



UNIVERSIDAD DE CHILE  
FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICAS Y MATEMÁTICAS  
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

DISEÑO FUNCIONAL DE ADITAMENTO DE HERRAMIENTA MULTIPROPÓSITO,  
PARA CAMBIO DE CONJUNTOS EJE TRASERO COMPLETO Y DIFERENCIAL  
TRASERO, DE EQUIPOS CATERPILLAR SERIES 854K Y 992K.

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE  
INGENIERO CIVIL MECÁNICO

ANTONIO ANDRÉS SUÁREZ ROJAS

PROFESOR GUÍA:  
ALEJANDRO ORTIZ BERNARDIN

MIEMBROS DE LA COMISIÓN:  
JAVIER LARRONDO PIÑA  
LEONARDO VILLAGRÁN PAREDES

Este trabajo ha sido parcialmente financiado por Power Train Technologies S.A.

SANTIAGO DE CHILE

2018

RESUMEN DE LA MEMORIA PARA OPTAR  
AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL MECÁNICO  
POR: ANTONIO ANDRÉS SUÁREZ ROJAS  
FECHA: 2018  
PROF. GUÍA: ALEJANDRO ORTIZ BERNARDIN

DISEÑO FUNCIONAL DE ADITAMENTO DE HERRAMIENTA MULTIPROPÓSITO,  
PARA CAMBIO DE CONJUNTOS EJE TRASERO COMPLETO Y DIFERENCIAL  
TRASERO, DE EQUIPOS CATERPILLAR SERIES 854K Y 992K.

El presente proyecto de trabajo de título, tiene como finalidad desarrollar un diseño mecánico funcional de un aditamento, que acoplado a una plataforma móvil (mediante tracción por orugas y levante vertical por cilindros hidráulicos), genere una herramienta modular, semi-automática y de carácter multifuncional, que cumpla con la función específica de asistir en los procesos de montaje y desmontaje de los conjuntos de eje trasero completo, y de diferencial trasero, para equipos mineros Caterpillar de las series de tractores sobre ruedas 854K y cargadores frontales 992K.

El objetivo de este equipo es de hacer más seguro, fácil y rápido las tareas de los mantenedores al cambiar dichos componentes en los equipos en cuestión.

El desarrollo del trabajo se basa en una metodología de diseño de tipo secuencial e iterativa, con fases de diseño conceptual, diseño de configuración y diseño de detalle.

En esta primera se caracteriza y define la problemática a resolver, se conceptualiza la solución en términos abstractos, respecto a sus objetivos, funcionalidades y restricciones y una jerarquización de aquellos.

En el diseño conceptual se contextualizan las ideas en un diseño tangible, que responde a las necesidades funcionales y cumple con los requisitos del diseño conceptual. Se divide la configuración del equipo en distintos subsistemas, y se modela computacionalmente en CAD la configuración del producto, por medio del software Autodesk Inventor 2018.

En el diseño de detalle, se determinan concretamente los elementos y componentes del diseño, así como también sus exigencias de operación y de diseño, para posteriormente validarlos en base a una serie de cálculos analíticos respecto a su resistencia. Se realiza un análisis de criticidad para emplear como patrón respecto a las exigencias mínimas requeridas, en forma de un factor de seguridad, sobre cada pieza o estructura del equipo.

Se valida también el diseño de componentes y estructuras en función de simulaciones computacionales mediante el método de elementos finitos, con el empleo del software SolidWorks profesional 2018.

Se desarrolla el diseño en base a criterios conservadores respecto a la obtención de las cargas de diseño, y aún así, tanto para los resultados analíticos como por el método de elementos finitos, se obtienen factores de seguridad satisfactorios en base al criterio de criticidad planteado, validando así el diseño final del equipo.



# Agradecimientos

En primera instancia, agradecer a mi familia, en especial a mis padres, Jaime y Gloria, quienes me han brindado su apoyo incondicional a lo largo de mi vida, y me han formado en lo que soy hoy en día. Pese a numerosas dificultades siempre han estado ahí para sus hijos, y han hecho lo imposible para que no nos falte nada, su entrega como padres es admirable, y la valoro inmensamente. Gracias por dedicar su vida a sus hijos.

Agradecer también a mi profesor guía, Alejandro Ortiz, por su buena disposición a las reuniones, así como todos sus comentarios y recomendaciones respecto a los avances del proyecto.

Agradecer a mi profesor coguía, Javier Larrondo, por todas sus enseñanzas, buena voluntad y buen trato, así como sus observaciones del desarrollo del proyecto.

Sin duda agradecer también a la empresa Power Train Technologies, por depositar su confianza en mi para trabajar este proyecto, y por prestar todas las facilidades y recursos para su desarrollo, haciendo posible esta memoria. Dentro de la empresa agradecer especialmente a Leonardo Villagrán, mi profesor integrante, por la amistad, la buena disposición y por toda la ayuda brindada para el desarrollo de la memoria. Extender el agradecimiento también a Juan Marcos, por la confianza de recibirme como practicante en primera instancia, y luego como memorista en esta empresa.

Agradecer a los compañeros de trabajo en I+D: Gonzalo, Nico, Javier, Javito, Pato, Eduardo, Felipe y Marco, por el buen ambiente laboral, todos sus consejos y la buena disposición para asistir lo que necesitara.

Agradecer a mis grandes amigos de la vida: Leyton, Kevin, Freddy, Tito, Negro, Sigala, Cris, Jorge, Alonchat, Orlan, Made, Gabriel, Seba, Smile, Rorro, Dui, entre otros, por acompañarme y todos los buenos e inolvidables momentos compartidos durante todos estos años.

Finalmente, un agradecimiento especial para mi pareja, Fernanda, quien me ha acompañado estos últimos casi 5 años, y mucho más que una polola, ha sido una compañera de vida. Gracias por acompañarme durante este camino, en buenas y malas, gracias por tus consejos, gracias por tu apoyo, gracias por tu paciencia y gracias por tu cariño. Gracias por todo, guapita.



# Tabla de Contenido

<b>Introducción</b>	<b>1</b>
<b>1. Estado del arte</b>	<b>4</b>
1.1. Contexto general del proyecto . . . . .	4
1.1.1. Situación minería actual . . . . .	4
1.1.2. Procesos mineros . . . . .	4
1.2. Wheel dozer . . . . .	6
1.2.1. Modelos de wheel dozer . . . . .	7
1.3. Cargador frontal de ruedas . . . . .	8
1.3.1. Modelos de cargadores frontales de ruedas . . . . .	9
1.4. Tren de potencia . . . . .	9
1.4.1. Motor . . . . .	11
1.4.2. Transmisión . . . . .	11
1.4.3. Conjuntos ejes completos . . . . .	11
1.5. Procedimientos actuales . . . . .	14
1.5.1. Procedimiento cambio conjunto eje oscilante trasero . . . . .	15
1.5.2. Procedimiento cambio conjunto diferencial trasero . . . . .	15
1.6. Dimensiones relevantes . . . . .	17
1.6.1. Wheel dozer CAT 854K . . . . .	18
1.6.2. Cargador frontal CAT 992K . . . . .	18
1.6.3. Conjunto eje oscilante trasero completo . . . . .	20
1.7. Antecedentes mesa de levante . . . . .	21
<b>2. Marco teórico</b>	<b>25</b>
2.1. Esfuerzos . . . . .	25
2.1.1. Esfuerzo plano . . . . .	25
2.1.2. Esfuerzos uniformemente distribuidos . . . . .	26
2.1.3. Flexión . . . . .	26
2.1.4. Torsión . . . . .	27
2.2. Pandeo: elementos esbeltos en compresión . . . . .	28
2.2.1. Clasificación de la columna . . . . .	28
2.2.2. Columnas de longitud intermedia con carga centrada . . . . .	30
2.2.3. Puntuales o elementos cortos sometidos a compresión . . . . .	31
2.3. Falla por cargas estáticas . . . . .	32
2.3.1. Esfuerzo generalizado de von Mises . . . . .	33
2.4. Falla por carga dinámica: fatiga . . . . .	34

2.4.1.	Límite de resistencia a la fatiga . . . . .	34
2.4.2.	Factores de Marín . . . . .	35
2.4.3.	Criterio de falla por fatiga ante esfuerzos variables . . . . .	37
2.4.4.	Resistencia a la fatiga por torsión bajo esfuerzos fluctuantes . . . . .	38
2.4.5.	Combinaciones de modos de carga . . . . .	38
2.5.	Ejes . . . . .	39
2.5.1.	Esfuerzos en ejes . . . . .	39
2.5.2.	Chavetas . . . . .	41
2.6.	Uniones no permanentes . . . . .	42
2.6.1.	Rigideces . . . . .	42
2.6.2.	Uniones a tensión . . . . .	43
2.6.3.	Uniones cargadas en cortante . . . . .	45
2.7.	Rodamientos y polines . . . . .	47
2.7.1.	Rodamiento de bolas . . . . .	47
2.7.2.	Polines (seguidor de rodillos) . . . . .	50
2.8.	Engranajes rectos . . . . .	51
2.8.1.	Flexión . . . . .	52
2.8.2.	Contacto . . . . .	54
2.8.3.	Interferencia engranajes . . . . .	55
2.8.4.	Factores . . . . .	56
2.8.5.	Esfuerzos admisibles según material . . . . .	63
2.9.	Coefficiente de roce por rodadura . . . . .	64
<b>3.</b>	<b>Diseño conceptual</b>	<b>66</b>
3.1.	Funcionalidad de operación . . . . .	66
3.2.	Definición del problema . . . . .	67
3.3.	Atributos de la solución . . . . .	68
3.3.1.	Objetivos . . . . .	68
3.3.2.	Restricciones . . . . .	69
3.3.3.	Funciones . . . . .	69
3.3.4.	Categorización de objetivos . . . . .	69
<b>4.</b>	<b>Diseño de configuración</b>	<b>72</b>
4.1.	Arquitectura del diseño . . . . .	72
4.1.1.	Tipo de arquitectura . . . . .	72
4.1.2.	Definición de arquitectura . . . . .	73
4.2.	Configuración del diseño . . . . .	79
4.2.1.	Módulo de soporte: componentes comerciales . . . . .	79
4.2.2.	Módulo de soporte: componentes especializados . . . . .	82
4.2.3.	Módulo de fijación: componentes comerciales . . . . .	90
4.2.4.	Módulo de fijación: componentes especializados . . . . .	94
4.2.5.	Módulo de rotación: componentes comerciales . . . . .	95
4.2.6.	Módulo de rotación: componentes especializados . . . . .	96
<b>5.</b>	<b>Diseño de detalle</b>	<b>101</b>
5.1.	Análisis criticidad componentes . . . . .	102
5.2.	Definición de componentes: Sistema de giro . . . . .	102

5.2.1.	Abrazadera motriz (corona conducida)	102
5.2.2.	Sistema engranajes conducidos	109
5.2.3.	Sistema engranajes motrices	114
5.2.4.	Chavetas	118
5.2.5.	Eje potencia	120
5.2.6.	Rodamientos	130
5.2.7.	Motor eléctrico STEP	131
5.3.	Definición de componentes: Sistema de fijación	132
5.3.1.	Pasadores abrazaderas	132
5.3.2.	Pernos: eje polines verticales	136
5.3.3.	Pernos: soporte rodamientos	139
5.3.4.	Pernos: placa soporte	143
5.3.5.	Pernos: base aditamento	147
5.4.	Definición de componentes: Sistema de soporte	148
5.4.1.	Polines verticales	148
5.4.2.	Eje polines verticales	150
5.4.3.	Polines horizontales	154
5.4.4.	Mesa de soporte	156
5.5.	Análisis estabilidad	160
<b>6.</b>	<b>Validación por método de elementos finitos</b>	<b>164</b>
6.1.	Metodología empleada	164
6.2.	Abrazadera motriz	165
6.2.1.	Estado de cargas y restricciones	166
6.2.2.	Mallado	167
6.2.3.	Resultados	167
6.3.	Abrazadera conducida	168
6.3.1.	Estado de cargas y restricciones	168
6.3.2.	Mallado	169
6.3.3.	Resultados	170
6.4.	Soporte abrazadera motriz	171
6.4.1.	Estado de cargas y restricciones	171
6.4.2.	Mallado	172
6.4.3.	Resultados	173
6.5.	Soporte abrazadera conducida	173
6.5.1.	Estado de cargas y restricciones	174
6.5.2.	Mallado	175
6.5.3.	Resultados	176
6.6.	Eje polines verticales	177
6.6.1.	Ejes polines abrazadera motriz	177
6.6.2.	Estado de cargas y restricciones	177
6.6.3.	Mallado	177
6.6.4.	Resultados	178
6.6.5.	Ejes polines abrazadera conducida	179
6.6.6.	Estado de cargas y restricciones	179
6.6.7.	Mallado	179
6.6.8.	Resultados	180

6.6.9. Eje polín inferior abrazadera conducida . . . . .	181
6.6.10. Estado de cargas y restricciones . . . . .	181
6.6.11. Mallado . . . . .	182
6.6.12. Resultados . . . . .	182
6.7. Pasador abrazaderas . . . . .	183
6.7.1. Estado de cargas y restricciones . . . . .	183
6.7.2. Mallado . . . . .	184
6.7.3. Resultados . . . . .	184
6.8. Eje de potencia . . . . .	185
6.8.1. Estado de cargas y restricciones . . . . .	186
6.8.2. Mallado . . . . .	186
6.8.3. Resultados . . . . .	187
6.9. Placas de soporte . . . . .	188
6.9.1. Estado de cargas y restricciones . . . . .	188
6.9.2. Mallado . . . . .	189
6.9.3. Resultados . . . . .	190
6.10. Mesa de soporte . . . . .	191
6.10.1. Estado de cargas y restricciones . . . . .	192
6.10.2. Mallado . . . . .	193
6.10.3. Resultados . . . . .	194
6.11. Soporte motor . . . . .	195
6.11.1. Estado de cargas y restricciones . . . . .	195
6.11.2. Mallado . . . . .	195
6.11.3. Resultados . . . . .	196
<b>Conclusión</b>	<b>197</b>
<b>Bibliografía</b>	<b>200</b>
<b>Anexos</b>	<b>202</b>
<b>A. Tablas útiles</b>	<b>203</b>
<b>B. Memoria de cálculo</b>	<b>212</b>
B.1. Cálculo capacidad de carga máxima mesa hidráulica . . . . .	212
B.2. Resultados análisis interferencia en sistemas de engranajes rectos . . . . .	215
B.3. Factores para el cálculo de engranajes rectos . . . . .	216
B.3.1. Factor de sobrecarga . . . . .	216
B.3.2. Factor dinámico . . . . .	216
B.3.3. Factor distribución de carga . . . . .	217
B.3.4. Factor espesor de aro . . . . .	218
B.3.5. Factor geométrico para flexión . . . . .	218
B.3.6. Factor geométrico resistencia superficial . . . . .	218
B.3.7. Factores de ciclos de esfuerzos . . . . .	219
B.3.8. Factor de confiabilidad . . . . .	219
B.3.9. Coeficiente elástico . . . . .	220
B.3.10. Factor relación de dureza . . . . .	220
B.4. Factores de Marín para el cálculo del eje de potencia . . . . .	221

B.4.1.	Factor de superficie . . . . .	221
B.4.2.	Factor de tamaño . . . . .	221
B.4.3.	Factor de carga . . . . .	221
B.4.4.	Factor de temperatura . . . . .	221
B.4.5.	Factor de confiabilidad . . . . .	222
B.4.6.	Factor de efectos varios . . . . .	222
<b>C.</b>	<b>Catálogos comerciales</b>	<b>223</b>
C.1.	COPROMET: Perfiles de acero laminado . . . . .	223
C.1.1.	Perfil UPE para mesa soporte . . . . .	223
C.1.2.	Perfil HEB para mesa soporte . . . . .	224
C.2.	NTN SNR: Rodamientos series UKFL . . . . .	225
C.2.1.	Rodamientos eje de potencia . . . . .	225
C.3.	THK: Seguidores de levas . . . . .	225
C.3.1.	Polines horizontales . . . . .	225
C.4.	IKO: Seguidores de rodillos . . . . .	226
C.4.1.	Polines verticales . . . . .	226
C.5.	Dimensiones grúa horquilla . . . . .	226
C.6.	Ficha técnica motor STEP . . . . .	227
<b>D.</b>	<b>Resultados adicionales validación por método de elementos finitos</b>	<b>228</b>

# Índice de Tablas

1.1.	Medidas relevantes eje oscilante trasero. . . . .	21
1.2.	Masas de cada parte del eje oscilante trasero. . . . .	21
2.1.	Constante de condición de extremo según cada caso. . . . .	29
2.2.	Parámetros para el factor de Marín de condición superficial. . . . .	35
2.3.	Factores de confiabilidad según confiabilidad deseada. . . . .	36
2.4.	Diagrama de fatiga donde se visualizan las rectas de cada criterio de falla. . . . .	37
2.5.	Valores mínimos para el factor de seguridad estático. . . . .	48
2.6.	Factor de carga según condición de servicio. . . . .	52
2.7.	Factor de sobrecarga. . . . .	56
2.8.	Constantes empíricas para la ecuación (2.97) con el ancho de la cara $F$ en pulgadas. . . . .	58
2.9.	Tabla con valores para las constantes $k$ y $n$ según la carga en libras. . . . .	65
4.1.	Características seguidor de leva THK CF 10-1-A. . . . .	81
4.2.	Características eje polines. . . . .	83
4.3.	Cotas principales abrazadera motriz. . . . .	85
4.4.	Resumen pernos contemplados y sus características. . . . .	93
4.5.	Resumen tuercas contempladas y sus características. . . . .	93
4.6.	Resumen arandelas contempladas y sus características. . . . .	93
4.7.	Resumen seguros seeger contemplados y sus características. . . . .	94
4.8.	Datos y características piñón y corona motriz. . . . .	98
4.9.	Dimensiones principales eje de potencia. . . . .	99
4.10.	Datos y características piñón y corona conducidos. . . . .	100
5.1.	Escala de criticidad definida. . . . .	102
5.2.	Análisis criticidad sistema de giro. . . . .	103
5.3.	Análisis criticidad sistema de soporte. . . . .	103
5.4.	Análisis criticidad sistema de fijación. . . . .	103
5.5.	Resultados de carga de los polines verticales para cada caso. . . . .	105
5.6.	Resultados fuerza de roce por rodadura en las abrazaderas. . . . .	108
5.7.	Resultados torque requerido sobre abrazadera motriz, según métodos de cálculo. . . . .	108
5.8.	Resultados factores y esfuerzos de flexión en sistema engranes conducidos. . . . .	110
5.9.	Resultados factores y resistencia flexión requerida. . . . .	111
5.10.	Resultados dureza requerida para esfuerzo flexión y $S_F = 3$ . . . . .	111
5.11.	Selección material sistema de engranajes conducidos y su dureza Brinell. . . . .	112
5.12.	Resistencia a la flexión y factor de seguridad a la flexión engranajes conducidos. . . . .	112

5.13. Resultados factores y esfuerzos de contacto en sistema engranes conducidos.	112
5.14. Resultados y factores para la falla por contacto o desgaste en los engranajes conducidos. . . . .	113
5.15. Comparación entre factores de seguridad de ambos mecanismos de falla para los engranajes conducidos. . . . .	113
5.16. Resultados factores y esfuerzos de flexión en sistema de engranes motrices. .	115
5.17. Resultados factores y resistencia flexión requerida en sistema engranajes motrices. . . . .	116
5.18. Resultados dureza requerida para esfuerzo de flexión y $S_F = 2$ . . . . .	116
5.19. Selección material sistema de engranajes motrices y su dureza Brinell. . . . .	116
5.20. Resistencia a la flexión y factor de seguridad a la flexión engranajes motrices.	116
5.21. Resultados factores y esfuerzos de contacto en sistema engranes motrices. . .	117
5.22. Resultados y factores para la falla por contacto o desgaste en los engranajes motrices. . . . .	118
5.23. Comparación entre factores de seguridad de ambos mecanismos de falla para los engranajes motrices. . . . .	118
5.24. Datos de entrada para análisis de esfuerzos en chavetas. . . . .	119
5.25. Resultados principales del análisis de esfuerzos en las chavetas. . . . .	120
5.26. Cargas externas sobre el eje. . . . .	122
5.27. Reacciones en los apoyos de los rodamientos. . . . .	122
5.28. Descripción de puntos críticos y posición relativa respecto al eje X. . . . .	123
5.29. Resultados momento flector evaluado en los puntos críticos, para cada plano.	125
5.30. Resultados momento flector total evaluado en los puntos críticos. . . . .	125
5.31. Factores de concentración de esfuerzo a la flexión para cada punto crítico del eje. . . . .	125
5.32. Esfuerzo flexión alternante en el eje. . . . .	126
5.33. Factores de concentración de esfuerzo a torsión para cada punto crítico del eje.	126
5.34. Esfuerzo torsión medio en puntos críticos del eje. . . . .	127
5.35. Esfuerzo de von Mises máximo en puntos críticos del eje. . . . .	127
5.36. Esfuerzo de von Mises máximo en puntos críticos del eje. . . . .	128
5.37. Propiedades del material y límite resistencia a la fatiga de viga rotatoria. . .	128
5.38. Límite de resistencia a la fatiga de cada punto crítico del eje. . . . .	128
5.39. Factor de seguridad a la fatiga en los puntos críticos del eje. . . . .	129
5.40. Factor de seguridad a la fluencia al primer ciclo para cada punto crítico del eje.	129
5.41. Datos y resultados del cálculo estático y dinámico de los rodamientos. . . . .	131
5.42. Datos y resultados principales asociados a los cálculos de los DCL. . . . .	134
5.43. Resultados principales según mecanismo de falla para la falla estática en los pasadores. . . . .	135
5.44. Resultados principales según mecanismo de falla para el soporte de los pasadores.	136
5.45. Datos y resultados principales para el análisis de sujeción de los ejes de los polines verticales. . . . .	138
5.46. Datos y resultados principales para el análisis de esfuerzos de corte de los ejes de los polines verticales. . . . .	139
5.47. Datos de entrada del arreglo de pernos de fijación de los rodamientos. . . . .	140
5.48. Cargas externas sobre las unidades de rodamientos. . . . .	141
5.49. Fuerzas en los pernos que fijan las unidades de rodamiento al soporte de la abrazadera motriz. . . . .	141

5.50. Datos y principales resultados de sujeción de los pernos de fijación de los rodamientos. . . . .	142
5.51. Datos y resultados principales para el análisis de esfuerzos de corte de los pernos de fijación de los rodamientos. . . . .	143
5.52. Datos de entrada del problema de placas de soporte descrito en el DCL de la Figura 5.12. . . . .	145
5.53. Resultados para las reacciones del problema descrito en la Figura 5.12. . . .	145
5.54. Datos y principales resultados del análisis de sujeción de los pernos de fijación de las placas de soporte. . . . .	146
5.55. Datos y resultados principales para esfuerzos de corte en los pernos de fijación de las placas de soporte. . . . .	147
5.56. Datos de entrada y cargas de diseño para el arreglo de pernos de acople a la mesa de levante. . . . .	148
5.57. Resultados principales de esfuerzos de corte para pernos de acople a la mesa de levante. . . . .	148
5.58. Resultados principales respecto a la falla estática en polines verticales. . . .	149
5.59. Resultados principales respecto al análisis dinámico en polines verticales. . .	149
5.60. Datos de entrada, carga de diseño y reacciones para análisis de los ejes de los polines verticales. . . . .	151
5.61. Principales resultados análisis esfuerzos de flexión en puntos críticos en ejes de los polines verticales. . . . .	153
5.62. Principales resultados análisis estático y de fatiga para los ejes de los polines verticales. . . . .	154
5.63. Cargas de diseño y resultados análisis estático polines horizontales. . . . .	155
5.64. Datos y resultados principales para análisis dinámico en polines horizontales.	155
5.65. Datos de entrada para el análisis de pandeo de la viga H. . . . .	158
5.66. Relaciones de esbeltez calculadas para la viga H. . . . .	158
5.67. Resultados análisis compresión viga H como columna pequeña. . . . .	159
5.68. Datos de entrada para el análisis de pandeo de la viga C. . . . .	161
5.69. Relaciones de esbeltez calculadas para la viga C. . . . .	161
5.70. Resultados análisis compresión viga C como columna pequeña. . . . .	161
6.1. Detalle propiedades del mallado de la abrazadera motriz. . . . .	167
6.2. Detalle propiedades del mallado de la abrazadera conducida. . . . .	170
6.3. Detalle propiedades del mallado del soporte de la abrazadera motriz. . . . .	173
6.4. Detalle propiedades del mallado del soporte de la abrazadera conducida. . .	175
6.5. Detalle propiedades del mallado de los ejes de los polines verticales de la abrazadera motriz. . . . .	178
6.6. Detalle propiedades del mallado de los ejes de los polines verticales de la abrazadera conducida. . . . .	180
6.7. Detalle propiedades del mallado de los ejes de los polines verticales de la abrazadera conducida. . . . .	182
6.8. Detalle propiedades del mallado de los pasadores de las abrazaderas. . . . .	184
6.9. Detalle propiedades del mallado del eje de potencia. . . . .	187
6.10. Detalle propiedades del mallado del conjunto de las placas de soporte. . . . .	190
6.11. Detalle propiedades del mallado del conjunto de la mesa de soporte. . . . .	193
6.12. Detalle propiedades del mallado del soporte del motor. . . . .	196

A.1. Propiedades mecánicas aceros. . . . .	203
A.2. Propiedades mecánicas aceros tratados térmicamente. . . . .	204
A.3. Propiedades mecánicas aceros aleados tratados térmicamente. . . . .	205
A.4. Propiedades mecánicas pernos métricos. . . . .	205
A.5. Diámetro y áreas de roscas métricas. . . . .	206
A.6. Tamaños estándar para chavetas según diámetro del eje. . . . .	207
B.1. Datos y resultados análisis carga de la mesa, para una altura $H = 350 [mm]$ . . . . .	215
B.2. Datos y resultados análisis interferencia engranajes. . . . .	216
B.3. Factor de carga obtenido para cada engranaje diseñado. . . . .	216
B.4. Cálculo factor dinámico para cada caso de estudio. . . . .	217
B.5. Cálculo factor distribución de carga para cada engranaje considerado. . . . .	217
B.6. Cálculo factor espesor de aro para cada engranaje considerado. . . . .	218
B.7. Cálculo factor geométrico de flexión en los engranajes considerados en el diseño. . . . .	218
B.8. Cálculo factor geométrico de resistencia superficial de los engranajes considerados en el diseño. . . . .	219
B.9. Cálculo factores de ciclos de esfuerzo, tanto de flexión como geométrico, para cada caso. . . . .	219
B.10. Cálculo factor de confiabilidad de cada engranaje considerado. . . . .	220
B.11. Cálculo coeficiente elástico para cada engranaje. . . . .	220
B.12. Cálculo factor de relación dureza para cada sistema de engranes del diseño. . . . .	220
B.13. Cálculo factor de Marín de acabado superficial del eje de potencia. . . . .	221
B.14. Cálculo factor de Marín de tamaño para cada uno de los puntos críticos considerados del eje. . . . .	222
C.1. Extracto del catalogo comercial de COPROMET para los perfiles UPE. . . . .	223
C.2. Extracto del catalogo comercial de COPROMET para los perfiles HEB. . . . .	224
C.3. Extracto de información comercial rodamientos NTN SNR series UKFL. . . . .	225
C.4. Extracto de catálogo comercial THK para seguidores de levas. . . . .	225
C.5. Extracto de catálogo comercial IKO para seguidores de rodillos. . . . .	226
C.6. Extracto de catálogo comercial Superior Electric para motores STEP. . . . .	227

# Índice de Ilustraciones

1.1. Gráfico de barras del PIB minero [M \$USD] del país por año, y dispersión del porcentaje de representatividad del mismo respecto al PIB nacional. . . . .	5
1.2. Producción y reservas en Chile 2018. . . . .	5
1.3. Cargador frontal cargando de material a camión de series Caterpillar en faena. . . . .	6
1.4. Principales componentes Wheel Dozer. . . . .	7
1.5. Principales componentes Cargador frontal de ruedas. . . . .	8
1.6. Esquema tren de potencia CAT 854K y CAT 992K. . . . .	10
1.7. Motor CAT C32 Acert Diesel. Presente en equipos CAT 854K y 992K. . . . .	11
1.8. Vista en corte de transmisión servoplanetaria Caterpillar, contenida en equipos CAT 854K y 992K. . . . .	12
1.9. Vista frontal conjunto eje trasero equipos CAT 854K y CAT 992K. . . . .	13
1.10. Vista isométrica trasera conjunto eje trasero equipos CAT 854K y CAT 992K, ilustrando componentes principales. . . . .	14
1.11. Proceso de descenso del eje trasero hacia la plataforma montada sobre neumáticos. . . . .	16
1.12. Proceso ilustrativo de desmontaje conjunto mando final y freno como unidad. . . . .	16
1.13. Eje trasero oscilante en posición vertical, para retiro del conjunto del diferencial. . . . .	17
1.14. Medidas principales wheel dozer CAT 854K. . . . .	18
1.15. Medidas principales cargador frontal CAT 992K. . . . .	19
1.16. Cotas relevantes eje oscilante en posición horizontal. . . . .	20
1.17. Cotas relevantes eje oscilante en posición vertical. . . . .	20
1.18. Modelo CAD diseño preliminar mesa de levante. . . . .	22
1.19. Gráfico altura vs carga máxima admisible de la mesa de levante, con configuración de 2 cilindros oleo hidráulicos. . . . .	23
1.20. Gráfico altura vs carga máxima admisible de la mesa de levante, con configuración de 3 cilindros oleo hidráulicos y el aditamento montado. . . . .	23
2.1. Diagrama distribución de esfuerzo flector al interior de una viga. . . . .	27
2.2. Diagrama elemento diferencial de una barra en torsión. . . . .	27
2.3. Diagrama tipos de unión extremos columna. . . . .	29
2.4. Esquema de un puntual excéntricamente cargado. . . . .	31
2.5. Esquema contraste esfuerzos admisibles entre la teoría ED y ECM, para el caso de esfuerzo plano y con $\sigma' = S'_y$ . . . . .	32
2.6. Distribución presión de unión roscada en compresión, cono de Rotscher . . . . .	43
2.7. Principales mecanismos de falla de unión cargada en cortante. . . . .	46
2.8. Escala vida rodamientos. . . . .	49

2.9. Referencia vida requerida según tipo de aplicación. . . . .	50
2.10. Gráfico factor de temperatura vs temperatura de la unidad. . . . .	51
2.11. Configuración montaje engrane para factor $C_{pm}$ . . . . .	58
2.12. Gráfico factor de espesor de aro vs relación de apoyo. . . . .	59
2.13. Gráfico del factor geométrico para flexión. . . . .	60
2.14. Gráfico factor de ciclos de esfuerzo a flexión vs cantidad de ciclos. . . . .	61
2.15. Gráfico factor de ciclos de esfuerzo a desgaste vs cantidad de ciclos. . . . .	61
2.16. Gráfico factor de relación de durezas en función de relación de velocidades. . . . .	63
3.1. Árbol jerarquización de objetivos por categoría para el diseño de la herramienta. . . . .	71
4.1. Esquema representativo de concepto de modularidad de componentes permutados . . . . .	73
4.2. Diagrama de componentes y funciones de la herramienta. . . . .	74
4.3. Modelo de la herramienta: aditamento montado sobre mesa de levante. . . . .	74
4.4. Modelo de la herramienta completa con el componente de eje trasero montado en posición de operación. . . . .	75
4.5. Modelo de la herramienta completa con el componente de eje trasero montado en posición vertical. . . . .	75
4.6. Esquema de disposición de componentes constituyentes de los módulos de levante y traslación de la mesa. . . . .	76
4.7. Esquema de disposición de componentes constituyentes del módulo de soporte del aditamento. . . . .	77
4.8. Esquema de disposición de componentes constituyentes del módulo de fijación del aditamento. . . . .	78
4.9. Esquema de disposición de componentes constituyentes del módulo de rotación del aditamento. . . . .	79
4.10. Esquema y componentes seguidor de leva. . . . .	80
4.11. Dimensiones principales seguidor de leva. . . . .	80
4.12. Características principales seguidor de rodillos IKO NURT 50-1-R. . . . .	81
4.13. Dimensiones relevantes eje polines verticales. . . . .	82
4.14. Desglose componentes conjunto abrazadera motriz. . . . .	84
4.15. Esquema cotas principales abrazadera motriz. . . . .	85
4.16. Esquema acople polines. . . . .	86
4.17. Modelos de soportes de abrazaderas (izquierda abrazadera motriz, derecha abrazadera conducida). . . . .	86
4.18. Esquema cotas principales soporte abrazadera motriz. . . . .	87
4.19. Esquema cotas principales soporte abrazadera conducida. . . . .	87
4.20. Modelo disposición placas de soporte para el caso de abrazadera motriz. . . . .	88
4.21. Esquema dimensiones conjunto de placas de soporte. . . . .	89
4.22. Esquema dimensiones conjunto mesa de soporte de la abrazadera conducida. . . . .	90
4.23. Esquema dimensiones soporte motor. . . . .	91
4.24. Esquema dimensiones base aditamento. . . . .	92
4.25. Vista en transparencia sistema seguro abrazaderas. . . . .	92
4.26. Modelo abrazadera bloqueada con sistema de pasadores. . . . .	95
4.27. Esquema y dimensiones pasador abrazaderas. . . . .	95
4.28. Motor paso a paso Superior Electric KML112 NEMA 42. . . . .	96

4.29. Modelo CAD unidad rodamiento flange SNR UKFL 307H. . . . .	97
4.30. Esquema con cotas principales acople eje motor. . . . .	97
4.31. Modelo sistema de engranes motrices. . . . .	98
4.32. Esquema dimensiones principales eje de potencia. . . . .	99
4.33. Modelo CAD piñón conducido (1) y corona conducida (2). . . . .	100
5.1. DCL del arreglo de polines sobre la abrazadera conducida. . . . .	104
5.2. Modelo CAD definiendo los ejes principales del componente. . . . .	106
5.3. Diagrama de cuerpo libre del eje de potencia. . . . .	121
5.4. Diagrama de cuerpo libre en el plano X-Z del eje de potencia. . . . .	122
5.5. Diagrama de cuerpo libre en el plano X-Y del eje de potencia. . . . .	122
5.6. Disposición geométrica de los puntos críticos. . . . .	123
5.7. Diagrama momento flector en el eje, respecto al plano X-Z. . . . .	124
5.8. Diagrama momento flector en el eje, respecto al plano X-Y. . . . .	124
5.9. DCL momento y acción pasadores sobre las abrazaderas. . . . .	133
5.10. DCL estado de cargas sobre un pasador. . . . .	133
5.11. Diagrama fuerzas sobre los rodamientos del eje de potencia. . . . .	140
5.12. Datos y resultados principales para el análisis de esfuerzos de corte de los pernos de fijación de los rodamientos. . . . .	144
5.13. Diagrama cotas principales eje de polines abrazadera motriz. . . . .	150
5.14. Diagrama cotas principales eje de polines abrazadera conducida. . . . .	151
5.15. Diagrama posición puntos críticos en el eje de los polines de la abrazadera motriz. . . . .	152
5.16. Diagrama posición puntos críticos en el eje de los polines de la abrazadera conducida. . . . .	152
5.17. Diagrama configuración mesa de soporte, ilustrando los elementos esbeltos considerados para el análisis. . . . .	156
5.18. Diagrama cotas relevantes y posición de la carga en la viga H. . . . .	157
5.19. Diagrama cotas relevantes y posición de la carga en la viga C. . . . .	160
5.20. Diagrama estabilidad vista frontal. . . . .	162
5.21. Diagrama estabilidad vista lateral. . . . .	162
6.1. Diagrama estado de cargas y restricciones en el modelo de la abrazadera motriz. . . . .	166
6.2. Diagrama factor de seguridad modelo abrazadera motriz. . . . .	168
6.3. Diagrama estado de cargas y restricciones en el modelo de la abrazadera con- ducida. . . . .	169
6.4. Diagrama factor de seguridad modelo abrazadera conducida. . . . .	171
6.5. Diagrama estado de cargas y restricciones en el modelo del soporte de la abra- zadera motriz. . . . .	172
6.6. Diagrama factor de seguridad modelo soporte abrazadera motriz. . . . .	174
6.7. Diagrama estado de cargas y restricciones en el modelo del soporte de la abra- zadera conducida. . . . .	175
6.8. Diagrama factor de seguridad modelo soporte abrazadera conducida. . . . .	176
6.9. Diagrama estado de cargas y restricciones en el modelo de los ejes de los polines verticales de la abrazadera motriz. . . . .	178
6.10. Diagrama factor de seguridad modelo eje soporte polines de la abrazadera motriz. . . . .	179

6.11. Diagrama estado de cargas y restricciones en el modelo de los ejes de los polines verticales de la abrazadera conducida. . . . .	180
6.12. Diagrama factor de seguridad modelo soporte abrazadera conducida. . . . .	181
6.13. Diagrama estado de cargas y restricciones en el modelo de los ejes de los polines verticales de la abrazadera conducida. . . . .	182
6.14. Diagrama factor de seguridad modelo soporte abrazadera conducida. . . . .	183
6.15. Diagrama estado de cargas y restricciones en el modelo de los pasadores de bloqueo de las abrazaderas. . . . .	184
6.16. Diagrama factor de seguridad modelo pasador de bloqueo de las abrazaderas. . . . .	185
6.17. Diagrama estado de cargas y restricciones sobre el eje de potencia. . . . .	186
6.18. Diagrama factor de seguridad sobre el eje de potencia. . . . .	188
6.19. Diagrama estado de cargas y restricciones sobre el conjunto de placas de soporte. . . . .	189
6.20. Diagrama factor de seguridad sobre el conjunto de las placas de soporte. . . . .	191
6.21. Diagrama estado de cargas y restricciones sobre el conjunto de la mesa de soporte, bajo el caso 1. . . . .	192
6.22. Diagrama estado de cargas y restricciones sobre el conjunto de la mesa de soporte, bajo el caso 2. . . . .	193
6.23. Diagrama factor de seguridad sobre el conjunto de la mesa de soporte, bajo el caso 1. . . . .	194
6.24. Diagrama factor de seguridad sobre el conjunto de la mesa de soporte, bajo el caso 2. . . . .	195
6.25. Diagrama estado de cargas y restricciones sobre el soporte del motor. . . . .	196
6.26. Diagrama factor de seguridad sobre el soporte del motor. . . . .	197
A.1. Gráfico concentración de esfuerzos en chaveteros por flexión. . . . .	208
A.2. Gráfico concentración de esfuerzos en codos por flexión. . . . .	208
A.3. Gráfico concentración de esfuerzos en ranuras fondo plano por flexión. . . . .	209
A.4. Gráfico concentración de esfuerzos en chaveteros por torsión. . . . .	210
A.5. Gráfico concentración de esfuerzos en codos por torsión. . . . .	210
A.6. Gráfico concentración de esfuerzos en ranuras fondo plano por torsión. . . . .	211
B.1. Diagrama cuerpo libre mesa de levante con carga. . . . .	213
B.2. Diagrama cuerpo libre barra GED. . . . .	213
B.3. Diagrama cuerpo libre barra BEF. . . . .	214
C.1. Extracto de ficha técnica grúa horquilla LiuGong CPCD50. . . . .	226
C.2. Curvas de torque vs rpm para motor STEP seleccionado. . . . .	227
D.1. Trazado calidad malla abrazadera motriz. . . . .	228
D.2. Diagrama von Mises abrazadera motriz. . . . .	229
D.3. Desplazamientos abrazadera motriz. . . . .	229
D.4. Trazado calidad malla abrazadera conducida. . . . .	230
D.5. Diagrama von Mises abrazadera conducida. . . . .	230
D.6. Desplazamientos abrazadera conducida. . . . .	231
D.7. Trazado calidad malla soporte abrazadera motriz. . . . .	231
D.8. Diagrama von Mises soporte abrazadera motriz. . . . .	231
D.9. Desplazamientos soporte abrazadera motriz. . . . .	232
D.10. Trazado calidad malla eje polines motriz. . . . .	232

D.11.Diagrama von Mises ejes polines motriz. . . . .	232
D.12.Desplazamientos eje polines motriz. . . . .	233
D.13.Trazado calidad malla pasador abrazaderas. . . . .	233
D.14.Diagrama von Mises pasador abrazaderas. . . . .	233
D.15.Desplazamientos pasador abrazaderas. . . . .	233
D.16.Trazado calidad malla eje potencia. . . . .	234
D.17.Diagrama von Mises eje potencia. . . . .	234
D.18.Desplazamientos eje potencia. . . . .	234
D.19.Trazado calidad malla placas de soporte. . . . .	235
D.20.Diagrama von Mises placas de soporte. . . . .	235
D.21.Desplazamientos placas de soporte. . . . .	235

# Introducción

Existe una constante búsqueda de los distintos sectores industriales por realizar sus procesos y procedimientos de una forma más segura y productiva, y la industria de la gran minería en Chile no ha sido la excepción. Se trabaja de forma estricta y apegada a numerosos protocolos de seguridad.

En particular, respecto a los procedimientos de mantención de los equipos móviles de gran tonelaje utilizados en minería, se encuentran un conjunto de riesgos asociados, dentro de los cuales es posible destacar atrapamiento, sobreesfuerzo, golpes, carga suspendida, entre otros. Además, cabe mencionar la existencia de una elevada interacción hombre máquina, es decir, el mantenedor realiza sus tareas en contacto muy directo sobre los equipos, lo que en términos generales no es deseable.

En función de esto, la tendencia es a utilizar los avances tecnológicos para desarrollar herramientas específicas, de carácter más automático, que permitan por un lado reducir los riesgos a los que se ven sometidos los mantenedores al ejecutar los procedimientos, y por otro mejorar la productividad de los mismos, al reducir los tiempos efectivos en los que se realizan.

