

Universidad Tecnológica Nacional
Facultad Regional Rosario



Departamento de Ingeniería Mecánica

Cátedra – Proyecto Final

Suspensión Neumática GCI

Profesor Titular:

Ingeniero Javier Masetro

Auxiliar:

Ingeniero Néstor Gazquez

Proyecto realizado por:

Andrés Bertani

Diego Antinori

Título de Grado que se aspira – Ingeniero Mecánico



Contenido

1. Resumen	1
2. Abstract	2
3. Lista de símbolos utilizados	3
4. Introducción	5
5. Alcance y limitaciones	6
6. Planificación de actividades	7
7. Estado del arte	9
7.1 ¿Qué es una suspensión?.....	9
7.2 Sistemas Actuales de suspensión	9
7.3 Componentes de una suspensión neumática	10
7.5. Problemas más comunes de la suspensión neumática	12
7.6 Análisis por puntos	12
7.7 Mercado Internacional	14
7.8 Mercado nacional	16
7.9 Análisis por puntos	17
8. Aplicaciones	18
9. Objetivos	18
9.1 Propuesta de solución	19
10. Fundamentos Teóricos	20
10.1 IRAM 10258:2003 Ejes y Suspensiones.....	20
10.2 Diseño Brazo de suspensión	20
10.3 Análisis de falla	22
10.4 Anomalías detectadas	23
11. Técnicas y Formulaciones	24
12. Costo del proyecto	27
13. Ingeniería Constructiva	29
13.1 Ensayos a realizar	29
13.2 Ensayo estático de Tracción – Probeta sin soldar	30
13.2.1 Resultados.....	32
13.2.2 Conclusiones	34
13.3 Ensayo estático de Tracción - Probeta con unión soldada	34
13.3.1 Resultados.....	36
13.3.2 Conclusiones	36
13.4 Valores definitivos	36
13.5 Análisis de Esfuerzos sobre suspensión.....	37
13.5.1 Situación 1 – Frenado	37



Estado de equilibrio	37
Resultados.....	41
Momentos sobre el brazo	42
Resultados.....	43
Observaciones.....	43
13.5.2 Memoria de Cálculo	44
a) Tensión debida a flexión en el eje Z.....	46
b) Tensión debida a flexión en el eje Y	46
c) Tensión debida a torsión en el eje X.....	46
d) Tensión combinada (Von Mises).....	47
Cálculo del Factor de Seguridad	47
Verificación tensión combinada (Von Mises)	48
Zunchado y soldado de camisa.....	48
Camisa-Brazo.....	49
Camisa - eje	50
Área de zunchado:	51
13.5.3 Situación 2 - Giro de radio mínimo.....	52
Estado de equilibrio	52
Ecuaciones de equilibrio	53
Resultados.....	55
Momentos para el ángulo de trabajo.....	55
Resultados.....	56
13.5.4 Memoria de cálculo	56
a) Tensión debida a flexión en el eje Y	57
b) Tensión debida a torsión en el eje X.....	58
c) Tensión combinada (Von Mises).....	58
Cálculo del Factor de Seguridad	59
Verificación tensión combinada (Von Mises)	59
13.6 Verificación máquina de soldar.....	60
Datos iniciales	61
13.7 Verificación de engranajes	63
13.7.1 Verificación a la flexión.....	63
Piñón	63
Corona.....	69
13.7.2 Verificación a la Fatiga Superficial.....	74
Piñón	74
Corona.....	76
13.8 Verificación del árbol.	78
13.8.1 Fuerzas sobre el árbol:.....	78
13.8.2 Esfuerzos tangenciales:	79



Diagramas de esfuerzos:	80
13.8.3 Esfuerzos Radiales:	80
Diagramas de esfuerzos	81
Momentos combinados (Von Mises):	81
Tensiones:	81
13.9 Verificación rodamientos	82
1. Primer rodamiento (A).	82
2. Segundo rodamiento (B):	85
14. Análisis económico – financiero	86
14.1 Desglose de costos unitarios	86
Suspensión GCI	86
Suspensión Gendrick	87
14.2 Flujo de caja:	88
14.3 Ingresos:	88
Suspensión GCI	88
Suspensión Gendric	89
14.4 Maquinas utilizadas:	89
Costo total máquinas:	90
Amortización anual:	90
14.5 Costos proporcionales al uso del proyecto:	90
GCI:	91
GENDRICK:	91
14.6 Flujo de caja ajustado:	91
GCI:	91
GENDRICK:	91
14.7 Valor Actual Neto (VAN):	91
14.8 Tasa Interna de Retorno (TIR):	92
15. Conclusión	92
16. Bibliografía utilizada	93



1. Resumen

A partir de la propuesta planteada por los profesores de la cátedra de Proyecto Final, se nos solicitó la elaboración de un proyecto, basado en la creación y/o mejora de un producto o un proceso.

El proyecto seleccionado, aborda la reingeniería de un sistema de suspensión neumática utilizado en equipos de tres ejes en tándem, diseñados para remolques y semirremolques de cargas pesadas. La necesidad de este rediseño surge debido a múltiples fallas estructurales identificadas en el modelo de comercialización actual, las cuales comprometieron tanto la seguridad como la reputación del fabricante. Entre los problemas más significativos se encuentran fracturas en el brazo de suspensión, fallos en el porta buje y un diseño que dificulta las tareas de mantenimiento. El objetivo principal es mejorar la durabilidad y funcionalidad del sistema de suspensión, cumpliendo con las normativas vigentes de transporte pesado, y asegurando un rendimiento superior en términos de seguridad y eficiencia.

El trabajo incluye un análisis detallado de los componentes principales, estudio de las fuerzas y tensiones que actúan sobre la suspensión en condiciones de operación real, y ensayos de tracción realizados sobre los materiales de construcción. A partir de estos estudios, se han propuesto modificaciones que mejoran la resistencia estructural del brazo de suspensión, optimizan el proceso de fabricación y facilitan las tareas de mantenimiento. Los resultados obtenidos garantizan un diseño más robusto y eficiente, alineado con las expectativas del mercado y normativas de calidad.



Imágenes ilustrativas – Diseño de la suspensión



2. Abstract

Based on the proposal raised by Final Project course professors, we were asked for creating a project based on the creation and improvement of a product or a specific process.

This project focuses on the reengineering of a pneumatic suspension system used in three-axle tandem configurations for heavy-duty trailers and semi-trailers. The need for this redesign stems from several structural failures identified in the current model, which compromised both safety and the manufacturer's reputation. Among the most critical issues were fractures in the suspension arm, failures in the bushing support, and a design that complicated maintenance tasks. The primary objective is to improve the system's durability and functionality while ensuring compliance with current regulations and achieving superior performance in terms of safety and efficiency.

The work includes a detailed analysis of the main components, a study of the forces and stresses acting on the suspension under real operating conditions, and tensile tests performed on the materials. Based on these studies, modifications have been proposed to enhance the structural resistance of the suspension arm, optimize the manufacturing process, and simplify maintenance tasks. The results guarantee a more robust and efficient design that meets market demands and established quality standards.



3. Lista de símbolos utilizados

- Q : Carga máxima a soportar.
- Q_{fr} : Carga de rozamiento.
- Q_{pc} : Fuerza del fuelle.
- Q_{pch} : Fuerza del fuelle horizontal.
- Q_{pcv} : Fuerza del fuelle vertical.
- Q_b : Fuerza sobre perno.
- Q_m : Fuerza sobre la manota.
- Q_z : Fuerza sobre el perno.
- q : Carga máxima repartida.
- q_{pc} : Carga repartida sobre el fuelle.
- q_m : carga repartida sobre manota.
- F_r : Fuerza de rozamiento.
- F_T : Fuerza del tractor.
- f_s : Fuerza de corte de la soldadura.
- f_b : Fuerza de flexión de la soldadura.
- f_t : Fuerza de torsión de la soldadura.
- f_r : Fuerza resultante.
- F_{RCT} : Fuerza radial sobre la camisa.
- F_{TRCT} : Fuerza tangencial sobre la camisa.
- M_x : Momento con respecto al eje x.
- M_y : Momento con respecto al eje y.
- M_z : Momento con respecto al eje z.
- I_{zcg} : Momento del centro de gravedad sobre el eje Z.
- I_{ycg} : Momento del centro de gravedad sobre el eje Y.
- σ_M : Tensión por flexión.
- τ_M : Tensión por torsión.
- σ_m : Tensión combinada.
- σ_{adm} : Tensión admisible.
- τ_x : Tensión debida al esfuerzo torsor.
- T : Torque.
- P_z : Presión de zunchado.
- μ : Coeficiente de rozamiento.
- γ : Coeficiente de seguridad.



- E : Módulo elástico del acero.
- J : Módulo de inercia polar.
- W_f : Módulo de resistencia a la flexión.
- RPM : Revoluciones por minutos.
- η : Rendimiento
- P_o : Potencia.
- ω : Velocidad Angular.
- T_e : Distancia entre centros de neumático.
- T_s : Distancia entre centro de brazos de suspensión.
- H_{AB} : Distancia entre el eje y el bulón de manota.
- H_{AC} : Distancia ente el eje y el fuelle de carga.
- V_{AB} : Altura desde el eje al perno de manota.
- V_{AC} : Altura desde el eje al plato de carga.
- V_{SB} : Altura desde el suelo hasta el perno de la manota.
- L_{AB} : Distancia entre el eje y el perno de manota.
- L_{CB} : Distancia entre el centro de plato de carga y el perno de manota.
- a : Diámetro interior del eje.
- b : Diámetro exterior del eje y diámetro interior de camisa.
- c : Diámetro exterior de camisa.
- cf : Distancia del centro de gravedad a la fibra más alejada de la sección.
- e : espesor.
- R_{neu} : Radio del neumático.
- θ : Angulo de trabajo.
- θ_{CB} : Angulo de diseño entre el centro de plato de carga y el perno de manota.
- θ_{AB} : Angulo de diseño entre el eje y el perno de manota.
- Z_{cg} : Centro de gravedad sobre el eje z.
- Y_{cg} : Centro de gravedad sobre el eje Y.
- I_{max} : Interferencia máxima.
- S_w : Área del cordón de soldadura.
- Act : Área efectiva total de la camisa.
- Az : Área total de la camisa.
- A_R : Área de la ranura de la camisa.
- A_w : Perímetro del cordón de soldadura.
- J_w : Inercia polar del cordón de soldadura.



4. Introducción

Este proyecto se centra en la reingeniería de la suspensión neumática que se utiliza en los equipos de tres ejes en tándem. El objetivo principal es abordar y rectificar las deficiencias actuales, al tiempo que se mejora la eficiencia general del sistema. La iniciativa surge de la necesidad de ofrecer un diseño que sea tanto práctico como orientado al cliente, a pesar de los desafíos inherentes a la magnitud del proyecto y la amplia gama de condiciones a las que puede estar expuesta la suspensión.

Las suspensiones neumáticas, que son predominantes en los ejes traseros de tractores, remolques y semirremolques, garantizan una conducción suave independientemente de la carga que se transporte. El enfoque de este proyecto se centra específicamente en los equipos de tres ejes en tándem, que es la configuración más comúnmente utilizada en la actualidad para semirremolques. Según el decreto 32/2018, cada suspensión debe ser capaz de transmitir a la calzada un peso de 8.93 toneladas en equipos con ejes duales en su trídem trasero.

La metodología empleada en este proyecto implica un análisis detallado y mejora de las suspensiones, asegurando que cumplan con las especificaciones establecidas en el decreto. El objetivo final es proporcionar una suspensión mejorada que cumpla con los estándares requeridos, garantizando una conducción suave y óptima.

Es importante destacar que el proyecto tiene ciertas limitaciones, incluyendo el desafío que representa su magnitud y la variabilidad de las condiciones a las que puede estar expuesta la suspensión. Sin embargo, el proyecto se compromete a satisfacer completamente al cliente, tanto en términos de la calidad de producto final como en la eficiencia del montaje en la planta del cliente.



Imagen ilustrativa – Suspensión a mejorar



Imagen ilustrativa – Problemática presentada



5. Alcance y limitaciones

Alcance

Este proyecto tiene como objetivo llevar a cabo una reingeniería integral del sistema de suspensión neumática GCI utilizado en remolques con configuración trídem. Las actividades principales a desarrollar incluyen:

- **Reingeniería del sistema de suspensión:** Diseño, desarrollo y optimización del nuevo sistema de suspensión neumática, buscando corregir los fallos estructurales identificados en el modelo actual.
- **Especificación de rangos de trabajo:** Definición precisa de las condiciones operativas, incluyendo cargas máximas, alturas de trabajo, y condiciones ambientales para garantizar el rendimiento óptimo del sistema.
- **Ensayos de montaje y validación:** Ejecución de pruebas experimentales para evaluar el comportamiento del sistema bajo condiciones reales de operación. Se realizarán ensayos que aseguren la durabilidad y fiabilidad de la suspensión.
- **Diseño, fabricación y evaluación de componentes:** Desarrollo detallado y manufactura de cada uno de los componentes del sistema de suspensión, asegurando su correcta integración y funcionamiento en conjunto. Estos incluyen brazos de suspensión, fuelles, amortiguadores y conexiones estructurales.
- **Cumplimiento normativo:** Asegurar que el diseño propuesto cumpla con las normativas nacionales e internacionales vigentes, como la norma IRAM 10258:2003, aplicable a ejes y suspensiones de vehículos pesados.

Limitaciones

El proyecto presenta limitaciones técnicas y operativas, entre las cuales se incluyen:

- **Capacidad de carga limitada:** Aunque el diseño puede soportar hasta 12 toneladas, el sistema de suspensión será optimizado para configuraciones de carga de 8,93 toneladas, tal como se utiliza comúnmente en remolques trídem.
- **Uso exclusivo de equipos disponibles en la planta:** La fabricación de los componentes del sistema de suspensión estará limitada al uso de equipos y maquinaria ya disponibles en las instalaciones de planta. No se considerarán compras adicionales de equipos de producción.
- **Aplicabilidad restringida a configuraciones trídem:** El sistema de suspensión rediseñado está destinado únicamente para remolques y semirremolques con configuraciones trídem, lo que limita su aplicación a otros tipos de vehículos.
- **Rangos de altura de trabajo limitados:** El sistema operará dentro de un rango de altura de trabajo de 905 mm a 950 mm. Fuera de este intervalo, se podría comprometer el rendimiento de la suspensión.
- **Variabilidad de las condiciones operativas:** Dado que el sistema puede estar expuesto a una amplia gama de condiciones de terreno y ambientales, algunas de las pruebas de validación podrían no contemplar todas las posibles variaciones, lo que implica una posible necesidad de ajustes durante la operación real.



6. Planificación de actividades

Para realizar este apartado, se utilizará el programa Project proporcionado por la cátedra, diagrama de Ishikawa, además de una aplicación del tipo Kanban. es importante destacar que, para la estimación de los tiempos aproximados, se tuvieron en cuenta las fechas de parciales y demás trabajos de las asignaturas adyacentes.

Id	Modo de tareas	Nombre de tarea	Duración	Comienzo	Fin
1	✓	PROYECTO FINAL - 2021	1038 días	lun 15/3/21	mié 5/3/25
2	✓	Presentación de la materia	1 día	lun 15/3/21	lun 15/3/21
3	✓	Conformación de grupo	1 día	lun 29/3/21	lun 29/3/21
4	✓	Análisis de temáticas para el proyecto	29 días	mié 31/3/21	lun 10/5/21
5	✓	Pool de ideas	18 días	mié 31/3/21	vie 23/4/21
6	✓	Selección de ideas	3 días	lun 26/4/21	mié 28/4/21
7	✓	Documentación de idea seleccionada	4 días	jue 29/4/21	mar 4/5/21
8	✓	Presentación a titulares de cátedra y decisión de proyecto a realizar	1 día	lun 10/5/21	lun 10/5/21
9	✓	Desarrollo primera entrega	35 días	mar 11/5/21	lun 28/6/21
10	✓	Reunión con tutor asignado (Ing. Javier Masetro)	1 día	mar 11/5/21	mar 11/5/21
11	✓	Análisis de la información brindada	4 días	mar 11/5/21	vie 14/5/21
12	✓	Charla con Ingenieros de la fabrica	1 día	mié 19/5/21	mié 19/5/21
13	✓	Establecimiento de condiciones de contorno	3 días	vie 21/5/21	mar 25/5/21
14	✓	Comienzo de investigación del estado del arte	8 días	jue 27/5/21	lun 7/6/21
15	✓	Elaboración de informe primera entrega	10 días	mié 9/6/21	mar 22/6/21
16	✓	Presentación primera entrega	1 día	lun 28/6/21	lun 28/6/21
17	✓	Desarrollo segunda entrega	88 días	jue 1/7/21	lun 1/11/21
18	✓	Investigación de alternativas mercado nacional e internacional	7 días	jue 1/7/21	vie 9/7/21
19	✓	Investigación y analisis de fundamentos teoricos necesarios	10 días	vie 9/7/21	jue 22/7/21
20	✓	Diseño preliminar diseño manipulador	6 días	jue 22/7/21	jue 29/7/21
21	✓	Inicio de redacción del proyecto	7 días	jue 29/7/21	vie 6/8/21
22	✓	Análisis y confecciones de mejora de diseño realizado por profesores	15 días	lun 16/8/21	vie 3/9/21
23	✓	Investigación de fundamentos teoricos de logica neumática	10 días	vie 3/9/21	jue 16/9/21
24	✓	Estudio de diseño asistido por software de la marca FESTO	12 días	jue 16/9/21	vie 1/10/21
25	✓	Reunión con Ingeniero de diseño de la planta donde se aplica el proyecto	1 día	vie 1/10/21	vie 1/10/21
26	✓	Nuevas Condiciones de Contornos	3 días	vie 1/10/21	mar 5/10/21
27	✓	Diseño final de sistema	5 días	mar 5/10/21	lun 11/10/21
28	✓	Elaboración informe segunda entrega	9 días	lun 11/10/21	jue 21/10/21
29	✓	Presentación segunda entrega	1 día	lun 1/11/21	lun 1/11/21
30	✓	Cambio del proyecto	26 días	jue 7/9/23	jue 12/10/23
31	✓	Reunión de equipo de trabajo	1 día	jue 7/9/23	jue 7/9/23
32	✓	Análisis de nuevas ideas debido a la dificultad de avanzar con el proyecto	7 días	jue 14/9/23	vie 22/9/23
33	✓	Pool de ideas	4 días	vie 22/9/23	mié 27/9/23
34	✓	Selección de Problema real	2 días	mié 27/9/23	jue 28/9/23
35	✓	Confección de presentación sobre nuevo proyecto	3 días	jue 28/9/23	lun 2/10/23
36	✓	Reunión con titular de cátedra y aprobación del nuevo proyecto	1 día	jue 12/10/23	jue 12/10/23
37	✓	Desarrollo nuevo proyecto (Rediseño suspensión neumática GCI)	347 días	mar 7/11/23	mié 5/3/25
38	✓	Desarrollo de ingeniería básica	143 días	mar 7/11/23	jue 23/5/24
39	✓	Análisis de fallas	20 días	mar 7/11/23	lun 4/12/23
40	✓	Confección de diagrama de ishikawa	3 días	lun 4/12/23	mié 6/12/23
41	✓	Identificación de anomalía y búsqueda de posibles soluciones	10 días	lun 11/12/23	vie 22/12/23
42	✓	Visita en planta del equipo de trabajo	1 día	mar 19/12/23	mar 19/12/23
43	✓	Recolección de datos de post-venta	2 días	mié 20/12/23	jue 21/12/23
44	✓	Desarrollo del estado del arte y análisis del mercado nacional - internacional	10 días	mié 10/1/24	mar 23/1/24
45	✓	Valoración por puntos sobre alternativas de mercado	2 días	mar 23/1/24	mié 24/1/24
46	✓	Selección de Diseño	4 días	mié 31/1/24	lun 5/2/24



Id	Modo de tarea	Nombre de tarea	Duración	Comienzo	Fin	
47	✓	✓	Pool de ideas de mejoras	3 días	mar 6/2/24	jue 8/2/24
48	✓	✓	Valoración por puntos de ideas seleccionadas	2 días	lun 12/2/24	mar 13/2/24
49	✓	✓	Selección diseño de mejora	4 días	vie 16/2/24	mié 21/2/24
50	✓	✓	Reunion con tutor asignado (Ing. Javier masetro)	1 día	mar 12/3/24	mar 12/3/24
51	✓	✓	Establecimiento de condiciones de contorno de acuerdo a lo establecido en la reunión	1 día	lun 18/3/24	lun 18/3/24
52	✓	✓	busqueda de normativa nacional vigente para transporte nacional	10 días	lun 25/3/24	vie 5/4/24
53	✓	✓	Investigación de técnicas y formulaciones necesarias	12 días	lun 15/4/24	mar 30/4/24
54	✓	✓	Estimación de costo inicial del proyecto	4 días	mar 7/5/24	vie 10/5/24
55	✓	✓	Reunion con tutor asignado (Ing. Javier masetro)	1 día	jue 23/5/24	jue 23/5/24
56			Desarrollo Ingeniería constructiva	161 días	lun 24/6/24	lun 3/2/25
57	✓	✓	Investigación sobre material utilizado en la construcción del brazo de suspensión	75 días	lun 24/6/24	vie 4/10/24
58	✓	✓	Recopilación de datos proporcionados por el fabricante	3 días	mié 1/5/24	vie 3/5/24
59	✓	✓	Análisis de normativas de ensayos a tracción de probetas	5 días	mar 7/5/24	lun 13/5/24
60	✓	✓	Preparación de probetas para ensayo según normativa vigente	25 días	mar 21/5/24	lun 24/6/24
61	✓	✓	Ensayo a tracción de probetas en Laboratorio de la universidad	1 día	mar 30/7/24	mar 30/7/24
62	✓	✓	Elaboración de informe con resultados obtenidos	7 días	jue 1/8/24	vie 9/8/24
63	✓	✓	Análisis de normativas de ensayo a tracción en uniones soldadas	3 días	lun 12/8/24	mié 14/8/24
64	✓	✓	Preparación de probetas para ensayo	25 días	mié 14/8/24	mar 17/9/24
65	✓	✓	Ensayo de probetas en laboratorio de la universidad	1 día	mié 25/9/24	mié 25/9/24
66	✓	✓	Elaboración de informe con resultados obtenidos	3 días	vie 27/9/24	mar 1/10/24
67	✓	✓	Establecimiento propiedades mecánicas del material según resultados obtenidos	2 días	jue 3/10/24	vie 4/10/24
68	✓	✓	Estudio de esfuerzos en la suspensión	53 días	lun 7/10/24	mié 18/12/24
69	✓	✓	Análisis e investigación de situaciones más comprometidas para la suspensión	3 días	lun 7/10/24	mié 9/10/24
70	✓	✓	Desarrollo de cálculos para la situación de frenado	14 días	lun 14/10/24	jue 31/10/24
71	✓	✓	Elaboración de conclusiones	2 días	lun 4/11/24	mar 5/11/24
72	✓	✓	Desarrollo de cálculos para la situación radio de geo mínimo	16 días	mar 12/11/24	mar 3/12/24
73	✓	✓	Elaboración de conclusiones	2 días	mar 10/12/24	mié 11/12/24
74	✓	✓	Reunion con tutor asignado (Ing. Javier masetro)	1 día	mié 18/12/24	mié 18/12/24
75	✓	✓	Verificación de máquina de soldar	22 días	jue 19/12/24	vie 17/1/25
76	✓	✓	Estudio de esfuerzos en el mecanismo reductor	3 días	jue 19/12/24	lun 23/12/24
77	✓	✓	Verificación a la fatiga superficial en engranajes	4 días	lun 6/1/25	jue 9/1/25
78	✓	✓	Verificación rodamientos	4 días	lun 13/1/25	jue 16/1/25
79	✓	✓	Elaboración conclusiones	1 día	vie 17/1/25	vie 17/1/25
80	✓	✓	Análisis económicos financieros	11 días	lun 20/1/25	lun 3/2/25
81	✓	✓	Desglose de costos unitarios	2 días	lun 20/1/25	mar 21/1/25
82	✓	✓	Cálculo de flujo de caja	4 días	mar 21/1/25	vie 24/1/25
83	✓	✓	Cálculo de costos proporcionales al uso del proyecto	1 día	vie 24/1/25	vie 24/1/25
84	✓	✓	Análisis y cálculo de indicadores financieros (VAN y TIR)	7 días	vie 24/1/25	lun 3/2/25
85	✓	✓	Elaboración conclusión del proyecto	1 día	lun 3/2/25	lun 3/2/25
86	✓	✓	Reunion con tutor asignado (Ing. Javier masetro)	1 día	mié 12/2/25	mié 12/2/25
87			Preparación de presentación de entrega de proyecto y elaboración de planos constructivos	13 días	lun 17/2/25	mié 5/3/25



7. Estado del arte

7.1 ¿Qué es una suspensión?

La suspensión de un semirremolque es un sistema diseñado para proporcionar estabilidad, control (agarre-frenado) y comodidad durante la operación del vehículo.

Este sistema incluye “resortes”, amortiguadores, barras estabilizadoras, brazos de suspensión y otros elementos que trabajan juntos para mantener las ruedas en contacto con la carretera y para controlar el movimiento del vehículo.

En resumen, la suspensión es crucial para proporcionar confort al conducir, garantizar la seguridad y mantener el control del vehículo en diversas condiciones de manejo.



7.2 Sistemas Actuales de suspensión

Los sistemas de suspensión más utilizados en la actualidad, los podemos clasificar en:

- Suspensión mecánica

Se utilizan múltiples hojas de muelles de distintos largos y se componen con soportes de suspensión, biela y grampas. Las mismas son sencillas de reparar y de bajo costo. Consiste en un paquete de hojas forjadas que absorben las irregularidades del trayecto.



- Suspensión neumática

Es la más utilizada en la actualidad debido a la utilidad de poder regular la altura de trabajo fácilmente. Los fuelles de aire o bolsa de aire amortiguan los impactos ocasionados por las irregularidades del terreno, protegiendo los bienes y mejorando la confortabilidad de la conducción. Además, se puede combinar con otras suspensiones. Dentro de estas podemos encontrar de 3 tipos de suspensión neumática dependiendo del brazo.



- Elásticas: Se compone de un brazo con 2 hojas maestras de acero elástico forjado, la unión de eje se hace por medio de un soporte de chapa amarrado por grampas.
- Semirrígida: El brazo es de chapa plegada y contiene una cuna donde se suelda el eje y también se amarra por grampas.
- Rígidos: El chasis de la carrocería actúa directamente sobre los ejes entre las ruedas, utilizando las bolsas de aire como amortiguación.



- Suspensión Rígida

Se utiliza unidades de remolques del tipo cama con múltiples ejes, la carga actúa directamente sobre las ruedas y no se utiliza ningún elemento del tipo resorte para amortiguar la carga. Depende de la oscilación del brazo para mantener el equilibrio del eje delantero y trasero.



7.3 Componentes de una suspensión neumática

Amortiguador hidráulico: Se utiliza para controlar el movimiento de la suspensión, absorbiendo los desniveles de la calle, también absorben parte de la vibración de la unidad.

Fuelle de Aire: Mantiene la rueda en la carretera y soporta la carga, hacen que el manejo de la unidad sea más suave. Si la unidad cuenta con un sistema de EBS (*Electronic Brakeforce System*) los fuelles pueden regularse dependiendo de la posición de la carga.



Brazo de chapa: El brazo es el encargado de unir el centro de eje con la carrocería, definiendo la separación entre los mismos. Además, debe transmitir parte de los esfuerzos debido a la carga hacia las ruedas.

Esto significa que el brazo debe de ser de gran calidad obteniendo fiabilidad y control de la unidad. Por ellos, al brazo se le acopla un buje TRI-FUNCIONAL, el cual se encarga de controlar 3 fuerzas principales:

- **Verticales:** Los huecos se expanden y comprimen para absorber las fuerzas generadas por el camino permitiendo una articulación óptima de la suspensión sin fatigar el eje. También, mejora la calidad de manejo y la protección de la carga.
- **Horizontal:** Las áreas sólidas resisten los movimientos hacia adelante y atrás para mantener la alineación y arrastre del eje. Es decir, controla fuerzas de frenado y aceleración.
- **Estabilidad:** Los huecos de los bujes incrementan la articulación para proveer control sobre la inclinación del remolque. A medida que el vehículo da vuelta, el eje actúa como una barra de torsión para resistir la inclinación del remolque.

Manota: Anclaje del brazo al chasis. Permite la alineación de la suspensión y pivote de la misma.

Centro de eje: Es una pieza de gran importancia, la cual, en este tipo de suspensión estudiada, sufre grandes esfuerzos y se encarga de transmitir la carga a las ruedas.

Otro aspecto a tener en cuenta es la altura de trabajo o de manejo, el cual se define como la distancia entre la parte inferior del chasis al centro del eje. La altura de manejo influye en la distribución de cargas, incluso pequeños ajustes de la misma pueden impactar en la manera en cómo la carga se distribuye en el eje. Por lo tanto, una correcta selección de altura de trabajo asegura un desempeño óptimo de la suspensión, de lo contrario puede ocasionar daños tanto en la suspensión como en el eje o directamente al remolque.

7.4 Ventajas y desventajas de una suspensión neumática

Ventajas

- Mayor suavidad y eficiencia al absorber las vibraciones de la suspensión respecto de la suspensión por medio de muelles. Relacionado con esto, también es más silenciosa.
- Posibilidad de ajustar la altura de manejo, en función de las condiciones del terreno a circular o la carga que lleve el vehículo y la velocidad a la que se circula.
- Al no haber un contacto directo entre el chasis y las ruedas, además de absorber mejor las vibraciones al conducir, reduce el desgaste y el deterioro del sistema de suspensión y otros sistemas relacionados del vehículo.
- Proporciona una estabilidad mayor al tomar las curvas. Esto sucede porque la suspensión neumática se adapta mejor a la superficie de la carretera.
- Confort



Desventajas

- Costo elevado, hasta 3 veces más que una suspensión de muelles tradicional.
- Coste de instalación elevado.
- Proceso de instalación complejo que puede llegar a requerir la modificación del vehículo.
- Mayor consumo de combustible. El causante es el compresor que se encarga de bombear el aire a la presión adecuada para que funcione el sistema correctamente. También influye en el consumo el mayor peso de este sistema de suspensión comparado con el de muelles.
- Mecanismo vulnerable a las fugas de aire. En caso de sufrir un accidente o choque, estos componentes pueden resultar dañados y se pueden producir fugas de los amortiguadores neumáticos.
- Degradación de fuelles ante exposición de agentes climáticos

7.5. Problemas más comunes de la suspensión neumática

- El sistema puede sufrir daños por la humedad acumulada en su interior, que puede provocar la avería de las bolsas de aire, debido a la condensación del aire comprimido.
- Los cartuchos pueden llegar a agrietarse. El deterioro de la goma se debe a factores externos, como cambios de temperatura o roces, y puede provocar fugas de aire.
- Las tuberías del sistema de la suspensión encargadas de transportar el aire comprimido a todos los componentes de un sistema neumático, se deterioran con el paso del tiempo, dependiendo de la calidad, provocando pérdidas de aire.
- El compresor puede quemarse o deteriorarse a causa de la avería de los componentes mencionados anteriormente. Por ejemplo, por fugas de aire, por trabajar más tiempo de lo debido o por la propia constante activación y desactivación de este componente.
- Pérdida de eficiencia en repuesta de frenado, debido a las pérdidas de aire comprimido.

7.6 Análisis por puntos

De acuerdo con lo expuesto respecto de los 3 tipos de suspensiones que existen, debemos determinar cuál es la mejor para realizar nuestro proyecto. Procedemos con un análisis de cada tipo de suspensión.



Suspensión Mecánica:

- Descripción: Utiliza múltiples hojas de muelles de diferentes largos, con soportes de suspensión, biela y grampas.
- Ventajas: Es sencilla de reparar y tiene un bajo costo. Los muelles absorben las irregularidades del trayecto.
- Desventajas: Menor capacidad de ajuste y confort, y puede no ser tan eficiente en terrenos irregulares.

Suspensión Neumática

- Descripción: Utiliza fuelles de aire o bolsas de aire que permiten ajustar la altura del vehículo según las condiciones de carga y terreno.
- Ventajas:
 - **Confort superior:** Absorbe mejor las irregularidades del camino, proporcionando mayor suavidad.
 - **Ajustabilidad:** La posibilidad de ajustar la altura según la carga o el terreno lo hace muy versátil.
 - **Mayor protección:** Reduce el desgaste del sistema y otros componentes.
 - **Estabilidad mejorada:** Especialmente en curvas, ya que se adapta mejor a las superficies de la carretera.
- Desventajas:
 - Costo elevado: Tanto el sistema como su instalación son costosos.
 - Mayor complejidad: Incluye más componentes que pueden sufrir fallos, como fugas de aire o problemas con el compresor.
 - Consumo de combustible: Debido al uso de compresores y mayor peso del sistema.

Suspensión Rígida:

- Descripción: Se utiliza principalmente en remolques del tipo cama con múltiples ejes, donde la carga actúa directamente sobre las ruedas sin ningún elemento que absorba la carga.
- Ventajas: Sencillez y robustez para vehículos de cargas extremadamente pesadas.
- Desventajas: Falta de absorción de impactos, lo que puede dañar tanto la carga como la estructura del vehículo en terrenos irregulares.



Aspecto	Importancia (%)	Suspensión Mecánica	Suspensión Neumática	Suspensión Rígida
Costo Inicial	10	10	7	5
Costo de Mantenimiento	8	8	5	10
Confort	10	8	10	2
Estabilidad	10	8	10	5
Eficiencia de carga útil	9	8	10	8
Durabilidad	7	10	9	10
Adaptación del terreno	5	5	8	7
Total		491	503	377

Explicación de los puntajes:

- **Costo inicial:** La suspensión mecánica es la más económica, seguida por la neumática, mientras que la rígida es significativamente más cara.
- **Costo de mantenimiento:** La mecánica requiere menos mantenimiento, mientras que la neumática tiene mayores costos debido a su complejidad.
- **Confort:** La neumática ofrece el mejor confort gracias a su capacidad de amortiguación, mientras que la suspensión rígida tiene un confort mínimo.
- **Estabilidad:** La neumática proporciona mayor estabilidad, especialmente en curvas, debido a su adaptabilidad al terreno.
- **Eficiencia de carga útil:** La distribución y uso del peso es considerablemente mayor en la suspensión neumática que en la mecánica y la rígida.
- **Durabilidad:** La suspensión rígida es muy robusta, pero la neumática también presenta buena durabilidad si se mantiene adecuadamente.
- **Adaptación del terreno:** La neumática permite ajustar la altura según la carga y las condiciones del terreno, mientras que las otras suspensiones no ofrecen esta capacidad.

De esta forma, la **suspensión neumática** obtiene el mejor puntaje general, lo que confirma su selección como la mejor opción para el proyecto.

7.7 Mercado Internacional

En lo referente a los tipos de suspensiones que podemos encontrar en el mercado exterior, podemos enumerar diferentes modelos según su fabricante, con la principal diferencia en el diseño de los mismos, pero destinados a cumplir una misma función. Entre ellos podemos mencionar:



Hendrikson (EEUU)

Modelo	Especificaciones
INTRAAX AAT 	<ul style="list-style-type: none">○ Capacidad de la suspensión: 10,5 Tn – 13,5 Tn○ Capacidad del eje: 10,5 Tn – 11,25 Tn○ Altura de manejo: 343mm – 483mm○ Peso del modelo: 237 kg – 250kg
INRTAAX ANNT 	<ul style="list-style-type: none">○ Capacidad de la suspensión: 10,5 Tn○ Capacidad del eje: 10,5 Tn○ Altura de manejo: 305mm – 483mm○ Peso del modelo: 220 kg

SAF (Alemania)

Modelo	Especificaciones
SAF CBXAN23 Aero Beam 	<ul style="list-style-type: none">○ Capacidad de la suspensión: 10,5 Tn○ Capacidad del eje: 10,5 Tn○ Altura de manejo: 356mm – 432mm
SAF CBXAS Aero Beam 	<ul style="list-style-type: none">○ Capacidad de la suspensión: 10,4 Tn – 13,6 Tn○ Capacidad del eje: 10,5 Tn – 11,5 Tn○ Altura de manejo: 356mm – 483mm
SAF CBXSSA Eje auto direccional 	<ul style="list-style-type: none">○ Capacidad de la suspensión: 11,3 Tn○ Capacidad del eje: 10,5 Tn○ Altura de manejo: 356mm – 483mm




Suspensys (Brasil)

Modelo	Especificaciones
Suspensión TAS 	<ul style="list-style-type: none">○ Capacidad de la suspensión: 9Tn – 13 Tn○ Capacidad del eje: 9 Tn – 11.5Tn○ Altura de manejo: 340mm – 483mm
Suspensión PSYS 	<ul style="list-style-type: none">○ Capacidad de la suspensión: 13 Tn○ Capacidad del eje: 11.5Tn○ Altura de manejo: 340mm – 483mm

7.8 Mercado nacional

Boero

Modelo	Especificaciones
Suspensión ITG 	<ul style="list-style-type: none">○ Capacidad de la suspensión: 12 Tn○ Altura de manejo: 355mm – 472mm

GEC SA

Modelo	Especificaciones
Suspensión Gendrik 	<ul style="list-style-type: none">○ Capacidad de la suspensión: 13,5 Tn○ Altura de manejo: 250mm – 470mm○ Configuración carretón – Eje arriba○ Configuración Semirremolque – Eje abajo
Suspensión GCI 	<ul style="list-style-type: none">○ Capacidad de la suspensión: 12 Tn○ Altura de manejo: 355mm – 490mm

Cabe destacar que, la última suspensión citada (GCI) es el modelo a rediseñar, dada las fallas múltiples ocasionadas en la misma.



7.9 Análisis por puntos

Al igual que como se realizó en la comparativa de tipos de suspensiones, procederemos a analizar los aspectos que consideramos fundamentales tener en cuenta de acuerdo con las alternativas existentes en el mercado internacional y nacional, permitiendo visualizar cual es la mejor opción.

Aspecto	Importancia (%)	Mercado Internacional	Mercado Nacional
Capacidad de carga	10	9	8
Variedad de Modelos	6	8	5
Altura de manejo	8	10	9
Compatibilidad con normativas internacionales	10	10	8
Tecnología y materiales	7	10	8
Innovación en diseño	8	10	8
Facilidad de adquisición	10	7	10
Costo	10	5	9
Disponibilidad de repuestos	10	6	10
Total		648	672

Conclusiones

Al optar por una suspensión neumática nacional en lugar de una internacional, se pueden obtener múltiples ventajas tanto económicas como operativas.

El costo inicial suele ser más bajo debido a la reducción de gastos asociados con transporte y aranceles. Además, la disponibilidad de repuestos y servicios postventa locales es significativamente mayor, lo que facilita el mantenimiento y minimiza los tiempos de inactividad en caso de reparaciones.

Otro punto clave es la compatibilidad con las normativas locales, ya que los fabricantes nacionales diseñan sus productos específicamente para cumplir con las regulaciones vigentes, asegurando un uso adecuado y legal. Además, los fabricantes locales tienden a ofrecer mayor flexibilidad, con opciones de personalización de acuerdo con los requerimientos de los usuarios, ya sea por tipos de carga, características del terreno o condiciones de operación.

Finalmente, optar por una suspensión nacional elimina los problemas relacionados con la importación, tales como retrasos en la aduana o limitaciones comerciales, garantizando una mayor accesibilidad.

En resumen, si bien la tecnología extranjera podría ser más sofisticada en algunos puntos, la selección del mercado interno se adapta de manera más adecuada a nuestras necesidades, dado que proporciona un equilibrio entre costos, simplicidad en el mantenimiento y disponibilidad de piezas, que son factores fundamentales.



8. Aplicaciones

El sistema de suspensión neumática GCI rediseñado en el proyecto, está destinado a una amplia gama de aplicaciones en el sector del transporte de cargas pesadas, específicamente en remolques y semirremolques con configuración trídem. Estas aplicaciones incluyen:

- **Transporte de mercancías:** La suspensión es ideal para vehículos de carga pesada que requieren una conducción suave y estable, incluso bajo condiciones de carga máxima. Esto incluye camiones y semirremolques utilizados para transportar productos industriales, materiales de construcción, alimentos y otros bienes que requieren un manejo cuidadoso para evitar daños durante el transporte.
- **Vehículos que operan en terrenos variados:** La capacidad de regular la altura del vehículo lo hace ideal para los que deben operar en diferentes tipos de superficies, desde carreteras pavimentadas hasta caminos rurales o terrenos accidentados. Esto es especialmente útil para transportistas que operan en áreas rurales o fuera de carretera, donde la altura y la flexibilidad de la suspensión son esenciales para evitar daños y mejorar la tracción.
- **Industria del transporte pesado:** En configuraciones con capacidad de carga bruta de entre 46 y 56 toneladas, el sistema se adapta a las normativas vigentes, como el Decreto 32/2018, garantizando que se puedan cumplir las especificaciones de peso y distribución de la carga sobre los ejes. Esto lo convierte en una solución adecuada para camiones utilizados en minería, construcción y otras industrias que requieren mover grandes volúmenes de carga.
- **Semirremolques de alta capacidad:** En configuraciones de vehículos con mayor número de ejes y cargas distribuidas, el rediseño mejora el rendimiento operativo al optimizar la transferencia de peso a través de los ejes traseros. Esto asegura un control y estabilidad superiores, incluso cuando se transportan cargas máximas permitidas por la ley.

9. Objetivos

El objetivo principal de este proyecto radica en el rediseño de una suspensión neumática destinada a cargas pesadas, la cual se utiliza en remolques y semirremolques. La necesidad de este rediseño surge a raíz de múltiples fallas presentadas en el diseño actual, que concluyen en la rotura de la suspensión. Esto se debe fundamentalmente, a que la misma salió al mercado sin una validación de prueba. Lo cual derivó en múltiples reclamos por parte de los clientes.



9.1 Propuesta de solución

La reingeniería de la suspensión neumática se enfoca en dos aspectos cruciales para mejorar su rendimiento y satisfacer las necesidades del cliente.

- Primero, se identifican problemas de fracturas de los brazos, específicamente en las áreas del porta buje y el soporte del fuelle de carga. Se observa que la unión del brazo con el porta buje presenta un juego indeseado, el cual se corregía mediante la adición de material de aporte. Además, se nota una deficiencia de material en el diseño del brazo en la zona del fuelle de carga, resultando en una flexión excesiva y, consecuentemente, en fracturas en la unión del brazo con el eje.



Imágenes ilustrativas - fractura del porta buje



Imágenes ilustrativas - fractura del brazo – zona fuelle de carga

- Segundo, se aborda un diseño amigable con el cliente. Se detectan defectos en la sujeción del amortiguador, donde se utiliza una tuerca colocada a través de una ventana en la tapa del brazo. Este diseño del brazo también dificulta el acceso al registro del freno, obligando a desarmar todo el sistema de freno para realizar dicha tarea.



Imagen ilustrativa – zona de difícil acceso



10. Fundamentos Teóricos

El diseño y reingeniería de un sistema de suspensión neumática requieren una base teórica que sustente cada etapa que se va desarrollando. En este apartado se presentan los principios teóricos y normativos que guían el proceso de diseño, fabricación y validación de la suspensión neumática GCI. Estos fundamentos son esenciales para garantizar que el nuevo sistema cumpla con los requisitos de seguridad, funcionalidad y durabilidad exigidos en aplicaciones de transporte pesado.

El análisis incluye el estudio de las fuerzas y tensiones involucradas en el funcionamiento de la suspensión, la aplicación de normativas de diseño y ensayo como la IRAM 10258:2003, y la consideración de los procesos industriales necesarios para la fabricación del nuevo diseño. Además, se describen los mecanismos de fallo identificados en el sistema actual y las mejoras propuestas para optimizar el rendimiento del brazo de suspensión y sus componentes asociados.

Los fundamentos teóricos aquí desarrollados servirán como base para los cálculos, ensayos y decisiones de diseño implementadas a lo largo del proyecto.

10.1 IRAM 10258:2003 Ejes y Suspensiones

Esta norma IRAM establece los requisitos y los métodos de ensayo de fatiga que deben cumplir los ejes de semirremolques y de acoplados de las categorías O_3 y O_4 y para ejes auxiliares de camiones de las categorías N_2 y N_3 .

Entendiéndose por:

- *Categoría O3*: remolques cuyo peso máximo es mayor a TRES MIL QUINIENTOS KILOGRAMOS (3.500 kg) pero menor o igual a DIEZ MIL KILOGRAMOS (10.000 kg).
- *Categoría O4*: remolques cuyo peso máximo es mayor a DIEZ MIL KILOGRAMOS (10.000 kg).
- *Categoría N2*: vehículos utilizados para transporte de carga con un peso máximo superior a los TRES MIL QUINIENTOS KILOGRAMOS (3.500 kg), pero inferior o igual a los DOCE MIL KILOGRAMOS (12.000 kg).
- *Categoría N3*: vehículo para transporte de carga con un peso máximo superior a los DOCE MIL KILOGRAMOS (12.000 kg).

