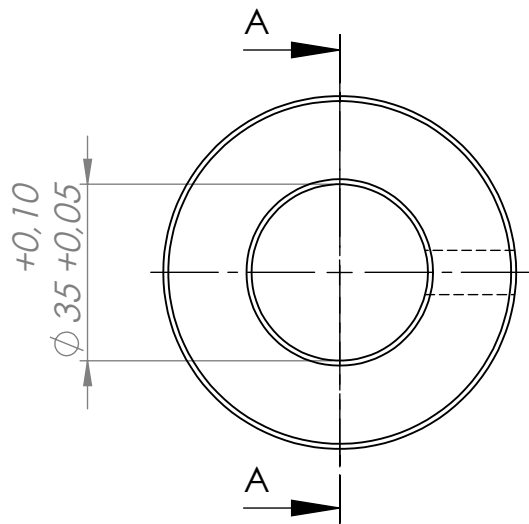
FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN



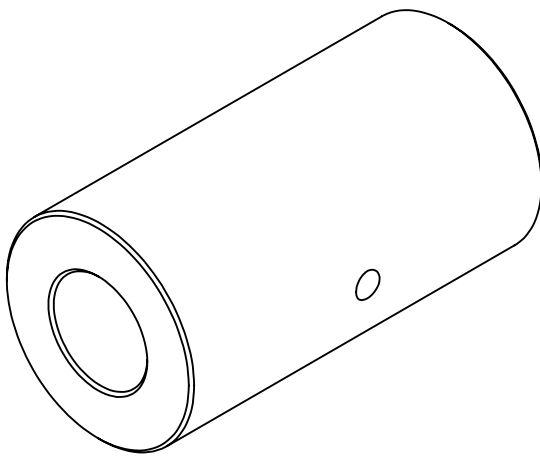
	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	25/03/2020	Nota:	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	25/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:	Terminación:	
1:5		Chapa de acero SAE 1010 espesor 5/8"	T.Térmico:	
Título:	PLACA PIE DE APOYO		Cantidad: 4	Código: 4-012-0007



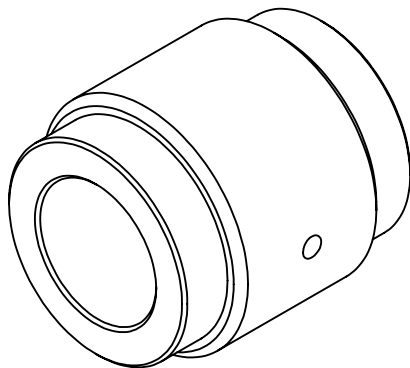
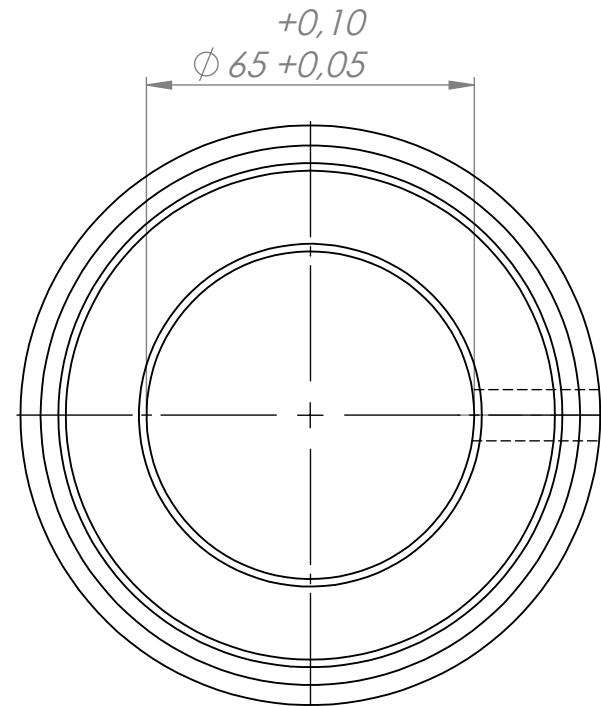
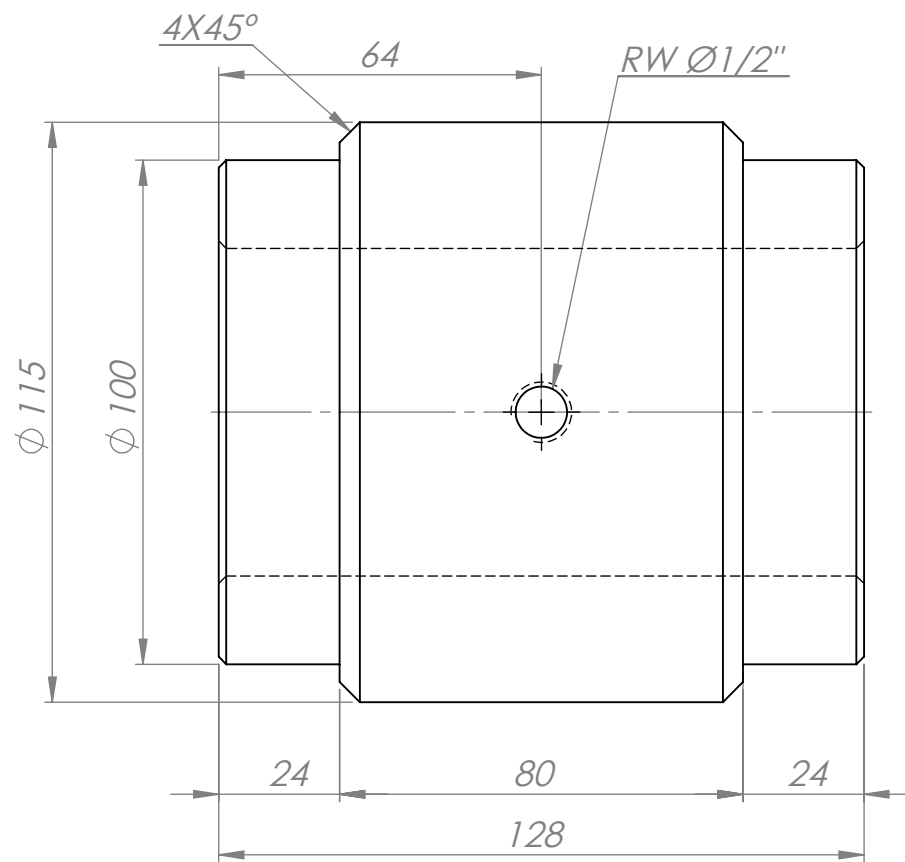
		Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	25/03/2020	Nota:	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN	
Reviso	L.Patrignani	25/03/2020			
Aprobo					
Escala:	Norma	Material:		Terminación:	
1:1		Planchuela SAE 1010 DE 1" X 3/16"		T.Térmico:	
Título:	TRABA PERNO CABEZA CUADRADA 50 mm			Cantidad: 3	Código: 4-021-0003



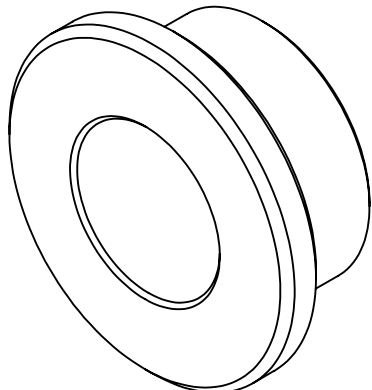
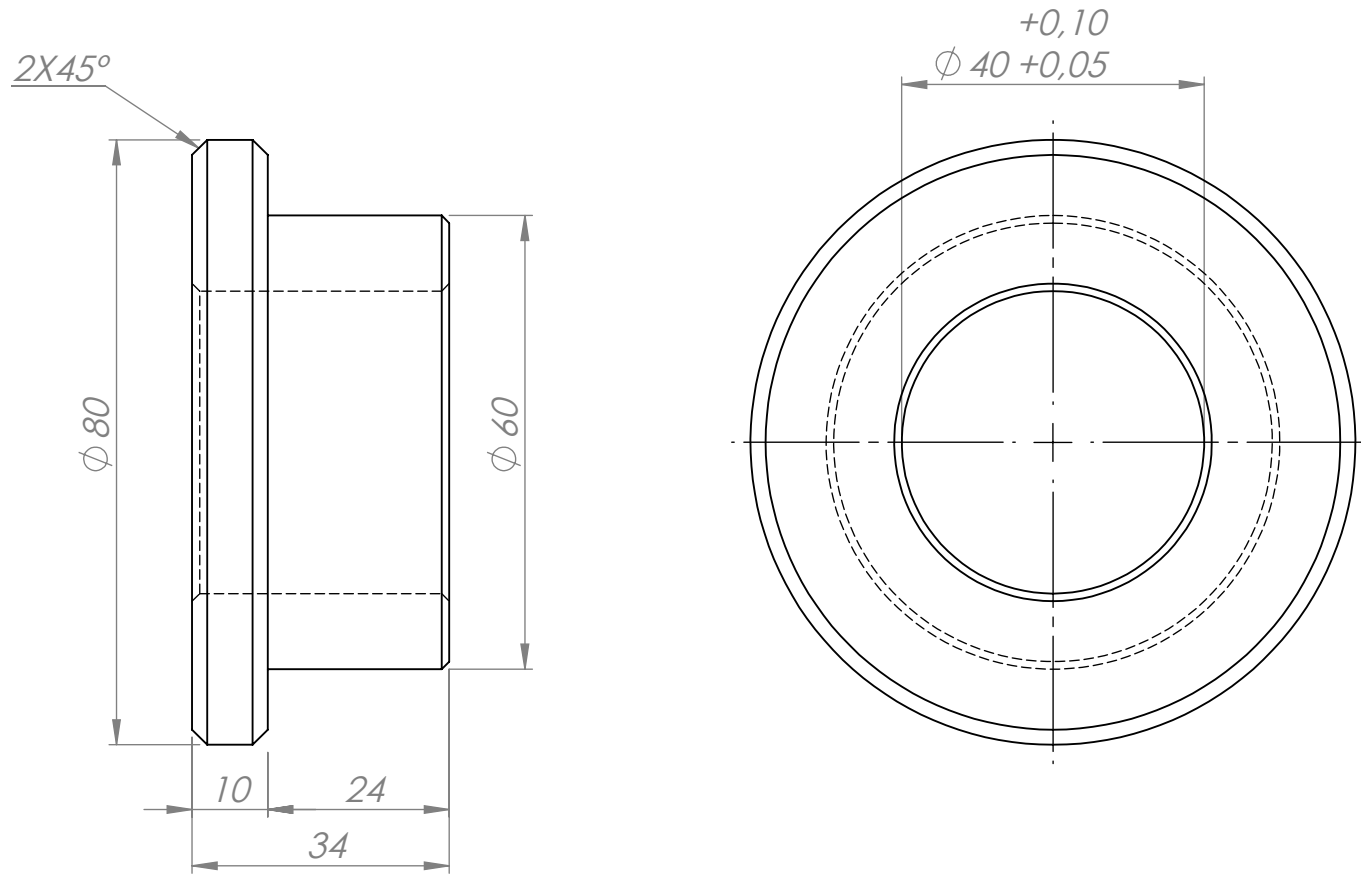
SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 1.5