El presente trabajo de título se encuentra asociado a la empresa Power Train Technologies, especialistas en todo el tren de potencia de equipos y maquinaria minera de gran tonelaje, quienes mediante su departamento de investigación y desarrollo (I+D), entre otras cosas, buscan generar herramientas que faciliten los procedimientos de mantención y cambio de distintos componentes, en el contexto de los contratos de servicios que mantienen con empresas mineras.

En relación con esta directriz de desarrollo, se desea particularmente desarrollar una herramienta multifuncional de carácter semiautomático, que asista en los distintos procedimientos de mantención de estos equipos. La multifuncionalidad viene dada por una composición de carácter modular de la herramienta, es decir, consta de un módulo común consistente en una mesa de levante móvil, a la cual se anexan distintos aditamentos, con tal de que cada uno de aquellos caracterice la herramienta respecto al cumplimiento de asistir algún procedimiento particular. El carácter semiautomático viene dado por la capacidad móvil de la mesa de levante, mediante movimiento por tracción dado por un sistema de orugas, y levante vertical por acción de cilindros hidráulicos, además de las funcionalidades específicas que puede tener cada aditamento.

Para la operación del equipo se contempla el manejo por un operario calificado mediante

uso de tecnologías de control remoto, con ciertas operaciones automatizadas. Cada aditamento específico posee adicionalmente sus propios movimientos y funcionalidades específicas según las maniobras que se requieran en el procedimiento en cuestión.

Ya se ha desarrollado por parte de la empresa el diseño preliminar de la mesa de levante, así como también un aditamento para cambio de mandos finales en series de bulldozer Caterpillar, por lo que el enfoque de este trabajo es desarrollar el diseño de un segundo aditamento.

## Objetivos

### Objetivo general

El presente proyecto de memoria de título tiene la finalidad de desarrollar un diseño mecánico funcional de un aditamento, que acoplado a una mesa de levante ya establecida (plataforma móvil mediante tracción por sistema de orugas y levante por acción de cilindros hidráulicos), genere una herramienta semiautomática y de carácter multifuncional, que cumpla la función particular de asistir en el procedimiento de montaje y desmontaje de los conjuntos de eje trasero completo (conjunto completo de los mandos finales, frenos y diferenciales traseros) y de diferencial trasero, para específicamente los equipos auxiliares de minería Caterpillar de las series de tractores sobre ruedas 854K y cargadores frontales 992K.

### Objetivos específicos

Con tal de cumplir con el objetivo general planteado, se deben abordar los siguientes objetivos específicos:

- Analizar procedimientos, tanto internos como del proveedor, (internos y de proveedor) de montaje y desmontaje, de los conjuntos de eje trasero y diferencial trasero, y las piezas del sistema para una serie de equipos Caterpillar.
- Estudiar las condiciones y limitaciones de trabajo, en las cuales se debe desenvolver el equipo a diseñar.
- Delimitar la funcionalidad o maniobras específicas que debe realizar la herramienta para cumplir con el procedimiento.
- Generar modelo CAD del componente en cuestión (conjunto eje trasero completo).
- Determinar exigencias mecánicas sobre los distintos componentes de la herramienta, es decir, las cargas de operación.
- Determinar cargas de diseño, según componentes, en función de las cargas de operación.
- Diseñar y realizar modelo CAD del conjunto del aditamento.
- Breve análisis de estabilidad de la herramienta.
- Breve análisis de criticidad de componentes del aditamento.
- Respaldar el diseño funcional mediante memoria de cálculo de sus componentes.

- Respaldo el diseño funcional mediante análisis por elementos finitos (FEA).
- Realizar simulación cinemática donde se muestre funcionalidad del equipo.

## Alcances

Los alcances del proyecto de memoria se pueden resumir en los siguientes puntos:

- Modelo CAD tridimensional del componente en cuestión: conjunto eje trasero completo de modelos CAT 854K y 992K.
- Diseño funcional del aditamento, con modelo CAD de piezas y componentes, así como ensamblaje completo, modelado en software Autodesk Inventor 2018.
- Breve análisis de estabilidad en función de ubicación de centros de masa de componentes y sus apoyos, realizado mediante modelo CAD en Autodesk Inventor.
- Memoria de cálculo de componentes críticos, basada en teoría de cuerpos sólidos sujetos a cargas estáticas y dinámicas, según corresponda, evaluando cada caso según distintos mecanismos de falla.
- Respaldo del diseño por análisis estático elástico lineal por elementos finitos, considerando las cargas de diseño establecidas, y distintos casos según corresponda. Se emplea software SolidWorks profesional 2018.
- Simulación cinemática del conjunto donde se visualicen las maniobras de operación de la herramienta, utilizando software SolidWorks 2018.
- Cabe mencionar que se excluye del trabajo el análisis de costos, planimetría y el diseño de los sistemas eléctricos y de control.

# Capítulo 1

## Estado del arte

### 1.1. Contexto general del proyecto

#### 1.1.1. Situación minería actual

Si bien ha existido una tendencia a la baja del PIB minero del país desde el año 2011 en adelante, el año 2017 recién pasado se alzó aquella cifra, aumentando su porcentaje de influencia respecto al PIB del país desde un 8 % a un 10 %, situación que puede apreciarse en la Figura 1.1 y que indica una leve reactivación de la industria minera en el país.

Independiente del escenario actual, es indudable que el sector minero representa uno de los principales sectores industriales del país, y a su vez, Chile se mantiene como uno de los principales productores a nivel mundial de ciertos metales, además de mantener importantes reservas de los mismos, por supuesto, principalmente del cobre, como puede verse resumido en la Figura 1.2.

Bajo este contexto nacional, la búsqueda de nuevas tecnologías y avances que favorezcan a la industria minera suponen progreso para el país, y con ello una serie de beneficios tanto económicos como laborales, entre otros.

#### 1.1.2. Procesos mineros

Con la finalidad de contextualizar, en términos generales, se puede dividir el proceso de obtención de metales, en particular del cobre, a partir de sus minerales, en las etapas productivas de exploración geológica, extracción de minerales, chancado y molienda, para luego, según corresponda, pasar a la secuencia de etapas de flotación, fundición y electrorefinación, o bien por la secuencia de lixiviación y electroobtención.

Los equipos sobre los cuales se centra la herramienta a diseñar, son los equipos asociados a la fase de extracción de minerales. En función de esto, existe una considerable variedad

## PIB del sector minero y su participación en el PIB nacional 2003 - 2018

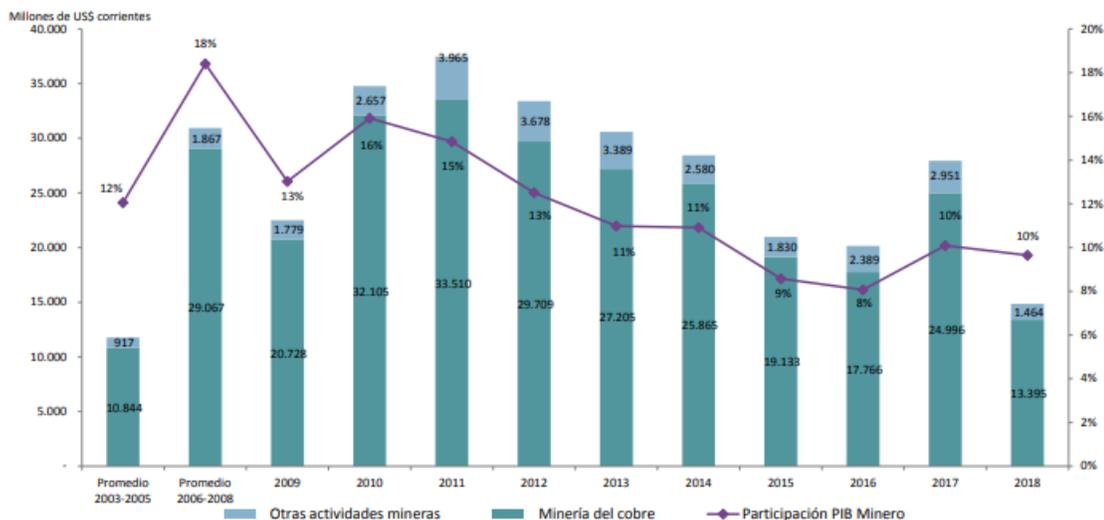


Figura 1.1: Gráfico de barras del PIB minero [M \$USD] del país por año, y dispersión del porcentaje de representatividad del mismo respecto al PIB nacional.

*Fuente: Cifras actualizadas de la minería, Septiembre 2018 [9].*

Mineral	Producción en Chile	Participación en la producción mundial	Ranking en la producción mundial	Participación en reservas mundiales
<b>Cobre</b>	5,50 millones de TM	27%	1	22%
<b>Oro</b>	35,83 TM	1%	14	7%
<b>Plata</b>	1.260 TM	5%	6	5%
<b>Molibdeno</b>	62,75 mil TM	20%	2	11%
<b>Hierro</b>	9,6 millones de TM	<1%	13 - 15	< 1%

Figura 1.2: Producción y reservas en Chile 2018.

*Fuente: Cifras actualizadas de la minería, Septiembre 2018 [9].*

de equipos mineros que son utilizados para las diversas tareas que se requieren en la faena, principalmente asociados a los movimientos de tierra y materiales.

En la etapa de extracción, los minerales con metales de interés en conjunto con la ganga, son cargados en camiones, para luego ser transportados por los mismos a zonas de acopio, donde posteriormente son trasladados a la planta, con tal de dar comienzo a los distintos procesos de obtención de aquellos metales.

Para realizar esta tarea de carguío y transporte, se requiere de una serie de maniobras específicas, donde se pueden diferenciar los equipos principales, como son camiones y cargadores, y los equipos auxiliares, correspondientes a aquellos que se emplean para mantener las condiciones adecuadas del terreno en la zona de trabajo, principalmente respecto a los niveles de suelo, así como también la compactación del mismo, entre otras funciones.

Dentro de estas gamas de equipos, se encuentran los tractores sobre neumáticos, también

denominados wheel dozers por su nombre en inglés, que consisten fundamentalmente en equipos móviles mediante tracción por sistema de ruedas, que cuentan con una hoja metálica en la parte delantera, que les permite empujar y mover grandes cantidades de tierra y materiales. Por otro lado, también se encuentran los cargadores frontales de ruedas, consistentes en equipos móviles mediante sistema de tracción por ruedas, con una pala frontal móvil que les permite recoger, levantar y descargar su contenido, como se puede apreciar en la Figura 1.3



Figura 1.3: Cargador frontal cargando de material a camión de series Caterpillar en faena.

*Fuente: [www.cat.com](http://www.cat.com).*

Como se menciona en el capítulo introductorio, el estudio se centra en los equipos de wheel dozer y cargadores frontales, y por lo tanto, se profundiza en aquellos en el presente capítulo.

## 1.2. Wheel dozer

El wheel dozer, o tractor de ruedas, se utiliza en minería para desplazar o acumular material a distancias cortas. Cumple la misma función que los bull dozer, o tractor oruga, con la diferencia de que su tracción sobre neumáticos les permite mejor maniobrabilidad y menos peso, pero con la limitante de requerir un terreno relativamente plano y compacto para su correcto desplazamiento.

Sus principales componentes característicos se pueden apreciar en la figura 1.4. La cabina (1) es el puesto de mando de donde conduce el vehículo el operador, el motor (2) se ubica en la parte trasera, el cual luego de un conjunto de transmisión servoplanetaria transmite el movimiento a los mandos finales de los conjuntos de eje trasero (3)(oscilante), y delantero (4)(fijo). La viga de empuje (5) soporta la hoja frontal (8) y transmite el movimiento del bastidor a la hoja, posee grados de libertad de movimiento de giro como de levante, dados por los cilindros hidráulicos frontales (6) y superiores (7), respectivamente. La hoja frontal puede ser de distintos tipos, incluyendo plana, tipo U, y para distintas aplicaciones de carga.

También se puede anexar una herramienta adicional en la parte posterior, denominada desgarrador o ripper, correspondiente a cuchillas metálicas que cumplen la función de desgarrar o moler el terreno a medida que avanza el equipo.



Figura 1.4: Principales componentes Wheel Dozer.

*Fuente: Elaboración propia.*

Las principales funciones del equipo, para uso en minería, se pueden resumir en:

- Empuje de material sin compactación.
- Nivelación de terreno.
- Excavaciones en línea recta.
- Extendido de tierra por capas y compactación.
- Rellenos de tierra.
- Formación de montones o pilas de material.
- Generación de terraplenes.
- Remolque de cargas o equipos.

### 1.2.1. Modelos de wheel dozer

Existe un mercado competitivo de empresas que fabrican y comercializan equipos mineros, con dos principales representantes a nivel mundial. Uno de estos es la empresa estadounidense Caterpillar, que es el mayor fabricante a nivel mundial de maquinaria para construcción y equipos mineros, por lo que posee una amplia gama de equipos para todas las aplicaciones mineras, y son utilizados en prácticamente todas las faenas en Chile.

En Caterpillar, en términos de nomenclatura, las series de equipos se designan con un número de 3 dígitos, mientras que la versión del mismo se indica por una letra al final de dicho número.

El presente trabajo, se enfoca en un modelo particular de wheel dozer Caterpillar; la serie 854 versión K, es decir, el CAT 854K, correspondiente a uno de los equipos de esta gama de

mayor potencia, con un motor de 900 HP de potencia bruta, según su ficha técnica [4].

### 1.3. Cargador frontal de ruedas

El cargador frontal de ruedas, es un equipo que cumple las funciones de mover, recoger, levantar y descargar material. Se utiliza en diversas industrias, por lo que el espectro de modelos, con distintos tamaños y potencias es bastante amplio. En cuanto a la industria minera, por supuesto que se utilizan los de mayor tamaño y capacidades. En función de esto, usualmente son equipos con bastidor articulado, y un eje fijo (delantero) y otro oscilante (trasero).

Sus principales componentes característicos se pueden apreciar en la Figura 1.5. La cabina (1) es el puesto de mando desde donde el operador conduce el vehículo, el motor (2) se encuentra en la parte trasera del bastidor, el cual transmite potencia mediante una transmisión servoplanetaria al eje trasero (3) de carácter oscilante y al eje delantero (4) de carácter fijo. Posee un brazo articulado (5) en su parte delantera, el cual puede levantarse controladamente mediante un mecanismo de pivote y por la acción de dos cilindros hidráulicos (6) de levante. En el extremo delantero del brazo se anexa la herramienta de trabajo del equipo, correspondiente a una pala (8). Existen diversos tipos de palas que se pueden ensamblar, que se ajustan dependiendo del tipo de aplicación específica que se busca.



Figura 1.5: Principales componentes Cargador frontal de ruedas.

*Fuente: Elaboración propia.*

Las principales funciones del equipo, para su uso en la industria minera, se pueden resumir en:

- Carga de material en camiones u otros equipos.
- Movimiento y transporte de material.

- Movimiento vertical de material.
- Excavaciones en línea recta.
- Formación de montones o pilas de material.
- Remolque de cargas o equipos.

### 1.3.1. Modelos de cargadores frontales de ruedas

Los cargadores frontales son uno de los equipos de movimiento de tierra más utilizados en numerosas industrias, por lo que existe una gran cantidad de modelos y versiones distintas, de distintos tamaños, con bastidores fijos o articulados, con distintos tipos de pala y por supuesto capacidades de carga diferentes, entre otros factores. Evidentemente, para las aplicaciones mineras, se emplean los equipos de las series más potentes y pesadas.

En el presente trabajo, se estudia un modelo concreto de cargadores frontales de carga pesada de Caterpillar, correspondiente a la serie 992 modelo K, es decir, el CAT 992K, que pertenece a una gama media dentro de los cargadores grandes de carga pesada de Caterpillar, con una potencia bruta de 900 HP, acorde a la información de su ficha técnica [1].

## 1.4. Tren de potencia

El tren de potencia, tren de fuerza o sistema de impulsión de un vehículo, hace referencia al conjunto de componentes que como sistema permiten el movimiento del mismo.

En este caso, respecto a los dos equipos dentro del estudio (CAT 854K y CAT 992K), el tren de potencia es casi idéntico, con sólo algunas variaciones menores. Se puede apreciar esquemáticamente la configuración del sistema en la Figura 1.6.

En primera instancia se tiene el motor (1), en este caso un motor Diesel de combustión interna, que proporciona la potencia motriz que se envía por medio del volante al convertidor de par (2), dispositivo consistente en un embrague de rodete que tiene un embrague de traba, el cual proporciona capacidad de mando directo. El embrague de rodete permite una reducción controlada de la capacidad de transmisión de torque del convertidor, estableciendo así un límite de salida del mismo.

La potencia del eje de salida del convertidor de par es enviada a través del eje motriz superior (3) a los engranajes de transferencia de entrada (4). Luego, el engranaje de salida de los engranajes de transferencia hace girar el eje de entrada de la transmisión (5).

Cinco embragues en la transmisión, activados hidráulicamente, proporcionan las tres velocidades de avance y tres velocidades de retroceso que permiten los equipos y que son seleccionadas mediante un sistema de control.

El eje de salida de la transmisión envía potencia a través de los engranes independientes en el conjunto de engranes de transferencia (12) hacia el engranaje de salida de los engranes

de transferencia. Este último envía potencia a través del eje motriz trasero (11) hacia el piñón del mando trasero (10) y también hacia el piñón del mando delantero (14) a través de los ejes motrices delanteros (6 y 7) y la jaula del cojinete (13).

Cada piñón, corona cónica y engranaje del conjunto del diferencial tienen un eje específico, el cual se hace girar por la acción de los mismos. Los ejes conectados a los mandos finales, tanto traseros (8) como delanteros (15), los hacen girar, y estos a su vez hacen rotar las ruedas del equipo, permitiendo su movimiento.

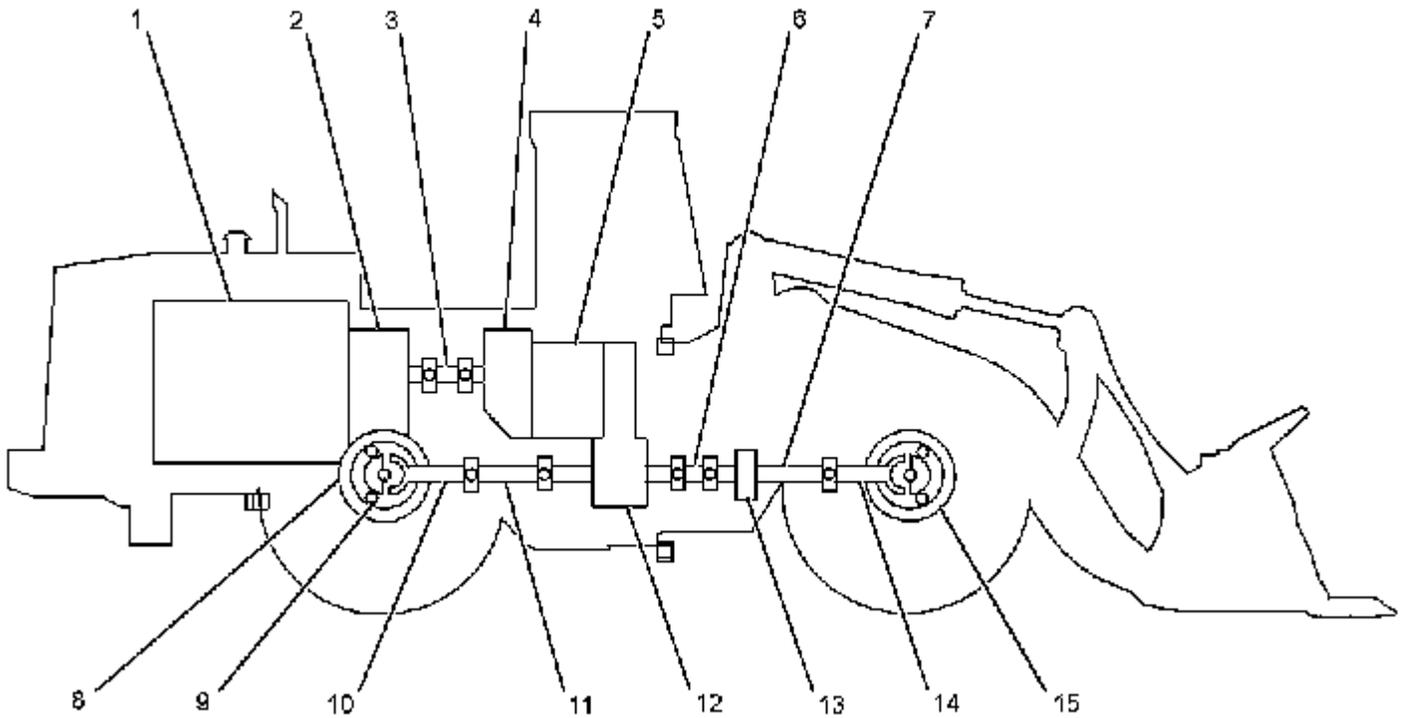


Figura 1.6: Esquema tren de potencia CAT 854K y CAT 992K.

*Fuente: CAT Service Information System [3].*

De la Figura 1.6 se tienen los siguientes componentes:

1. Motor Diesel
2. Convertidor de par (embrague de rodete)
3. Eje motriz superior
4. Engranajes de transferencia de entrada
5. Transmisión
6. Eje motriz delantero
7. Eje motriz delantero
8. Mandos finales traseros
9. Engranajes planetarios para los mandos finales
10. Piñón de mando trasero

11. Eje motriz trasero
12. Engranajes de transferencia de salida
13. Jaula del cojinete
14. Piñón de mando delantero
15. Mandos finales delanteros

### 1.4.1. Motor

Ambos modelos vienen equipados con el mismo motor CAT C32 Acert; motor Diesel con una cilindrada de 31.2 L repartidos en sus 12 cilindros en V, generando una potencia bruta de 900 HP. El motor puede apreciarse en la imagen de la Figura 1.7.



Figura 1.7: Motor CAT C32 Acert Diesel. Presente en equipos CAT 854K y 992K.

*Fuente: Ficha técnica CAT 854K [4].*

### 1.4.2. Transmisión

Ambos equipos también se encuentran dotados de la misma transmisión servoplanetaria, que permite cambios uniformes y constantes, así como tres velocidades de avance y tres de retroceso, con rapidez de avance de hasta 20,3 km/h y de retroceso de hasta 22,2 km/h. Una vista en corte del conjunto de transmisión se puede apreciar en la Figura 1.8.

### 1.4.3. Conjuntos ejes completos

Finalmente, los dos equipos poseen la misma disposición con un eje fijo delantero, y un eje oscilante trasero, con un ángulo de oscilación permisible de  $\pm 10^\circ$  respecto la horizontal en

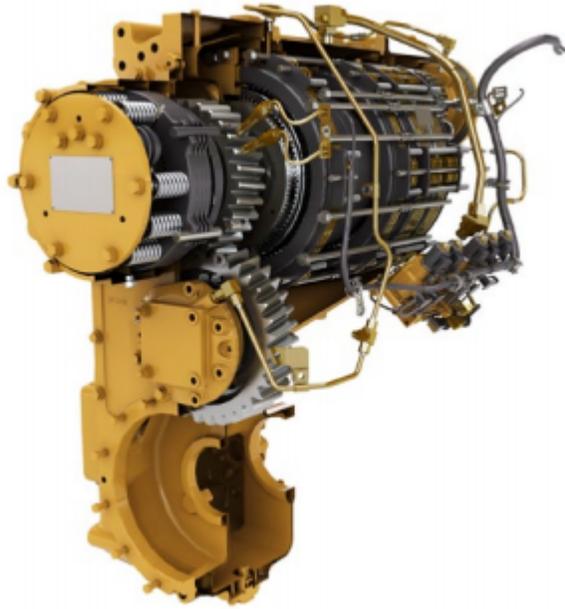


Figura 1.8: Vista en corte de transmisión servoplanetaria Caterpillar, contenida en equipos CAT 854K y 992K.

*Fuente: Ficha técnica CAT 992K [1].*

este último. El conjunto de los dos ejes son equivalentes en ambos modelos en cuestión, y se compone a grandes rasgos en el conjunto del diferencial y corona, los frenos hidráulicos y los mandos finales, quienes giran por la acción de un piñón y un sistema de engranes planetarios en su interior.

### Componentes ejes completos

Tanto el eje delantero como trasero, poseen una pieza de soporte en su parte frontal y otra en su parte trasera, las que se unen al bastidor del equipo por medio de un sistema de espigas apernadas, y permiten mantener a los conjuntos de ejes en su posición. En el caso del eje delantero, estos soportes son de carácter fijo, mientras que en el caso del eje trasero, los soportes permiten movimiento rotacional hasta un ángulo permisible de  $\pm 10^\circ$ , lo que le da cierta capacidad de adaptación a las irregularidades del terreno, por lo que se denominan soporte oscilante delantero y trasero, respectivamente.

Dado que la herramienta a diseñar debe asistir a los procedimientos asociados al eje trasero de los equipos, se continúa con una descripción más detallada de este.

En la Figura 1.9, se puede apreciar una vista frontal del conjunto de eje trasero, enumerando algunos de sus componentes principales: el soporte oscilante delantero (1), el conjunto de frenos hidráulicos (2), seguido de los mandos finales (3) y en el interior del centro del eje; el conjunto del diferencial y la corona (4). En la parte trasera se encuentra el soporte oscilante trasero, que no se alcanza a visualizar en la Figura 1.9.

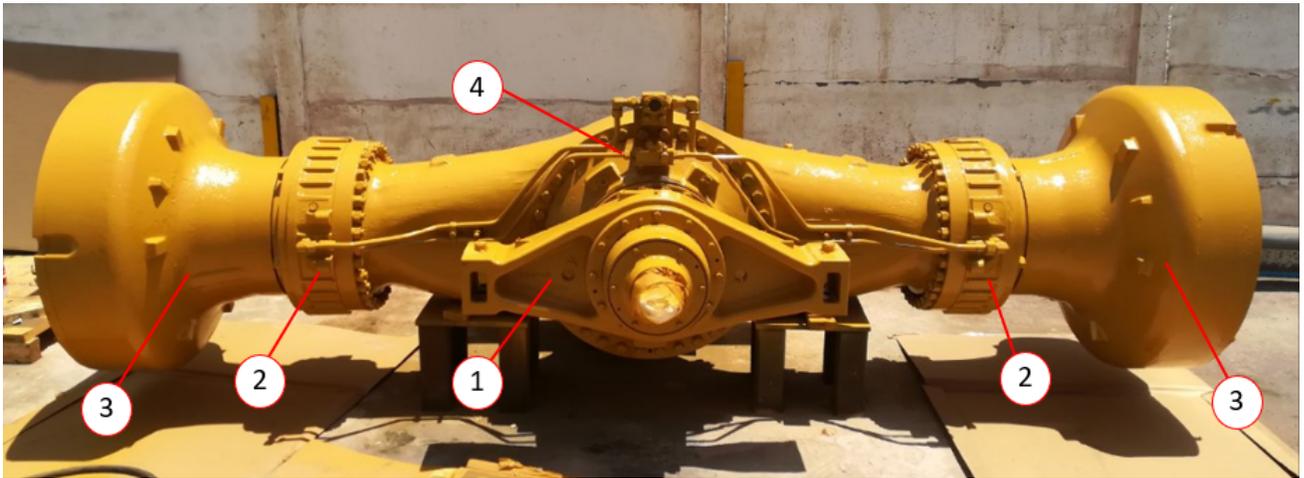


Figura 1.9: Vista frontal conjunto eje trasero equipos CAT 854K y CAT 992K.

*Fuente: Elaboración propia.*

En la Figura 1.10 se aprecia una vista trasera donde se pueden ver con claridad el soporte oscilante delantero (1), el conjunto del diferencial y corona (2), los mandos finales (3), los frenos de servicio (4) y en la parte posterior el soporte oscilante trasero (5).

### Funcionalidad de los ejes

La funcionalidad del eje, a grandes rasgos, consta de la transmisión de la potencia a través de los engranes de transferencia hacia el conjunto del diferencial y la corona al centro del eje oscilante, el cual mediante dos semiejes, uno a cada lado, transmiten el giro por un sistema de estriados a los mandos finales, que en su interior poseen un conjunto de engranes planetarios, donde se transfiere el movimiento a los engranajes satélite que hacen girar una corona exterior, la que pertenece al housing del mando final, y por lo tanto va anexada a las ruedas, permitiendo así el giro de las mismas. Dentro de los housing del conjunto de eje se encuentran los sistemas mecánicos del diferencial y de los mandos finales, bañados en aceite SAE 50.

En síntesis, la función de los mandos finales es de transmitir la potencia a las ruedas, aumentando el torque y disminuyendo la velocidad de rotación.

### Masa eje trasero

El conjunto de eje trasero completo, luego de drenar el aceite, tiene una masa total de 6.830 kg aproximadamente. En cuanto a la distribución de esta a través de sus componentes principales, se tienen las siguientes medidas aproximadas, con valores redondeados hacia arriba a la unidad.

- Conjunto soporte oscilante trasero: 429 kg.

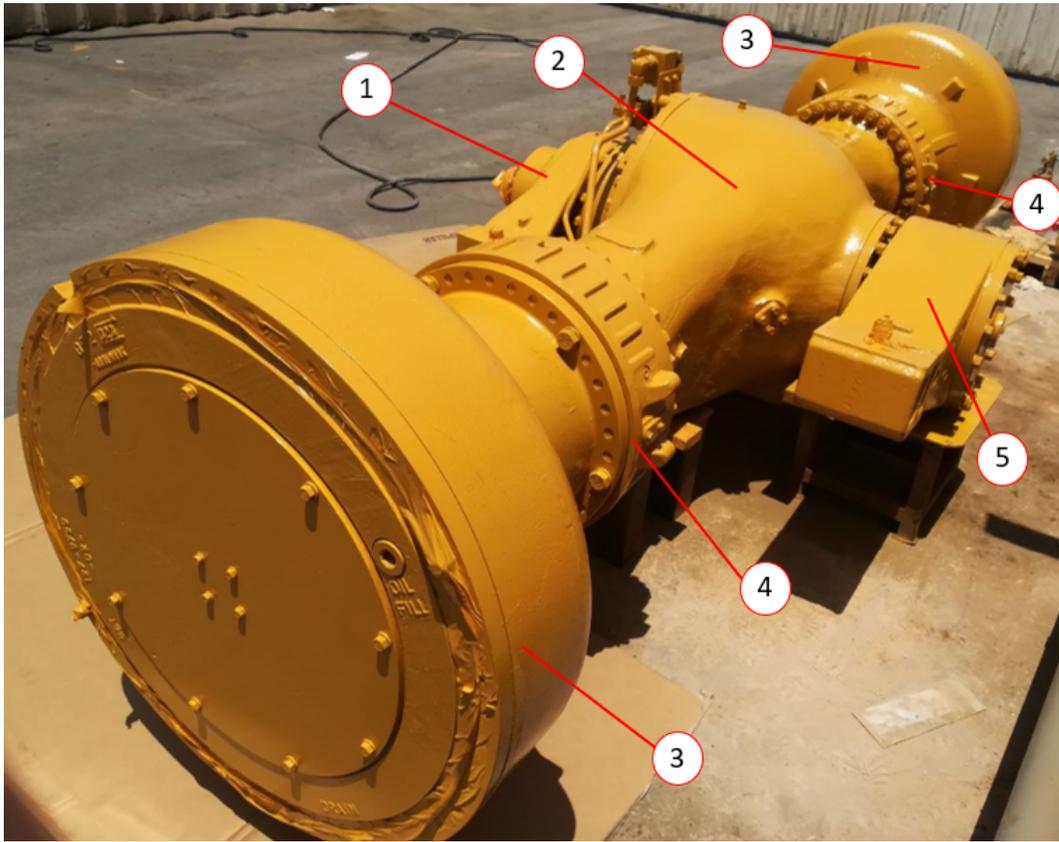


Figura 1.10: Vista isométrica trasera conjunto eje trasero equipos CAT 854K y CAT 992K, ilustrando componentes principales.

*Fuente: Elaboración propia.*

- Conjunto soporte oscilante delantero: 200 kg.
- Conjunto diferencial: 1.329 kg.
- Conjunto freno de servicio: 167 kg.
- Conjunto mando final: 1.594 kg.

## 1.5. Procedimientos actuales

Con la finalidad de contextualizar la necesidad o motivación para el diseño de una herramienta específica que mejore la seguridad y productividad de los procedimientos de cambio de eje trasero completo, y de diferencial trasero, se describe en esta sección, de forma resumida, el procedimiento actual para el cambio del conjunto en el equipo CAT 854K, empleado en Minera Escondida [8], el cual se encuentra basado en procedimientos y estándares generales establecidos por Caterpillar. Dada la similitud del componente en el equipo CAT 992K, el procedimiento no presenta diferencias considerables.

### **1.5.1. Procedimiento cambio conjunto eje oscilante trasero**

Para llevar a cabo este procedimiento, se requiere de dos mecánicos calificados, y un operador de puente grúa y/o montacargas, además de una serie de herramientas que incluyen puentes grúa de 5 y 30 toneladas de capacidad, gato hidráulico de 200 toneladas de capacidad, soportes roscados de 100 toneladas de capacidad, una plataforma de carga montada sobre neumáticos, entre otras, además de una serie de elementos de protección personal.

Se levanta el equipo mediante el uso de un gato neumático situado en el contrapeso del vehículo. Los soportes roscados se fijan a una altura aproximada de 1,5 m y se instalan en la parte posterior del equipo con tal de mantenerlo apoyado en los mismos, se retira el gato neumático.

Se desmontan ambos neumáticos traseros con sus respectivas llantas, normalmente a cargo de alguna empresa colaboradora. Se desmontan barandas, paneles y guardafangos. Luego se desmonta el protector del cárter del motor y el protector del tren de fuerza, para posteriormente desconectar el eje motriz del conjunto de eje trasero.

Comienza el retiro del conjunto de eje oscilante trasero; en primer lugar se drenan los aceites del conjunto de diferencial y los mandos finales, se desconectan todas las mangueras y el mazo de cables. Mediante un puente grúa de capacidad 30 toneladas y un yugo de izaje, se anexas cadenas a ambos lados del eje oscilante trasero.

Se sueltan todos los pernos salvo uno, por cada uno de los conjuntos de soportes oscilantes trasero y delantero, unidos al bastidor principal trasero. Se introduce una plataforma montada sobre neumáticos debajo del eje oscilante, se retiran los pernos que quedaron instalados y se desciende el eje hasta la plataforma mediante el puente grúa con el yugo de izaje, véase Figura 1.11.

Se retira cadena y puente grúa, se remolca la plataforma hacia un área despejada y segura, donde se desmonta el eje de la plataforma mediante procedimiento similar con el puente grúa, y se guarda en condiciones adecuadas. Luego se monta un nuevo eje oscilante en la plataforma y se repite el procedimiento inverso para instalarlo.

### **1.5.2. Procedimiento cambio conjunto diferencial trasero**

Este procedimiento tiene los mismos requerimientos de personal, herramientas y elementos de seguridad que el procedimiento anterior.

El procedimiento es idéntico al de cambio del conjunto del eje oscilante trasero completo hasta que el eje es remolcado fuera del equipo mediante la plataforma montada sobre neumáticos.

Una vez fuera, en un área despejada y segura, se deben retirar las tapas de los mandos finales, y extraer los semiejes de ambos lados, para luego desmontar el conjunto de mandos finales y frenos como una unidad, como puede ser visualizado en la Figura 1.12.



Figura 1.11: Proceso de descenso del eje trasero hacia la plataforma montada sobre neumáticos.

*Fuente: Procedimiento cambio diferencial trasero tractor sobre neumático 854K [8].*

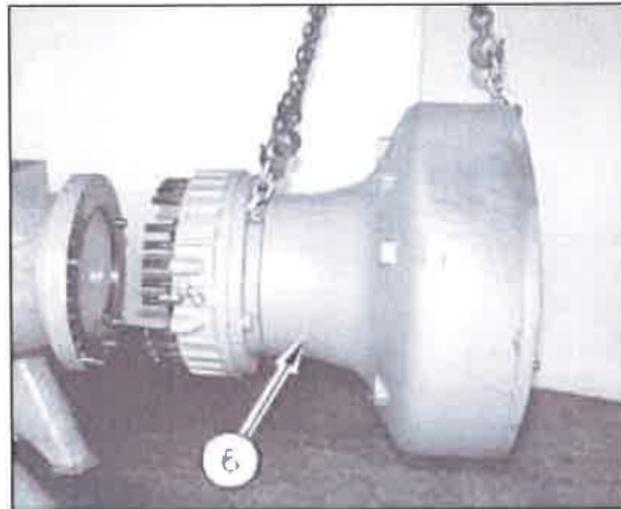


Figura 1.12: Proceso ilustrativo de desmontaje conjunto mando final y freno como unidad.

*Fuente: Procedimiento cambio diferencial trasero tractor sobre neumático 854K [8].*

Luego, se retira el conjunto de ambos soportes oscilantes, delantero y trasero mediante anclajes y dispositivos de izaje adecuados. Posteriormente, el conjunto de eje completo se levanta de la plataforma montada sobre neumáticos mediante el uso de un puente grúa con

capacidad de 5 toneladas, para transportarlo hacia una base fija, donde se apoya de forma que quede el piñón del diferencial de forma vertical hacia arriba, como se ilustra en la Figura 1.13



Figura 1.13: Eje trasero oscilante en posición vertical, para retiro del conjunto del diferencial.

*Fuente: Procedimiento cambio diferencial trasero tractor sobre neumático 854K [8].*

En esta posición, se remueve la tapa inferior y luego un pasador junto con el sello anular, para luego, con el uso de un puente grúa anexado mediante una faja a un conjunto de grilletes, remover verticalmente el conjunto del diferencial y corona, el cual tiene una masa aproximada de 2.000 kg.

Si bien mecánicamente no es estrictamente necesario retirar los mandos finales, frenos hidráulicos y el soporte oscilante trasero, para poder desmontar y realizar el cambio del conjunto de diferencial y corona, en el procedimiento se explicita de esta forma, dado que se requiere mantener el eje en la posición vertical descrita de forma estable, y no se cuenta con algún dispositivo específico que facilite aquella tarea. A partir de esto, surge la necesidad de un dispositivo o máquina que asista y facilite dicha tarea, haciendo un procedimiento más seguro, sencillo y rápido.

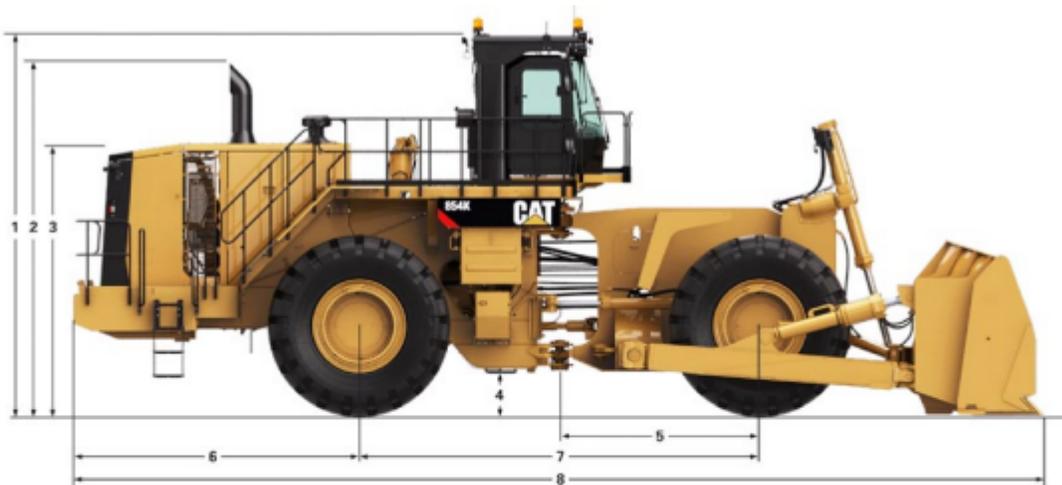
## 1.6. Dimensiones relevantes

En este apartado se presentan las dimensiones principales de los equipos, además de especificar las relevantes para este estudio. Se obtienen a partir de los catálogos comerciales del fabricante, tanto para el CAT 854K [4], como al CAT 992K [1], así como también las dimensiones relevantes del componente de eje trasero completo, obtenidas a partir de mediciones realizadas en las piezas en taller de reparación.

### 1.6.1. Wheel dozer CAT 854K

Las dimensiones y disposición del equipo imponen limitaciones para la funcionalidad de la herramienta, en particular, respecto a su ancho, desplazamiento y altura.

En el caso puntual del equipo CAT 854K, el conjunto de dimensiones principales se pueden visualizar en la Figura 1.14.



1	Altura hasta la parte superior de la ROPS	5.590 mm	18' 3"
2	Altura hasta la parte superior del tubo de escape	5.234 mm	17' 2"
3	Altura hasta la parte superior del capó	3.984 mm	13' 0"
4	Espacio libre sobre el suelo	691 mm	27"
5	Desde la línea de centro del eje delantero hasta el enganche	2.945 mm	9' 8"
6	Desde la línea central del eje trasero hasta el borde del parachoques	4.195 mm	13' 9"
7	Distancia entre ejes	5.890 mm	19' 3"
8	Longitud con la hoja sobre el suelo	13.405 mm	44' 0"

Figura 1.14: Medidas principales wheel dozer CAT 854K.