ANEXO A

(Anexo incorporado por art. 33 del [Decreto N° 32/2018](#) B.O. 11/1/2018)

10.2 Diseño Brazo de suspensión

Para llevar a cabo la fabricación del diseño de suspensión que se está proponiendo, es fundamental conocer cómo va a fabricarse el mismo, así como las máquinas disponibles para llevarlo a cabo, ya que establecen los límites a los cuales debemos enfrentarnos en este proyecto.



- *Proceso de Plegado*

Para el plegado industrial de metales hay varios métodos utilizando una o varias máquinas en función de la pieza y forma que se desee obtener. Las máquinas más utilizadas para el proceso de plegado o doblado son la plegadora y la prensa hidráulica, aunque realmente la primera es un tipo de prensa lineal, la diferencia es que la prensa trabaja en dos dimensiones mientras que la plegadora solo lo hace en una. La máquina ejecuta operaciones de plegado en materiales en forma de hoja, variando el espesor que puede procesar y la longitud máxima.

Maquinaria disponible: Dos plegadoras CNC Yawei con capacidad de 3000kN

- *Proceso de Corte por láser*

Las máquinas de corte por láser funcionan dirigiendo un haz de luz de alta potencia a través de un lente que lo enfoca en un punto del material de trabajo, fundiéndolo por el aumento repentino de la temperatura, el cual por medio de un gas expulsa el material fundido. Este gas también ayuda a enfriar el material y evita la deformación.

Maquinaria disponible: Bodor P6kw

- *Proceso de Soldadura*

La soldadura es una de las técnicas más utilizadas en la fabricación de piezas metálicas y permite ensamblar una amplia variedad de piezas de chapa, tubo y perfil. Gracias a la aplicación de calor y a veces también a la aplicación de presión, se funde una parte de las piezas o se añade un material de aporte. De este modo, al enfriarse los materiales, se obtiene una nueva pieza de metal que se caracteriza por tener una fortaleza.

La soldadura MIG (Metal Inert Gas) se caracteriza por el uso de gas inerte de metal y utiliza un electrodo de metal que sirve como material de aporte para la soldadura y se consume durante el proceso. Esta técnica es más rápida y proporciona una mayor resistencia mecánica. También, es un proceso de soldado menos costoso.

Maquinaria disponible: Soldadoras Auri rmb de 500wr

- *Proceso de mecanizado*

Para describir este apartado, y dada la inmensidad de operaciones que existen de mecanizado de piezas, haremos foco sobre las utilizadas en el proceso de fabricación de la suspensión. Entre ellas:

- Torno CNC (Control Numérico Computarizado)

Torno de control numérico o torno CNC se refiere a una máquina herramienta que se utiliza para mecanizar piezas de revolución mediante un software de computadora que utiliza datos alfa-numéricos, siguiendo los ejes cartesianos X,Y. Se utiliza para producir en cantidades y con precisión, porque la computadora que lleva incorporada, es la encargada de la ejecución de la pieza.

Un torno CNC puede hacer todos los trabajos que normalmente se realizan mediante diferentes tipos de torno como paralelos, copiadores, revólver, automáticos e incluso los verticales. Su rentabilidad depende del tipo de pieza que se mecanice y de la cantidad de piezas que se tengan que mecanizar en una serie.



Las herramientas se colocan en portaherramientas que se sujetan a un cabezal que puede alojar diferentes herramientas que rotan según el programa elegido, facilitando la realización de piezas complejas.

En el programa de mecanizado se pueden introducir como parámetros la velocidad de giro de cabezal porta piezas, el avance de los carros longitudinal y transversal y las cotas de ejecución de la pieza.

Maquinaria disponible: Hyundai WIA HD 2600M; Hyundai WIA L 400C

- Fresadora CNC (Control Numérico Computarizado)

La fresa en sí es una pieza rotativa que corta, perfora o modela el material según las instrucciones programadas en la máquina CNC (Control Numérico por Computadora) para realizar operaciones de fresado. El fresado es un proceso de mecanizado que implica la remoción de material de una pieza de trabajo mediante el uso de una herramienta rotativa de múltiples filos de corte, a diferencia del torno CNC la pieza se mantiene inmóvil mientras la herramienta de corte se mueve en todos los sentidos y direcciones del eje cartesiano.

Consiste en una punta de corte que puede tener diferentes formas y tamaños, como planas, esféricas, de ranurar, de chaflán, entre otras, montada en un portaherramientas que se sujeta al husillo de la máquina CNC.

Son utilizadas en la fabricación de piezas y componentes en una variedad de industrias debido a su capacidad para producir piezas con alta precisión y acabado superficial. Permiten la automatización de procesos de mecanizado, lo que aumenta la eficiencia y la productividad en comparación con métodos de fabricación convencionales.

10.3 Análisis de falla

Para hacer un análisis de la falla de la suspensión, debemos tener en cuenta todos los procesos, herramientas y materiales involucrados en la fabricación de la misma. Esto nos permite tener una visión íntegra sobre el proceso y una muestra esquemática de donde podría encontrarse la falla.

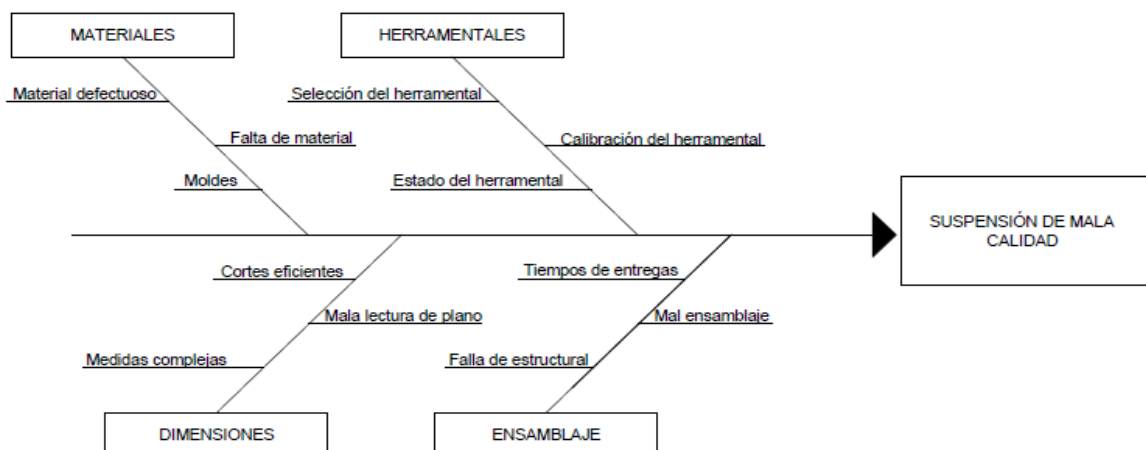


Diagrama de Ishikawa – Proceso de fabricación



Materiales:

- Material defectuoso: Pérdida de propiedades mecánicas del material por mala manipulación o desconocimiento.
- Falta de material: Ocasionando que se utilice alguno que se considere “similar”.

Herramentales:

- Selección del herramental: Utilización de herramientas no indicadas en el proceso de fabricación.
- Calibración del herramental: Falta de precisión en los instrumentos por no controlarlos de acuerdo con lo normalizado.
- Estado de herramental: Herramientas en estado deteriorado.

Dimensionales:

- Cortes ineficientes: Por mal estado del herramental – Desconocimiento de la operación.
- Mala lectura del plano: Por falta de conocimientos.
- Medidas complejas: Omisión de ajustes y tolerancias por falta de conocimiento.

Ensamblaje:

- Tiempos de entrega: Falta de revisión dada la necesidad de rápida entrega.
- Ensamble defectuoso: Por falta de conocimientos.
- Falla de estructural: No se respetan los ajustes y tolerancias indicadas en plano constructivo.

10.4 Anomalías detectadas

1. El inconveniente más determinante surge en el área de plegado, ya que el diseño del brazo consta en un desarrollo de chapa complejo tanto para la máquina de plegado como para el plegador, lo cual genera una estructura deficiente donde la pieza se “revira” y, en consecuencia, no se adapta a los dispositivos de soldadura y por ende a las piezas a unir.

Los soldadores intentan corregir el desvío, lo cual lleva demasiado tiempo. Este error se genera por el golpe central del brazo, del diseño definido. Este golpe no solo genera más lentitud en el proceso, sino que, además, el brazo no queda vinculado correctamente al porta buje, generando una unión defectuosa de soldadura la cual termina en un fallo catastrófico en la suspensión.



Para la solución de este problema, se propone un brazo con “lomo recto” eliminando el “lomo en V”, logrando así, un golpe menos en el plegado, eliminando el desvío y, logrando un apoyo más uniforme del porta buje.

2. En segundo lugar, se determina que la rotura de la porta buje, surge principalmente ya que el mismo es de poco espesor, creando deformaciones que conducen a la rotura de la unión soldada. Para solucionar dicho problema, se propone adoptar un buje de mayor espesor utilizado en otro modelo de suspensión, lo cual, además de solucionar el problema unifica el stock de la pieza.
3. Otra falla importante en el brazo, es la falta de material en la sujeción del plato de carga de los fuelles neumáticos, el cual, como vimos anteriormente se generan daños estructurales por causa del desplazamiento de la parte del brazo que queda en voladizo. Para aumentar el área de la chapa en la zona de trabajo, de debe tener en cuenta el posicionamiento del registro de freno ya que, al suplementar, no podrá colocarse ni extraerse. Para ello se piensa en un diseño del brazo donde una de las caras tenga una inclinación donde el ancho aumenta en este lugar, solucionando así el inconveniente.
4. Por último, otro error de diseño surge en el posicionamiento del amortiguador, ya que como fue explicado en la propuesta de las soluciones, el mismo se sujeta desde una zona de difícil acceso. Para facilitar la colocación del mismo, se considera remplazar la posición de anclaje. Esto mejorará, además, la altura mínima y máxima de trabajo.

11. Técnicas y Formulaciones

Antes de proceder con la ingeniería constructiva del sistema de suspensión neumática, es fundamental establecer las técnicas y formulaciones matemáticas que sustenten las decisiones para el rediseño de la suspensión mencionada. Por lo tanto, aquí nos centraremos en determinar las ecuaciones matemáticas y principios físicos necesarios para analizar los esfuerzos y tensiones del sistema en situaciones de operación real.

Metodología Propuesta

El desarrollo de la ingeniería constructiva se aborda en dos etapas principales:

1. Ensayos mecánicos:

Dado que el material utilizado para el rediseño de la suspensión, ya es conocido, se procede a hacer un ensayo destructivo de tracción estático, tanto en probetas sin soldar, como en uniones soldadas, considerando ambos sentidos de laminación de la chapa. Esto nos permite establecer nuestras propias conclusiones sobre los valores definitivos a considerar en el cálculo del brazo de la suspensión, como también determinar si los valores establecidos por el fabricante son correctos.



- **Tracción Estática:**

Un cuerpo se encuentra sometido a un esfuerzo de tracción estática cuando sobre sus secciones transversales se le aplican cargas normales uniformemente repartidas y de modo de tender a producir su alargamiento. El ensayo de tracción estática es el que mejor determina las propiedades mecánicas de los metales, permite obtener, límite de elasticidad, carga máxima y la consiguiente resistencia estática, en base a cuyos valores se fijan los de las tensiones admisibles.

$$\sigma = \frac{P}{S_0} ; \sigma_{ET} = \frac{P_{max}}{S_0}$$

Donde:

σ : Tensión en cualquier instante del ensayo.

σ_{ET} : Resistencia estática a la tracción.

P : Carga en cualquier instante del ensayo.

P_{max} : Carga máxima o carga de rotura.

S_0 : Sección inicial



2. Desarrollo de escenarios críticos

Esta etapa se basa en desarrollar las situaciones más críticas que enfrenta el sistema de suspensión en la vida cotidiana, las cuales son el frenado y el giro de radio mínimo. Estos dos casos representan condiciones extremas de carga y esfuerzo a las que el diseño debe responder de manera eficaz. Si se cumplen ambas condiciones, estará apta para cualquier otra condición de operación, siempre y cuando se respeten las normas y estándares preestablecidos.

Esfuerzos involucrados:

- Fuerza de fricción (Qfr)

Calculada como el producto del peso distribuido entre las ruedas y el coeficiente de fricción entre el neumático y la superficie del terreno

$$Qfr = \frac{Q}{2} \cdot \mu$$

Donde:

- $\frac{Q}{2}$: Carga aplicada a cada rueda.
- μ : Coeficiente de fricción (considerado en asfalto nuevo).



- Torque (T)

Generado por la distancia entre el punto de apoyo de la rueda con el pavimento y el centro del eje

$$T = Q f r \cdot R_{neu}$$

Donde:

- R_{neu} : Radio del neumático

- Momento Flector (M)

Resulta de la distancia entre el eje de giro del brazo de suspensión y el punto donde se aplica la fuerza de fricción

$$M = Q * \frac{T_e - T_s}{2}$$

Donde:

- T_e : Distancia entre centros de neumáticos
- T_s : Distancia entre centros de brazos de suspensión.

- Tensión Combinada (Von Mises)

Integran las tensiones de flexión y torsión para evaluar la seguridad del diseño

$$\sigma_m = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + 3 \cdot \tau^2}$$

Donde:

- $\sigma_{1,2}$: Tensiones debidas Flexión producidas en los planos 1 y 2.
- τ : Tensión debida a la torsión.

- Factor de seguridad

Para garantizar que funcione de manera segura bajo condiciones reales, incluso si enfrenta cargas mayores o imprevistas. Se define como la relación entre la capacidad máxima de resistencia del material y la carga o esfuerzo real al que estará sometido.

$$\gamma = \frac{\sigma_{adm}}{\sigma_m}$$

Donde:

- σ_{adm} : Tensión admisible (se utilizará la que se obtenga en el ensayo de tracción)
- σ_m : Tensión combinada de Von mises

Todas las ecuaciones mencionadas con anterioridad, son las utilizadas para el cálculo de los esfuerzos sobre la estructura del brazo. Sin embargo, además, dado que en el esfuerzo de frenado se producen esfuerzos de torsión, se deben calcular aspectos tales como el área de zunchado, la fuerza de zunchado necesaria y cálculos de soldadura, sobre la unión del brazo con la camisa donde se posiciona el eje, los cuales se desarrollan paso a paso en la ingeniería constructiva.



12. Costo del proyecto

En este apartado se realiza una estimación inicial del costo del rediseño de brazo de suspensión. Para esto, discriminamos entre costos fijos y variables involucrados en la fabricación de la suspensión. Esto nos permite obtener un presupuesto estimado del rediseño, previo al desarrollo del mismo. Al final del proyecto, se encuentra un análisis económico más detallado, considerando la Tasa Interna de Retorno y Valor Actualizado Neto, para definir la viabilidad económica del mismo, si existe.

De acuerdo con charlas con el personal de la empresa, se determinó que la producción diaria de suspensiones GCI es de 12. Por lo tanto:

$$\text{Producción anual GCI} = 12 \frac{\text{Susp}}{\text{día}} * 5 \frac{\text{día}}{\text{semana}} * 4 \frac{\text{semana}}{\text{mes}} * 12 \frac{\text{mes}}{\text{año}} = 2880 \frac{\text{susp}}{\text{año}}$$

Por otro lado, la producción diaria total de suspensiones, considerando todos los modelos es de 40. Por lo tanto:

$$\text{Producción anual Total} = 20 \frac{\text{Susp}}{\text{día}} * 5 \frac{\text{día}}{\text{semana}} * 4 \frac{\text{semana}}{\text{mes}} * 12 \frac{\text{mes}}{\text{año}} = 4800 \frac{\text{susp}}{\text{año}}$$

Denominación	Moneda	Precio
Costos Fijos		
<u>LICENCIAS</u>		
SOLIDWORKS Professional (4 usuarios)	USD	8000
Autodesk AutoCAD (4 usuarios)	USD	7460
Paquete Office (20 usuarios)	USD	250
<u>IMPUESTOS</u>		
Ganancias	USD	11400
Contribuciones patronales	USD	32800
IVA neto estimado	USD	9800
Ingresos Brutos	USD	14700
Impuestos municipales	USD	1800
Otros impuestos	USD	4800
<u>SUELDOS</u>		
Personal administrativo (25 personas)	USD	24215
Personal ingeniería y diseño (5 personas)	USD	8100
Personal Operativo (70 personas)	USD	93567
<u>SERVICIOS</u>		
Electricidad	USD	120000
Gas	USD	12000
Internet	USD	1000
Teléfono	USD	500
Servicios de seguridad	USD	60000
Total Costos fijos	USD	410392



Costos variables		
MATERIALES PARA FABRICACIÓN		
Amortiguador	USD	226572
Buje brazo	USD	247680,48
Bulonería	USD	91776
Campana 8"	USD	443679,6
Chapas	USD	416941,41
Corona ABS	USD	56665,944
Cortes (laser - serrucho)	USD	22049,184
Cruceta	USD	154872
Eslinga	USD	41643,36
Forjado	USD	17208
Fuelle carga tubular	USD	443851,68
Sensores	USD	61031,04
Mecanizados	USD	3671,04
Levas	USD	62637,12
Maza	USD	257661,12
Registro	USD	196572,72
Espigado	USD	1522908
Varios	USD	224965
Total Costos Variables	USD	4492385,70

Cabe destacar que, en la consideración de costos, no se tuvieron en cuenta los costos asociados con las compras de las máquinas, dado que esto es una estimación inicial.

Luego, el costo total por unidad (preliminar):

$$\text{Costo total unidad} = \frac{\text{Costos fijos}}{\text{Producción anual total}} + \frac{\text{costos variables}}{\text{Producción anual GCI}}$$

$$\text{Costo total unidad} = \frac{\text{USD } 410392}{4800} + \frac{\text{USD } 4492385.70}{2880}$$

$$\text{Costo total unidad} = \text{USD } 1646$$

Presupuesto estimado del proyecto:

Con base en el costo total, se establece un presupuesto preliminar para la fabricación, considerando los siguientes ajustes:

- Margen de error: 8 % para variaciones de acuerdo con los costos materiales.
- Ajustes para contingencias: 15% para cubrir imprevistos o ajustes necesarios durante la implementación del proyecto, como fallas de componentes o demoras.

Porcentajes extraídos de la "AAACE Internacional" (Asociación para el Avance de la Ingeniería de Costes) para proyectos de ingeniería mecánica.

Por lo tanto, el costo total estimado del proyecto:

$$\text{Costo total} = \text{Costo total unidad} + 23\% = \text{USD } 1634 + 23\%$$

$$\text{Costo total} \cong \text{USD } 2023$$



13. Ingeniería Constructiva

13.1 Ensayos a realizar

De acuerdo con lo descrito con anterioridad en el apartado de técnicas y formulaciones, abordamos el análisis de esfuerzos sobre los mecanismos, comenzando con el estudio de la chapa utilizada en la fabricación de las suspensiones. Esto implica la evaluación del material de construcción con el fin de garantizar que los valores característicos de la chapa se encuentran dentro de los parámetros especificados por el fabricante. Se llevan a cabo dos ensayos: un ensayo estático de tracción sobre la probeta y otro ensayo de tracción sobre la misma probeta, pero con una soldadura aplicada. Estos ensayos permiten evaluar la resistencia de la soldadura, lo cual es fundamental para la toma de decisiones en el proceso de construcción del brazo. Procediendo entonces:

Descripción del acero a analizar

El acero MLC420 es un tipo de acero de alta resistencia, generalmente utilizado en aplicaciones donde se requiere una buena combinación de resistencia mecánica y tenacidad. Este tipo de acero es común en la fabricación de componentes estructurales que deben soportar esfuerzos significativos, como suspensiones para semirremolques.

Propiedades típicas:

Composición química

- **Carbono (C):** 0.18 - 0.25%
- **Manganeso (Mn):** 1.00 - 1.60%
- **Silicio (Si):** $\leq 0.40\%$
- **Azufre (S):** $\leq 0.030\%$
- **Fósforo (P):** $\leq 0.030\%$
- Otros elementos como molibdeno y cromo pueden estar presentes en pequeñas cantidades para mejorar sus propiedades de resistencia

Propiedades mecánicas

- **Límite elástico (σ_0):** Aproximadamente 420 MPa.
- **Resistencia a la tracción (σ_{max}):** 700 MPa.
- **Alargamiento (A):** 15 - 20% (dependiendo del proceso de fabricación).
- **Módulo de elasticidad (E):** 210 GPa.



Características adicionales

- **Dureza:** Puede presentar una dureza moderada, lo que le permite resistir la deformación bajo cargas elevadas.
- **Resistencia al impacto:** Su buena tenacidad permite que soporte impactos sin fracturarse fácilmente, lo que es crucial en aplicaciones como las suspensiones de semirremolques.

13.2 Ensayo estático de Tracción – Probeta sin soldar

- **Equipo utilizado**

El ensayo es realizado con una máquina de tracción universal, proporcionada por el laboratorio de la universidad, con capacidad para aplicar cargas de hasta 100 kN.



Máquina universal, marca Cific

- **Velocidad de deformación aplicada**

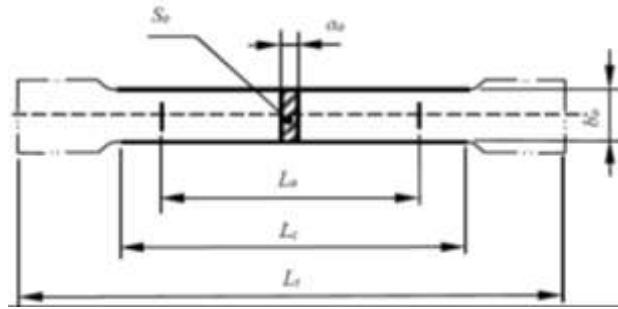
El ensayo se realiza con una velocidad de deformación de aproximadamente $100 \frac{kg}{seg}$

- **Temperatura del ensayo**

Temperatura ambiente. Aproximadamente 18°C.

- **Dimensiones de la probeta**

Diseño según norma IRAM/IAS U 500-102 – ANEXO A “Probetas para productos planos (chapas y flejes) y perfiles conformados en frío”.



Dimensión		Valor (mm)
a_0	Espesor inicial de la probeta	6.00
b_0	Ancho inicial de la longitud calibrada	13.00
L_c	Longitud calibrada	76.00
L_0	Longitud de referencia inicial	50.00
L_t	Longitud total de la probeta	150.00
S_0	Área de la sección transversal inicial	78.00 (mm ²)



Imagen ilustrativa - Diseño final de probeta ensayada

- **Consideraciones ensayo**

En el ensayo de tracción se estudian un total de seis probetas de acero MLC420, de las cuales tres están cortadas en el sentido de laminación longitudinal y las otras tres en el sentido de laminación transversal. Esta elección permite evaluar la posible influencia de la dirección de laminación sobre las propiedades mecánicas del material.

Asimismo, los cantos de las probetas no están sometidos a ningún tratamiento / operación adicional posterior al corte. Se mantiene la terminación superficial obtenida directamente del proceso de corte por láser, dado que esta es la condición en la que el material es utilizado en la fabricación de las suspensiones. Esta decisión asegura que los resultados del ensayo reflejen con precisión el comportamiento del material en su estado final de aplicación.



Anexo: Imágenes del ensayo a tracción de probetas

13.2.1 Resultados

Probeta nº	Designación	Valor
H ₁	<ul style="list-style-type: none">• Carga máxima Q• Tensión al límite proporcional σ_P• Tensión al límite de fluencia σ_f• Alargamiento de rotura (%)• Tensión admisible σ_{adm}	<p>4815 kgf</p> <p>55.63 kgf/mm²</p> <p>56.30 kgf/mm²</p> <p>21.8%</p> <p>46.38 kgf/mm²</p>
H ₂	<ul style="list-style-type: none">• Carga máxima Q• Tensión al límite proporcional σ_P• Tensión al límite de fluencia σ_f• Alargamiento de rotura (%)• Tensión admisible σ_{adm}	<p>4739 kgf</p> <p>54.8 kgf/mm²</p> <p>54.75 kgf/mm²</p> <p>30.8 %</p> <p>45.07 kgf/mm²</p>
H ₃	<ul style="list-style-type: none">• Carga máxima Q• Tensión al límite proporcional σ_P• Tensión al límite de fluencia σ_f• Alargamiento de rotura (%)• Tensión admisible σ_{adm}	<p>4811 kgf</p> <p>54.83 kgf/mm²</p> <p>56.88 kgf/mm²</p> <p>28 %</p> <p>45.69 kgf/mm²</p>



V ₁	<ul style="list-style-type: none">• Carga máxima Q• Tensión al límite proporcional σ_P• Tensión al límite de fluencia σ_f• Alargamiento de rotura (%)• Tensión admisible σ_{adm}	4710 kgf 50.98 kgf/mm ² 53.68 kgf/mm ² 30 % 42.48 kgf/mm ²
V ₂	<ul style="list-style-type: none">• Carga máxima Q• Tensión al límite proporcional σ_P• Tensión al límite de fluencia σ_f• Alargamiento de rotura (%)• Tensión admisible σ_{adm}	4699 kgf 51.43 kgf/mm ² 53.47 kgf/mm ² 33 % 42.86 kgf/mm ²
V ₃	<ul style="list-style-type: none">• Carga máxima Q• Tensión al límite proporcional σ_P• Tensión al límite de fluencia σ_f• Alargamiento de rotura (%)• Tensión admisible σ_{adm}	4718 kgf 50.99 kgf/mm ² 51.55 kgf/mm ² 36 % 42.49 kgf/mm ²

Nota: Los índices H y V en la denominación de probetas indican el sentido de laminación correspondiente.

- H corresponde a las probetas con sentido de laminación.
- V corresponde a las probetas con sentido transversal al de laminación.



Anexo: Imagen probetas ensayadas



13.2.2 Conclusiones

De acuerdo con los resultados obtenidos en los ensayos de tracción, se puede observar que las probetas se comportan de manera muy similar entre sí, cumpliendo y superando en algunos aspectos las propiedades mecánicas establecidas por el fabricante de la chapa de acero MLC420. No se detectan alteraciones significativas en los valores obtenidos, lo que confirma la homogeneidad y consistencia del material en ambas direcciones de laminación.

Sin embargo, la principal observación surge en relación con el fenómeno de fluencia, el cual presenta un mayor valor de cargas en las probetas ensayadas en el sentido de laminación, en comparación con aquellas cortadas en sentido transversal al de laminación. Esta diferencia constituye un aspecto clave a considerar en el proceso de diseño y fabricación de los mecanismos de la suspensión, ya que influye en la decisión sobre la orientación de los cortes. Comprender cómo la dirección de laminación afecta el comportamiento mecánico del material es esencial para optimizar el rendimiento y la seguridad de las suspensiones en aplicaciones de alto esfuerzo.

13.3 Ensayo estático de Tracción - Probeta con unión soldada

- **Equipo utilizado**

El ensayo es realizado con una máquina de tracción universal, proporcionada por el laboratorio de la universidad, con capacidad para aplicar cargas de hasta 100 kN.



Máquina universal, marca Cific

- **Velocidad de deformación aplicada**

El ensayo se realiza con una velocidad de deformación de aproximadamente $100 \frac{kg}{seg}$

- **Temperatura del ensayo**

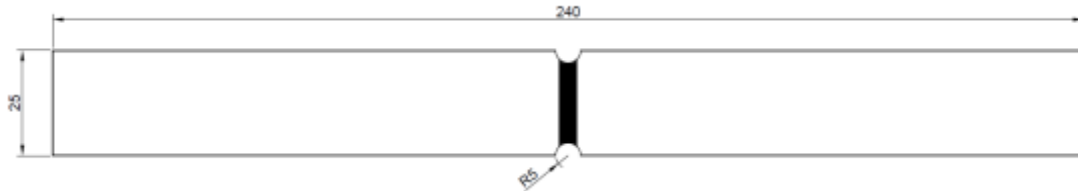
Temperatura ambiente. Aproximadamente 18°C.



- **Preparación de las Probetas**

Se seleccionan 3 probetas, cortadas mediante láser, con dimensiones de 300 mm de largo y 25 mm de ancho. Para la soldadura, las probetas no están soldadas a tope. En su lugar, se deja una luz de 3 mm entre ellas, facilitando la penetración completa de la soldadura.

- **Croquis de probeta**



- **Proceso de Soldadura**

Proceso de soldadura empleado: **MIG (Metal Inert Gas)**. Parámetros:

- **Voltaje:** 24 V
- **Corriente:** 160 A
- **Velocidad de soldadura:** 300 mm/min
- **Material de aporte:** Alambre sólido ER70S-6 de 1.2 mm de diámetro.

Gas protector que se utiliza: mezcla de 80% argón y 20% dióxido de carbono, con un flujo de 12 L/min.

- **Consideraciones importantes**

El ensayo de tracción se realiza según la norma IRAM 609. Las probetas se colocan sobre mordazas, distanciadas de acuerdo con lo establecido por la norma, dejando una luz equidistante respecto de la unión soldada, para asegurar la uniformidad del ensayo.



Anexo: Probetas sometidas al ensayo de tracción



13.3.1 Resultados

Los resultados del ensayo exhiben que la soldadura se comporta de acuerdo con lo esperado, presentando cargas de rotura en torno a los **4300 kgf**. Es importante destacar que, a diferencia de lo que ocurre en el ensayo a tracción sobre las probetas no soldadas, estas probetas presentan un comportamiento más frágil. Es decir, carecen de una zona de fluencia, saltando del límite elástico hacia la rotura.



Anexo: Imagen de probetas ensayadas

13.3.2 Conclusiones

El fenómeno de “fragilización” de la probeta es un fenómeno esperado ya que el proceso de soldadura implica altas temperaturas que afectan las propiedades microestructurales del acero base en las zonas cercanas al cordón de soldadura, (zona de alta temperatura). En esta región puede ocurrir un crecimiento de granos, lo que reduce la tenacidad del material, haciéndolo más susceptible a fracturas frágiles, además de la propia transformación metalúrgica del mismo. Es decir, La rápida solidificación y enfriamiento puede generar fases más duras y menos dúctiles, como martensita o bainita, que disminuyen la capacidad del material para deformarse plásticamente.

Este fenómeno, se puede reducir controlando las temperaturas pre y post proceso de soldado, sometiendo al material en un proceso de calentamiento y enfriamiento controlado.

Comparando con el ensayo de tracción del material base podemos observar que, además de comportarse de manera diferente (En este caso, carece de fluencia) notamos una disminución del factor de seguridad para obtener una misma tensión admisible, lo que nos sugiere cambiar el material de aporte o bien trabajar con coeficientes de seguridad más altos.

13.4 Valores definitivos

De acuerdo con lo expuesto en los ensayos realizados, se consideran los siguientes *valores definitivos*:

Chapa MLC420

- Carga máxima Q **4699 kgf**
- Tensión al límite proporcional σ_P **50.98 kgf/mm²**
- Tensión al límite de fluencia σ_f **51.55 kgf/mm²**
- Tensión admisible σ_{adm} **42.00 kgf/mm²**
- Tensión admisible unión soldada $\sigma_{adm(S)}$ **38.00kgf/mm²**



13.5 Análisis de Esfuerzos sobre suspensión

Para abordar el estudio del análisis de esfuerzos, se centran los cálculos en dos situaciones específicas, que son las que más condicionan a la suspensión en su día a día, y permiten establecer las condiciones y límites de fabricación, como así también los determinar los esfuerzos máximos.

13.5.1 Situación 1 – Frenado

Durante su uso diario, las suspensiones de los semirremolques se enfrentan a varios tipos de esfuerzos. Uno de los más complejos es el momento inicial de frenado. Esto significa que, la suspensión no solo experimenta esfuerzos debido a la carga en sí, sino que también se somete a esfuerzos de energía cinética equivalentes a la fuerza de propulsión multiplicada por la velocidad media del desplazamiento cuando está en movimiento.

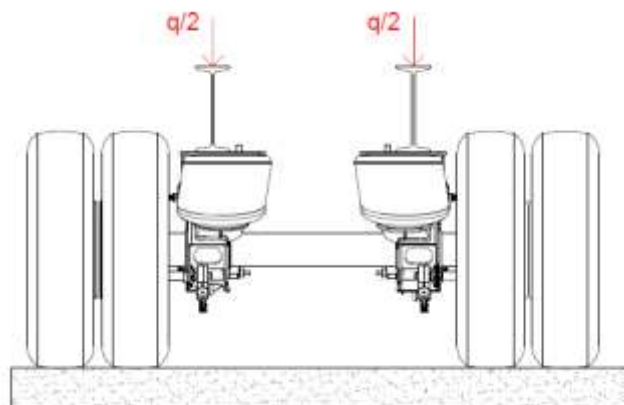
Este sistema experimenta una desaceleración cuando se aplica una fuerza igual y opuesta a la que produce el movimiento. En otras palabras, se debe aplicar una fuerza de frenado que neutralice la fuerza de propulsión. El efecto de frenado implica convertir la energía cinética generada por el vehículo en movimiento, en calor producido por la fricción entre los componentes del freno.

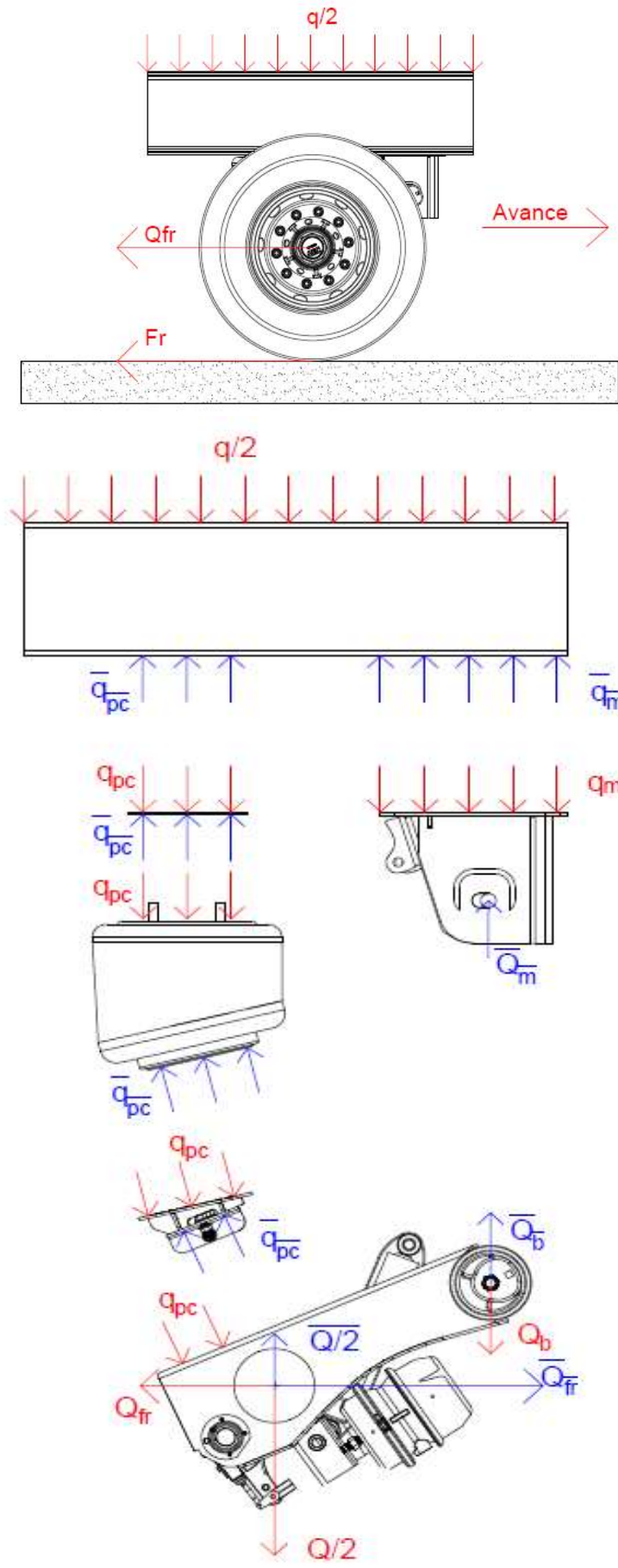
La fuerza de frenado es igual a la fuerza de adherencia o fricción, y, por lo tanto, se calcula mediante el producto del peso distribuido entre las ruedas y el coeficiente de fricción entre las ruedas y el suelo. Dado que la fuerza de propulsión está determinada por la resistencia que las ruedas presentan al desplazamiento, las fuerzas de frenado necesarias para detener el vehículo también dependen de la resistencia obtenida en las ruedas.

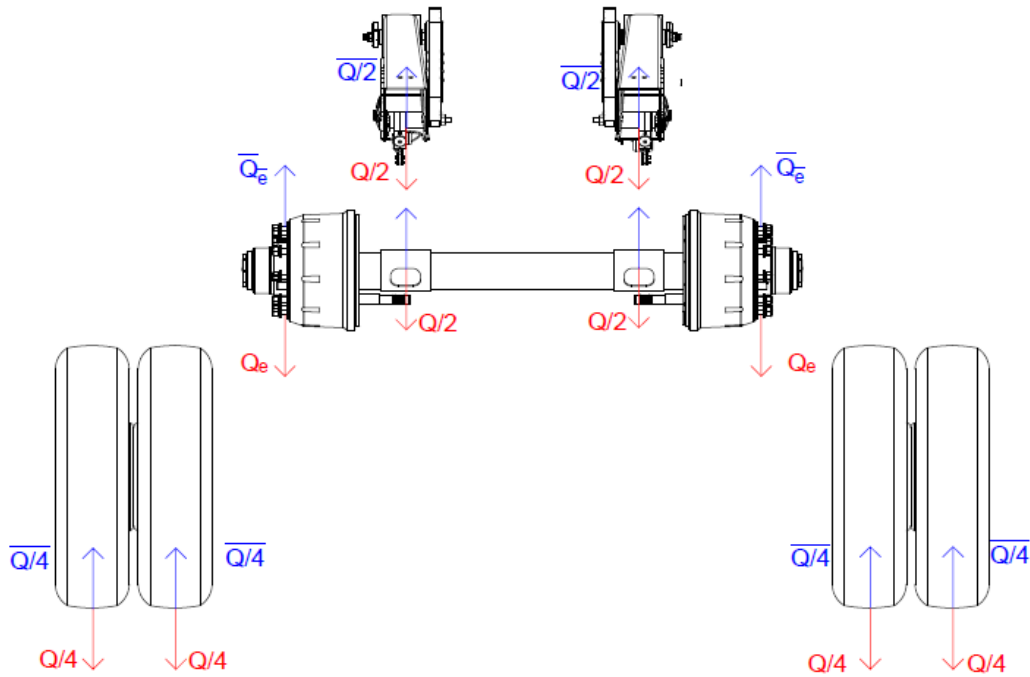
Las fuerzas de fricción y frenado se dirigen en sentido contrario al movimiento. En tanto, mayor sea la fricción y la fuerza de frenado, el vehículo podrá frenar con mayor facilidad. Esta fuerza genera un par de torsión que recorre longitudinalmente el tubo hasta encontrarse con la camisa que une el eje con el brazo de suspensión. Esta camisa está zunchada, soldada al eje y al brazo.

Por todo lo anterior, es necesario verificar en el brazo de suspensión que estos tres esfuerzos combinados no superen las tensiones de fatiga que el material de diseño puede soportar.

Estado de equilibrio



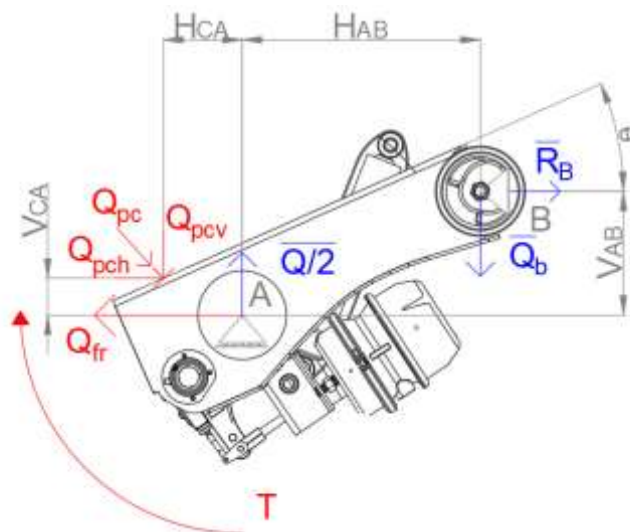




Como ya hemos mencionado, la carga Q que la suspensión debe soportar es de 12 toneladas. Por lo tanto, la carga $q/2$ representa la mitad de este peso, distribuido a lo largo del chasis. Esta carga se reparte entre el fuelle de carga y la manota, y se transmite a través de toda la suspensión hasta llegar a los neumáticos, tal como se muestra en el esquema.

Por otro lado, Q_{fr} es la fuerza que surge en el momento en que se aplica el frenado. Esta fuerza será igual a la carga multiplicada por el coeficiente de fricción entre el neumático y la superficie del terreno. En este caso, se considera que la superficie es de asfalto nuevo para obtener un coeficiente de fricción mayor.

Para determinar las cargas de las piezas involucradas, debemos identificar el elemento de la suspensión que las incluye a todas, que en este caso es el brazo. Al establecer las ecuaciones de equilibrio estático en el brazo, podremos encontrar las cargas que son transmitidas por el fuelle y la manota.





$$(1) \sum M_A = 0 \rightarrow Q_b * H_{AB} - Q_{pcv} * H_{CA} + Q_{pch} * V_{CA} + R_B * V_{AB} = 0$$

$$(1) Q_b * H_{AB} - Q_{pc} \cos(\theta) * H_{CA} + Q_{pc} \text{sen}(\theta) * V_{CA} + R_B * V_{AB} = 0$$

$$(2) \sum M_B = 0 \rightarrow Q/2 * H_{AB} - Q_{pcv} * (H_{CA} + H_{AB}) - Q_{pch} * (V_{AB} - V_{CA}) + Q_{fr} * V_{AB} = 0$$

$$(2) Q/2 * H_{AB} - Q_{pc} \cos(\theta) * (H_{CA} + H_{AB}) - Q_{pc} \text{sen}(\theta) * (V_{AB} - V_{CA}) + Q_{fr} * V_{AB} = 0$$

$$(3) \sum F_H = 0 \rightarrow Q_{pch} - Q_{fr} + R_B = 0$$

$$(3) Q_{pc} \text{sen}(\theta) - Q_{fr} + R_B = 0$$

$$(4) \sum F_V = 0 \rightarrow -Q_{pcv} + Q/2 - Q_B = 0$$

$$(4) -Q_{pc} \cos(\theta) + Q/2 - Q_b = 0$$

De (2) encontramos la carga que tiene que transmitir el fuelle al brazo "Qpc"

(5)

$$Q_{pc} = \frac{Q_{fr} * V_{AB} + \frac{Q}{2} * H_{AB}}{\cos(\theta) * (H_{CA} + H_{AB}) + \text{sen}(\theta) * (V_{AB} - V_{CA})}$$

De (3),

$$R_B = -Q_{pc} \text{sen}(\theta) + Q_{fr}$$

De (4),

$$Q_b = -Q_{pc} \cos(\theta) + Q/2$$

Verificamos con (1)

$$Q_b * H_{AB} - Q_{pc} \cos(\theta) * H_{CA} + Q_{pc} \text{sen}(\theta) * V_{CA} + R_B * V_{AB} = 0$$

Como los resultados varían según el ángulo de trabajo θ , es prudente expresar las distancias que son perpendiculares a las cargas en función de los ángulos de diseño y el de trabajo. Por lo tanto:

$$H_{AB} = L_{AB} \cos(\theta + \theta_{AB})$$

$$V_{AB} = L_{AB} \text{sen}(\theta + \theta_{AB})$$

$$H_{AB} + H_{CA} = L_{CB} \cos(\theta - \theta_{CB})$$

$$V_{AB} - V_{CA} = L_{CB} \text{sen}(\theta - \theta_{CB})$$

Remplazando en la ecuación (5)

$$Q_{pc} = \frac{Q_{fr} * L_{AB} \text{sen}(\theta + \theta_{AB}) + \frac{Q}{2} * L_{AB} \cos(\theta + \theta_{AB})}{\cos(\theta) * (L_{CB} \cos(\theta - \theta_{CB})) + \text{sen}(\theta) * (L_{CB} \text{sen}(\theta - \theta_{CB}))}$$



Resultados

GRADOS BRAZO θ°	CARGA Q [kgf]	FUELLE Q_{PC} [kgf]	FUELLE Q_{PCV} [kgf]	FUELLE Q_{PCH} [kgf]	MANOTA Q_b [kgf]	MANOTA Q_{RB} [kgf]	VERIFICACIÓN [kgf]
10	12000	5635,64	5550,02	978,62	449,98	3221,38	0,00
11	12000	5673,21	5568,97	1082,50	431,03	3117,50	0,00
12	12000	5709,05	5584,29	1186,98	415,71	3013,02	0,00
13	12000	5743,16	5595,96	1291,93	404,04	2908,07	0,00
14	12000	5775,51	5603,95	1397,22	396,05	2802,78	0,00
15	12000	5806,11	5608,27	1502,73	391,73	2697,27	0,00
16	12000	5834,93	5608,90	1608,33	391,10	2591,67	0,00
17	12000	5861,99	5605,84	1713,88	394,16	2486,12	0,00
18	12000	5887,25	5599,11	1819,26	400,89	2380,74	0,00
19	12000	5910,72	5588,70	1924,34	411,30	2275,66	0,00
20	12000	5932,39	5574,62	2029,00	425,38	2171,00	0,00
21	12000	5952,26	5556,91	2133,10	443,09	2066,90	0,00
22	12000	5970,31	5535,57	2236,52	464,43	1963,48	0,00
23	12000	5986,54	5510,64	2339,13	489,36	1860,87	0,00
24	12000	6000,95	5482,14	2440,80	517,86	1759,20	0,00
25	12000	6013,53	5450,11	2541,43	549,89	1658,57	0,00
26	12000	6024,28	5414,58	2640,87	585,42	1559,13	0,00
27	12000	6033,19	5375,61	2739,01	624,39	1460,99	0,00
28	12000	6040,26	5333,24	2835,73	666,76	1364,27	0,00
29	12000	6045,50	5287,51	2930,92	712,49	1269,08	0,00
30	12000	6048,90	5238,50	3024,45	761,50	1175,55	0,00
31	12000	6050,45	5186,25	3116,21	813,75	1083,79	0,00
32	12000	6050,16	5130,82	3206,09	869,18	993,91	0,00
33	12000	6048,02	5072,30	3293,99	927,70	906,01	0,00
34	12000	6044,05	5010,74	3379,79	989,26	820,21	0,00
35	12000	6038,23	4946,23	3463,39	1053,77	736,61	0,00

La tabla exhibida con anterioridad, muestra cómo se distribuyen las cargas sobre cada uno de los elementos que conectan el brazo de la suspensión con el chasis. El análisis de esfuerzos considera la variación de los esfuerzos, dado que el brazo pivotea sobre la manota, por lo cual los esfuerzos serán diferentes según el grado de inclinación del mismo.