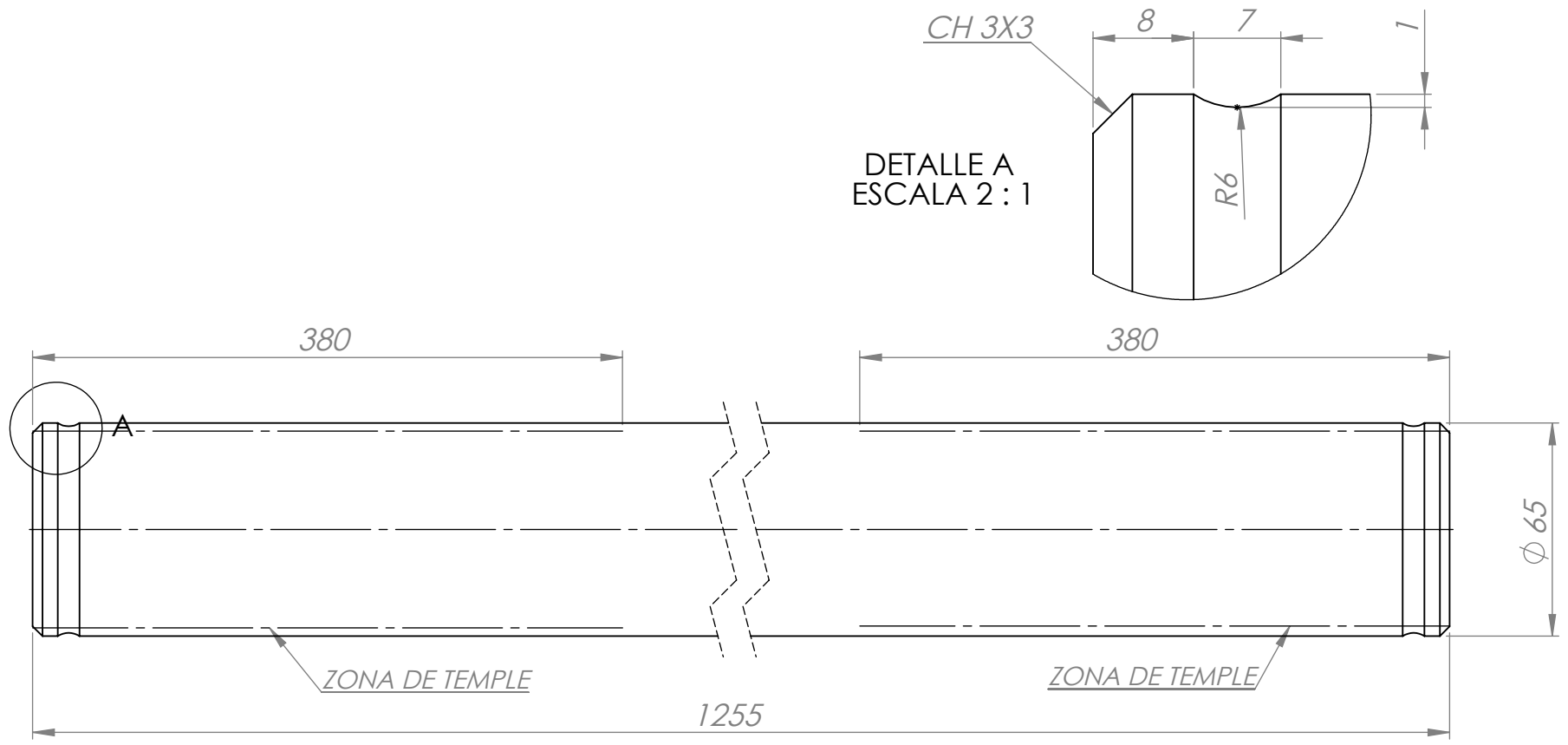
	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	25/03/2020	Nota: Chaflanes no indicados: 1 x 45°	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	25/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:	Terminación:	
1:1.5		Laminado redondo SAE 1045 ϕ 75 mm	T.Térmico: Templado por inducción. Dureza: 50-55 HRC. Penetración 1,5	
Título:	BUJE ϕi 50 ϕe70 LARGO 132 mm		Cantidad: 2	Código: 4-013-0008



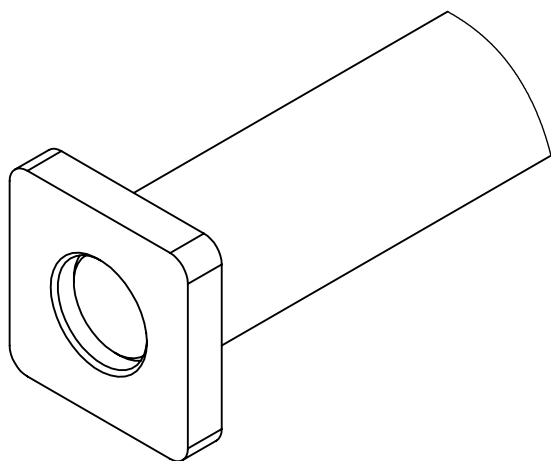
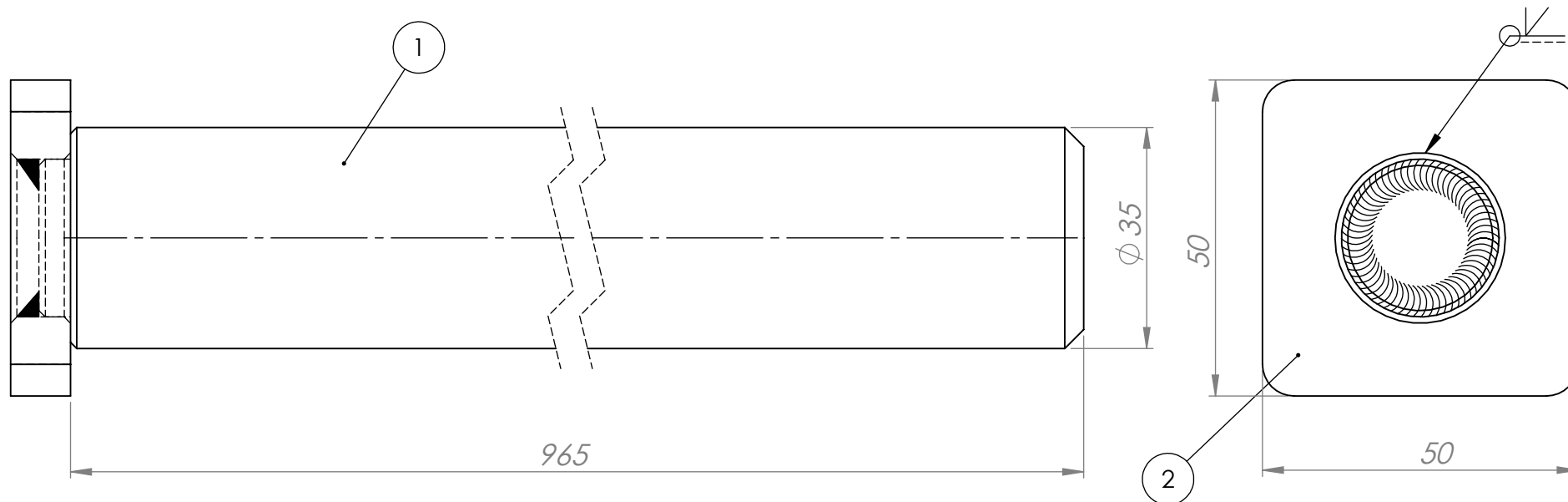
	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	25/03/2020	Nota: Chaflanes no indicados: 1 x 45°	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	25/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:	Terminación:	
1:1.5		Laminado redondo SAE 1045 Ø120 mm	T.Térmico:	
Título:	BUJE CON DOBLE TOPE Øi65 Øe100 LARGO 128 mm		Cantidad: 2	Código: 4-013-0009



	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	25/03/2020	Nota: Chaflandes no indicados: 1 x 45°	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	25/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:		Terminación:
1:1		Laminado redondo SAE 1045 Ø85 mm		T.Térmico:
Título: BUJE CON TOPE Øi 40 Øe60 L34 mm			Cantidad: 4	Código: 4-013-0010

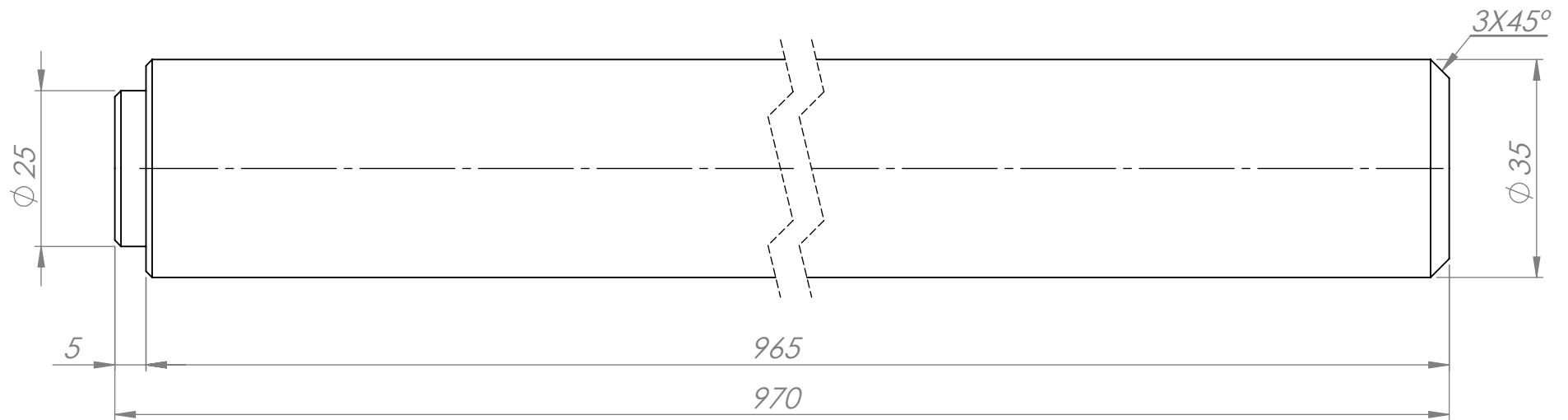


	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	25/03/2020	Nota:	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	25/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:	Terminación:	Zincado
1:2		Trefilado redondo SAE 1045 Ø65 mm	T.Térmico:	Templado por inducción. Dureza: 50-55 HRC. Penetración 1,5-2,5 mm
Título:	PERNO PIE DE APOYO Ø65 LARGO 1255 mm		Cantidad: 1	Código: 4-005-0007