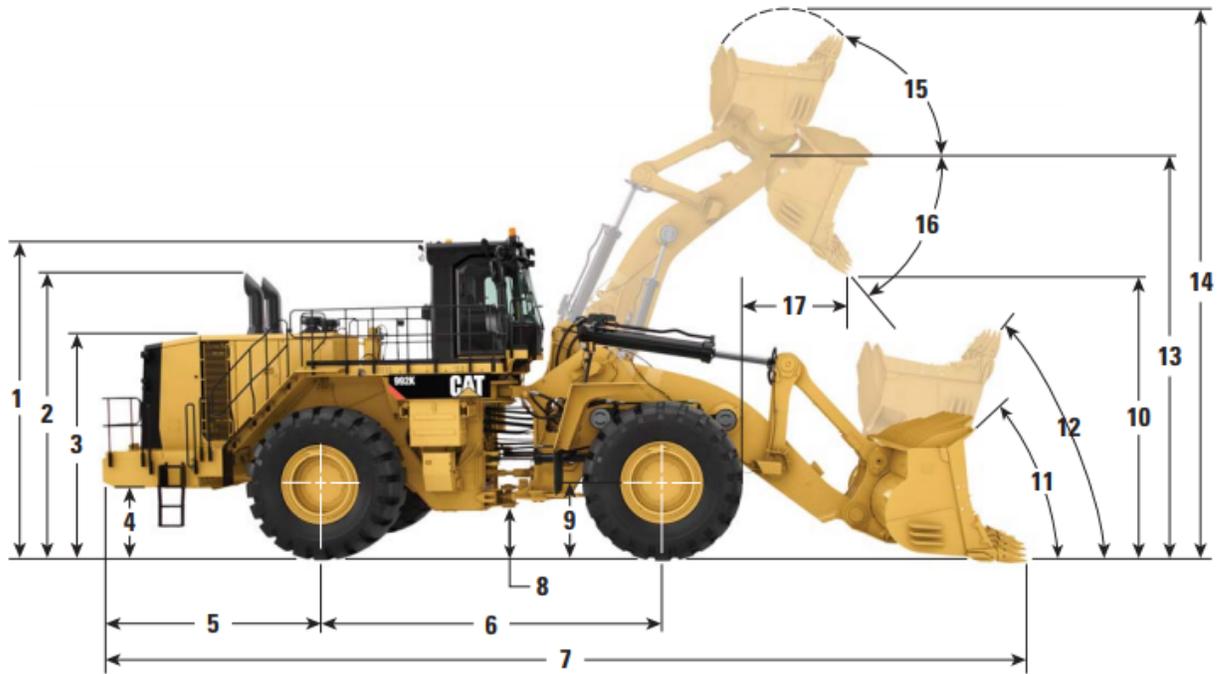
*Fuente: Ficha técnica CAT 854K [4].*

Para el estudio, las medidas críticas son fundamentalmente las asociadas a la zona inferior del equipo, dado que la herramienta debe introducirse por debajo del mismo.

### 1.6.2. Cargador frontal CAT 992K

Para el caso del CAT 992K, es posible visualizar el conjunto de dimensiones principales en la Figura 1.15.

En este caso, las medidas críticas para el estudio son la distancia desde el suelo hasta el centro del eje (9) y la del suelo al bastidor trasero (4), debido a que dan cuenta de la altura relativa al suelo que se tiene como restricción vertical para la herramienta, correspondiente a



	Standard Lift		High Lift	
1 Ground to Top of ROPS	5678 mm	18'7"	5678 mm	18'7"
2 Ground to Top of Exhaust Stacks	5248 mm	17'2"	5248 mm	17'2"
3 Ground to Top of Hood	4043 mm	13'4"	4043 mm	13'4"
4 Ground to Bumper Clearance	1176 mm	3'11"	1176 mm	3'11"
5 Rear Axle Center Line to Bumper	4195 mm	13'8"	4195 mm	13'8"
6 Wheel Base	5890 mm	19'4"	5890 mm	19'4"
7 Maximum Overall Length	15 736 mm	52'0"	16 095 mm	52'8"
8 Ground to Lower Hitch Clearance	682 mm	2'2"	682 mm	2'2"
9 Ground to Center of Axles	1352 mm	4'4"	1352 mm	4'4"
10 Clearance at 50 degrees (Standard) 45 degrees (High Lift) Dump (tooth tip)	4480 mm	14'8"	4574 mm	15'1"
11 Rack Back Angle at Ground Level	43.4 degrees		42.8 degrees	
12 Rack Back Angle at Carry	52.7 degrees		52.5 degrees	
13 B-Pin Height at Maximum Lift	6927 mm	22'8"	7544 mm	24'7"
14 Maximum Overall Height – bucket raised	9313 mm	30'6"	10 109 mm	33'1"
15 Rack Back Angle at Maximum Lift	65 degrees		65 degrees	
16 Dump Angle at Maximum Lift	50 degrees		50 degrees	
17 Reach at Maximum Lift	2118 mm	6'11"	2092 mm	6'9"
Tread Width	3302 mm	10'8"	3302 mm	10'8"

Figura 1.15: Medidas principales cargador frontal CAT 992K.

*Fuente: Ficha técnica CAT 992K [1].*

la principal limitante del caso. Otra medida relevante es el ancho del equipo (tread width), dado que da una cota de referencia para el largo de la herramienta.

### 1.6.3. Conjunto eje oscilante trasero completo

Para la manipulación del componente, son relevantes sus características y geometría exterior. Para el estudio se consideran las expuestas en el modelo CAD realizado del componente completo, en función de diversas medidas obtenidas a partir de la pieza real. Las cotas más relevantes para este trabajo, en función de la funcionalidad y restricciones que se tienen, se pueden ver resumidas en la Figura 1.16 y la Figura 1.17, además de su respectiva Tabla 1.1.

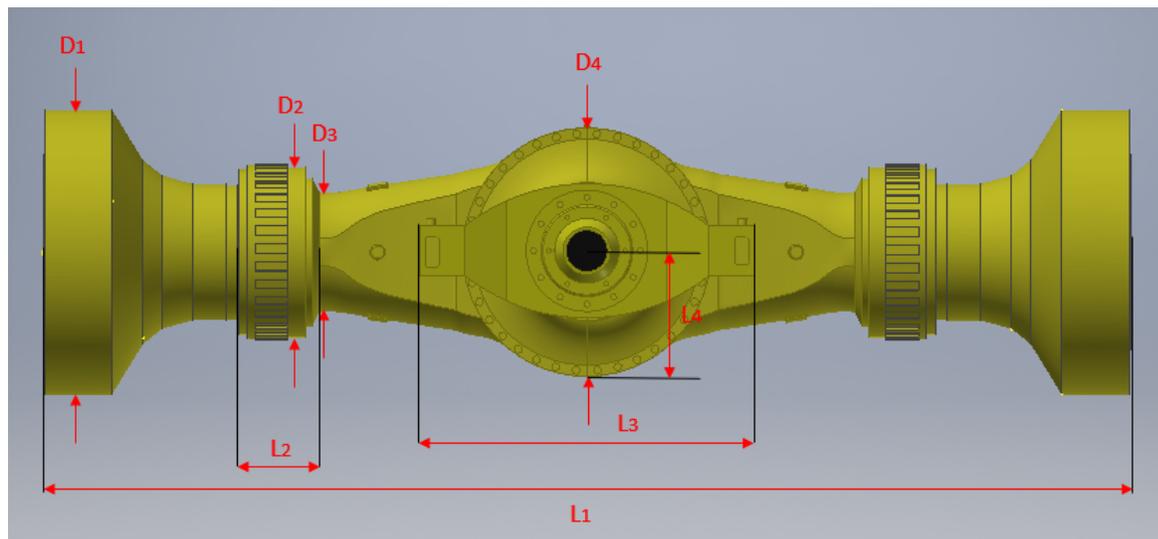


Figura 1.16: Cotas relevantes eje oscilante en posición horizontal.

*Fuente: Elaboración propia.*

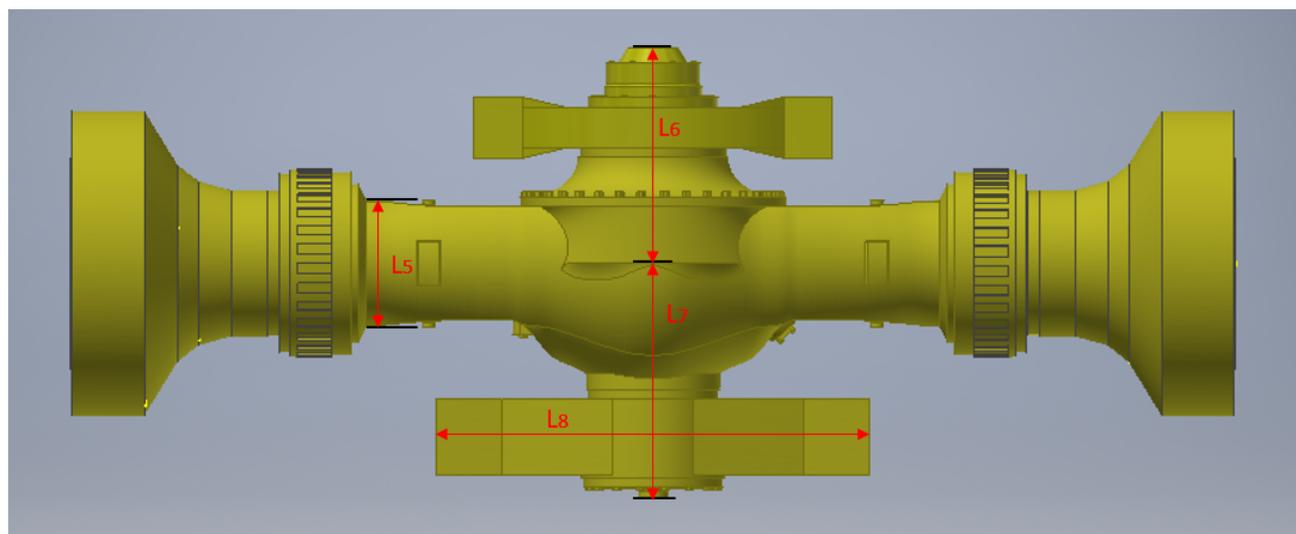


Figura 1.17: Cotas relevantes eje oscilante en posición vertical.

*Fuente: Elaboración propia.*

Para el estudio también es relevante las masas aproximadas asociadas a cada parte del componente, las que se resumen en la Tabla 1.2.

Tabla 1.1: Medidas relevantes eje oscilante trasero.

*Fuente: Elaboración propia.*

Descripción	Símbolo	Unidad	Valor
Diámetro mando final	D1	mm	1020
Diámetro freno de servicio	D2	mm	610
Diámetro comienzo housing diferencial	D3	mm	430
Diámetro central del eje trasero	D4	mm	890
Largo total del eje trasero	L1	mm	3898
Largo freno de servicio	L2	mm	290
Largo soporte oscilante delantero	L3	mm	1200
Distancia centro a borde diámetro central	L4	mm	445
Distancia horizontal comienzo housing	L5	mm	215
Distancia punta oscilante delantero a centro	L6	mm	723
Distancia centro a punta oscilante trasero	L7	mm	781
Largo soporte oscilante trasero	L8	mm	1450

Tabla 1.2: Masas de cada parte del eje oscilante trasero.

*Fuente: Elaboración propia.*

Descripción	Símbolo	Unidad	Valor
Masa soporte oscilante trasero	M1	kg	429
Masa soporte oscilante delantero	M2	kg	200
Masa conjunto diferencial y corona	M3	kg	2680
Masa conjunto freno de servicio	M4	kg	167
Masa mando final	M5	kg	1594
Masa total conjunto eje oscilante trasero	M_total	kg	6830

## 1.7. Antecedentes mesa de levante

Se busca generar un aditamento para una herramienta de carácter multifuncional, dado un funcionamiento mediante una mesa de levante común, a la cual se anexan distintos aditamentos con funciones específicas, generando un sistema modular.

Se cuenta como antecedente para el trabajo un diseño previo preliminar de la mesa de levante común, además de un aditamento para cambio de mandos finales en ciertos modelos de bulldozers Caterpillar [10].

Como se menciona en apartados anteriores, la mesa de levante se opera de forma remota, posee movimiento mediante tracción por sistema de orugas, y movimiento de elevación por sistema de tijeras accionado de forma hidráulico. El modelo del diseño preliminar de la mesa se puede visualizar en la Figura 1.18.

La altura respecto al nivel del suelo de la plataforma superior de la mesa va desde los 30

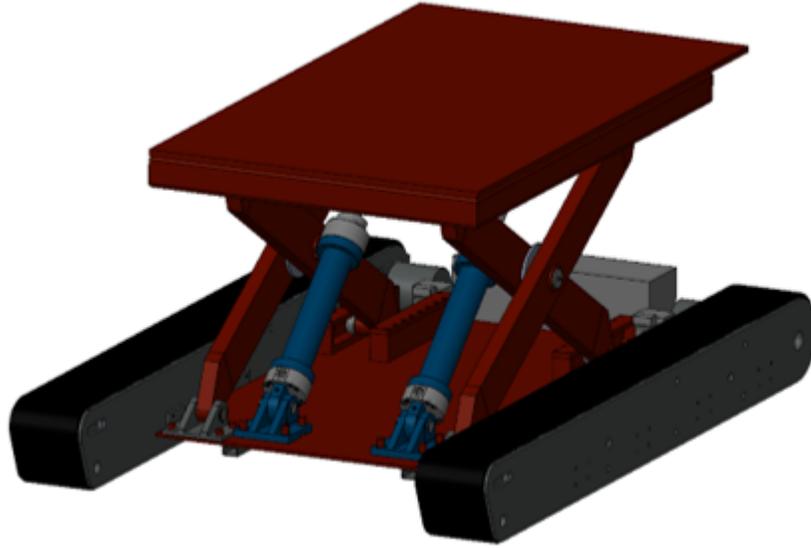


Figura 1.18: Modelo CAD diseño preliminar mesa de levante.

*Fuente: Diseño de herramienta semiautomática para el cambio de protecciones inferiores y mando final de bulldozer [10].*

cm cuando se encuentra en su posición contraída, hasta 120 cm en su posición de extensión máxima.

Como se puede ver en la Figura 1.18, consta de un par de cilindros oleo hidráulicos de doble efecto, que trabajan con un cierto ángulo de inclinación variable, según la altura a la que se encuentre la plataforma superior de la mesa. A mayor altura, el ángulo es mayor, por lo que la componente vertical de la fuerza que ejercen los cilindros sobre la plataforma superior es mayor, y por lo tanto la mesa admite mayor capacidad de carga, es decir, mientras más elevada se encuentre, hay una mayor cantidad de carga máxima admisible.

En relación con esto, se cuenta con un gráfico de altura vs capacidad de carga, que se puede ver en la Figura 1.19.

Se puede apreciar de la Figura 1.19 que para una posición contraída, correspondiente a la configuración crítica, la carga máxima es cercana a 20.000 N, lo que resulta insuficiente para las cargas asociadas al componente de eje oscilante trasero en cuestión.

Se propone entonces, con tal de no modificar en mayor medida el diseño de la mesa de levante, adicionar un tercer cilindro de las mismas características, de forma que aumente la capacidad de levante. Con esta nueva configuración, se tiene el gráfico de altura vs carga de la Figura 1.20. El detalle de este cálculo se puede ver en el anexo B.1 del informe.

Como puede verse en el gráfico de la Figura 1.20 a diferencia del de la Figura 1.19, este comienza para una altura mínima de 0,35 m en vez de 0,3 m, lo que se debe a que por el acoplamiento del aditamento, en función de que no exista tope de las piezas, la altura mínima

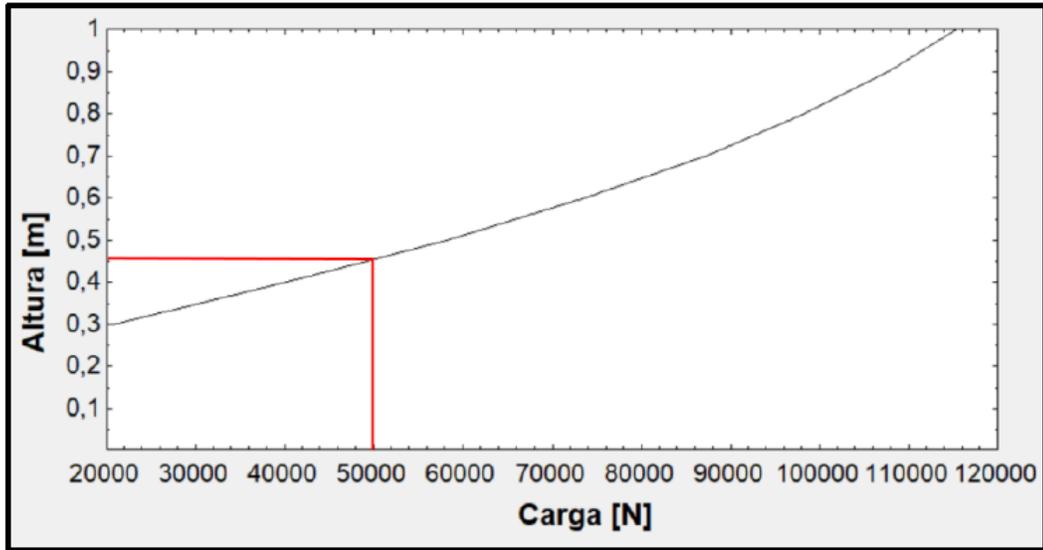


Figura 1.19: Gráfico altura vs carga máxima admisible de la mesa de levante, con configuración de 2 cilindros oleo hidráulicos.

*Fuente: Diseño de herramienta semiautomática para el cambio de protecciones inferiores y mando final de bulldozer [10].*

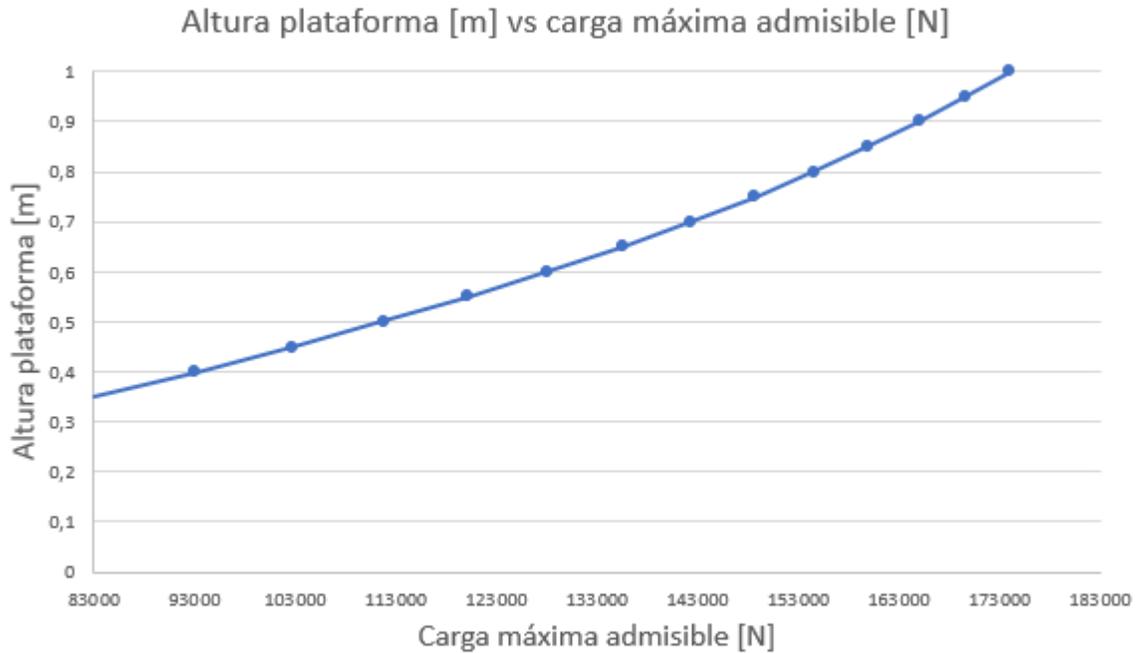


Figura 1.20: Gráfico altura vs carga máxima admisible de la mesa de levante, con configuración de 3 cilindros oleo hidráulicos y el aditamento montado.

*Fuente: Elaboración propia.*

queda en 0,35 m.

En este escenario, la carga máxima admisible para la altura mínima de 0,35 m, es de 83.000 N aproximadamente, lo que corresponde a una carga de 8.460 kg aproximadamente.

Con esta modificación, se hace viable el uso de la mesa de levante en este escenario. Con este punto establecido, se considera la mesa como un parámetro de diseño para el resto del trabajo.

# Capítulo 2

## Marco teórico

En este capítulo se presentan antecedentes teóricos, recopilados de distintas fuentes bibliográficas, que permiten comprender los principales cálculos realizados a lo largo del informe.

Los principales antecedentes y ecuaciones se describen en secciones, inicialmente sobre teoría de resistencia de materiales, y luego los asociados a los cálculos según tipos específicos de componentes considerados para el desarrollo del diseño de la herramienta. Algunas ecuaciones y conocimientos básicos de física se asumen conocidos por el lector, y no se presentan en este apartado.

Cabe mencionar que la cantidad de información y ecuaciones empleadas es considerable, por lo que con la finalidad de sintetizar, las expresiones ilustradas en este apartado corresponden por lo general, a las expresiones finales, y no se presentan las ecuaciones originales de las cuales se derivan.

### 2.1. Esfuerzos

Se presentan solo las principales ecuaciones relacionadas a la teoría de esfuerzos en materiales sólidos utilizadas en el informe.

#### 2.1.1. Esfuerzo plano

En un estado de esfuerzo plano, los esfuerzos principales se calculan como

$$\sigma_1, \sigma_2 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (2.1)$$

donde  $\sigma_1$  y  $\sigma_2$  representan los dos esfuerzos principales,  $\sigma_x$  el esfuerzo normal al eje x,  $\sigma_y$

el esfuerzo normal al eje  $y$  y  $\tau_{xy}$  el esfuerzo de corte del elemento diferencial.

Los dos esfuerzos cortantes de valor extremo se calculan mediante

$$\tau_1, \tau_2 = \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (2.2)$$

donde  $\tau_1$  y  $\tau_2$  son los respectivos esfuerzos de corte extremos.

### 2.1.2. Esfuerzos uniformemente distribuidos

Las ecuaciones para el esfuerzo uniformemente distribuido, para el caso de tensión pura y cortante puro, respectivamente son

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (2.3)$$

$$\tau = \frac{F}{A} \quad (2.4)$$

donde  $\sigma$  es el esfuerzo a tensión pura,  $\tau$  es el esfuerzo cortante puro,  $F$  la carga aplicada en cada caso y  $A$  el área en donde se aplica la respectiva carga en cada caso.

### 2.1.3. Flexión

El esfuerzo flector corresponde al esfuerzo axial que se da al interior de las fibras de una viga o sólido en general, al momento de flectarse por la acción de cargas transversales. El diagrama de la Figura 2.1 ilustra la situación.

EL esfuerzo flector varía según la distancia vertical al eje neutro,  $y$ , y se calcula por

$$\sigma_x = - \frac{M y}{I} \quad (2.5)$$

donde  $\sigma_x$  es el esfuerzo en flexión,  $y$  la distancia vertical desde el eje neutro y  $I$  el segundo momento de área del eje  $z$ .

El esfuerzo flector máximo ocurre en la superficie del sólido, y se determina como

$$\sigma_{max} = \frac{M c}{I} \quad (2.6)$$

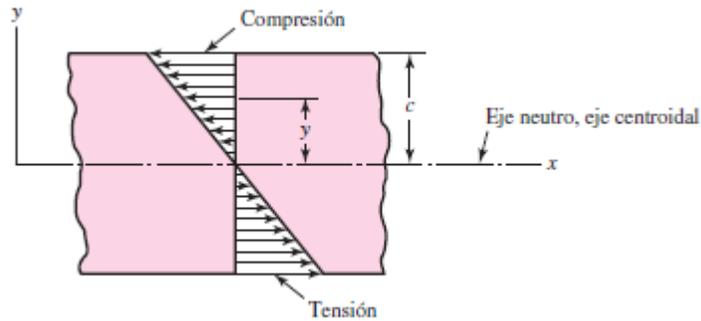


Figura 2.1: Diagrama distribución de esfuerzo flector al interior de una viga.

Fuente: *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 8va ed, 2008 [18]. Reproducido con autorización de McGraw-Hill Education. www.mheducation.com.*

donde  $\sigma_{max}$  es el esfuerzo flector máximo y  $c$  la distancia desde el eje neutro hasta la superficie del sólido. El signo del esfuerzo determina si la fibra se encuentra en compresión o en tracción.

#### 2.1.4. Torsión

La torsión induce esfuerzos cortantes a través de la sección transversal a donde se aplica. Para efectos del presente trabajo, solo se evalúan casos de torsión en elementos cilíndricos. La situación se puede apreciar en el diagrama de la Figura 2.2.

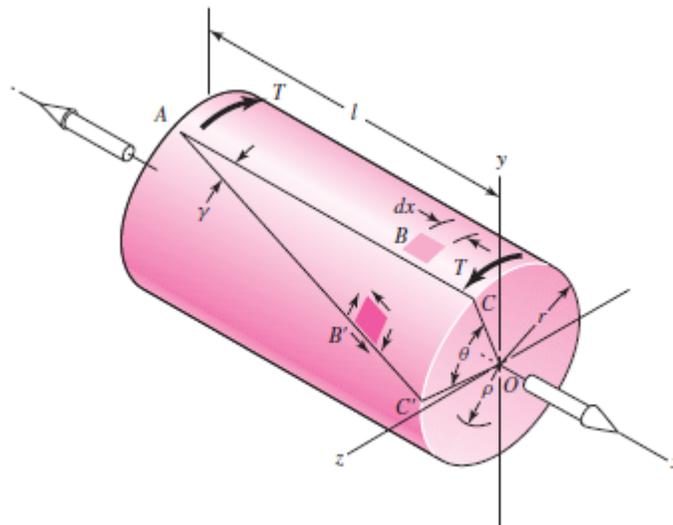


Figura 2.2: Diagrama elemento diferencial de una barra en torsión.

Fuente: *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 8va ed, 2008 [18]. Reproducido con autorización de McGraw-Hill Education. www.mheducation.com.*

La magnitud del esfuerzo es directamente proporcional al radio de la barra, y está dado por

$$\tau = \frac{T \rho}{J} \quad (2.7)$$

donde  $T$  es el par de torsión,  $\rho$  el radio de la barra y  $J$  el segundo momento polar del área.

A partir de esta ecuación, es evidente que el esfuerzo cortante máximo se obtiene en el radio externo de la barra, por lo que se tiene

$$\tau_{max} = \frac{T r}{J} \quad (2.8)$$

donde  $\tau_{max}$  es el esfuerzo cortante máximo y  $r$  el radio de la barra.

En el caso de una barra maciza cilíndrica, se tiene que el segundo momento polar de área se puede escribir en función del diámetro de la barra,  $d$ , como

$$J = \frac{\pi d^4}{32} \quad (2.9)$$

La relación entre potencia y par de torsión, se puede escribir como

$$H = T \omega \quad (2.10)$$

donde  $H$  es la potencia,  $T$  el par de torsión y  $\omega$  la velocidad angular.

## 2.2. Pandeo: elementos esbeltos en compresión

El análisis y estudio de elementos sometidos a compresión difiere bastante del caso de tensión y torsión. Se consideran 4 tipos de columnas y su respectiva metodología de cálculo.

### 2.2.1. Clasificación de la columna

El cálculo de pandeo de las columnas sometidas a compresión, se puede clasificar en 4 casos:

1. Columnas largas con carga centrada.
2. Columnas de longitud intermedia con carga centrada.
3. Columnas con carga excéntrica.

#### 4. Puntuales o columnas cortas con carga excéntrica.

Para determinar a qué categoría pertenece la columna, en primera instancia se evalúan las condiciones de sus extremos, que pueden verse en la Figura 2.3, donde se tiene a) ambos extremos articulados, b) ambos extremos empotrados, c) un extremo libre y el otro empotrado y d) un extremo redondo articulado y otro empotrado, para luego definir la constante de condición de extremo ( $C$ ), según se indica en la Tabla 2.1.

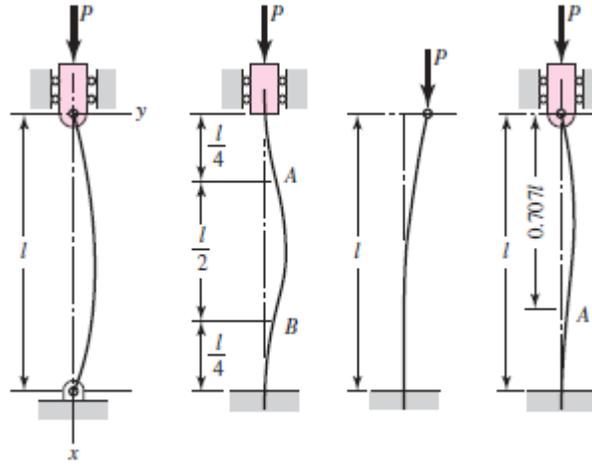


Figura 2.3: Diagrama tipos de unión extremos columna.

Fuente: *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 8va ed, 2008 [18]. Reproducido con autorización de McGraw-Hill Education. www.mheducation.com.*

Tabla 2.1: Constante de condición de extremo según cada caso.

Fuente: *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 8va ed, 2008 [18]. Reproducido con autorización de McGraw-Hill Education. www.mheducation.com.*

Condiciones de extremos de columnas	Constante $C$ de condición de extremos		
	Valor teórico	Valor conservador	Valor recomendado*
Empotrado-libre	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$
Articulado-articulado	1	1	1
Empotrado-articulado	2	1	1.2
Empotrado-empotrado	4	1	1.2

\*Para usarse sólo con factores de seguridad amplios cuando la carga de la columna se conozca con exactitud.

Se tiene la ecuación para la carga crítica unitaria

$$\frac{P_{cr}}{A} = \frac{C \pi^2 E}{(l/k)^2} \quad (2.11)$$

donde  $P_{cr}$  es la carga crítica unitaria; carga de compresión a la cuál la columna se torna inestable y colapsa por pandeo,  $A$  es el área transversal de la columna,  $C$  la constante de condición de extremos,  $E$  el módulo de elasticidad del material,  $l$  el largo total de la columna y  $k$  la rigidez de la misma. Cabe mencionar que la relación  $\frac{P_{cr}}{A}$  corresponde a la carga crítica unitaria; la carga unitaria requerida para que la columna entre en condición de equilibrio inestable, y la relación  $(l/k)$  la denominada relación de esbeltez.

Seleccionando  $P_{cr}/A = S_y/2$ , se obtiene la ecuación para la relación de esbeltez

$$\left(\frac{l}{k}\right)_1 = \left(\frac{2 \pi C E}{S_y}\right)^{\frac{1}{2}} \quad (2.12)$$

donde  $S_y$  es el esfuerzo de fluencia del material y  $\left(\frac{l}{k}\right)_1$  corresponde a la relación de esbeltez límite, que separa el tipo de columna como columna larga o de euler y las de tipo intermedio o parabólica. Para relaciones de esbeltez mayor que  $\left(\frac{l}{k}\right)_1$ , se tiene una columna larga o de euler, y se aplica la ecuación (2.11), en caso de ser menor, se analiza el caso de columna intermedia o pequeña.

### 2.2.2. Columnas de longitud intermedia con carga centrada

En este caso, se tiene una columna de longitud intermedia o parabólica, en la cual se utiliza la fórmula parabólica o fórmula de J.B. Johnson, la cual consiste en

$$\frac{P_{cr}}{A} = a - b \left(\frac{l}{k}\right)^2 \quad (2.13)$$

donde a y b son constantes que se determinan mediante

$$a = S_y \quad (2.14)$$

$$b = \left(\frac{S_y}{2 \pi}\right)^2 \frac{1}{C E} \quad (2.15)$$

Finalmente, el cálculo se puede resumir en

$$\frac{P_{cr}}{A} = S_y - \left(\frac{S_y l}{2 \pi k}\right)^2 \frac{1}{C E} \quad \text{si} \quad \frac{l}{k} \leq \left(\frac{l}{k}\right)_1 \quad (2.16)$$

### 2.2.3. Puntuales o elementos cortos sometidos a compresión

En este caso, se evalúan columnas pequeñas, evaluadas con o sin carga excéntrica. Para que una columna se puede considerar en esta categoría, se requiere que su relación de esbeltez, sea menor que la relación de esbeltez de límite inferior, que se calcula mediante la siguiente expresión

$$\left(\frac{l}{k}\right)_2 = 0,282 \left(\frac{A E}{P}\right)^{1/2} \quad (2.17)$$

donde  $\left(\frac{l}{k}\right)_2$  es la relación de esbeltez límite inferior; a partir de la cual si la relación de esbeltez real es menor, se puede considerar la columna como columna pequeña o puntual,  $A$  es el área transversal de la columna,  $E$  el módulo de elasticidad del material y  $P$  la carga sobre la columna.

En el caso que se determine que se trata de una columna pequeña o puntual, la ecuación que rige el esfuerzo de compresión máximo es

$$\sigma_c = \frac{P}{A} \left(1 + \frac{e c}{k^2}\right) \quad (2.18)$$

donde  $\sigma_c$  es el esfuerzo de compresión,  $C$  es la coordenada en el eje  $x$  del punto B,  $e$  es la excentricidad; distancia desde el eje neutro hasta donde se aplica la carga y  $k$  el radio de giro. La nomenclatura del problema se puede visualizar en el diagrama de la Figura 2.4.

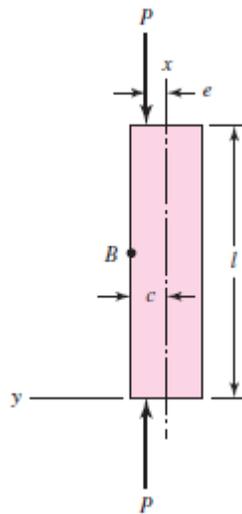


Figura 2.4: Esquema de un puntal excéntricamente cargado.

Fuente: *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 8va ed, 2008 [18]. Reproducido con autorización de McGraw-Hill Education. www.mheducation.com.*

El valor de  $k$  se puede determinar mediante la fórmula de la relación de esbeltez, que despejada queda como

$$k = \sqrt{\frac{I}{A}} \quad (2.19)$$

## 2.3. Falla por cargas estáticas

En el presente trabajo, los cálculos para análisis de falla estática se realizan en base a la teoría de la energía de distorsión para materiales dúctiles, dado que da una visión más realista (aunque menos conservadora) que la teoría del esfuerzo cortante máximo, y los cálculos de materiales corresponden a metales que se consideran materiales dúctiles.

El contraste entre ambas teorías mencionadas, puede apreciarse en la imagen de la Figura 2.5, para el caso de esfuerzo plano, donde se ilustra el área de esfuerzos admisibles por cada teoría en un plano cartesiano con cada esfuerzo principal en los ejes de las abscisas y ordenadas. Se puede ver que el área encerrada por la línea punteada, correspondiente a la teoría del esfuerzo cortante máximo (ECM), es más pequeña que el área ovalada correspondiente a la teoría de la energía de distorsión (ED), y por lo tanto, es más restrictiva (consevadora).

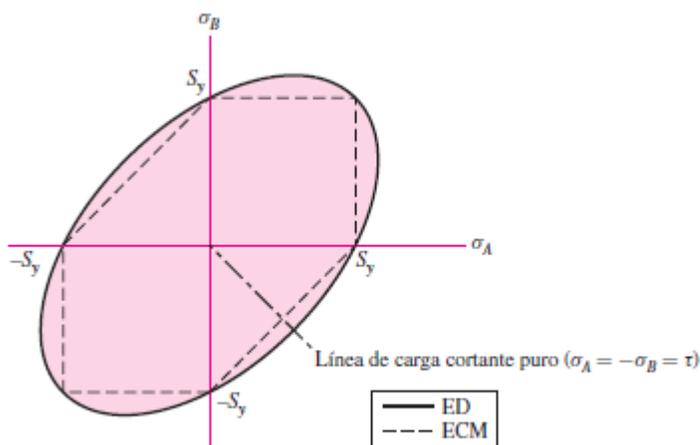


Figura 2.5: Esquema contraste esfuerzos admisibles entre la teoría ED y ECM, para el caso de esfuerzo plano y con  $\sigma' = S'_y$ .

*Fuente: Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 8va ed, 2008 [18]. Reproducido con autorización de McGraw-Hill Education. www.mheducation.com.*

A partir de la teoría de falla por energía de distorsión, se pueden deducir las siguientes ecuaciones principales.

### 2.3.1. Esfuerzo generalizado de von Mises

En esfuerzo generalizado tridimensional se tiene

$$\sigma' = \left[ \frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right]^{1/2} \quad (2.20)$$

donde  $\sigma'$  es el esfuerzo de von Mises, y  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$  y  $\sigma_3$  los respectivos esfuerzos principales.

En el caso particular de esfuerzo plano, la ecuación se simplifica, y se obtiene

$$\sigma' = (\sigma_A^2 - \sigma_A \sigma_B + \sigma_B^2)^{1/2} \quad (2.21)$$

donde  $\sigma_A$  y  $\sigma_B$  son los respectivos esfuerzos principales en el plano.

Al expresar el esfuerzo de von Mises en un estado de esfuerzo plano, en función de los esfuerzos cartesianos del elemento diferencial, se tiene lo siguiente

$$\sigma' = (\sigma_x^2 - \sigma_x \sigma_y + \sigma_y^2 + 3 \tau_{xy}^2)^{1/2} \quad (2.22)$$

Bajo esta teoría, el criterio para que un material falle es que el esfuerzo de von Mises supere el esfuerzo de fluencia, generando deformación plástica. Introduciendo el concepto de factor de seguridad; el cociente entre el esfuerzo máximo permisible y el esfuerzo real que sufre el componente, se tiene la siguiente ecuación

$$\sigma' = \frac{S_y}{n} \quad (2.23)$$

donde  $n$  representa el factor de seguridad estático, y se utiliza como referencia de qué tan resistente es el componente a las cargas estáticas a las que se ve sometido.

Cabe mencionar, que para el caso de un estado de esfuerzos con esfuerzo cortante puro, se tiene que

$$S_{sy} = 0,577 S_y \quad (2.24)$$

donde  $S_{sy}$  es la resistencia del material al esfuerzo cortante y  $S_y$  la resistencia a la fluencia del mismo.

## 2.4. Falla por carga dinámica: fatiga

En esta sección, se resumen las principales ecuaciones a utilizar en el diseño respecto a cálculos de componentes sometidos a esfuerzos variables o cíclicos, y su comportamiento a la falla por fatiga.

### 2.4.1. Límite de resistencia a la fatiga

Para el caso de los aceros, se tiene para el límite de resistencia a la fatiga que

$$S'_e = \begin{cases} 0,5 \cdot S_{ut} & S_{ut} \leq 1.400 \text{ MPa} \\ 700 \text{ MPa} & S_{ut} > 1.400 \text{ MPa} \end{cases} \quad (2.25)$$

donde  $S'_e$  es el límite de resistencia a la fatiga de muestra de viga rotativa, dado que no contempla los diversos factores del límite de resistencia a la fatiga real, y  $S_{ut}$  es la resistencia a la tensión mínima del material.

Dado que los ensayos experimentales para determinar la resistencia a la fatiga son muy rigurosos y costosos, para aproximar todos los efectos que inciden sobre el límite de resistencia a la fatiga, se emplea el uso de 6 factores que ponderan el valor del límite de resistencia a la fatiga de viga rotativa, los denominados factores de Marín. Se tiene entonces

$$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot S'_e \quad (2.26)$$

donde:

$k_a$  = factor de condición superficial

$k_b$  = factor de tamaño

$k_c$  = factor de carga

$k_d$  = factor de temperatura

$k_e$  = factor de confiabilidad

$k_f$  = factor de efectos varios

$S'_e$  = límite de resistencia a la fatiga de viga rotatoria

$S_e$  = límite de resistencia a la fatiga real

## 2.4.2. Factores de Marín

### Factor de superficie ( $k_a$ )

Tiene relación con la calidad del acabado superficial de la pieza, se calcula mediante la expresión

$$k_a = a S_{ut}^b \quad (2.27)$$

donde  $S_{ut}$  es la resistencia mínima a la tensión y tanto  $a$  como  $b$  son constantes que dependen del acabado superficial, y se determinan a partir de la Tabla 2.2.

Acabado superficial	Factor $a$		Exponente $b$
	$S_{ut}$ kpsi	$S_{ut}$ MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

Tabla 2.2: Parámetros para el factor de Marín de condición superficial.

Fuente: *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 8va ed, 2008 [18]. Reproducido con autorización de McGraw-Hill Education. www.mheducation.com.*

### Factor de tamaño ( $k_b$ )

Tiene relación con el tamaño de una sección transversal de la barra o viga, para el caso de flexión y torsión, en barras de sección circular se tiene, en el SI, lo siguiente

$$k_b = \begin{cases} 0,91 \cdot d^{-0,157} & 2 < d \leq 51 \text{ mm} \\ 1,51 \cdot d^{-0,157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases} \quad (2.28)$$

### Factor de carga ( $k_c$ )

Tiene relación con la naturaleza de la carga a la que se ve sometido el elemento, se calcula como

$$k_b = \begin{cases} 1 & \text{flexión} \\ 0,85 & \text{axial} \\ 0,59 & \text{torsión} \end{cases} \quad (2.29)$$

## Factor de temperatura ( $k_d$ )

Para temperaturas muy menores a la ambiente, existe la posibilidad de fractura frágil, y para temperaturas muy mayores, la resistencia a la fluencia disminuye. En base a un extenso análisis de datos de resistencia de vigas a distintas temperaturas y su disminución de la resistencia del material, se tiene el siguiente ajuste polinomial para el factor de temperatura

$$k_d = 0,975 + 0,432 \cdot 10^{-3} \cdot T_F - 0,115 \cdot 10^{-5} \cdot T_F^2 + 0,104 \cdot 10^{-8} \cdot T_F^3 - 0,595 \cdot 10^{-12} \cdot T_F^4 \quad (2.30)$$

donde  $k_d$  es el factor de temperatura y  $T_F$  la temperatura de operación en grados Fahrenheit y se debe cumplir que  $70 \leq T_F \leq 1.000 \text{ } ^\circ F$

La relación entre grados Celsius y Fahrenheit esta determinada por la ecuación

$$F = \frac{9}{5} C + 32 \quad (2.31)$$

donde  $F$  es la temperatura en grados Fahrenheit y  $C$  la temperatura en grados Celsius.