La altura de trabajo establecida de diseño es de 395mm lo que resulta en un **ángulo de trabajo de 23°**. Esta altura puede cambiar dependiendo de las condiciones del terreno por donde pase el semirremolque, si una de estas suspensiones pasa por un baden, pozo, etc. la suspensión permite aumentar el ángulo de trabajo hasta unos 30°, de esta posición no se va a pasar debido a las eslingas que se utilizan para frenar el descenso del eje.



Esfuerzos de frenado

Como se mencionó anteriormente, durante el frenado se genera un torque y un momento flector que se transmiten desde la rueda hacia el brazo de suspensión. Esto ocurre debido a la distancia existente entre el punto de apoyo de la rueda con el pavimento y el centro del eje (torque), así como desde la rueda hasta el brazo de suspensión (momento flector). Estos esfuerzos se calculan individualmente de la siguiente manera:

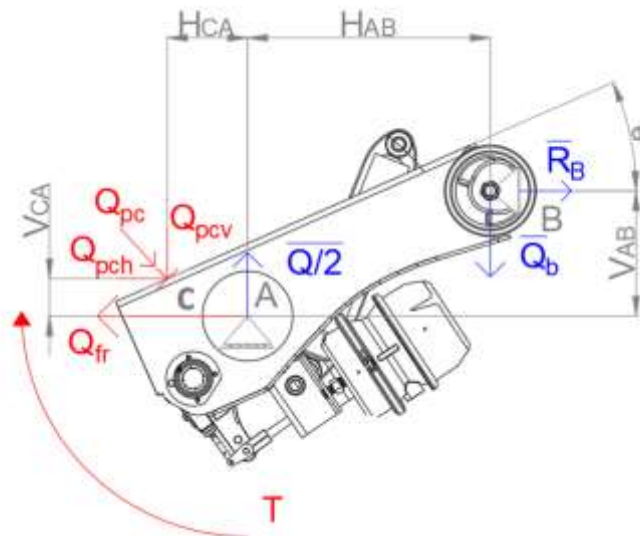
- Torque

$$T = F_r * R_{neu} = \frac{Q}{2} * \mu * R_{neu}$$

- Momento Flector:

$$M_y = Q_{fr} * \frac{T_e - T_s}{2}$$

Esquema de cuerpo libre – Brazo de suspensión



Momentos sobre el brazo

$$M_C = Q_B * (H_{CA} + H_{AB}) + R_B * (V_{AB} - V_{CA}) + Q_{fr} * V_{CA} - \frac{Q}{2} * H_{CA}$$

$$M_A^I = Q_{PCH} * V_{CA} - Q_{PCV} * H_{CA}$$

$$M_A^D = R_B * V_{AB} + Q_B * H_{AB}$$

$$M_B = -Q_{PCV} * (H_{CA} + H_{AB}) - Q_{PCH} * (V_{AB} - V_{CA}) + Q_{fr} * V_{AB} + \frac{Q}{2} * H_{AB}$$



Resultados

GRADOS BRAZO θ°	MOMENTOS EN Z				MOMENTO EN Y [kgf*mm]	TORQUE T [kgf*cm]
	MOMENTO EN C [kgf*mm]	MOMENTO EN A POR DERECHA [kgf*mm]	MOMENTO EN A POR IZQUIERDA [kgf*mm]	MOMENTO EN B [kgf*mm]		
10	0,00	598743,88	-598743,88	0,00	1942500,00	214200,00
11	0,00	602735,62	-602735,62	0,00	1942500,00	214200,00
12	0,00	606543,76	-606543,76	0,00	1942500,00	214200,00
13	0,00	610167,13	-610167,13	0,00	1942500,00	214200,00
14	0,00	613604,65	-613604,65	0,00	1942500,00	214200,00
15	0,00	616855,26	-616855,26	0,00	1942500,00	214200,00
16	0,00	619917,96	-619917,96	0,00	1942500,00	214200,00
17	0,00	622791,84	-622791,84	0,00	1942500,00	214200,00
18	0,00	625476,00	-625476,00	0,00	1942500,00	214200,00
19	0,00	627969,64	-627969,64	0,00	1942500,00	214200,00
20	0,00	630272,00	-630272,00	0,00	1942500,00	214200,00
21	0,00	632382,36	-632382,36	0,00	1942500,00	214200,00
22	0,00	634300,10	-634300,10	0,00	1942500,00	214200,00
23	0,00	636024,62	-636024,62	0,00	1942500,00	214200,00
24	0,00	637555,41	-637555,41	0,00	1942500,00	214200,00
25	0,00	638891,98	-638891,98	0,00	1942500,00	214200,00
26	0,00	640033,95	-640033,95	0,00	1942500,00	214200,00
27	0,00	640980,95	-640980,95	0,00	1942500,00	214200,00
28	0,00	641732,71	-641732,71	0,00	1942500,00	214200,00
29	0,00	642288,99	-642288,99	0,00	1942500,00	214200,00
30	0,00	642649,62	-642649,62	0,00	1942500,00	214200,00
31	0,00	642814,49	-642814,49	0,00	1942500,00	214200,00
32	0,00	642783,56	-642783,56	0,00	1942500,00	214200,00
33	0,00	642556,82	-642556,82	0,00	1942500,00	214200,00
34	0,00	642134,36	-642134,36	0,00	1942500,00	214200,00
35	0,00	641516,30	-641516,30	0,00	1942500,00	214200,00

Observaciones

Momento en Z

- Aumenta de forma progresiva con la inclinación del brazo. Este comportamiento indica que, a medida que el brazo se inclina más (hasta 30°), el momento en el eje Z se incrementa de manera casi lineal.
- Esto podría sugerir que las fuerzas asociadas al eje Z aumentan a medida que el brazo se desplaza angularmente, lo cual puede estar relacionado con un mayor esfuerzo o carga en esa dirección.



Momento en Y

- El momento en Y, por otro lado, se puede apreciar que se mantiene constante independiente del grado de inclinación del brazo, ya que la distancia entre el brazo y la rueda es constante, además de tomar una fuerza de frenado constante.

Torque

- Tal como se puede apreciar en la tabla, el torque se mantiene constante. Esto se debe a que el radio del neumático no cambia.

13.5.2 Memoria de Cálculo

Datos iniciales

Dado que la suspensión opera a **23 grados de inclinación**, este ángulo es clave para los cálculos. Según la tabla de datos:

A **23 grados** de inclinación, los momentos son:

- **Torsión en X:** $214200 \text{ kgf} \cdot \text{mm}$
- **Momento en Y:** $1942500 \text{ kgf} \cdot \text{mm}$
- **Momento en Z:** $636024,62 \text{ kgf} \cdot \text{mm}$

Además, se establece que la apertura máxima del sistema es de **30 grados**, lo que proporciona un límite superior para las variaciones de los momentos. A ese ángulo, los momentos son:

A **30 grados** de inclinación:

- **Torsión en X:** $214200 \text{ kgf} \cdot \text{mm}$
- **Momento en Y:** $1942500 \text{ kgf} \cdot \text{mm}$
- **Momento en Z:** $642649,6 \text{ kgf} \cdot \text{mm}$

Por lo tanto, para los cálculos de diseño y operación, se consideran los momentos a **23 grados** de inclinación, siendo este el ángulo de operación principal. La apertura máxima de **30 grados** sirve como referencia para condiciones extremas de funcionamiento.

Habiendo estudiado el comportamiento de los momentos según los diferentes ejes coordenados, procedemos con las tensiones.

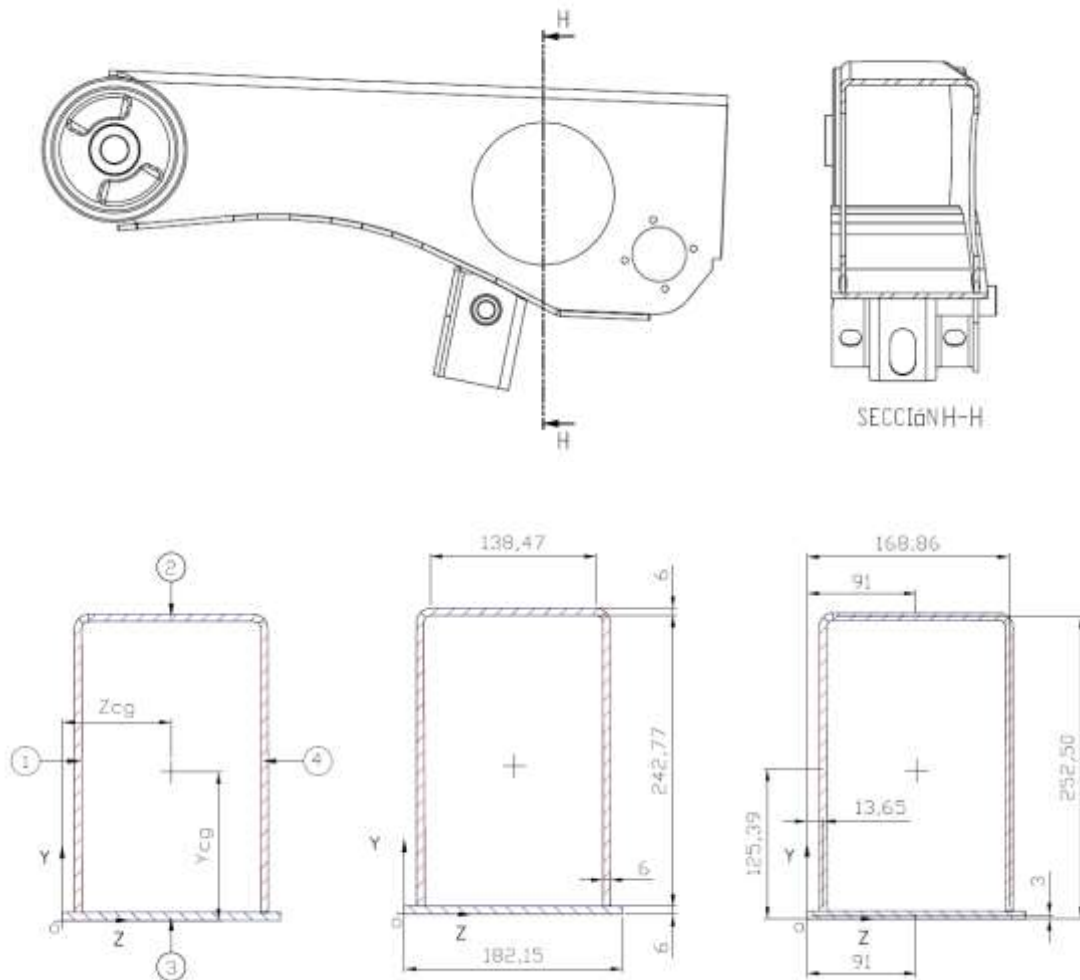
De acuerdo con los valores obtenidos previamente para la inclinación de **23 grados** y **30 grados** del brazo de la suspensión, se toman los momentos en los ejes Z e Y para realizar los cálculos de las tensiones correspondientes.



Cálculo de las Tensiones

El cálculo de tensiones sobre el brazo se efectúa específicamente en la sección correspondiente a la zona de interacción con el eje. Esta decisión se fundamenta en que dicho punto es crítico para la transmisión de esfuerzos hacia el brazo, siendo donde se concentran los mayores esfuerzos debido a las condiciones operativas y la distribución de las cargas. Procediendo entonces:

Sección del brazo a analizar



Coordenadas del centro de gravedad:

- $Z_{cg} = 91,2 \text{ mm}$
- $Y_{cg} = 119,7 \text{ mm}$

Inercias de la sección:

- Momento de inercia: $I_{zcg} = 49021403,7 \text{ mm}^4$
- Momento de inercia: $I_{ycg} = 26324189 \text{ mm}^4$
- Módulo de inercia polar: $J = 37663664,5 \text{ mm}^4$



a) Tensión debida a flexión en el eje Z

La tensión debida a flexión en el eje Z se calcula con la siguiente fórmula:

$$\sigma_z = \frac{M_z \cdot cf}{I_{zcg}}$$

Donde:

- $M_{z23^\circ} = 636024,62 \text{ kgf} \cdot \text{mm}$
- $M_{z30^\circ} = 642649,6 \text{ kgf} \cdot \text{mm}$
- $cf = 132,9 \text{ mm}$
- $I_{zcg} = 49021403,7 \text{ mm}^4$

Por lo tanto,

$$\sigma_{z23^\circ} = \frac{636024,62 \text{ kgfmm} \cdot 132,9 \text{ mm}}{49021403,7 \text{ mm}^4} * 10 \rightarrow \sigma_{z23^\circ} = 17,2 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{z30^\circ} = \frac{642649,6 \text{ kgfmm} \cdot 132,9 \text{ mm}}{49021403,7 \text{ mm}^4} * 10 \rightarrow \sigma_{z30^\circ} = 17,4 \text{ Mpa}$$

b) Tensión debida a flexión en el eje Y

La tensión debida a flexión en el eje Y se calcula con la siguiente fórmula:

$$\sigma_y = \frac{M_y \cdot cf}{I_{ycg}}$$

Donde:

- $M_{y23^\circ} = M_{y30^\circ} = 1942500 \text{ kgf} \cdot \text{mm}$
- $cf = 77,7 \text{ mm}$
- $I_{ycg} = 26324189 \text{ mm}^4$

Por lo tanto,

$$\sigma_{y23^\circ} = \sigma_{y30^\circ} = \frac{1942500 \text{ kgfmm} \cdot 77,7 \text{ mm}}{26324189 \text{ mm}^4} * 10 \rightarrow \sigma_{y23^\circ} = \sigma_{y30^\circ} = 57,3 \text{ Mpa}$$

c) Tensión debida a torsión en el eje X

La torsión en el eje X genera una tensión que se calcula con la fórmula:

$$\tau_x = \frac{T_x \cdot e}{J}$$

Donde:

- $T_x = 214200 \text{ kgf} \cdot \text{mm}$
- $e = 6 \text{ mm}$
- $J = 37663664,5 \text{ mm}^4$



Por lo tanto,

$$\tau_x = \frac{214200 \text{ kgf} \cdot \text{mm} \cdot 6 \text{ mm}}{37663664,5 \text{ mm}^4} * 10 \rightarrow \tau_x = \mathbf{0,3 \text{ Mpa}}$$

d) Tensión combinada (Von Mises)

Para obtener la tensión combinada o equivalente según el criterio de Von Mises, se utiliza la siguiente expresión:

$$\sigma_m = \sqrt{\sigma_z^2 + \sigma_y^2 + 3 \cdot \tau_x^2}$$

Sustituyendo:

$$\sigma_{m23^\circ} = \sqrt{(17,2 \text{ Mpa})^2 + (57,3 \text{ Mpa})^2 + 3 \cdot (0,3 \text{ Mpa})^2} \rightarrow \sigma_{m23^\circ} = \mathbf{59,9 \text{ Mpa}}$$

$$\sigma_{m30^\circ} = \sqrt{(17,4 \text{ Mpa})^2 + (57,3 \text{ Mpa})^2 + 3 \cdot (0,3 \text{ Mpa})^2} \rightarrow \sigma_{m30^\circ} \cong \mathbf{59,9 \text{ Mpa}}$$

Si bien el ángulo de trabajo varía, generando momentos en el eje z diferentes, la tensión es apenas superadora para el ángulo de 30°. Por lo tanto, la combinación de todos los esfuerzos resulta en un valor de tensión equivalente máxima semejantes para cada condición de trabajo.

Cálculo del Factor de Seguridad

El factor de seguridad se calcula como la relación entre la resistencia del material y la tensión máxima aplicada. Según el criterio de Von Mises, tenemos:

$$\gamma_{23^\circ} = \gamma_{30^\circ} = \frac{\sigma_{adm}}{\sigma_m} = \frac{380 \text{ Mpa}}{59,9 \text{ Mpa}} \rightarrow \gamma_{23^\circ} = \gamma_{30^\circ} = \mathbf{6,3}$$

Como puede apreciarse, la relación entre la resistencia del material y la tensión máxima aplicada es considerablemente alta. Esto significa que el sistema diseñado posee una resistencia mucho mayor que las cargas máximas esperadas, lo que proporciona seguridad estructural.

En primera instancia este tipo de valor también podría indicar una posibilidad de optimización en el diseño, ya que un factor de seguridad tan elevado puede sugerir un sobredimensionamiento de los componentes, lo que podría traducirse en un uso ineficiente de materiales o un aumento de costos. Sin embargo, es importante destacar que los cálculos están sustentados en una condición estática, que contempla los esfuerzos dinámicos. Esto quiere decir que, bajo los cálculos considerados, se toman en análisis los esfuerzos producidos por situaciones tales como:



- **Vibraciones** y oscilaciones de la carga.
- **Impactos** causados por irregularidades del terreno (baches, desniveles).
- **Aceleraciones y desaceleraciones bruscas** (frenado súbito, cambios de dirección).

En situaciones como esta, en las suspensiones de vehículos de cargas pesadas, se suele utilizar un factor dinámico de 1,3 para contemplar tales esfuerzos. A modo de verificación, se procede a rectificar el factor de seguridad, implicando dicho factor:

Verificación tensión combinada (Von Mises)

$$\sigma_{m23^\circ(1,3)} = \sqrt{(17,2\text{Mpa} * 1,3)^2 + (57,3\text{Mpa} * 1,3)^2 + 3 \cdot (0,3\text{Mpa} * 1,3)^2}$$
$$\sigma_{m23^\circ(1,3)} = 77,78 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{m30^\circ(1,3)} = \sqrt{(17,4\text{Mpa} * 1,3)^2 + (57,3\text{Mpa} * 1,3)^2 + 3 \cdot (0,3\text{Mpa} * 1,3)^2}$$
$$\sigma_{m30^\circ(1,3)} \cong 77,78 \text{ Mpa}$$

Cálculo Factor de seguridad

$$\gamma_{23^\circ} = \gamma_{30^\circ} = \frac{\sigma_{adm}}{\sigma_m} = \frac{380 \text{ Mpa}}{77,78 \text{ Mpa}} \rightarrow \gamma_{23^\circ} = \gamma_{30^\circ} = 4,8$$

Como puede observarse, aun considerado el factor dinámico en el análisis de la suspensión, se obtiene un coeficiente de seguridad de 4,8. Este valor, aunque ligeramente superior al rango normal recomendado para sistemas de suspensión en vehículos pesados (entre 2,5 y 4), resulta adecuado para las exigencias particulares a las que está sometida la suspensión. Dado que las condiciones operativas incluyen frenados bruscos, maniobras exigentes y terrenos irregulares, un factor de seguridad de este nivel garantiza una mayor durabilidad y fiabilidad en el sistema, proporcionando un margen adicional frente a posibles sobrecargas e impactos imprevistos. Por lo tanto, se considera que este coeficiente no solo es aceptable, sino también óptimo para asegurar la integridad estructural y el rendimiento seguro del diseño en las condiciones dinámicas a las que estará expuesto.

Zunchado y soldado de camisa

El momento torsor ejercido en el frenado produce que el espigado quiera rotar en su propio eje por lo que se debe verificar el esfuerzo de zunchado en la camisa-eje y la soldadura entre camisa-brazo.



Camisa-Brazo

La camisa se suelda alrededor del brazo de suspensión, por lo cual se debe corroborar que el cordón de soldadura sea el óptimo para asegurar que no se produzca el giro del eje.

Se utiliza el método que considera la soldadura como una línea, el cual permite que se calcule de una forma similar a los cálculos de los elementos. Se analiza la soldadura por separado para cada tipo de carga y se combinan las cargas vectoriales para calcular la fuerza máxima.

Tipo de carga	Fórmula para la fuerza/mm de soldadura
Cortante	$f_s = \frac{Q}{A_w}$
Flexión	$f_b = \frac{M}{S_w}$
Torsión	$f_t = \frac{T * c}{J_w}$

Para las fórmulas se utilizan los factores geométricos del cordón (A_w, S_w y J_w) que dependen del tipo de solicitud. En este caso:

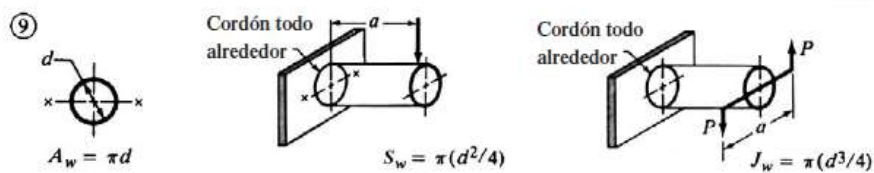
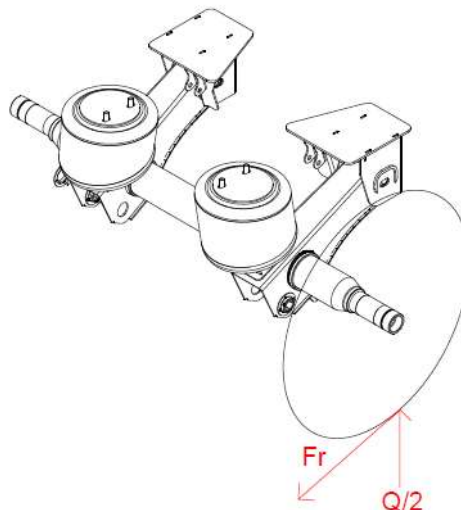


Imagen extraída del libro "Diseño de Elementos de máquinas – Mott – 4ta. Edición"

Análisis:

- Diagrama de cuerpo libre





- Fuerza de Torsión:

$$f_t = \frac{T * c/2}{J_w} = \frac{T * c/2 * 4}{\pi * (c)^3} = \frac{2142000Nmm * 82mm * 4}{\pi * (164)^3mm^3} \rightarrow f_t = 50,7 \frac{N}{mm}$$

- Fuerza de Flexión:

$$f_b = \frac{M_A}{S_w} = \frac{\frac{Q}{2} * L * 4}{\pi * (c)^2} = \frac{60000N * 462.5mm * 4}{\pi * (164)^2mm^2} \rightarrow f_b = 1313,87 \frac{N}{mm}$$

- Fuerza de corte

$$f_s = \frac{\frac{Q}{2}}{A_w} = \frac{\frac{Q}{2}}{\pi * c} = \frac{60000N}{\pi * 164mm} \rightarrow f_s = 116,45 \frac{N}{mm}$$

- Fuerza resultante:

$$f_r = \sqrt{f_t^2 + f_b^2 + f_s^2} = \sqrt{(50,7N/mm)^2 + (1313,87N/mm)^2 + (116,45N/mm)^2}$$

$$f_r = \frac{1320N}{mm}$$

- Cateto de soldadura mínimo:

$$w = \frac{f_r}{\sigma_s} = \frac{1320 \frac{N}{mm}}{380 \frac{N}{mm^2}} \rightarrow w = 3,47mm$$

- Cateto utilizado de 8mm, por lo tanto, el coeficiente de seguridad será:

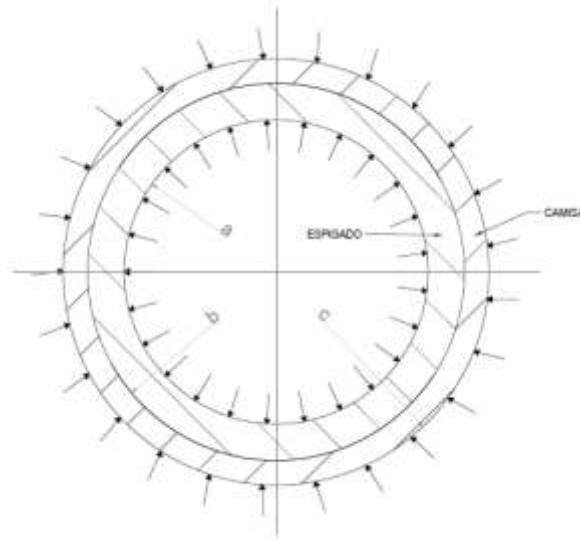
$$\gamma = \frac{w_u}{w} = \frac{8mm}{3,47mm} \rightarrow \eta = 2,30$$

Camisa - eje

El momento torsor producido por el frenado atraviesa el tubo hasta que se encuentra la camisa la cual evita que el eje gire por medio del zunchado de la camisa al eje.

$$T = f * d \rightarrow f = \frac{T}{b} = \frac{214200kgfmm}{72.5mm} * 10 \rightarrow f = 29544.82N$$

El zunchado se obtiene al asegurar las piezas con un ajuste forzado, generando una interferencia de tal magnitud que efectúe una presión que actúa sobre las superficies acopladas. La influencia de la presión en la superficie de contacto genera un esfuerzo radial que, al multiplicarlo por un coeficiente de rozamiento se obtiene la fuerza que se opone al frenado.



- Interferencia máxima:

$$I_{max} = 2 * b_{emax} - 2 * b_{cmin}$$

$$I_{max} = 145,15mm - 145mm \rightarrow I_{max} = 0,15mm$$

- Presión de zunchado para acero con acero:

$$P_Z = \frac{E * I_{max}}{b} * \left[\frac{(c^2 - b^2) * (b^2 - a^2)}{2 * b^2 * (c^2 - a^2)} \right]$$

$$P_Z = \frac{210000 \text{ N/mm}^2 * 0,15mm}{72,5mm} * \left[\frac{((82mm)^2 - (72,5mm)^2) * ((72,5mm)^2 - (59,5mm)^2)}{2 * (72,5mm)^2 * ((82mm)^2 - (59,5mm)^2)} \right]$$

$$P_Z = 32,69Mpa$$

Área de zunchado:

Para calcular el área de zunchado, se analiza donde se genera la interferencia entre las piezas. Es decir, el área de la camisa menos el área de las ranuras. Estas, son las áreas longitudinales.

El área total de la camisa es igual a su longitud por el perímetro de la circunferencia del diámetro que se obtiene la interferencia.

$$A_{CT} = A_Z + 2 * A_R$$

$$A_{CT} = Hc * 2\pi * R_C = 200mm * 2\pi * 72,5mm \rightarrow A_{CT} = 91106,12mm^2$$

$$A_R = \pi * (R_1)^2 + H_1 * L_1 + R_1 * (H_1 - 2 * R_1) * 2$$

$$A_R = \pi * (30mm)^2 + 60mm * 75mm + 30mm * 15mm * 2 \rightarrow A_R = 8227,43mm^2$$

$$A_Z = A_{CT} - 2 * A_R = 91106,12mm^2 - 2 * 8227,43mm^2 \rightarrow A_Z = 74651,26mm^2$$



- Por lo tanto, la fuerza radial:

$$F_{RCT} = P_Z * A_Z$$

$$F_{RCT} = 32.69 \frac{N}{mm^2} * 74651,26 mm^2 \rightarrow F_{RCT} = 2,44x10^6 N$$

- Fuerza tangencial o de rozamiento del zunchado:

$$F_{TRCT} = F_{RCT} * \mu_{A-A} = 2,44x10^6 N * 0,15 \rightarrow F_{TRCT} = 0.36x10^6 N$$

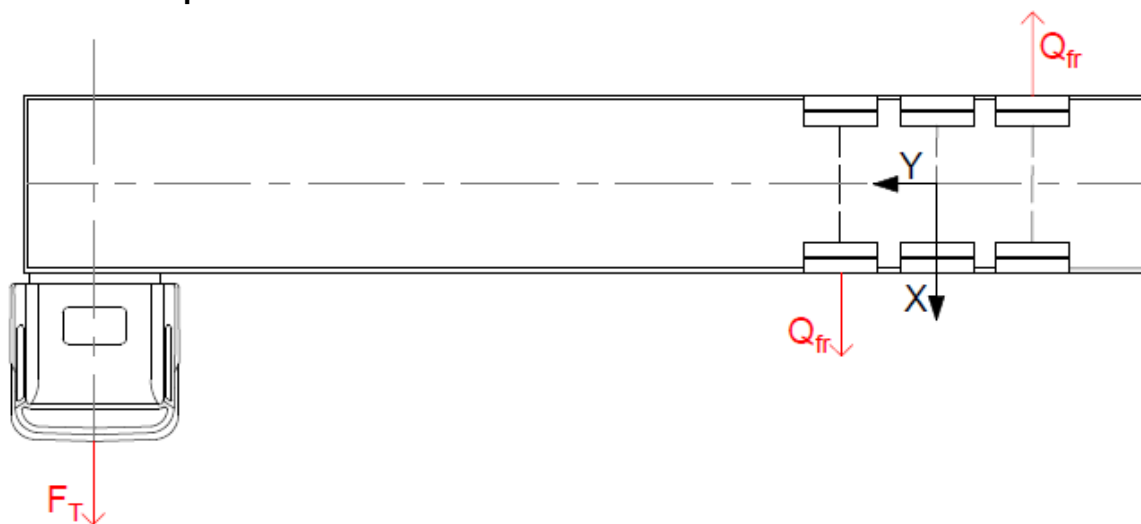
Como se puede apreciar, $F_{TRCT} > f$, esto significa que la fuerza del zunchado de la camisa y el brazo, **soporta de manera adecuada el esfuerzo radial**.

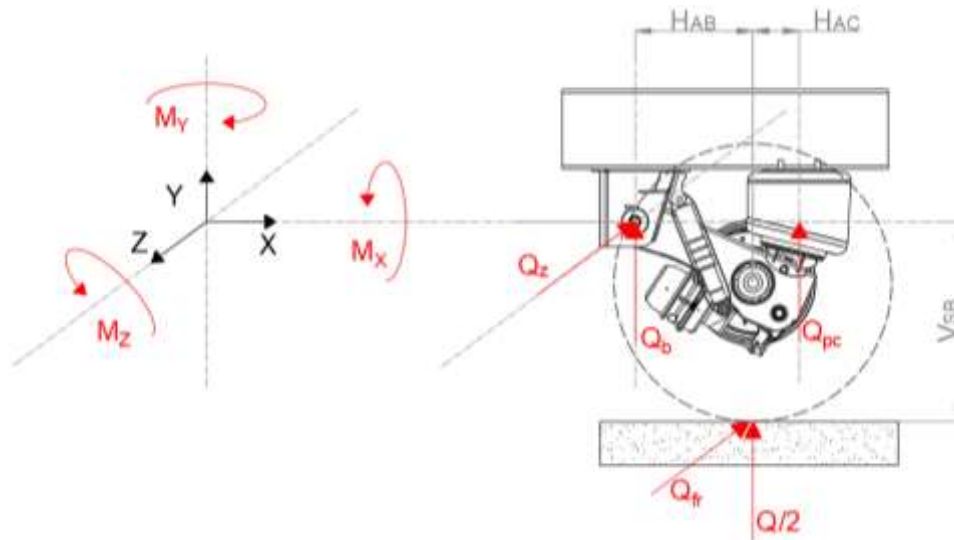
13.5.3 Situación 2 - Giro de radio mínimo

Es una maniobra realizada a baja velocidad, pero de uso frecuente, y la más desfavorable para la suspensión. Esta maniobra se constituye al tirar desde una unidad tractora al semirremolque cuando se encuentran perpendicularmente entre sí.

El conjunto de solicitaciones generadas en cada rueda debe transmitirse al bulón de cada soporte, teniendo en cuenta la geometría del eje. Esto da lugar a fuerzas-par equivalentes. Es decir, dependiendo de la geometría, cada una de las fuerzas que actúan sobre la rueda, es transmitida al bulón de soporte. Además, se debe tener en cuenta el momento generado por estas fuerzas.

Estado de equilibrio





La fuerza vertical se reparte entre la manota y la suspensión neumática. La parte neumática solo admite esfuerzos verticales, la fuerza de rozamiento la absorbe directamente la camisa que está soldada al brazo.

Considerando el sistema de esfuerzos mostrado, tanto $Q/2$ como Q_{fr} deberán ser trasladadas al bulón de soporte, pero también se generan 2 momentos (horizontal y vertical respectivamente). Por lo tanto, en la manota se generarán dos fuerzas y tres momentos.

Q_b es debida a la normal actuante sobre la rueda y depende las distancias H_{AB} y H_{CA} . Q_z corresponde a la fuerza de rozamiento actuante sobre la rueda y por lo tanto depende de $Q/2$ y el coeficiente de rozamiento entre neumático con el terreno. Se utiliza un coeficiente de 0,7 que corresponde a un neumático nuevo con pavimento nuevo.

En cuanto a los momentos. M_z es debido a la normal $Q/2$ y por lo tanto es nulo al ser absorbido por el perno. M_x y M_y se crean por la fuerza de rozamiento que son creados por Q_{fr} según la distancia V_{SB} vertical y horizontal H_{AB} respectivamente.

Ecuaciones de equilibrio

$$(1) \sum M_A = 0 \rightarrow -Q_b * H_{AB} + Q_{pcv} * H_{CA} - Q_{pch} * V_{CA} + R_B * V_{AB} = 0$$

$$(1) -Q_b * H_{AB} + Q_{pc} \cos(\theta) * H_{CA} - Q_{pc} \sin(\theta) * V_{CA} + R_B * V_{AB} = 0$$

$$(2) \sum M_B = 0 \rightarrow -\frac{Q}{2} * H_{AB} + Q_{pcv} * (H_{CA} + H_{AB}) + Q_{pch} * (V_{AB} - V_{CA}) = 0$$

$$(2) -\frac{Q}{2} * H_{AB} + Q_{pc} \cos(\theta) * (H_{CA} + H_{AB}) + Q_{pc} \sin(\theta) * (V_{AB} - V_{CA}) = 0$$

$$(3) \sum F_H = 0 \rightarrow -Q_{pch} + R_B = 0$$

$$(3) -Q_{pc} \sin(\theta) + R_B = 0$$



$$(4) \sum F_V = 0 \rightarrow -Q_{pcV} + Q/2 - Q_b = 0$$

$$(4) -Q_{pc} \cos(\theta) + Q/2 - Q_b = 0$$

De (2) encontramos la carga que tiene que transmitir el fuelle al brazo "Qpc"

De (5),

$$Q_{pc} = \frac{\frac{Q}{2} * H_{AB}}{\cos(\theta) * (H_{CA} + H_{AB}) + \text{sen}(\theta) * (V_{AB} - V_{CA})}$$

De (3),

$$R_B = Q_{pc} \text{sen}(\theta)$$

De (4),

$$Q_b = -Q_{pc} \cos(\theta) + Q/2$$

Verificamos con (1)

$$Q_b * H_{AB} - Q_{pc} \cos(\theta) * H_{CA} + Q_{pc} \text{sen}(\theta) * V_{CA} - R_B * V_{AB} = 0$$

Recordar que:

$$H_{AB} = L_{AB} \cos(\theta + \theta_{AB})$$

$$V_{AB} = L_{AB} \text{sen}(\theta + \theta_{AB})$$

$$H_{AB} + H_{CA} = L_{CB} \cos(\theta - \theta_{CB})$$

$$V_{AB} - V_{CA} = L_{CB} \text{sen}(\theta - \theta_{CB})$$

Por lo tanto, reemplazando en la ecuación (5)

$$Q_{pc} = \frac{\frac{Q}{2} * L_{AB} \cos(\theta + \theta_{AB})}{\cos(\theta) * (L_{CB} \cos(\theta - \theta_{CB})) + \text{sen}(\theta) * (L_{CB} \text{sen}(\theta - \theta_{CB}))}$$



Resultados

GRADOS BRAZO θ°	CARGA Q [kgf]	FUELLE Q_{PC} [kgf]	FUELLE Q_{PCV} [kgf]	FUELLE Q_{PCH} [kgf]	MANOTA Q_b [kgf]	MANOTA RB [kgf]	VERIFICACION [kgf]
10	12000	4816,80	4743,63	836,43	1256,37	836,43	0,00
11	12000	4795,66	4707,55	915,05	1292,45	915,05	0,00
12	12000	4773,05	4668,74	992,37	1331,26	992,37	0,00
13	12000	4748,98	4627,27	1068,29	1372,73	1068,29	0,00
14	12000	4723,47	4583,17	1142,71	1416,83	1142,71	0,00
15	12000	4696,52	4536,49	1215,55	1463,51	1215,55	0,00
16	12000	4668,14	4487,31	1286,72	1512,69	1286,72	0,00
17	12000	4638,34	4435,67	1356,12	1564,33	1356,12	0,00
18	12000	4607,13	4381,64	1423,68	1618,36	1423,68	0,00
19	12000	4574,51	4325,29	1489,32	1674,71	1489,32	0,00
20	12000	4540,50	4266,67	1552,94	1733,33	1552,94	0,00
21	12000	4505,11	4205,88	1614,49	1794,12	1614,49	0,00
22	12000	4468,34	4142,97	1673,87	1857,03	1673,87	0,00
23	12000	4430,21	4078,03	1731,02	1921,97	1731,02	0,00
24	12000	4390,73	4011,14	1785,87	1988,86	1785,87	0,00
25	12000	4349,92	3942,37	1838,36	2057,63	1838,36	0,00
26	12000	4307,78	3871,81	1888,41	2128,19	1888,41	0,00
27	12000	4264,33	3799,54	1935,96	2200,46	1935,96	0,00
28	12000	4219,58	3725,67	1980,97	2274,33	1980,97	0,00
29	12000	4173,54	3650,26	2023,37	2349,74	2023,37	0,00
30	12000	4126,23	3573,42	2063,12	2426,58	2063,12	0,00
31	12000	4077,67	3495,25	2100,16	2504,75	2100,16	0,00
32	12000	4027,86	3415,82	2134,44	2584,18	2134,44	0,00
33	12000	3976,83	3335,25	2165,94	2664,75	2165,94	0,00
34	12000	3924,59	3253,63	2194,60	2746,37	2194,60	0,00
35	12000	3871,15	3171,06	2220,40	2828,94	2220,40	0,00

Momentos para el ángulo de trabajo

Obtenidos los valores de las fuerzas que actúan sobre el brazo, se procede con los momentos:

$$M_Z = -\frac{Q}{2} * H_{AB} + Q_{pcv} \text{sen}(\theta) * (V_{AB} - V_{CA}) + Q_{pcv} \text{cos}(\theta) * (H_{AB} + H_{CA})$$

$$M_Z = -\frac{Q}{2} * H_{AB} + Q_{pcv} \text{sen}(\theta) * (L_{CB} \text{sen}(\theta - \theta_{CB})) + Q_{pcv} \text{cos}(\theta) * (L_{CB} \text{cos}(\theta - \theta_{CB}))$$

$$M_X = Q_{fr} * V_{SB} = \frac{Q}{2} * \mu * V_{SB}$$

$$M_Y = Q_{fr} * H_{AB} = \frac{Q}{2} * \mu * H_{AB}$$



Resultados

GRADOS BRAZO θ°	MOMENTO EN Z [kgf*mm]	TORSION EN X [kgf*mm]	MOMENTO EN Y [kgf*mm]
10	0,00	495579,46	2040686,40
11	0,00	531118,87	2031726,54
12	0,00	566496,50	2022147,80
13	0,00	601701,56	2011953,09
14	0,00	636723,34	2001145,52
15	0,00	671551,17	1989728,38
16	0,00	706174,44	1977705,15
17	0,00	740582,60	1965079,49
18	0,00	774765,17	1951855,25
19	0,00	808711,74	1938036,46
20	0,00	842411,97	1923627,32
21	0,00	875855,59	1908632,23
22	0,00	909032,42	1893055,75
23	0,00	941932,35	1876902,62
24	0,00	974545,36	1860177,77
25	0,00	1006861,51	1842886,30
26	0,00	1038870,96	1825033,46
27	0,00	1070563,96	1806624,70
28	0,00	1101930,85	1787665,63
29	0,00	1132962,09	1768162,01
30	0,00	1163648,22	1748119,80
31	0,00	1193979,89	1727545,09
32	0,00	1223947,86	1706444,15
33	0,00	1253543,00	1684823,42
34	0,00	1282756,30	1662689,47
35	0,00	1311578,87	1640049,05

13.5.4 Memoria de cálculo

Datos iniciales y consideraciones

A **23 grados** de inclinación, los momentos son:

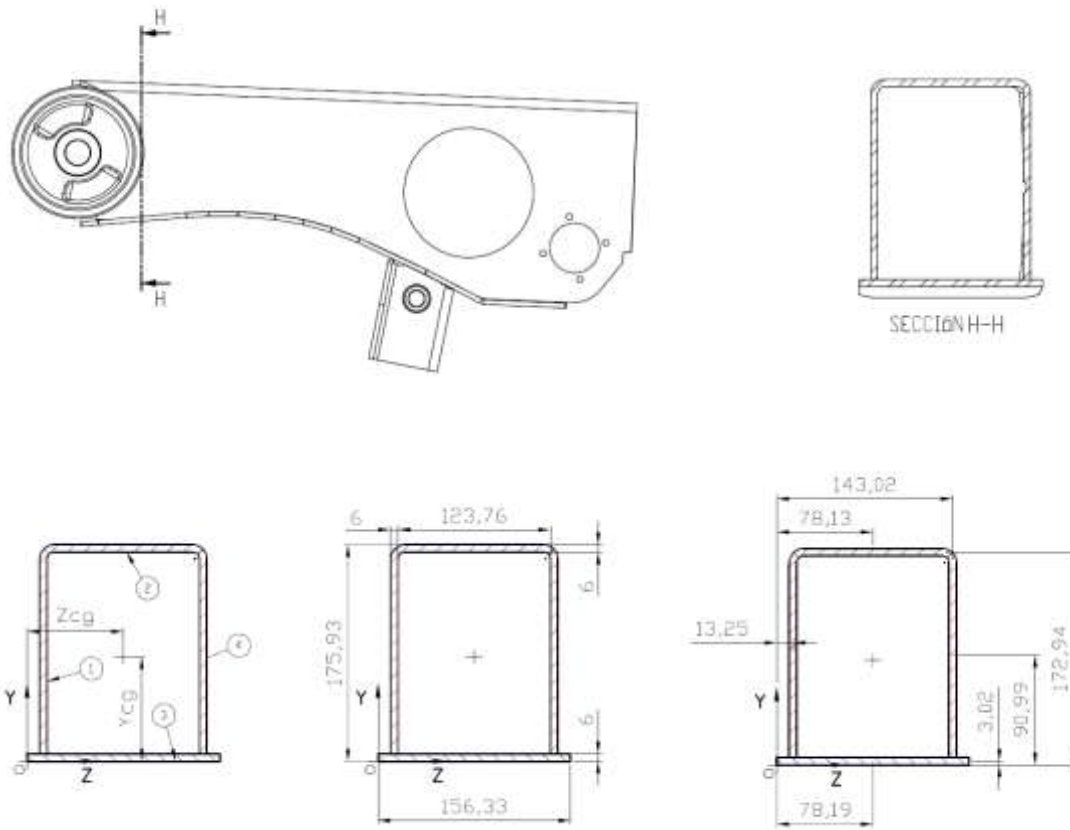
- **Momento en Y:** 941,932.35 *kgf * mm*
- **Torsión en X:** 1,876,902.62 *kgf * mm*

A **30 grados** de inclinación:

- **Torsión en X:** 1,163,648.22 *kgf * mm*
- **Momento en Y:** 1,748,119.80 *kgf * mm*



Sección del brazo a analizar



- **Coordenadas del centro de gravedad:**
 - $Z_{cg} = 78,3 \text{ mm}$
 - $Y_{cg} = 85,2 \text{ mm}$
- **Inercias de la sección:**
 - Momento de inercia: $I_{ycg} = 11571489,5 \text{ mm}^4$
 - Momento de inercia: $I_{zcg} = 17208091,4 \text{ mm}^4$
 - Módulo de inercia polar: $J = 17350480 \text{ mm}^4$

Cálculo de Tensiones

a) Tensión debida a flexión en el eje Y

La tensión debida a la flexión en el eje y se calcula con la fórmula:

$$\sigma_y = \frac{M_y \cdot c}{I_{ycg}}$$



Donde:

- $M_{23^\circ} = 941932,35 \text{ kgf} \cdot \text{mm}$
- $M_{30^\circ} = 1748119,8 \text{ kgf} \cdot \text{mm}$
- $c = 64,8 \text{ mm}$
- $I_{ycg} = 11571489,5 \text{ mm}^4$

Por lo tanto,

$$\sigma_{y23^\circ} = \frac{1876902,6 \text{ kgf} \cdot 64,8 \text{ mm}}{11571489,5 \text{ mm}^4} * 10 \rightarrow \sigma_{y23^\circ} = \mathbf{105,1 \text{ Mpa}}$$

$$\sigma_{y30^\circ} = \frac{1748119,8 \text{ kgf} \cdot 64,8 \text{ mm}}{11571489,5 \text{ mm}^4} * 10 \rightarrow \sigma_{y30^\circ} = \mathbf{97,8 \text{ Mpa}}$$

b) Tensión debida a torsión en el eje X

La torsión en el eje X genera una tensión que se calcula con la fórmula:

$$\tau_x = \frac{T_{x*c}}{J}$$

Donde:

- $T_{x23^\circ} = 1876902,6 \text{ kgf} \cdot \text{mm}$
- $T_{x30^\circ} = 1163648,2 \text{ kgf} \cdot \text{mm}$
- $e = 6 \text{ mm}$
- $J = 17350480 \text{ mm}^4$

Por lo tanto,

$$\tau_{x23^\circ} = \frac{1876902,6 \text{ kgf} \cdot \text{mm} * 6 \text{ mm}}{17350480 \text{ mm}^4} * 10 \rightarrow \tau_{x23^\circ} = \mathbf{3,25 \text{ Mpa}}$$

$$\tau_{x30^\circ} = \frac{1163648,2 \text{ kgf} \cdot \text{mm} * 6 \text{ mm}}{17350480 \text{ mm}^4} * 10 \rightarrow \tau_{x30^\circ} = \mathbf{4,0 \text{ Mpa}}$$

c) Tensión combinada (Von Mises)

Para obtener la tensión combinada o equivalente según el criterio de Von Mises, se utiliza la siguiente expresión:

$$\sigma_m = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2}$$



Sustituyendo:

$$\sigma_{m23^\circ} = \sqrt{(105,1\text{Mpa})^2 + 3 \cdot (3,25\text{Mpa})^2} \rightarrow \sigma_{m23^\circ} = 105,25\text{Mpa}$$

$$\sigma_{m30^\circ} = \sqrt{(97,89\text{Mpa})^2 + 3 \cdot (4,0\text{Mpa})^2} \rightarrow \sigma_{m30^\circ} = 98,1\text{Mpa}$$

Cálculo del Factor de Seguridad

$$\gamma_{23^\circ} = \frac{\sigma_{adm}}{\sigma_m} = \frac{380\text{Mpa}}{105,25\text{Mpa}} \rightarrow \eta_{23^\circ} = 3,6$$

$$\gamma_{30^\circ} = \frac{\sigma_{adm}}{\sigma_m} = \frac{380\text{Mpa}}{98,1\text{Mpa}} \rightarrow \eta_{30^\circ} = 3,9$$

Al igual que en la situación 1, en los cálculos para las condiciones de giro de radio mínimo, se contemplan factores de sobreesfuerzo ya que, aunque esta maniobra ocurre cuasi estática, el giro genera esfuerzos considerables en la suspensión, debido al rozamiento y los momentos transmitidos. El factor recomendado en este caso es de 1,5 ya que las sollicitaciones son más desfavorables para el sistema. Procediendo entonces con la verificación:

Verificación tensión combinada (Von Mises)

$$\sigma_{m23^\circ(1,5)} = \sqrt{(105,1\text{Mpa} * 1,5)^2 + 3 \cdot (3,25\text{Mpa} * 1,5)^2} \rightarrow \sigma_{m23^\circ} = 157,80\text{Mpa}$$

$$\sigma_{m30^\circ(1,5)} = \sqrt{(97,89\text{Mpa} * 1,5)^2 + 3 \cdot (4,0\text{Mpa} * 1,5)^2} \rightarrow \sigma_{m30^\circ} = 147,06\text{Mpa}$$

Cálculo del Factor de Seguridad

$$\gamma_{23^\circ} = \frac{\sigma_{adm}}{\sigma_m} = \frac{380\text{Mpa}}{157,80\text{Mpa}} \rightarrow \eta_{23^\circ} = 2,4$$

$$\gamma_{30^\circ} = \frac{\sigma_{adm}}{\sigma_m} = \frac{380\text{Mpa}}{147,06\text{Mpa}} \rightarrow \eta_{30^\circ} = 2,58$$

Factor de Seguridad en ángulo de Trabajo (23°):

El valor calculado de 4,69 indica un margen amplio de seguridad en condiciones normales de operación. Esto sugiere que el diseño es robusto y que el brazo de suspensión puede manejar cargas y tensiones habituales sin comprometer su integridad estructural.