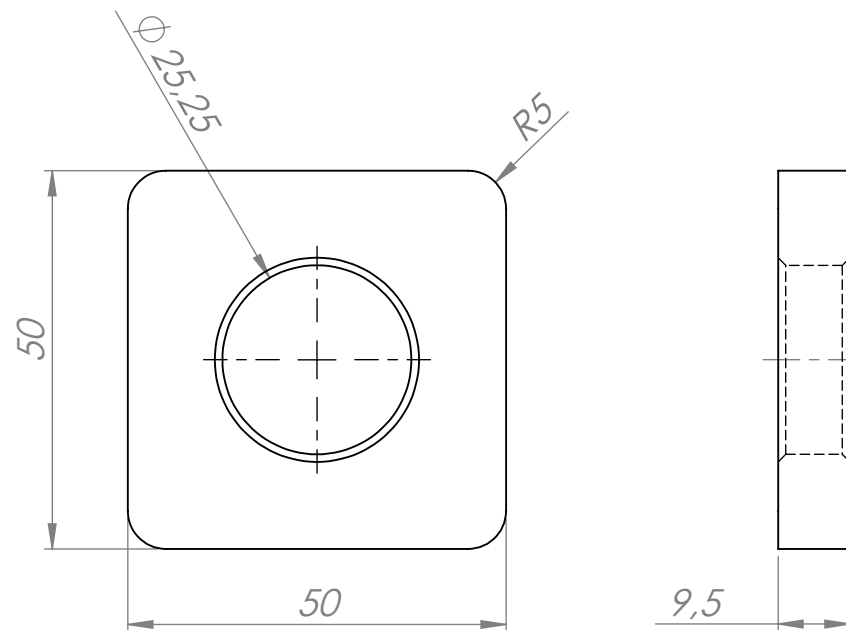
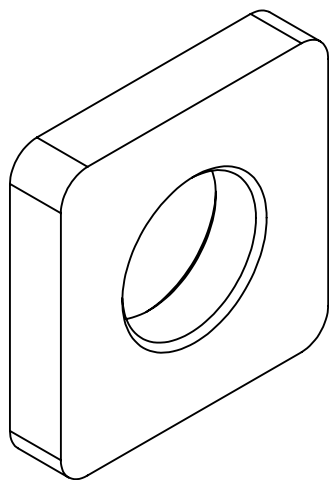


2	Oreja traba 50x50 para eje Ø35	4-016-0006	1
1	Perno Ø35 largo 970 mm	4-005-0008	1
Item	Descripción	Código	Cantidad

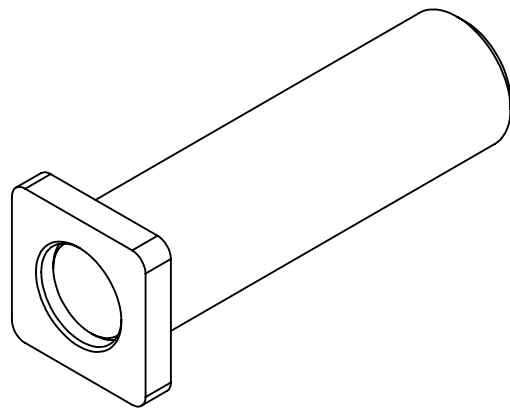
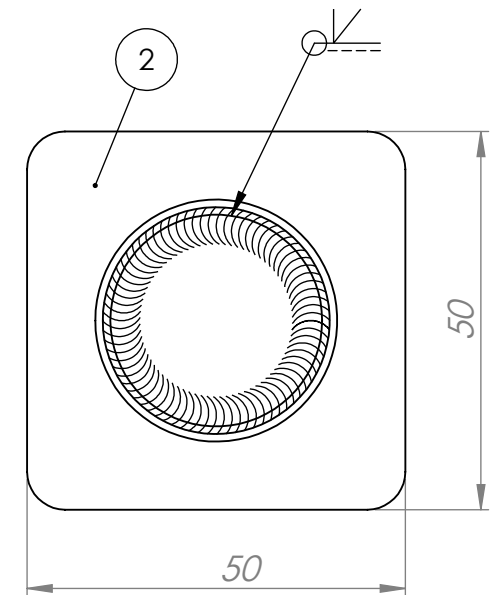
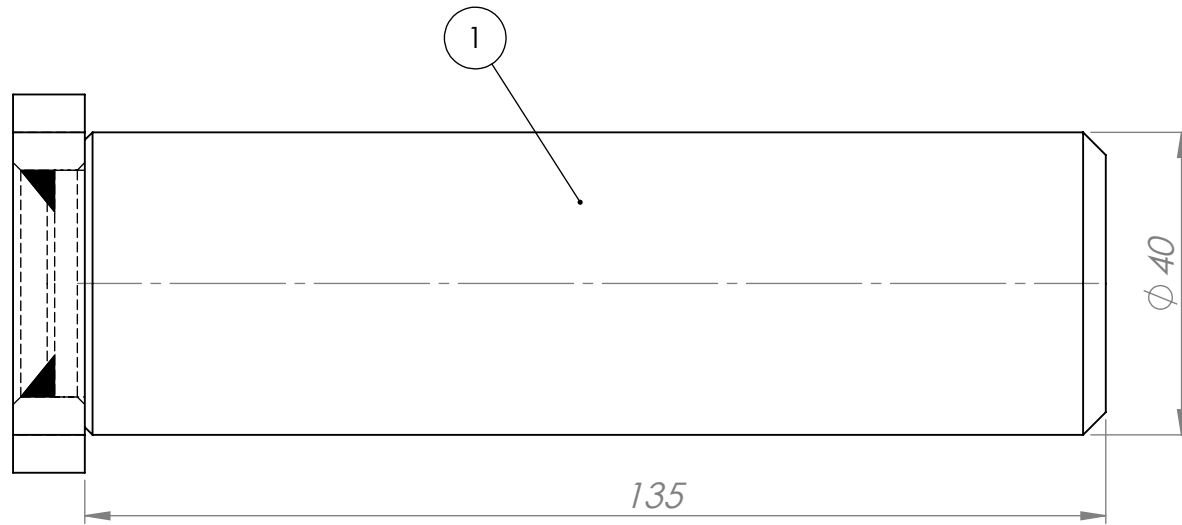
	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	25/03/2020	Nota:	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	25/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:	Terminación:	Zincado
1:1			T.Térmico:	
Título:	PERNO ARTICULACIÓN PIE DE APOYO		Cantidad: 1	Código: 2-009-0005



	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	25/03/2020	Nota: Chaflanes no indicados: 1 x 45°	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	25/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:	Terminación:	
1:1		Trefilado redondo SAE 1045 $\phi 35$ mm	T.Térmico:	
Título:	PERNO $\phi 30$ LARGO 970 mm		Cantidad: 1	Código: 4-005-0008

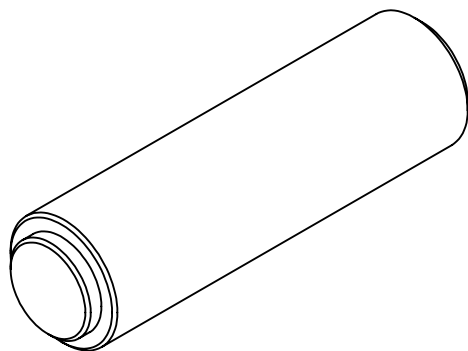
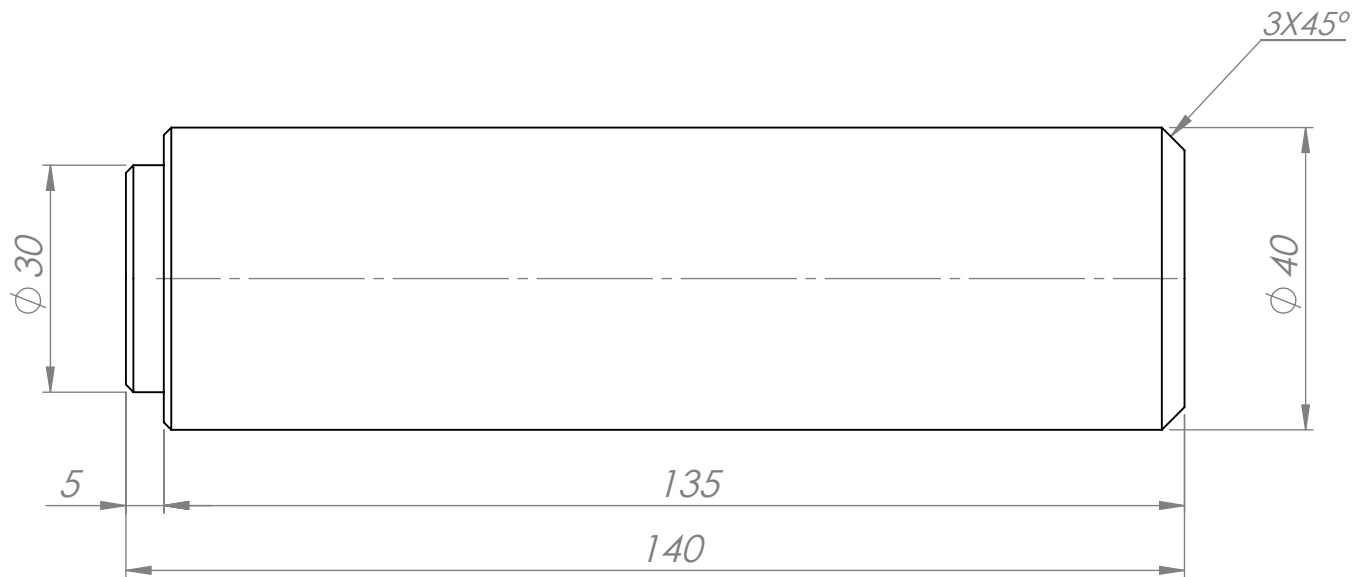


	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	25/03/2020	Nota: Chaflanes no indicados: 1 x 45°	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	25/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:	Terminación:	
1:1		Chapa de acero SAE 1010 espesor 3/8"	T.Térmico:	
Título: OREJA TRABA PERNO 50X50 P/ EJE Ø35 mm			Cantidad: 1	Código: 4-016-0006

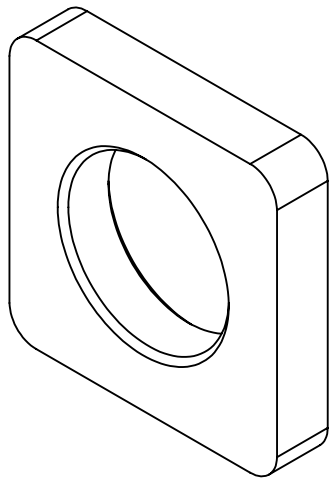
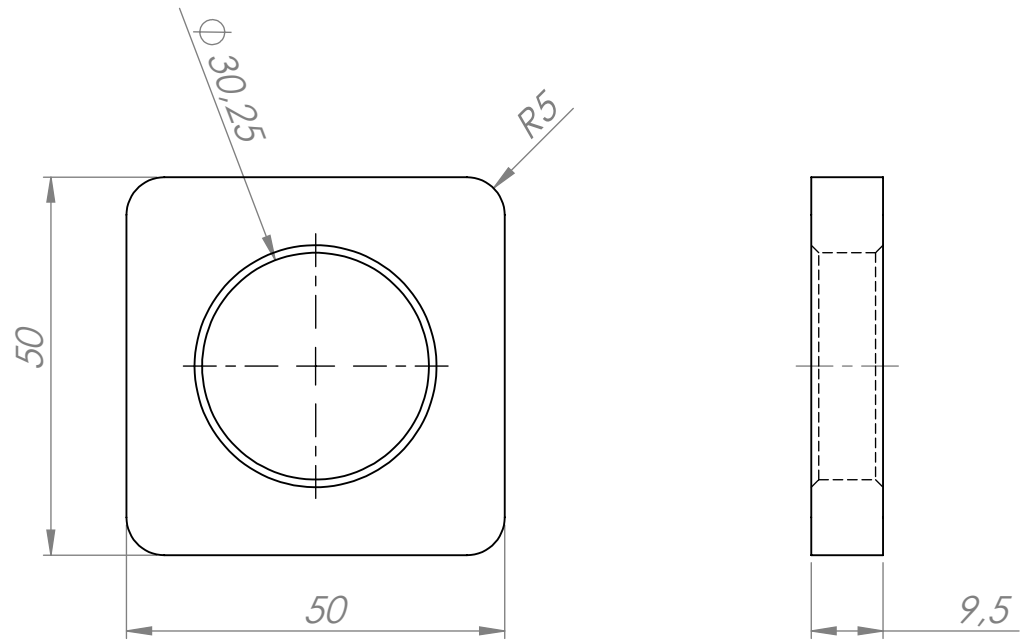