## Factor de confiabilidad ( $k_e$ )

El factor de confiabilidad tiene que ver con la ponderación que se hace respecto a las variaciones estadísticas entre componentes iguales y se obtiene a partir de la Tabla 2.3.

Tabla 2.3: Factores de confiabilidad según confiabilidad deseada.

*Fuente: Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 8va ed, 2008 [18]. Reproducido con autorización de McGraw-Hill Education. www.mheducation.com.*

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

## Factor de efectos varios ( $k_f$ )

Este factor busca considerar la reducción del límite de resistencia a la fatiga debido a cualquier efecto adicional, no considerado en los factores previos. Algunos ejemplos son los esfuerzos residuales, características direccionales, el endurecimiento superficial, corrosión, entre otros. El cálculo del factor varía y depende tanto del escenario como del material, para efectos de este trabajo, no se consideran efectos varios por lo que el factor que se utiliza es simplemente  $k_f = 1$ .

### 2.4.3. Criterio de falla por fatiga ante esfuerzos variables

Para este trabajo, se utiliza el criterio de falla por fatiga basado en la recta de Goodman modificada del diagrama de fatiga. El conjunto de rectas de cada criterio se puede observar en el diagrama de la Figura 2.4.

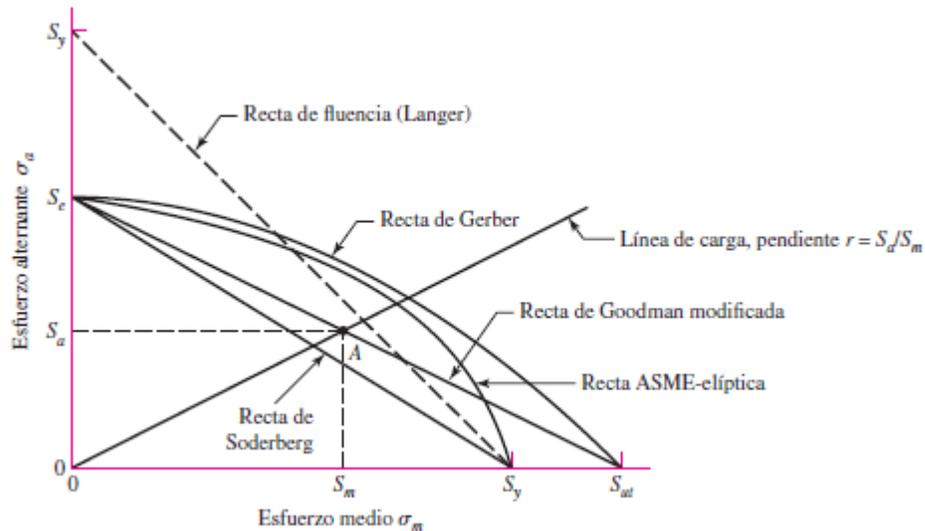


Tabla 2.4: Diagrama de fatiga donde se visualizan las rectas de cada criterio de falla.

Fuente: *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 8va ed, 2008 [18]. Reproducido con autorización de McGraw-Hill Education. www.mheducation.com.*

Se selecciona el criterio de Goodman, dado que como se aprecia en la Figura 2.4 es una recta, lo que facilita el álgebra, además que expone aspectos sutiles de discernimiento en problemas de fatiga. El criterio de falla de Goodman, considerando las componentes medias y alternantes del esfuerzo e introduciendo el factor de seguridad, se escribe como

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n} \quad (2.32)$$

donde  $\sigma_a$  es el esfuerzo alternante,  $\sigma_m$  el esfuerzo medio,  $S_e$  el límite de resistencia a la

fatiga,  $S_{ut}$  la resistencia última a la tracción y  $n$  el factor de seguridad a la fatiga.

#### 2.4.4. Resistencia a la fatiga por torsión bajo esfuerzos fluctuantes

Para cargas en torsión, se utiliza el mismo análisis de fatiga descrito anteriormente, con la salvedad que cambia el valor de las resistencias, tanto a la tracción como de fluencia, por las respectivas resistencias cortantes, las que se encuentran determinadas por las expresiones

$$S_{su} = 0,67 S_{ut} \quad (2.33)$$

$$S_{sy} = 0,577 S_{ut} \quad (2.34)$$

donde  $S_{su}$  es la resistencia última en corte,  $S_{ut}$  la resistencia última a la tracción,  $S_{sy}$  el límite de fluencia en corte y  $S_y$  el límite de fluencia del material.

#### 2.4.5. Combinaciones de modos de carga

Algunos componentes se ven sometidos a combinaciones de cargas de flexión, de torsión y axiales, por lo que para su análisis se establece un esfuerzo combinado de von Mises, que resume toda la combinación de cargas en un único esfuerzo. Si además consideramos carga variable, se puede desglosar este esfuerzo de von Mises en su componente alternante y media, cuyas ecuaciones generales son, respectivamente

$$\sigma'_a = \left( \left[ (K_f)_{flexion} (\sigma_a)_{flexion} + (K_f)_{axial} \frac{(\sigma_a)_{axial}}{0,85} \right]^2 + 3 [(K_{fs})_{torsion} (\tau_a)_{torsion}]^2 \right)^{1/2} \quad (2.35)$$

$$\sigma'_m = \left( \left[ (K_f)_{flexion} (\sigma_m)_{flexion} + (K_f)_{axial} \frac{(\sigma_m)_{axial}}{0,85} \right]^2 + 3 [(K_{fs})_{torsion} (\tau_m)_{torsion}]^2 \right)^{1/2} \quad (2.36)$$

donde  $\sigma'_a$  y  $\sigma'_m$  son los esfuerzos de von Mises alternantes y medios respectivamente,  $\sigma_a$  y  $\sigma_m$  los esfuerzos alternantes y medios respectivamente,  $\tau_a$  y  $\tau_m$  los esfuerzos de corte alternantes y medios respectivamente,  $K_f$  los factores de concentración de esfuerzo de tracción y  $K_{fs}$  los factores de concentración de esfuerzo de corte. Se indica como sub índice de los términos entre paréntesis el tipo de esfuerzo asociado a ese término.

Para el caso de verificación de la fluencia de primer ciclo, se utiliza el esfuerzo máximo de von Mises, que se puede calcular mediante la expresión

$$\sigma'_{max} = [(\sigma_m + \sigma_a)^2 + 3(\tau_m + \tau_a)^2]^{\frac{1}{2}} \quad (2.37)$$

## 2.5. Ejes

### 2.5.1. Esfuerzos en ejes

Los esfuerzos de flexión, torsión y axiales pueden estar presentes tanto en componentes medios (no cambian) como alternantes (cambian). Para el análisis se combinan estos esfuerzos en un esfuerzo generalizado de von Mises, con su respectiva componente media y alternante.

Dado que las cargas axiales en este estudio son despreciables en relación a las cargas de flexión y torsión, se evalúan solo estas dos últimas.

Los esfuerzos de flexión y torsión, específicamente para el caso de una barra cilíndrica, están dados por

$$\sigma_a = K_f \cdot \frac{M_a c}{I} = K_f \cdot \frac{32 M_a}{\pi d^3} \quad (2.38)$$

$$\sigma_m = K_f \cdot \frac{M_m c}{I} = K_f \cdot \frac{32 M_m}{\pi d^3} \quad (2.39)$$

$$\tau_a = K_{fs} \cdot \frac{T_a c}{I} = K_{fs} \cdot \frac{32 T_a}{\pi d^3} \quad (2.40)$$

$$\tau_m = K_{fs} \cdot \frac{T_m c}{I} = K_{fs} \cdot \frac{32 T_m}{\pi d^3} \quad (2.41)$$

donde  $\sigma_m$  y  $\sigma_a$  son los esfuerzos de flexión medio y alternante,  $\tau_m$  y  $\tau_a$  son los esfuerzos de torsión medio y alternante,  $M_m$  y  $M_a$  son momentos flectores medio y alternante,  $T_m$  y  $T_a$  son los pares de torsión medio y alternante y  $K_f$  y  $K_{fs}$  los factores de concentración de esfuerzo por fatiga de flexión y torsión, respectivamente,  $c$  es la distancia desde el eje neutro a la fibra,  $I$  el momento de inercia de sección y  $d$  el diámetro de la sección circular.

Al combinar estos esfuerzos en un esfuerzo generalizado de von Mises, a partir de las ecuaciones (2.35) y (2.36) para el caso de barras macizas de sección circular, se tiene

$$\sigma'_a = (\sigma_a^2 + 3\tau_a^2)^{\frac{1}{2}} = \left[ \left( \frac{32 K_f M_a}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left( \frac{16 K_{fs} T_a}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.42)$$

$$\sigma'_m = (\sigma_m^2 + 3\tau_m^2)^{\frac{1}{2}} = \left[ \left( \frac{32 K_f M_m}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left( \frac{16 K_{fs} T_m}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.43)$$

donde  $\sigma'_a$  y  $\sigma'_m$  son los esfuerzos de von Mises alternantes y medios, respectivamente.

Evaluando estos esfuerzos utilizando una curva de falla por fatiga, basada en el criterio de Goodman modificado, se tiene la expresión de la ecuación (2.32), la que sustituyendo las ecuaciones (2.42) y (2.43) para el caso de ejes con sección circular maciza, se tiene

$$\frac{1}{n} = \frac{16}{\pi d^3} \left( \frac{1}{S_e} [4 (K_f M_a)]^2 + 3 (K_{fs} T_a)^2 \right)^{1/2} + \frac{1}{S_{ut}} [4 (K_f M_m)^2 + 3 (K_{fs} T_m)^2]^{1/2} \quad (2.44)$$

donde  $n$  es el factor de seguridad a la fatiga,  $S_e$  la resistencia a la fatiga del material y  $S_{ut}$  la resistencia última a la tracción del material.

También se puede despejar la ecuación (2.44) para el diámetro, de forma de obtener el diámetro requerido para un determinado factor de seguridad impuesto, con lo que la expresión queda como

$$d = \left( \frac{16 n}{\pi} \left( \frac{1}{S_e} [4 (K_f M_a)]^2 + 3 (K_{fs} T_a)^2 \right)^{1/2} + \frac{1}{S_{ut}} [4 (K_f M_m)^2 + 3 (K_{fs} T_m)^2]^{1/2} \right)^{1/3} \quad (2.45)$$

Dado que el criterio de Goodman modificado no verifica el cálculo de fluencia, por lo que se corrobora la fluencia al primer ciclo de forma independiente mediante el cálculo del esfuerzo máximo de von Mises, enunciado en la ecuación (2.37), el cual reemplazando el caso puntual de eje circular macizo se tiene

$$\sigma'_{max} = \left[ \left( \frac{32 K_f (M_m + M_a)}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left( \frac{16 K_{fs} (T_m + T_a)}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.46)$$

donde  $\sigma'_{max}$  es el esfuerzo máximo de von Mises.

La fluencia al primer ciclo se verifica mediante su comparación con el esfuerzo máximo de von Mises

$$n_y = \frac{S_y}{\sigma'_{max}} \quad (2.47)$$

donde  $n_y$  es el factor de seguridad a la fluencia al primer ciclo y  $S_y$  la resistencia a la fluencia del material.

## 2.5.2. Chavetas

El cálculo de resistencia de las chavetas se contempla por dos mecanismos de falla predominantes: falla por corte puro, en función de la teoría de la energía de distorsión, y falla por aplastamiento de sus caras.

La fuerza en la superficie del eje, la cuál transmite la chaveta, se calcula mediante

$$F = \frac{T}{r} \quad (2.48)$$

donde  $F$  es la fuerza en la superficie del eje,  $T$  el torque o par de torsión transmitido y  $r$  el radio de sección del eje.

En base a la teoría de la energía de distorsión, la resistencia cortante del material se calcula como

$$S_{sy} = 0,577 \cdot S_y \quad (2.49)$$

El factor de seguridad respecto a la falla por cortante puro se calcula despejando de la ecuación

$$\frac{S_{sy}}{n_c} = \frac{F}{tl} \quad (2.50)$$

donde  $n_c$  es el factor de seguridad a la falla cortante,  $t$  el espesor de la cara de contacto de la chaveta y  $l$  su largo total.

Respecto a la resistencia al aplastamiento, el factor de seguridad se despeja de la expresión

$$\frac{S_y}{n_a} = \frac{F}{tl/2} \quad (2.51)$$

donde  $n_a$  es el factor de seguridad a la falla por aplastamiento.

## 2.6. Uniones no permanentes

### 2.6.1. Rigideces

#### Rigidez del sujetador

La rigidez efectiva de un perno se modela como la rigidez de un conjunto de resortes en serie, donde cada resorte corresponde a la zona roscada y sin roscar del vástago del perno. La expresión para cada una de las rigideces de estas zonas son, respectivamente

$$k_t = \frac{A_t E}{l_t} \quad (2.52)$$

$$k_b = \frac{A_d E}{l_d} \quad (2.53)$$

donde se tiene  $k_t$  la rigidez de la parte roscada,  $k_b$  la rigidez la zona sin rosca,  $A_t$  el área de esfuerzo sometida a tensión,  $l_t$  la longitud de la parte roscada de agarre,  $A_d$  el área del diámetro mayor del sujetador,  $l_d$  la longitud de la parte sin rosca del agarre y  $E$  el módulo de elasticidad del material.

Al reemplazar estas rigideces en la ecuación de los resortes en serie, la expresión para la rigidez efectiva total del perno queda como

$$k_b = \frac{A_d A_t E}{A_d l_t + A_t l_d} \quad (2.54)$$

donde  $k_b$  es la rigidez efectiva estimada del perno en la zona de sujeción,

#### Rigidez del elemento

La rigidez del elemento sobre el cual se encuentra montada la unión roscada, se determina al igual que el caso anterior, como un modelo de resortes en serie en compresión. El perfil de presión sobre un elemento en compresión es el determinado como de Rotscher, que se ilustra en la Figura 2.6.

Acorde a la recomendación bibliográfica [18], se establece un ángulo fijo  $\alpha = 30^\circ$  para todos los casos. Luego de un conjunto de operaciones algebraicas, la expresión para la rigidez del elemento queda como

$$k_m = \frac{\pi E d \tan(\alpha)}{2l n \frac{(l \tan(\alpha) + d_w - d)(d_w + d)}{(l \tan(\alpha) + d_w + d)(d_w - d)}} \quad (2.55)$$

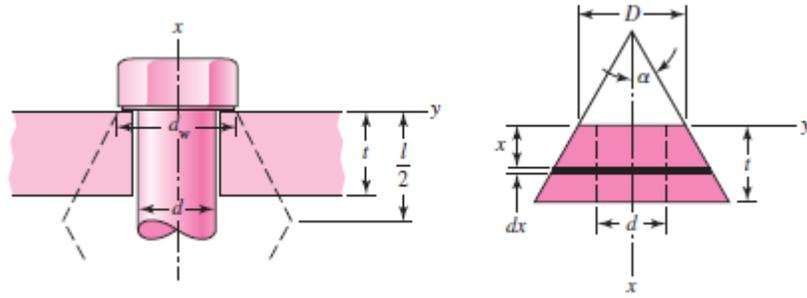


Figura 2.6: Distribución presión de unión roscada en compresión, cono de Rotscher

Fuente: *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 8va ed, 2008 [18]. Reproducido con autorización de McGraw-Hill Education. www.mheducation.com.*

donde  $k_m$  es la rigidez del elemento,  $d$  el diámetro del perno,  $d_w$  el diámetro de la arandela y  $l$  el largo o espesor del elemento.

## 2.6.2. Uniones a tensión

Para las expresiones y ecuaciones respecto a el cálculo de uniones a tensión, se utiliza la siguiente nomenclatura.

$F_i$  = precarga.

$P$  = carga externa de prueba.

$P_b$  = parte de la carga  $P$  tomada por el perno.

$P_m$  = parte de la carga  $P$  tomada por los elementos.

$F_b = P_b + F_i$  = carga resultante en el perno.

$F_m = P_m - F_i$  = carga resultante en los elementos.

$C$  = fracción de la carga externa  $P$  soportada por el perno.

$1 - C$  = fracción de la carga externa  $P$  que soportan los elementos.

A partir de estas definiciones, se tienen las siguientes ecuaciones

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m} \quad (2.56)$$

$$P_b = CP \quad (2.57)$$

$$P_m = (1 - C)P \quad (2.58)$$

donde  $C$  es la constante de rigidez de la unión. La carga resultante tanto en el perno como en los elementos se calcula a partir de las siguientes relaciones, respectivamente.

$$F_b = P_b + F_i = CP + F_i \quad (2.59)$$

$$F_m = P_m - F_i = (1 - C)P - F_i \quad (2.60)$$

### Relación par de torsión y tensión del perno

La ecuación para el cálculo de la torsión requerida para establecer la precarga buscada corresponde a la siguiente

$$T = K F_i d \quad (2.61)$$

donde  $T$  es el par de torsión de apriete,  $K$  el coeficiente de fricción de la unión,  $d$  el diámetro del perno.

El coeficiente de fricción depende de la uniformidad de la superficie, de la precisión y del grado de lubricación, sin embargo, según bibliografía [18], se puede establecer un valor estándar de  $K = 0,2$  sin que importe el tamaño de los pernos o si las roscas son gruesas o finas. Para efectos de este trabajo, se utiliza aquel valor en todos los cálculos que lo consideran.

### Uniones a tensión cargadas con precarga

El esfuerzo de carga del perno se puede calcular con la siguiente ecuación

$$\sigma_b = \frac{CP}{A_t} + \frac{F_i}{A_t} \quad (2.62)$$

donde  $\sigma_b$  es el esfuerzo de tensión sobre el perno y  $A_t$  es el área de esfuerzo de tensión, es decir, el área transversal del vástago del perno.

Análogamente al factor de seguridad, en este caso se tiene el factor de carga, que representa la capacidad del perno de resistir el esfuerzo de tensión descrito. Se calcula mediante la ecuación siguiente

$$n_p = \frac{S_p A_t - F_i}{CP} \quad (2.63)$$

donde  $n_p$  es el factor de carga y  $S_p$  la resistencia de prueba del perno.

Existe también el factor de seguridad contra la separación de la unión, que se calcula como sigue

$$n_{p0} = \frac{F_i}{P(1 - C)} \quad (2.64)$$

Si bien la definición de la precarga de la unión es arbitraria, se puede considerar el caso de la precarga máxima, la que se calcula en base al siguiente criterio

$$F_i = \begin{cases} 0,75F_p & \text{para conexiones no permanentes} \\ 0,9F_p & \text{para conexiones permanentes} \end{cases} \quad (2.65)$$

donde  $F_p$  es la carga de prueba del perno, que se puede obtener de la expresión siguiente

$$F_p = A_t S_p \quad (2.66)$$

La resistencia de prueba es una característica del perno, que depende de su grado, revisar el anexo X para la tabulación correspondiente.

### 2.6.3. Uniones cargadas en cortante

En este caso, los pernos o pasadores resisten cargas cortantes principalmente, para lo cual se verifican los mecanismos de falla expuestos en la Figura 2.7.

En la Figura 2.7, la figura a) representa la configuración de una unión cargada en cortante, luego se tiene una ilustración para cada mecanismo de falla: b) flexión del remache; c) corte del remache; d) tensión en los elementos; e) aplastamiento en los elementos; f) desgarramiento en los elementos por cortante; desgarramiento en los elementos por tensión.

Se describen las ecuaciones para obtener el factor de seguridad para cada mecanismo de falla descrito, para lo que se define la siguiente nomenclatura.

$\sigma$  = esfuerzo de aplastamiento.

$\tau$  = esfuerzo de corte.

$F$  = fuerza o carga de corte externa.

$t$  = espesor o largo de contacto entre el perno o remache y los elementos.

$d$  = diámetro del perno o pasador.

$S_p$  = esfuerzo de prueba perno o remache.

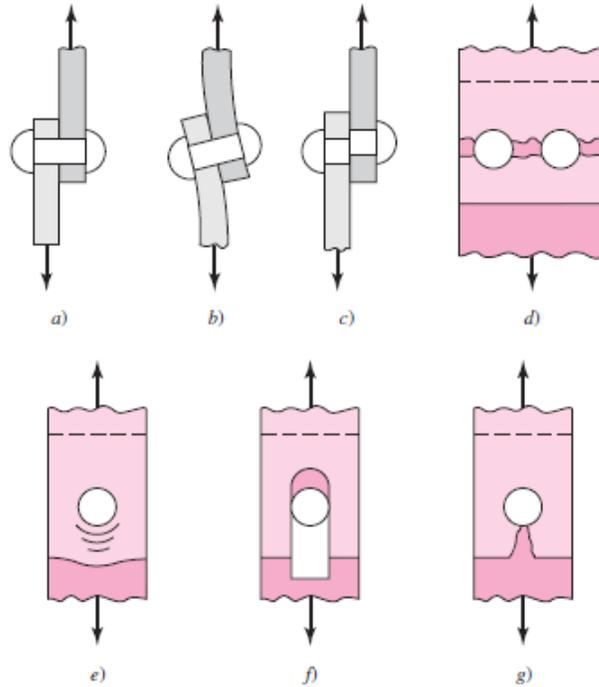


Figura 2.7: Principales mecanismos de falla de unión cargada en cortante.

Fuente: *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 8va ed, 2008 [18]. Reproducido con autorización de McGraw-Hill Education. www.mheducation.com.*

$(S_y)_{elem}$  = esfuerzo de fluencia elemento.

$a$  = distancia al borde del elemento.

### Aplastamiento de los pernos, pernos cargados (con precarga)

$$\sigma = \frac{F}{t d} = \frac{S_p}{n_a} \quad (2.67)$$

Donde  $n_a$  es el factor de seguridad al aplastamiento de los pernos.

### Aplastamiento en los elementos, pernos activos (sin precarga)

$$\sigma = \frac{F}{t d} = \frac{(S_y)_{elem}}{n_e} \quad (2.68)$$

Donde  $n_e$  es el factor de seguridad al aplastamiento de los elementos.

## Cortante del perno, pernos activos (sin precarga)

Si las roscas del perno no se extienden en los planos del esfuerzo cortante:

$$\tau = \frac{F}{\pi d^2/4} = 0,577 \frac{S_p}{n_c} \quad (2.69)$$

Si las roscas del perno se extienden en los planos del esfuerzo cortante:

$$\tau = \frac{F}{A_r} = 0,577 \frac{S_p}{n_c} \quad (2.70)$$

donde  $n_c$  en ambos casos corresponde al factor de seguridad de cortante en el perno.

## Cortante del borde del elemento

$$\tau = \frac{F}{a t} = \frac{0,577 (S_y)_{elem}}{n_{bc}} \quad (2.71)$$

Donde  $n_{bc}$  es el factor de seguridad de cortante del borde del elemento.

## 2.7. Rodamientos y polines

### 2.7.1. Rodamiento de bolas

Se subdivide esta sección en el cálculo estático y dinámico de los rodamientos.

#### Cálculo estático

La carga estática equivalente es una conversión de las cargas reales de operación, para poder contrastarlas con la capacidad de carga estática del rodamiento. Se define como la carga hipotética que causaría en el rodamiento la misma carga máxima en los elementos rodantes que las cargas reales. Se calcula mediante la expresión

$$P_0 = \max(X_0 F_r + Y_0 F_a, F_r) \quad (2.72)$$

donde  $P_0$  es la carga estática equivalente,  $X_0$  el factor de carga estático radial,  $F_r$  la carga radial,  $Y_0$  el factor de carga estático axial y  $F_a$  la carga axial.

La capacidad de carga básica del rodamiento,  $C_0$ , corresponde a la carga estática que genera una deformación plástica en el elemento de rodadura igual a 0,0001 veces el diámetro del mismo.

Para evaluar la resistencia estática de los rodamientos, se compara la capacidad de carga básica con la carga dinámica equivalente, mediante el cálculo del factor de seguridad de carga estática

$$FS = \frac{C_0}{P_0} \quad (2.73)$$

donde  $f_s$  es el factor de seguridad de carga estática,  $C_0$  la capacidad de carga básica y  $P_0$  la carga estática equivalente.

Para validar el factor de seguridad obtenido, se utiliza la Tabla 2.5.

Tabla 2.5: Valores mínimos para el factor de seguridad estático.

*Fuente: NTN Ball and Roller Bearings [11].*

Operating conditions	Lower limit of $f_s$	
	Ball bearings	Roller bearings
Low-noise applications	2.0	3.0
Bearings subjected to vibration and shock loads	1.5	2.0
Standard operating conditions	1.0	1.5

## Cálculo dinámico

Al igual que la carga estática equivalente, existe la carga dinámica equivalente, que se define como la carga bajo la cual la vida útil del rodamiento es de 1 millón de revoluciones.

La vida útil del rodamiento ( $L_{10}$ ) se define en base a un modelo estadístico, y se refiere a la cantidad de ciclos (o horas, dependiendo de la velocidad de rotación) que pueden soportar el 90 % de los rodamientos de una serie de rodamientos iguales bajo las mismas condiciones de operación, sin que exista evidencia de daño por fatiga. La carga a la que ocurre esta situación se denomina carga dinámica básica del rodamiento ( $C$ ), y se indica en los catálogos por el proveedor.

La carga dinámica equivalente radial se calcula mediante la siguiente expresión

$$P_r = \max(X_0 F_r + Y_0 F_a, F_r) \quad (2.74)$$

donde  $P_r$  es la carga dinámica equivalente radial,  $X_0$  el factor de carga estático radial,  $F_r$  la carga radial,  $Y_0$  el factor de carga estático axial y  $F_a$  la carga axial.

Para obtener la vida útil del rodamiento, primero se requiere del cálculo de los factores de velocidad y vida.

El factor de velocidad ( $f_n$ ) se obtiene de la Figura 2.8 con respecto a la velocidad de rotación,  $n$  [ $\text{min}^{-1}$ ]. El factor de vida ( $f_h$ ) se obtiene a partir de la ecuación

$$f_h = f_n \frac{C}{P_r} \quad (2.75)$$

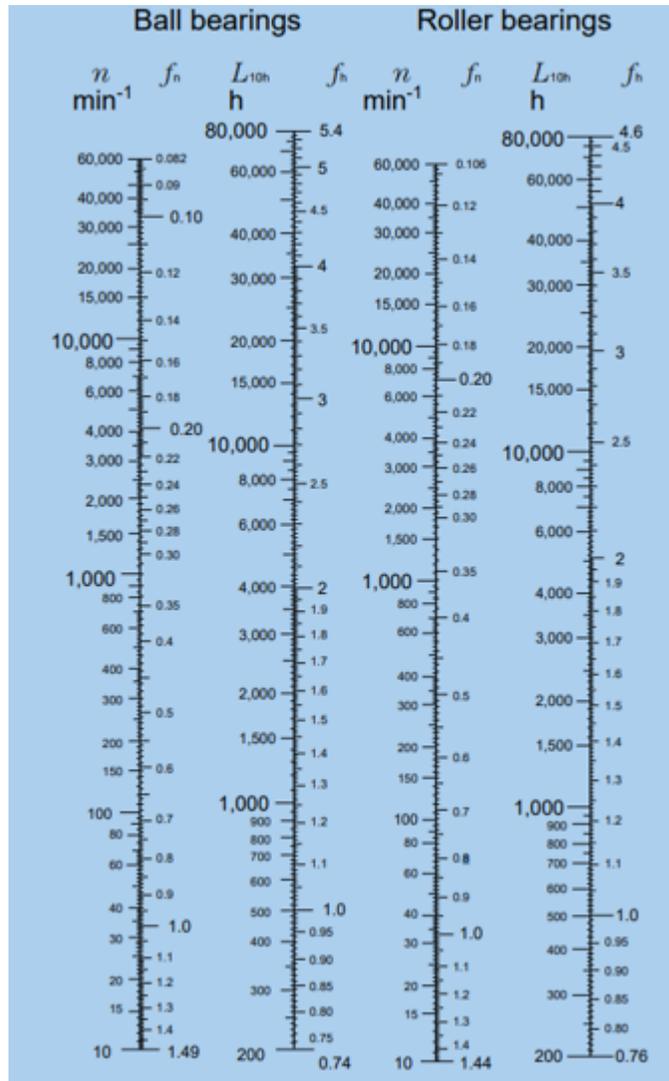


Figura 2.8: Escala vida rodamientos.

*Fuente: NTN Ball and Roller Bearings [11].*

Mediante la misma Figura 2.8, con el valor de  $f_h$  se obtiene el valor para la vida útil en horas ( $L_{10h}$ ). Otro método es calcularlo directamente de la ecuación

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 n} \left( \frac{C}{P_r} \right)^3 = 500 f_h^3 \quad (2.76)$$

La vida útil, expresada en términos de revoluciones, se calcula mediante la fórmula

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P_r}\right)^3 \cdot 10^6 \quad (2.77)$$

### 2.7.2. Polines (seguidor de rodillos)

Los polines, son rodamientos de agujas de alta carga, diseñados de forma de resistir cargas por la cara externa del rodamiento. En función de esto, los cálculos asociados son similares al caso anterior, por lo que también se hace la distinción entre el cálculo estático y el dinámico.

Service classification	Machine application and requisite life (reference) $L_{10h}$ $\times 10^3$ h				
	~4	4~12	12~30	30~60	60~
Machines used for short periods or used only occasionally	<ul style="list-style-type: none"> <li>Household appliances</li> <li>Electric hand tools</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Farm machinery</li> <li>Office equipment</li> </ul>			
Short period or intermittent use, but with high reliability requirements	<ul style="list-style-type: none"> <li>Medical appliances</li> <li>Measuring instruments</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Home air-conditioning motor</li> <li>Construction equipment</li> <li>Elevators</li> <li>Cranes</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Crane (sheaves)</li> </ul>		
Machines not in constant use, but used for long periods	<ul style="list-style-type: none"> <li>Automobiles</li> <li>Two-wheeled vehicles</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Small motors</li> <li>Buses/trucks</li> <li>General gear drives</li> <li>Woodworking machines</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Machine spindles</li> <li>Industrial motors</li> <li>Crushers</li> <li>Vibrating screens</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Main gear drives</li> <li>Rubber/plastic</li> <li>Calender rolls</li> <li>Printing machines</li> </ul>	
Machines in constant use over 8 hours a day		<ul style="list-style-type: none"> <li>Rolling mills</li> <li>Escalators</li> <li>Conveyors</li> <li>Centrifuges</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Railway vehicle axles</li> <li>Air conditioners</li> <li>Large motors</li> <li>Compressor pumps</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Locomotive axles</li> <li>Traction motors</li> <li>Mine hoists</li> <li>Pressed flywheels</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Papermaking machines</li> <li>Propulsion equipment for marine vessels</li> </ul>
24 hour continuous operation, non-interruptable					<ul style="list-style-type: none"> <li>Water supply equipment</li> <li>Mine drain pumps/ventilators</li> <li>Power generating equipment</li> </ul>

Figura 2.9: Referencia vida requerida según tipo de aplicación.

Fuente: NTN Ball and Roller Bearings [11].

### Cálculo estático

A diferencia del caso anterior, la falla estática más crítica en este tipo de rodamientos no se encuentra asociada a la deformación plástica de los elementos de rodadura, sino a una deformación plástica en la superficie exterior del rodamiento, basada en la teoría de contacto cilíndrico de Hertz. En función de esto, se define la carga máxima admisible ( $F_{max}$ ), como la carga máxima permisible en función de la resistencia del anillo exterior [13].

El factor de seguridad estático se calcula mediante la siguiente ecuación

$$n_e = \frac{F_{max}}{P_r} \quad (2.78)$$

donde  $n_e$  es el factor de seguridad estático,  $F_{max}$  la carga máxima admisible y  $P_r$  la carga radial real.

La recomendación para el factor de seguridad estático de este tipo de elementos es la misma que para el caso anterior, resumida en la Figura 2.5.

### Cálculo dinámico

Similar al caso anterior, la vida nominal en ciclos, con una confiabilidad del 90 % se calcula mediante la ecuación

$$L_{10} = \left( \frac{f_t C}{f_w P_c} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot 10^6 \quad (2.79)$$

donde  $L_{10}$  es la vida nominal en ciclos,  $f_t$  el factor de temperatura,  $C$  la capacidad de carga dinámica básica,  $f_w$  el factor de carga y  $P_c$  la carga radial externa.

El factor de temperatura se obtiene del gráfico de la Figura 2.10, mientras que el factor de carga de la Tabla 2.6.

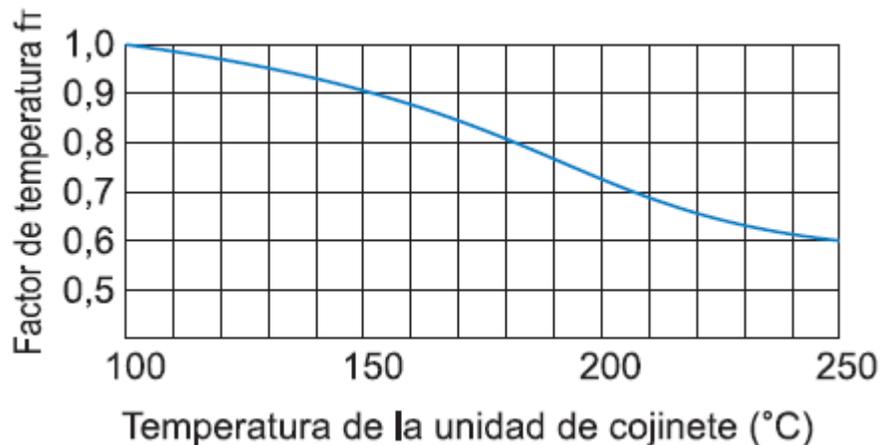


Figura 2.10: Gráfico factor de temperatura vs temperatura de la unidad.

*Fuente: THK Catálogo general Seguidores de Rodillos [15].*

## 2.8. Engranajes rectos

En esta sección se presentan las principales ecuaciones y conceptos utilizados para el cálculo de los sistemas de engranajes rectos del diseño expuesto, se basan tanto en el libro "Diseño en ingeniería mecánica de Shigley"[18], como en la norma AGMA 2001 D04: "Fundamental Rating Factors and Calculation Methods of Involute Spur and Helical Gear Teeth"[12].

Tabla 2.6: Factor de carga según condición de servicio.

*Fuente: THK Catálogo general Seguidores de Rodillos [15].*

Condición de servicio	$f_w$
Movimiento uniforme sin impacto	1 a 1,2
Movimiento normal	1,2 a 1,5
Movimiento con impacto severo	1,5 a 3

Según la metodología AGMA, son dos los principales mecanismos de falla asociados a engranes rectos; por un lado la falla por flexión en los dientes, y por otro la falla en la superficie por esfuerzos de contacto, la que también se denomina falla por picadura o desgaste. Cada uno de estos mecanismos de falla se tratan por separado.

### 2.8.1. Flexión

#### Ecuación del esfuerzo de flexión

La ecuación fundamental para el cálculo del esfuerzo de flexión en los dientes es

$$\sigma = W^t K_o K_v K_s \frac{P_d}{F} \frac{K_m K_B}{J} \quad (2.80)$$

donde

$\sigma$  = esfuerzo de flexión en el diente

$W^t$  = carga tangencial transmitida

$K_o$  = factor de sobrecarga

$K_v$  = factor dinámico

$K_s$  = factor de tamaño

$P_d$  = paso diametral transversal

$F$  = F ancho de la cara del diente

$K_m$  = factor de distribución de carga

$K_B$  = factor espesor del aro

$J$  = factor geométrico de resistencia a la flexión

Por su parte, el paso diametral se calcula mediante la ecuación

$$P_d = \frac{N_P}{d_P} \quad (2.81)$$

donde  $P_d$  es el paso diametral,  $N_P$  el número de dientes del piñón y  $d_P$  el diámetro de paso.

El procedimiento para calcular los distintos factores presentes en la ecuación (2.80) se detalla en la sección de factores.

### **Ecuación de resistencia a la flexión**

El límite de durabilidad en flexión de engranes rectos viene determinado por la expresión

$$\sigma_{perm} = \frac{S_t}{S_F} \frac{Y_N}{K_T K_R} \quad (2.82)$$

a partir de lo cual se puede derivar la ecuación para el factor de seguridad a la flexión del diente como

$$S_F = \frac{S_t Y_N}{(K_T K_R) \sigma} \quad (2.83)$$

donde

$\sigma_{perm}$  = esfuerzo de flexión permisible para el engrane

$S_t$  = resistencia de flexión según material

$S_F$  = factor de seguridad a la flexión del engrane

$Y_N$  = factor de ciclos de esfuerzo del esfuerzo de flexión

$K_T$  = factor de temperatura

$K_R$  = factor de confiabilidad

Nuevamente, el procedimiento para la obtención de los factores de la ecuación (2.82) se resume en la sección de factores.

## 2.8.2. Contacto

### Ecuación del esfuerzo de contacto

La ecuación fundamental para el cálculo del esfuerzo de contacto corresponde a

$$\sigma_c = C_P \left( W^t K_o K_v K_s \frac{K_m}{d_P F} \frac{C_f}{I} \right)^{1/2} \quad (2.84)$$

donde

$\sigma_c$  = esfuerzo de contacto

$C_P$  = Coeficiente elástico

$W^t$  = carga tangencial transmitida

$K_o$  = factor de sobrecarga

$K_v$  = factor dinámico

$K_s$  = factor de tamaño

$K_m$  = factor de distribución de carga

$C_f$  = factor de condición superficial

$d_P$  = diámetro de paso del piñón

$F$  = ancho de la cara del diente

$I$  = factor geométrico de resistencia a la picadura

El método de cálculo de obtención de los factores de la ecuación (2.84) se resume en la sección de factores.

### Ecuación de resistencia al contacto

Similar al caso anterior, el límite de durabilidad de desgaste de engranes rectos viene dado por la ecuación

$$\sigma_{c,perm} = \frac{S_c Z_N C_H}{S_H K_T K_R} \quad (2.85)$$

despejando el factor de seguridad al desgaste, se tiene

$$S_H = \frac{S_c Z_N C_H}{K_T K_R \sigma_c} \quad (2.86)$$

donde

$\sigma_{c,perm}$  = esfuerzo de contacto permisible

$S_c$  = resistencia de contacto según material

$Z_N$  = factor de vida de ciclos de esfuerzo

$C_H$  = factor de relación de durezas

$S_H$  = factor de seguridad al desgaste

$K_T$  = factor de temperatura

$K_R$  = factor de confiabilidad

Los factores presentes en la ecuación (2.85) se calculan en base a la metodología expuesta en la sección de factores.

Para decidir si la flexión o el desgaste representan una mayor amenaza para aplicación, se compara  $S_F$  con  $S_H^2$ .

### 2.8.3. Interferencia engranajes

El fenómeno de interferencia en engranajes se da cuando antes de que termine el contacto de un par de dientes, entran en contacto el siguiente par de dientes. Este fenómeno no es deseable en el diseño de sistemas de engranajes.

Para evitar la interferencia en sistemas con una corona de mayor cantidad de dientes que el piñón, se debe cumplir que el número de dientes del piñón debe ser igual o superior al definido por la ecuación

$$N_P = \frac{2k}{(1+2m)\text{sen}^2(\phi)} \left( m + \sqrt{m^2 + (1+2m)\text{sen}^2(\phi)} \right) \quad (2.87)$$

donde  $N_P$  es el número de dientes mínimo del piñón para evitar la interferencia,  $k$  una constante igual a 1 en el caso de dientes de profundidad completa e igual a 0,8 en el caso de dientes cortos,  $m$  el módulo del sistema de engranes y  $\phi$  el ángulo de presión.

Por otro lado, el mayor número de dientes de la corona, permisible sin interferencia para un piñón especificado viene dado por la ecuación

$$N_G = \frac{N_P^2 \operatorname{sen}^2(\phi) - 4k^2}{4k - 2N_P \operatorname{sen}^2(\phi)} \quad (2.88)$$

donde  $N_G$  es el número de dientes máximo de la corona sin interferencia dado el número de dientes del piñón ( $N_P$ ).

#### 2.8.4. Factores

Se resume la metodología de obtención de los factores involucrados en las ecuaciones (2.80), (2.84), (2.82) y (2.85) para engranes rectos.

##### Factor de sobrecarga $K_o$

Se obtiene a partir de la Tabla 2.7 según las condiciones de la fuente de potencia y la máquina.

Tabla 2.7: Factor de sobrecarga.

*Fuente: Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 8va ed, 2008 [18]. Reproducido con autorización de McGraw-Hill Education. www.mheducation.com.*

Máquina impulsada			
Fuente de potencia	Uniforme	Impacto moderado	Impacto pesado
Uniforme	1.00	1.25	1.75
Impacto ligero	1.25	1.50	2.00
Impacto medio	1.50	1.75	2.25

##### Factor dinámico $K_v$

Se obtiene en función de los números de control de calidad ( $Q_v$ ) y la velocidad tangencial de giro ( $V$ ) de los engranes, la cual se puede calcular con la ecuación sencilla

$$V = \frac{\omega d}{2} \quad (2.89)$$

donde  $V$  es la velocidad tangencial,  $\omega$  la velocidad angular y  $d$  el diámetro del engrane.

El factor dinámico se calcula mediante la ecuación

$$K_v = \left( \frac{A + \sqrt{200V}}{A} \right)^B \quad (2.90)$$

donde las constantes  $A$  y  $B$  se calculan como

$$A = 50 + 56(1 - B) \quad (2.91)$$

$$B = 0,25(12 - Q_v)^{2/3} \quad (2.92)$$

### Factor de tamaño $K_s$

EL factor de tamaño depende de una serie de características geométricas del engrane, y existe una relación matemática para calcularlo. Sin embargo, este factor se puede considerar como el factor geométrico de Lewis que se encuentra incorporado en el factor de Marín de tamaño en la teoría de fatiga, por lo que se establece simplemente  $K_s = 1$ .