Factor de Seguridad en Ángulo Máximo (30°):

En esta configuración, el factor de seguridad disminuye a 2,58. Aunque sigue siendo mayor que el mínimo generalmente recomendado (1,5 o 2, según normas y aplicaciones), representa un escenario más crítico. Este ángulo corresponde a condiciones extremas, como baches o irregularidades del terreno en el momento de realizar la maniobra.

Relación entre ambos factores:

La notable diferencia entre los factores de seguridad a 23° y 30° destaca la influencia del ángulo del brazo en la capacidad estructural del sistema. La caída del factor de seguridad al aumentar el ángulo refleja mayores tensiones inducidas por el aumento del brazo de palanca y los momentos resultantes.

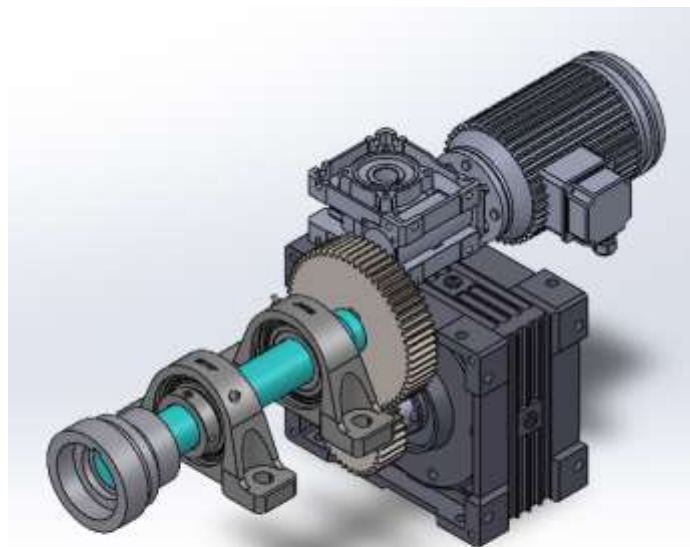
Conclusión general:

Los valores obtenidos indican que el diseño del brazo de suspensión es adecuado para soportar las condiciones operativas previstas, incluso en situaciones extremas.

13.6 Verificación máquina de soldar

Uno de los procesos fundamentales en la fabricación de este tipo de suspensión es la soldadura, que se utiliza para fijar el brazo a la camisa. Es crucial lograr un cordón de soldadura estable, homogéneo y continuo. Por esta razón, se decidió adquirir una máquina-herramienta capaz de realizar esta tarea de manera eficiente. Aunque una persona capacitada podría realizar la soldadura manualmente, el esfuerzo prolongado podría causar agotamiento, afectando la calidad y consistencia del proceso.

El diseño del sistema fue desarrollado por un tercero, por lo que se procederá a verificar que las piezas especificadas en el proyecto sean las correctas y que el diseño sea adecuado para los requisitos operativos.





Requisitos del Sistema

- Velocidad de giro del dispositivo: Una vuelta cada 2 minutos.
- Capacidad de producción: 250 subconjuntos al mes.
- Resistencia: Capaz de soportar la carga desplazada generada por los brazos.

Datos iniciales

- Velocidad del motor: 1500 RPM
- Potencia del motor: 0.37 KW = 370W
- Relación del primer reductor (tornillo sin fin): 1:30
- Relación del segundo reductor (tornillo sin fin): 1:50
- Relación del sistema de engranajes: $\frac{30}{60} = 1:2$

1. RPM a la salida de cada componente

a. Salida del primer reductor

$$RPM_{salida\ 1} = \frac{RPM\ entrada}{Relacion\ reductor\ 1} = \frac{1500\ RPM}{30} = \mathbf{50\ RPM}$$

b. Salida del segundo reductor

La entrada al segundo reductor es 50 RPM

$$RPM\ salida\ 2 = \frac{RPM\ entrada\ 2}{Relacion\ reductor\ 2} = \frac{50\ RPM}{50} = \mathbf{1\ RPM}$$

c. Salida del sistema de engranajes

El sistema de engranajes tiene una relación 2:1, por lo que reduce las RPM a la mitad:

$$RPM_{salida\ final} = \frac{RPM\ entrada\ 3}{Relacion\ reductor\ 3} = \frac{1RPM}{2} = \mathbf{0,5\ RPM}$$

Si bien las 0,5RPM verifican lo solicitado para la maquina también se le instalo un variador de frecuencia para lograr un mayor control entre las relaciones de las variables de soldadura, giro de la pieza, avance de alambre de soldadura y potencia de la máquina de soldar.

2. Potencia a la salida de cada componente

De acuerdo con lo expuesto en el libro “*Diseño de elementos de máquinas – Robert Mott – Cuarta edición*” tomamos los siguientes rendimientos:

- **Tornillo sin fin:** $\eta=80\%$ (por cada reductor).
- **Engranajes:** $\eta=98\%$.



a. Salida del primer reductor:

$$P_{Osalida\ 1} = P_{Oentrada} \times \eta = 370W * 0,8 = 296W$$

b. Salida del segundo reductor:

$$P_{Osalida\ 2} = P_{Osalida\ 1} \times \eta = 296W * 0,8 = 236,8W$$

c. Salida del sistema de engranajes:

$$P_{Osalida\ final} = P_{Osalida\ 2} \times \eta = 236,8W * 0,98 = 232W$$

3. Torque a la salida de cada componente

El torque se calcula como:

$$T = \frac{P}{\omega}$$

Donde:

- P es la potencia en W
- ω es la velocidad angular en rad/s:

$$\omega = \frac{RPM \times 2\pi}{60}$$

a. Salida del primer reductor:

Velocidad angular:

$$\omega_{salida\ 1} = \frac{50RPM \times 2\pi}{60} = 5,24 \frac{rad}{s}$$

Torque:

$$T_{salida\ 1} = \frac{296W}{5,24 \frac{rad}{s}} = 56,5Nm$$

b. Salida del segundo reductor:

Velocidad angular:

$$\omega_{salida\ 2} = \frac{1\ RPM \times 2\pi}{60} = 0,105 \frac{rad}{s}$$



Torque:

$$T_{salida\ 2} = \frac{236,8W}{0,105 \frac{rad}{s}} = 2255,24Nm$$

c. Salida del sistema de engranajes:

Velocidad angular:

$$\omega_{salida\ final} = \frac{0,5 \times 2\pi}{60} = 0,052 \frac{rad}{s}$$

Torque:

$$T_{salida\ final} = \frac{232W}{0,052 \frac{rad}{s}} = 4451,5Nm.$$

Torque producido por la carga desplazada

$$T = F * r = 2 * 36kg * \frac{10N}{kg} * 304mm * \frac{0,001m}{mm} = 218Nm$$

13.7 Verificación de engranajes

13.7.1 Verificación a la flexión

Piñón

Para el cálculo de la verificación a la flexión, se emplea la ecuación de tensión de flexión según AGMA

$$St = \frac{W_t Pd}{F * J} * K_o * K_s * K_B * K_v$$

Donde:

K_o = factor de sobrecarga para resistencia flexionante

K_s = factor de tamaño para la resistencia flexionante

K_B = factor de espesor de orilla

K_v = factor dinámico para la resistencia flexionante

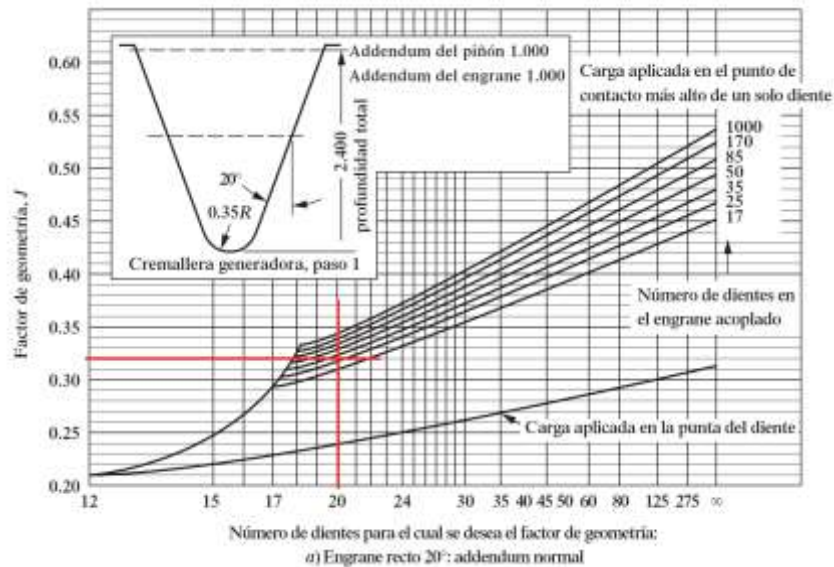
- Fuerza Tangencial Transversal W_t

$$W_t = \frac{2 * M_{t1}}{D_1} = \frac{2 * 218880Nmm}{180mm} = 2432N$$



- Factor de Geometría J

Para la determinación de este factor, debemos acceder a la tabla de la figura 9-17 (pág.387) del Mott. En la misma ingresamos con el ángulo de presión 20° y el n° de dientes del piñón (30).



$$J = 0.32,$$

- Factor de Sobrecarga K_o

Para determinar el siguiente factor, ingresamos a la Tabla 9-5 (Pág.389) del Mott. En la cual ingresamos con una fuente de potencia de tipo uniforme debido a que tenemos un motor eléctrico, y una Máquina impulsada de tipo choque ligero.

TABLA 9-5 Factores de sobrecarga sugeridos, K_o

Fuente de potencia	Máquina impulsada			
	Uniforme	Choque ligero	Choque moderado	Choque pesado
Uniforme	1.00	1.25	1.50	1.75
Choque ligero	1.20	1.40	1.75	2.25
Choque moderado	1.30	1.70	2.00	2.75

$$K_o = 1.00$$

- Factor de Tamaño K_s

Para determinar el mismo, accedemos a la tabla 9-6 (Pág. 389) Del Mott. Ingresando con el módulo métrico $m = 3$

TABLA 9-6 Factores de tamaño sugeridos, K_s

Paso diametral, P_d	Módulo métrico, m	Factor de tamaño, K_s
≥ 5	≤ 5	1.00
4	6	1.05
3	8	1.15
2	12	1.25
1.25	20	1.40

$$K_s = 1$$



- Factor de distribución de Carga K_m

Para la determinación del mismo, usamos la Ecuación 9-16 del libro Mott. (Pág.390)

$$K_m = 1.0 + C_{pf} + C_{ma}$$

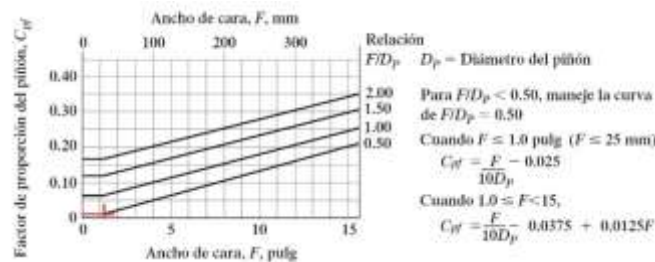
Donde:

C_{pf} : Factor de proporción del piñón

C_{ma} : Factor por alineamiento de engranado

Dichos factores se obtienen de las siguientes figuras

- **Para C_{pf}**



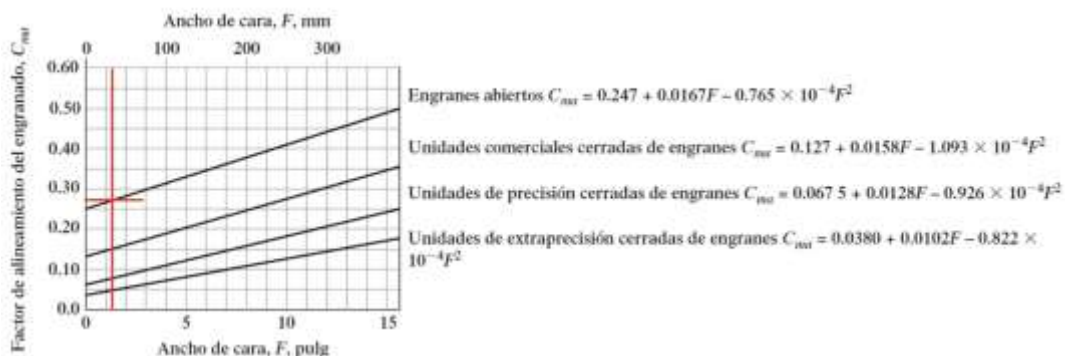
Como el ancho de cara del piñón $F_p = 30$ mm podemos utilizar la ecuación

$$C_{pf} = \frac{F_p}{10D_p} - 0.0375 + 0.0125F \quad \text{Cuando } 1.0 \leq F \leq 15$$

$$C_{pf} = \frac{1,18''}{10 * 3,54''} - 0.0375 + 0.0125 * (1,18'')$$

$$C_{pf} = 0.011$$

- **Para C_{ma}**



Utilizaremos unidades abiertas, por lo tanto

$$C_{ma} = 0.247 + 0.0167F - 0.0765 \times 10^{-4} * F^2$$

$$C_{ma} = 0.247 + 0.0167 * 1.18'' - 0.0765 \times 10^{-4} * 1.18''^2$$

$$C_{ma} = 0.267$$



Por lo cual,

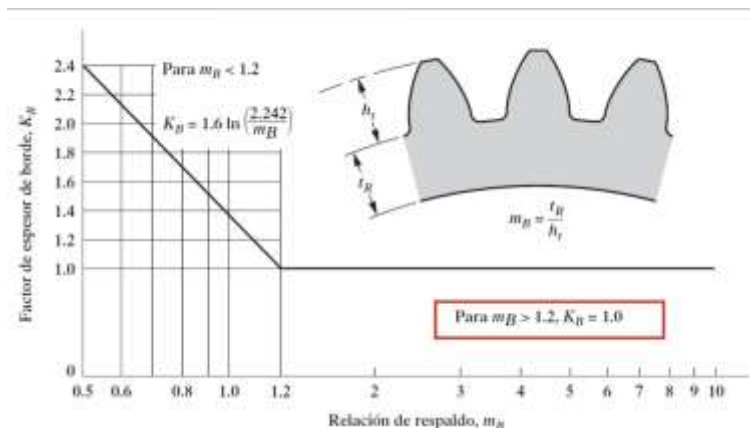
$$K_m = 1.0 + C_{pf} + C_{ma}$$

$$K_m = 1.0 + 0.011 + 0.267$$

$$K_m = 1,278$$

Factor de orilla K_B

Para la determinación de este factor, utilizaremos la tabla de la figura 9.20 Del Mott (Pág.392)



Se ingresa a la misma con la relación de respaldo m_B

$$ht = a + b = 1 * m + 1.25 * m$$

$$ht = 1 * 3 + 1.25 * 3 = 6,75mm$$

Diámetro de Raíz

$$D_{pra} = D_p - 2b = 90m - 2 * 1,25 * 3mm = \mathbf{82,5mm}$$

Diámetro de cubo

$$Dc = \left(\frac{35mm}{2} + 2,4 \right) 2 = 40mm$$

$$TR = (D_{pra} - Dc) / 2 = (82,5mm - 40mm) / 2 = 21,25mm$$

$$m_B = \frac{t_R}{h_t} = \frac{21,25}{6,75} = \mathbf{3,4}$$

Como nuestra relación de respaldo m_B es mayor a 1.2, debemos utilizar el factor de espesor del borde $K_B = 1.0$.



Factor Dinámico K_v

Para la obtención del mismo utilizamos la tabla 9-2 del Mott (Pág. 378)

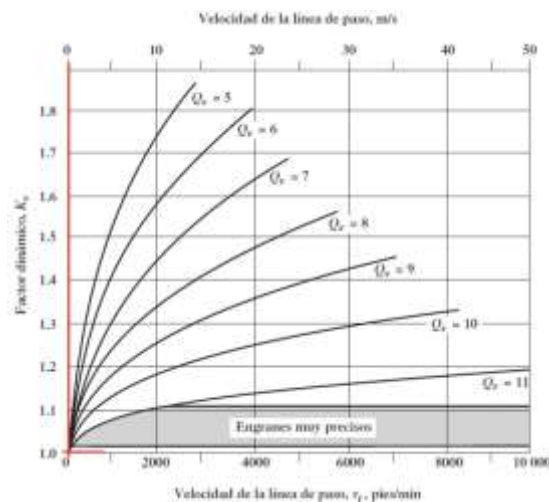
Aplicación	Número de calidad	Aplicación	Número de calidad
Accionamiento de tambor			
mezclador de cemento	3-5	Taladro pequeño	7-9
Horno de cemento	5-6	Lavadora de ropa	8-10
Impulsores de laminadoras de acero	5-6	Prensa de impresión	9-11
Cosechadora de granos	5-7	Mecanismo de cómputo	10-11
Grúas	5-7	Transmisión automotriz	10-11
Prensas de punzonado	5-7	Accionamiento de antena de radar	10-12
Transportador de mina	5-7	Accionamiento de propulsión marina	10-12
Máquina para fabricar cajas de papel	6-8	Accionamiento de motor de avión	10-13
Mecanismo de medidores de gas	7-9	Giroscopio	12-14

Accionamientos de máquinas herramienta y de otros sistemas mecánicos de alta calidad

Velocidad de la línea de paso (pies/min)	Número de calidad	Velocidad de la línea de paso de paso
0-800	6-8	0-4
800-2000	8-10	4-11
2000-4000	10-12	11-22
Más de 4000	12-14	Más de 22

Como nuestra velocidad de la línea de paso es de $1,56 \times 10^{-3} \frac{m}{seg}$ optamos un Numero de calidad $Q_r = 6$

Obtenidos ambos valores ingresamos a la figura 9-21 del Mott (Pág. 393)



Debido a que la velocidad tangencial del piñón es cercana a 0 tomamos como valor del factor dinámico igual a 1; $K_v = 1$

Obtenidos todos los factores necesarios para la ecuación de tensión de flexión según AGMA, procedemos a calcular la misma

$$Pd \text{ (Paso diametral)} = \frac{1}{m}$$

$$St = \frac{W_t}{F * J * m} * K_o * K_s * K_m * K_B * K_v$$



$$S_t = \frac{2432N}{30mm * 0.32 * 3} * 1.00 * 1.00 * 1.27 * 1.00 * 1.0$$
$$S_{t_{piñon}} = 107,24 \frac{N}{mm^2}$$

Tensión de flexión admisible S_{at}

Para el cálculo de la tensión de flexión admisible, se emplea la ecuación de tensión de flexión según AGMA

$$S_{at} > \frac{S_t * S_f * K_R}{Y_N}$$

- Factor de seguridad S_f

Es una decisión de diseño, se emplea para tener una medida de seguridad adicional, en aplicaciones críticas. Como ya se tomaron varios factores para el cálculo de la tensión de flexión S_t se pueden tomar valores modestos para el factor de seguridad.

Estos valores pueden variar entre 1.00 y 1.50. En nuestro caso tomamos como factor de seguridad

$$S_f = 1.50$$

- Factor de confiabilidad K_R

Para la meta de diseño de menos de una falla en 100, está representado por la tabla 9-8 del Mott (Pág. 396)

TABLA 9-8 Factor de confiabilidad, K_R

Confiabilidad	K_R
0.90, una falla en 10	0.85
0.99, una falla en 100	1.00
0.999, una falla en 1000	1.25
0.9999, una falla en 10 000	1.50

$$K_R = 1.00$$

- Factor de vida Y_N

Determina si el número de ciclos de carga que puede soportar el diente a analizar, está influenciado por distintos componentes de la pieza como, por ejemplo: Ductilidad y tenacidad a la fractura del material, el esfuerzo residual, etc.

El mismo se encuentra representado por la figura 9-22 del Mott. (Pag 395). En el cual se ingresa con el número de ciclos de carga N_c y el material compuesto por el engranaje.



$$N_c = 60 * L * n * q$$

L = vida de diseño en horas.

n = velocidad de giro del engranaje en rpm

q = número de aplicaciones de carga por revolución

Como en el árbol solo hay un solo engranaje q = 1. También, se sabe que la vida deseable del reductor es de 6 años, con una marcha diaria de 9 Hs/Día entonces:

$$L = 365 \frac{\text{Día}}{\text{Año}} * 6 \text{ Años} * 9 \frac{\text{Horas}}{\text{Día}} = 19710 \text{ Horas}$$

Por lo tanto:

$$N_c = 60 * 19710 \text{ Horas} * 1 \text{ rpm} * 1$$

$$N_c = 1.2 * 10^6 \text{ ciclos}$$

Debido a que el valor es menor al nominal de 10^7 , el factor de ciclo Y_N es igual a 1

$$Y_N = 1$$

Una vez obtenido todos los factores necesarios para el cálculo de la tensión de flexión admisible, se procede con la verificación:

$$Sat > \frac{s_t * s_f * K_R}{Y_N}$$

$$Sat > \frac{107,24 \frac{N}{mm^2} * 1.50 * 1.00}{1,00}$$

$$Sat_{\text{piñon}} > 160,86 \frac{N}{mm^2}$$

Corona

Para el cálculo de la verificación a la flexión de la corona, se emplea también la ecuación de tensión de flexión según AGMA. Por lo tanto, se procede con la misma metodología que para el cálculo del piñón.

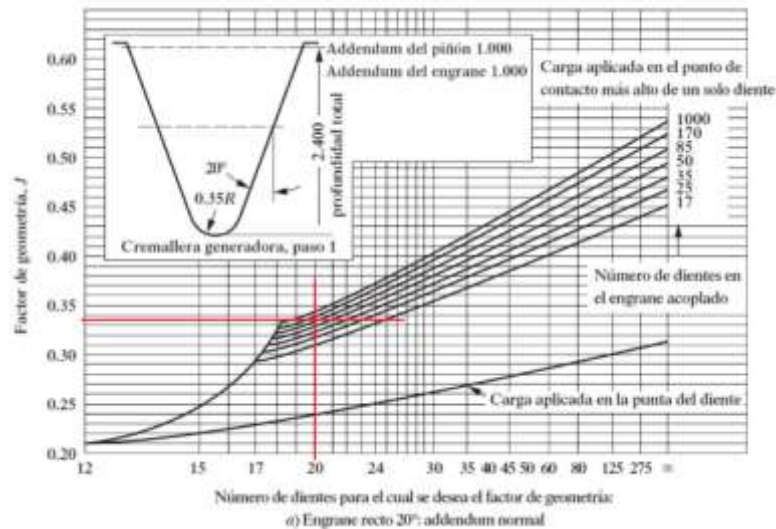
$$S_t = \frac{W_t}{F * J_{mod} * m} * K_o * K_s * K_B * K_v$$

- Fuerza Tangencial Transversal W_t

$W_t \approx 1936 \text{ N}$ Por Principio de Acción y Reacción del piñón con la corona.

- Factor de Geometría J

De la misma manera que para el piñón, se ingresa a la tabla de la figura 9-17 (pág.387) del Mott, con un ángulo de presión 20° y n° de dientes del piñón (60).



$$J = 0.335$$

- Factor de Sobrecarga K_o

Se cumple igual que para el piñón, por lo tanto

$$K_o = 1.00$$

- Factor de Tamaño K_s

A igual módulo, el factor de tamaño es el mismo que para el piñón.

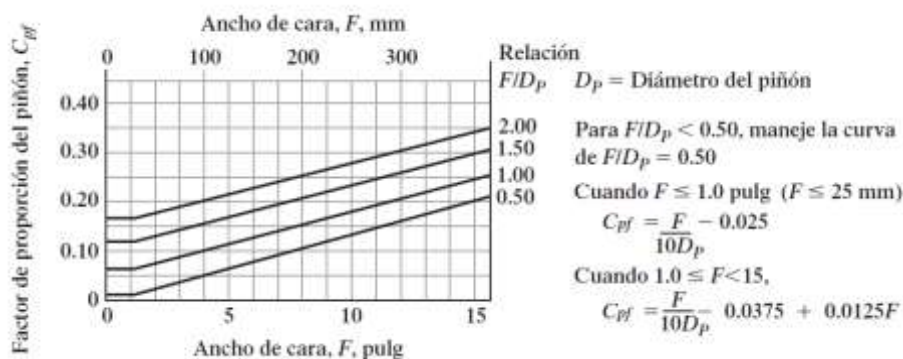
$$K_s = 1.00$$

- Factor de distribución de Carga K_m

Para la determinación del mismo, se utiliza la ecuación 9-16 del libro Mott. (Pág.390) utilizada también para el piñón

$$K_m = 1.0 + C_{pf} + C_{ma}$$

➤ **Para C_{pf}**



Como el ancho de cara de la corona $F_g = 3.14$ " podemos utilizar la ecuación



$$C_{pf} = \frac{F_p}{10D_p} - 0.0375 + 0.0125F \quad \text{Cuando } 1.0 \leq F \leq 15$$

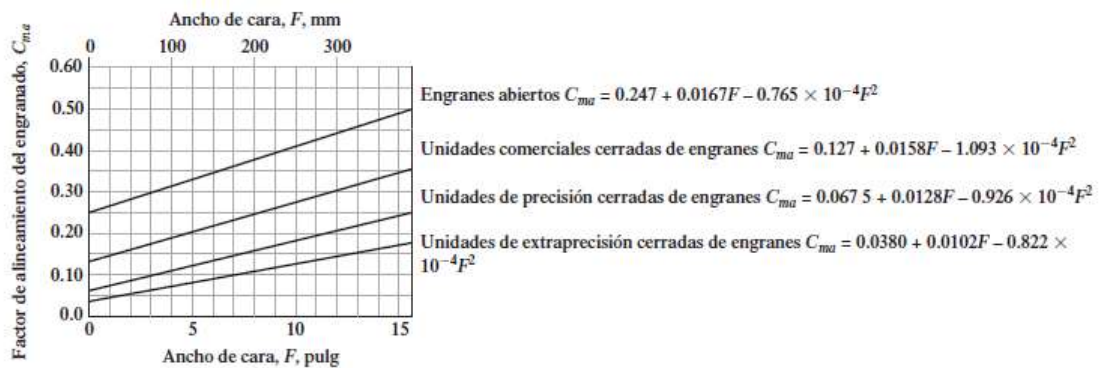
$$C_{pf} = \frac{1,18''}{10 * 7''} - 0.0375 + 0.0125 * (1,18'')$$

$$C_{pf} = -0.006$$

Como es un valor menor a 1, utilizaremos la línea de 0,5 por lo tanto:

$$C_{pf} = 0,1$$

➤ **Para C_{ma}**



Utilizaremos unidades comerciales cerradas de engranes, por lo tanto:

$$C_{ma} = 0.247 + 0.0167F - 0.0765 \times 10^{-4} * F^2$$

$$C_{ma} = 0.247 + 0.0167 * 1.18'' - 0.0765 \times 10^{-4} * 1.18''^2$$

$$C_{ma} = 0.267$$

Procediendo,

$$K_m = 1.0 + C_{pf} + C_{ma}$$

$$K_m = 1.0 + 0.1 + 0.267$$

$$K_m = 1.277$$

- Factor de orilla K_R

Se ingresa a la misma con la relación de respaldo m_B

$$ht = a + b = 1 * m + 1.25 * m$$

$$ht = 1 * 3 + 1.25 * 3 = 6,75mm$$

Diámetro de Raíz

$$D_{pra} = D_p - 2b = 180mm - 2 * 1,25 * 3mm = 172.5mm$$



Diámetro de cubo

$$D_c = \left(\frac{50\text{mm}}{2} + 2,4 \right) 2 = 54,8\text{mm}$$

$$T_R = \frac{D_{pra} - D_c}{2} = \frac{172,5\text{mm} - 54,8\text{mm}}{2} = 58,85\text{mm}$$

$$m_B = \frac{t_R}{h_t} = \frac{58,85}{6,75} = 8,7$$

Como nuestra relación de respaldo m_B es mayor a 1.2, debemos utilizar el factor de espesor del borde $K_B = 1.0$.

- Factor Dinámico K_v

Para la obtención del mismo utilizamos la tabla 9-2 del Mott (Pág. 378)

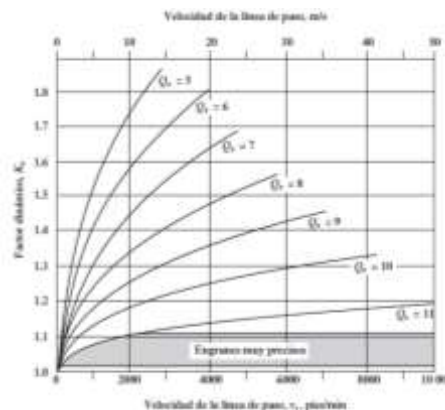
Aplicación	Número de calidad	Aplicación	Número de calidad
Accionamiento de tambor mezclador de cemento	3-5	Taladro pequeño	7-9
Horno de cemento	5-6	Lavadora de ropa	8-10
Impulsores de luminadoras de acero	5-6	Prensa de impresión	9-11
Cosechadora de granos	5-7	Mecanismo de cómputo	10-11
Grúas	5-7	Transmisión automotriz	10-11
Prensas de punzonado	5-7	Accionamiento de antena de radar	10-12
Transportador de mina	5-7	Accionamiento de propulsión marina	10-12
Máquina para fabricar cajas de papel	6-8	Accionamiento de motor de avión	10-13
Mecanismo de medidores de gas	7-9	Giroscopio	12-14

Accionamientos de máquinas herramienta y de otros sistemas mecánicos de alta calidad

Velocidad de la línea de paso (pies/min)	Número de calidad	Velocidad de la línea de paso
0-800	6-8	0-4
800-2000	8-10	4-11
2000-4000	10-12	11-22
Más de 4000	12-14	Más de 22

Como nuestra velocidad de la línea de paso es de $1,56 \times 10^{-3} \frac{m}{seg}$ se optó por un Numero de calidad $Q_r = 6$

Obtenidos ambos valores ingresamos a la figura 9-21 del Mott (Pág. 393)



Debido a que la velocidad tangencial del piñón es cercana a 0 tomamos como valor del factor dinámico igual a 1. $K_v = 1$



Obtenidos todos los factores necesarios para la ecuación de tensión de flexión según AGMA, procedemos a calcular la misma:

$$Pd = \frac{1}{m}$$

$$St = \frac{W_t}{F * J_{mod} * m} * K_o * K_s * K_m * K_B * K_v$$

$$St = \frac{2432N}{30mm * 0.335 * 3} * 1.00 * 1.00 * 1.277 * 1.00 * 1.0$$

$$St_{corona} = 103 \frac{N}{mm^2}$$

Tensión de flexión admisible Sat

Se utiliza el mismo procedimiento para el cálculo de los factores que se utiliza en la ecuación de la tensión de flexión admisible.

$$Sat > \frac{S_t * S_f * K_R}{Y_N}$$

- Factor de seguridad S_f

Se utiliza el mismo factor que en el caso del piñón, dado que es un factor elegido por el diseñador.

$$S_f = 1.00$$

- Factor de confiabilidad K_R

Al igual que el ítem anterior se decide que cumpla la meta de diseño de menos de una falla en 100. Por lo tanto:

$$K_R = 1.00$$

- Factor de vida Y_N

Al tener la misma vida deseable e igual marcha diaria, $L = 19710$ Horas y $q = 1$, pero la velocidad de giro no es la misma, por lo tanto:

$$N_c = 60 * 19710 \text{Horas} * 0,5 \text{rpm} * 1$$

$$N_c = 0,59 * 10^6 \text{ciclos}$$

Debido a que el valor es menor al nominal de 10^7 factor de ciclo Y_n es igual a 1

Una vez obtenido todos los factores necesarios para el cálculo de la tensión de flexión admisible:

$$Sat > \frac{S_t * S_f * K_R}{Y_N}$$

$$Sat > \frac{103 \frac{N}{mm^2} * 1.50 * 1.00}{1}$$

$$Sat_{corona} > 154,50 \frac{N}{mm^2}$$

Este valor se utilizará para seleccionar el material del engrane.



13.7.2 Verificación a la Fatiga Superficial

Piñón

Para realizar la misma, se utiliza la ecuación de Tensión de contacto según AGMA

$$S_c = C_p * \sqrt{\frac{W_t}{F_p * D_p * I}} * K_o * K_s * K_m * K_v$$

- Coeficiente elástico C_p

Para la obtención del mismo, se ingresa a la tabla 9-9 del Mott (Pág. 400)

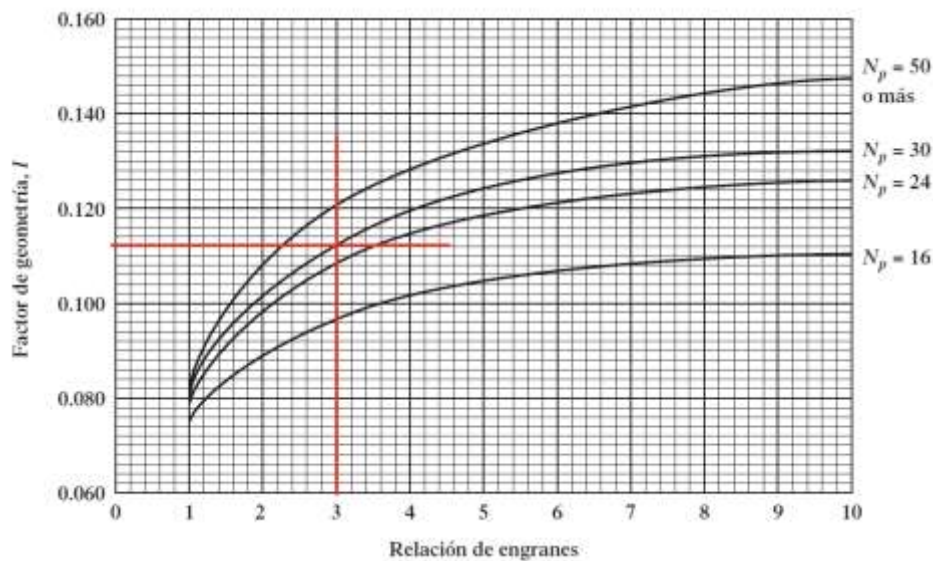
TABLA 9-9 Coeficiente elástico, C_p

Material del piñón	Módulo de elasticidad, E_p , lb/pulg ² (MPa)	Material y módulo de elasticidad E_p , lb/pulg ² (MPa), del engrane					
		Acero 30×10^6 (2×10^5)	Hierro maleable 25×10^6 (1.7×10^5)	Hierro nodular 24×10^6 (1.7×10^5)	Hierro colado 22×10^6 (1.5×10^5)	Bronce de aluminio 17.5×10^6 (1.2×10^5)	Bronce de estaño 16×10^6 (1.1×10^5)
Acero	30×10^6 (2×10^5)	2300 (191)	2180 (181)	2160 (179)	2100 (174)	1950 (162)	1900 (158)
Hierro maleable	25×10^6 (1.7×10^5)	2180 (181)	2090 (174)	2070 (172)	2020 (168)	1900 (158)	1850 (154)
Hierro nodular	24×10^6 (1.7×10^5)	2160 (179)	2070 (172)	2050 (170)	2000 (166)	1880 (156)	1830 (152)
Hierro colado	22×10^6 (1.5×10^5)	2100 (174)	2020 (168)	2000 (166)	1960 (163)	1850 (154)	1800 (149)
Bronce de aluminio	17.5×10^6 (1.2×10^5)	1950 (162)	1900 (158)	1880 (156)	1850 (154)	1750 (145)	1700 (141)
Bronce de estaño	16×10^6 (1.1×10^5)	1900 (158)	1850 (154)	1830 (152)	1800 (149)	1700 (141)	1650 (137)

Como el piñón y la corona son ambos de Acero, $C_p = 191 \text{Mpa}^{0.5}$

- Factor de Geometría I

Para un módulo de 3 y un numero de dientes del piñón de 30, obtenemos de la figura 9-23 el factor de geometría



$$I = 0.112$$



El resto de factores utilizados en el cálculo, son los mismos que para la verificación a la tensión, por lo tanto:

$$K_o = 1.00$$

$$K_s = 1.00$$

$$K_m = 1.00$$

$$K_v = 1.27$$

Obteniendo todos los valores anteriores, podemos calcular la tensión de contacto S_c como sigue:

$$S_c = C_p * \sqrt{\frac{W_t}{F_p * D_p * I}} * K_o * K_s * K_m * K_v$$

$$S_c = 191 \text{Mpa}^{0.5} * \sqrt{\frac{2432 \text{N}}{30 \text{mm} * 90 \text{mm} * 0.112}} * 1.00 * 1.00 * 1.00 * 1.27$$

$$S_{c_{\text{piñon}}} = 44,16 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Tensión al contacto admisible S_{ac}

$$S_{ac} > \frac{S_c * S_f * K_R}{Z_N * C_H}$$

Donde el factor de seguridad y el factor de confiabilidad es el mismo que para el caso de la tensión de flexión. Entonces $S_f = 1.50$ y $K_R = 1.00$.

- Factor de vida Z_N

Al igual que el factor de vida Y_N en la flexión está determinado por el número de ciclos de carga N , que al tener los mismos datos obtenidos en la flexión su resultado será el mismo que el calculado anteriormente, por lo que $N = 1.2 * 10^6$ ciclos

Debido a que el valor es menor al nominal de 10^7 factor de ciclo: $Z_N = 1$

- Factor por relación de dureza C_H

Este factor sólo se utiliza para el cálculo del engrane y no del piñón, por ende $C_H = 1.00$

Al obtener todos los factores se procede a calcular la tensión al contacto admisible:

$$S_{ac} > \frac{44,16 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} * 1.50 * 1.00}{1.00 * 1.00}$$

$$S_{ac_{\text{piñon}}} > 66,25 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$



Corona

Para realizar la misma, utilizaremos la ecuación de Tensión de contacto según AGMA

$$S_c = C_p * \sqrt{\frac{W_t}{F_g * D_g * I}} * K_o * K_s * K_m * K_v$$

- Coefficiente elástico C_p

Al igual que para el piñón, ingresamos a la tabla 9-9 del Mott (Pág. 400)

TABLA 9-9 Coeficiente elástico, C_p

Material del piñón	Módulo de elasticidad, E_p , lb/pulg ² (MPa)	Material y módulo de elasticidad E_g , lb/pulg ² (MPa), del engrane					
		Acero 30×10^6 (2×10^5)	Hierro maleable 25×10^6 (1.7×10^5)	Hierro nodular 24×10^6 (1.7×10^5)	Hierro colado 22×10^6 (1.5×10^5)	Bronce de aluminio 17.5×10^6 (1.2×10^5)	Bronce de estaño 16×10^6 (1.1×10^5)
Acero	30×10^6 (2×10^5)	2300 (191)	2180 (181)	2160 (179)	2100 (174)	1950 (162)	1900 (158)
Hierro maleable	25×10^6 (1.7×10^5)	2180 (181)	2090 (174)	2070 (172)	2020 (168)	1900 (158)	1850 (154)
Hierro nodular	24×10^6 (1.7×10^5)	2160 (179)	2070 (172)	2050 (170)	2000 (166)	1880 (156)	1830 (152)
Hierro colado	22×10^6 (1.5×10^5)	2100 (174)	2020 (168)	2000 (166)	1960 (163)	1850 (154)	1800 (149)
Bronce de aluminio	17.5×10^6 (1.2×10^5)	1950 (162)	1900 (158)	1880 (156)	1850 (154)	1750 (145)	1700 (141)
Bronce de estaño	16×10^6 (1.1×10^5)	1900 (158)	1850 (154)	1830 (152)	1800 (149)	1700 (141)	1650 (137)

Dado que el piñón y la corona son ambos de Acero, $C_p = 191Mpa^{0.5}$

- Factor de Geometría I

Para un módulo de 3 y un número de dientes del engranaje de 60 obtenemos de la figura 9-23 un factor de geometría $I = 0.12$

Los siguientes factores son los mismos que para la verificación a la tensión, por lo tanto

$$K_o = 1.00$$

$$K_s = 1.00$$

$$K_m = 1.00$$

$$K_v = 1.27$$

Obteniendo todos los valores anteriores, podemos calcular la tensión de contacto S_c como sigue

$$S_c = C_p * \sqrt{\frac{W_t}{F_g * D_g * I}} * K_o * K_s * K_m * K_v$$

$$S_c = 191Mpa^{0.5} * \sqrt{\frac{2432N}{30mm * 180mm * 0.12}} * 1.00 * 1.00 * 1.00 * 1.27$$



$$S_{c_{corona}} = 42,67 \frac{N}{mm^2}$$

Tensión al contacto admisible S_{ac}

$$S_{ac} > \frac{S_c * S_f * K_R}{Z_N * C_H}$$

Donde el factor de seguridad y el factor de confiabilidad es el mismo que para el caso de la tensión de flexión. Entonces $S_f = 1.50$ y $K_R = 1.00$.