2	Oreja traba 50x50 para eje $\varnothing 40$ mm	4-016-0007	1
1	Perno $\varnothing 40$ largo 140 mm	4-005-0009	1
Item	Descripción	Código	Cantidad

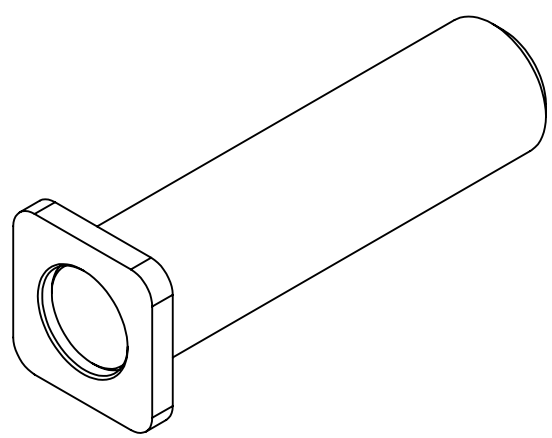
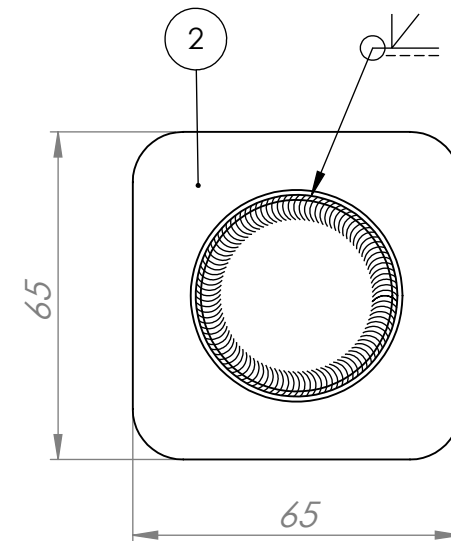
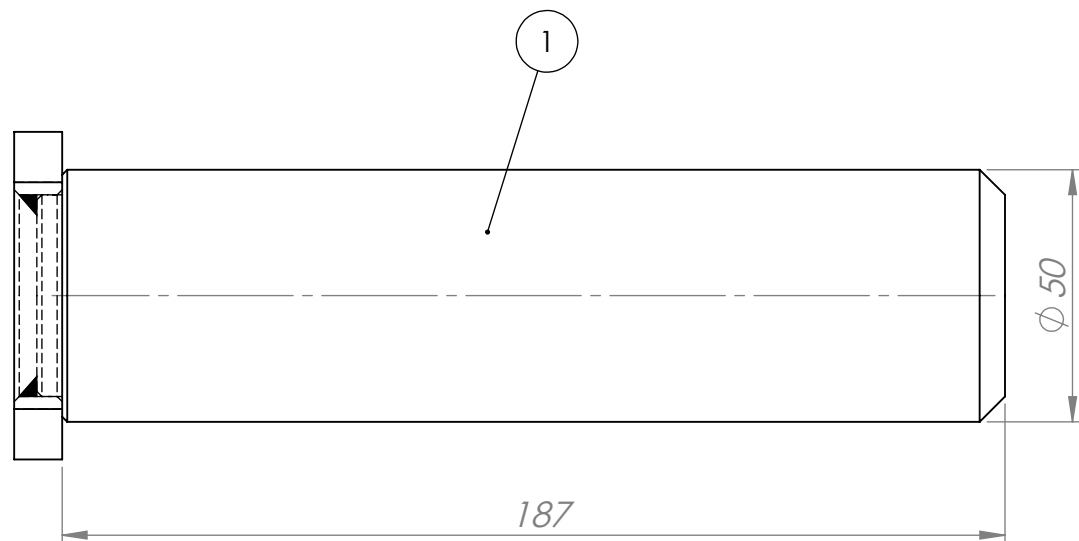
	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	25/03/2020	Nota:	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	25/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:	Terminación:	Zincado
1:1			T.Térmico:	
Título:	PERNO CILINDRO PIE DE APOYO LADO VÁSTAGO		Cantidad: 2	Código: 2-009-0006



	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	25/03/2020	Nota: Chafilanes no indicados: 1 x 45°	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	25/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:	Terminación:	
1:1		Trefilado redondo SAE 1045 Ø40 mm	T.Térmico:	
Título:	PERNO Ø40 LARGO 140 mm		Cantidad: 2	Código: 4-005-0009

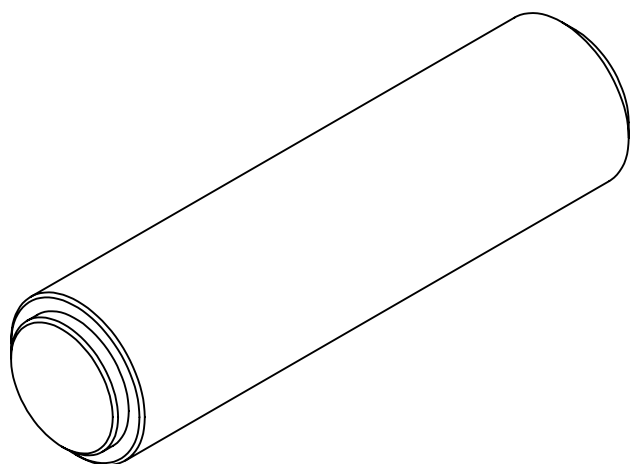
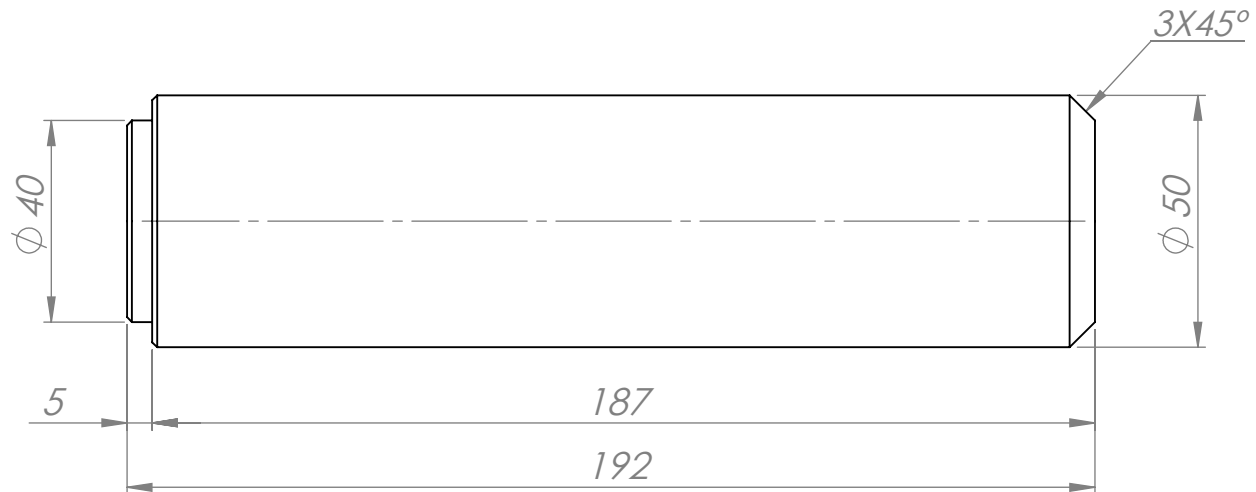


	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	25/03/2020	Nota: Chaflanes no indicados: 1 x 45°	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	25/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:	Terminación:	
1:1		Chapa de acero SAE 1010 espesor 3/8"	T.Térmico:	
Título: OREJA TRABA PERNO 50X50 P/ EJE Ø40 mm			Cantidad: 2	Código: 4-016-0007

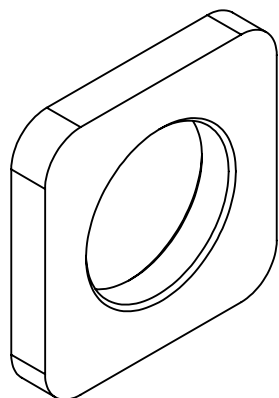
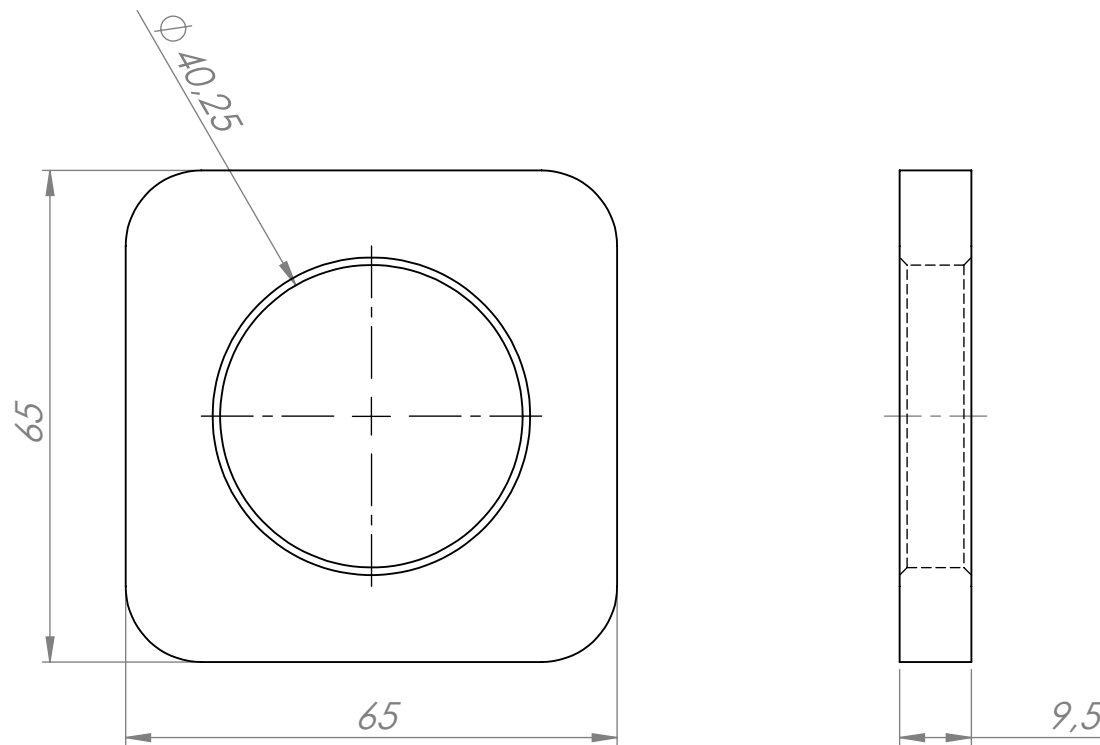