### Factor de distribución de carga $K_m$

Este factor se calcula mediante la expresión

$$K_m = 1 + C_{mc}(C_{pf}C_{pm} + C_{ma}C_e) \quad (2.93)$$

Los coeficientes de la ecuación (2.93) se obtienen a partir de las ecuaciones

$$C_{mc} = \begin{cases} 1 & \text{dientes sin coronar} \\ 0,8 & \text{dientes coronados} \end{cases} \quad (2.94)$$

$$C_{pf} = \begin{cases} \frac{F}{10d} - 0,025 & F \leq 1 \text{ pulg} \\ \frac{F}{10d} - 0,0375 + 0,0125F & 1 < F \leq 17 \text{ pulg} \\ \frac{F}{10d} - 0,1109 + 0,0207F - 0,000228F^2 & 17 < F \leq 40 \text{ pulg} \end{cases} \quad (2.95)$$

Si  $\frac{F}{10d} \leq 0,05$ , se utiliza entonces  $\frac{F}{10d} = 0,05$ .

$$C_{pm} = \begin{cases} 1 & \text{para piñón montado separado con } S_1/S < 0,175 \\ 1,1 & \text{para piñón montado separado con } S_1/S \geq 0,175 \end{cases} \quad (2.96)$$

$$C_{ma} = A + B F + C F^2 \quad (2.97)$$

$$C_e = \begin{cases} 0,8 & \text{para engranes ajustados durante el ensamble} \\ 1 & \text{para cualquier otro caso} \end{cases} \quad (2.98)$$

Para determinar  $S_1$  y  $S$  en la ecuación (2.96) ver la Figura 2.11.

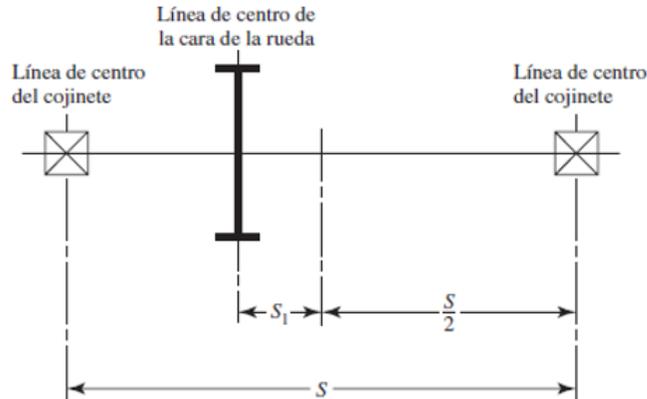


Figura 2.11: Configuración montaje engrane para factor  $C_{pm}$ .

Fuente: *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 8va ed, 2008 [18]. Reproducido con autorización de McGraw-Hill Education. www.mheducation.com.*

Para determinar las constantes  $A$ ,  $B$  y  $C$  de la ecuación (2.97) ver la Tabla (2.8).

Tabla 2.8: Constantes empíricas para la ecuación (2.97) con el ancho de la cara  $F$  en pulgadas.

Fuente: *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 8va ed, 2008 [18]. Reproducido con autorización de McGraw-Hill Education. www.mheducation.com.*

Condición	A	B	C
Engranajes abiertos	0.247	0.0167	$-0.765(10^{-4})$
Unidades comerciales, cerradas	0.127	0.0158	$-0.930(10^{-4})$
Unidades de precisión, cerradas	0.0675	0.0128	$-0.926(10^{-4})$
Unidades de precisión extrema, cerradas	0.00360	0.0102	$-0.822(10^{-4})$

### Factor espesor de aro $K_B$

Se define primero la relación de apoyo ( $m_B$ ) como

$$m_B = \frac{t_R}{h_t} \quad (2.99)$$

donde  $m_B$  es la relación de apoyo,  $h_t$  la profundidad total del diente y  $t_R$  el espesor de aro debajo del diente.

El factor espesor de aro se define como

$$K_B = \begin{cases} 1,6 \ln \left( \frac{2,242}{m_B} \right) & m_B < 1,2 \\ 1 & m_B \geq 1,2 \end{cases} \quad (2.100)$$

Esta misma información se puede ver gráficamente en la Figura 2.12.

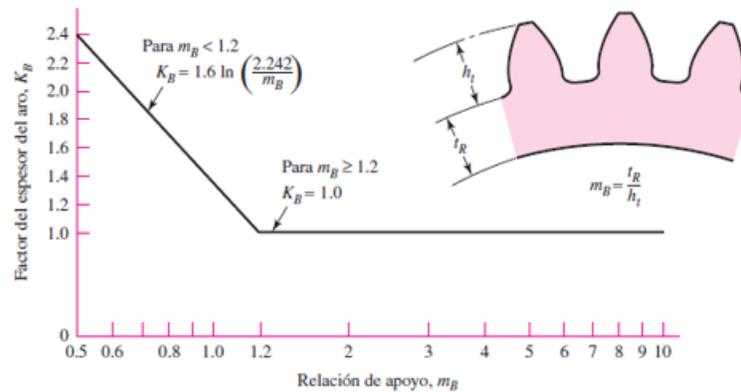


Figura 2.12: Gráfico factor de espesor de aro vs relación de apoyo.

Fuente: *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 8va ed, 2008 [18]. Reproducido con autorización de McGraw-Hill Education. www.mheducation.com.*

### Factor geométrico para flexión $J$

Este factor depende del número de dientes de cada engrane del acoplamiento, y se obtiene gráficamente a partir de la Figura 2.13.

### Factor geométrico resistencia superficial $I$

Se obtiene mediante la expresión

$$I = \begin{cases} \frac{\cos(\phi) \operatorname{sen}(\phi) m_G}{2 m_N (m_G + 1)} & \text{engranes externos} \\ \frac{\cos(\phi) \operatorname{sen}(\phi) m_G}{2 m_N (m_G - 1)} & \text{engranes internos} \end{cases} \quad (2.101)$$

donde  $I$  es el factor geométrico de resistencia superficial,  $\phi$  el ángulo de presión transversal,  $m_G$  la relación de velocidades y  $m_N$  la relación de repartición de carga. Se tiene que  $m_N = 1$  para engranes rectos y el valor de  $m_G$  puede obtenerse de la ecuación

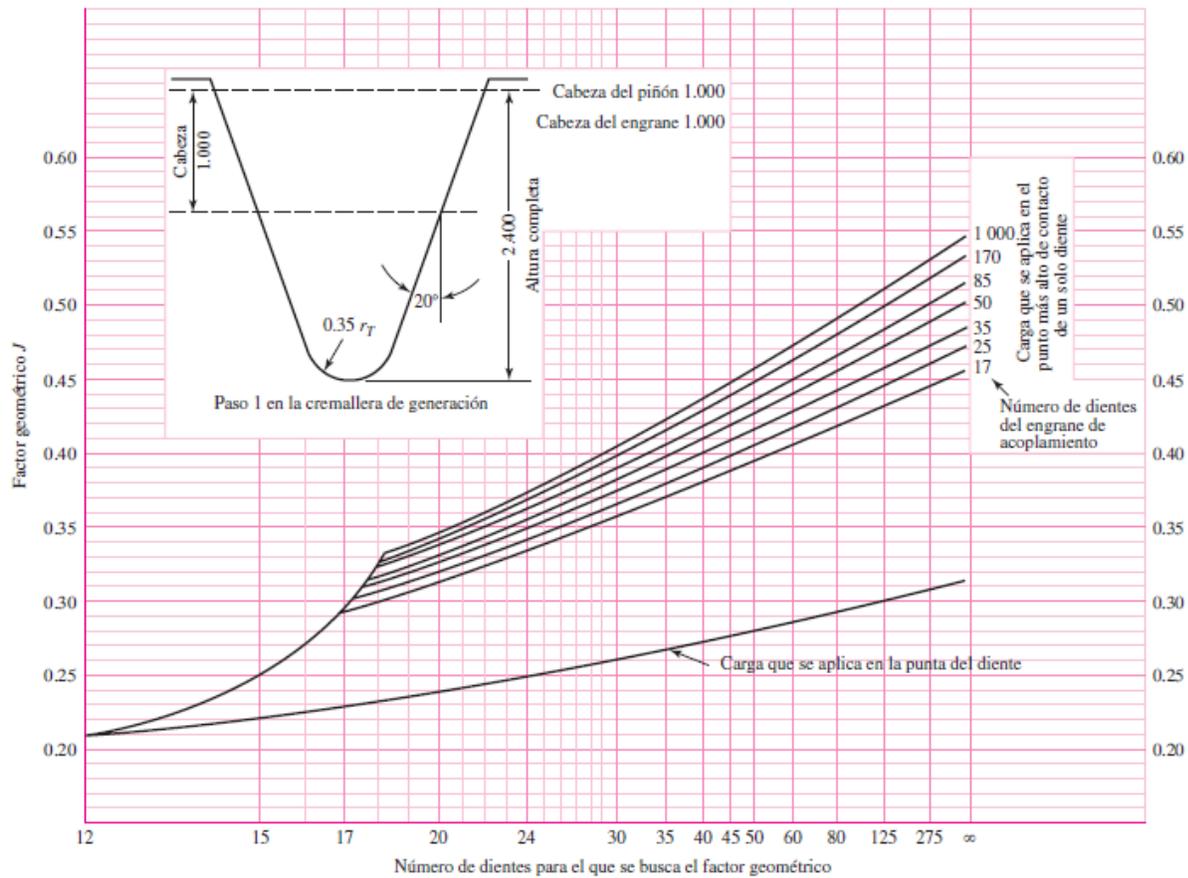


Figura 2.13: Gráfico del factor geométrico para flexión.

Fuente: *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 8va ed, 2008 [18]. Reproducido con autorización de McGraw-Hill Education. www.mheducation.com.*

$$m_G = \frac{N_G}{N_P} = \frac{d_G}{d_P} \quad (2.102)$$

donde  $N_G$  y  $N_P$  corresponden a las velocidades de rotación de la corona y el piñón, respectivamente, mientras que  $d_G$  y  $d_P$  sus diámetros, respectivamente.

### Factor de ciclos de esfuerzos a la flexión $Y_N$

Depende de la cantidad de ciclos de carga que se consideren y del tipo de material principalmente, y se obtiene ya sea mediante las ecuaciones o la gráfica de la Figura 2.14.

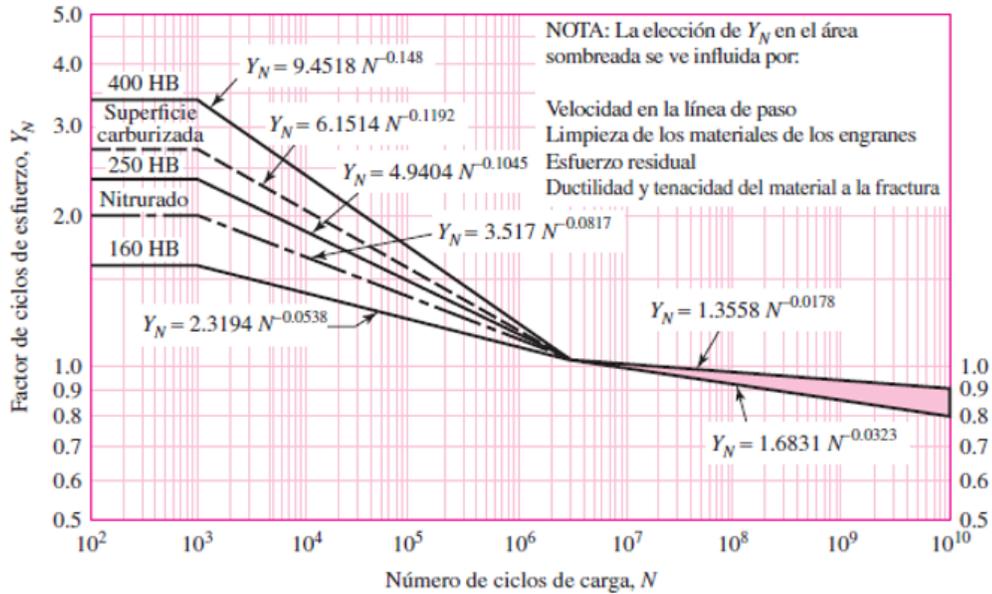


Figura 2.14: Gráfico factor de ciclos de esfuerzo a flexión vs cantidad de ciclos.

Fuente: *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 8va ed, 2008 [18].* Reproducido con autorización de McGraw-Hill Education. [www.mheducation.com](http://www.mheducation.com).

### Factor de ciclos de esfuerzos al contacto $Z_N$

Similar al caso anterior, el factor de ciclos de esfuerzo al contacto se puede obtener a partir de las ecuaciones o gráfico de la Figura 2.15.

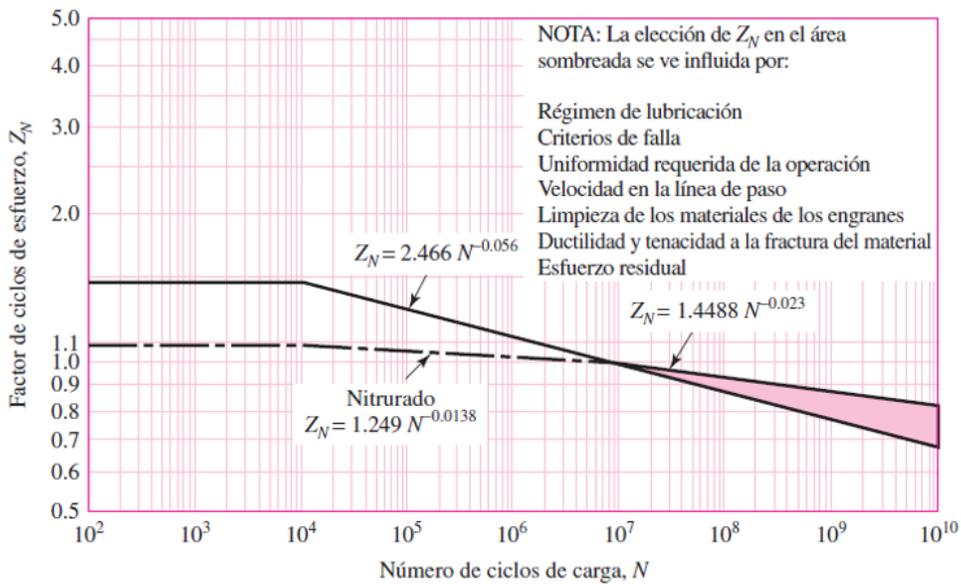


Figura 2.15: Gráfico factor de ciclos de esfuerzo a desgaste vs cantidad de ciclos.

Fuente: *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 8va ed, 2008 [18].* Reproducido con autorización de McGraw-Hill Education. [www.mheducation.com](http://www.mheducation.com).

### Factor de confiabilidad $K_R$

El factor de confiabilidad se puede obtener en función de la confiabilidad  $R$  deseada, mediante la ecuación

$$K_R = \begin{cases} 0,658 - 0,0759(1 - R) & 0,5 < R < 0,99 \\ 0,5 - 0,109 \ln(1 - R) & 0,99 \leq R \leq 0,9999 \end{cases} \quad (2.103)$$

### Coefficiente elástico $C_P$

Se obtiene mediante la siguiente expresión

$$C_P = \left[ \frac{1}{\pi \left( \frac{1-\nu_P^2}{E_P} + \frac{1-\nu_G^2}{E_G} \right)} \right]^{1/2} \quad (2.104)$$

donde  $C_P$  es el coeficiente elástico,  $\nu_P$  y  $\nu_G$  los coeficientes de Poisson del piñón y de la corona y  $E_P$  y  $E_G$  los módulos de elasticidad del piñón y la corona, respectivamente.

### Factor relación de dureza $C_H$

Este factor se emplea sólo para la corona del sistema de engranajes, y se calcula mediante la ecuación

$$C_H = 1 + A'(m_G - 1) \quad (2.105)$$

donde  $C_H$  es el factor de relación de dureza,  $m_G$  es la relación de velocidad del piñón y la corona (ver ecuación (2.102)), y  $A'$  una constante que se obtiene a partir de la expresión

$$A' = \begin{cases} 0 & \left( \frac{H_{BP}}{H_{BG}} \right) < 1,2 \\ 8,98 \cdot 10^{-3} \cdot \left( \frac{H_{BP}}{H_{BG}} \right) - 8,29 \cdot 10^{-3} & 1,2 \leq \left( \frac{H_{BP}}{H_{BG}} \right) \leq 1,7 \\ 0,00698 & \left( \frac{H_{BP}}{H_{BG}} \right) > 1,7 \end{cases} \quad (2.106)$$

donde  $H_{BP}$  y  $H_{GP}$  son las durezas superficiales en la escala Brinell para el piñón y la corona, respectivamente.

Otro método es calcular la relación de durezas  $\frac{H_{BP}}{H_{BG}}$  y encontrar el factor gráficamente a partir de la Figura 2.16.

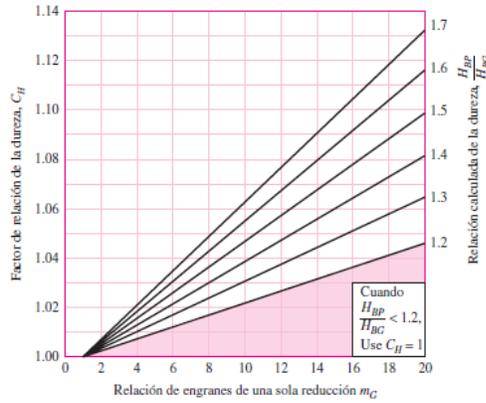


Figura 2.16: Gráfico factor de relación de durezas en función de relación de velocidades.

Fuente: *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 8va ed, 2008 [18]. Reproducido con autorización de McGraw-Hill Education. www.mheducation.com.*

### 2.8.5. Esfuerzos admisibles según material

Para aceros, los esfuerzos admisibles dependen del grado del acero, del tipo de endurecimiento y de la dureza del material. Existen diversos gráficos y fórmulas de la resistencia a la fatiga vs la dureza de cada tipo de acero, sin embargo, en esta sección se presentan solo las contempladas para el presente trabajo.

#### Resistencia flexión material $S_t$

Para aceros completamente endurecidos de grado 2 se tiene la ecuación

$$S_t = 0,703 H_B + 113 \quad [MPa] \quad (2.107)$$

donde  $S_t$  es la resistencia a la flexión del material y  $H_B$  es la dureza en escala Brinell del mismo.

#### Resistencia contacto material $S_c$

Para aceros completamente endurecidos de grado 2, a  $10^7$  ciclos y con una confiabilidad de 0,99 se tiene la ecuación

$$S_c = 2,41 H_B + 237 \quad [MPa] \quad (2.108)$$

donde  $S_t$  es la resistencia al desgaste del material y  $H_B$  es la dureza en escala Brinell del mismo.

## 2.9. Coeficiente de roce por rodadura

Se evalúan dos métodos distintos para el cálculo del coeficiente de roce por rodadura.

La resistencia a la rodadura se puede calcular a partir de la expresión

$$F_{rr} = C_{rr} N \quad (2.109)$$

donde  $F_{rr}$  es la fuerza de roce por rodadura,  $C_{rr}$  el coeficiente de roce por rodadura y  $N$  la fuerza normal a la superficie de contacto.

Un coeficiente alternativo a  $C_{rr}$  es el coeficiente de fricción a la rodadura con dimensión de distancia, que se obtiene a partir de la siguiente expresión

$$F = \frac{N b}{r} \quad (2.110)$$

donde  $F$  es la fuerza de fricción por rodadura,  $N$  la fuerza normal,  $b$  el coeficiente de fricción a la rodadura con dimensión de distancia y  $r$  el radio de la rueda o elemento rodante.

El coeficiente de roce por rodadura,  $C_{rr}$  depende de varios factores, incluyéndolos materiales y calidad de las superficies en contacto, la carga a la que se someten las superficies y el diámetro de la rueda o elemento rodante.

Se proponen 3 métodos distintos para su obtención:

### Tablas de valores estándar

Mediante tablas con valores estándares según materiales de las superficies en contacto, en particular, para ruedas de acero sobre rieles de acero, se tiene  $C_{rr}$  entre 0,001 a 0,0024 y  $b$  de 0,5 mm.

### Fórmula para ruedas y rieles de hierro fundido

Una fórmula experimental, basada en un estudio sobre ruedas de carros de minería, viene dada por

$$C_{rr} = 0,0048 \left( \frac{18}{D} \right)^{1/2} \left( \frac{100}{W} \right)^{1/4} \quad (2.111)$$

donde  $D$  es el diámetro de la rueda en pulgadas y  $W$  es la carga sobre la rueda en lbf.

## Fórmula basada en paper Rolling Friction [17]

En este paper, se evalúan ensayos experimentales de resistencia a la rodadura en ruedas de hierro fundido de carros mineros y rieles de acero.

Se tiene que el coeficiente de fricción a la rodadura se determina mediante

$$C_{rr} = \frac{k}{D^n} \quad (2.112)$$

donde  $C_{rr}$  es el coeficiente de fricción a la rodadura,  $D$  el diámetro de la rueda en pulgadas,  $k$  y  $n$  constantes por determinar, donde  $k$  depende en mayor medida del valor de la carga  $W$  sobre la rueda, mientras que  $n$  es casi constante.

Algunos valores para las constantes según la carga se expresan en la Tabla 2.9, obtenida a partir de información del paper [17].

Tabla 2.9: Tabla con valores para las constantes  $k$  y  $n$  según la carga en libras.

*Fuente: Elaboración propia, a partir de datos del paper Rolling Friction II [17].*

Constantes experimentales $k$ y $n$ para carga $W$		
Carga $W$ [lb]	Constante $k$ [-]	Constante $n$ [-]
125	0,014	0,38
250	0,012	0,39
500	0,01	0,37
1000	0,015	0,61
2000	0,016	0,66
Promedio	0,0134	0,48

# Capítulo 3

## Diseño conceptual

Para el diseño funcional de la herramienta en cuestión, se sigue una metodología de diseño descriptiva con un modelo lineal del proceso de diseño de carácter iterativo. El modelo se puede resumir en una primera etapa de identificación de la necesidad, ya tratada en los capítulos anteriores, seguida de 3 etapas de diseño: diseño conceptual, diseño de configuración y diseño de detalle, las que son abordadas en los siguientes 3 capítulos del informe.

Es así como en este capítulo se busca describir, bajo un nivel abstracto, el problema a resolver, los desafíos que impone, los atributos que se requieren en el producto, y las funciones específicas que debe cumplir.

### 3.1. Funcionalidad de operación

Para asistir con los procedimientos de cambio completo del eje trasero, así como el del diferencial trasero, se requiere que la herramienta sea capaz de realizar la siguiente maniobra con el componente.

Se deben cumplir todas las etapas previas al uso de la plataforma montada sobre neumáticos del procedimiento descrito en el capítulo 1, luego se introduce la herramienta (aditamento montado sobre mesa de levante) debajo del equipo, por el costado lateral del mismo en la zona donde se ubica el eje trasero.

Se eleva la mesa de levante, de forma que el aditamento enganche y sostenga al componente de forma segura. Se liberan los pernos sueltos que mantenían al eje trasero adherido al bastidor del equipo, de forma que este se apoye en la herramienta completamente.

Mediante el mecanismo de levante de la mesa, desciende verticalmente la herramienta con el componente cargado hasta la posición de mayor contracción de la misma.

Se traslada mediante movimiento en reversa la herramienta con el componente cargado por debajo del equipo, de forma de salir de la zona debajo del mismo. Se lleva el componente

a una zona limpia y segura. A partir de este punto, dependiendo del cambio de componente requerido, el procedimiento específico cambia según cada caso.

En el caso de cambio de eje completo, se retira el componente de la herramienta mediante dispositivos de izaje adecuados, ya sea puente grúa, grúa horquilla o similar y se deposita en zona de almacenaje para envío a reparación. Luego, mediante dispositivo de izaje adecuado, se introduce de forma superior un nuevo componente en la herramienta, para ser instalado en el equipo, siguiendo el mismo procedimiento descrito, pero de forma inversa.

En el caso de cambio del conjunto de diferencial trasero, en primera instancia, en la posición de operación del componente fija, se debe retirar el conjunto de soporte oscilante delantero, de forma que en la parte delantera del componente sea visible el muñón delantero.

Posteriormente, la herramienta debe fijar el componente en modalidad de giro, es decir, cerrar y fijar las abrazaderas para luego energizar el motor y retirar los pasadores de bloqueo de giro. Luego, debe girar el eje oscilante completo en  $90^\circ$  lenta y controladamente, respecto al eje de simetría de los mandos finales, de forma que el muñón delantero quede de forma vertical. Una vez en esta posición, mantenerla de forma estable mientras se realiza el cambio de diferencial por parte de los mantenedores. Este proceso se realiza acorde al procedimiento ya establecido, mediante una extracción vertical del conjunto utilizando un puente grúa con capacidad de 5 toneladas, y sus respectivas herramientas anexas.

Una vez retirado el conjunto defectuoso, trasladarlo a zona de almacenaje para ser enviado a reparación a la brevedad. Mediante el mismo puente grúa, instalar según procedimiento establecido un nuevo conjunto de diferencial y corona en el eje fijo montado en la herramienta. Una vez finalizado, girar el eje en  $90^\circ$  respecto a la misma referencia anterior, pero en sentido contrario, de modo que el soporte oscilante delantero quede en posición frontal (posición de operación).

Volver a introducir el componente por debajo del equipo, mediante la herramienta, siguiendo el mismo procedimiento descrito inicialmente, pero en sentido contrario.

## 3.2. Definición del problema

En relación a la descripción de los procedimientos asociados al cambio de diferencial trasero o eje trasero completo descritos en el capítulo 1, en términos de seguridad estos implican que los mantenedores deban realizar numerosas acciones en contacto directo con el componente mientras este es manipulado como carga suspendida, lo que trae consigo riesgos asociados tales como atrapamiento, sobreesfuerzos, golpes, carga suspendida, entre otros.

Por otro lado, en términos operacionales, se requiere de una considerable variedad de equipos y herramientas para realizar las maniobras, incluyendo equipos fijos de poca maniobrabilidad, tales como puentes grúa de capacidades de 5 y 30 toneladas, lo que dificulta el traslado y manipulación del componente. Además, para el procedimiento de cambio de solo el conjunto del diferencial trasero, se debe desmontar el conjunto de mandos finales, frenos de servicio y el soporte oscilante trasero, lo que implica trabajo adicional para los mantenedores,

y se hace más extenso y costoso el proceso de cambio.

### 3.3. Atributos de la solución

Respecto a la problemática descrita anteriormente, se debe definir un listado de atributos que debe satisfacer el producto, de forma que no solo cumpla con la funcionalidad específica para la cual se diseña, sino que también sea utilizable bajo los parámetros que se definan ya sea como requisitos o deseables. Los atributos se definen mediante reuniones con jefe del departamento de I+D, así como con el jefe de taller de reparación de componentes de la empresa en Antofagasta.

Es posible agrupar estos atributos en las categorías de objetivos, restricciones y funciones del diseño. Los objetivos hacen referencia a atributos o aspectos deseables en el producto, aspectos a considerar durante el proceso de diseño. Las restricciones son limitaciones, ya sea por las condiciones que se tienen o por demanda del cliente, que limitan de forma restrictiva el diseño. Finalmente las funciones son las tareas o maniobras que se requiere que cumpla el diseño, relacionadas estrechamente con la funcionalidad de operación descrita anteriormente.

Se tiene entonces lo siguiente.

#### 3.3.1. Objetivos

1. Bajo costo de fabricación del equipo.
2. Bajo costo de operación del equipo.
3. Bajo costo de mantención del equipo.
4. Mantenciones simples.
5. Acceso sencillo para el mantenimiento.
6. Diseño robusto.
7. Diseño de tipo modular y desmontable.
8. Fácil de utilizar.
9. Resistente al desgaste.
10. Resistente a la corrosión.
11. No dañe al componente durante la manipulación del mismo.
12. Seguro para utilizar, evitar peligros de atropello, atrapamiento y golpes.
13. Sistema de parada de emergencia.
14. Ajuste de rapidez de movimiento.
15. Sencillo de limpiar.
16. Sistemas de seguridad y bloqueo mecánicos.
17. Control a distancia.
18. Armado y desarmado sencillo.
19. Fácil de ensamblar a mesa de levante.

20. Fácil transporte del aditamento desmontado.

### **3.3.2. Restricciones**

1. Acople a mesa de levante establecida.
2. Dimensiones superficiales del aditamento dentro de la superficie de la mesa de levante.
3. Altura máxima del aditamento al momento de retirar el componente de 1,38 m.
4. Altura mesa de levante ajustable entre 0,35 y 0,6 m.
5. Herramienta completa debe tener una masa menor a 6.830 kg (relación de masa respecto al componente menor a uno).
6. Funcionar a temperaturas de operación de entre -10 a 60° C.
7. Operar a una altura máxima de 4.500 msnm.
8. Sistema permita levantar cargas de al menos 7.000 kg.

### **3.3.3. Funciones**

1. Permitir mantener el componente en posición frontal (de operación) de forma fija.
2. Permitir mantener el componente en posición vertical de forma fija.
3. Permitir descenso y ascenso vertical del componente.
4. Permitir traslado del componente de forma fija.
5. Permitir giro del componente en 90°, en ambos sentidos, respecto al eje de simetría de los mandos finales.

### **3.3.4. Categorización de objetivos**

De los atributos mencionados, tanto las restricciones como las funciones son atributos que si bien condicionan el diseño, son requerimientos, es decir, se deben cumplir todos y cada uno sin posibilidad de jerarquización. Por otro lado, los objetivos pueden tener distintos niveles de jerarquización, dado que son aspectos más bien deseables que obligatorios, por lo que se realiza una clasificación y jerarquización de estos, para establecer prioridad de parámetros en las siguientes fases de diseño.

Los objetivos enunciados se pueden organizar en grupos, en relación al criterio general de diseño al cual hacen referencia. Se tiene entonces la siguiente categorización.

#### **Costo**

1. Bajo costo de fabricación del equipo.
2. Bajo costo de operación del equipo.
3. Bajo costo de mantención del equipo.

## **Seguridad**

1. Seguro para utilizar, evitar peligros de atropello, atrapamiento y golpes.
2. Sistema de parada de emergencia.
3. Sistemas de seguridad y bloqueo mecánicos.
4. Control a distancia.

## **Operación**

1. Mantenciones simples.
2. Acceso sencillo para el mantenimiento.
3. Fácil de utilizar.
4. Resistente al desgaste.
5. Resistente a la corrosión.
6. No dañe al componente durante la manipulación del mismo.
7. Ajuste de rapidez de movimiento.
8. Sencillo de limpiar.
9. Fácil de ensamblar a mesa de levante.

## **Versatilidad**

1. Diseño robusto.
2. Diseño de tipo modular y desmontable.
3. Armado y desarmado sencillo.
4. Fácil transporte del aditamento desmontado.

## **Jerarquización de objetivos**

Para cada una de las categorías de objetivos anteriores, es posible jerarquizarlos por orden de relevancia para el diseño. Dicho proceso se puede apreciar más claramente en el árbol de jerarquización de objetivos de la Figura 3.1, donde para cada categoría, los objetivos de los niveles superiores ponderan una mayor relevancia que los inferiores.

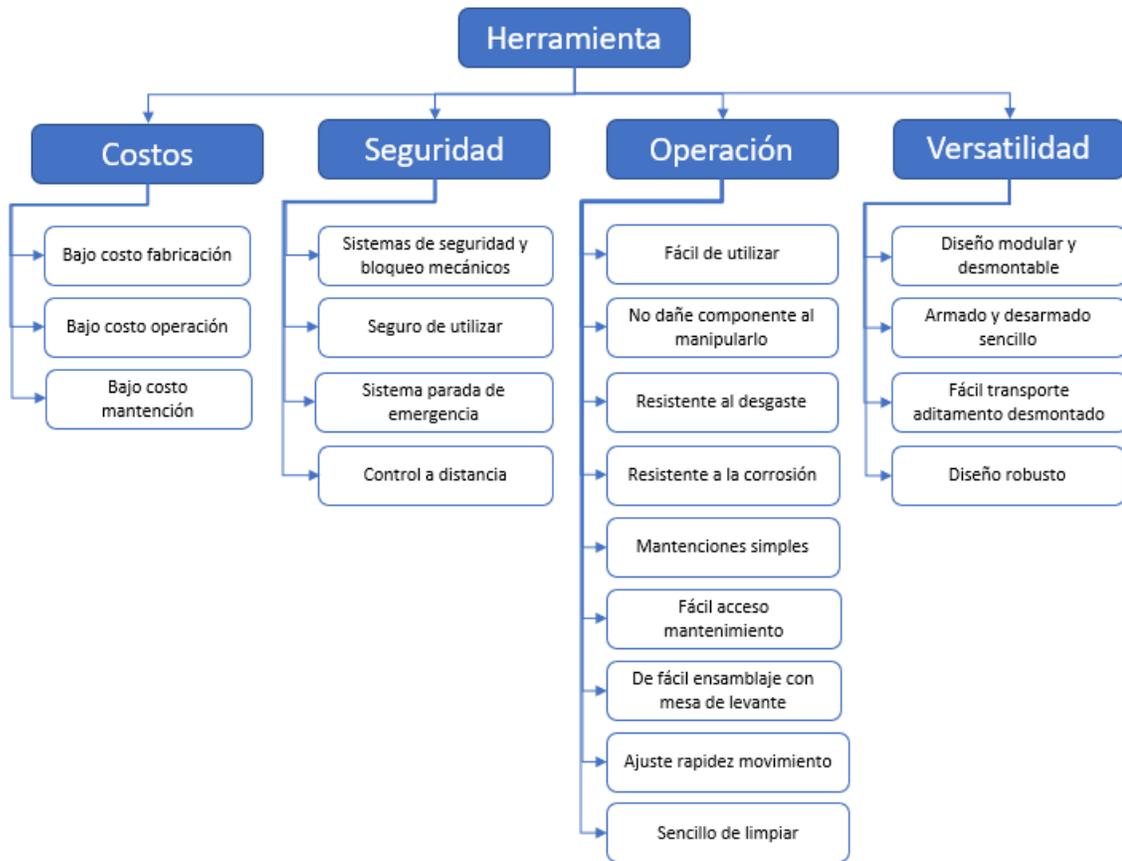


Figura 3.1: Árbol jerarquización de objetivos por categoría para el diseño de la herramienta.

*Fuente: Elaboración propia.*

# Capítulo 4

## Diseño de configuración

En este capítulo, se describe el diseño de configuración del equipo, a partir de la satisfacción de los atributos planteados en el capítulo de diseño conceptual.

La configuración del equipo incluye la arquitectura del diseño, donde se plasma la disposición física y geométrica de los distintos sistemas que forman el conjunto de la herramienta; que permiten que pueda cumplir la funcionalidad específica para la cual se diseña. Se incluye también la configuración de sus partes y componentes: una descripción de las distintas formas y características que presenta cada pieza o componente de aquellos sistemas; se evalúan tanto componentes comerciales como fabricados, así como sus dimensiones y materiales empleados.

### 4.1. Arquitectura del diseño

En el presente apartado, se desarrolla el tipo de arquitectura o configuración a utilizar, así como la descripción y distribución de componentes del equipo, y las relaciones existentes entre ellos, formando módulos agrupados según la función específica que cumplen.

#### 4.1.1. Tipo de arquitectura

En relación con los atributos y análisis del capítulo anterior, el tipo de arquitectura que se requiere para el diseño de la herramienta es de tipo modular, dado que permite el desarrollo de un conjunto de equipos distintos, con funciones distintas, a partir de un mismo producto común.

Dentro de la arquitectura de producto modular, en este caso se distingue una modularidad de componentes permutados (component swapping modularity), en donde dos o más módulos distintos pueden ser ensamblados con el mismo módulo de base, para crear variantes del producto, como puede apreciarse esquemáticamente en la Figura 4.1.

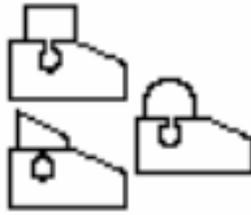


Figura 4.1: Esquema representativo de concepto de modularidad de componentes permutados

*Fuente: Análisis y caracterización de arquitecturas modulares de productos innovadores [2].*

En este caso, se tiene un módulo base correspondiente a la mesa de levante, a la cual, mediante un mismo tipo de anclaje (plataforma superior con 8 pernos laterales para fijación), se pueden anexar distintos aditamentos, correspondientes a los módulos permutados.

#### 4.1.2. Definición de arquitectura

Es posible definir la arquitectura de la herramienta mediante el desarrollo de un diagrama, que especifique las funciones y los diversos componentes requeridos para cumplirlas. Por otro lado, los componentes se pueden agrupar en distintos módulos según la función específica que buscan satisfacer. El esquema planteado se puede apreciar con mayor claridad en el diagrama de componentes y funciones de la Figura 4.2.

Con la conceptualización del aditamento respecto a sus componentes y módulos funcionales provista en la Figura 4.2, en un afán de introducir la arquitectura o configuración del aditamento, y facilitar su comprensión, se puede visualizar su distribución física general sin el componente montado en la Figura 4.3, con el componente fijo en posición horizontal en la Figura 4.4 y en posición vertical en la Figura 4.5, para luego referirse a sus distintos módulos con un mayor nivel de detalle.

Del diagrama de la figura 4.2 pueden identificarse dos módulos o funcionalidades para el conjunto de la mesa de levante; uno asociado al movimiento traslacional y otro al sistema de levante vertical de la plataforma superior que posee. Para explicar brevemente como se encuentran dispuestos y como funcionan los componentes constituyentes de cada módulo, se pueden visualizar en el esquema de la Figura 4.6.

En el módulo de traslación se cuenta con un sistema de componentes basado en dos motores oleo hidráulicos (3) (uno por cada lado) que accionan mediante piñones el sistema de orugas metálicas recubiertas por goma (2), el cual permite el movimiento del chasis (1) y por lo tanto el conjunto. Por otro lado, el módulo de levante consta de la acción de tres cilindros hidráulicos (5) de ángulo variable, que empujan la plataforma superior la que puede elevarse dado un mecanismo de dos tijeras simples (4) con un soporte deslizante, consistente en rodillos de leva (6) y pistas de rodadura (7). Dado que, a excepción de la adición del tercer cilindro hidráulico, la mesa de levante se considera como parámetro de diseño, se asume su correcta funcionalidad y no se entra en mayores detalles al respecto.

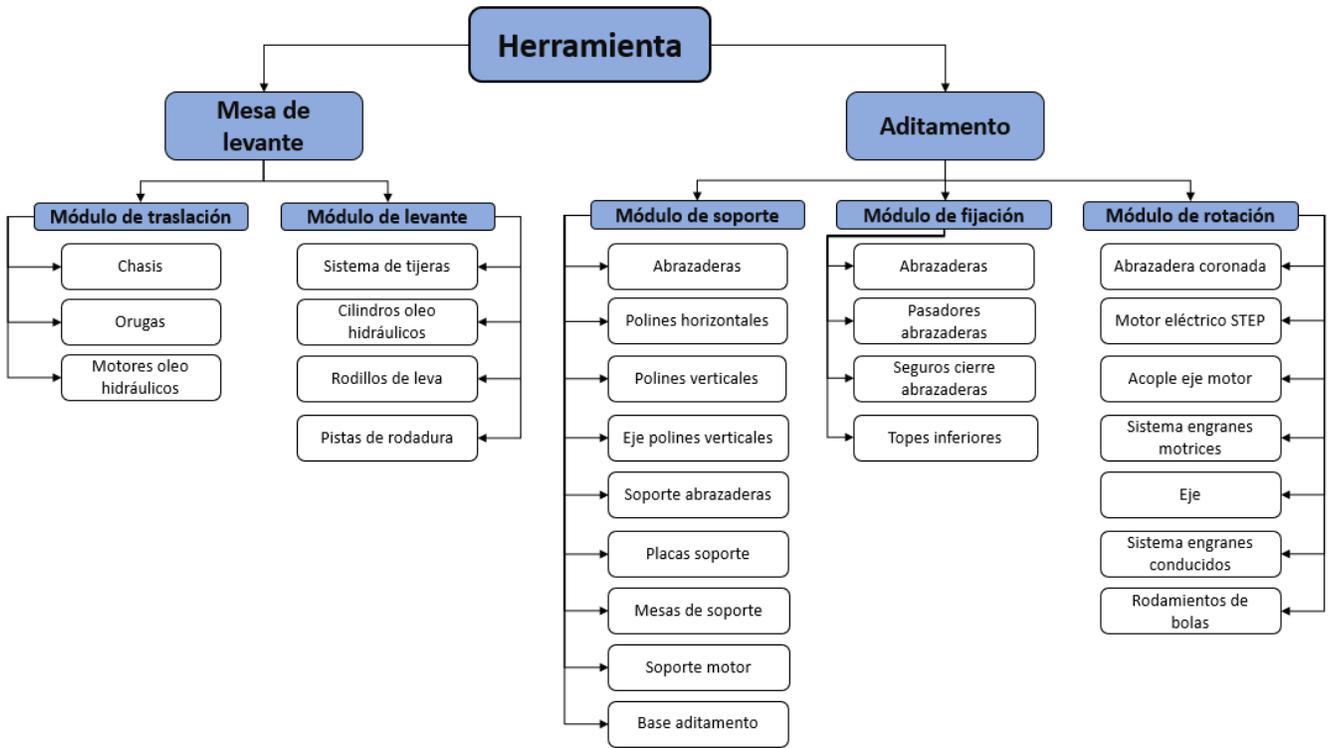


Figura 4.2: Diagrama de componentes y funciones de la herramienta.