- Factor de vida Z_N

Al igual que el factor de vida Y_N en la flexión está determinado por el número de ciclos de carga N, que al tener los mismos datos obtenidos en la flexión su resultado será el mismo que el calculado anteriormente, por lo que $Nc = 0,59 * 10^6$ ciclos

Debido a que el valor es menor al nominal de 10^7 factor de ciclo: $Z_N = 1$

- Factor por relación de dureza C_H

Como se utiliza tanto en el piñón como en la corona el mismo material, $C_H = 1.00$

Al obtener todos los factores se procede a calcular la tensión al contacto admisible:

$$S_{ac} > \frac{42,67 \frac{N}{mm^2} * 1.50 * 1.00}{1.00 * 1.00}$$

$$S_{ac_{corona}} > 64 \frac{N}{mm^2}$$

APÉNDICE 3 PROPIEDADES DE DISEÑO PARA LOS ACEROS AL CARBÓN Y ALEADOS

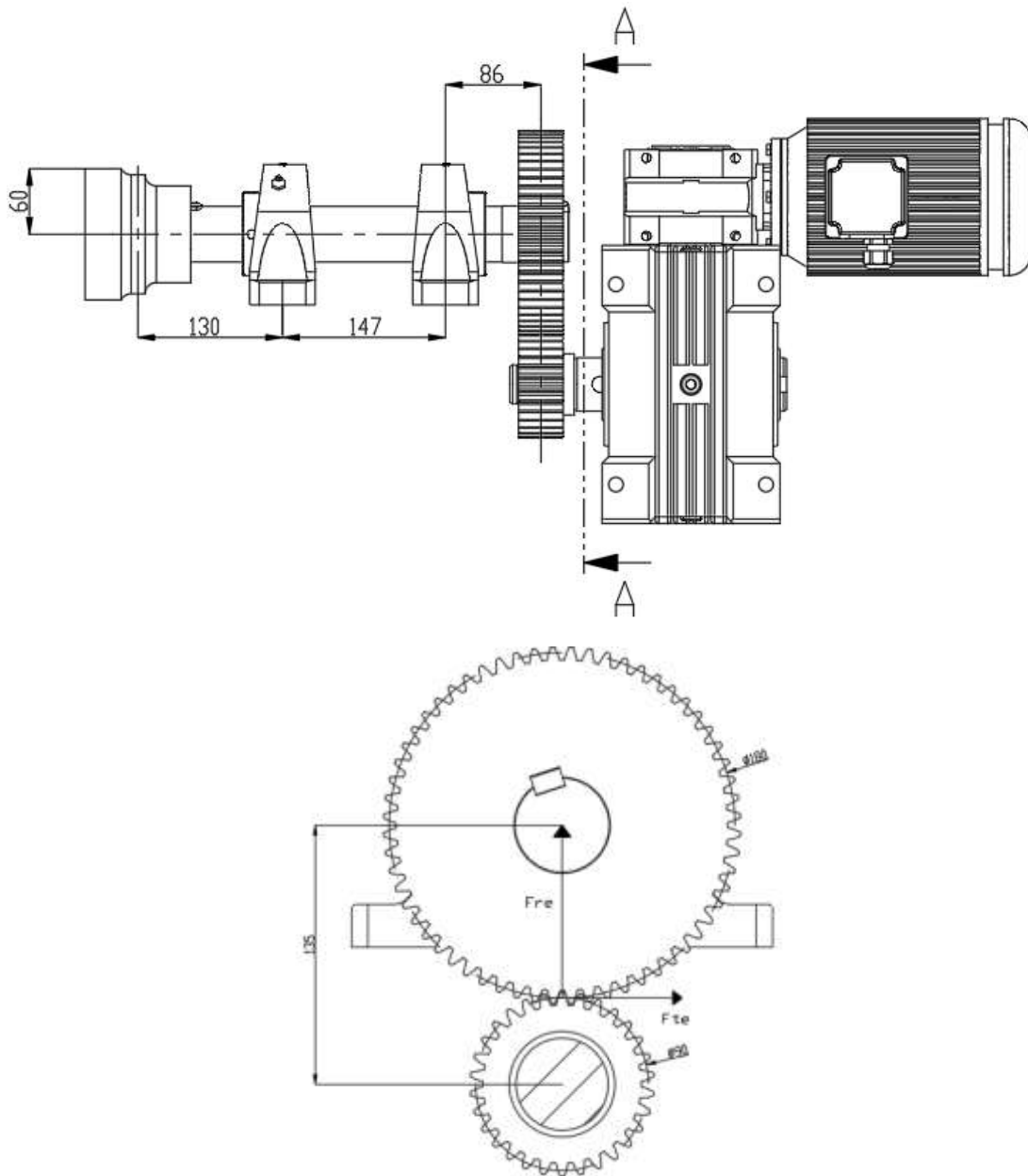
Designación del material (Número AISI)	Condición	Resistencia a la tensión		Resistencia de fluencia		Ductilidad (porcentaje de elongación en 2 pulgadas)	Dureza Brinell (HB)
		(ksi)	(MPa)	(ksi)	(MPa)		
1020	Laminado en caliente	55	379	30	207	25	111
1020	Estrado en frío	61	420	51	352	15	122
1020	Recocido	60	414	43	296	38	121
1040	Laminado en caliente	72	496	42	290	18	144
1040	Estrado en frío	80	552	71	490	12	160
1040	OQT 1300	88	607	61	421	33	183
1040	OQT 400	113	779	87	600	19	262
1050	Laminado en caliente	90	620	49	338	15	180
1050	Estrado en frío	100	690	84	579	10	200
1050	OQT 1300	96	662	61	421	30	192
1050	OQT 400	143	986	110	758	10	321

El material a utilizar es un SAE1040 con tratamiento de temple por inducción sobre los dientes de los engranajes. La tensión limite a la fluencia es 600MPa por lo tanto el coeficiente de seguridad es de:

$$\gamma = \frac{600 \frac{N}{mm^2}}{160 \frac{N}{mm^2}} = 3.75$$



13.8 Verificación del árbol.



13.8.1 Fuerzas sobre el árbol:

Como calculamos anteriormente, el momento torsor necesario para girar el espigado junto al brazo de suspensión es de 174240Nmm . Con este valor y los radios de las piezas que transmiten la potencia, podemos determinar las fuerzas que actúan sobre el eje. Procediendo entonces:

- Fuerza sobre la copa:

La fuerza tangencial es la relación que existe entre el momento torsor y el radio de la copa.



$$F_c = \frac{T}{rc} = \frac{218880Nmm}{60mm} = 3648N$$

- Fuerzas sobre engranaje:

En la conexión de los engranajes, al aplicar una fuerza tangencial del piñón sobre el mismo, se genera un esfuerzo adicional debido al ángulo de presión con el cual están diseñados los mismos. Esto produce tanto una fuerza tangencial como una radial, que actúan en planos perpendiculares.

Fuerza tangencial:

Se relaciona directamente con el momento torsor y el radio del engranaje.

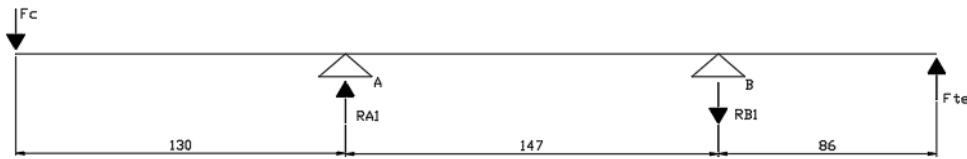
$$F_{Te} = \frac{T}{Re} = \frac{218880Nmm}{90mm} = 2432N$$

Fuerza radial:

Surge como componente de la fuerza tangencial debido al ángulo de presión ϕ de los dientes del engranaje.

$$F_{Re} = F_{Te} * \cos(\phi) = 2432N * \cos(20^\circ) = 2285,3N$$

13.8.2 Esfuerzos tangenciales:



- Ecuaciones de equilibrio:

$$\sum M_A = 0 \Rightarrow -F_{Te} * (86 + 147) - F_c * 130 + R_{B1} * 147 = 0$$

$$R_{B1} = \frac{1,04 \times 10^6 Nmm}{147mm} = 7080,95 N$$

$$\sum M_B = 0 \Rightarrow -F_{Te} * 86 - F_c * (130 + 147) + R_{A1} * 147 = 0$$

$$R_{A1} = \frac{1,22 \times 10^6 Nmm}{147mm} = 8296,95N$$

Obtenidas las reacciones en los apoyos, procedemos a calcular los momentos

$$M_{A1} = F_c * 130 = -3648N * 130mm = -474240Nmm$$

$$M_{B1} = F_e * 86 = 2432N * 86mm = 209152 Nmm$$

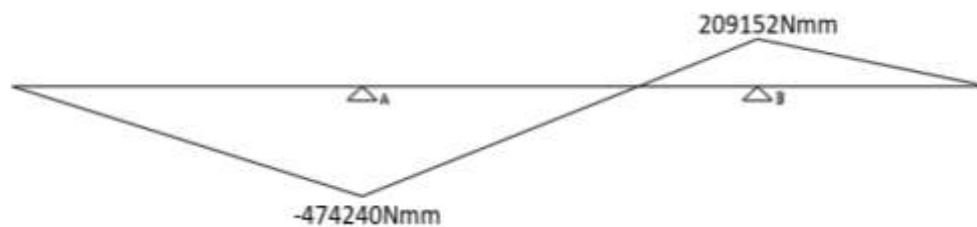


Diagramas de esfuerzos:

Corte



Momento flector



13.8.3 Esfuerzos Radiales:



- Ecuaciones de equilibrio

$$\sum M_A = 0 \Rightarrow F_{Te} * (86 + 147) - R_{B2} * 147 = 0$$

$$R_{B2} = \frac{532482,46 Nmm}{147 mm} = \mathbf{3622,33 N}$$

$$\sum M_B = 0 \Rightarrow F_{Te} * 86 - R_{A2} * 147 = 0$$

$$R_{A2} = \frac{196538,59 Nmm}{147 mm} = \mathbf{1337,00 N}$$

Obtenidas las reacciones en los apoyos, procedemos a calcular los momentos

$$M_{A2} = \mathbf{0 Nmm}$$

$$M_{B2} = F_e * 86 = -2285,33 N * 86 mm = \mathbf{196538,38 Nmm}$$



Diagramas de esfuerzos

Corte



Momento flector



Momentos combinados (Von Mises):

$$M_A = \sqrt{M_{A1}^2 + M_{A2}^2} = \sqrt{(-474240 \text{ Nmm})^2 + (0 \text{ Nmm})^2} = 474240 \text{ Nmm}$$

$$M_B = \sqrt{M_{B1}^2 + M_{B2}^2} = \sqrt{(209152 \text{ Nmm})^2 + (196538,38 \text{ Nmm})^2} = 287005 \text{ Nmm}$$

Tensiones:

$$\sigma_A = \frac{32M_A}{\pi * d^3} = \frac{32 * 474240 \text{ Nmm}}{\pi * (50 \text{ mm})^3} = 38,64 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_B = \frac{32M_B}{\pi * d^3} = \frac{32 * 287005 \text{ Nmm}}{\pi * (50 \text{ mm})^3} = 23,39 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Como el material es SAE1045 la tensión al límite elástico es de 340MPa. Por lo tanto, el coeficiente de seguridad sobre el árbol es de:

$$\gamma = \frac{340 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}{38,64 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}} = 8.7$$



13.9 Verificación rodamientos

Los rodamientos desempeñan un papel fundamental en garantizar el rendimiento, la seguridad y la fiabilidad de los sistemas mecánicos. En este diseño de sistema de transmisión, se utilizan dos soportes de rodamientos modelo P2B 50M-TF de la marca SKF, los cuales soportan diferentes cargas en dos planos ya calculados previamente en la verificación del árbol.

Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	35.1 kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	23.2 kN
Carga límite de fatiga	P _L	0.98 kN
Velocidad límite		4 000 r/min
Velocidad límite con tolerancia de eje h6.		



Para asegurar el correcto funcionamiento, los soportes deben cumplir con una vida útil superior a 19,710 horas. A continuación, se detalla el análisis correspondiente al primer rodamiento.

1. Primer rodamiento (A).

1.1. Cargas sobre el rodamiento:

- $R_{A1} = 8296,95N$
- $R_{A2} = 1337,00N$

1.2. Carga equivalente:

La carga equivalente se calcula considerando la suma vectorial de las cargas en los planos ortogonales:

$$R_A = \sqrt{R_{A1}^2 + R_{A2}^2}$$

$$R_A = \sqrt{(8296,95N)^2 + (1337,00N)^2} = \mathbf{8403,98N}$$

1.3. Vida nominal L_{nm} :

La vida nominal de un rodamiento es una estimación del tiempo que puede operar antes de fallar debido a fatiga del material, bajo condiciones específicas de carga, velocidad y lubricación. Para cumplir con los requerimientos, la vida nominal calculada debe ser mayor o igual a la necesaria.

Formula general:

$$L_{nm} = a_1 \times a_{skf} * L_{10}$$

Donde:

- a_1 : Factor de ajuste de vida útil.
- a_{skf} : Factor SKF



- L_{10} : Vida nominal básica

1.4. Cálculo de factores:

1.4.1. Factor de ajuste de vida útil:

Valores del factor de ajuste de la vida útil a_1			
Confiabilidad	Probabilidad de falla n	Vida nominal SKF L_{nm}	Factor a_1
%	%	millones de revoluciones	–
90	10	L_{10m}	1
95	5	L_{5m}	0,64
96	4	L_{4m}	0,55
97	3	L_{3m}	0,47
98	2	L_{2m}	0,37
99	1	L_{1m}	0,25

$$a_1 = 1$$

1.4.2. Factor SKF:

El factor de modificación de la vida útil a SKF amplía el alcance del modelo de vida nominal básica, L_{10} , que depende puramente de la carga y el tamaño, al tener en cuenta los siguientes factores de funcionamiento importantes:

1.4.2.1. Carga límite de fatiga (P_u/P)

$$\frac{P_u}{P} = \frac{P_u}{R_A} \frac{9800N}{6690N} = 0,12$$

1.4.2.2. Nivel de contaminación (η_c)

Condiciones	Factor $\eta_c^{(1)}$ para rodamientos con diámetro	
	$d_m < 100$	$d_m \geq 100$ mm
Limpieza extrema • Tamaño de las partículas del orden del espesor de la película de lubricante • Condiciones de laboratorio	1	1
Gran limpieza • Aceite lubricante con filtración muy fina • Condiciones típicas: rodamientos sellados lubricados con grasa de por vida	0,8 ... 0,6	0,9 ... 0,8
Limpieza normal • Aceite lubricante con filtración fina • Condiciones típicas: rodamientos con placas de protección lubricados con grasa de por vida	0,6 ... 0,5	0,8 ... 0,6
Contaminación ligera • Condiciones típicas: rodamientos sin sello integral, filtrado grueso, partículas de desgaste y leve ingreso de contaminantes	0,5 ... 0,3	0,6 ... 0,4
Contaminación típica • Condiciones típicas: rodamientos sin sello integral, filtrado grueso, partículas de desgaste e ingreso de partículas desde el exterior	0,3 ... 0,1	0,4 ... 0,2
Contaminación severa • Condiciones típicas: altos niveles de contaminación debido a desgaste excesivo o sellos ineficaces • Disposición de los rodamientos con sellos ineficaces o dañados	0,1 ... 0	0,1 ... 0
Contaminación muy severa • Condiciones típicas: niveles de contaminación tan severas que los valores de η_c están fuera de escala, lo que reduce significativamente la vida útil del rodamiento	0	0

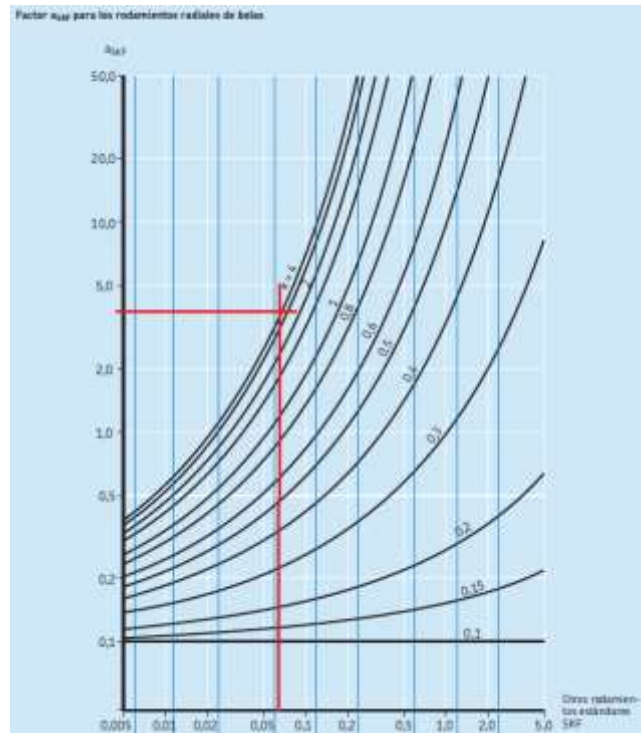


Adoptamos $n_c = 0.6$

Condición de lubricación (k)

Para los rodamientos sellados con "lubricante de por vida" $k = 4$. Por lo tanto, teniendo estos datos podemos encontrar el factor SKF del siguiente gráfico.

$$n_c \frac{P_u}{P} = 0.6 \times 0.12 = 0,07$$



$$a_{skf} \cong 4$$

1.5. Vida nominal básica:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p$$

Donde $p = 3$ para rodamientos de bolas rígidas.

$$L_{10} = \left(\frac{35,1kN}{8403,98N}\right)^3 = 83,08 \text{ millones de revoluciones}$$

Teniendo todos los factores calculados procedemos a calcular la vida nominal SKF del rodamiento.

$$L_{nm} = a_1 * a_{skf} * L_{10}$$

$$L_{nm} = 1 * 4 * 83,08 \text{ millones de revoluciones}$$



$$L_{nm} = 332,32 \text{ millones de revoluciones}$$

En horas:

$$L_{nmh} = \left(\frac{10^6}{60 * n} \right) * L_{nm}$$

$$L_{nmh} = \left(\frac{10^6}{60 * 0.5} \right) * 332,32 \text{ millones de revoluciones}$$

$$L_{nmh} = 1,11 \times 10^7 \text{ hs}$$

El soporte del rodamiento A presenta una vida útil de $1,11 \times 10^7$ horas, superando ampliamente el requisito de 19,710 horas. Por lo tanto, se considera que el rodamiento está en condiciones óptimas para su funcionamiento.

2. Segundo rodamiento (B):

Siguiendo los pasos del primer rodamiento (A) obtendremos que:

2.1. Cargas sobre el rodamiento:

- $R_{B1} = 7080,95N$
- $R_{B2} = 3622,33N$

2.2. Carga equivalente:

$$R_B = \sqrt{R_{B1}^2 + R_{B2}^2}$$
$$R_B = \sqrt{(7080,95N)^2 + (3622,33N)^2} = 7953,69N$$

2.3. Vida nominal L_{nm} :

$$L_{nm} = a_1 * a_{skf} * L_{10}$$

2.3.1. Factor de ajuste de vida útil:

$$a_1 = 1$$

2.3.2. Factor SKF:

2.3.2.1. Carga límite de fatiga (Pu/P)

$$\frac{P_u}{P} = \frac{0,98kN}{7953,69N} = 0,12$$

2.3.2.2. Nivel de contaminación (nc)

$$n_c = 0.6$$

2.3.2.3. Condición de lubricación (κ)



$$k = 4$$

Como los valores de las variables que afectan a este factor son iguales al primer rodamiento el resultado es: $a_{skf} \cong 4$

2.4. Vida nominal básica:

$$L_{nm} = 1 * 4 * 85,94 \text{ millones de revoluciones}$$

$$L_{nm} = 343,77 \text{ millones de revoluciones}$$

En horas:

$$L_{nmh} = \left(\frac{10^6}{60 * 0.5} \right) * 343,77 \text{ millones de revoluciones}$$

$$L_{nmh} = 1,15 \times 10^7 \text{ hs}$$

Al igual que el soporte de rodamiento A, la vida útil en horas es mucho mayor que la necesaria, por lo tanto, el rodamiento está en buenas condiciones.

14. Análisis económico – financiero

Este apartado evalúa la viabilidad económica del rediseño y fabricación de la suspensión neumática GCI. Se analizan los costos de producción, flujos de caja, indicadores financieros (TIR y VAN), y la sensibilidad a tasas de descuento. El objetivo es determinar si la fabricación del nuevo diseño cumple con los estándares de rentabilidad esperados.

Dado que el proyecto se basa en un rediseño, el análisis económico se enfoca en una comparación con el diseño actual con el cual compite, esto permite visualizar el impacto económico de la mejora que se propone. Procediendo entonces:

14.1 Desglose de costos unitarios

Suspensión GCI

- **Costos materiales:** Los costos materiales son los detallados con anterioridad en el apartado 12 (pág.27), representando un costo material por unidad de **USD 1560**.
- **Costos de mano de obra directa:** Para analizar este apartado, se detallan todos los procesos involucrados en la fabricación de la suspensión. Los datos, los podemos observar en la tabla siguiente:



SUSPENSION GCI		Min.	Piezas realizadas	min/piezas	min x Cantidad utilizada	\$/min maquina		\$	
Mecanizado	Porta buje	360,00	26,00	13,85	27,69	USD	0,33	USD	9,23
	Camisa	1680,00	100,00	16,80	33,60			USD	11,20
Corte					9,00	USD	0,69	USD	6,24
Plegado	Base	145,00	25,00	5,80	11,60	USD	0,24	USD	2,83
	Pulmón de freno	150,00	25,00	6,00	12,00			USD	2,93
	Cuerpo	140,00	30,00	4,67	9,33			USD	2,28
Soldado		540,00	8,00	67,50	135,00	USD	0,08	USD	11,25
Armado		540,00	12,00	45,00	45,00	USD	0,07	USD	3,30
Total								USD	49,25

Es decir, que para fabricar una suspensión GCI, el costo de mano de obra es de **USD 53,00**

Suspensión Gendrick

Costos materiales:

MATERIALES PARA FABRICACIÓN		
Amortiguador	USD	65,58
Buje brazo	USD	86,36
Bulonería	USD	80,32
Campana 8"	USD	154,70
Chapas	USD	318,27
Corona ABS	USD	19,76
Cortes (laser - serrucho)	USD	7,69
Cruceta	USD	60,00
Eslinga	USD	19,60
Forjado	USD	6,20
Fuelle carga tubular	USD	124,94
Sensores	USD	21,28
Mecanizados	USD	1,28
Levas	USD	25,30
Maza	USD	89,50
Registro	USD	68,25
Espigado	USD	481,00
Varios	USD	101,53
Total Costos Materiales	USD	1731,56



Costos de mano de obra

SUSPENSION GENDRIK		Min.	Piezas realizadas	min/piezas	min x Cantidad utilizada	\$/min maquina		\$
Mecanizado	Porta buje	360,00	26,00	13,85	27,69	USD	0,33	USD 9,23
	Soporte amortiguador	360,00	50,00	7,20	28,80			USD 9,60
Corte					9,50	USD	0,69	USD 6,59
Plegado	Cuerpo	60,00	5,00	12,00	24,00	USD	0,24	USD 5,85
	Sop abrazadera	30,00	40,00	0,75	1,50			USD 0,37
	Ref1	30,00	20,00	1,50	3,00			USD 0,73
	Ref2	40,00	20,00	2,00	4,00			USD 0,98
	Ref3	25,00	20,00	1,25	2,50			USD 0,61
	Tapa inf buje	30,00	20,00	1,50	3,00			USD 0,73
	Cuna	40,00	20,00	2,00	4,00			USD 0,98
	Tapa inf. fuelle	30,00	20,00	1,50	3,00			USD 0,73
	Tapa sup	30,00	10,00	3,00	6,00			USD 1,46
	Amarre	30,00	20,00	1,50	3,00			USD 0,73
Soldado		540,00	6,00	90,00	180,00	USD	0,08	USD 15,00
Armado		540,00	6,00	90,00	180,00	USD	0,07	USD 12,60
Total								USD 65,69

14.2 Flujo de caja:

El flujo de caja representa la cantidad neta de dinero que ingresa y egresa de una empresa en un período determinado, ya sea para un proyecto, una inversión o la operación general del negocio. Es un indicador clave de la liquidez de la empresa y de su capacidad para generar efectivo a partir de sus actividades.

$$\text{Flujo neto anual} = \text{Ingresos} - (\text{Costos variables} + \text{Costos fijos} + \text{Amortización atribuible} + \text{Otros costos recurrentes})$$

14.3 Ingresos:

Para calcular los ingresos de manera directa, se podría hacer el cálculo de unidades producidas por su precio de venta. Ahora bien, dado que la cantidad de unidades vendidas no siempre coincide con la cantidad de unidades producidas, se utiliza un porcentaje estimado de ventas asignables. Este porcentaje, se considera, de datos históricos, proyecciones de mercado y ajustes de producción de acuerdo con capacidad operativa. A tal fin, y para hacer una comparación directa entre ambas suspensiones, se le asigna un porcentaje de venta de 90% para cada suspensión. Procediendo entonces:

Suspensión GCI

- Producción anual: 2880 unidades
- Porcentaje de venta asignable: 90%



$$\text{Unidades}_{\text{vendidas GCI}} = \text{Producción anual} * \text{Porcentaje}_{\text{ventas}}$$

$$\text{Unidades}_{\text{vendidas GCI}} = 2880 * 90\% = \mathbf{2592 \text{ unidades}}$$

Luego, el precio de venta es de USD 2023. El mismo, corresponde al costo total de la unidad con un ajuste de contingencia del 23%, utilizado en un inicio. Ahora bien, ese porcentaje se utilizó dado que no se contaban con las condiciones exactas del diseño, y para cubrir posibles gastos. Dado que la ingeniería de detalle de la suspensión ya se encuentra realizada, ese ajuste podría reducirse a un 8%. Sin embargo, se decide mantener el mismo valor de costo total de unidad, de modo que ese 15% restante representa un extra de ganancia. Por lo tanto:

$$\text{Ingresos}_{\text{GCI}} = \text{Unidades}_{\text{vendidas GCI}} * \text{Precio}_{\text{venta}}$$

$$\text{Ingresos} = 2592 \text{ unidades} * \text{USD } 2023 = \mathbf{USD 5243616}$$

Suspensión Gendrick

- Producción anual: 1440 unidades
- Porcentaje de venta asignable: 90%

$$\text{Unidades}_{\text{vendidas GCI}} = \text{Producción anual} * \text{Porcentaje}_{\text{ventas}}$$

$$\text{Unidades}_{\text{vendidas GCI}} = 1440 * 90\% = \mathbf{1296 \text{ unidades}}$$

Luego,

$$\text{Ingresos}_{\text{Gendrick}} = \text{Unidades}_{\text{vendidas gendrick}} * \text{Precio}_{\text{venta}}$$

$$\text{Ingresos} = 1296 \text{ unidades} * \text{USD } 2218.13 = \mathbf{USD 2875653.23}$$

Para definir el flujo de caja, necesitamos determinar los siguientes parámetros

14.4 Maquinas utilizadas:

Dado que las máquinas ya se encuentran en el inventario de la empresa y se utilizan para producir otros modelos además del desarrollado en este proyecto, necesitamos aplicar un criterio de asignación proporcional de los costos de amortización.

Primero, necesitamos determinar la amortización anual sobre la inversión total de máquinas



Costo total máquinas:

- Plegadora Yawei 80Tn: USD 65000
- Laser 6kw: USD 110000
- Centro de mecanizado: USD 100000
- Torno CNC: USD 82000

Luego, la amortización anual es:

$$\text{Amortización anual} = \frac{\text{Costo inicial del activo} - \text{Valor residual}}{\text{Vida útil}}$$

Donde:

- Costo inicial del activo: Precio de compra o fabricación del activo.
- Valor residual: Valor estimado del activo al final de su vida útil (si se espera venderlo o reciclarlo). Si no hay valor residual, se considera 0.
- Vida útil: Tiempo en años que se espera utilizar el activo.

Amortización anual:

- Plegadora Yawei 80Tn

$$\text{Amortización anual plegadora} = \frac{\text{USD } 65000 - \text{USD } 16500}{10 \text{ años}} = 4850 \frac{\text{USD}}{\text{años}}$$

- Laser 6kw:

$$\text{Amortización anual laser} = \frac{\text{USD } 110000 - \text{USD } 32700}{10 \text{ años}} = 7730 \frac{\text{USD}}{\text{años}}$$

- Centro de mecanizado:

$$\text{Amortización anual centro} = \frac{\text{USD } 100000 - \text{USD } 25000}{10 \text{ años}} = 7500 \frac{\text{USD}}{\text{años}}$$

- Torno CNC:

$$\text{Amortización anual centro} = \frac{\text{USD } 82000 - \text{USD } 20500}{10 \text{ años}} = 6150 \frac{\text{USD}}{\text{años}}$$

14.5 Costos proporcionales al uso del proyecto:

La producción de las máquinas no está destinada exclusivamente a la fabricación de las piezas para las suspensiones estudiadas, sino que está orientada a la producción total. Por lo tanto, se determina una proporción de uso de máquinas para cada suspensión.



GCI:

$$\text{Proporción de uso GCI} = \frac{\text{Producción específica GCI}}{\text{Producción total}} = \frac{2880\text{u/años}}{4800\text{ u/años}} = 0,6$$

- Costo total de amortización anual de las máquinas: *USD35500*.
- Proporción atribuible al proyecto GCI: 60%

El costo de amortización anual incluido en el flujo de caja sería:

$$\text{Amortización atribuible GCI} = \text{USD } 35500 \times 0.6 = \text{USD } 21300$$

Este valor de *USD 21300* se considera un costo fijo anual dentro del flujo de caja.

GENDRICK:

$$\text{Proporción de uso Gendrick} = \frac{\text{Producción específica Gendrick}}{\text{Producción total}} = \frac{1440\text{u/años}}{4800\text{ u/años}} = 0,3$$

- Costo total de amortización anual de las máquinas: *USD35500*.
- Proporción atribuible al proyecto Gendrick: 30%

$$\text{Amortización atribuible Gendrick} = \text{USD } 35500 \times 0.3 = \text{USD } 10650$$

14.6 Flujo de caja ajustado:

GCI:

En cada año del producto, el flujo neto incluye:

$$\text{Fl. neto an.} = \text{USD } 5243616 - (\text{USD } 410392 + \text{USD } 141840 + \text{USD } 4492385,7 + \text{USD } 21300)$$

$$\text{Flujo neto anual} = \text{USD } 177698,3$$

GENDRICK:

$$\text{Fl. neto an.} = \text{USD } 2875653,23 - (\text{USD } 410392 + \text{USD } 94593,6 + \text{USD } 2493446,4 + \text{USD } 10650)$$

$$\text{Flujo neto anual} = \text{USD } - 133428,7$$

14.7 Valor Actual Neto (VAN):

El VAN mide la rentabilidad de un proyecto al calcular la diferencia entre los ingresos y egresos futuros, descontados al valor presente.

Ecuación:

$$\text{VAN} = \sum_{t=1}^t \frac{\text{Flujo neto de caja}}{(1+r)^t} - \text{inversion inicial}$$



- t = año en el que ocurre cada flujo de caja (2años).
- r = tasa de descuento (12%).
- Inversión inicial: costo de ingeniería de desarrollo USD 40000 y máquina para soldar USD 10000

$$VAN = \sum_{t=1}^2 \frac{USD\ 177698.3}{(1 + 0.12)^t} - USD\ 50000$$

$$VAN = USD\ 250319.19$$

14.8 Tasa Interna de Retorno (TIR):

Es la tasa de descuento que hace que el VAN sea igual a cero. Es decir, es la tasa de rentabilidad del proyecto.

Por lo tanto,

$$0 = \sum_{t=1}^t \frac{\text{Flujo neto de caja}}{(1 + TIR)^t} - \text{inversión inicial}$$

$$0 = \sum_{t=1}^2 \frac{USD\ 177698.3}{(1 + TIR)^t} - USD\ 50000$$

$$TIR = 337\%$$

El alto porcentaje que resulta del TIR es debido a que solo es necesario en invertir en ingeniería de desarrollo y no en máquina-herramienta.

15. Conclusión

El análisis del flujo de caja muestra que la suspensión GCI genera un flujo neto positivo de aproximadamente USD 180,000 por año, lo que indica que es un proyecto rentable con una estructura de costos y precios adecuada.

En cambio, la suspensión Gendrick opera con un flujo de caja negativo, lo que significa que actualmente genera pérdidas. Para hacerla viable, es necesario reducir costos de fabricación, aumentar el precio de venta o mejorar el porcentaje de ventas efectivas. Si se mantienen el precio y el costo de fabricación actuales, se requiere vender el 99% de la producción total de la suspensión Gendrick para alcanzar el mismo flujo de caja que la suspensión GCI.

Comparando ambas operaciones, la suspensión GCI demuestra ser la mejor alternativa, ya que no solo es rentable, sino que también ofrece un margen de seguridad mayor frente a variaciones en costo y demanda. En contraste, la suspensión Gendrick requiere ajustes significativos para igualar su desempeño.

En tanto el VAN positivo como el porcentaje de la TIR alto se concluye que el proyecto es extremadamente viable.

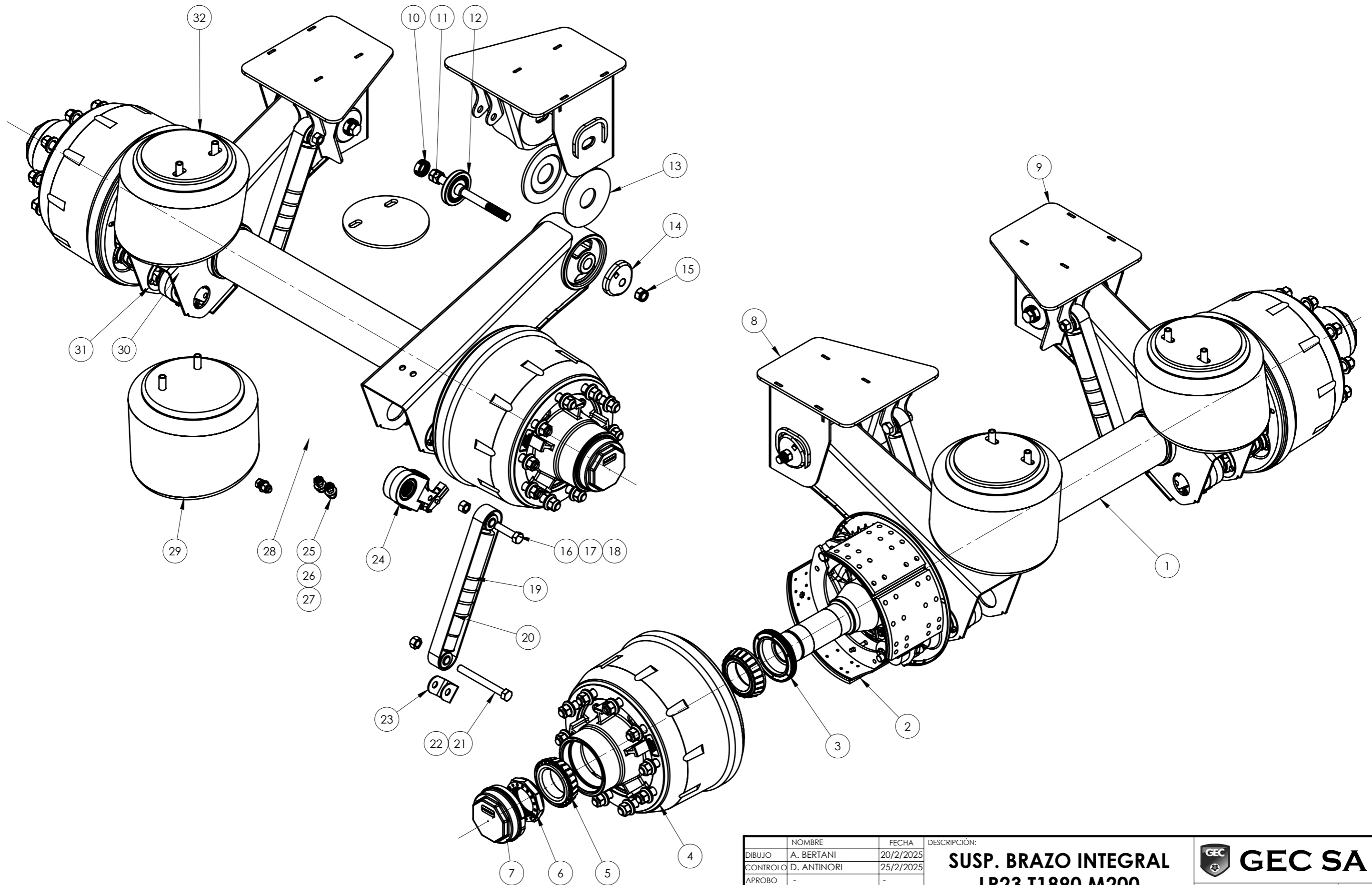


16. Bibliografía utilizada

- IRAM/ IAS U 500 -102: 2016 “Ensayo de tracción de materiales metálicos a temperatura ambiente”.
- IRAM 609 N.I.O - Métodos de ensayos mecánicos de juntas soldadas por fusión y de soldadura pura.
- IRAM 102 - Materiales metálicos - Ensayo de tracción a temperatura ambiente
- IRAM 10258:2003 Ejes y Suspensiones
- Ley 24653 – “normas para el transporte de cargas por automotor”.
- Apuntes facilitados por la cátedra de “Mediciones y Ensayos”.
- Apuntes facilitados de la cátedra “Elementos de Máquinas”
- Arias Gonzalez, Antonio; Arias Gonzalez, Carlos Eduardo (2008). Laboratorio de ensayos industriales: Metales. Nueva Librería.
- Catálogo de Aceros laminados en caliente – Ternium
- Diseño de elementos de máquinas 4ta edición – Robert Mott
- Diseño en ingeniería mecánica de Shigley – 8va edición
- <https://www.skf.com/ar>
- “Análisis y evaluación de proyectos de inversión” – Gabriel Baca Urbina

32	PLATO SUSPERIOR FUELLE CARGA DESPLAZADO	NPDPSCGI04	2
31	KIT SOPORTE LEVA	S3PASLEV	2
30	FUELLE DE CARGA TUBULAR PR-NCESPARRAGOS DESPLAZADOS	NFPULCTC07	2
29	SOPORTE FUELLE DE CARGA GCI LR23 LC	NCSGCLCGCI1	1
28	SOPORTE FUELLE DE CARGA GCI LR23 LP	NCSGCLPGCI1	1
27	TUERCA AUTOFRENATE BAJA G8.8 M14x2	BTUERC14X2	6
26	ARANDELA PLANA BISELADA M14	BARPLBIS14	6
25	BULON G8.8 M14x2x40mm	BG88M14X41	6
24	REGISTRO AUTOMATICO 28 ESTRIAS	T1RGAUT28	2
23	SOPORTE AMORTIGUADOR LADO BRAZO GCI	NPPSALBGCI	2
22	TUERCA AUTOFRENANTE UNC 3/4"	BTUAUUNC34	2
21	BULON G5 UNC 3/4" x 7"	BG5UNC34X7	2
20	ESLINGA CIRCULAR 490X50 5TN	NSESLINC08	2
19	AMORTIGUADOR MANOTA LARGO	NMAMORLARG	2
18	ARANDELA PLANA CINCO 3/4"	BARPLCIN34	8
17	TUERCA AUTOFRENANTE UNF 3/4"	BTUERAUT34	2
16	BULON G5 UNF 3/4" x 3 1/2"	BG5UNF3435	2
15	TUERCA M22x2.5 CON FLANGE	BTUER22X25	2
14	ARANDELA FIJA DE ALINEACIÓN GCI	NTARAFMGCI	2
13	ARANDELON GRILON MANOTA	NBARANPL00	4
12	ARANDELA DE ALINEACIÓN GCI	NTARALMGCI	2
11	PERNO DE ALINEACION GCI	BSGCIPAM22	2
10	ARANDELA PARA TORQUE DE ALINEACION	NBARTORQ00	2
9	MANOTA 200 GCI LP SIN LEVANTE	NCMSLPGCI5	1
8	MANOTA 200 GCI LC SIN LEVANTE	NCMSLCGCI5	1
7	TAZA PLASTICA GRIS GEC C/O-RING	T1TAZAPL02	2
6	CONJUNTO TUERCA PUNTA DE EJE TEMPLADA	F0CONTPET	2
5	CONO RODAMIENTO 518445 PROPAR	M1CONROD3	4
4	CONJUNTO M-C 8" M09 ABS	M1MCDC981	2
3	RETEN DE ACEITE SABO	M1RETEN01	2
2	CONJUNTO FRENOQ-PLUS FRASLE GUARD. CHAPA	F0FRENO-QGCHAPA	2
1	CONJUTO EJE - CRUCETA - BRAZOS SUSP. GCI LR23 SIN LEVANTE ABS	F0ECBGCI05	1
Nº	DESCRIPCION	CODIGO	CANT.