2	Oreja traba 65x65 para eje Ø50 mm	4-016-0008	1
1	Perno Ø50 largo 192 mm	4-005-0010	1
Item	Descripción	Código	Cantidad

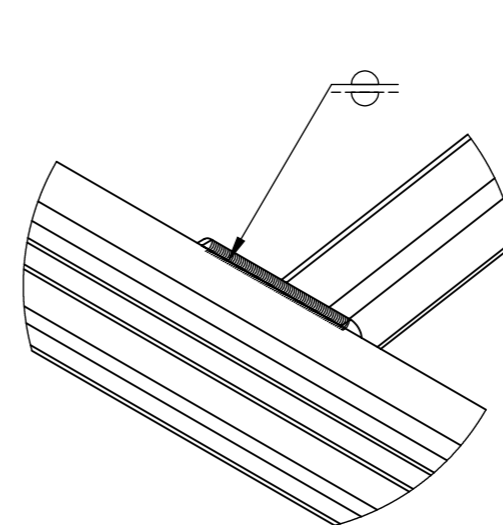
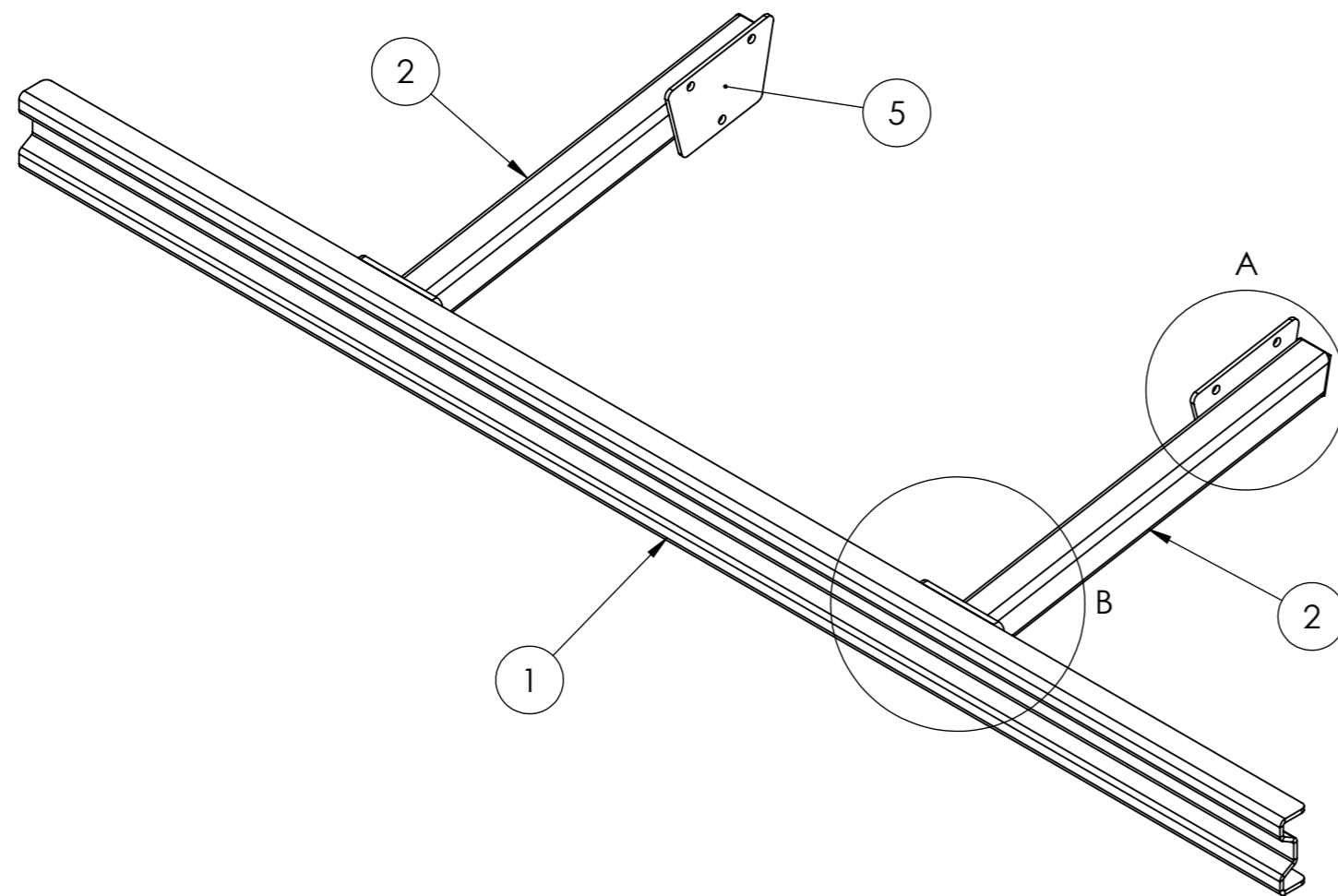
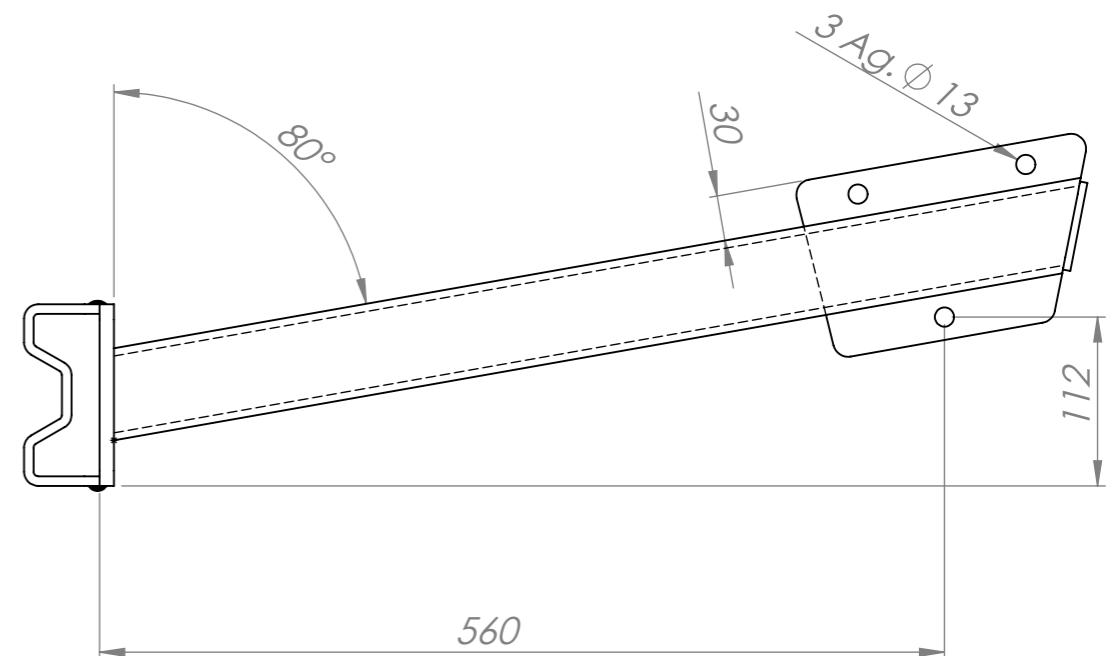
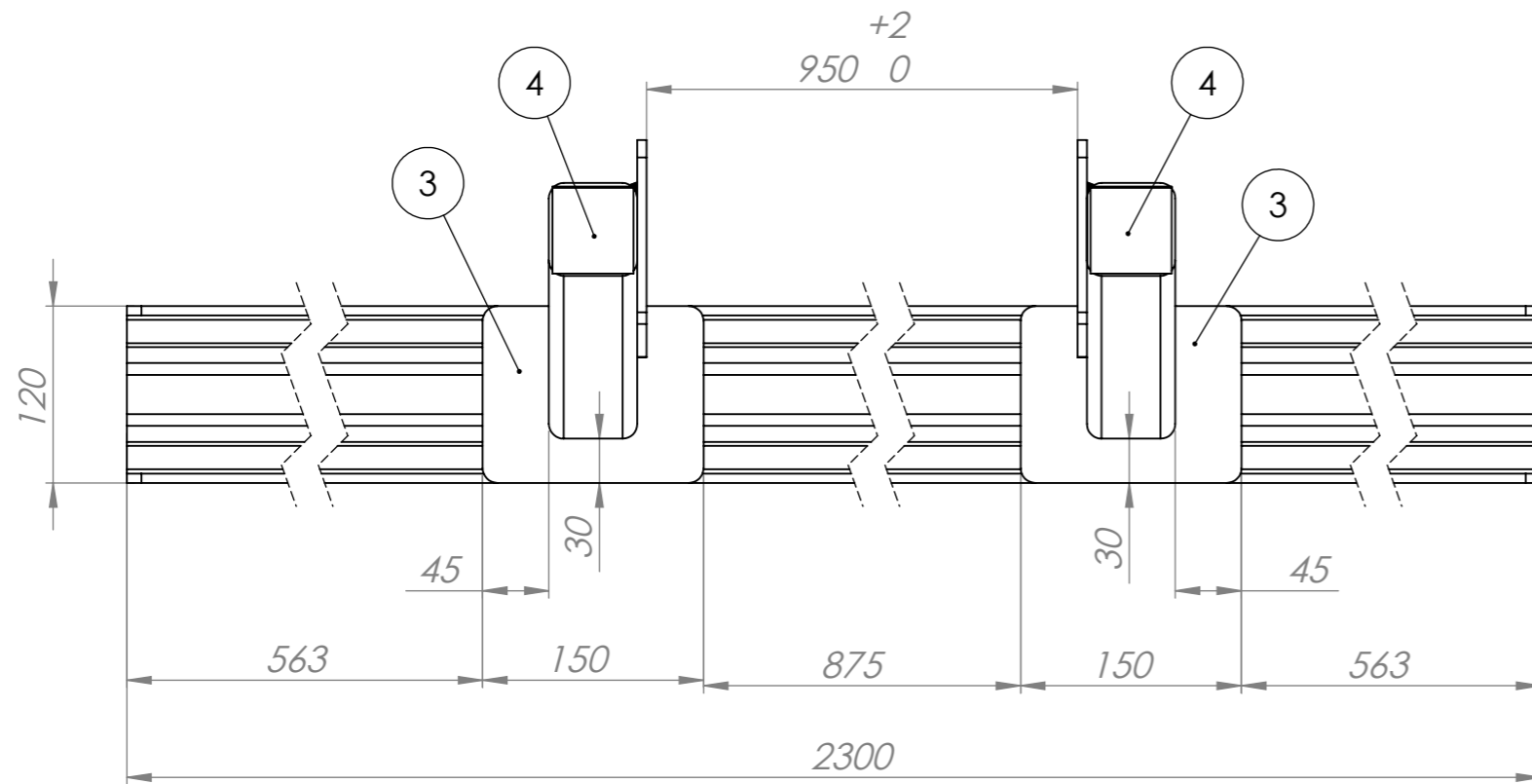
	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	25/03/2020	Nota:	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	25/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:	Terminación:	Zincado
1:1,5			T.Térmico:	
Título:	PERNO CILINDRO PIE DE APOYO LADO CAMISA		Cantidad: 2	Código: 2-009-0007