*Fuente: Elaboración propia.*

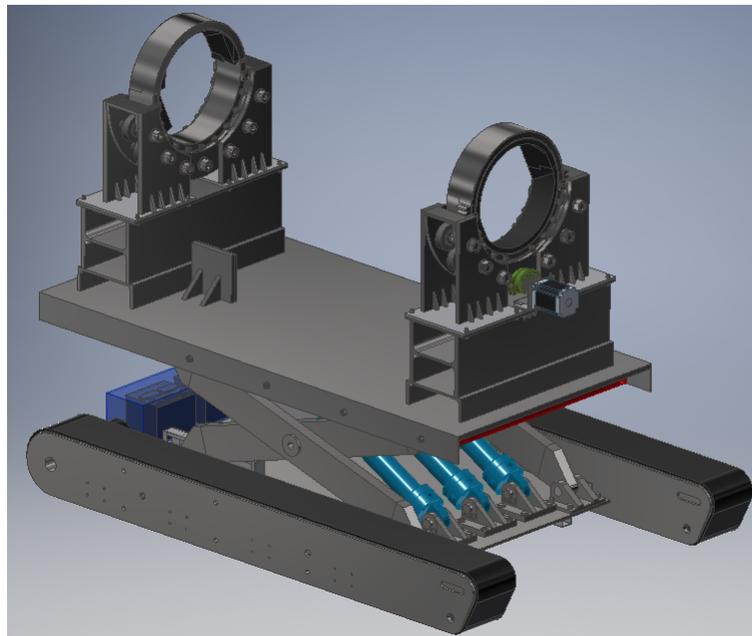


Figura 4.3: Modelo de la herramienta: aditamento montado sobre mesa de levante.

*Fuente: Elaboración propia.*

En cuanto al conjunto del aditamento, se pueden distinguir 3 módulos funcionales in-

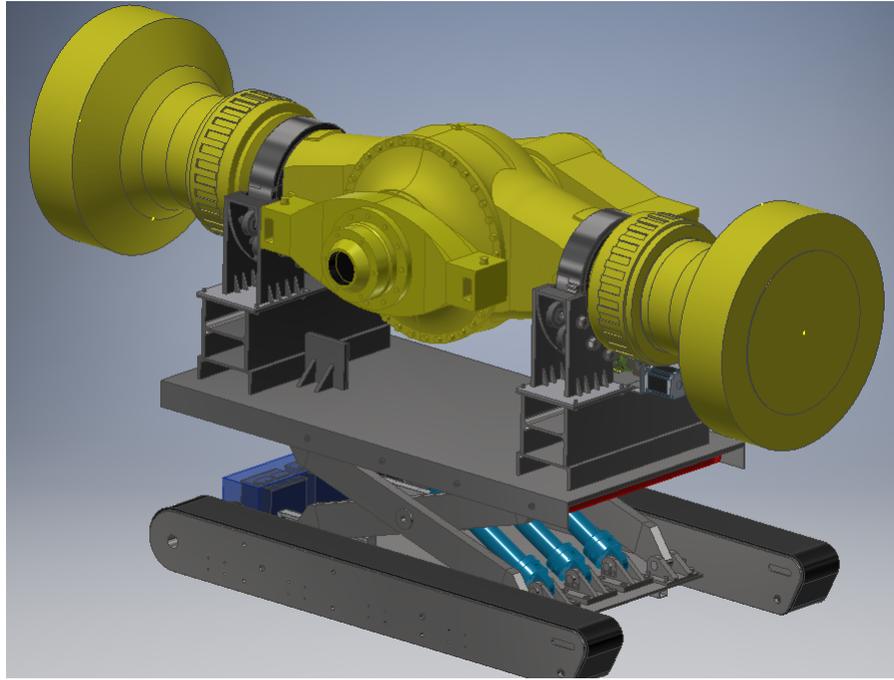


Figura 4.4: Modelo de la herramienta completa con el componente de eje trasero montado en posición de operación.

*Fuente: Elaboración propia.*

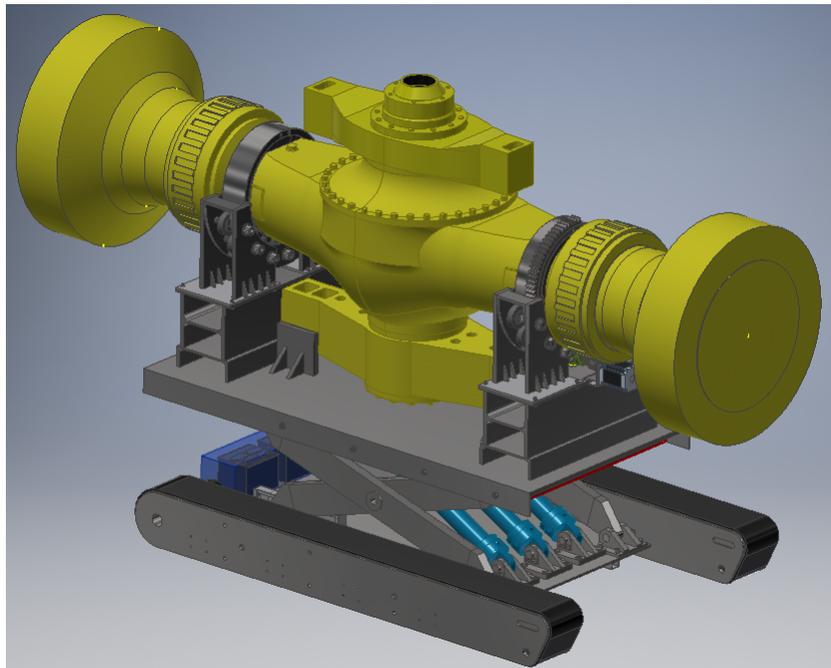


Figura 4.5: Modelo de la herramienta completa con el componente de eje trasero montado en posición vertical.

*Fuente: Elaboración propia.*

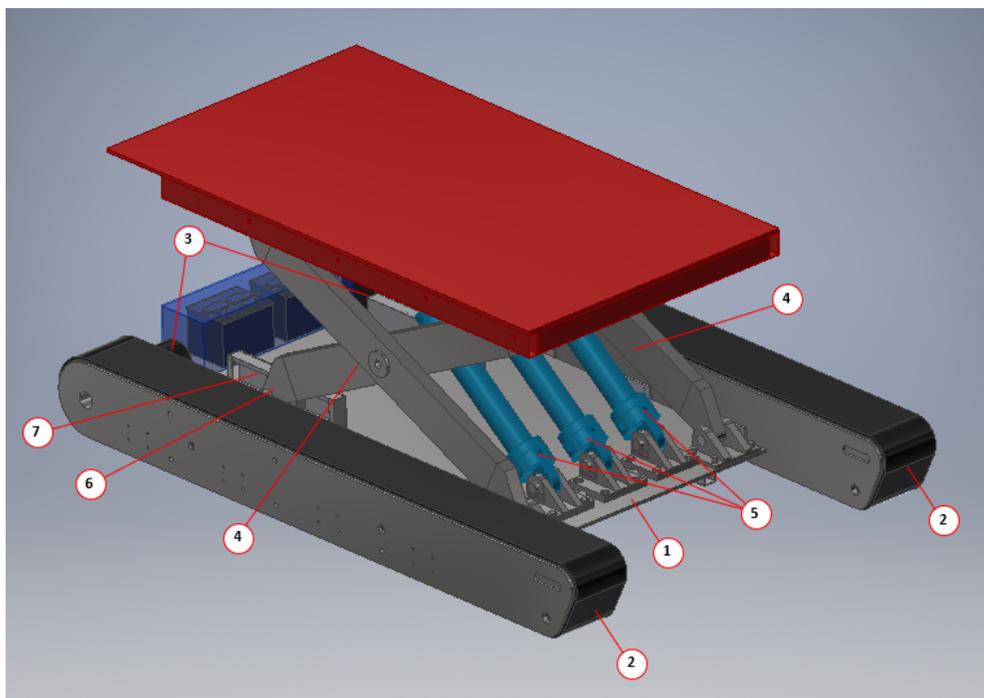


Figura 4.6: Esquema de disposición de componentes constituyentes de los módulos de levante y traslación de la mesa.

*Fuente: Elaboración propia.*

dependientes: un módulo de soporte, uno de fijación y uno de rotación. Para facilitar la comprensión de tanto la disposición como el funcionamiento de cada módulo del aditamento, referirse a los esquemas de disposición de componentes de cada módulo, expuestos en las Figuras 4.7, 4.8 y 4.9 respectivamente.

El módulo de soporte consta de todos los componentes del aditamento que permiten sostener de forma estable el peso del conjunto del eje trasero. Comienza con las 2 abrazaderas (1) donde se fija el componente, las que se apoyan de forma horizontal y vertical en los respectivos conjuntos de polines: horizontales (2) y verticales (3). Los polines verticales se sostienen mediante un eje (4) el que va apoyado en la pieza de soporte de las abrazaderas (5). Los polines horizontales se anexas directamente a dicha pieza. El soporte de las abrazaderas a su vez se sostiene mediante los ejes de los polines verticales a un conjunto de 4 placas de soporte (6), las cuales se apernan al conjunto de la mesa de soporte (7), las que le proporcionan la altura requerida a la herramienta para poder realizar la maniobra de giro posterior. Las mesas de soporte se encuentran fijas respecto a la base del aditamento (8), la que se une mediante un arreglo de pernos a la mesa de levante.

Los componentes asociados al módulo de fijación, son aquellos que cumplen la función de mantener al eje trasero en las posiciones que se requieren según cada fase del procedimiento. Para la fase de remoción ó la fase de instalación, y para los traslados del componente, se requiere mantener la posición de operación de la pieza.

Para aquello se emplean los conjuntos de abrazaderas (1) con la finalidad de fijar la posición

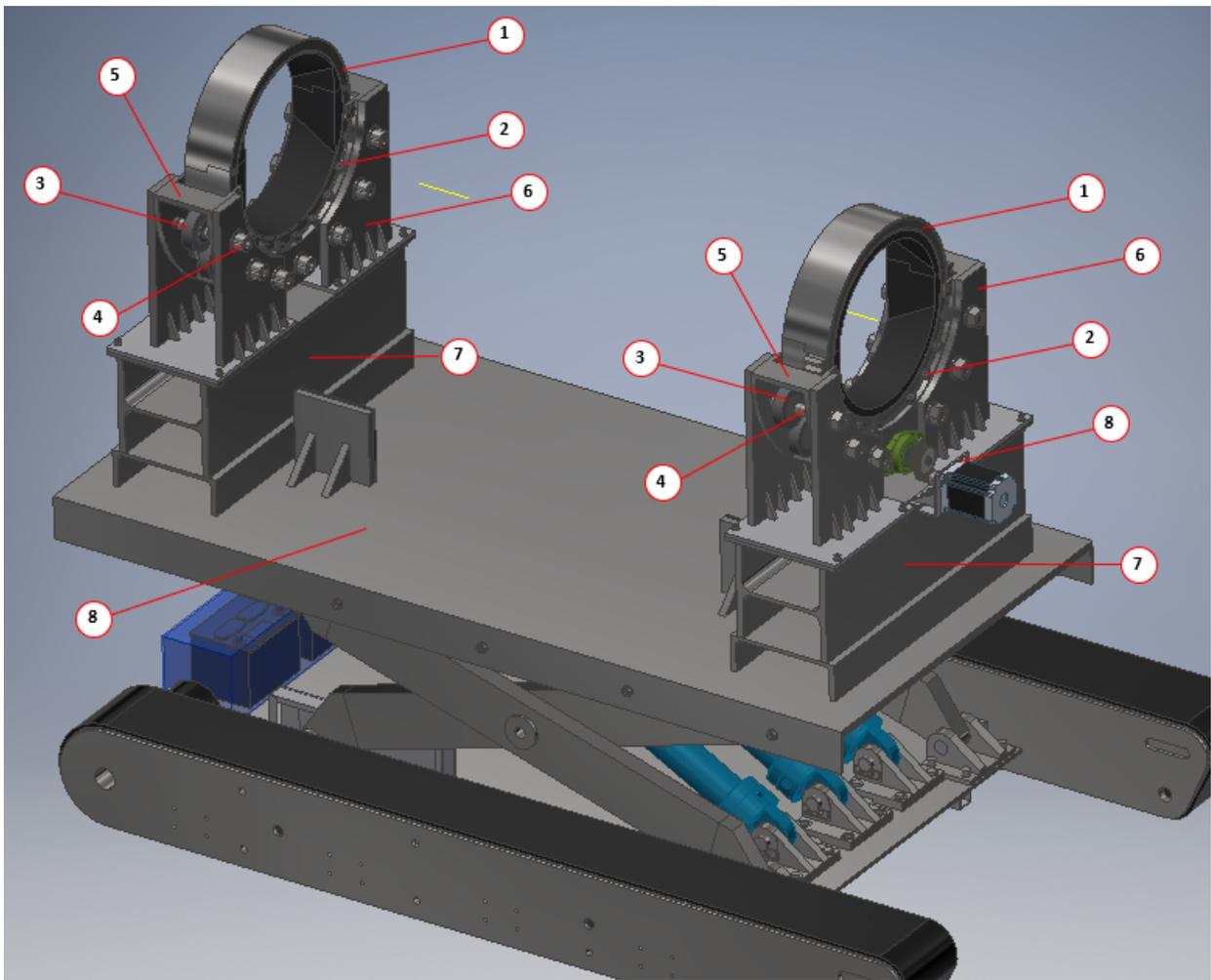


Figura 4.7: Esquema de disposición de componentes constituyentes del módulo de soporte del aditamento.

*Fuente: Elaboración propia.*

en los ejes cartesianos. El grado de libertad de rotación se evita mediante un sistema de dos pasadores (2) por abrazadera; que fijan las mismas a sus respectivos soportes.

Para la fase de giro del componente, se cierran las abrazaderas ensamblando la parte superior de las mismas, asegurándolas mediante un sistema de seguros de cierre (3), consistente en una unión por pernos de ambas partes de la abrazadera. Luego se desbloquea el sistema de pasadores, de forma de permitir el movimiento rotatorio del conjunto.

Una vez que se alcanza la posición vertical, el conjunto queda en una posición estable, sin embargo, de todas formas se fija mediante traba del sistema de giro por parte del motor con el sistema de engranes, y mediante topes inferiores (4) para el soporte oscilante trasero.

Finalmente, el módulo de rotación cumple la finalidad de permitir el giro controlado del componente desde la posición de operación hasta la posición vertical, y vice versa. Para aquello se utiliza la acción de un motor eléctrico paso a paso de alto torque (2), que transmite

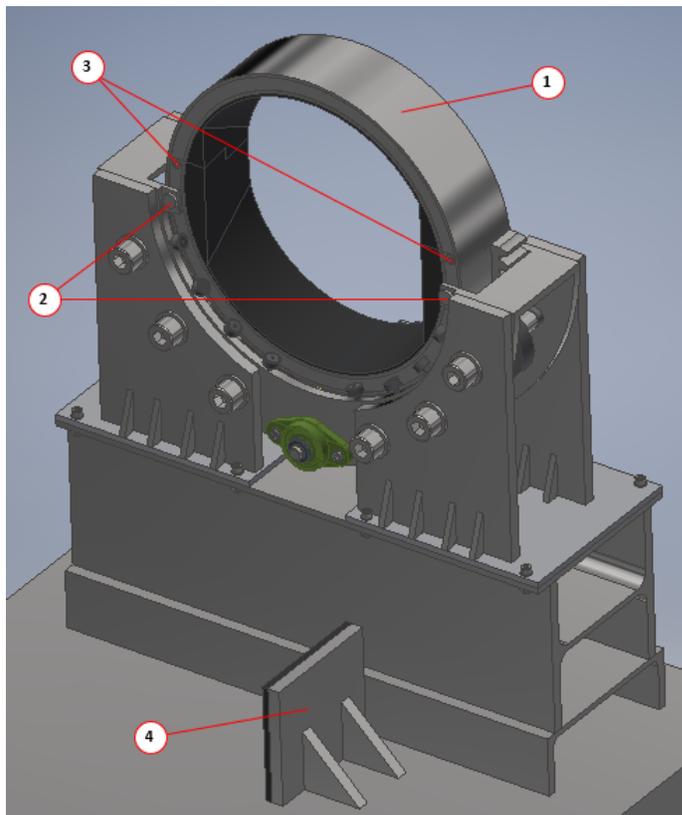


Figura 4.8: Esquema de disposición de componentes constituyentes del módulo de fijación del aditamento.

*Fuente: Elaboración propia.*

potencia a un sistema de engranes rectos denominados motrices (4), el cual mediante un eje (5), que se apoya en dos rodamientos de bolas (7) de tipo flange que se encuentran unidos al soporte de las abrazaderas, transmite la potencia hacia otro conjunto de engranes denominado conducido (6), donde el piñón transmite movimiento rotacional a una corona (1), que corresponde a una de las abrazaderas, la cual es coronada en su mitad inferior, es decir, posee dientes de engranaje recto en toda esta zona. Puesto que la abrazadera se mueve solidaria al conjunto de eje trasero, al imponer movimiento rotacional sobre esta, gira todo el conjunto.

Cabe mencionar que los componentes descritos para cada módulo no corresponden a la totalidad del aditamento, existen varias piezas anexas que no fueron mencionadas en este apartado, además que las descripciones realizadas son de carácter más general. Con tal de contextualizar con un mayor nivel de detalle los componentes descritos, e incluir los que no fueron mencionados, se desarrolla la siguiente sección de configuración del diseño.

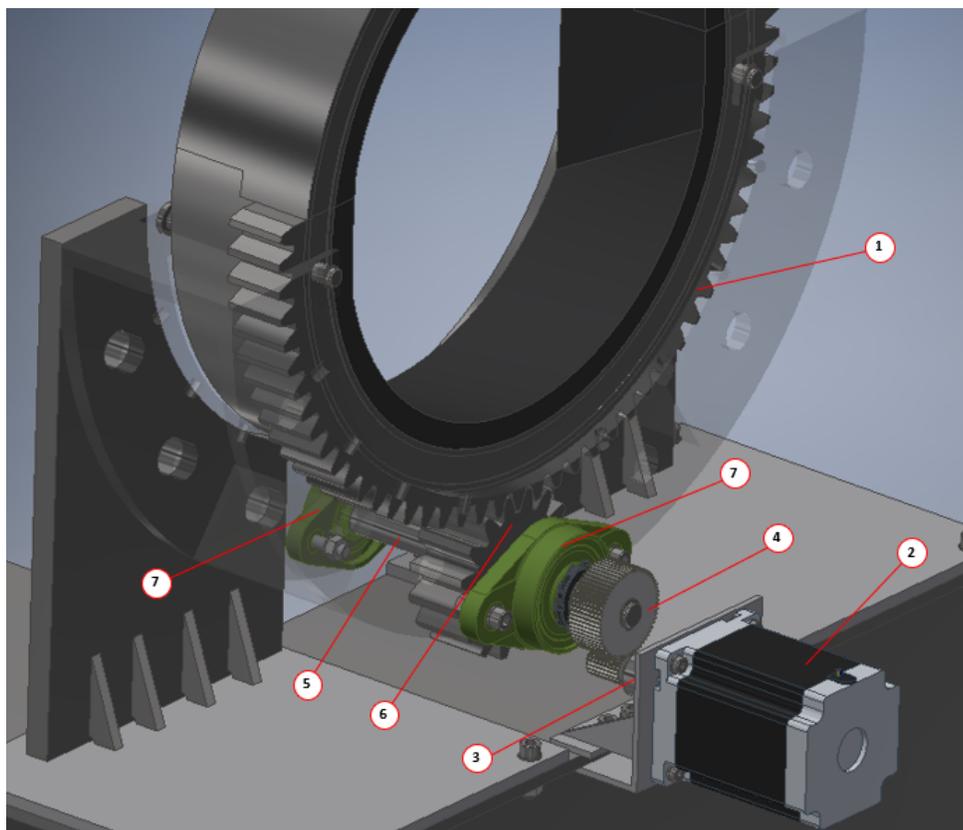


Figura 4.9: Esquema de disposición de componentes constituyentes del módulo de rotación del aditamento.

*Fuente: Elaboración propia.*

## 4.2. Configuración del diseño

En este ítem, se establecen detalles adicionales de cada uno de los componentes enunciados, así como su forma, dimensiones generales, materiales y propiedades, según corresponda, para cada uno de los conjuntos o módulos que forman el aditamento. Se hace la distinción entre componentes comerciales estándar y componentes especializados para cada agrupación establecida.

### 4.2.1. Módulo de soporte: componentes comerciales

#### Polines horizontales

Los polines horizontales corresponden a seguidores de leva de la marca THK. Básicamente consisten en un rodamiento de agujas, anexado a un pequeño eje roscado. Una representación esquemática de sus piezas puede verse en la Figura 4.10.

Cumplen la función de mantener la posición axial, según sentido de giro, de las abrazaderas

mientras que permiten el movimiento rotacional de las mismas.

Se contempla el empleo de 16 polines horizontales (8 por cada lado) para la abrazadera motriz (coronada) y 18 (9 por cada lado) para la abrazadera conducida (simple).

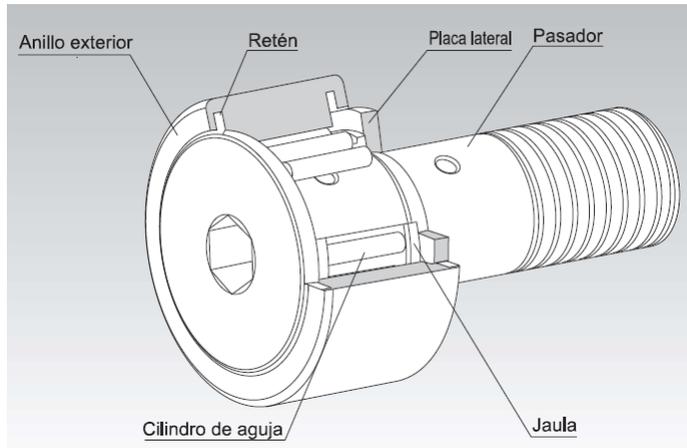


Figura 4.10: Esquema y componentes seguidor de leva.

*Fuente: Catálogo THK: Seguidor de leva [14]*

Del catálogo THK [14] se seleccionan los seguidores modelo CF 10-1-A, los que poseen las dimensiones principales y capacidades de carga descritas en la Tabla 4.1, en base al diagrama de la Figura 4.11. Un mayor nivel de detalle de las cotas de estos polines pueden verse en el anexo C del informe.

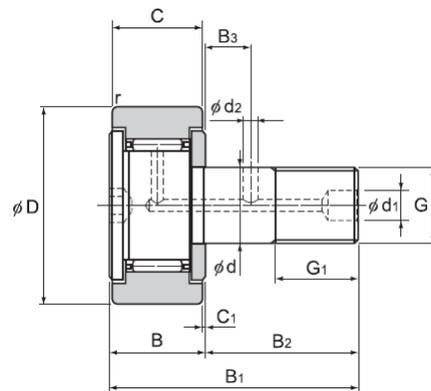


Figura 4.11: Dimensiones principales seguidor de leva.

*Fuente: Catálogo THK: Seguidor de leva [14]*

## Polines verticales

Los polines verticales corresponden a seguidores de rodillos marca IKO. Consisten en un rodamiento de agujas diseñado para cargas externas, es decir, aplicadas sobre la cara exterior del rodamiento.

Tabla 4.1: Características seguidor de leva THK CF 10-1-A.

*Fuente: Elaboración propia.*

Característica	Símbolo	Unidad	Valor
Diámetro pasador	d	mm	10
Diámetro exterior	D	mm	26
Ancho del anillo exterior	C	mm	12
Tipo rosca	G	N/A	M10x1,25
Largo rosca	G1	mm	12
Espesor rodamiento	B	mm	13
Largo total	B1	mm	36
Largo soporte	B2	mm	23
Radio curvatura borde	r	mm	0,3
Capacidad de carga estática	C	kN	5,33
Capacidad de carga dinámica	Co	kN	6,78

Cumplen la función de mantener la posición vertical del conjunto de abrazaderas anexadas al eje trasero, pero permitiendo el grado de libertad de rotación. Cada polín se encuentra fijado a un eje, sobre el cual puede rotar. Dado que el eje tiene un diámetro menor que el interior del polín, entre ambos existe una pieza sencilla, denominada acople polines. La posición axial se fija por un lado con un tope de este acople, y por el otro lado mediante un seguro seeger.

Se contempla para el diseño el uso de 6 polines verticales para la abrazadera motriz, y 7 para la abrazadera conducida.

Del catálogo IKO [13] se seleccionan los seguidores de rodillos modelo NURT 50-1R, que posee las características resumidas en la Figura 4.12. Más información respecto al catálogo de este producto se puede ver en el anexo C.

<b>NURT 50-1R</b>		<b>IKO</b> Innovation, Know-how & Originality
STDRT (Shaft diameter / mm)	50	
ORDER (Order number)	NURT 50-1R	
MASS (Mass / g)	1690	
SD (Inside diameter / mm)	50	
D (Outer Diameter / mm)	110	
B (Width of innerring / mm)	32	
C (Width / mm)	30	
SA (Diameter)	58	
CR (Basic dynamic load rating / N)	96300	
COR (Basic static load rating / N)	148000	
FMAX (Max.Allowable load / N)	82100	

Figura 4.12: Características principales seguidor de rodillos IKO NURT 50-1-R.

*Fuente: Catálogo IKO: Roller Follower [13]*

## Eje polines verticales

Los ejes para los polines verticales corresponden a un perno norma DIN 912, M30x3.5 de grado 10,9, con sus respectivas arandelas y tuerca. La única intervención que se les realiza son dos ranuras para seguros seeger, con tal de mantener la pieza de acople de los polines verticales en su posición axial.

Cumplen por una parte la función de sostener el arreglo de polines verticales que mantienen la totalidad del peso del conjunto de abrazaderas y el eje trasero, y por otra parte de mantener la unión entre los conjuntos de soporte de abrazaderas y placas de soporte.

Para el caso de la abrazadera motriz, se tienen 6 ejes de tipo grande (unen el conjunto de soporte abrazadera y placas soporte). En el caso de la abrazadera conducida, se tienen 6 ejes de tipo grande, y uno de tipo pequeño (no cumple la funcionalidad de unión descrita). Las dimensiones principales, para cada caso, pueden verse en la Figura 4.13 y su respectiva Tabla 4.2.

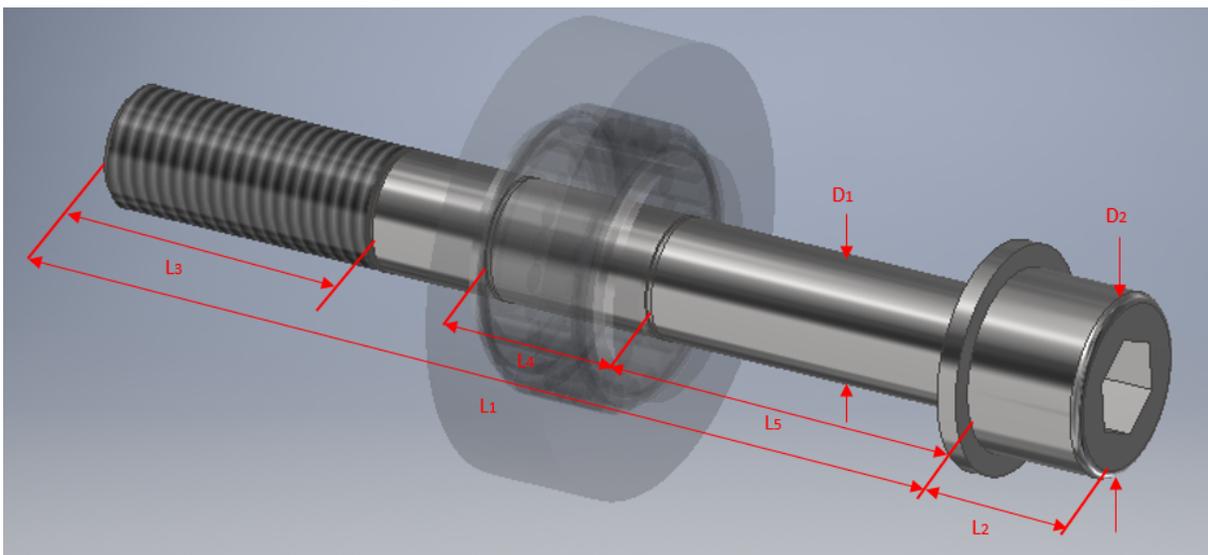


Figura 4.13: Dimensiones relevantes eje polines verticales.

*Fuente: Elaboración propia.*

### 4.2.2. Módulo de soporte: componentes especializados

#### Abrazaderas

Las abrazaderas son los componentes que se encuentran en contacto directo con el conjunto de eje trasero. Corresponden en términos simples en un anillo metálico de acero estructural ASTM A36, recubiertas en su interior por un relleno de goma dura, el cual posee una geometría inversa, similar a un molde, respecto al perfil de la zona del eje a la que se acoplan, permitiendo de esta manera una fijación estable entre ambas piezas.

Tabla 4.2: Características eje polines.

*Fuente: Elaboración propia.*

Dato	Símbolo	Unidad	Perno grande		Perno pequeño
			Abr. Motriz	Abr. Conducida	Abr. Conducida
Diámetro cuerpo	D1	mm	30	30	30
Diámetro cabeza	D2	mm	45	45	45
Largo total cuerpo	L1	mm	240	240	200
Largo total cabeza	L2	mm	30	30	30
Largo de la rosca	L3	mm	72	72	72
Distancia zona entre ranuras	L4	mm	42	42	42
Distancia desde cabeza a primera ranura	L5	mm	64,5	92	72

El desglose de las piezas que componen las abrazaderas puede ser observado en la Figura 4.14. Constan de una pieza metálica y sus respectivos recubrimientos de goma inferior (1 y 2) y una superior (3 y 4), las que se unen mediante un perno pasante (5) (seguros abrazaderas) en cada uno de sus lados. Poseen además en su zona lateral una pista de rodaje (6) para los polines horizontales, así como perforaciones pasantes (7) para el pasador que bloquea su movimiento giratorio. En el caso de la abrazadera motriz, esta cuenta adicionalmente en su parte inferior con un conjunto de dientes de engranes rectos (8) en uno de sus costados.

La función principal de las abrazaderas es transferir el movimiento de giro del sistema de rotación al conjunto de eje trasero, lo que se logra mediante una fijación a este, con tal de que se muevan de forma solidaria como conjunto. Otra de sus funciones es proveer al sistema de rotación de una superficie cilíndrica y lisa, dado que la geometría del eje trasero es irregular y asimétrica respecto a ciertos planos cartesianos, lo que facilita la maniobra de movimiento rotacional.

Las dimensiones principales del conjunto se resumen en la Figura 4.15 y la Tabla 4.3.

## Acople polines

El acople de polines es una pieza cilíndrica metálica simple de acero ASTM A36. Consta de un cilindro con secciones de dos diámetros exteriores distintos, y una perforación central, así como una ranura para un seguro seeger. Debido a la simpleza de la pieza, se puede visualizar su geometría y medidas directamente en el esquema de la Figura 4.16.

La pieza cumple la función de suplir el espacio entre los polines verticales y sus respectivos ejes, además de la fijación axial de estos primeros, por un lado mediante el hombro y por el otro por el seguro seeger.

## Soporte abrazaderas

Los soportes de abrazaderas son una pieza metálica, de acero ASTM A36 y geometría compleja. Cumple con la función de soportar, valga la redundancia, la carga que transmiten

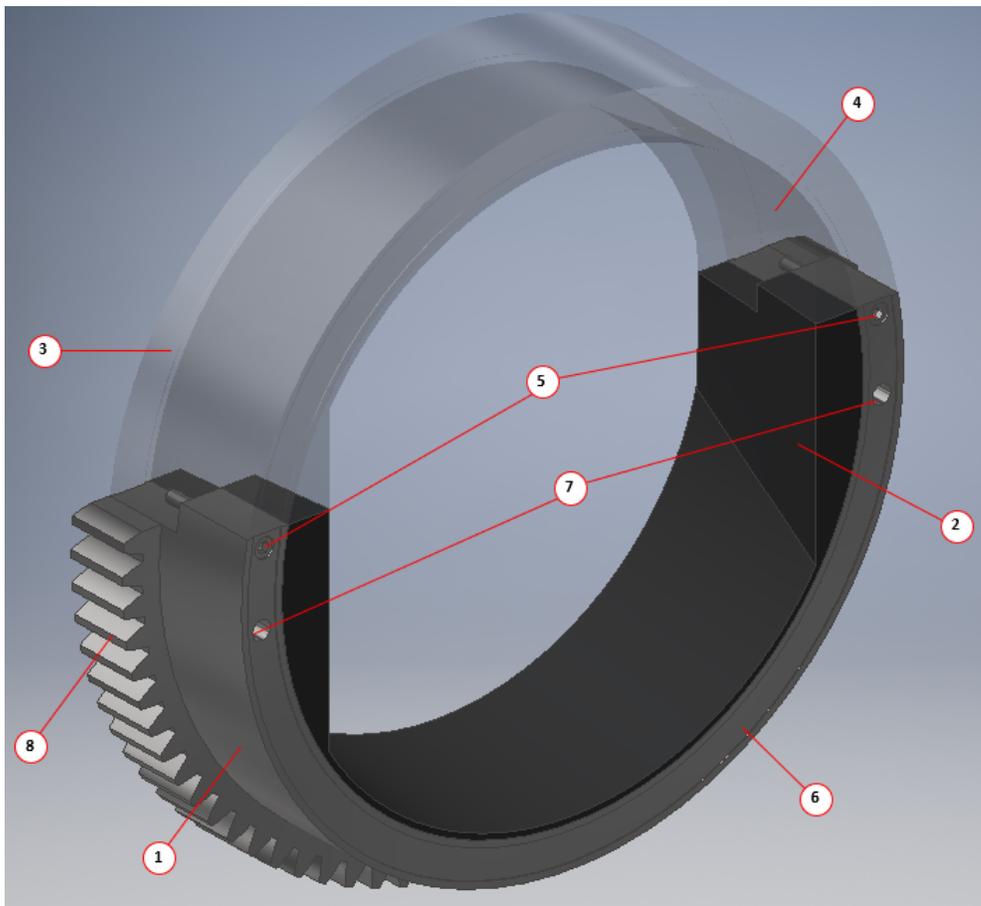


Figura 4.14: Desglose componentes conjunto abrazadera motriz.

*Fuente: Elaboración propia.*

los ejes de los polines verticales al sostener el conjunto de abrazaderas y eje trasero. También son la base para los polines horizontales, así como también de los pasadores de bloqueo de rotación, y en el caso de la abrazadera motriz, los rodamientos de bolas que mantienen al conjunto de eje y la transmisión de potencia.

La pieza se mantiene fija en el aditamento mediante los mismos ejes de los polines verticales, así como por la carga de apriete generado por la precarga de los mismos, que la presionan respecto a 4 placas de soporte.

Dependiendo de si se trata del soporte de la abrazadera motriz o conducida, se tiene la diferencia de que el motriz posee un vaciado en su parte inferior, para permitir el paso del eje de la transmisión de potencia, mientras que el conducido en aquella zona posee una perforación adicional para un polín vertical y dos horizontales adicionales. La configuración geométrica de la pieza se observa en la Figura 4.17.

Las cotas dimensionales principales se visualizan en las Figuras 4.18 y 4.19 para el soporte de abrazadera motriz y conducida, respectivamente.

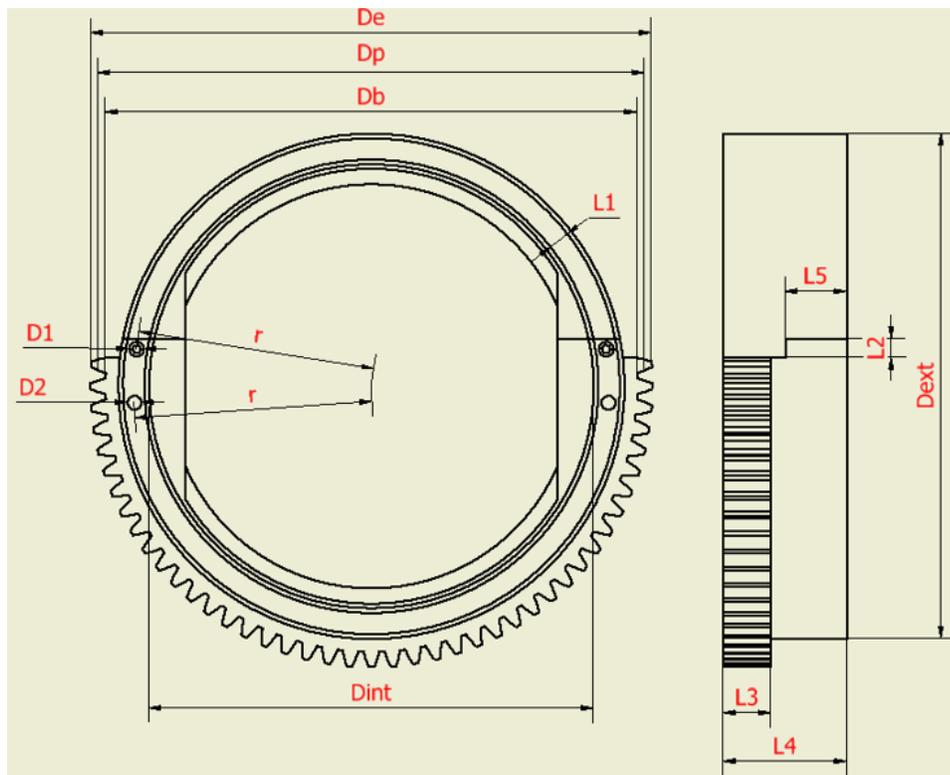


Figura 4.15: Esquema cotas principales abrazadera motriz.

*Fuente: Elaboración propia.*

Tabla 4.3: Cotas principales abrazadera motriz.

*Fuente: Elaboración propia.*

Dato	Símbolo	Unidad	Valor
Diámetro externo abrazadera	Dext	mm	535
Diámetro interno abrazadera	Dint	mm	470
Radio centro perforaciones	r	mm	251
Espesor pista rodadura	L1	mm	22,5
Altura vertical acople sup-inf	L2	mm	20
Espesor dientes	L3	mm	50
Espesor total abrazadera	L4	mm	130
Espesor acople sup-inf	L5	mm	65
Diámetro perforación seguro cierre	D1	mm	16
Diámetro perforación pasador	D2	mm	15
Diámetro externo corona	De	mm	595
Diámetro primitivo corona	Dp	mm	580
Diámetro basal corona	Db	mm	562
Nº de dientes corona teórico (360º)	Z <sub>t</sub>	N/A	80
Nº de dientes corona real	Z	N/A	43

### Placas de soporte

Las placas de soporte son un conjunto de 4 placas metálicas de acero ASTM A36 por cada soporte de abrazadera. Se anexan a los soportes mediante la precarga de los pernos

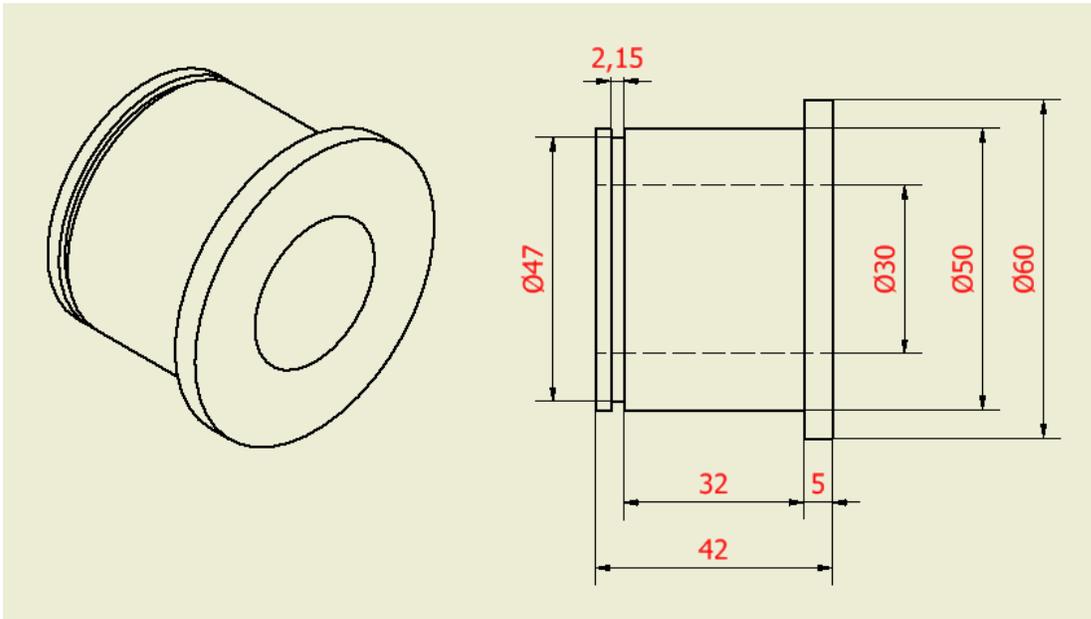


Figura 4.16: Esquema acople polines.