NOMBRE		FECHA	DESCRIPCIÓN:		GEC SA
DIBUJO A. BERTANI		20/2/2025	SUSP. BRAZO INTEGRAL LR23 T1890 M200 F/TUBULAR S/LEVANTE ABS		
CONTROLADO D. ANTINORI		20/2/2025		CODIGO:	GRUPO:
APROBADO -		-		7ISM200T02	71
A4	Medidas en mm	Tolerancia Gral. ± 5 mm		No medir sobre el dibujo	
Hoja 1 / 8		ESC.: 1:2	MATERIAL:	PESO APROX.: 500kg	FECHA: 10/3/2025 REVISION Nº: 00



NOMBRE		FECHA	DESCRIPCIÓN:	GEC SA	
DIBUJO	A. BERTANI	20/2/2025	SUSP. BRAZO INTEGRAL LR23 T1890 M200 F/TUBULAR S/LEVANTE ABS	CODIGO:	GRUPO:
CONTRÓLO	D. ANTINORI	25/2/2025		7ISM200T02	71
APROBO	-	-		FECHA: 10/3/2025	REVISION Nº: 00
A3		No medir sobre el dibujo		PESO APROX.: 500kg	
Medidas en mm		Tolerancia Gral. ± 5 mm		MATERIAL:	
Hoja 2 / 8		ESC.: 1:10			

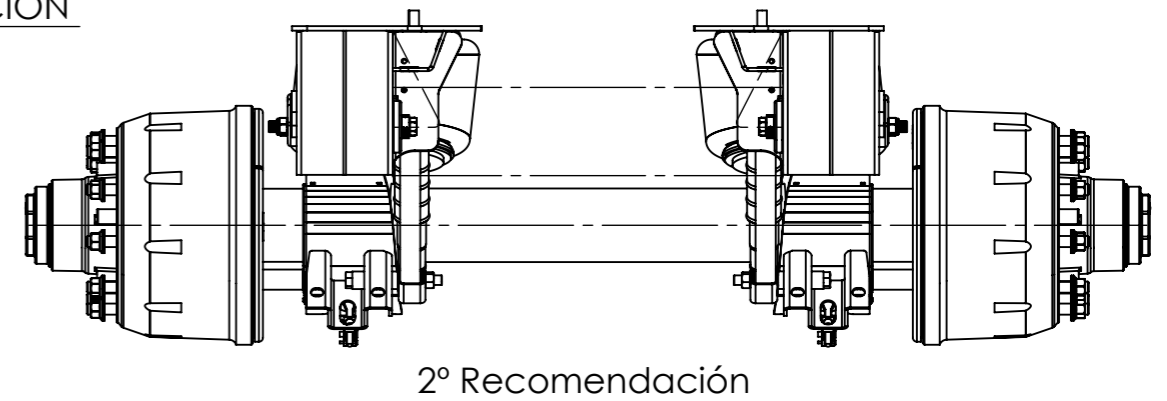
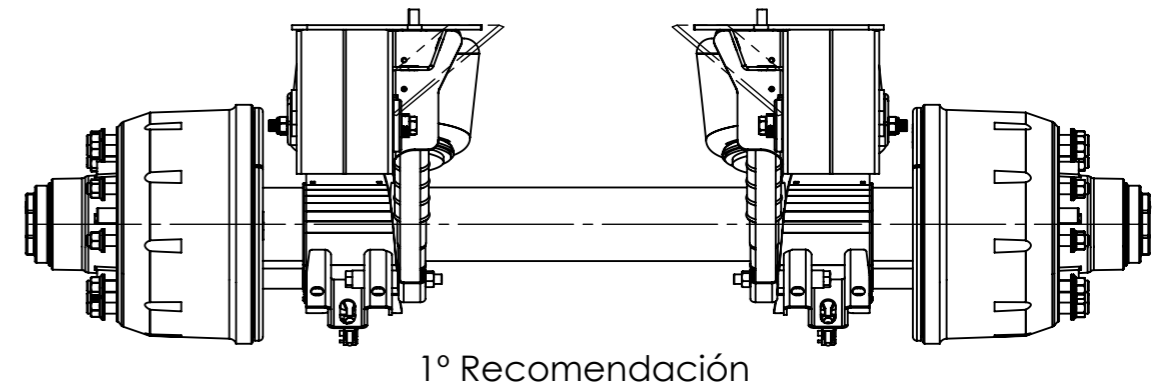
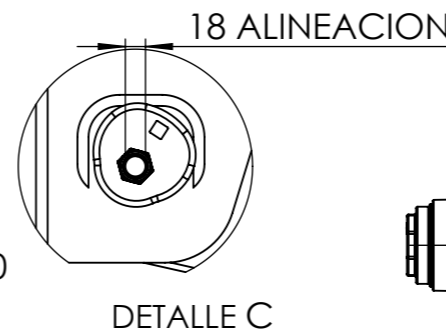
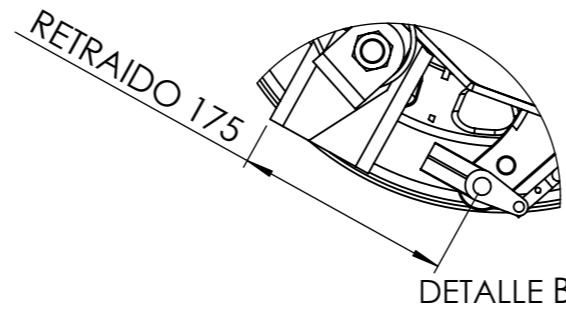
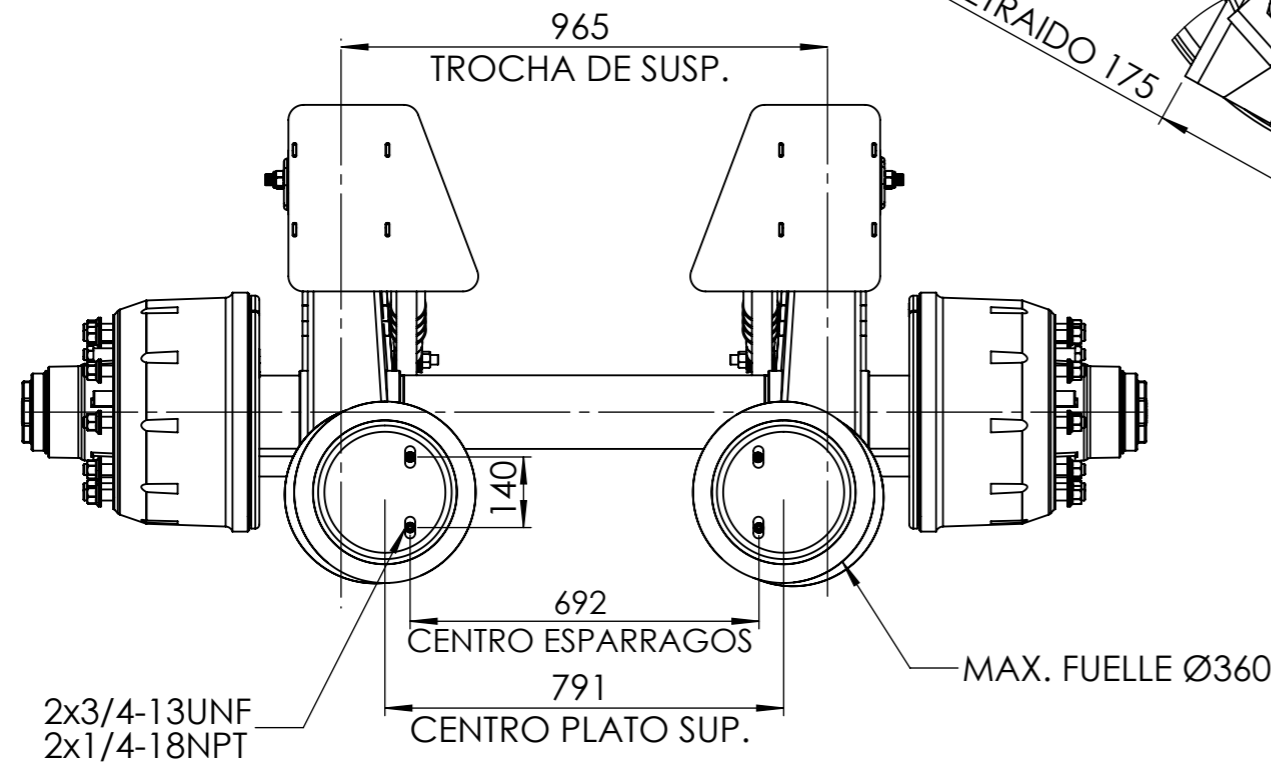
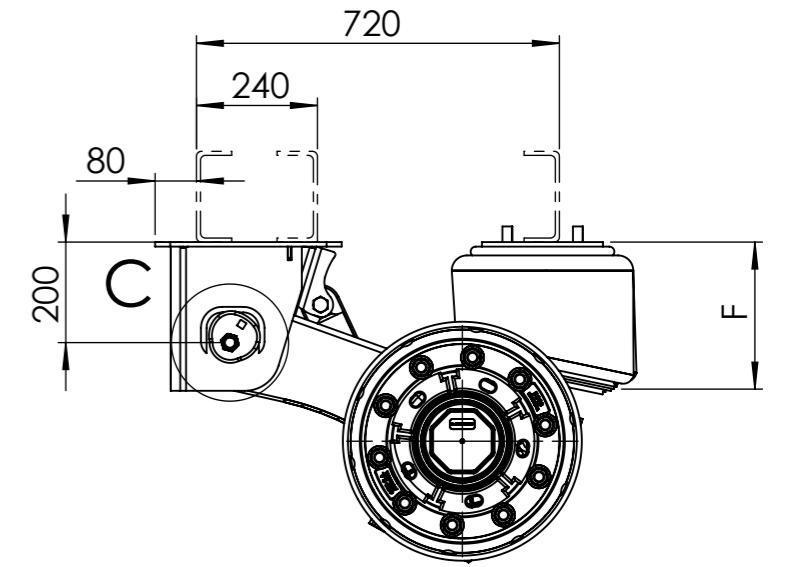
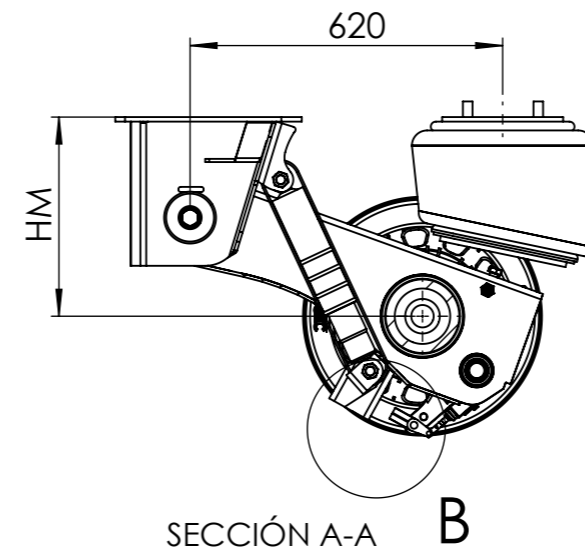
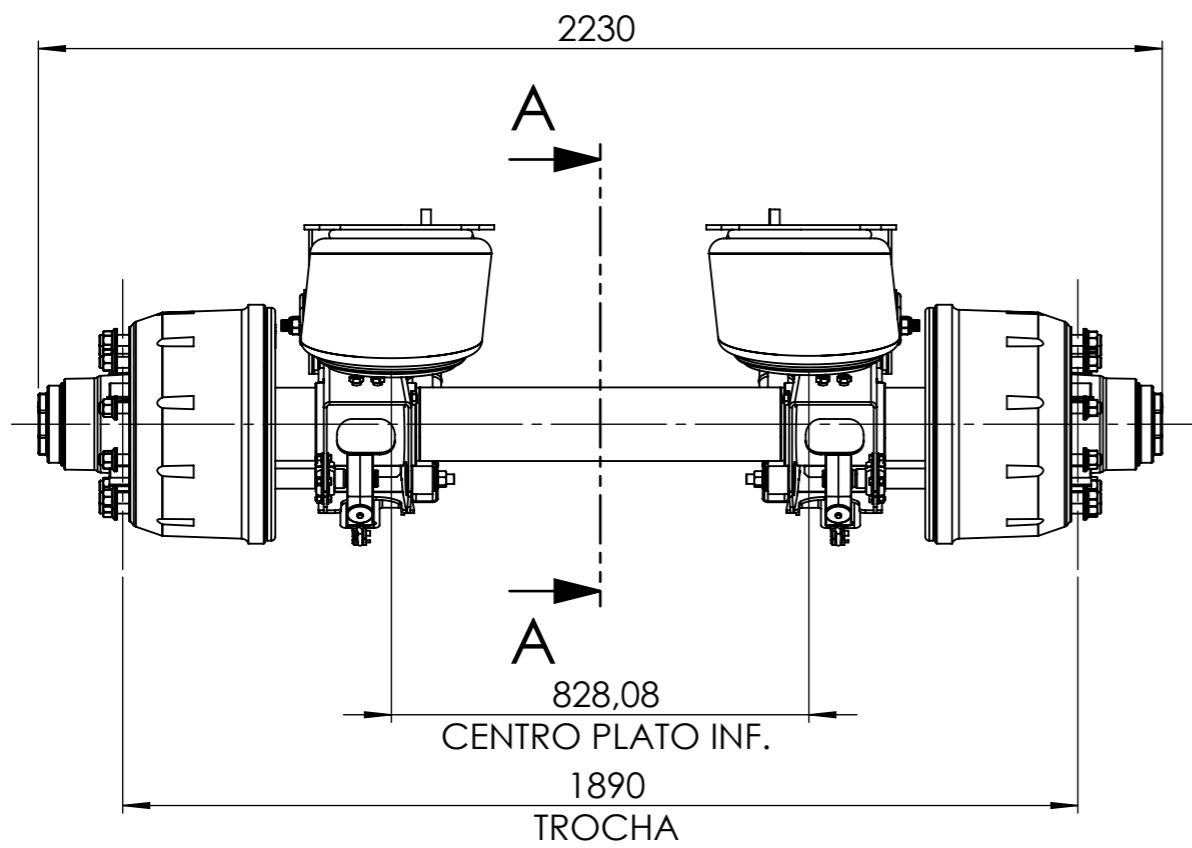
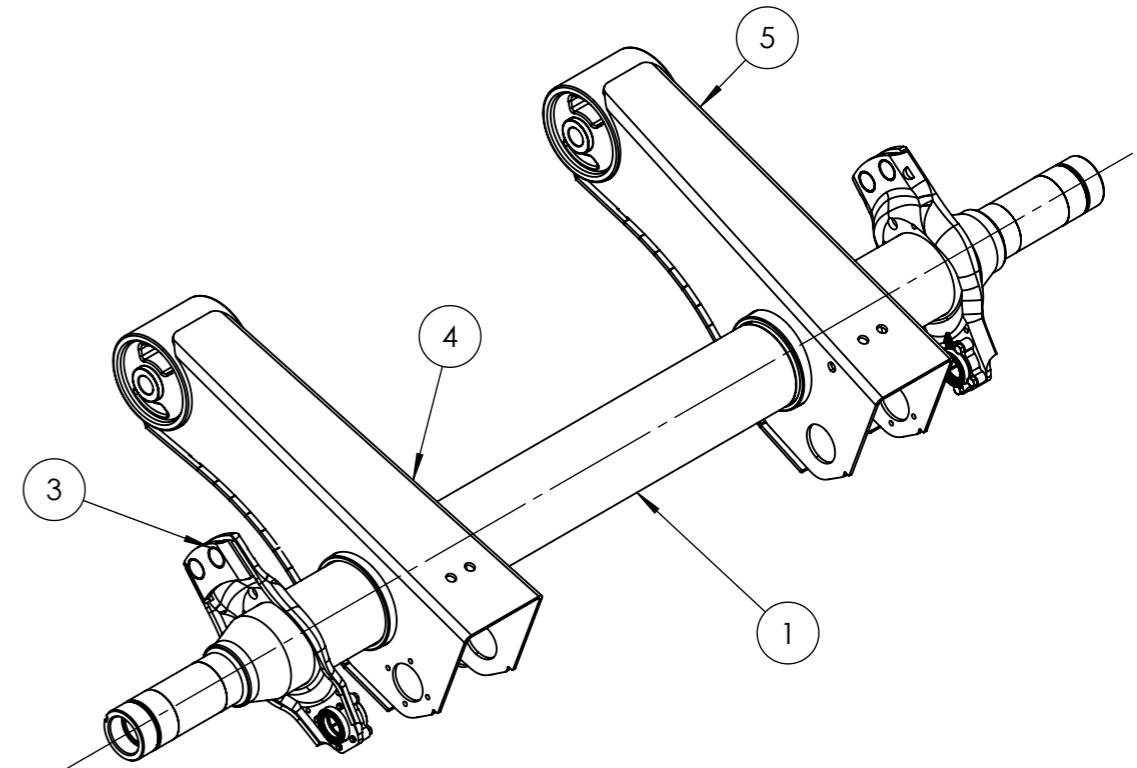
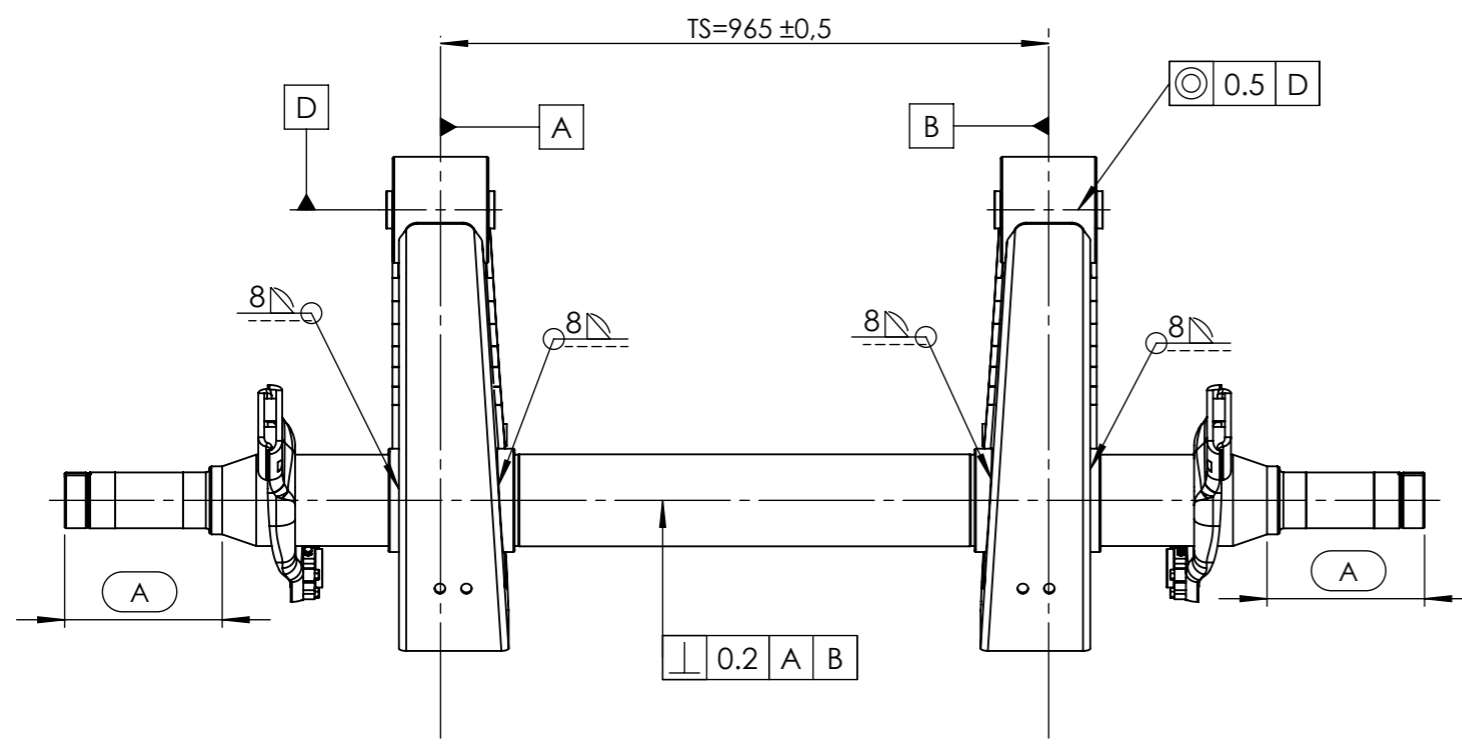
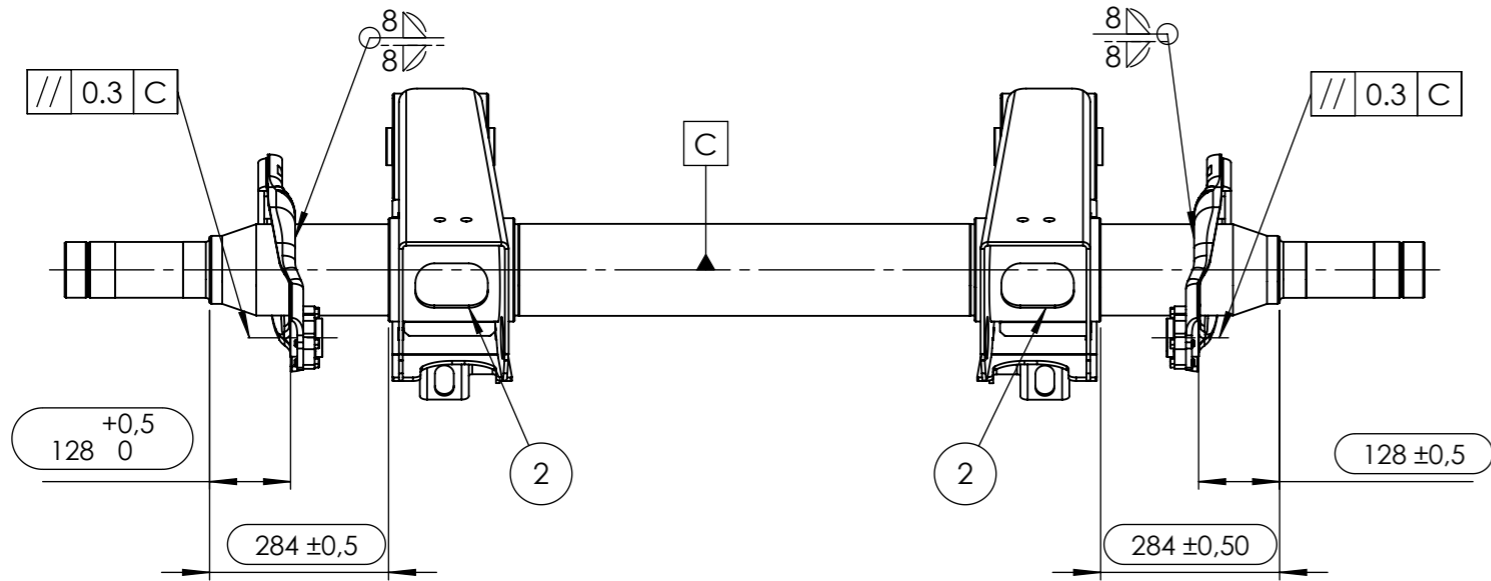


TABLA DE TORQUE [kgf*m]

PERNO MANOTA	80			
AMORTIGUADOR	50			
TUERCA RUEDA M22	65	POSICIÓN	HM [mm]	F [mm]
BULÓN M14	20	TOPE SUPERIOR	315	155
TUERCA UNF3/4"	6.2	TRABAJO	395	294
TORNILLO UNC1/2"	4.3	TOPE SUPERIOR	495	460

NOMBRE	FECHA	DESCRIPCIÓN:	GEC SA
DIBUJO A.BERTANI	20/2/2025	SUSP. BRAZO INTEGRAL LR23 T1890 M200 F/TUBULAR S/LEVANTE ABS	
CONTROL D. ANTINORI	20/2/2025		CODIGO:
APROBO -	-		7ISM200T02
			GRUPO:
			71
A3	Medidas en mm	No medir sobre el dibujo Tolerancia Gral. ± 2 mm	
Hoja 3 / 8	ESC.: 1:15	MATERIAL:	PESO APROX.: 500 Kg
			FECHA: 20/2/2025
			REVISION Nº: 00



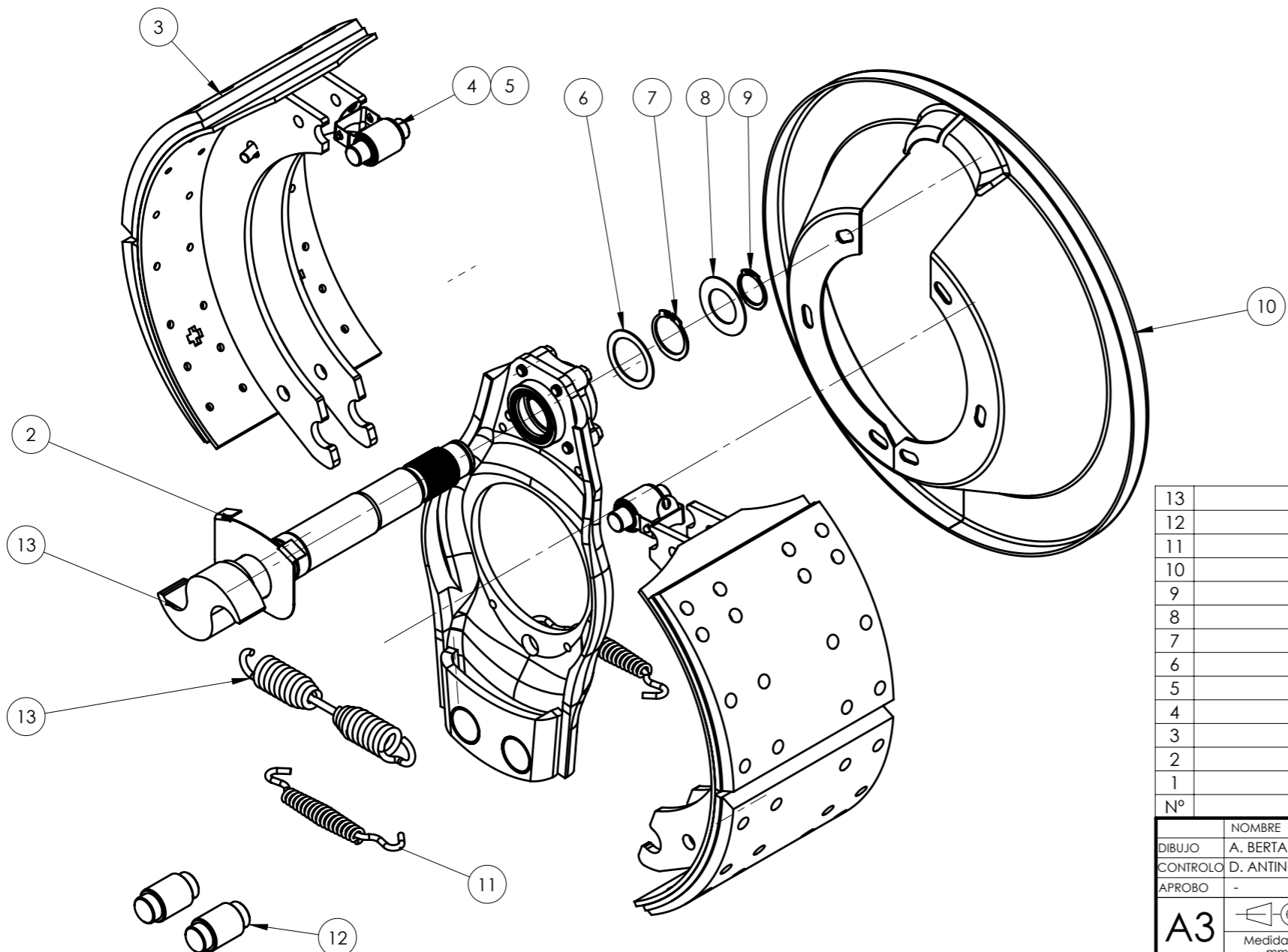
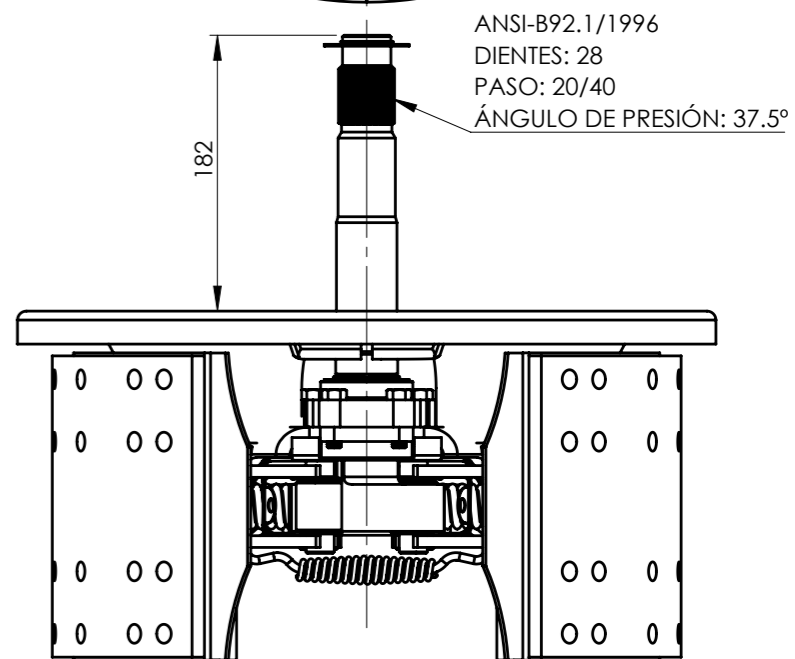
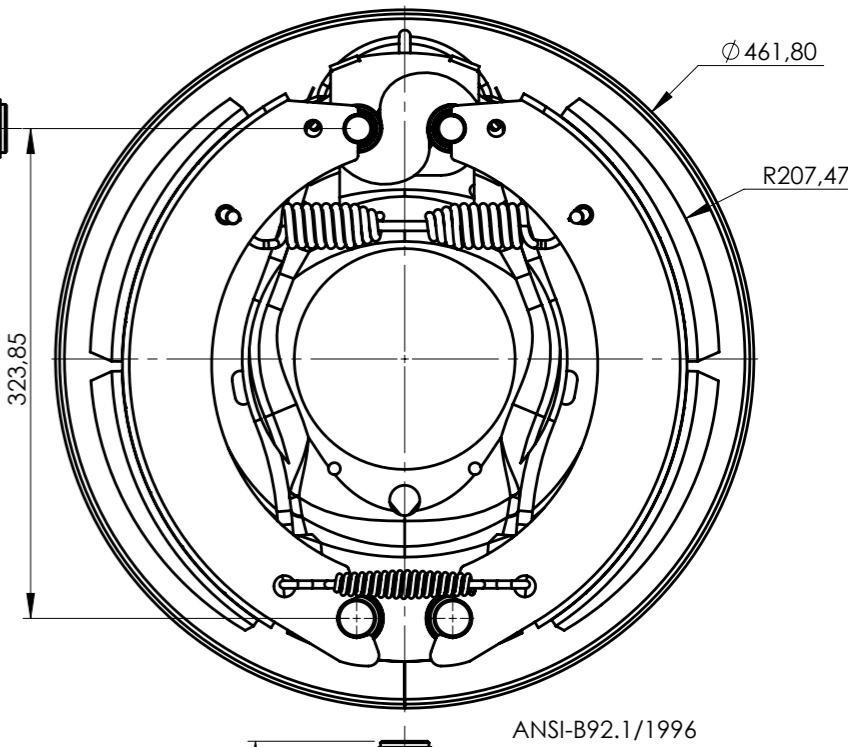
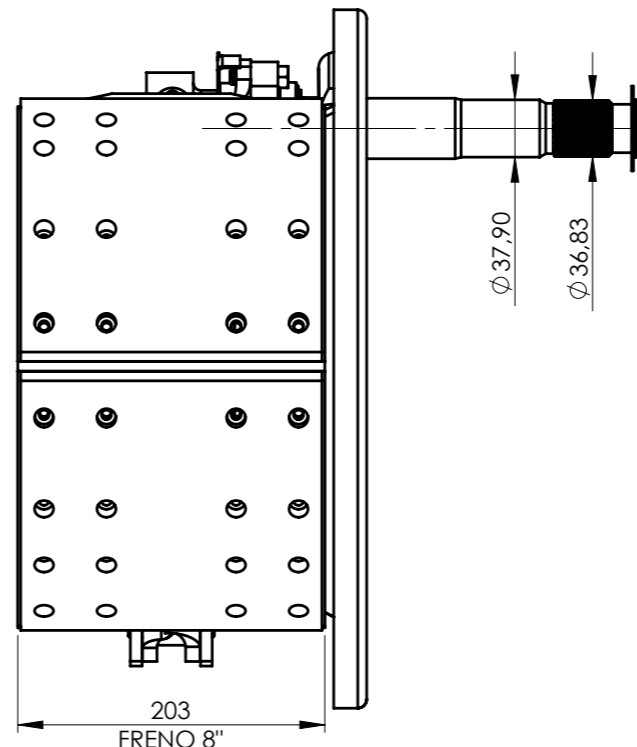
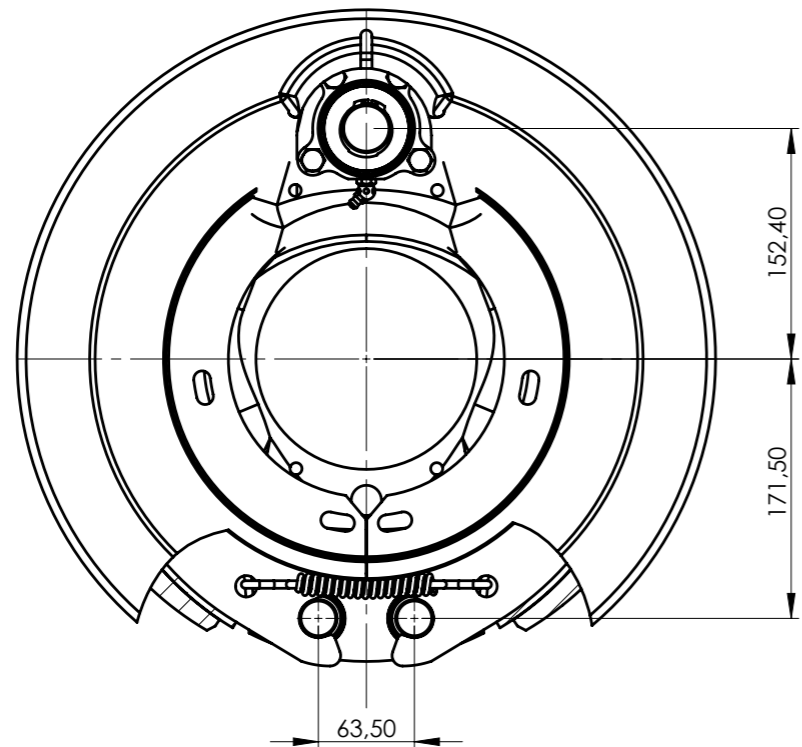
NOTA:

- CALENTAR LA CAMISA A 180° EN HORNO
- PINTAR EN NEGRO SINTETICO SALVO SOBRE (A)
- PROTEGER DE PROYECCIONES DE SOLDADURA SOBRE (A)

5	BRAZO GCI LR23 LP S/LEV	NCBSLPGCIO	1
4	BRAZO GCI LR23 LC S/LEV	NCBSLCGCIO	1
3	CRUCETA 147 DCO QPL	S1920QCHK	2
2	CAMISA EJE CGI 200mm	NTCESPGCIO	2
1	ESP. D146x14 T1890 FORJ. INTEGRAL	S191890-I	1
N.º	DESCRIPCIÓN	CÓDIGO	CANT.

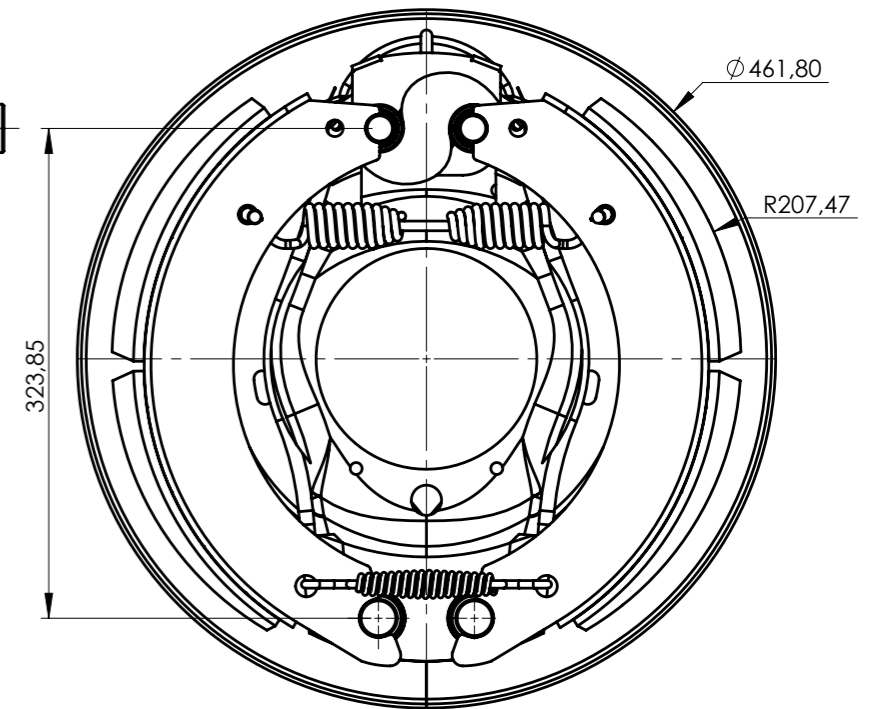
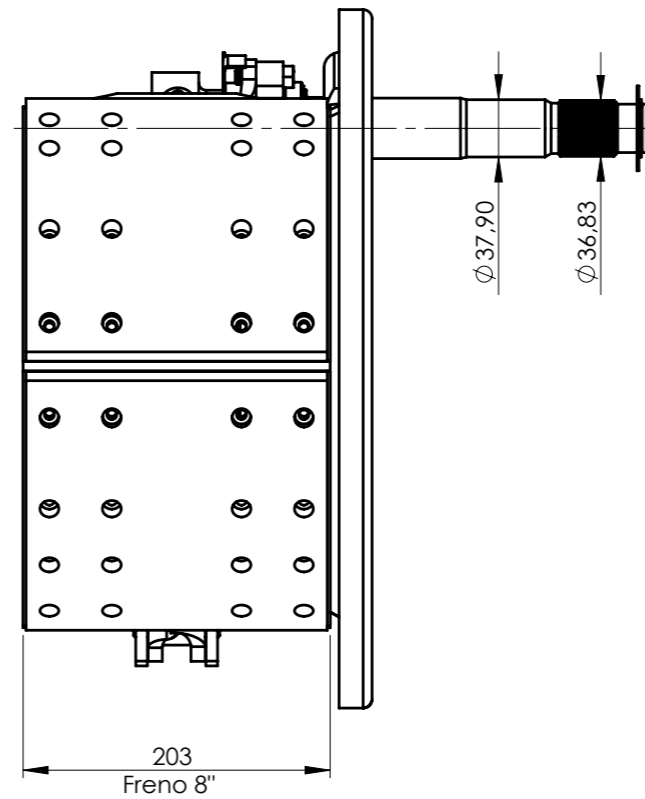
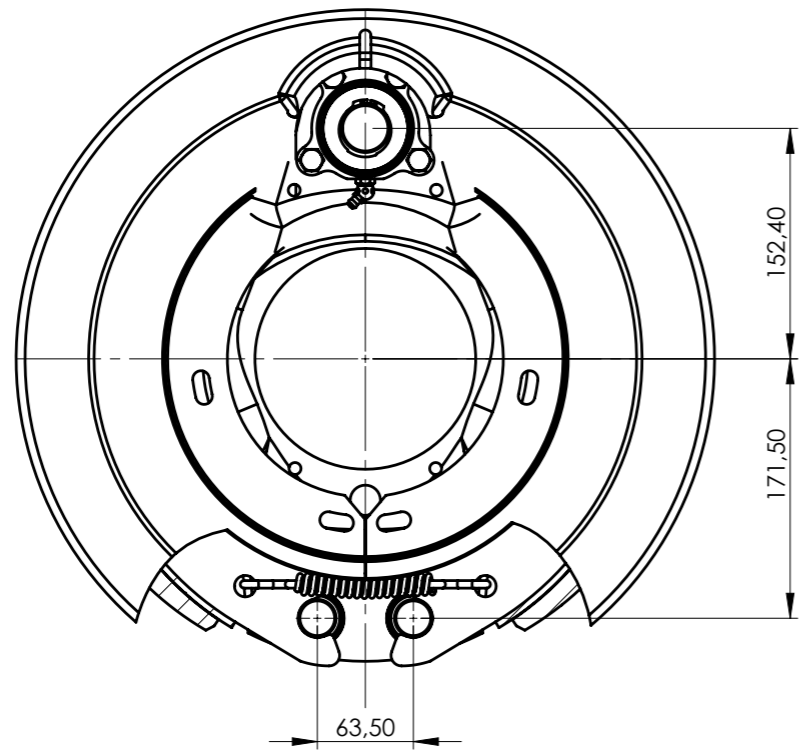
Tabla de LDM

DIBUJO	A. BERTANI	FECHA	20/2/2025	DESCRIPCIÓN: CONJUNTO EJE-CRUCETA- BRAZO SUSP. GCI LR23 SIN LEVANTE ABS		GRUPO: F0
CONTROLADO	D. ANTINORI	FECHA	20/2/2025			
APROBADO	-	FECHA	-			
A3	 No medir sobre el dibujo	 Tolerancia Gral. ± 2 mm				
Hoja 4/ 8	ESC.: 1:20	MATERIAL:		PESO APROX.: 235kg	FECHA: 10/3/2025	REVISION Nº: 00

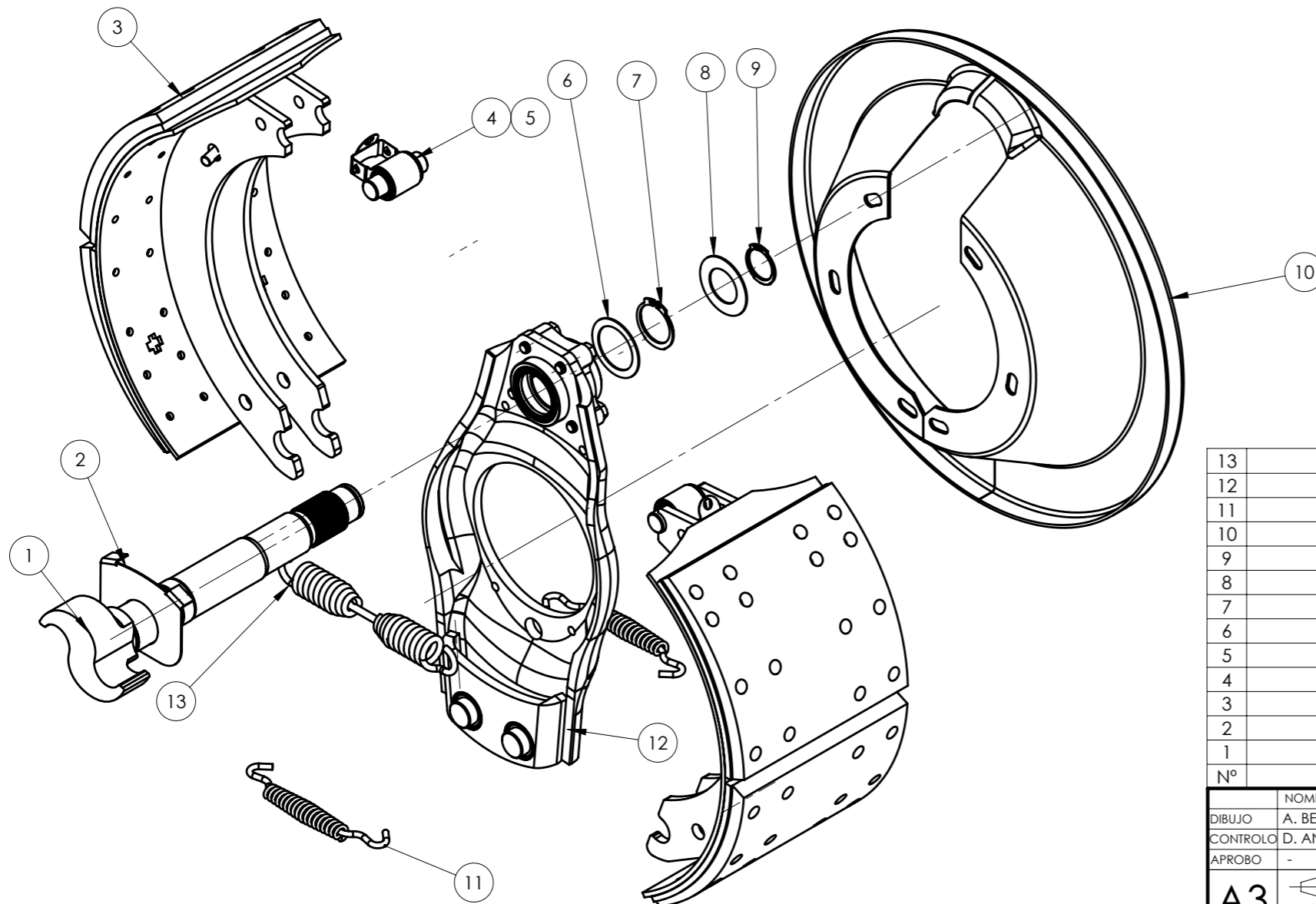
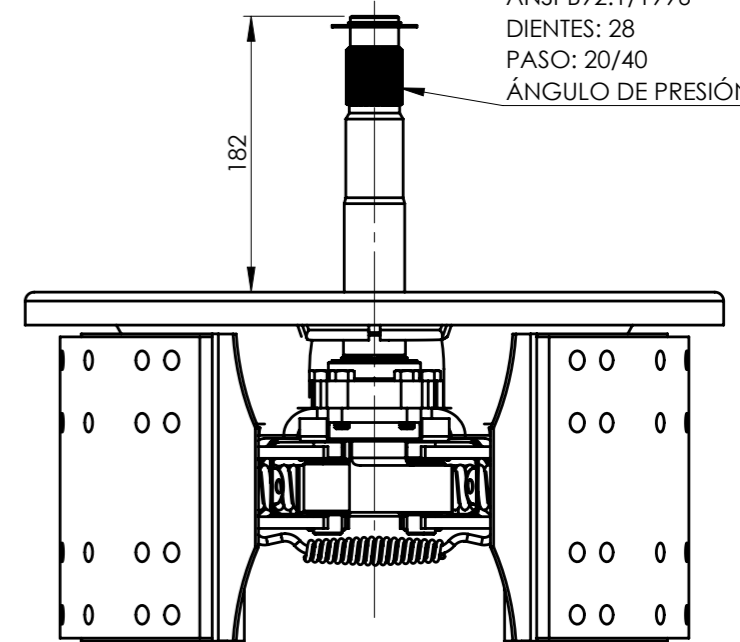


13	RESORTE BICONICO Q-PLUS FRASLE	FIREBIQPL	1
12	PERNO DE CRUCETA Q-PLUS	F1ROCRQPL	2
11	RESORTE RECTO Q-PLUS FRASLE	F1RERQPL	2
10	GUARDAPOLVO CHAPA MASTER	M1GUACHQP1	1
9	SEEGER 32 A	F1S32AQPL	1
8	ARANDEAL PUNTA DE LEVA	F1ARL28QPL	1
7	SEEGER 40A	F1S40AQPL	1
6	ARANDELA LEVA QPL	F1ARILQPL	1
5	TRABA RODILLO ROD 20	F1TRROR20	2
4	RODILLO LEVA QPLUS	F1ROLE000	2
3	ZAPATA CINTA Q-PLUS FRASLE	F1ZCQR201	2
2	TRABA LEVA QPL	F1ARSLQPL	1
1	LEVA QPL 275 28 EST S	F1LQ275S	1
Nº	DESCRIPCIÓN	CODIGO	CANT.