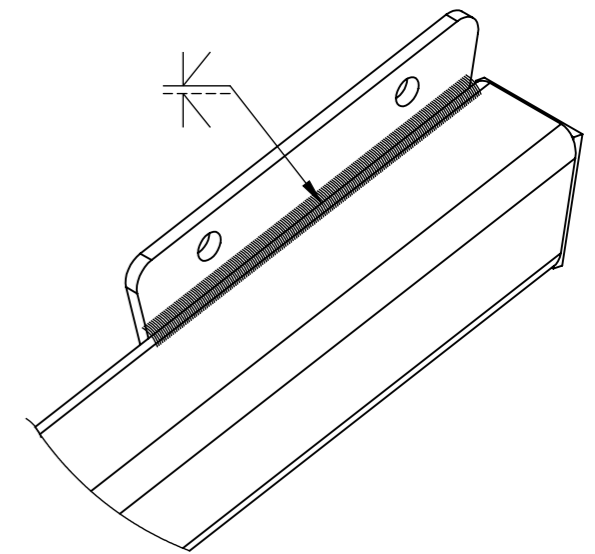
	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	25/03/2020	Nota: Chafilanes no indicados: 1 x 45°	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	25/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:	Terminación:	
1:1.5		Trefilado redondo SAE 1045 $\phi 50$ mm	T.Térmico:	
Título:	PERNO $\phi 50$ LARGO 192 mm		Cantidad: 2	Código: 4-005-0010



		Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	25/03/2020	Nota: Chaflanes no indicados: 1 x 45°	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN	
Reviso	L.Patrignani	25/03/2020			
Aprobo					
Escala:	Norma	Material:		Terminación:	
1:1		Chapa de acero SAE 1010 espesor 3/8"		T.Térmico:	
Título: OREJA TRABA PERNO 65X65 P/ EJE Ø50 mm				Cantidad: 2	Código: 4-016-0008



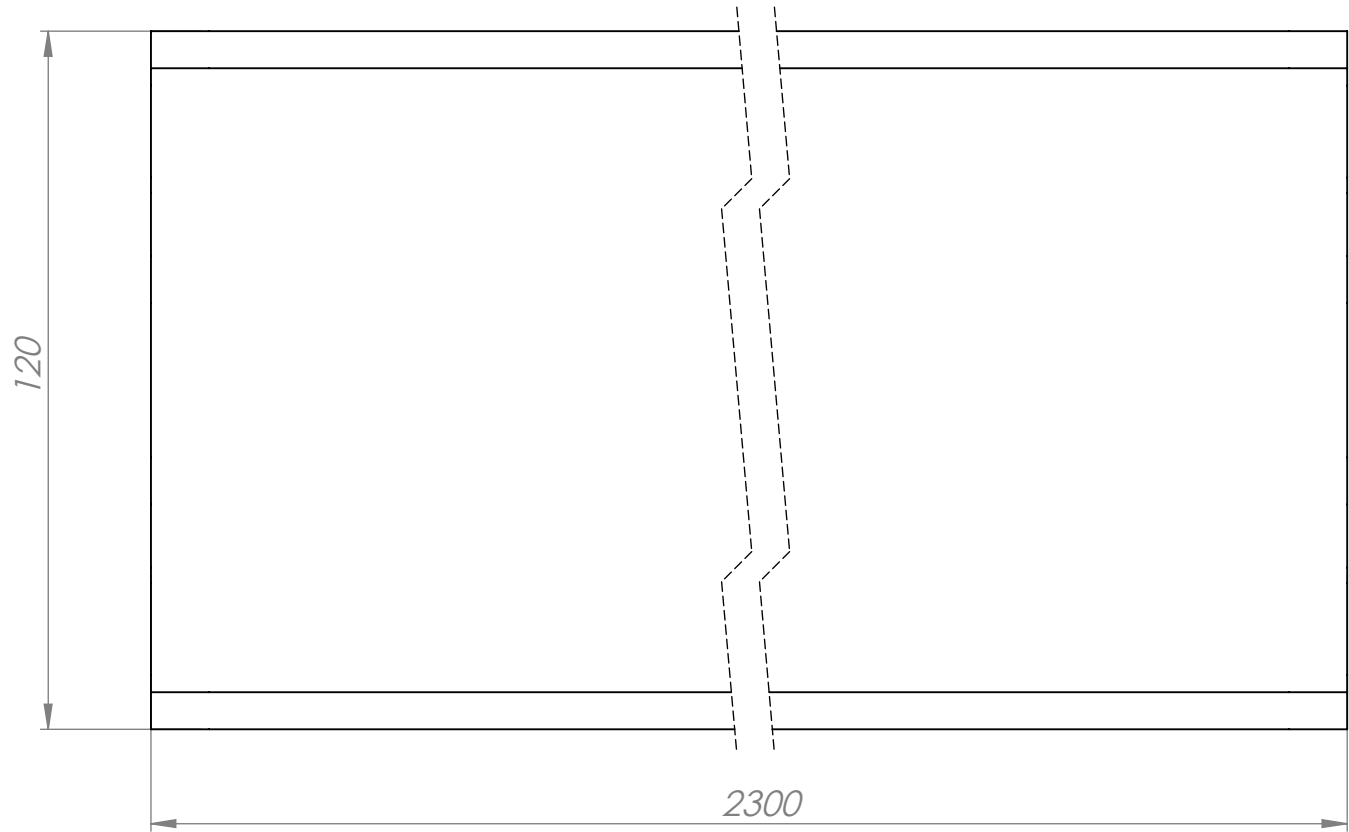
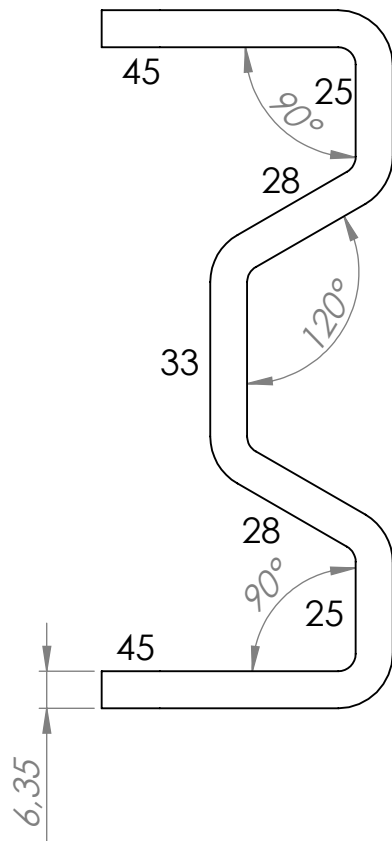
DETALLE B
ESCALA 1 : 5



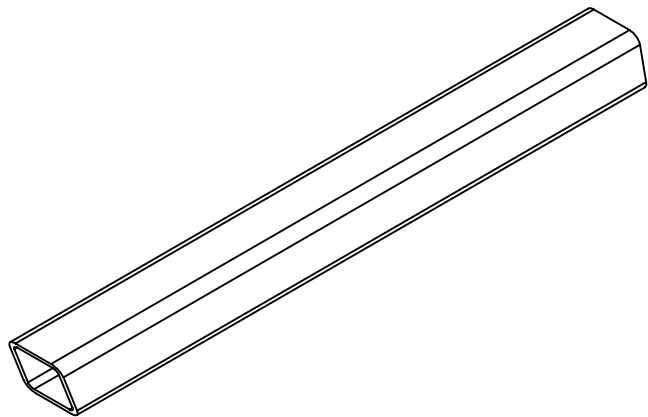
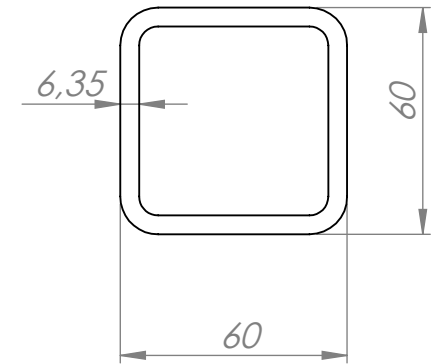
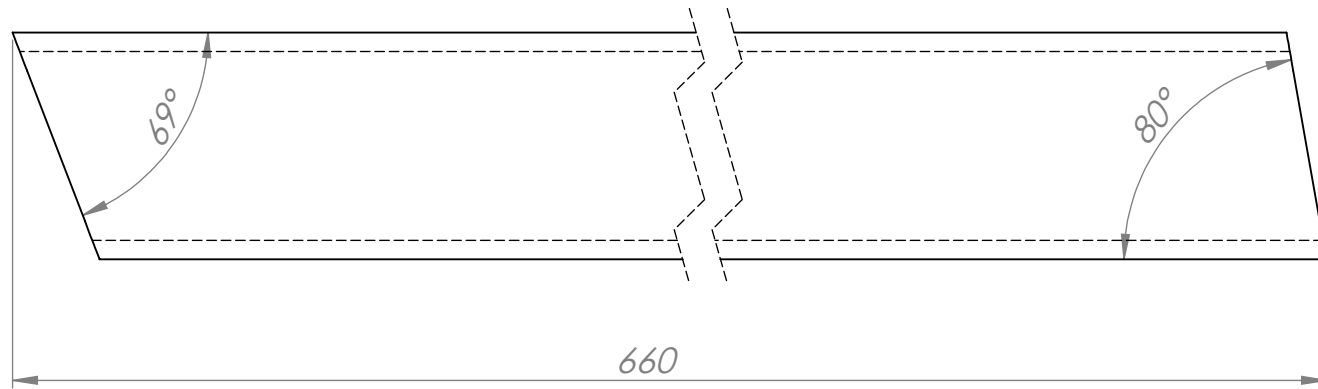
DETALLE A
ESCALA 1 : 3

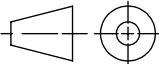
Item	Descripción	Código	Cantidad
5	Placa fijación Paragolpes	4-012-0008	2
4	Corte chapa SAE 1010 3/16" de 55 X 60 mm	4-007-0010	2
3	Corte chapa SAE 1010 3/8" de 150 X 120 mm	4-007-0011	2
2	Soporte Paragolpes	4-017-0005	2
1	Paragolpes alto 120 largo 2300 mm	4-023-0001	1