*Fuente: Elaboración propia.*

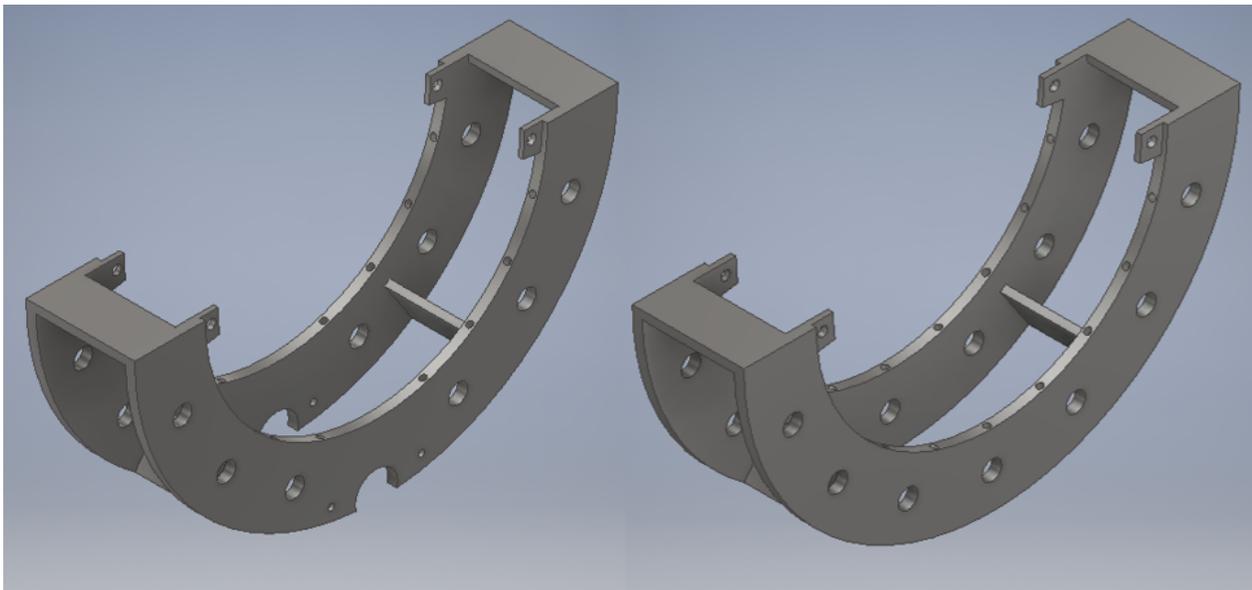


Figura 4.17: Modelos de soportes de abrazaderas (izquierda abrazadera motriz, derecha abrazadera conducida).

*Fuente: Elaboración propia.*

correspondientes a los ejes de los polines verticales. De cada par de placas por lado, su parte inferior se encuentra soldada a una base metálica rectangular del mismo material, que contiene 4 perforaciones en sus esquinas, además de 3 perforaciones centrales, todas pasantes de diámetro 10 mm. por medio de las cuales se une mediante pernos a la mesa de soporte. Adicionalmente, para mayor estabilidad y resistencia, cada placa posee 4 nervios de refuerzo

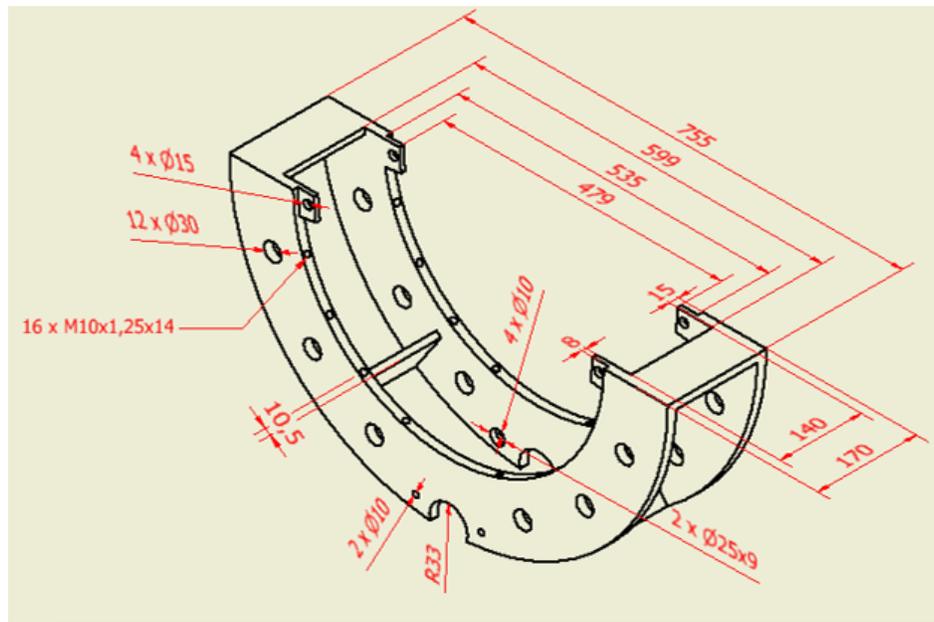


Figura 4.18: Esquema cotas principales soporte abrazadera motriz.

*Fuente: Elaboración propia.*

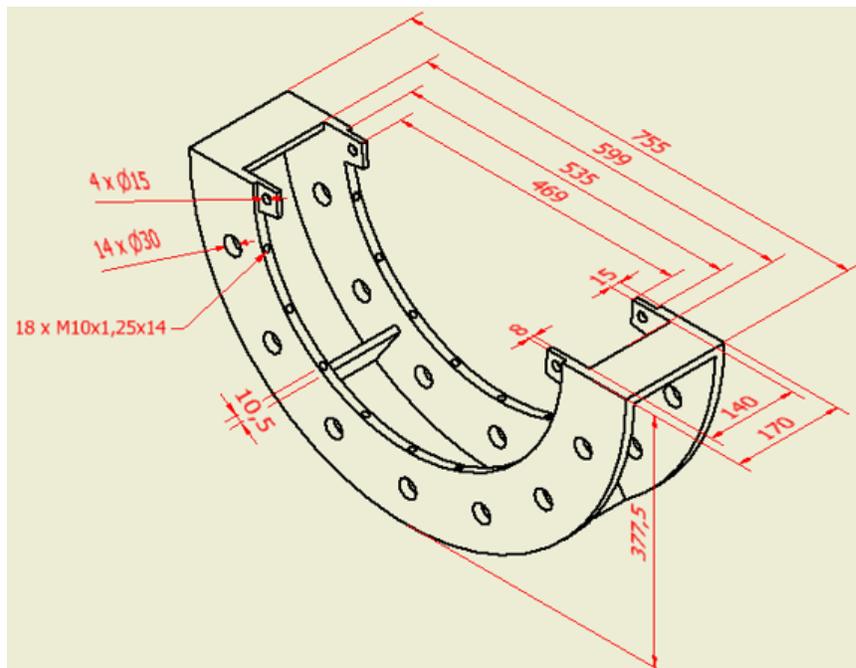


Figura 4.19: Esquema cotas principales soporte abrazadera conducida.

*Fuente: Elaboración propia.*

en su parte inferior.

Cumplen la función soportar el peso de los conjuntos anteriores, además de resistir eventuales cargas horizontales que puedan surgir con el empleo de la herramienta. También le

otorgan a las abrazaderas, en conjunto con la mesa de soporte, la altura requerida para que pueda girar el componente de eje trasero sin interferencia.

La disposición geométrica del conjunto se encuentra en la Figura 4.20, mientras que el esquema de dimensiones principales en la Figura 4.21.

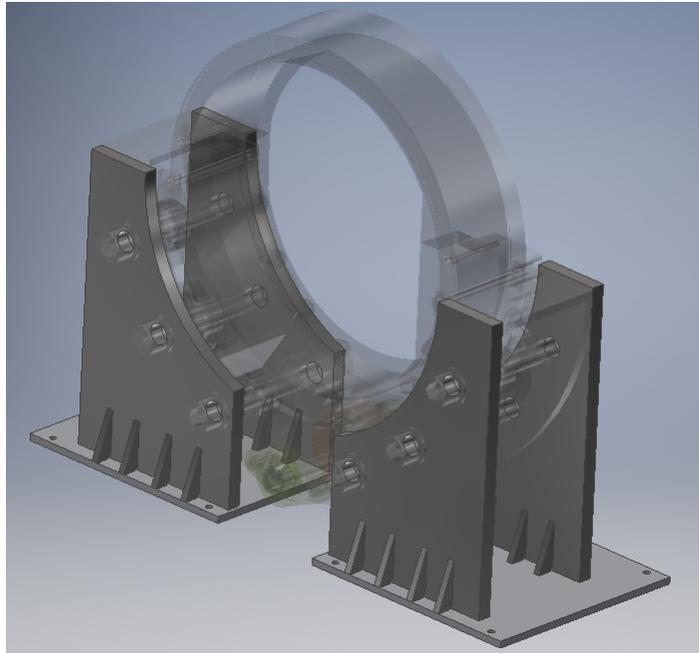


Figura 4.20: Modelo disposición placas de soporte para el caso de abrazadera motriz.

*Fuente: Elaboración propia.*

## Mesa de soporte

La mesa de soporte es un conjunto que se compone de 3 piezas de acero ASTM A36, unidas mediante una unión rígida por soldadura. La cara inferior de la mesa se sujeta a la pieza base del aditamento por la acción de un cordón de soldadura.

En la parte superior consta de una plancha rectangular plana, con 8 perforaciones pasantes de diámetro 10 mm en sus esquinas, por medio de las cuales se apernan las bases de las placas de soporte. Adicionalmente, posee 6 perforaciones centrales pasantes de 10 mm de diámetro, con un roscado M10x1,5 que permite una fijación adicional de la base de las placas de soporte, sin la necesidad de una tuerca en la parte inferior, dado que la maniobra para apretar resulta compleja por el reducido espacio disponible en aquella zona.

En la zona intermedia consta de una viga comercial europea H de alas normales modelo HEB 260, y en la parte inferior también se tiene una viga comercial, de perfil europeo U de alas paralelas modelo UPE 300. Las características de estas vigas se pueden ver en el catálogo Copromet del anexo C.

Esta pieza cumple con la función de sostener la carga de todos los conjuntos anteriores,

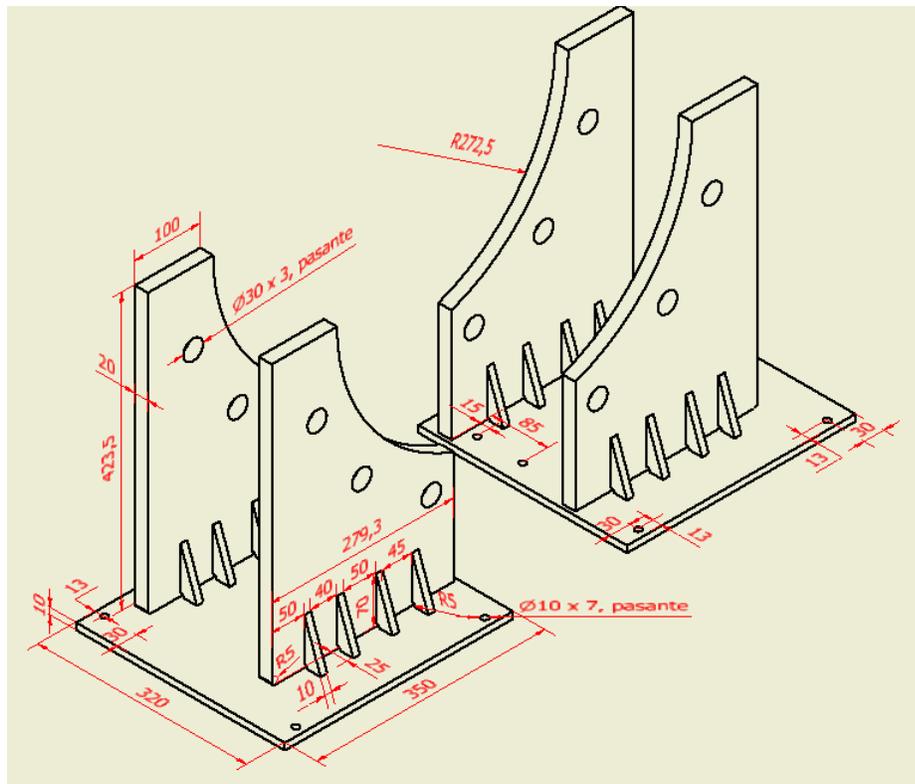


Figura 4.21: Esquema dimensiones conjunto de placas de soporte.

*Fuente: Elaboración propia.*

proveer de la altura requerida para la maniobra de giro del componente sin interferencia, y para el traslado y manipulación del aditamento, dado que los perfiles C inferiores UPE 300 están diseñados de forma de que se puedan introducir las paletas de una grúa horquilla para su traslado.

Se utiliza como patrón las dimensiones y características de la grúa horquilla más pequeña utilizada en el taller de una mina referencial, correspondiente a la LuiGong modelo CPCD50 [7], con capacidad de hasta 5.000 kg, cuya ficha técnica y características se pueden observar en el anexo C. En el caso de la mesa de levante de la abrazadera motriz, esta posee además 3 perforaciones pasantes de diámetro 10 mm en el centro y a un costado de su lado más largo, las que permiten el acoplamiento del soporte del motor eléctrico paso a paso.

La configuración dimensional del conjunto de la mesa de soporte se aprecia en la Figura 4.22.

### Soporte motor

El soporte de motor es una pieza metálica de acero ASTM A36, que permite anexar el motor eléctrico paso a paso, mediante una unión apernada de tipo flange, y unir este conjunto a la mesa de levante por medio de una unión de 3 pernos M10x1,25. Su configuración dimensional se puede ver en la Figura 4.23.

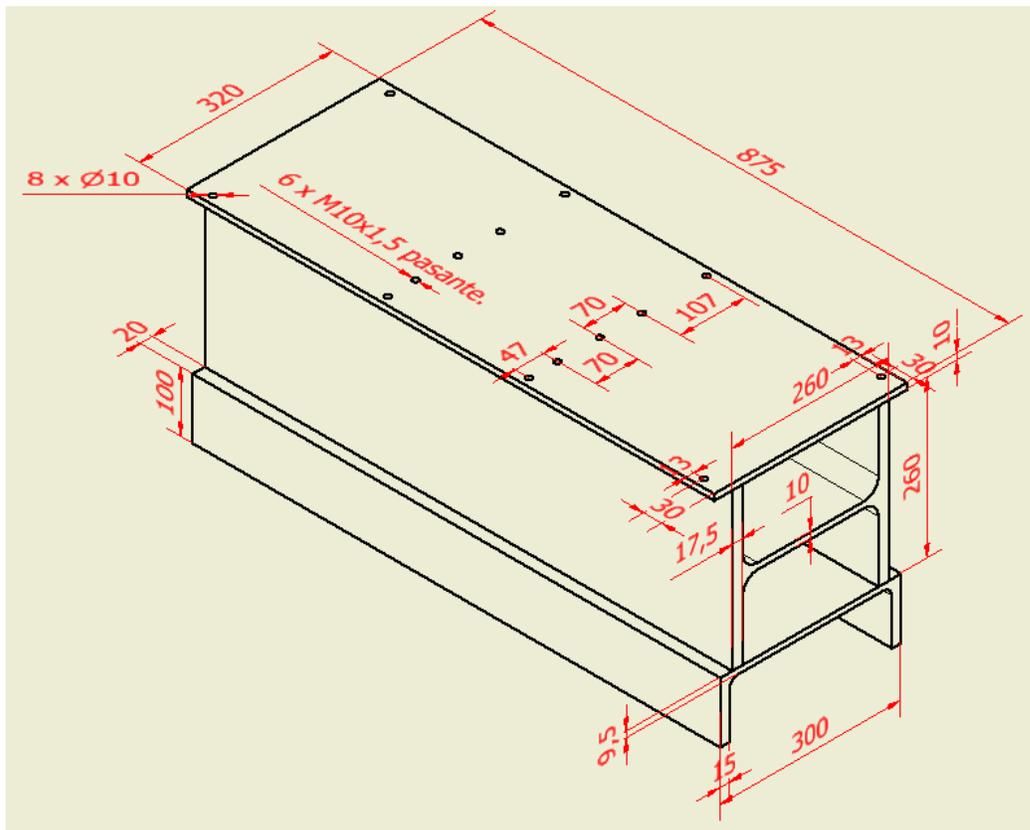


Figura 4.22: Esquema dimensiones conjunto mesa de soporte de la abrazadera conducida.

*Fuente: Elaboración propia.*

## Base aditamento

La base del aditamento consiste fundamentalmente en una plancha de acero ASTM A36, con unas placas laterales con 4 perforaciones cada una, que permiten el anclaje a la mesa de levante por medio de una unión apernada. Además, posee en la zona central dos placas rectangulares verticales, que se utilizan como un tope para el conjunto del soporte oscilante trasero al momento del giro del componente, y así asistir en obtener una posición estable. Estas placas son reforzadas por nervios y poseen una capa de goma por la cara de contacto con el componente, de modo de evitar daños en el mismo y suavizar el impacto.

La disposición y cotas de la pieza se pueden ver en la figura 4.24.

### 4.2.3. Módulo de fijación: componentes comerciales

#### Seguros cierre abrazaderas

El mecanismo de seguro para el cierre de las abrazaderas consiste en dos pernos DIN 912 M10x1x80 grado 8,8, que se introducen por una perforación pasante de la pieza superior, y

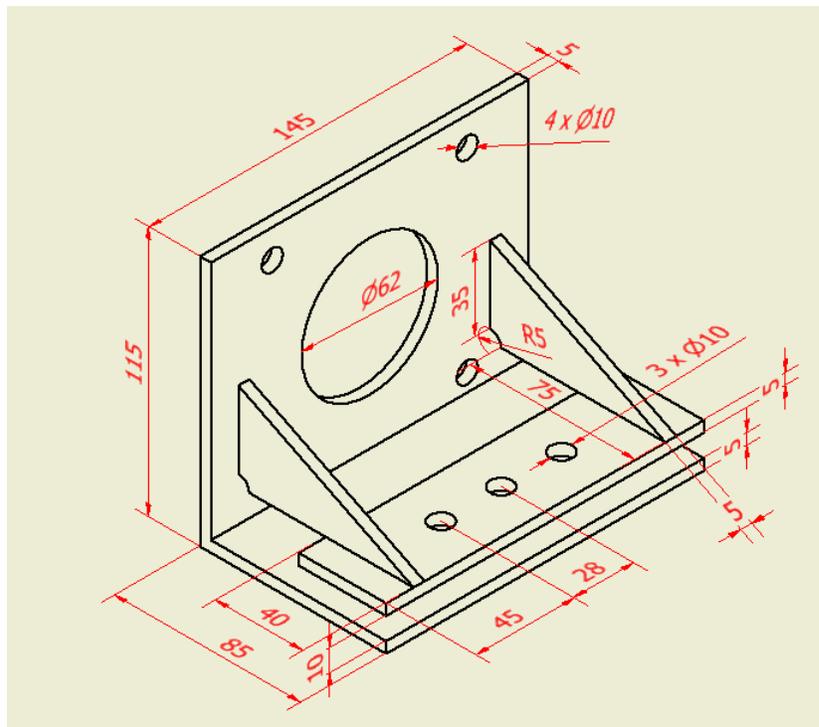


Figura 4.23: Esquema dimensiones soporte motor.

*Fuente: Elaboración propia.*

una perforación roscada de la pieza inferior de las abrazaderas como se indica en la Figura 4.25, en donde se visualiza la pieza inferior de la abrazadera (azúl) y la superior (gris) en transparencia, indicando la perforación roscada (1), la perforación pasante (2) y los pernos que actúan como seguro de cierre (3).

El seguro se introduce antes de realizar la maniobra de rotación del componente, para mantener unidas y fijas las piezas superiores e inferiores de las abrazaderas. Se introduce al momento de montar la parte superior de las mismas, y luego se retira el pasador que bloquea el movimiento rotacional, de forma que se pueda ejecutar la maniobra de giro del componente.

### **Pernos, arandelas y tuercas**

Se diseñan algunas uniones no permanentes entre los componentes del aditamento, de forma que pueda ser desmontable ya sea para labores de mantención, limpieza, cambio de piezas, almacenaje, entre otras. Para aquello, se considera el uso de una serie de pernos, arandelas y tuercas comerciales, de forma de mantener las uniones ya sea por el perno como pasador, o por ajuste en tensión en función de la precarga de los mismos.

Los pernos contemplados y sus principales características se resumen en la Tabla 4.4, al igual que las tuercas en la Tabla 4.5 y las arandelas en la Tabla 4.6.

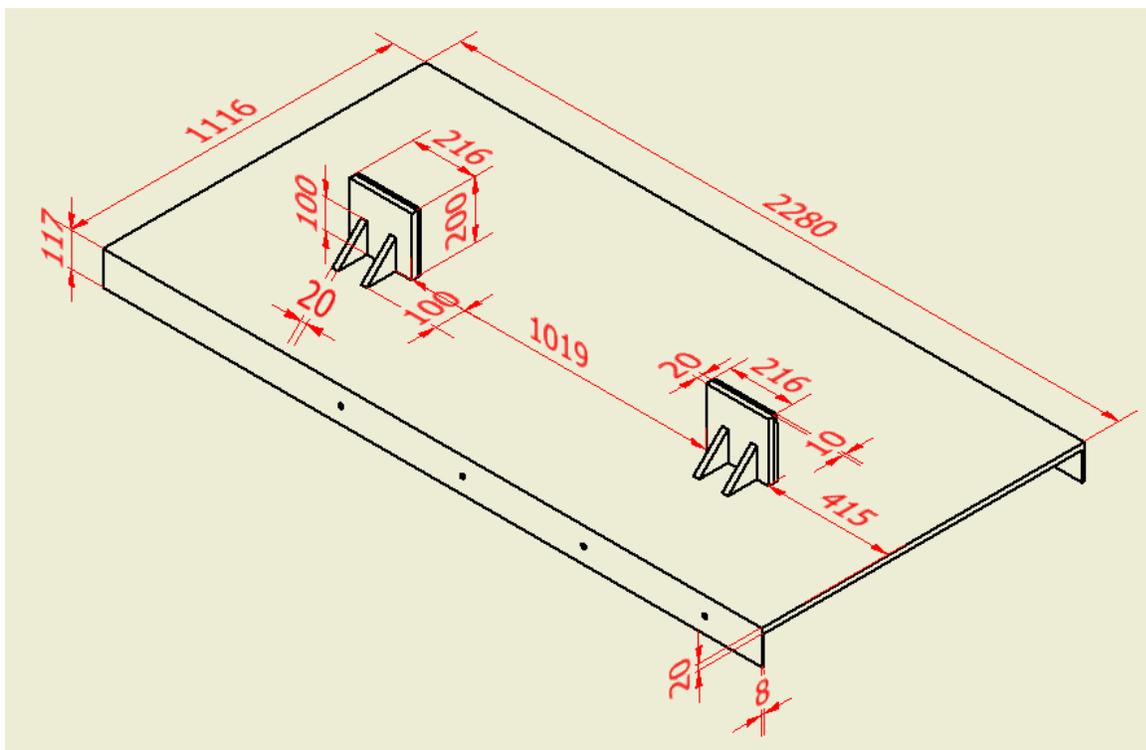


Figura 4.24: Esquema dimensiones base aditamento.

*Fuente: Elaboración propia.*

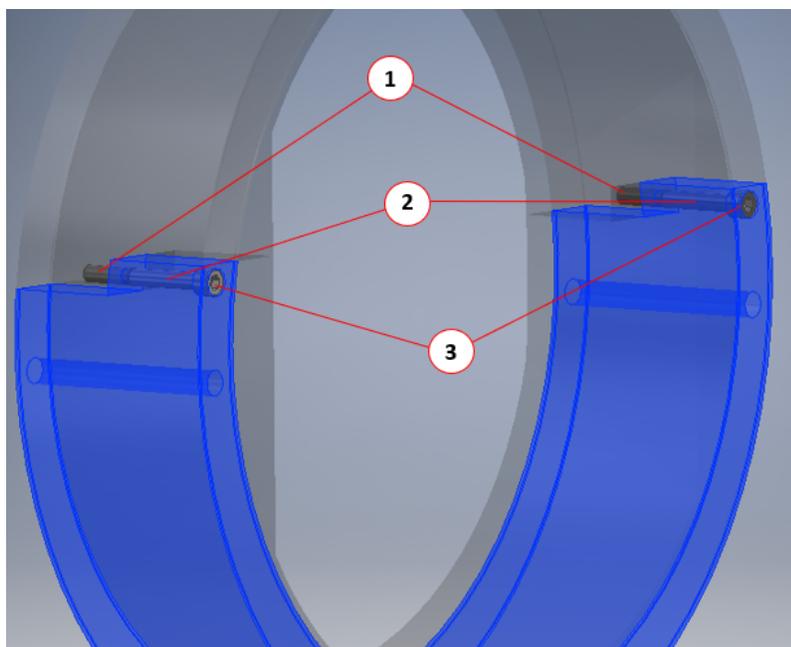


Figura 4.25: Vista en transparencia sistema seguro abrazaderas.

*Fuente: Elaboración propia.*

## Seguros seegers

Los seguros seeger, o arandelas de retención, son una pieza mecánica comercial desmontable, empleada con la finalidad de retener de forma axial componentes ensamblados sobre

Tabla 4.4: Resumen pernos contemplados y sus características.

*Fuente: Elaboración propia.*

Unión	Cantidad	Norma	Tipo	Grado	Diámetro [mm]	Paso [mm]	Longitud vástago [mm]
Mesa de levante y base aditamento	8	DIN 7984	Métrico	8,8	16	2	70
Mesa soporte y soporte motor	3	DIN 7984	Métrico	8,8	10	1,5	40
Soporte motor y motor	4	DIN 7984	Métrico	8,8	8	1,25	25
Mesa soporte y placas soporte	28	DIN 912	Métrico	8,8	10	1,5	35
Ejes polines verticales	13	DIN 912	Métrico	10,9	30	3,5	240
Seguro cierre abrazaderas	4	DIN 912	Métrico	8,8	10	1,25	80
Rodamientos y soporte abrazadera	4	DIN 7984	Métrico	8,8	10	1,5	35

Tabla 4.5: Resumen tuercas contempladas y sus características.

*Fuente: Elaboración propia.*

Unión	Cantidad	Norma	Tipo	Diámetro [mm]	Paso [mm]	Espesor [mm]
Mesa de levante y base aditamento	8	GB/T 6170	Métrica/Hexagonal	16	2	24
Mesa soporte y soporte motor	3	GB/T 6170	Métrica/Hexagonal	10	1,5	16
Soporte motor y motor	4	GB/T 6170	Métrica/Hexagonal	8	1,25	13
Mesa soporte y placas soporte	16	GB/T 6170	Métrica/Hexagonal	10	1,5	16
Placas soporte y soporte abrazadera	13	GB/T 6170	Métrica/Hexagonal	30	3,5	46
Rodamientos y soporte abrazadera	4	GB/T 6170	Métrica/Hexagonal	10	1,5	16

Tabla 4.6: Resumen arandelas contempladas y sus características.

*Fuente: Elaboración propia.*

Unión	Cantidad	Norma	Tipo	Diám. Nom. [mm]	Diám. Ext. [mm]	Diám. Int. [mm]	Espesor [mm]
Mesa de levante y base aditamento	16	GB/T 848	Métrica	16	28	17	2,5
Mesa soporte y soporte motor	6	GB/T 848	Métrica	10	18	10,5	1,6
Soporte motor y motor	8	GB/T 848	Métrica	8	15	8,4	1,6
Mesa soporte y placas soporte	44	GB/T 848	Métrica	10	18	10,5	1,6
Placas soporte y soporte abrazadera	26	GB/T 1230	Métrica	30	56	31	5
Rodamientos y soporte abrazadera	8	GB/T 848	Métrica	10	18	10,5	1,6

una superficie cilíndrica.

Para el diseño de la herramienta, se contempla el uso de una variedad de estos seguros. La cantidad, tipo y características de estos se resumen en la Tabla 4.7.

Tabla 4.7: Resumen seguros seeger contemplados y sus características.

*Fuente: Elaboración propia.*

Pieza ranurada - Pieza bloqueada	Cantidad	Norma	Diám. nominal [mm]	Espesor [mm]
Acople eje motor - Piñón motriz	1	DIN 471	10	1
Eje potencia - Corona motriz	1	DIN 471	20	1,2
Eje potencia - Rodamiento grande	1	DIN 471	30	2
Eje potencia - Piñón conducido	1	DIN 471	30	1,5
Eje potencia - Rodamiento pequeño	1	DIN 471	20	1,2
Eje polines - Acople polines	26	DIN 471	30	1,5
Acople polines - Polines verticales	13	DIN 471	50	2
Pasador abrazaderas	4	DIN 471	15	1

#### 4.2.4. Módulo de fijación: componentes especializados

##### Pasadores abrazaderas

Los pasadores de las abrazaderas son una barra circular maciza de acero SAE 1050, que poseen en un extremo una pequeña sección de diámetro mayor, y en el otro extremo una ranura para un seguro seeger. Se utilizan 2 pasadores por cada abrazadera, totalizando 4 pasadores.

Se introducen en un agujero en unas pestañas del soporte de abrazaderas, y en una perforación pasante de la pieza inferior de las abrazaderas. La sección de diámetro mayor sirve de hombro de apoyo de forma que tope el pasador con la pestaña del soporte, y en el otro extremo se fija axialmente mediante un seguro seeger a la pestaña del otro lado. De esta forma, fija ambas piezas y por lo tanto evita el movimiento rotatorio de la abrazadera. Se utilizan durante las etapas de desmontaje y montaje del componente.

En la Figura 4.26 se pueden observar los dos pasadores de bloqueo montados en las pestañas del soporte de abrazaderas y en la abrazadera misma mediante la vista en transparencia. Las cotas de la pieza del pasador se aprecian en el esquema de la Figura 4.27.

##### Topes inferiores

Los topes inferiores son unas piezas simples que consisten en dos placas rectangulares de acero ASTM A36, recubiertas en una de sus caras por una superficie de goma. Se encuentran unidas mediante soldadura a la base del aditamento, en su zona central, y se refuerzan por la cara opuesta a la superficie engomada con dos nervios del mismo material.

Su configuración geométrica y cotas se pueden apreciar en la Figura 4.24, y en términos de fijación cumplen con la funcionalidad de asistir a mantener la posición vertical del componente, así como también evitar que el soporte oscilante trasero sobrepase el ángulo que se requiere en dicha posición.

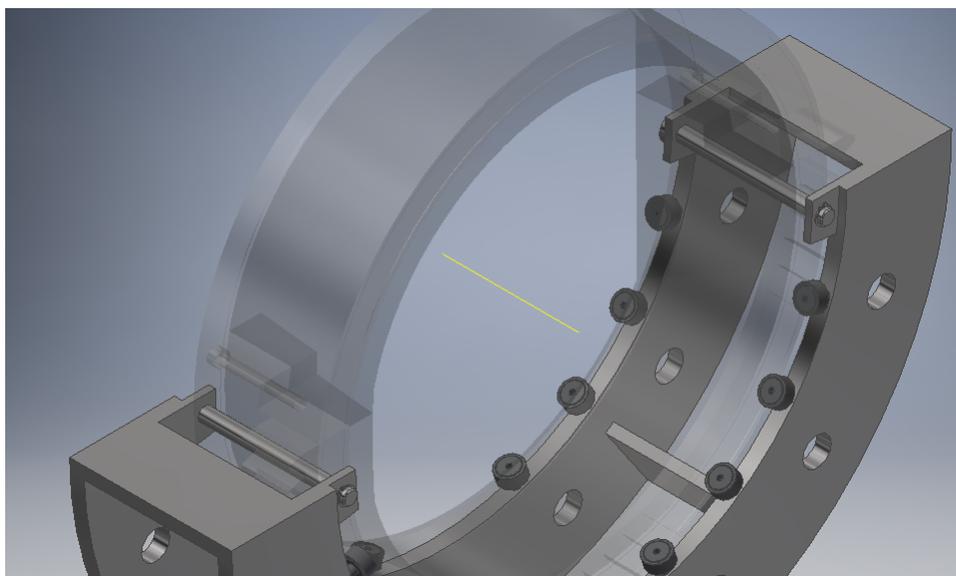


Figura 4.26: Modelo abrazadera bloqueada con sistema de pasadores.

*Fuente: Elaboración propia.*

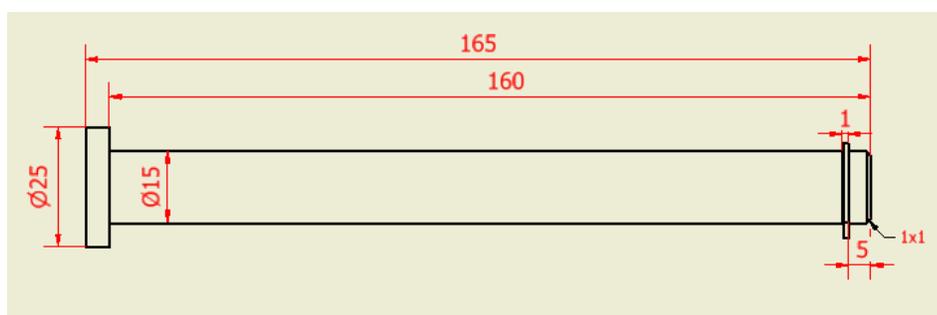


Figura 4.27: Esquema y dimensiones pasador abrazaderas.

*Fuente: Elaboración propia.*

## 4.2.5. Módulo de rotación: componentes comerciales

### Motor eléctrico paso a paso (STEP)

Se contempla el uso de un motor eléctrico paso a paso (STEP motor) de tamaño estandarizado NEMA 42. Se selecciona el motor Superior Electric modelo KML112 bipolar, el cual posee un torque de retención (holding torque) de 19,4 Nm y una masa de 8,3 kg. Incluye una fijación de tipo flange cuadrado de 170 mm de lado [6]. Para mayor información referirse a extracto de ficha técnica en el anexo C del documento.

Por supuesto que el motor cumple con la función de proveer de la energía motriz para imponer un determinado torque al piñón motriz, de manera de permitir el movimiento de rotación del componente y realizar la maniobra de giro requerida. La Figura 4.28 corresponde a una imagen referencial del motor.

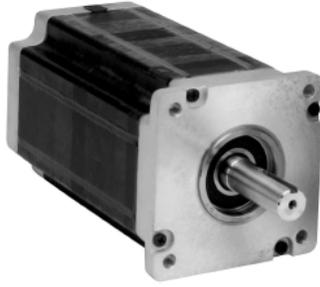


Figura 4.28: Motor paso a paso Superior Electric KML112 NEMA 42.

*Fuente: Catálogo STEP MOTORS de Superior Electric [6].*

## Rodamientos de bolas

El eje que transporta la potencia desde la corona motriz hasta el piñón conducido, denominado eje potencia, se apoya en dos rodamientos de bolas que lo sostienen, permitiendo su giro con una resistencia de fricción mínima.

Se contempla el uso de dos unidades distintas de rodamientos de bolas de alta carga, con soportes de tipo flange para su fijación al soporte de abrazaderas. Las unidades de rodamiento son de la marca NTN SNR, modelo UKFL 307H para el rodamiento grande; que posee un diámetro interior de 30 mm y una capacidad de carga estática y dinámica de 19,2 y 33,5 kN respectivamente, mientras que el modelo UKFL 305H para el rodamiento pequeño; que posee un diámetro interior de 20 mm y capacidades de carga estática y dinámica de 11,5 y 22,36 kN respectivamente [16].

Para mayor detalle de información se recomienda revisar el anexo C. El modelo CAD de la unidad de rodamiento grande se puede ver en la Figura 4.29.

### 4.2.6. Módulo de rotación: componentes especializados

#### Acople eje motor

El acople del eje del motor es una pieza metálica de acero ASTM A36, que cumple la finalidad de reducir y extender el diámetro del eje del motor para un mejor acoplamiento con el piñón motriz. Se anexa a este y transmite la potencia mediante chavetas.

La geometría y cotas de la pieza se ilustran en el esquema de la Figura 4.30.

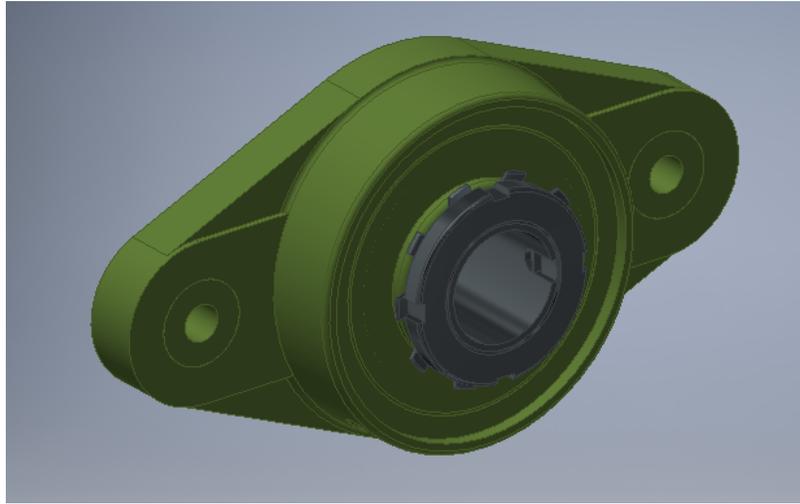


Figura 4.29: Modelo CAD unidad rodamiento flange SNR UKFL 307H.

*Fuente: Biblioteca CAD Traceparts [16].*

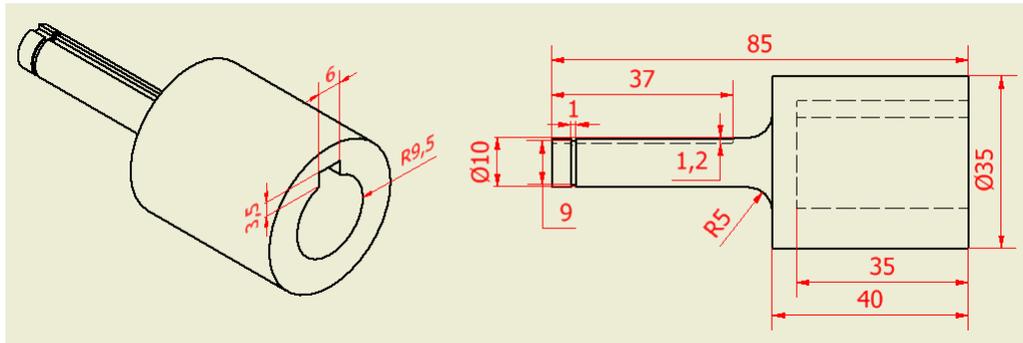


Figura 4.30: Esquema con cotas principales acople eje motor.

*Fuente: Elaboración propia.*

## Sistema engranes motrices

El sistema de engranes motrices se compone de dos engranajes rectos, con dientes de perfil involuta y sus respectivas chavetas. El conjunto se puede ver en la Figura 4.31; el engrane pequeño se denomina piñón motriz (1) y el grande corona motriz (2).

Cumplen la función de transmitir y amplificar, mediante una relación de reducción de 1:3, el torque proveniente del motor. Las principales características de cada engrane se resumen en la Tabla 4.8.

## Eje potencia

El eje de potencia corresponde al eje que sostiene a la corona motriz y al piñón conducido y se apoya en los dos rodamientos de bolas. Recibe la potencia mediante la corona motriz y la

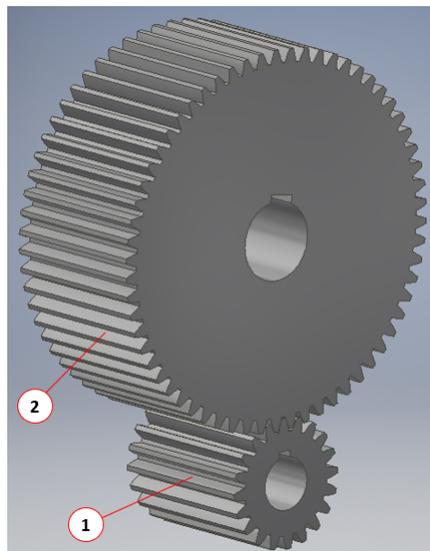


Figura 4.31: Modelo sistema de engranes motrices.

*Fuente: Elaboración propia.*

Tabla 4.8: Datos y características piñón y corona motriz.

*Fuente: Elaboración propia.*

Dato	Símbolo	Unidad	Piñón motriz	Corona motriz
			Valor	Valor
Ángulo de presión	Phi	[°]	20	
Nº de dientes	Z	-	20	62
Espesor	F	[mm]	30	30
Diámetro exterior	De	[mm]	24,8	71,8
Diámetro de paso	Dp	[mm]	22,5	69,8
Diámetro raíz	Dr	[mm]	19,7	66,8
Diámetro perforación interior	Di	[mm]	10	15
Masa	M	[kg]	0,07	0,8
Material	-	-	SAE 1050 TyR (205°C)	SAE 1050 TyR (425°C)

transmite al piñón conducido, el que luego gira la corona conducida (abrazadera motriz). Se compone de acero SAE 4340 templado y revenido a 425 °C y posee varias secciones cilíndricas, ranuras para seguros seeger y dos chaveteros, uno para cada engranaje. La configuración dimensional del eje se expone en la Figura 4.32 y su respectiva Tabla 4.9.

### Sistema engranes conducidos

Este sistema se compone de un piñón, denominado conducido, consistente en un engranaje de dientes rectos y perfil involuta, el cual actúa y transmite movimiento a la zona coronada o dentada de la abrazadera motriz. Para efectos del presente informe, la abrazadera motriz y la corona conducida representan la misma pieza. En la Figura 4.33 se observa el piñón conducido (1) en contacto con la abrazadera motriz (2).

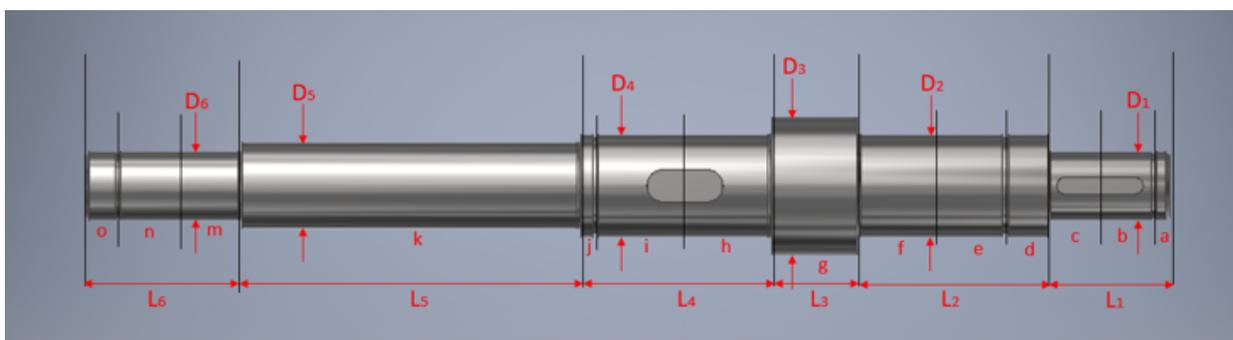


Figura 4.32: Esquema dimensiones principales eje de potencia.