DIBUJO	A. BERTANI	FECHA	20/2/2025	DESCRIPCIÓN: CONJUNTO FRENO S Q-PLUS FRASLE GUARD. CHAPA	
CONTROLADO	D. ANTINORI	FECHA	25/2/2025		
APROBADO	-	FECHA	-		
A3	Medidas en mm	No medir sobre el dibujo	Tolerancia Gral. ± 5 mm	CONJUNTO FRENO S Q-PLUS FRASLE GUARD. CHAPA	
Hoja 5 / 8	ESC.: 1:5	MATERIAL:	PESO APROX.: 30kg	FECHA: 10/3/2025	GRUPO: F0
				REVISION Nº: 00	

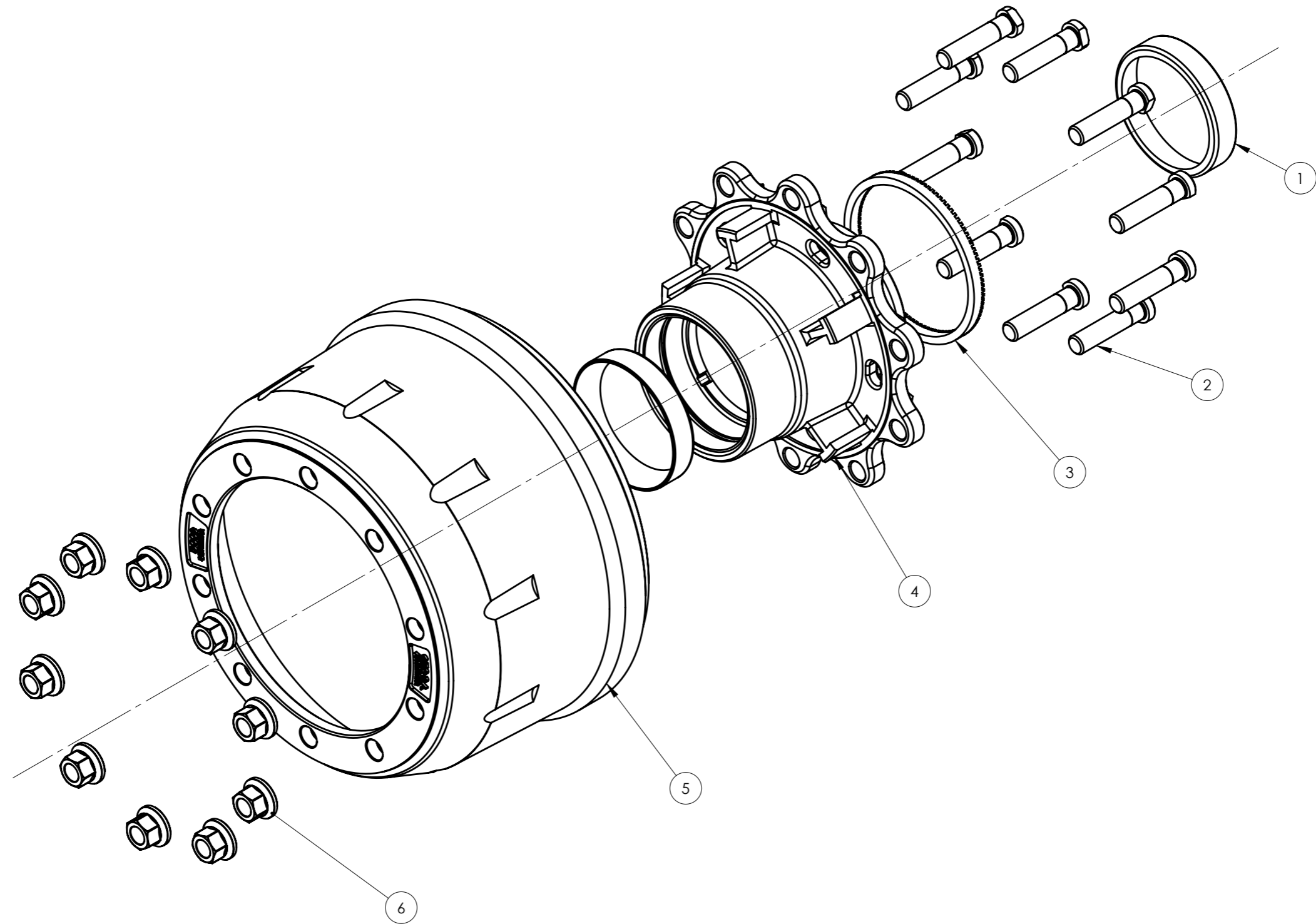


ANSI-B92.1/1996
DIENTES: 28
PASO: 20/40
ÁNGULO DE PRESIÓN: 37.5°





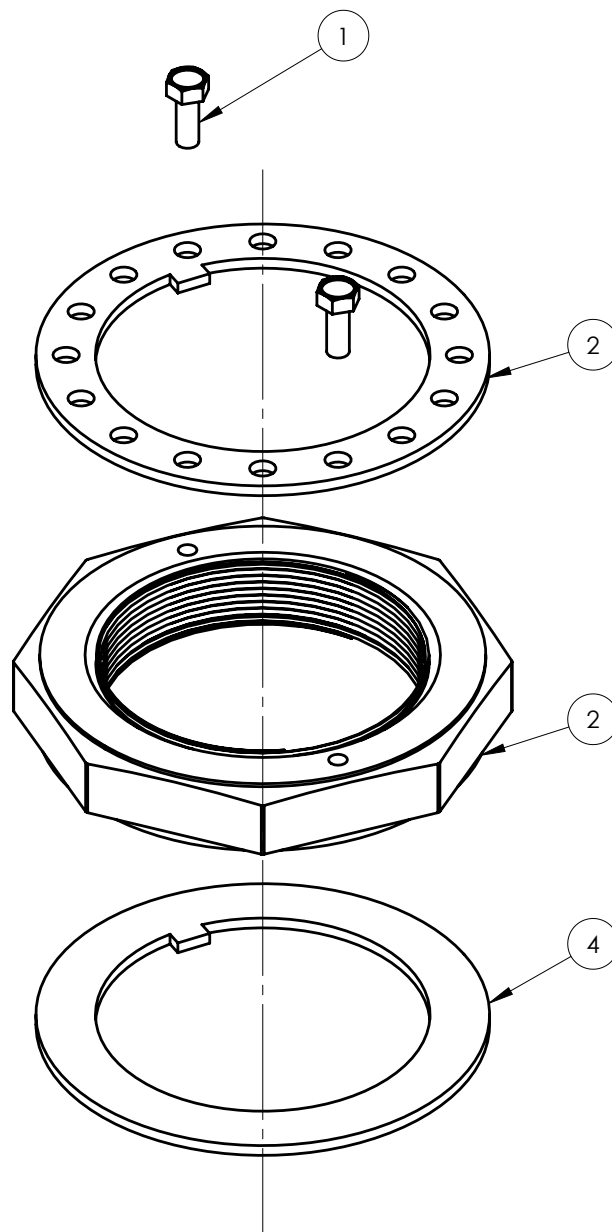
13	RESORTE BICONICO Q-PLUS FRASLE	FIREBIQPL	1
12	PERNO DE CRUCETA Q-PLUS	F1ROCRQPL	2
11	RESORTE RECTOQ-PLUS FRASLE	F1RERQPL	2
10	GUARDAPOLVO CHAPA MASTER	M1GUACHQP1	1
9	SEEGER 32 A	F1S32AQPL	1
8	ARANDEAL PUNTA DE LEVA	F1ARL28QPL	1
7	SEEGER 40A	F1S40AQPL	1
6	ARANDELA LEVA QPL	F1ARILQPL	1
5	TRABA RODILLO ROD 20	F1TRROR20	2
4	RODILLO LEVA QPLUS	F1ROLE000	2
3	ZAPATA CINTA Q-PLUS FRASLE	F1ZCQR201	2
2	TRABA LEVA QPL	F1ARSLQPL	1
1	LEVA QPL 275 28 EST Z	F1LQ275Z	1
Nº	DESCRIPCIÓN	CODIGO	CANT.

DIBUJO	A. BERTANI	FECHA	20/2/2025	DESCRIPCIÓN: CONJUNTO FRENO Z Q-PLUS FRASLE GUARD. CHAPA	
CONTROLADO	D. ANTINORI	FECHA	25/2/2025		
APROBADO	-	FECHA	-		
A3	Medidas en mm	No medir sobre el dibujo	Tolerancia Gral. ± 5 mm	MATERIAL:	PESO APROX.: 30kg
Hoja 6/8	ESC.: 1:5	FECHA:	10/3/2025	REVISION Nº:	00
				CODIGO:	FOFRENO-QGCHAPA1
				GRUPO:	F0





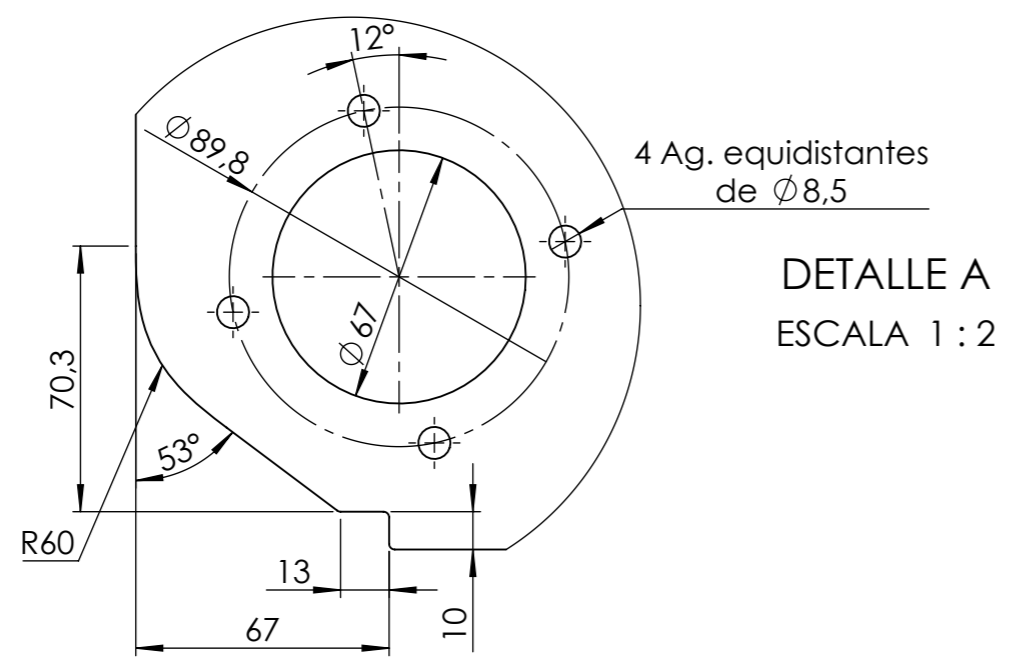
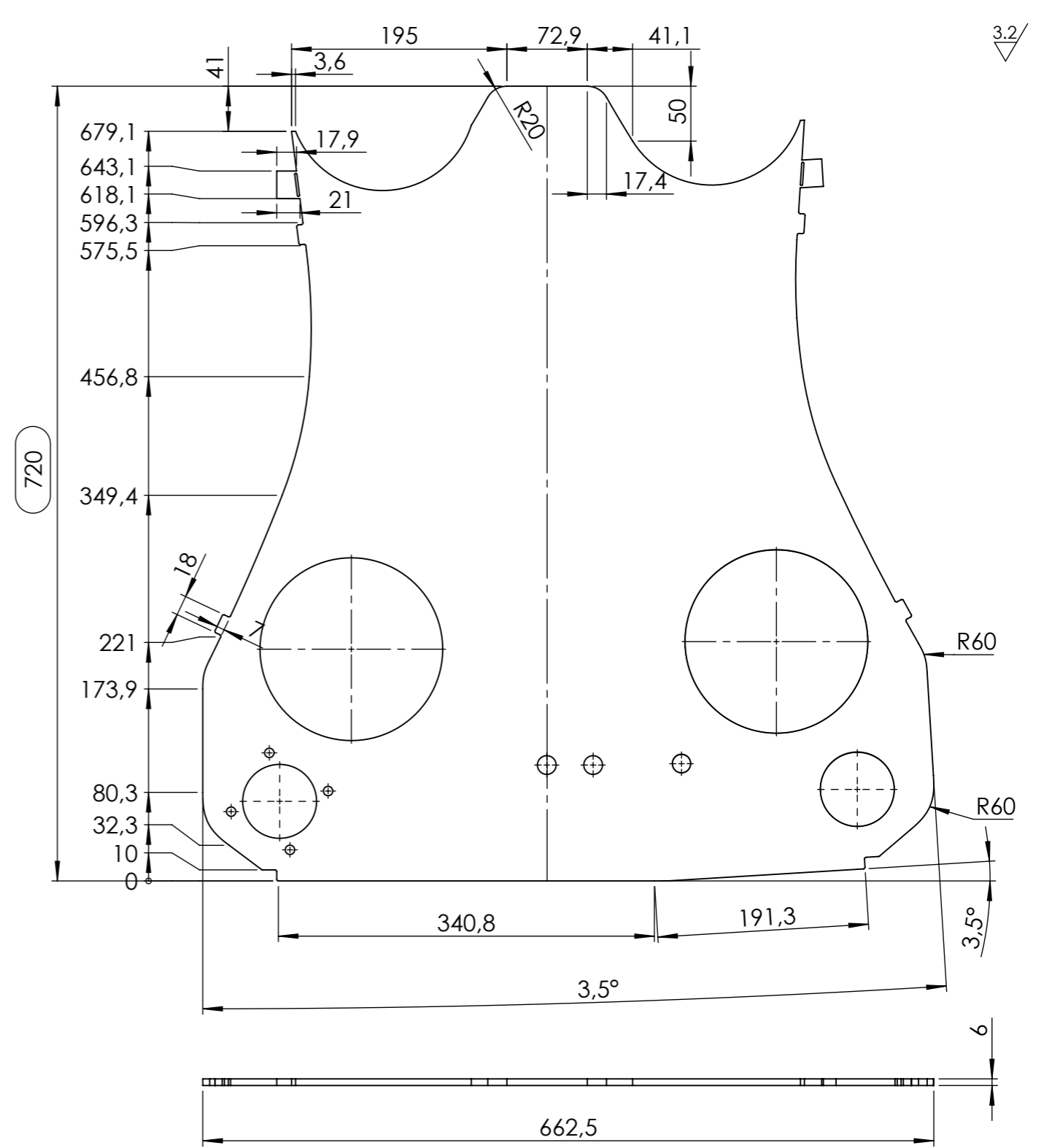
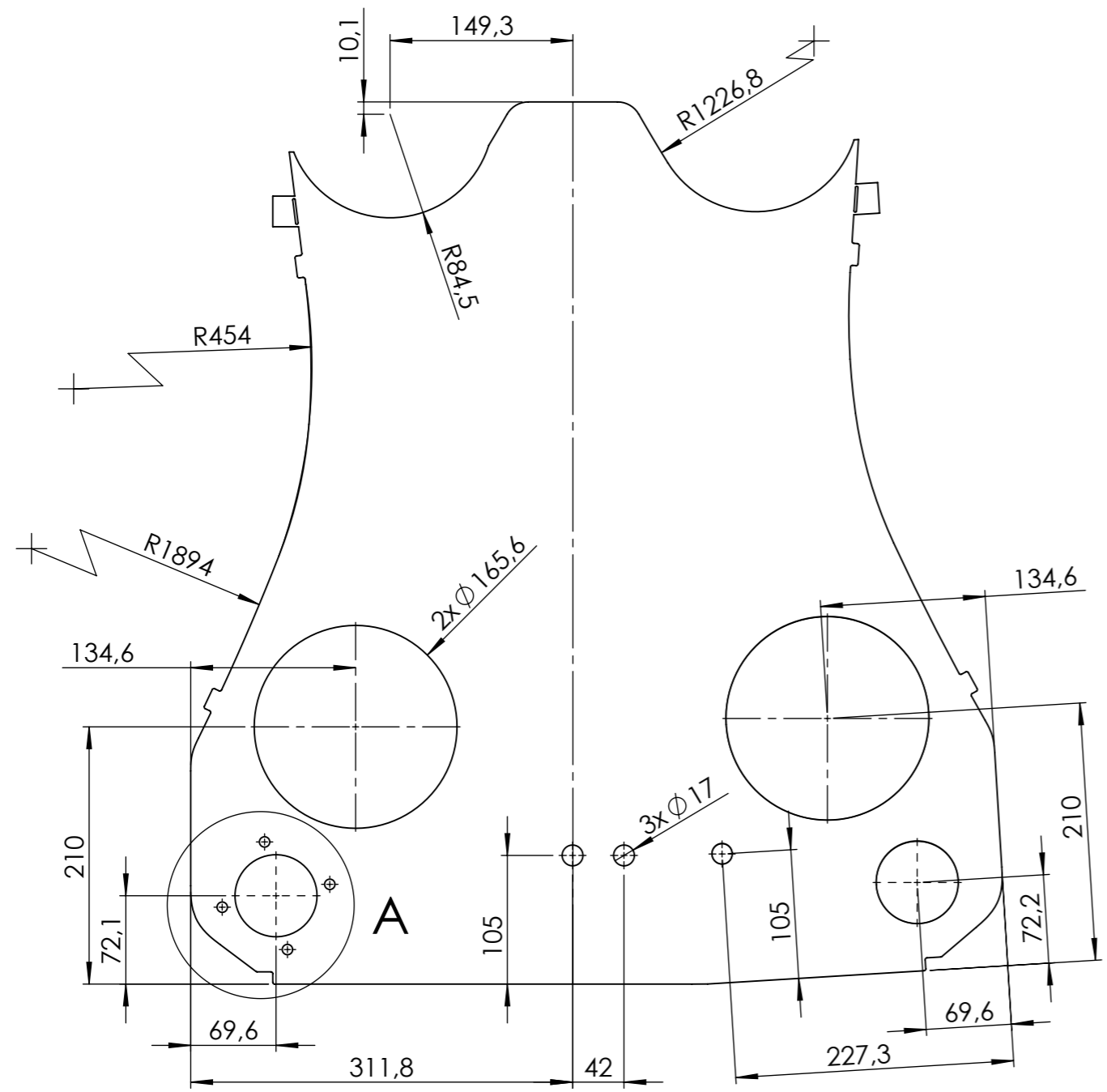
N°	DESCRIPCIÓN	CODIGO	CANT.
6	TUERCA RUEDA M22x1.5x27	M3TUCA-RDA1	10
6	CAMPANA DCO 8"	M2CMPD817	1
4	MAZA DCO M09	M3MZADM09	1
3	CORONA ABS N° DIENTES 100	M3COR-ABS	1
2	BULON RUEDA G10.9 M22x1.5x95	M3BRDC095	10
1	CUBETA 518410 PROPAR	M3CUBROD3	2

DIBUJO		NOMBRE	FECHA	DESCRIPCIÓN: M-C DCO 8" M09	
CONTRÓLO		A. BERTANI	20/2/2025		
APROBO		D. ANTINORI	25/2/2025		
A3		 No medir sobre el dibujo Medidas en mm Tolerancia Gral. ± 5 mm		CODIGO: M1MCDC981	GRUPO: M1
Hoja 7/ 8		ESC.: 1:5	MATERIAL:	PESO APROX.: 30kg	FECHA: 10/3/2025 REVISION N°: 00



4	ARANDELA DE ROZAMIENTO	M1ARANROZ	1
3	TUERCA PUNTA DE EJE	FITUPUEJE	1
2	ARANDELA DE SEGURIDAD	M1ARANSEG	1
1	BULON 6X1X15	M1BUTCAPE	2
N°	DESCRIPCIÓN	CÓDIGO	CANT.

NOMBRE		FECHA	DESCRIPCIÓN:		 GEC SA	
DIBUJO	A. BERTANI	20/2/2025	CONJUNTOTUERCA PUNTA EJE			CODIGO:
CONTRÓLO	D. ANTINORI	20/2/2025			FOCONTPET	
APROBO	-	-			F0	
A4	 Medidas en mm	No medir sobre el dibujo				
		Tolerancia Gral. ± 5 mm				
Hoja 8 / 8		ESC.: 1:2	MATERIAL:	PESO APROX.: 5kg	FECHA: 10/3/2025	REVISION Nº: 00



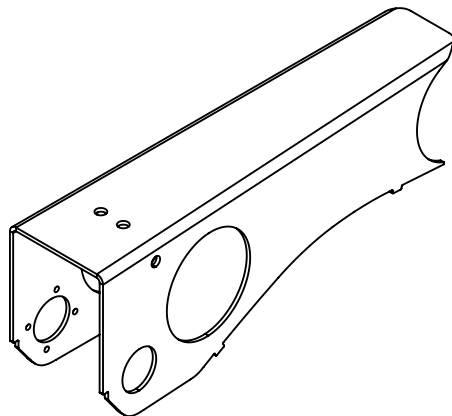
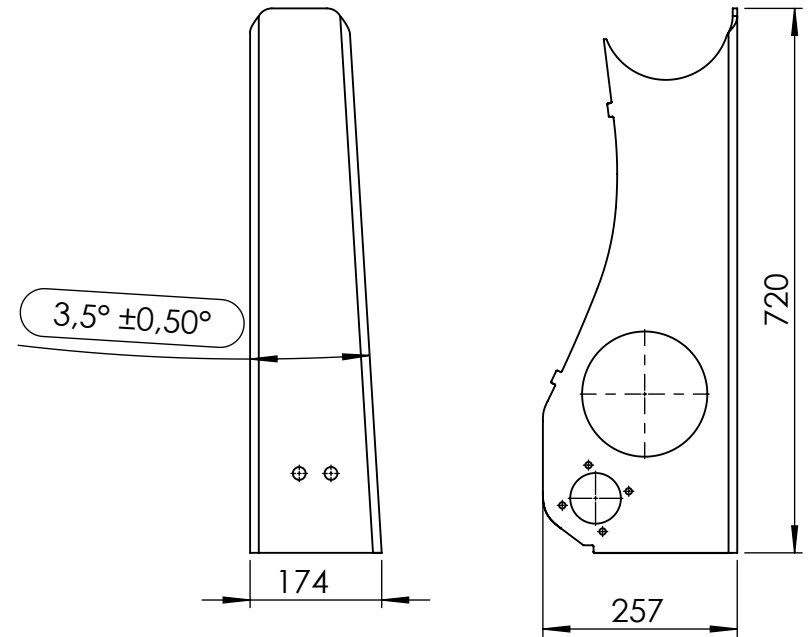
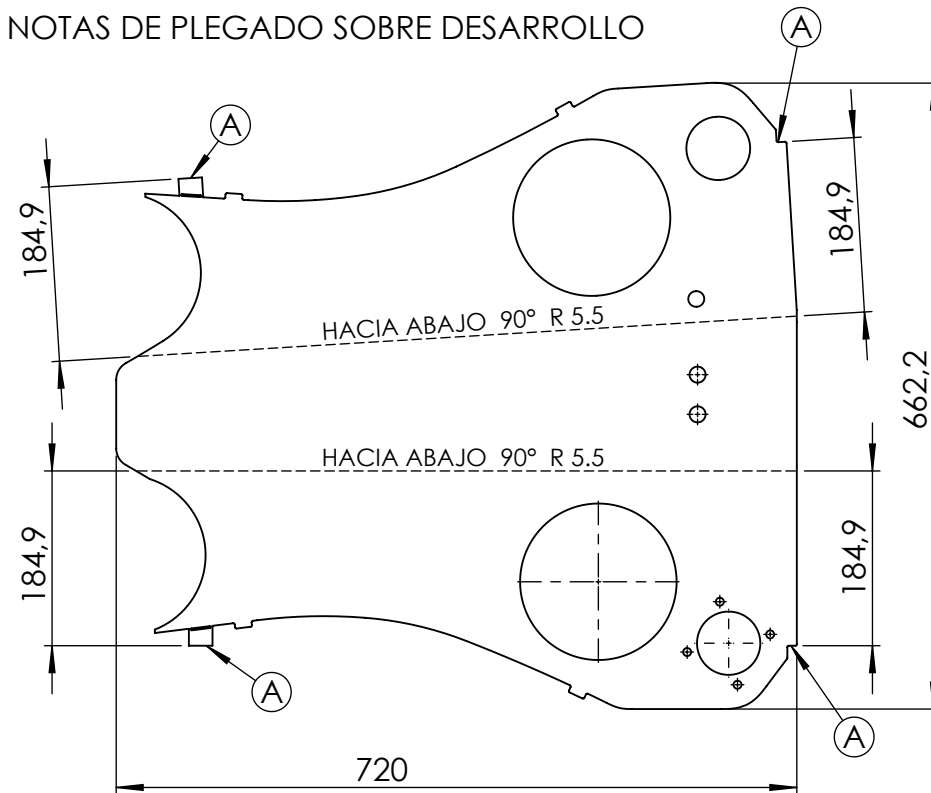
DETALLE A
ESCALA 1 : 2

Nota: Aristas con radio R2mm

NOMBRE		FECHA		DESCRIPCIÓN:			
DIBUJO	A. BERTANI	26/02/2025		CUERPOP BRAZO GCI LR23			
CONTROL	D. ANTINORI	26/02/2025					
APROBO	-	-					
A3		No medir sobre el dibujo		CODIGO:	GRUPO:		
		Medidas en mm				Tolerancia Gral. ± 0,5 mm	NPDCRGCIO
Hoja 1 / 3		ESC.: 1:5		MATERIAL: MLC 420	PESO APROX.: 14.46 kg	FECHA: 26/02/2025	REVISION Nº: 00



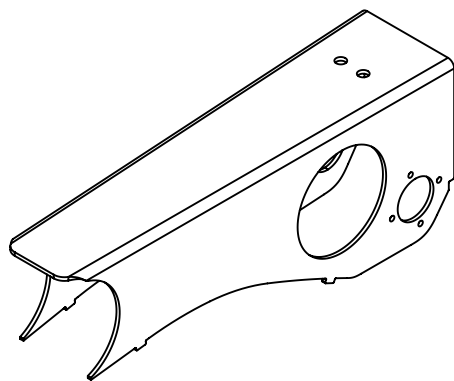
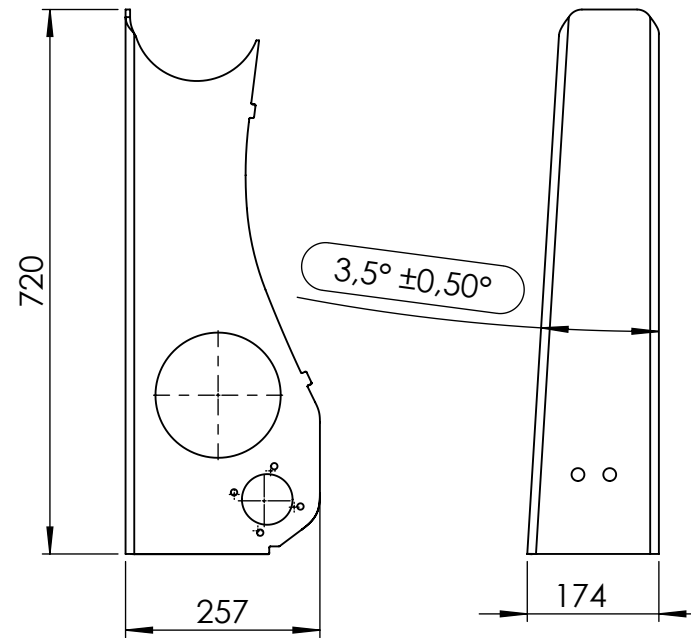
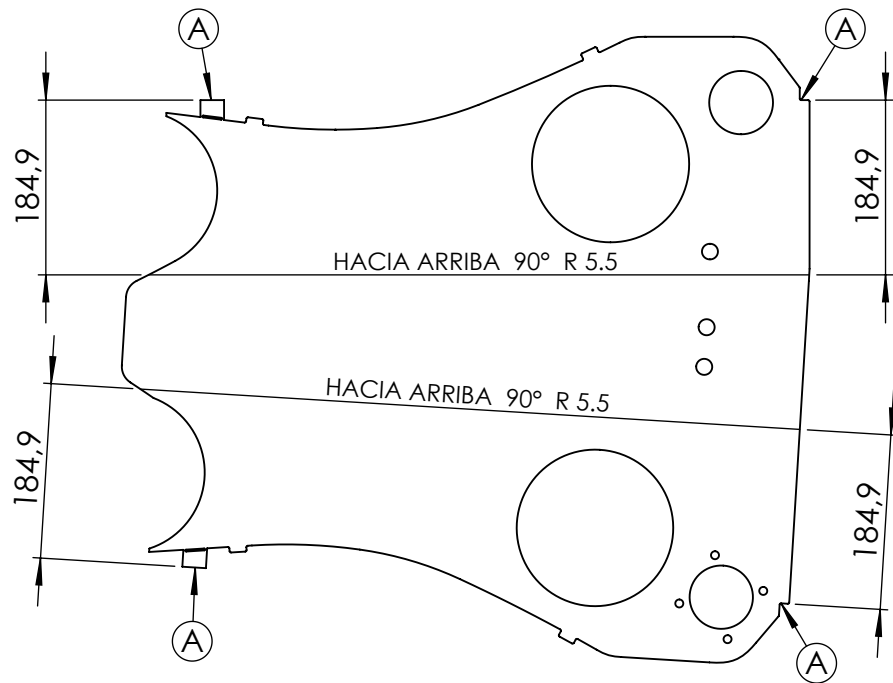
NOTAS DE PLEGADO SOBRE DESARROLLO



Ⓐ APOYO DE PLEGADO

	NOMBRE	FECHA	DESCRIPCIÓN:	GEC SA CODIGO: NPPCLCGCI0 GRUPO: NP FECHA: 26/02/2025 REVISION N°: 00			
	DIBUJO	A. BERTANI	26/02/2025			CUERPO BRAZO CORTO GCI LR23 LC	
	CONTROL	D. ANTINORI	26/02/2025				
	APROBO	-	-				
A4	No medir sobre el dibujo Medidas en mm Tolerancia Gral. ± 0,5 mm						
Hoja 2 / 3		ESC.: 1:5	MATERIAL: MLC 420	PESO APROX.: 14.46 kg			

NOTAS DE PLEGADO SOBRE DESARROLLO



(A) APOYO DE PLEGADO

DIBUJO	NOMBRE	FECHA	DESCRIPCIÓN:
CONTROL	A. BERTANI	26/02/2025	CUERPO BRAZO CORTO GCI LR23 LP
APROBO	D. ANTINORI	26/02/2025	
	-	-	
A4		No medir sobre el dibujo	
	Medidas en mm	Tolerancia Gral. $\pm 0,5$ mm	

Hoja 3 / 3 ESC.: 1:5

MATERIAL: MLC 420

PESO APROX.: 14.46 kg

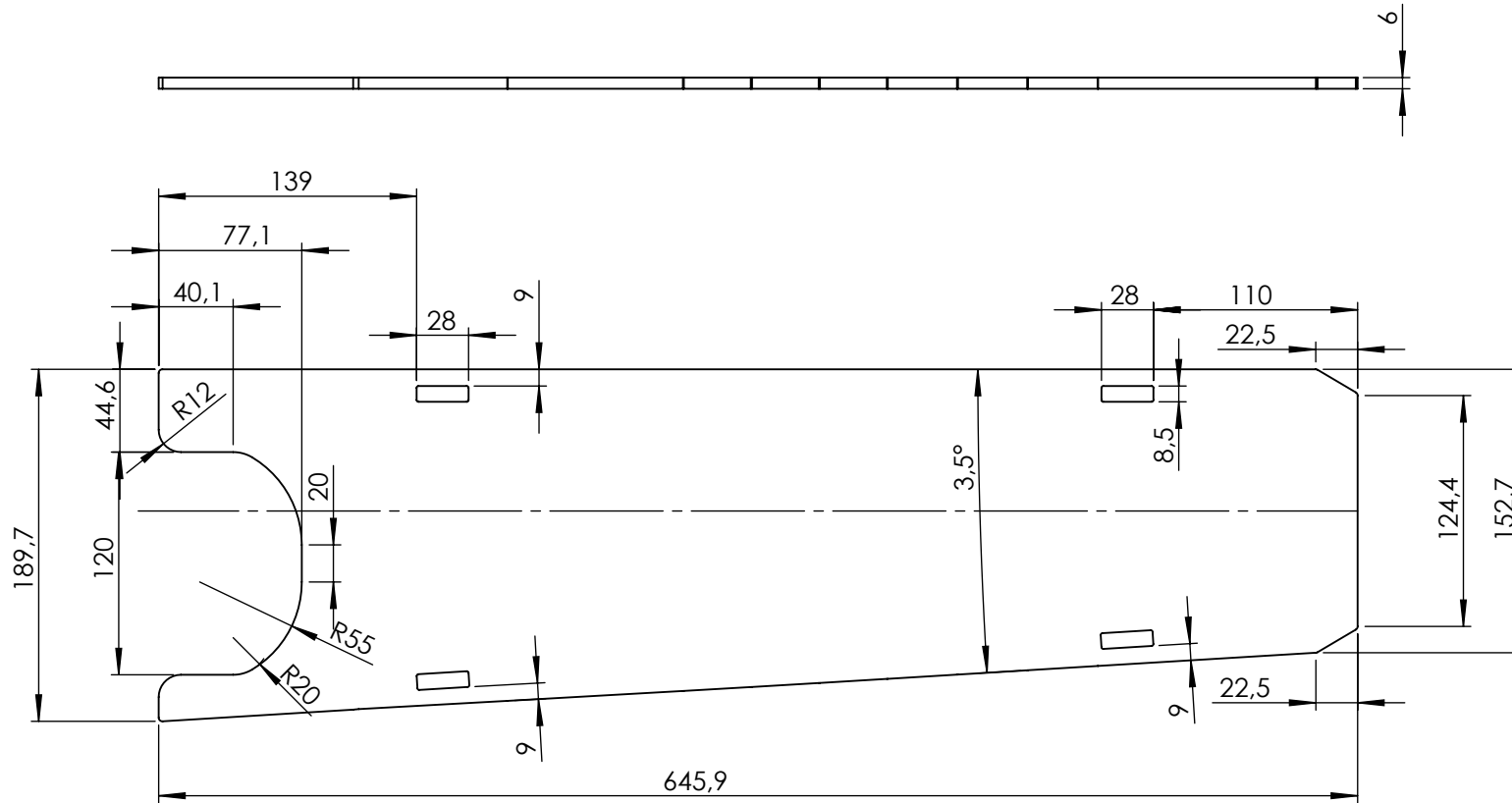
FECHA: 26/02/2025

REVISION N°: 00



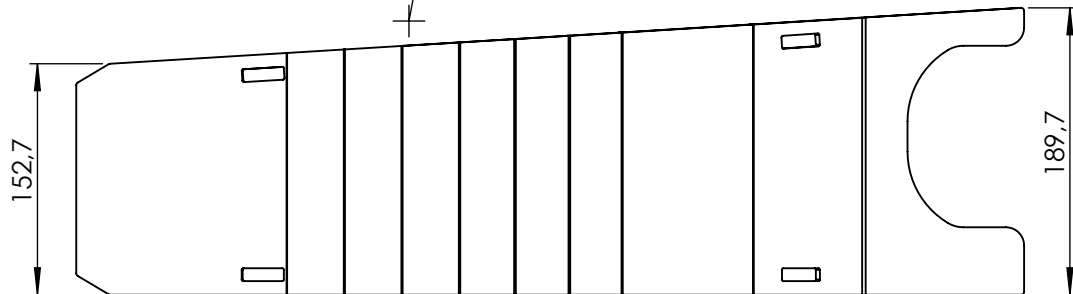
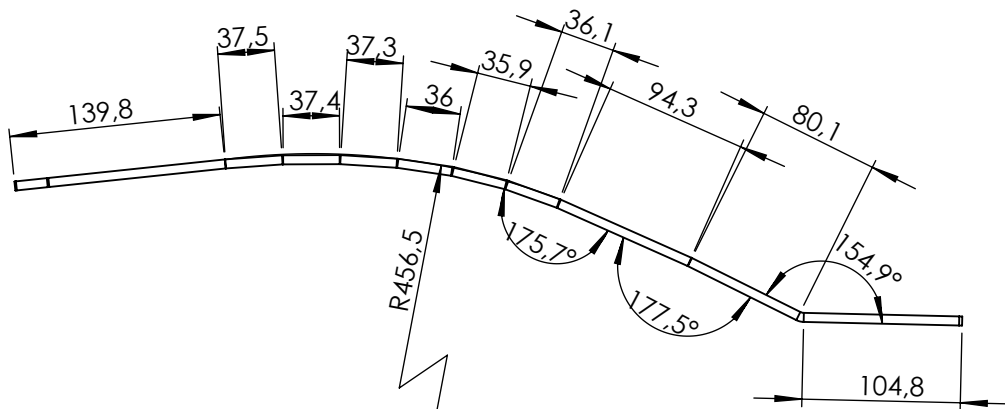
CODIGO: NPPCLCGCI0 GRUPO: NP

3.2



NOTA: ELIMINAR ARISTAS CON UN RADIO DE 2mm

	NOMBRE	FECHA	DESCRIPCIÓN:	 GEC SA	
DIBUJO	A. BERTANI	26/02/2025	BASE BRAZO LR23 DESARROLLO		
CONTROL	D. ANTINORI	26/02/2025			
APROBO	-	-			
A4	 Medidas en mm	 No medir sobre el dibujo Tolerancia Gral. ± 0,5 mm		CODIGO: NPDBRGCI0	GRUPO: NP
Hoja 1 / 3	ESC.: 1:5	MATERIAL: MLC 420	PESO APROX.: 7.46kg	FECHA: 26/02/2025	REVISION Nº: 00



HACIA ABAJO 1.93° R 5.5

HACIA ABAJO 3.85° R 5.5

HACIA ABAJO 3.85° R 5.5

HACIA ABAJO 4.76° R 5.5

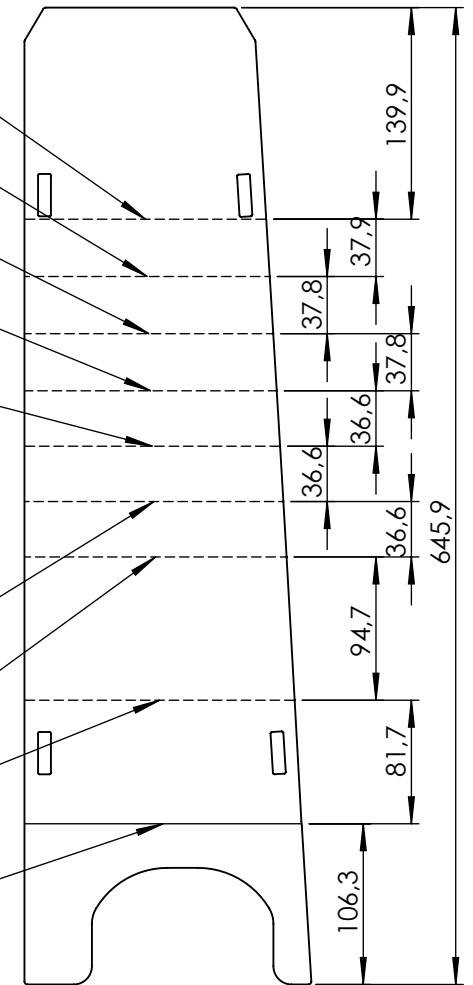
HACIA ABAJO 5.66° R 5.5

HACIA ABAJO 5.66° R 5.5

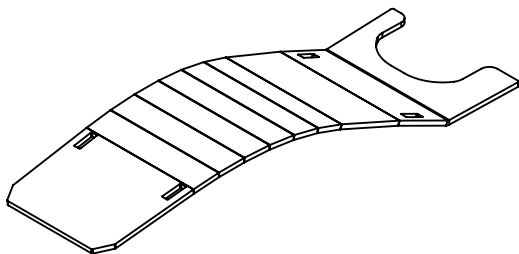
HACIA ABAJO 4.27° R 5.5

HACIA ABAJO 2.47° R 5.5

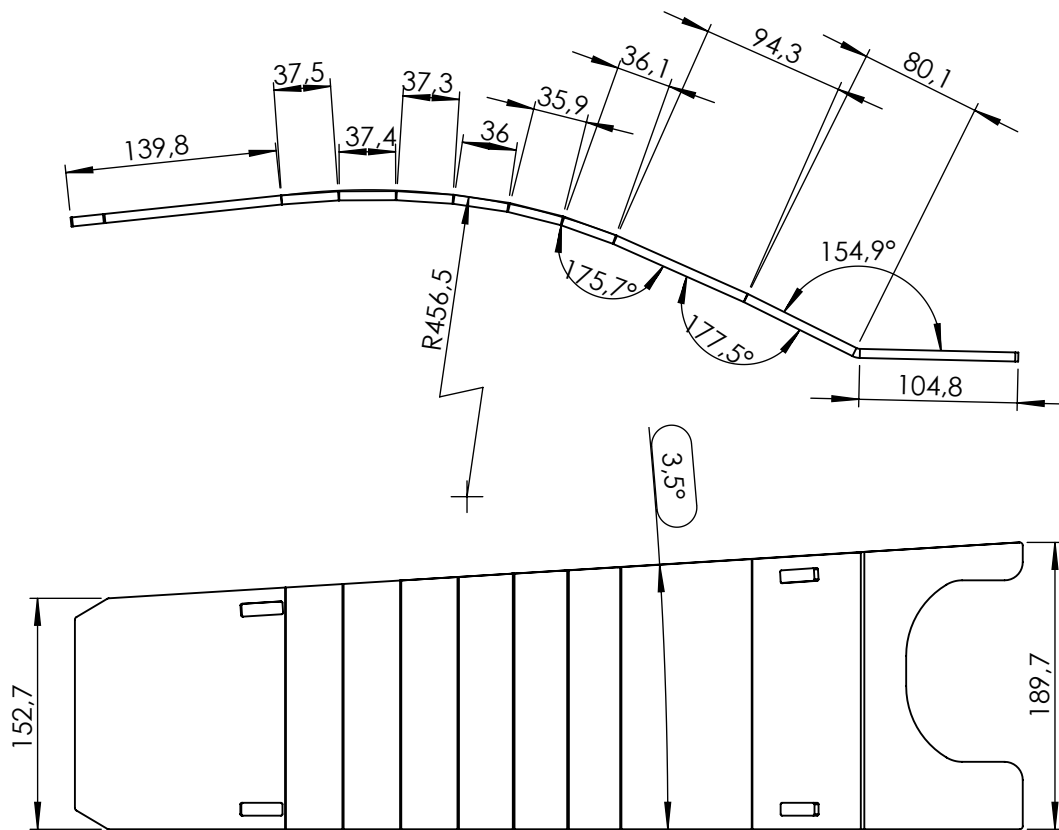
HACIA ARRIBA 25.15° R 5.5



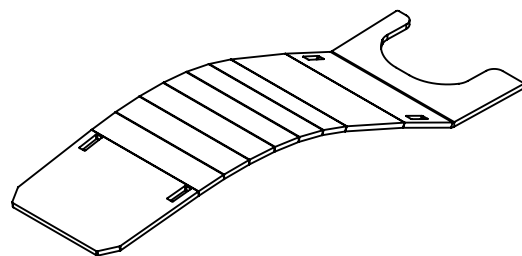
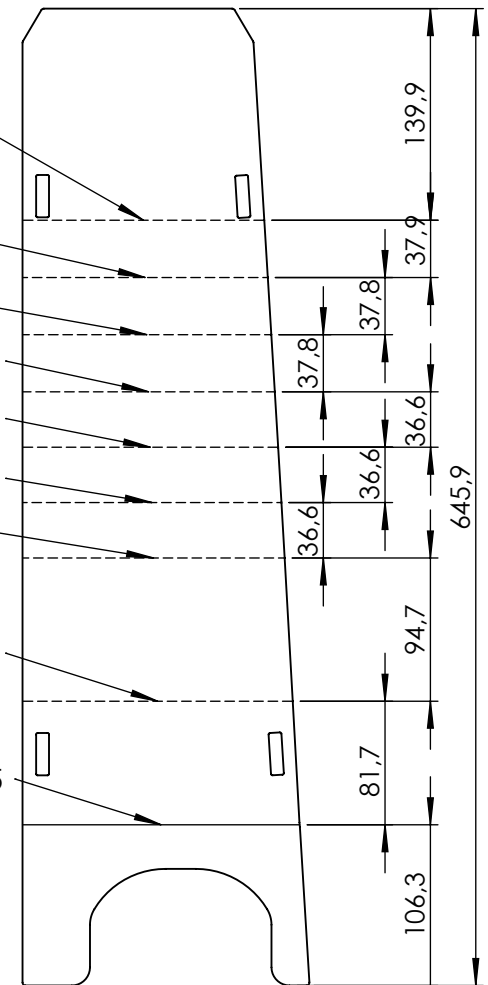
PLEGAR LC Y LP