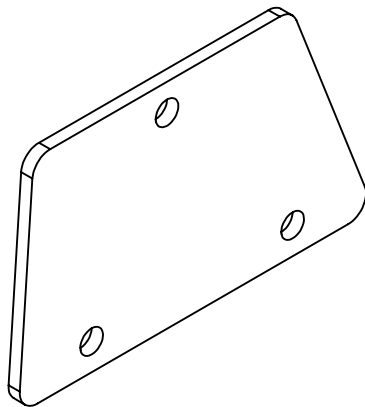
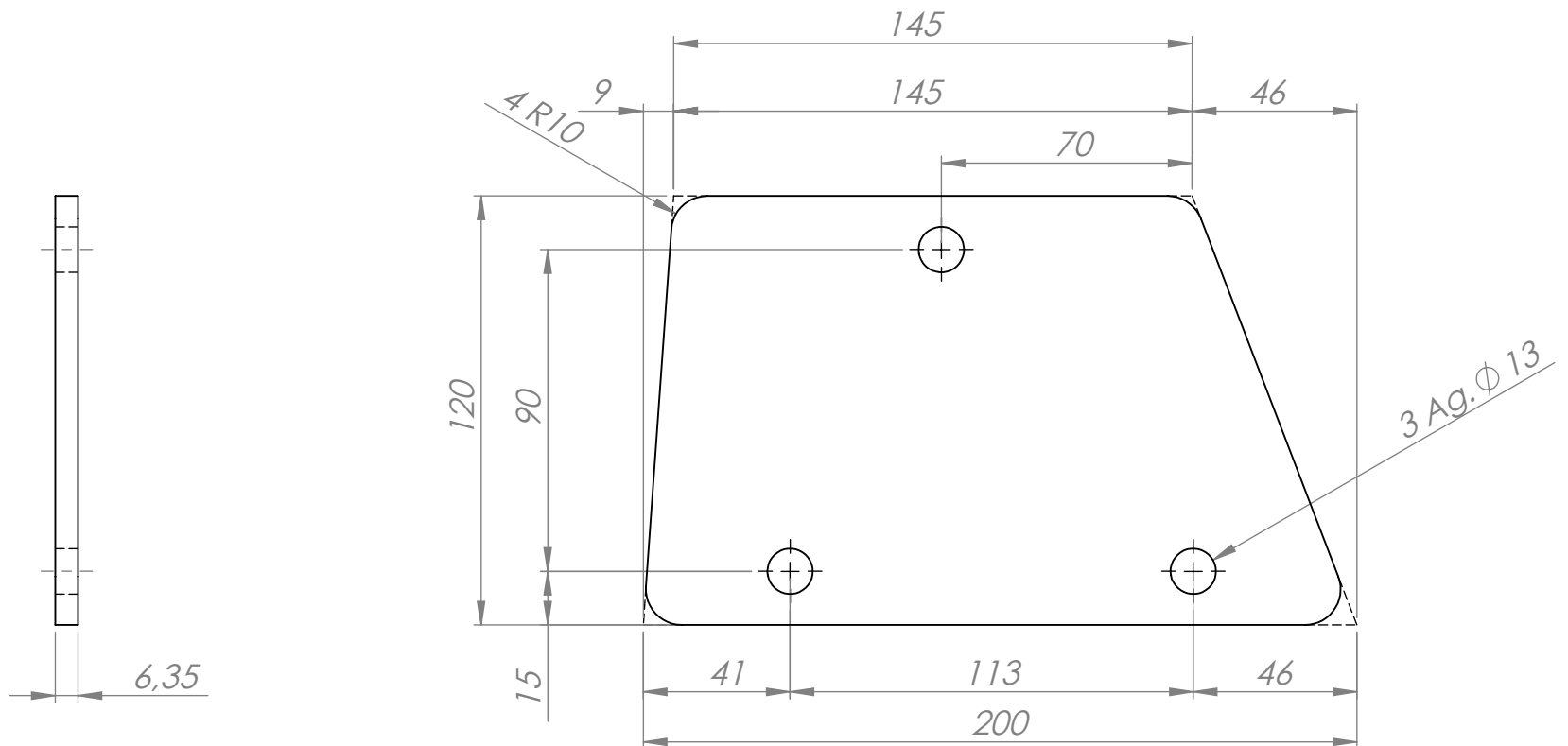
Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo A.Patrignani	28/03/2020	Nota:	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso L.Patrignani	28/03/2020		
Aprobo			
Escala:	Norma	Material:	Terminación:
1:5			T.Térmico:
Título:	PARAGOLPES		Cantidad: 1 Código: 2-005-0001



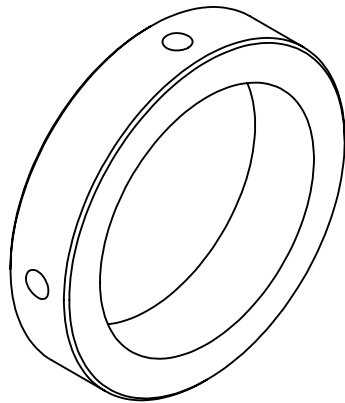
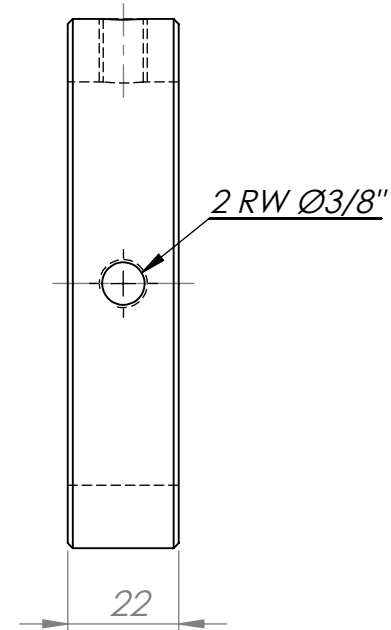
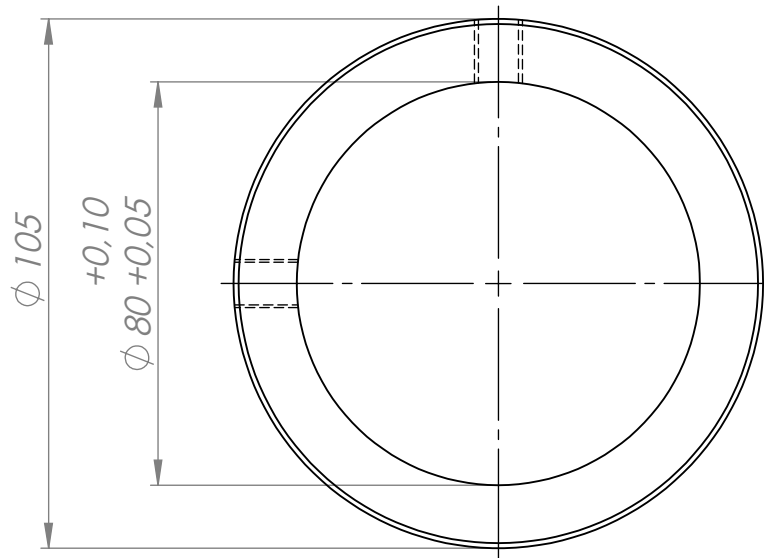
	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	28/03/2020	Nota: Angulos no indicados corresponden a 120°	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	28/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:	Terminación:	
1:1,25		Chapa de acero SAE 1010 espesor 1/4"	T.Térmico:	
Título:	PARAGOLPES ALTO 120 LARGO 2300 mm		Cantidad: 1	Código: 4-023-0001



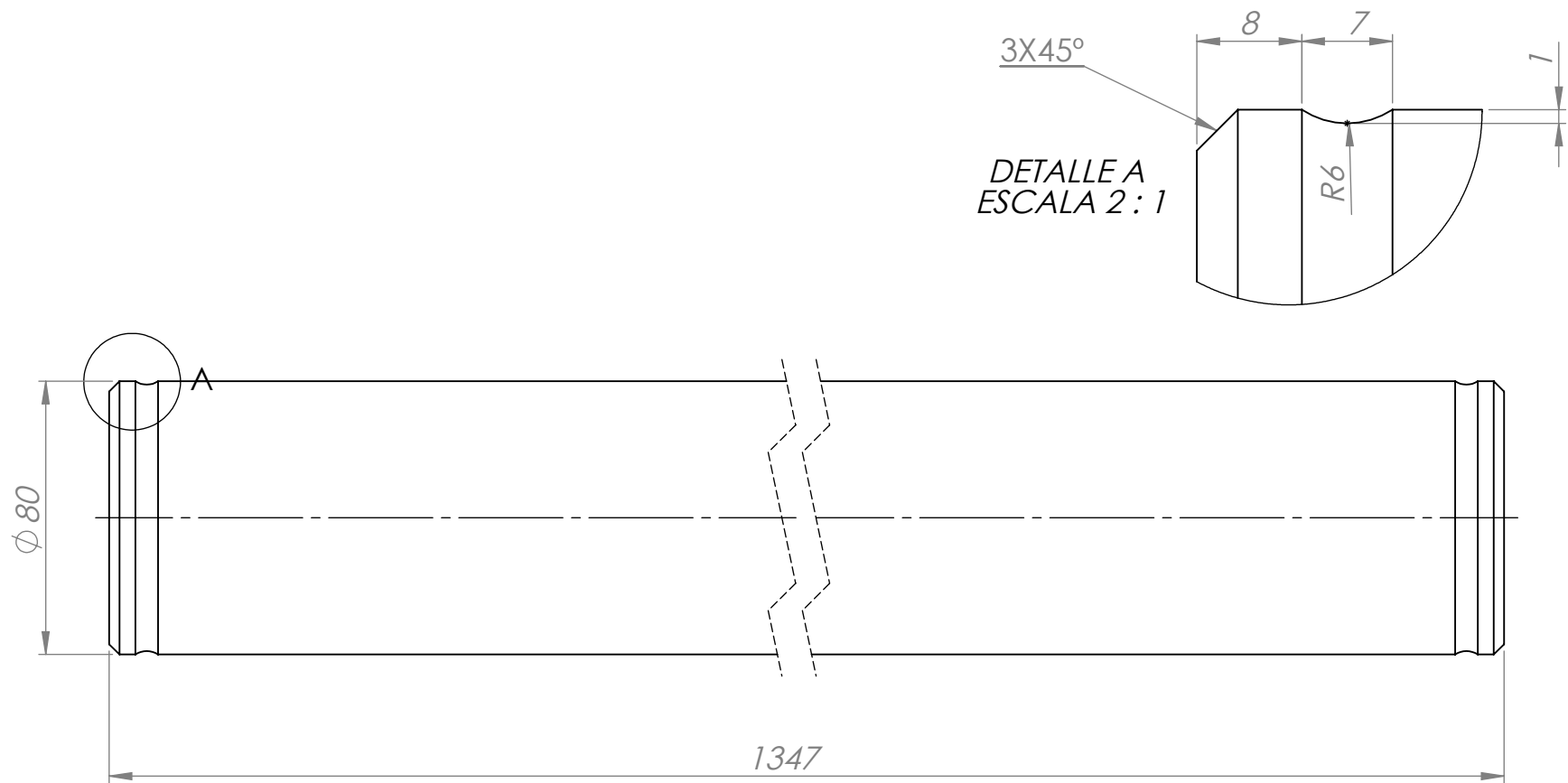
	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	28/03/2020	Nota:	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	28/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:	Terminación:	
1:2		Caño estructural c/costura 60 x 60 x 6,35 mm	T.Térmico:	
Título:	SOPORTE PARAGOLPES		Cantidad: 2	Código: 4-017-0005



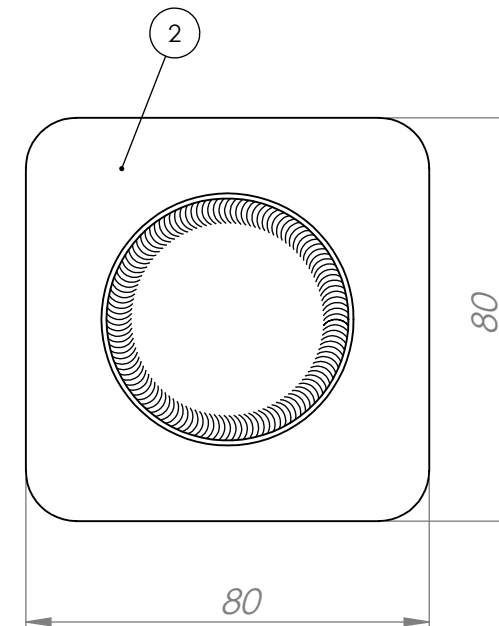
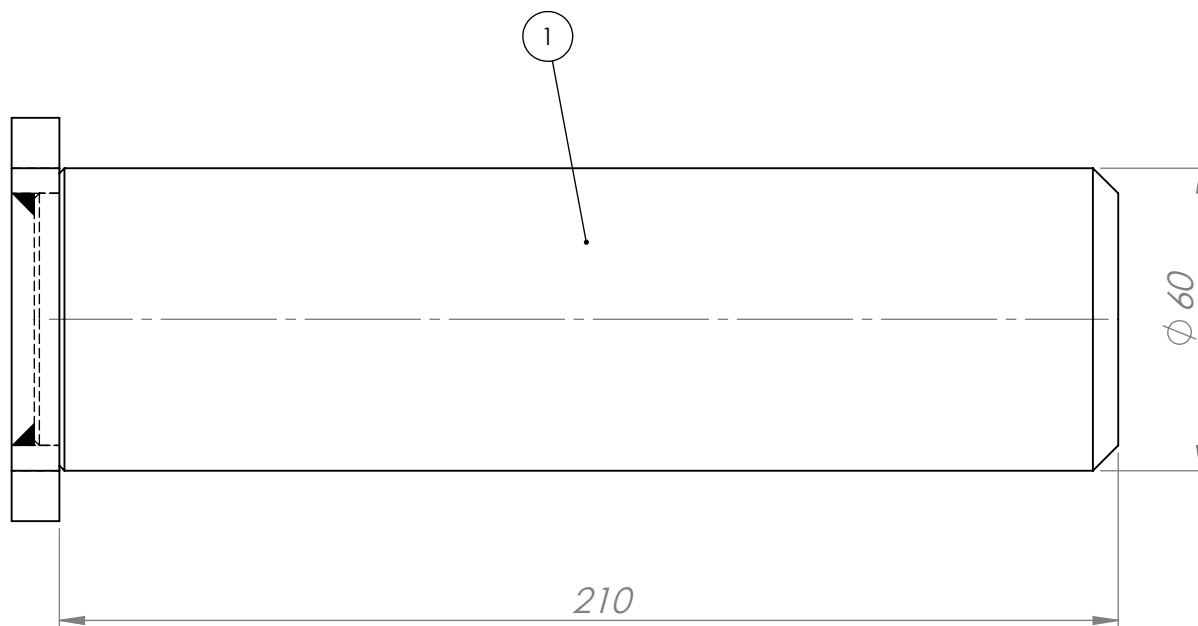
	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	28/03/2020	Nota:	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	28/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:	Terminación:	
1:2		Chapa de acero SAE 1010 espesor 1/4"	T.Térmico:	
Título:	PLACA FIJACIÓN PARAGOLPES		Cantidad: 2	Código: 4-012-0008



		Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	29/03/2020	Nota: Chaflanes no indicados: 1 x 45°	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN	
Reviso	L.Patrignani	29/03/2020			
Aprobo					
Escala:	Norma	Material:		Terminación:	
1:1,5		Laminado redondo SAE 1010 Ø110 mm		T.Térmico:	
Título: FIJACIÓN VÁSTAGO CILINDRO DE ELEVACIÓN				Cantidad: 2	Código: 4-002-0003

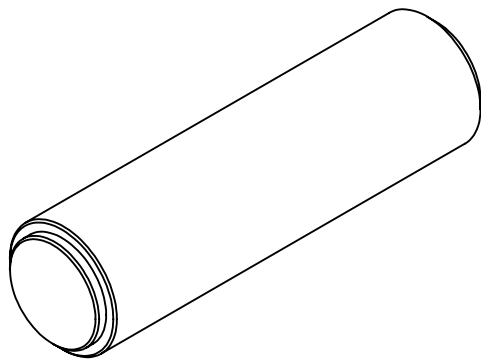
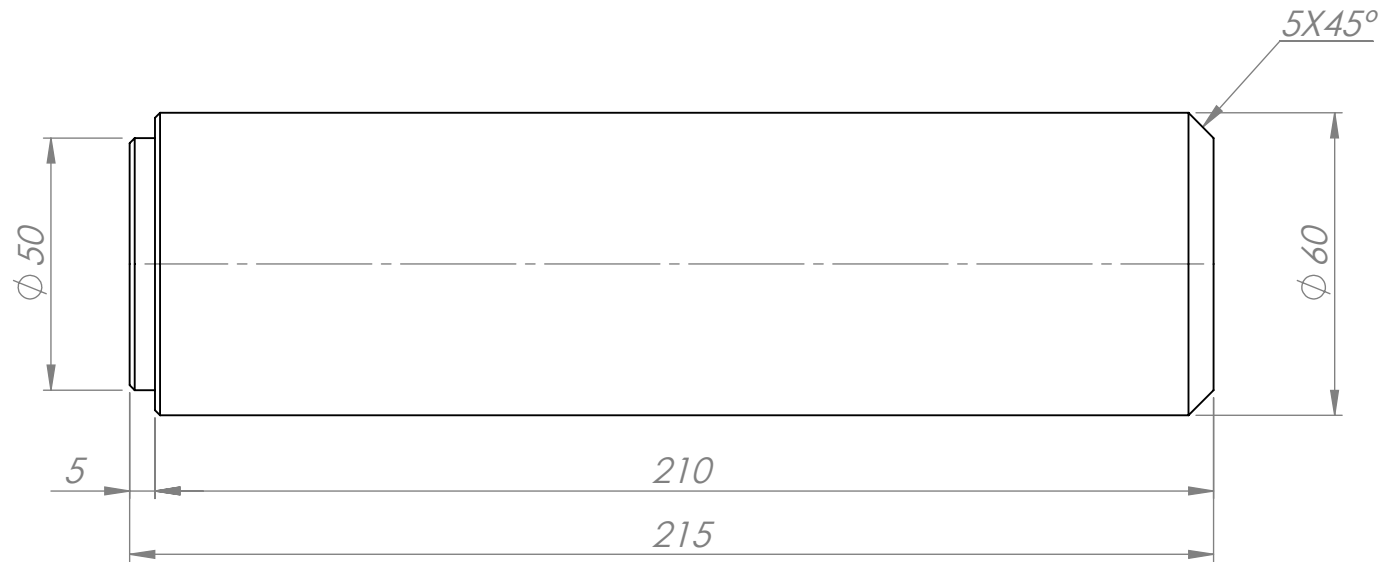


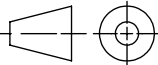
	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	29/03/2020	Nota:	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	29/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:	Terminación:	
1:2		Laminado redondo SAE 4140 Ø82,5 mm (3 1/4")	T.Térmico: Bonificado (270-321 HB)	
Título:	PERNO Ø80 LARGO 1347 mm		Cantidad: 2	Código: 4-005-0002

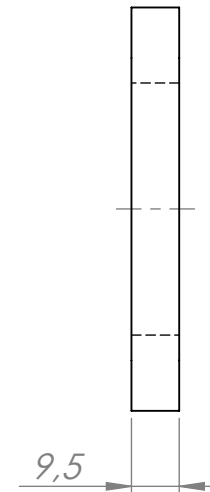
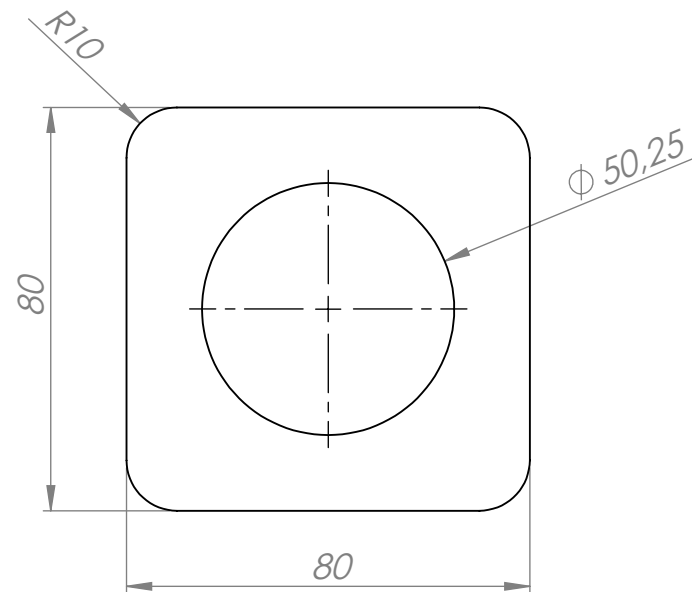
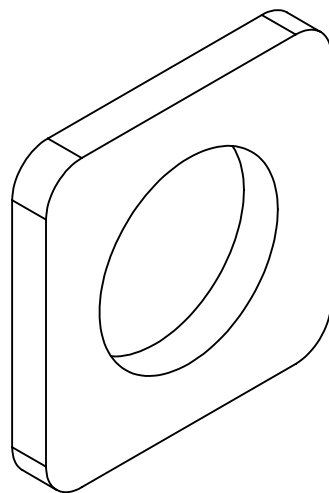


2	Oreja traba 80x80 para eje Ø60 mm	4-016-0010	1
1	Perno Ø60 largo 215 mm	4-005-0012	1
Item	Descripción	Código	Cantidad

	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	26/03/2020	Nota:	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	26/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:	Terminación:	Zincado
1:1.5			T.Térmico:	
Título:	PERNO PIVOT RAMPA		Cantidad: 2	Código: 2-009-003



	Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	26/03/2020	Nota: Chaflanes no indicados: 1 x 45°	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN
Reviso	L.Patrignani	26/03/2020		
Aprobo				
Escala:	Norma	Material:	Terminación:	
1:1		Trefilado redondo SAE 1045 Ø60 mm	T.Térmico:	
Título:	PERNO Ø60 LARGO 215		Cantidad: 2	Código: 4-005-0012



		Nombre	Fecha	No realizar mediciones sobre el plano	
Dibujo	A.Patrignani	26/03/2020	Nota:	FACULTAD REGIONAL VILLA MARIA UTN	
Reviso	L.Patrignani	26/03/2020			
Aprobo					
Escala:	Norma	Material:		Terminación:	
1:1.5		Chapa de acero SAE 1010 espesor 3/8"		T.Térmico:	
Título: OREJA TRABA PERNO 80X80 P/ EJE Ø60 mm			Cantidad: 2	Código: 4-016-0010	