	NOMBRE	FECHA	DESCRIPCIÓN:	GEC SA CODIGO: NPPBLPGC10 GRUPO: NP	
DIBUJO	A. BERTANI	26/02/2025	BASE BRAZO LR23 LP		
CONTROL	D. ANTINORI	26/02/2025			
APROBO	-	-			
A4	No medir sobre el dibujo Medidas en mm Tolerancia Gral. ± 0,5 mm				
Hoja 2 / 3	ESC.: 1:5	MATERIAL: MLC 420	PESO APROX.: 7.46kg	FECHA: 26/02/2025	REVISION Nº: 00



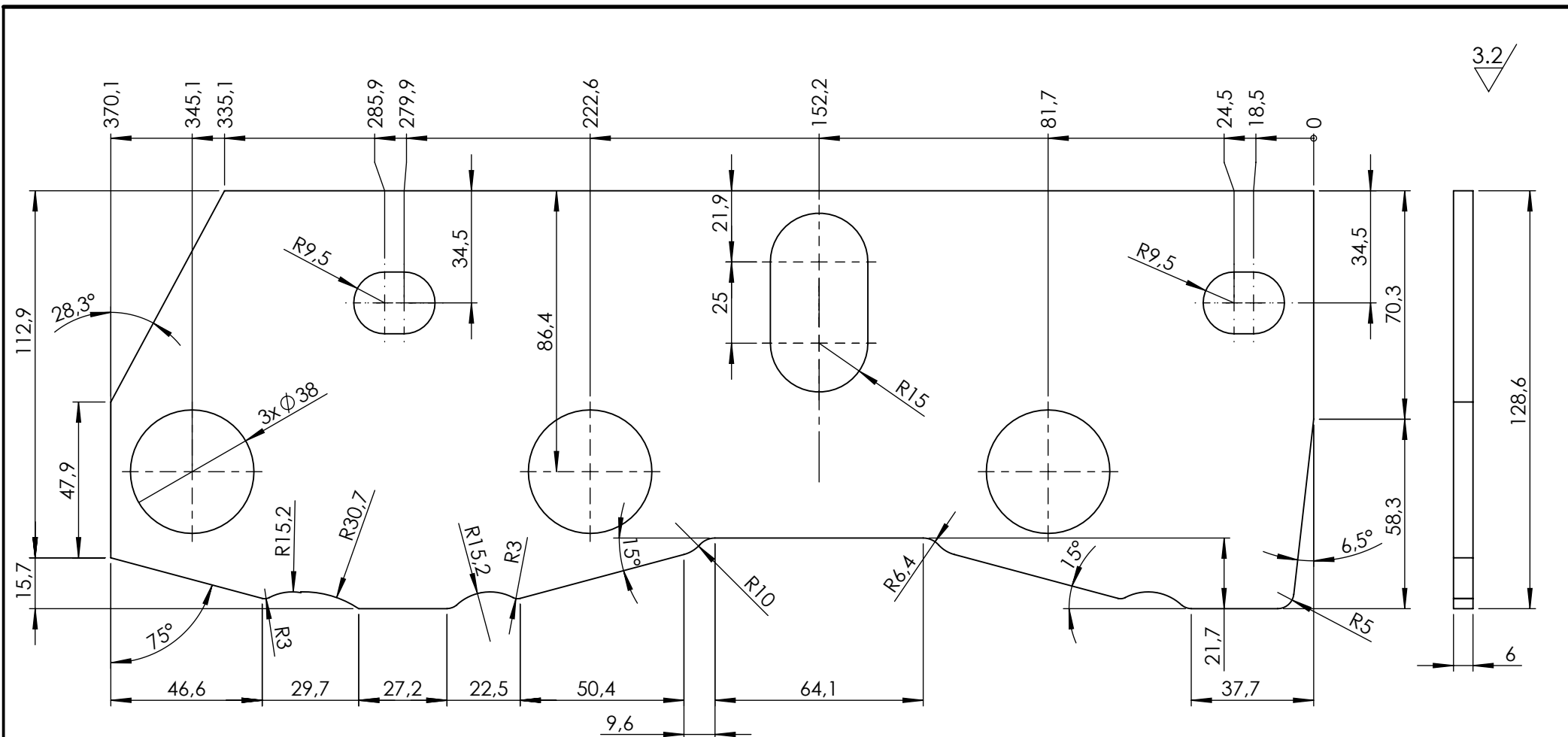
- HACIA ABAJO 1.93° R 5.5
- HACIA ABAJO 3.85° R 5.5
- HACIA ABAJO 3.85° R 5.5
- HACIA ABAJO 4.76° R 5.5
- HACIA ABAJO 5.66° R 5.5
- HACIA ABAJO 5.66° R 5.5
- HACIA ABAJO 4.27° R 5.5
- HACIA ABAJO 2.47° R 5.5
- HACIA ARRIBA 25.15° R 5.5



NOMBRE		FECHA		DESCRIPCIÓN:	
DIBUJO A. BERTANI		26/02/2025		BASE BRAZO LR23 LC	
CONTROLO D. ANTINORI		26/02/2025			
APROBO -		-			
A4		No medir sobre el dibujo		MATERIAL: MLC 420	
	Medidas en mm	Tolerancia Gral. ± 0,5 mm			
Hoja 3 / 3		ESC.: 1:5		PESO APROX.: 7.46kg	
				FECHA: 26/02/2025	
				REVISION Nº: 00	

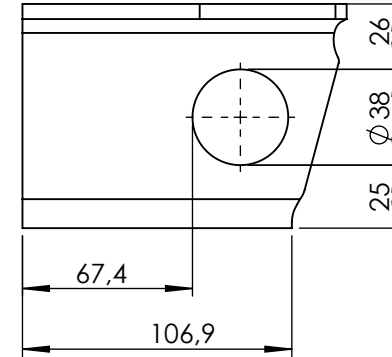
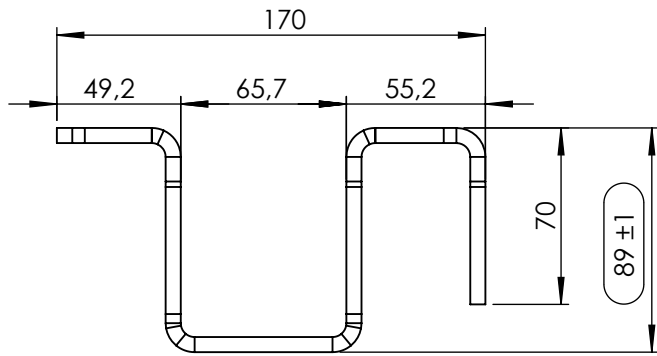


CODIGO: NPPBLCGCIO GRUPO: NP

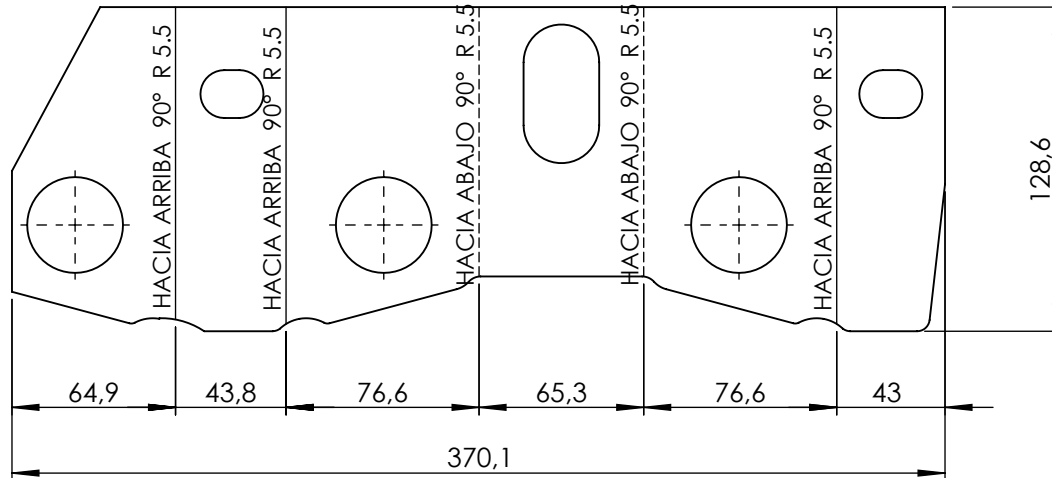


NOMBRE		FECHA		DESCRIPCIÓN:	
DIBUJO A. BERTANI		20/2/2025		SOPORTE DE PULMON GCI LR23 DESARROLLO	
CONTROLO D. ANTINORI		20/2/2025			
APROBO -		-			
A4		No medir sobre el dibujo		CODIGO: NPDSPGCI00 GRUPO: NP	
	Medidas en mm	Tolerancia Gral. ± 2 mm			
Hoja 1 / 3		ESC.: 1:2		MATERIAL: MLC 420 PESO APROX.: 1.75kg	
				FECHA: 10/3/2025 REVISION Nº: 00	

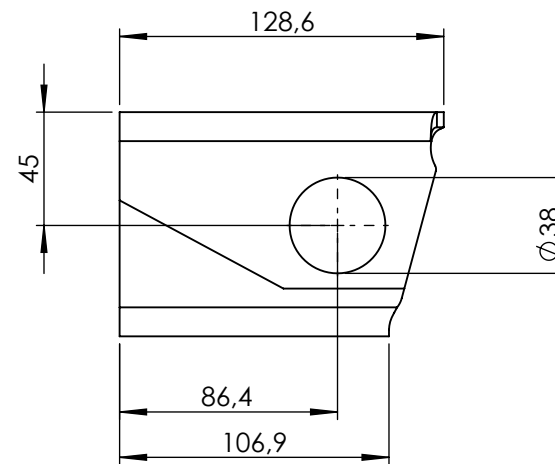
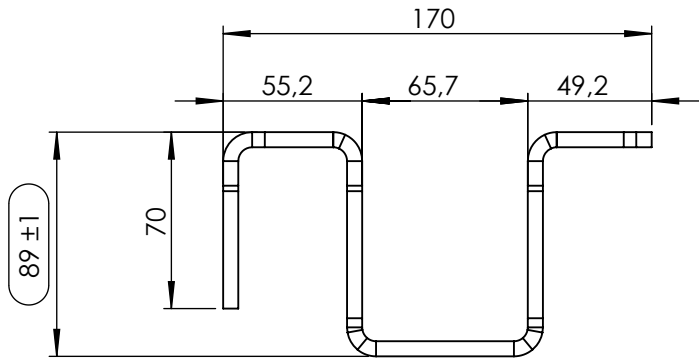




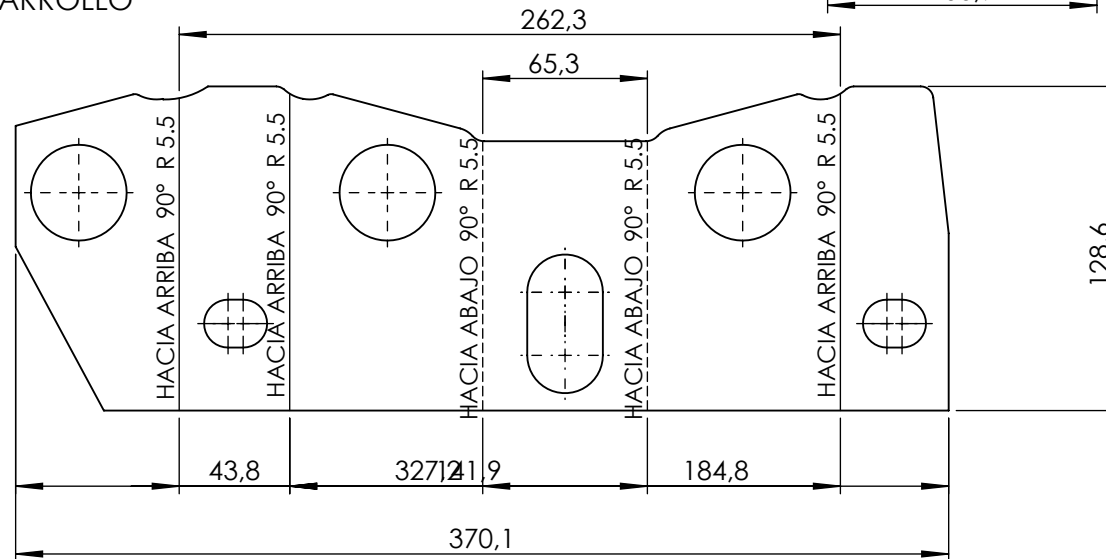
NOTAS DE PLEGADO EN DESARROLLO



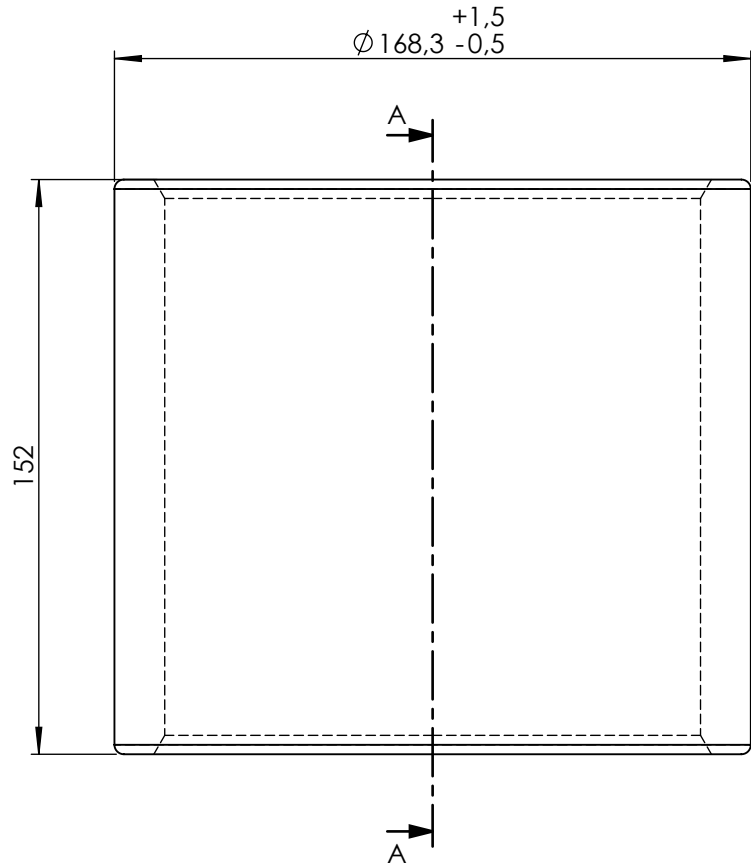
	NOMBRE	FECHA	DESCRIPCIÓN:	 GEC SA CODIGO: NPPSPGCI01 GRUPO: NP FECHA: 10/3/2025 REVISION N°: 00	
DIBUJO	A. BERTANI	20/2/2025	SOPORTE DE PULMON GCI LR23 LC		
CONTROL	D. ANTINORI	20/2/2025			
APROBO	-	-			
A4	 Medidas en mm	No medir sobre el dibujo Tolerancia Gral. ± 2 mm	MATERIAL: MLC 420	PESO APROX.: 1.75kg	
Hoja 2 / 3		ESC.: 1:2			



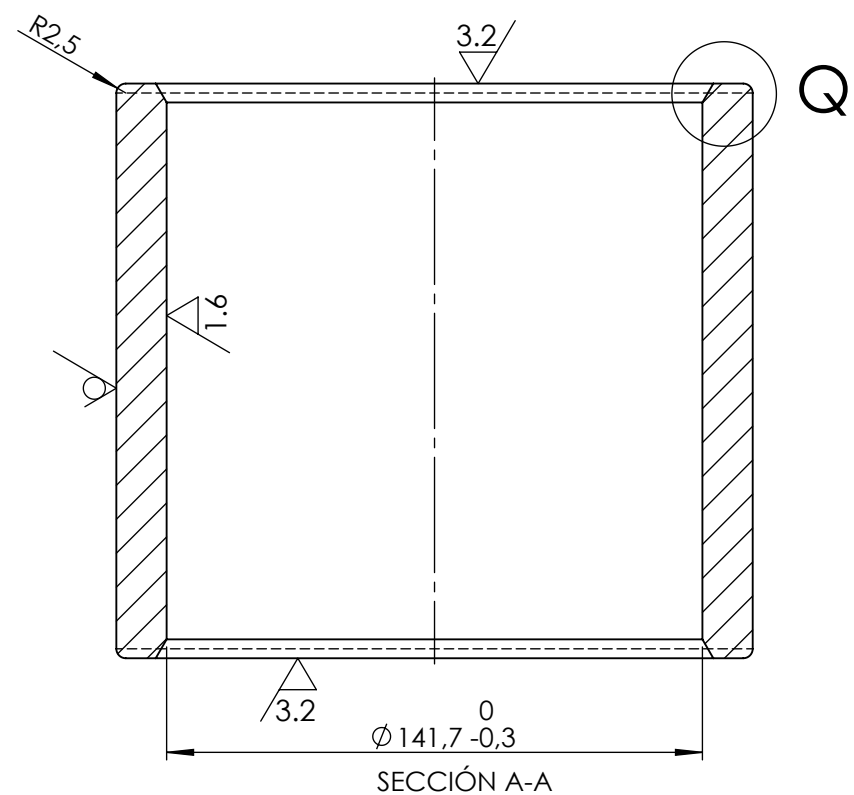
NOTAS DE PLEGADO EN DESARROLLO



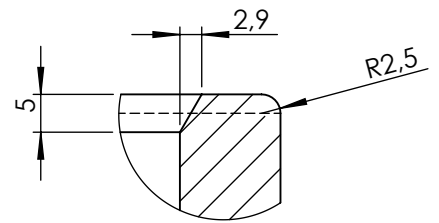
	NOMBRE	FECHA	DESCRIPCIÓN:	 GEC SA	
DIBUJO	A. BERTANI	22/2/2025	SOPORTE DE PULMON GCI LR23 LP		
CONTROL	D. ANTINORI	22/2/2025			
APROBO	D. ANTINORI	-			
A4		No medir sobre el dibujo		CODIGO:	GRUPO:
	Medidas en mm	Tolerancia Gral. ± 0,5 mm		NPPSPGCI02	NP
Hoja 3 / 3	ESC.: 1:2	MATERIAL: MLC 420	PESO APROX.: 1.75kg	FECHA: 10/3/2025	REVISION N°: 00



✓ (3.2/1.6/)



SECCIÓN A-A

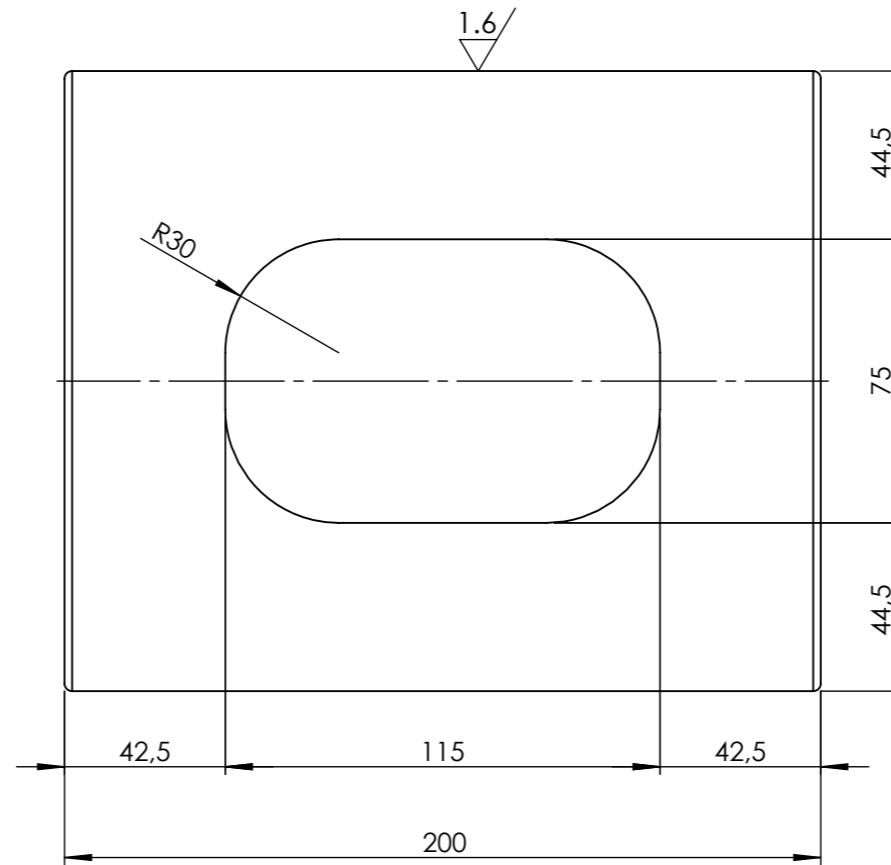
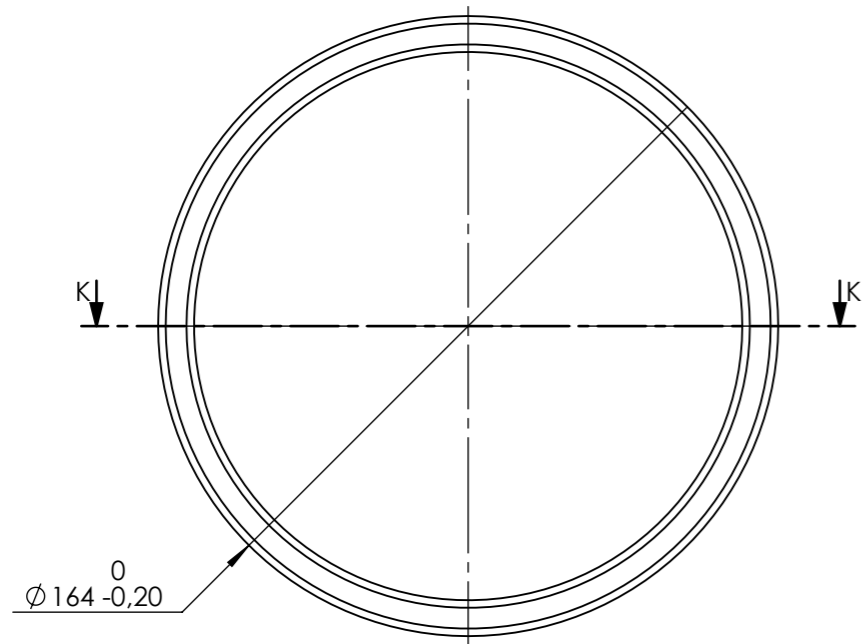


DETALLE Q
ESCALA 1 : 1

	NOMBRE	FECHA	DESCRIPCIÓN:	GEC SA CODIGO: NTPBGCI13 GRUPO: NT MATERIAL: TUBO S/C 168.3X14.2 EN 10297-1 GRADO E355 PESO APROX.: 7.67kg FECHA: 26/2/2025 REVISION Nº: 00	
DIBUJO	A. BERTANI	26/2/2025	TUBO PORTA BUJE GCI Ø168 LARGO: 155mm		
CONTROL	D. ANTINORI	26/2/2025			
APROBO	-	-			
A4	No medir sobre el dibujo Medidas en mm Tolerancia Gral. ± 0,5 mm	ESC.: 1:2	Hoja 1 / 1		

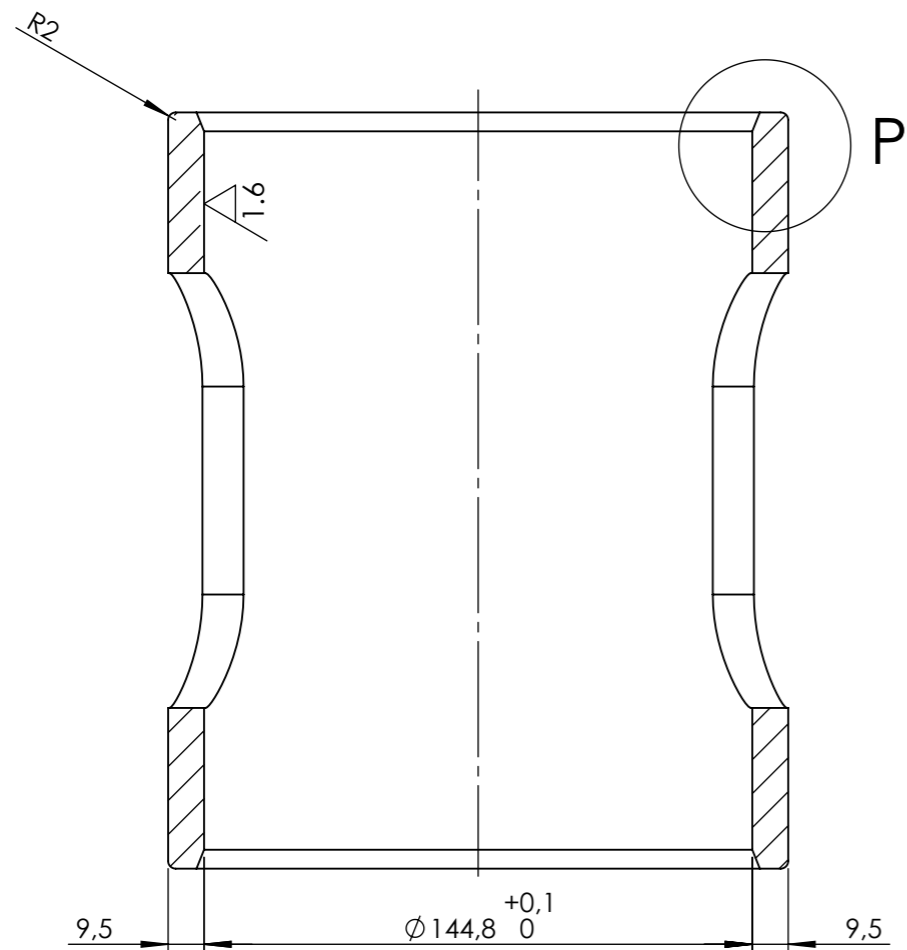
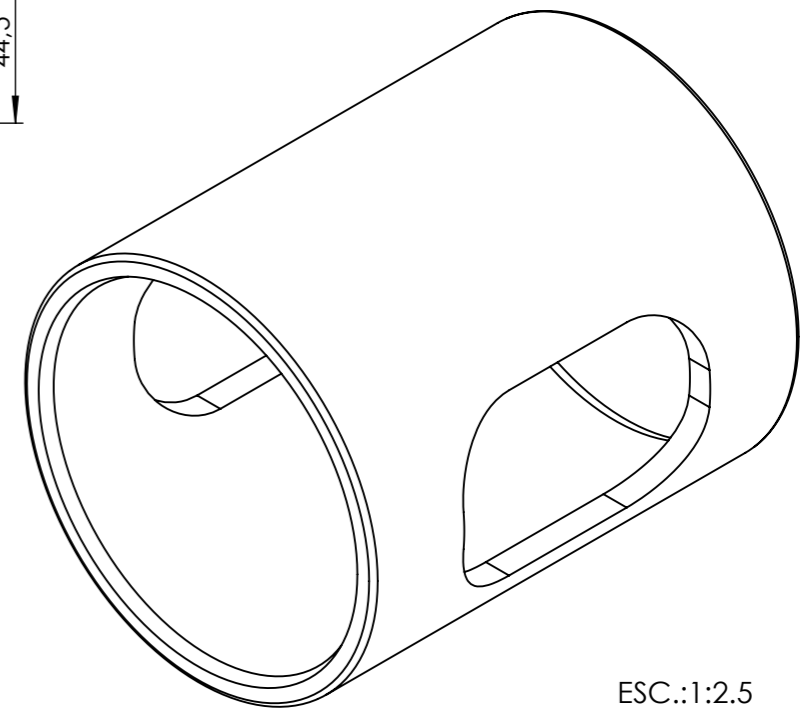
NOTA: SE ACEPTE EN EL DIAMETRO INTERIOR UNA OVALIZACION DE 0.2mm

3.2 / (1.6 /)

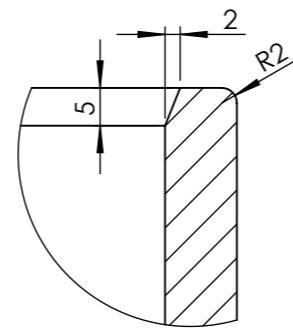


DETALLE DE OPERACIONES:

- 1º MECANIZAR INTERIOR A MEDIDA 144 mm
- 2º MECANIZADO DE OBLONGOS EN CENTRO MECANIZADO CNC
- 3º MECANIZAR DIAMETRO INTERIOR A MEDIDA FINAL 144.8mm

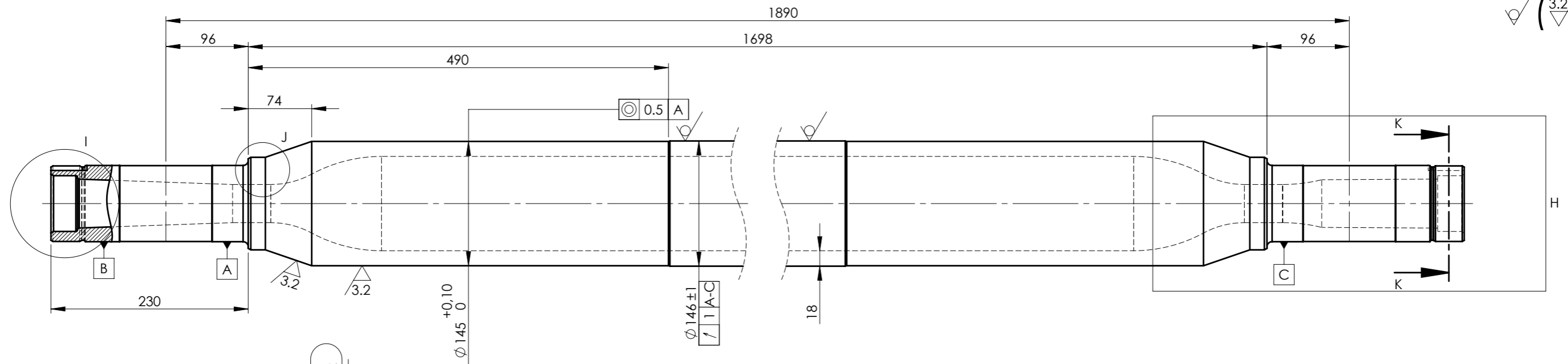


SECCIÓN K-K
ESCALA 1 : 2

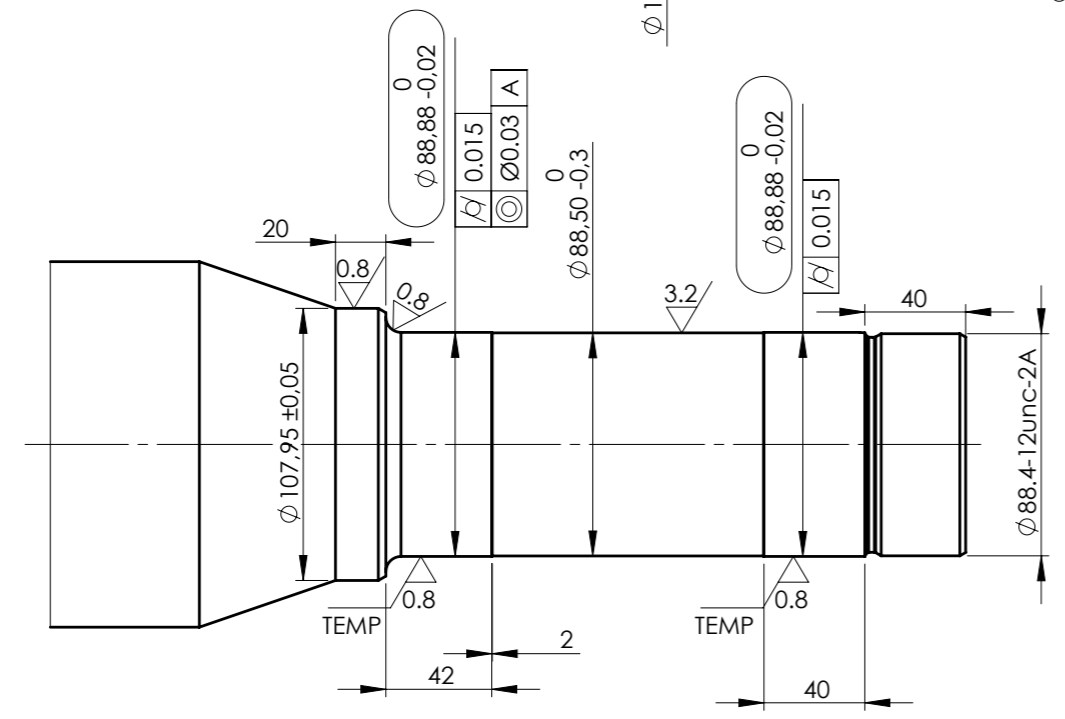


DETALLE P
ESCALA 1 : 1

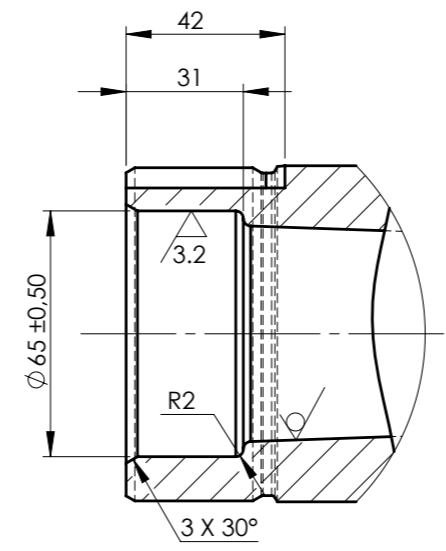
DIBUJO	NOMBRE	FECHA	DESCRIPCIÓN:		GRUPO:
	N.° SANTARELLI	22/09/2023			
	CONTROLADO	D. ANTONORI			
APROBADO	D. ANTONORI	22/9/2023	CAMISA EJE GCI 200mm	CODIGO: NTCESPGCIO	NT
A3		No medir sobre el dibujo			
		Medidas en mm			
Hoja 4 / 19	ESC.: 1:5	MATERIAL: TUBO S/C 168.3X14.2 EN 10297-1 GRADO E355	PESO APROX.:	FECHA: 26/2/2025	REVISION Nº: 00



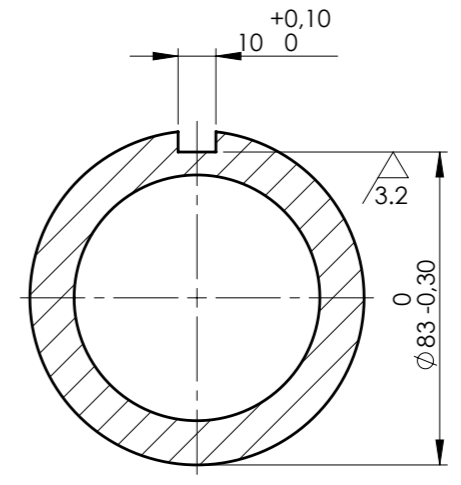
√ (3.2/0.8/)



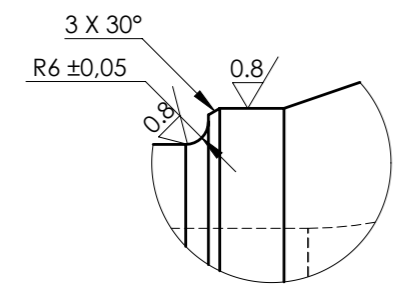
DETALLE H
ESCALA 1 : 3



DETALLE I
ESCALA 1 : 2




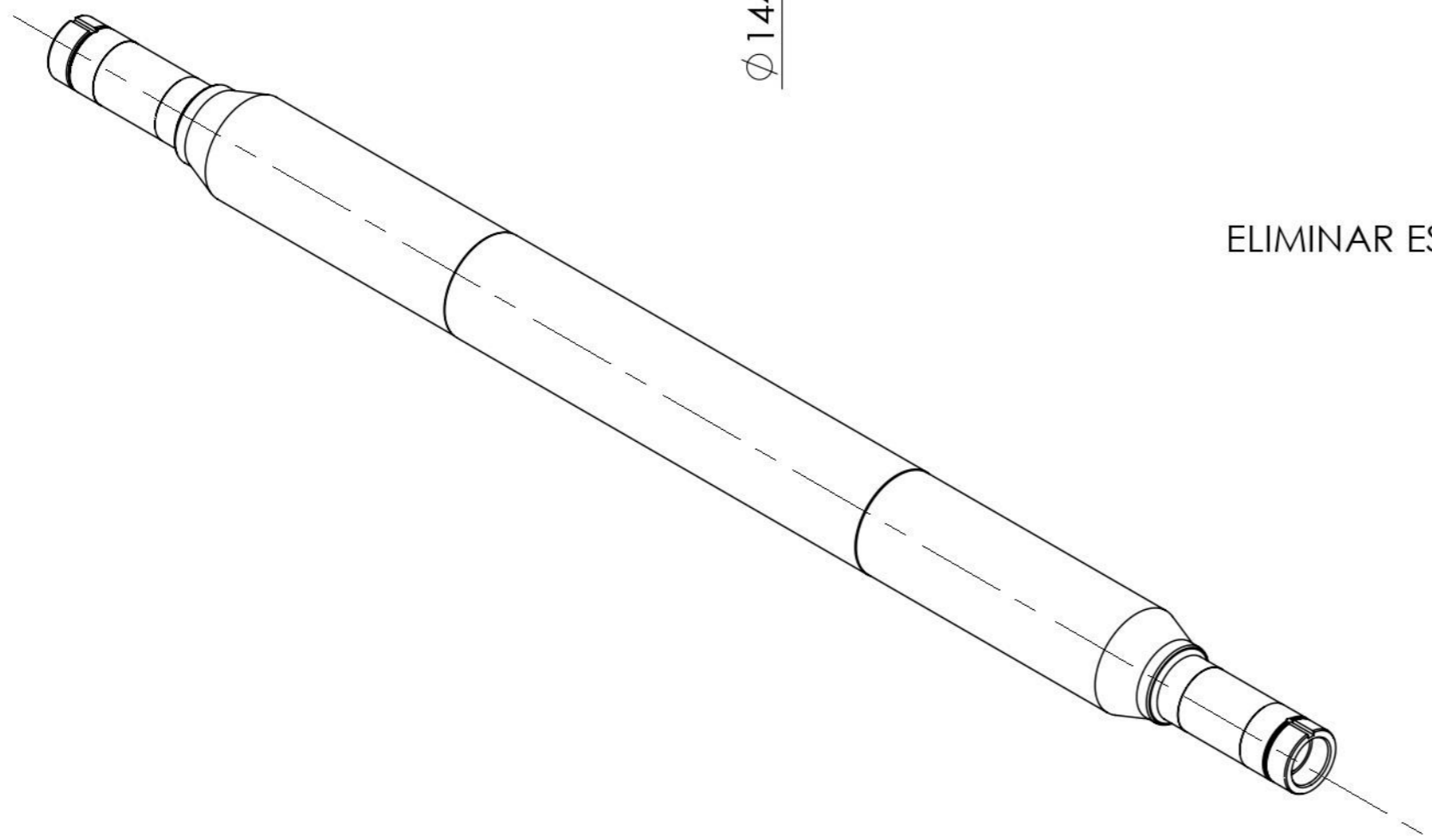
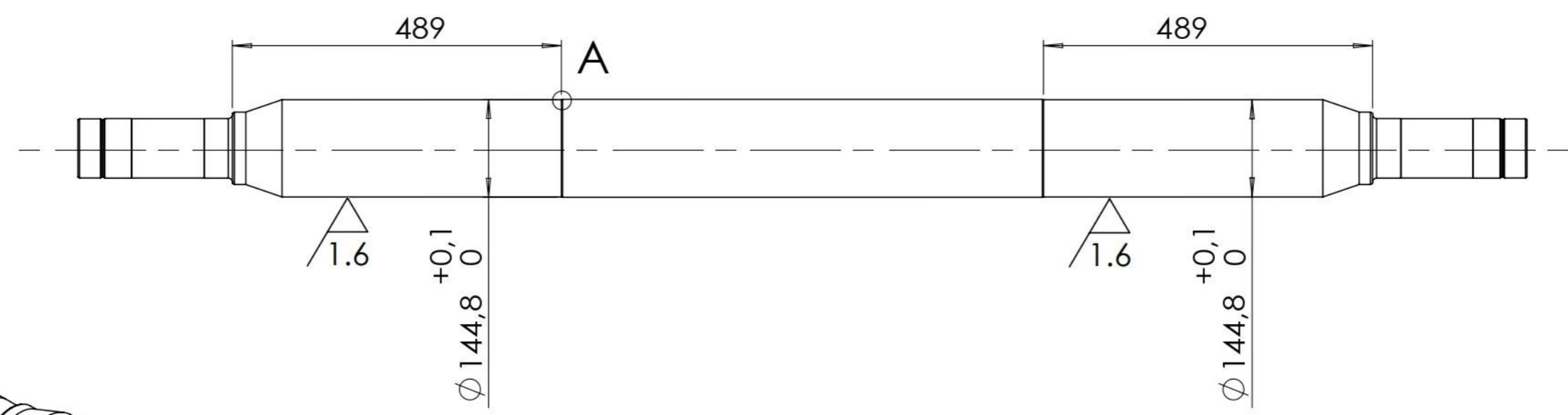
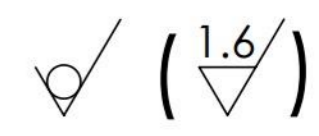
SECCIÓN K-K
ESCALA 1 : 2



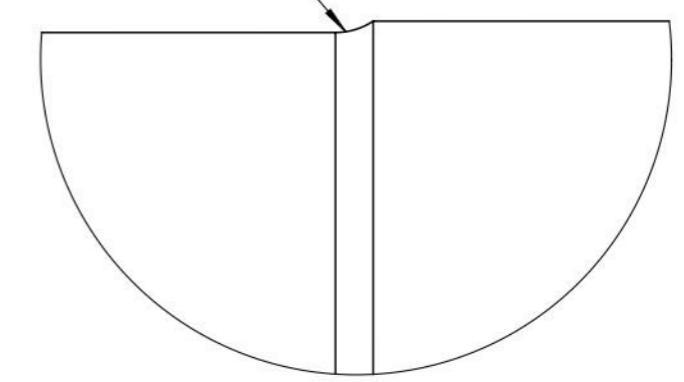
DETALLE J
ESCALA 1 : 2

- 1- Quitar las rebabas y bordes afilados.
- 2- Colocar tapa en las puntas.
- 3- Tratamiento térmico de en zona de rodamiento de 45-55HRC, profundidad 1.5-2.5mm.

NOMBRE		FECHA		DESCRIPCIÓN:	
DIBUJO A. BERTANI		20/2/2025		ESPIGADO 146X18 T1890	
CONTRÓLO D. ANTINORI		20/2/2025			
APROBO					
A3		 No medir sobre el dibujo		GEC SA CODIGO: S191890-I GRUPO: S19	
Hoja 2 / 2		ESC.: 1:5		MATERIAL: 20Mn2	
		PESO APROX.: 104kg		FECHA: 20/2/2025 REVISION Nº: 00	



ELIMINAR ESCALON CON CHAFLAN



DETALLE A

NOTA: Si en el proceso el integral no limpia correctamente a la medida establecida, llevar a 144,5mm y revisar espesores sobre superficies mecanizadas. Para que este aprobado, el espesor debe ser superior o igual a 13mm

NOBRE		FECHA	DESCRIPCIÓN:	
DIBUJO	A. BERTANI	26/02/2025	ESPIGADO INTEGRAL 146 T1890 MECANIZADO	
CONTROL	D. ANTINORI	26/02/2025		
APROBO				
A3		No medir sobre el dibujo	GEC SA	
	Medidas en mm	Tolerancia Gral. ± 1 mm	CODIGO:	GRUPO:
Hoja 1 / 1	ESC.: 1:8	MATERIAL:	S191890-IM	S
		PESO APROX.: 104kg	FECHA: 26/02/2025	REVISION Nº: 00