*Fuente: Elaboración propia.*

Tabla 4.9: Dimensiones principales eje de potencia.

*Fuente: Elaboración propia.*

Dato	Símbolo	Unidad	Valor
Largo total eje	L	[mm]	312,1
Largo segmento 1	L1	[mm]	35
Largo segmento 2	L2	[mm]	55
Largo segmento 3	L3	[mm]	24,5
Largo segmento 4	L4	[mm]	55
Largo segmento 5	L5	[mm]	97,6
Largo segmento 6	L6	[mm]	45
Diámetro segmento 1	D1	[mm]	20
Diámetro segmento 2	D2	[mm]	30
Diámetro segmento 3	D3	[mm]	40
Diámetro segmento 4	D4	[mm]	30
Diámetro segmento 5	D5	[mm]	25
Diámetro segmento 6	D6	[mm]	20
Radio curvatura hombros eje	r	[mm]	1
Distancia a	a	[mm]	4,45
Distancia b	b	[mm]	15,55
Distancia c	c	[mm]	15
Distancia d	d	[mm]	12,2
Distancia e	e	[mm]	21,8
Distancia f	f	[mm]	21
Distancia g	g	[mm]	24,5
Distancia h	h	[mm]	25
Distancia i	i	[mm]	25,8
Distancia j	j	[mm]	4,2
Distancia k	k	[mm]	97,6
Distancia m	m	[mm]	17,5
Distancia n	n	[mm]	18,15
Distancia o	o	[mm]	9,35

Además de transferir el movimiento rotatorio hacia la abrazadera, el sistema también magnifica el torque y disminuye la rapidez de giro, dada una razón de reducción de 1:5 entre ambos engranajes. Las principales características de cada uno se resumen en la Tabla 4.10.

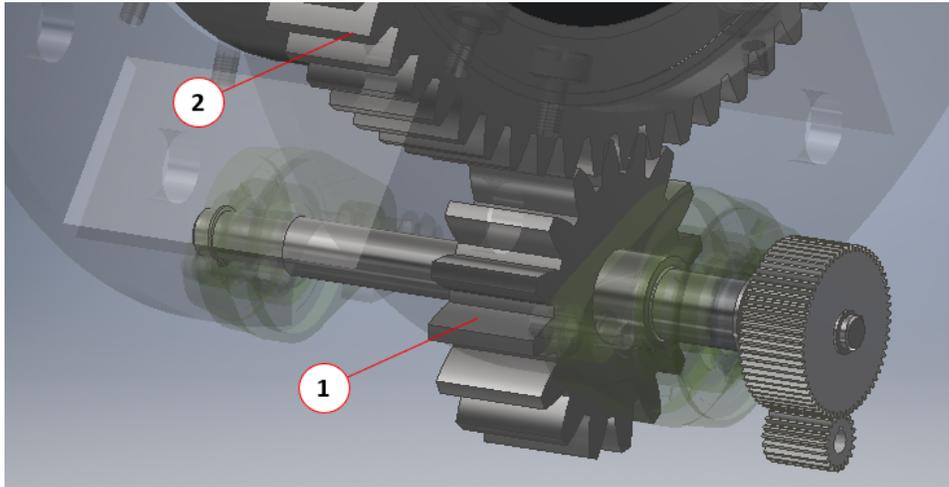


Figura 4.33: Modelo CAD piñón conducido (1) y corona conducida (2).

*Fuente: Elaboración propia.*

Tabla 4.10: Datos y características piñón y corona conducidos.

*Fuente: Elaboración propia.*

Dato	Símbolo	Unidad	Piñón conducido	Corona conducida
			Valor	Valor
Ángulo de presión	Phi	[°]	20	
Nº de dientes	Z	-	16	80
Espesor	F	[mm]	50	50
Diámetro exterior	De	[mm]	135	615
Diámetro de paso	Dp	[mm]	120	600
Diámetro raíz	Dr	[mm]	101,3	581,3
Diámetro perforación interior	Di	[mm]	30	-
Masa	M	[kg]	4,12	58,4
Material	-	-	SAE 1035 CD	ASTM A36

# Capítulo 5

## Diseño de detalle

En este capítulo, se presenta la justificación de decisiones de diseño, en base a los cálculos principales para cada componente y sistemas que conforman el aditamento, los cuales fueron descritos previamente en el capítulo de diseño de configuración.

Se muestra la metodología de cálculo, basada en las ecuaciones y conceptos del capítulo de marco teórico, la definición de las cargas de operación y las cargas de diseño, y los principales resultados de resistencia según cada mecanismo de falla asociado al componente en cuestión, mediante el cálculo de sus respectivos factores de seguridad. Algunos cálculos secundarios se presentan en el anexo B de memoria de cálculo, con la finalidad de facilitar la entrega de información al lector. Los resultados se describen en secciones según los módulos funcionales que conforman el aditamento, descritos en el capítulo anterior. Además, se introduce un análisis de criticidad de las partes y componentes en cuestión, con la finalidad de validar los resultados obtenidos para los factores de seguridad en función de un criterio definido.

Cabe mencionar que se cuenta con las siguientes consideraciones generales:

- El escenario en donde se desenvuelve la herramienta es en un taller de mantenimiento cerrado, por lo que se desprecia la acción de efectos climáticos tales como lluvias y vientos.
- El suelo del taller se considera como una losa plana y limpia, sin elementos que obstaculicen el movimiento de la herramienta.
- No se consideran efectos asociados a cargas sísmicas u otras eventualidades externas.
- No se considera el efecto de impactos externos sobre la herramienta o el componente.
- Dado que los movimientos y aceleraciones empleadas son muy pequeñas, principalmente por temas de seguridad, se considera para los cálculos una situación de equilibrio estático, bajo los distintos escenarios considerados.

## 5.1. Análisis criticidad componentes

Con la finalidad de establecer ciertas directrices respecto a los requerimientos de resistencia mínimos para cada componente, se establece una escala de criticidad de los mismos.

La escala se mide en grados desde el 1 hasta el 9, donde 1 es el grado mínimo que representa una falla menor en el equipo si el componente falla, mientras que 9 es el grado mayor que representa una falla catastrófica en el equipo si falla aquel componente. Se establece un factor de seguridad mínimo que debe cumplir la pieza o componente según el grado de criticidad que se le asigne. La escala se resume en la Tabla 5.1.

Tabla 5.1: Escala de criticidad definida.

*Fuente: Elaboración propia.*

Escala criticidad componentes		
Grado	Descripción	FS mínimo
9	Falla catastrófica o colapso completo del equipo	5
8		4
7	Falla o colapso parcial del equipo	3
6		2,4
5	Falla completa de funcionalidad de algún sistema	2,2
4		2
3	Falla parcial de funcionalidad de algún sistema	1,8
2		1,6
1	Falla menor equipo no pierde funcionalidad	1,4

En función de la escala de criticidad propuesta, se determina el grado de criticidad de los distintos componentes de cada uno de los módulos funcionales definidos para el aditamento. Los resultados se tabulan en las Tablas 5.2, 5.3 y 5.4, para los sistemas de giro, soporte y sujeción, respectivamente.

## 5.2. Definición de componentes: Sistema de giro

### 5.2.1. Abrazadera motriz (corona conducida)

El conjunto de abrazadera motriz, también denominado corona conducida, es el responsable de transmitir la potencia al componente para la maniobra de giro, además de sostenerlo.

Se debe dimensionar en primera instancia la magnitud de las fuerzas que ejercen los polines verticales sobre las abrazaderas, para sostener al conjunto de las abrazaderas junto al eje trasero montado sobre ellas.

Tabla 5.2: Análisis criticidad sistema de giro.

*Fuente: Elaboración propia.*

Sistema de giro			
Componente	Tipo de falla	Grado	FS mín
Soporte del motor	Flexión	5	2,2
Chaveta motor	Corte, aplastamiento	3	1,8
Piñón motriz	Flexión, desgaste	4	2
Chaveta corona motriz	Corte, aplastamiento	3	1,8
Corona motriz	Flexión, desgaste, aplastamiento	4	2
Eje	Flexión, torsión	4	2
Chaveta piñón conducido	Corte, aplastamiento	3	1,8
Piñón conducido	Flexión, desgaste	4	2
Corona conducida	Flexión, desgaste	4	2
Rodamiento A eje	Aplastamiento	7	3
Rodamiento B eje	Aplastamiento	7	3

Tabla 5.3: Análisis criticidad sistema de soporte.

*Fuente: Elaboración propia.*

Sistema de soporte			
Componente	Tipo de falla	Grado	FS mín
Abrazaderas	Aplastamiento	7	3
Polines verticales	Aplastamiento	7	3
Eje polines verticales	Flexión	6	2,4
Polines horizontales	Flexión, aplastamiento	6	2,4
Soportes abrazadera	Aplastamiento	8	4
Placas de soporte	Aplastamiento	7	3
Base placas de soporte	Cortante borde, compresión	5	2,2
Mesa soporte, placa superior	Cortante borde, compresión	5	2,2
Mesa soporte, vigas H	Aplastamiento, pandeo	9	5
Mesa soporte, vigas C	Aplastamiento, pandeo	9	5
Pasador cierre abrazaderas	Flexión, aplastamiento, corte	5	2,2

Tabla 5.4: Análisis criticidad sistema de fijación.

*Fuente: Elaboración propia.*

Sistema de sujeción			
Componente	Tipo de falla	Grado	FS mín
Pernos rodamiento A eje	Flexión, aplastamiento	7	3
Pernos rodamiento B eje	Flexión, aplastamiento	7	3
Pernos soporte motor	Flexión, tensión	5	2,2
Pernos placa mesa soporte	Corte, aplastamiento	6	2,4
Pernos base inferior	Corte, aplastamiento	3	1,8

### Fuerza de soporte

Estas fuerzas de contacto son de carácter radial, se designan como  $F_r$  y se puede ver su configuración en el arreglo de polines verticales de la abrazadera conducida en el diagrama

de cuerpo libre de la Figura 5.1. Cabe mencionar que el diagrama de cuerpo libre de la abrazadera motriz es igual, con la salvedad que no posee el polín vertical en la posición inferior (4), correspondiente al ángulo de  $90^\circ$ .

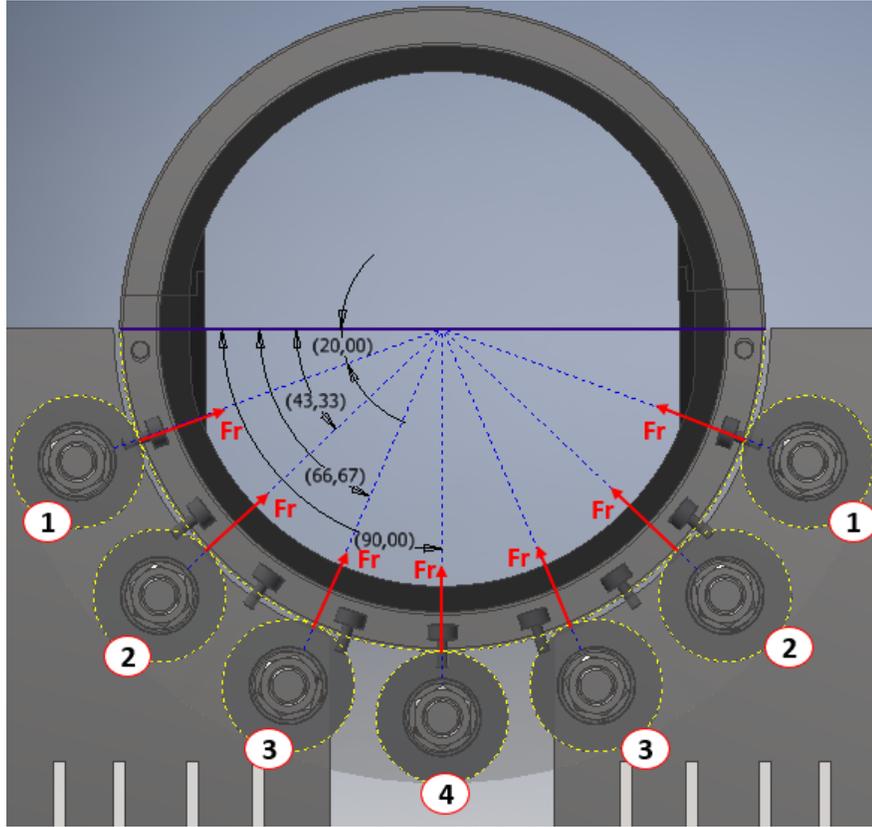


Figura 5.1: DCL del arreglo de polines sobre la abrazadera conducida.

*Fuente: Elaboración propia.*

Para calcular las fuerzas de contacto radial ( $F_r$ ), se consideran todas de la misma magnitud, y que la suma de cada una de sus respectivas componentes verticales ( $F_r \cdot \cos(\alpha_i)$ ) debe ser igual a la carga total que sostienen, la que asumiendo distribución de carga uniforme del peso del eje trasero entre ambas abrazaderas, corresponde a la mitad del peso del conjunto de eje trasero, sumado al peso de la respectiva abrazadera.

Dada la simetría del arreglo de polines verticales de tipo 1, 2 y 3, según la Figura 5.1, se tienen las siguientes ecuaciones para el caso de la abrazadera conducida y la abrazadera motriz, respectivamente.

$$\sum_{i=1}^3 2 \cdot (F_r)_{conducido} \cdot \text{sen}(\alpha_i) + (F_r)_{conducido} = \frac{M_{\text{eje trasero}}}{2} \cdot g + M_{abr\ conducida} \cdot g \quad (5.1)$$

$$\sum_{i=1}^3 2 \cdot (F_r)_{motriz} \cdot \text{sen}(\alpha_i) = \frac{M_{\text{eje trasero}}}{2} \cdot g + M_{abr\ conducida} \cdot g \quad (5.2)$$

donde  $F_r$  es la fuerza radial de los polines ya sea para el caso motriz o conducido,  $\alpha$  el ángulo entre la horizontal y la fuerza radial respectiva, como se aprecia en el DCL de la Figura 5.1,  $M_{eje\ traseero}$ ,  $M_{abr\ motriz}$  y  $M_{abr\ conducida}$  las masas del eje trasero, de la abrazadera motriz y la abrazadera conducida, respectivamente, y  $g$  la aceleración de gravedad.

Al despejar y calcular  $F_r$  de las ecuaciones (5.1) y (5.2) se obtiene la fuerza radial requerida para los polines verticales, es decir, las cargas de operación. Sin embargo, en un afán de ser conservador en el diseño y contemplar eventualidades y así no basarse en un cálculo tan idealizado, se contempla una carga de diseño equivalente a la carga de operación multiplicada por un factor de diseño de 1,5. Los resultados se exponen en la Tabla 5.5.

Tabla 5.5: Resultados de carga de los polines verticales para cada caso.

*Fuente: Elaboración propia.*

Datos / Resultados	Símbolo	Unidad	Caso motriz	Caso conducido
			Valor	Valor
Ángulo polines 1	Alpha_1	[°]	20	20
		[rad]	0,35	0,35
Ángulo polines 2	Alpha_2	[°]	43,33	43,33
		[rad]	0,76	0,76
Ángulo polines 3	Alpha_3	[°]	66,67	66,67
		[rad]	1,16	1,16
Ángulo polines 4	Alpha_4	[°]	-	90
		[rad]	-	1,57
Mitad masa eje trasero	M_eje trasero	[Kg]	3415	3415
Masa abrazadera	M_abr	[Kg]	62,43	54,22
Carga de operación	W	[N]	34113,6	34033,0
Fuerza radial de operación	F_r	[N]	8762,99	6955,57
Factor de diseño	n_d	[-]	1,5	1,5
Fuerza radial de diseño	F_r	[N]	13144,48	10433,36

## Torque requerido

Para ejecutar la maniobra de giro, se requiere resolver la ecuación de movimiento rotacional del conjunto del eje trasero completo, ensamblado con el sistema de ambas abrazaderas, considerando el efecto del roce por rodadura, ejercido en el apoyo rodante con el arreglo de polines verticales.

Se definen los ejes principales del conjunto de eje trasero como se indica en la Figura 5.2; el eje de giro del conjunto corresponde al eje ZZ de la figura, que va desde el centro de un mando final al otro.

Para dimensionar el torque requerido para inducir el giro, se debe resolver la ecuación para el momento respecto al eje ZZ. La ecuación queda como

$$\sum M_{zz} = F_t \frac{D_p}{2} - [6 (F_{rr})_{polines\ lado\ motriz} - 7 (F_{rr})_{polines\ lado\ conducido}] \frac{D}{2} = (I_{zz})_{total} \cdot \alpha \quad (5.3)$$

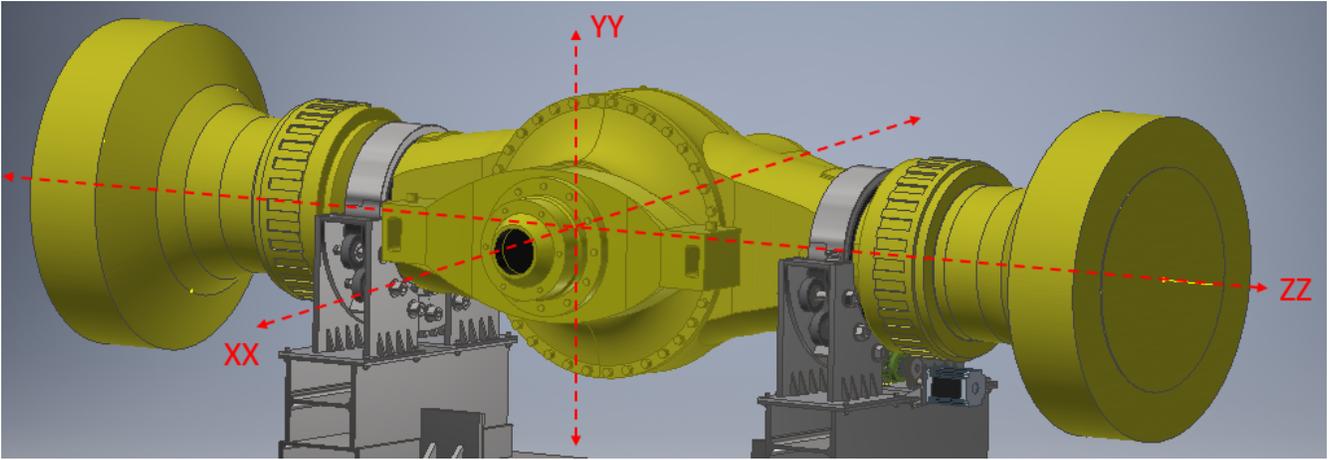


Figura 5.2: Modelo CAD definiendo los ejes principales del componente.

*Fuente: Elaboración propia.*

donde  $F_t$  es la fuerza tangencial del piñón motriz sobre la corona motriz,  $F_{rr}$  la fuerza de roce por rodadura del conjunto de polines verticales (ya sea el motriz o el conducido),  $D_p$  el diámetro de paso de la abrazadera conducida,  $D$  el diámetro exterior de la superficie de contacto de las abrazaderas,  $(I_{zz})_{total}$  el momento de inercia respecto al eje ZZ del conjunto de ambas abrazaderas y el eje trasero completo, y  $\alpha$  la aceleración angular del mismo conjunto.

El torque que se requiere imponer a la abrazadera viene dado por la expresión  $\left(F_t \frac{D_p}{2}\right)$  de la ecuación anterior. Despejando se obtiene:

$$M_{req} = F_t \frac{D_p}{2} = (I_{zz})_{total} \cdot \alpha + [6 (F_{rr})_{polines\ lado\ motriz} - 7 (F_{rr})_{polines\ lado\ conducido}] \frac{D}{2} \quad (5.4)$$

Se deben determinar entonces los valores de  $(I_{zz})_{total}$ ,  $\alpha$ ,  $F_{rr}$  y  $D$ .

El momento de inercia del conjunto, se obtiene a partir de la expresión

$$(I_{ZZ})_{total} = (I_{ZZ})_{abrazadera\ motriz} + (I_{ZZ})_{abrazadera\ conducida} + (I_{ZZ})_{eje\ trasero\ completo} \quad (5.5)$$

Los valores para cada uno de los momentos de inercia respecto al eje ZZ, de cada componente se obtienen del análisis de propiedades físicas de los modelos CAD en Inventor 2018. Se tiene que

$$(I_{ZZ})_{abrazadera\ motriz} = 4 [Kg\ m^2]$$

$$(I_{ZZ})_{abrazadera\ conducida} = 3,4 [Kg\ m^2]$$

$$(I_{ZZ})_{eje\ trasero\ completo} = 710,53 [Kg\ m^2]$$

Con lo que se tiene

$$(I_{ZZ})_{total} = 4 + 3,4 + 710,53 [Kg m^2] = 717,93 [Kg m^2] \quad (5.6)$$

Para la maniobra de giro, el componente debe girar  $90^\circ$  respecto al eje ZZ, y se estima adecuado un tiempo de 60 s para efectuar dicha maniobra. Se contempla un movimiento giratorio a rapidez constante, con un tiempo de aceleración de 2 s en alcanzar la rapidez constante, y un tiempo de desaceleración también de 2 s en detenerse.

A partir de esto, se puede calcular la aceleración angular del movimiento como

$$\alpha = \frac{\omega}{t_{aceleracin}} = \frac{\theta}{t_{aceleracin} \cdot t_{giro}} = \frac{1,57 [rad]}{2 [s] \cdot 56s} = 0,014 \left[ \frac{rad}{s^2} \right] \quad (5.7)$$

Las fuerzas de roce por rodadura, dependen tanto del coeficiente de roce por rodadura como por la fuerza normal a la superficie de contacto. La fuerza normal en este caso corresponde a la fuerza de contacto que ejercen los polines sobre las abrazaderas, que se calcula en la sección anterior.

Los coeficientes de rodadura se obtienen utilizando los 3 métodos propuestos en el capítulo de marco teórico:

El primer método consiste en utilizar la ecuación (2.109), y reemplazar valores tabulados para el coeficiente de rodadura  $C_{rr}$ . En el caso de contacto entre ruedas y rieles de acero, se tiene que  $C_{rr} = 0,0019$  en promedio.

El segundo método calcula el coeficiente de roce por rodadura mediante una fórmula que depende del diámetro de la abrazadera (en pulg) y de la carga que soporta (en lbf), mediante la ecuación (2.111). Reemplazando los datos se obtiene las expresiones siguientes, para el caso motriz y conducido, respectivamente:

$$(C_{rr})_{motriz} = 0,0048 \cdot \left( \frac{18}{21,06} \right)^{1/2} \cdot \left( \frac{100}{2954,88} \right)^{1/4} = 0,00190 \quad (5.8)$$

$$(C_{rr})_{conducido} = 0,0048 \cdot \left( \frac{18}{21,06} \right)^{1/2} \cdot \left( \frac{100}{2345,42} \right)^{1/4} = 0,00202 \quad (5.9)$$

El tercer método, se basa en la metodología de cálculo del coeficiente de rodadura expresada en un paper de estudio de fricción de ruedas de hierro en rieles de acero ([17]). En primera instancia se interpolan los valores de k y n, a partir de los datos de la Tabla 2.9 para la carga que se tiene en cada uno de los casos: el motriz y el conducido, para luego calcular el valor de  $C_{rr}$  por la ecuación (2.112). Reemplazando los valores interpolados en la ecuación (2.112), se tienen los siguientes coeficientes, para el caso motriz y conducido, respectivamente.

$$(C_{rr})_{motriz} = \frac{0,01561}{21,06^{0,6004}} \quad (5.10)$$

$$(C_{rr})_{conducido} = \frac{0,01533}{21,06^{0,6265}} \quad (5.11)$$

Para el cálculo de la fuerza de roce por rodadura, se utiliza la ecuación (2.109), reemplazando los valores obtenidos para  $C_{rr}$  y  $N$  como la fuerza radial de diseño de los polines verticales ( $F_r$ ). Los resultados y datos principales, para cada uno de los métodos de cálculo, y para cada abrazadera se tabulan en la Tabla 5.6.

Tabla 5.6: Resultados fuerza de roce por rodadura en las abrazaderas.

*Fuente: Elaboración propia.*

			Caso motriz	Caso conducido
Datos de entrada	Símbolo	Unidades	Valor	Valor
Fuerza radial polines abrazaderas	F <sub>r</sub>	[N]	13144,48	10433,36
Diámetro exterior abrazaderas	D	[in]	21,06	21,06
Método 1: Fricción a la rodadura	Símbolo	Unidades	Valor	Valor
Coefficiente fricción a la rodadura	C <sub>rr</sub>	[-]	0,0019	0,0019
Fuerza fricción rodadura	F <sub>rr</sub>	[N]	24,97	19,82
Método 2: Fricción a la rodadura	Símbolo	Unidades	Valor	Valor
Coefficiente fricción a la rodadura	C <sub>rr</sub>	[-]	0,00190	0,00202
Fuerza fricción rodadura	F <sub>rr</sub>	[N]	25,02	21,04
Método 3: Fricción a la rodadura	Símbolo	Unidades	Valor	Valor
Constante k (interpolación)	k	[-]	0,01561	0,01533
Constante n (interpolación)	n	[-]	0,6404	0,6265
Coefficiente fricción a la rodadura	C <sub>rr</sub>	[-]	0,00222	0,00227
Fuerza fricción rodadura	F <sub>rr</sub>	[N]	29,14	23,70

Con el momento de inercia del conjunto, la aceleración angular y las fuerzas de roce por rodadura definidas, se calcula el torque que se requiere imponer a la abrazadera motriz para permitir la maniobra de giro, mediante la resolución de la ecuación (5.4). Los resultados, para cada método de obtención de las fuerzas de roce por rodadura, se resumen en la Tabla 5.7.

Tabla 5.7: Resultados torque requerido sobre abrazadera motriz, según métodos de cálculo.

*Fuente: Elaboración propia.*

Torque requerido	Símbolo	Unidades	Valor
Torque total requerido según método 1	(M <sub>req</sub> ) <sub>1</sub>	[Nm]	87,27
Torque total requerido según método 2	(M <sub>req</sub> ) <sub>2</sub>	[Nm]	87,27
Torque total requerido según método 3	(M <sub>req</sub> ) <sub>3</sub>	[Nm]	89,61

Se obtiene un promedio de  $(M_{req})_{promedio} = 88,05 Nm$ , correspondiente al torque de operación requerido. Con la finalidad de mantener un diseño conservador, considerando posibles

variaciones de estos parámetros o las condiciones del problema, se considera un torque de diseño de 200 Nm, es decir, un aumento de aproximadamente un 127 % respecto al torque de operación determinado.

A partir del torque requerido, es posible calcular los esfuerzos sobre los dientes del sistema de engranes que incluye la abrazadera motriz. El análisis del sistema de engranes conducido (piñón conducido y corona conducida) se realiza en una sección independiente a continuación.

## 5.2.2. Sistema engranajes conducidos

Este sistema de engranajes se compone del piñón conducido y la corona conducida, la que es parte de la abrazadera motriz. Corresponde a un sistema de engranajes de dientes rectos de perfil involuta y con un ángulo de presión de  $20^\circ$ .

Para determinar las fuerzas que actúan sobre los dientes del sistema de engranajes, se parte de la base del torque de diseño requerido para inducir el giro al sistema. Como se menciona al final de la sección anterior, aquel torque corresponde a  $M_{req} = 200 \text{ Nm}$ .

A partir de la ecuación (5.4), se tiene una relación entre el torque requerido, el diámetro de paso de la corona y la fuerza tangencial aplicada sobre la misma. Al despejar esta fuerza de la ecuación, y reemplazando los valores conocidos para  $M_{req}$  y  $D_p$ , se tiene

$$(F_t)_{teo} = \frac{2 \cdot M_{req}}{D_p} = \frac{2 \cdot 200 \text{ [Nm]}}{0,56 \text{ [m]}} = 714,29 \text{ [N]} \quad (5.12)$$

donde  $(F_t)_{teo}$  es la fuerza tangencial teórica que ejerce el piñón conducido sobre la abrazadera conducida. Sin embargo, la ecuación (5.12) no considera las pérdidas entre el contacto de los engranes. Acorde a bibliografía, las pérdidas en engranajes rectos no suelen superar el 10 %. Se evalúa entonces el sistema bajo el caso crítico, con una eficiencia de  $\eta = 0,9$  se tiene la expresión

$$(F_t)_{real} = \frac{(F_t)_{teo}}{\eta} = \frac{714,29 \text{ [N]}}{0,9} = 793,65 \text{ [N]} \quad (5.13)$$

La que corresponde a la carga transmitida entre el piñón conducido y la abrazadera motriz. Se calcula la carga radial del sistema con el ángulo de presión conocido, con lo que se tiene la expresión

$$F_{rad} = F_t \cdot \tan(\phi) = 793,65 \text{ [N]} \cdot \tan(20^\circ) = 288,87 \text{ [N]} \quad (5.14)$$

donde  $F_{rad}$  es la fuerza radial de contacto entre el sistema de engranes conducidos y  $\phi$  el ángulo de presión.

Con las componentes de las fuerzas entre el sistema de engranajes establecidas, y definida la carga transmitida como  $W_t = F_t = 793,65 N$ , se calculan los esfuerzos y resistencias según la metodología AGMA, descrita en la norma AGMA 2001-D04 [12], en la cual se obtienen los esfuerzos y resistencias para cada engranaje, según los dos mecanismos principales de falla: por flexión en los dientes y contacto o desgaste superficial.

El detalle del cálculo de los distintos factores asociados a las ecuaciones, que se describen en el capítulo de marco teórico, se pueden ver en el anexo B del documento. En esta sección, se resume la metodología y los resultados principales del cálculo de los engranajes.

### Cálculo flexión

A partir de la ecuación (2.80), y el cálculo de los respectivos factores, se obtienen los siguientes resultados para el esfuerzo de flexión, tanto en el piñón como en la corona, resumidos en la Tabla 5.8.

Tabla 5.8: Resultados factores y esfuerzos de flexión en sistema engranes conducidos.

*Fuente: Elaboración propia.*

Esfuerzos de flexión			
Piñón			
Factores	Símbolo	Unidad	Valor
Sobrecarga	K_o	[-]	1,250
Dinámico	K_v	[-]	1,030
Tamaño	K_s	[-]	1,000
Distribución carga	K_m	[-]	1,320
Espesor aro	K_B	[-]	1,000
Geométrico	J_1	[-]	0,270
Esfuerzo flexion piñón	Sigma_1	[Pa]	14275687
		[MPa]	14,28
Corona			
Factores	Símbolo	Unidad	Valor
Sobrecarga	K_o	[-]	1,250
Dinámico	K_v	[-]	1,030
Tamaño	K_s	[-]	1,000
Distribución carga	K_m	[-]	1,317
Espesor aro	K_B	[-]	1,000
Geométrico	J_1	[-]	0,410
Esfuerzo flexion corona	Sigma_1	[Pa]	9374642,997
		[MPa]	9,37

En cuanto al cálculo para la resistencia a la flexión de cada engrane, esta depende de la resistencia del material, el cual se debe seleccionar primero. La metodología empleada para esto, consta de imponer un factor de seguridad arbitrario, para luego calcular la resistencia a la flexión que se requiere en el material para ese factor de seguridad, mediante el despeje de  $S_t$  en la ecuación (2.82). Los resultados para la resistencia a la flexión del material requerido se presentan en la Tabla 5.9.

Tabla 5.9: Resultados factores y resistencia flexión requerida.

*Fuente: Elaboración propia.*

Resistencia a la flexión			
Piñón conducido			
Factores	Símbolo	Unidad	Valor
Factor de seguridad flexión impuesto	S_f	[-]	3,000
Factor ciclos flexión	Y_N	[-]	1,248
Factor temperatura	K_T	[-]	1,000
Factor confiabilidad	K_R	[-]	1,002
Esfuerzo permisible flexión	Sigma_f perm	[MPa]	14,276
Resistencia flexión requerida	S_t	[MPa]	34,371
Corona conducida			
Factores	Símbolo	Unidad	Valor
Factor de seguridad flexión impuesto	S_f	[-]	3,000
Factor ciclos flexión	Y_N	[-]	1,248
Factor temperatura	K_T	[-]	1,000
Factor confiabilidad	K_R	[-]	1,002
Esfuerzo permisible flexión	Sigma_f perm	[MPa]	9,375
Resistencia flexión requerida	S_t	[MPa]	22,571

Se estipula la confección de ambos engranajes de acero endurecido grado 2, según norma AGMA 2001-D04, con lo que se tienen las ecuaciones de resistencia a la flexión admisibles según material. Para este caso, se utiliza la ecuación (2.107), a partir de la cual dado el  $S_t$  calculado en la Tabla 5.9, se puede obtener la dureza Brinell requerida para el acero en cuestión. En base a esta dureza requerida, se busca un acero que cumpla con dichos requerimientos. En este caso se tiene, despejando y reemplazando en la ecuación (2.82), los resultados de la Tabla 5.10.

Tabla 5.10: Resultados dureza requerida para esfuerzo flexión y  $S_F = 3$ .

*Fuente: Elaboración propia.*

Pieza	Material	Grado	S_t req [MPa]	Dureza req [HB]
Piñón conducido	Acero endurecido	2	34,371	-111,8
Corona conducida	Acero endurecido	2	22,571	-128,6

Se aprecia que las durezas requeridas son negativas, lo que quiere decir que cualquier acero endurecido de grado 2 cumple con los requerimientos para un factor de seguridad a la flexión de al menos 3, bajo las condiciones de este problema. La selección final de material se aprecia en la Tabla 5.11.

Una vez definido, se procede a calcular la resistencia a la flexión efectiva del material ( $S_t$ ), mediante la misma ecuación (2.107) pero con la dureza obtenida para el acero seleccionado. Luego, con todos los datos se calcula el factor de seguridad a la flexión efectivo ( $S_F$ ) en base a la ecuación (2.83). Los resultados de ambos conceptos se tabulan en la Tabla 5.12.

Tabla 5.11: Selección material sistema de engranajes conducidos y su dureza Brinell.

Fuente: Elaboración propia.

Pieza	Material	Grado	Dureza [HB]
Piñón conducido	SAE 1035 CD	2	163
Corona conducida	SAE 1020 HR	2	111

Tabla 5.12: Resistencia a la flexión y factor de seguridad a la flexión engranajes conducidos.

Fuente: Elaboración propia.

Pieza	Dato	Símbolo	Unidad	Valor
Piñón conducido	Resistencia flexión	S <sub>t</sub>	[MPa]	227,59
	Factor seguridad flexión	S <sub>F</sub>	[-]	19,86
Corona conducida	Resistencia flexión	S <sub>t</sub>	[MPa]	191,03
	Factor seguridad flexión	S <sub>F</sub>	[-]	25,39

### Cálculo contacto (desgaste, picadura)

Similar al caso del esfuerzo de flexión; a partir de la ecuación (2.84), y el cálculo de sus respectivos factores, se obtienen los siguientes resultados para el esfuerzo de contacto, tanto en el piñón como en la corona, resumidos en la Tabla 5.13.

Tabla 5.13: Resultados factores y esfuerzos de contacto en sistema engranes conducidos.

Fuente: Elaboración propia.

Esfuerzos de contacto			
Piñón conducido			
Factores	Símbolo	Unidad	Valor
Sobrecarga	K <sub>o</sub>	[-]	1,250
Dinámico	K <sub>v</sub>	[-]	1,030
Tamaño	K <sub>s</sub>	[-]	1,000
Distribución carga	K <sub>m</sub>	[-]	1,320
Coefficiente elástico	C <sub>p</sub>	[MPa]^(1/2)	189,812
Factor geométrico picadura	I	[-]	0,134
Esfuerzo contacto piñón	Sigma <sub>c</sub>	[MPa]	254,583
Corona conducida			
Factores	Símbolo	Unidad	Valor
Sobrecarga	K <sub>o</sub>	[-]	1,250
Dinámico	K <sub>v</sub>	[-]	1,030
Tamaño	K <sub>s</sub>	[-]	1,000
Distribución carga	K <sub>m</sub>	[-]	1,317
Coefficiente elástico	C <sub>p</sub>	[MPa]^(1/2)	189,812
Factor geométrico picadura	I	[-]	0,134
Esfuerzo contacto corona	Sigma <sub>c</sub>	[MPa]	113,693

Como ya se tiene definido el material mediante el análisis de flexión, se puede calcular

la resistencia al esfuerzo de contacto del material ( $S_c$ ) directamente a partir de la ecuación (2.108) y las durezas del material de la Tabla 5.11. Esto en conjunto con el cálculo de los distintos factores y el esfuerzo de contacto del paso anterior, se obtiene el factor de seguridad al esfuerzo de contacto a partir de la ecuación (2.86). El conjunto de resultados se ven en la Tabla 5.14.

Tabla 5.14: Resultados y factores para la falla por contacto o desgaste en los engranajes conducidos.

*Fuente: Elaboración propia.*

Resistencia al contacto (desgaste, picadura)			
Piñón conducido			
Factores	Símbolo	Unidad	Valor
Factor ciclos contacto	Z_N	[-]	1,294
Factor relación dureza	C_H	[-]	1,028
Factor temperatura	K_T	[-]	1,000
Factor confiabilidad	K_R	[-]	1,002
Esfuerzo contacto permisible	Sigma_c perm	[MPa]	254,583
Resistencia contacto material	S_c	[MPa]	629,830
Factor de seguridad contacto	S_H	[-]	3,195
Corona conducida			
Factores	Símbolo	Unidad	Valor
Factor ciclos contacto	Z_N	[-]	1,294
Factor relación dureza	C_H	[-]	1,028
Factor temperatura	K_T	[-]	1,000
Factor confiabilidad	K_R	[-]	1,002
Esfuerzo contacto permisible	Sigma_c perm	[MPa]	113,693
Resistencia contacto material	S_c	[MPa]	504,510
Factor de seguridad contacto	S_H	[-]	5,892

Finalmente, con el objetivo de determinar el mecanismo de falla predominante en cada caso, se compara el factor de seguridad a la flexión ( $S_F$ ) con el factor de seguridad al contacto al cuadrado ( $S_H^2$ ), con lo que se tiene la Tabla 5.15.

Tabla 5.15: Comparación entre factores de seguridad de ambos mecanismos de falla para los engranajes conducidos.

*Fuente: Elaboración propia.*

Comparación flexión vs desgaste					
Pieza	Factores seguridad	Símbolo	Unidad	Valor	Falla predominante
Piñón conducido	Flexión	S_F	[-]	19,86	Desgaste
	Desgaste	S_H^2	[-]	10,21	
Corona conducida	Flexión	S_F	[-]	25,39	Flexion
	Desgaste	S_H^2	[-]	34,71	

A partir del análisis de criticidad de la Tabla 5.2, se tiene que se requiere de un factor de seguridad mínimo de 2 tanto para el piñón como la corona conducida. En relación a los

resultados obtenidos, se cumple con creces el criterio impuesto para este caso, por lo que se valida su diseño.

### 5.2.3. Sistema engranajes motrices

Este sistema de engranajes se compone del piñón y la corona motriz, los que corresponden a un sistema de engranajes de dientes rectos de perfil involuta y un ángulo de presión de  $20^\circ$ .

Mediante la relación de reducción entre el piñón conducido y la corona conducida, se determina que se requiere de un torque de  $44,44 \text{ Nm}$  en el piñón conducido de forma de obtener los  $200 \text{ Nm}$  en la abrazadera.

Dado que el piñón conducido y la corona motriz se encuentran en el mismo eje, ambos se deben encontrar sometidos a un mismo par de torsión, por lo que el requerimiento de torque sobre la corona motriz es de  $M_{req} = 44,44 \text{ Nm}$ .

Utilizando las expresiones de las ecuaciones (5.4) y (5.13), y reemplazando los valores conocidos para la eficiencia, el diámetro de paso y el par requerido, se tiene la siguiente ecuación para la fuerza tangencial requerida en la corona motriz

$$(F_t)_{real} = \frac{(F_t)_{teo}}{\eta} = \frac{2 \cdot M_{req}}{D_p \cdot \eta} = \frac{2 \cdot 44,44 \text{ [Nm]}}{0,07 \text{ [m]} \cdot 0,9} = 1,418,53 \text{ [N]} \quad (5.15)$$

donde  $(F_t)_{real}$ , es la fuerza tangencial requerida sobre la corona motriz,  $(F_t)_{teo}$  es la fuerza tangencial requerida sin considerar la eficiencia de los engranajes,  $\eta$  es la eficiencia del sistema de engranajes,  $M_{req}$  es el par de torsión requerido y  $D_p$  el diámetro de paso.

Al igual que el caso anterior, la fuerza radial del sistema se puede obtener en función de la tangencial y el ángulo de presión mediante la ecuación (5.14), donde se obtiene

$$F_{rad} = F_t \cdot \tan(\phi) = 1418,53 \text{ [N]} \cdot \tan(20^\circ) = 516,3 \text{ [N]} \quad (5.16)$$

donde  $F_{rad}$  es la fuerza radial de contacto entre los engranes motrices y  $\phi$  el ángulo de presión.

Con las cargas de diseño sobre los engranajes definidas, y la carga transmitida como  $W_t = F_t = 1418,53 \text{ N}$ , se calculan los esfuerzos y resistencias sobre los engranajes siguiendo la misma metodología AGMA descrita en la sección anterior, así como también el detalle de los cálculos de los distintos factores se visualizan en el anexo B.

## Cálculo flexión

En función de la ecuación (2.80), y los factores calculados para este caso, se obtiene el esfuerzo de flexión resumido en la Tabla 5.16

Tabla 5.16: Resultados factores y esfuerzos de flexión en sistema de engranes motrices.

*Fuente: Elaboración propia.*

Esfuerzos de flexión			
Piñón motriz			
Factores	Símbolo	Unidad	Valor
Sobrecarga	K_o	[-]	1,000
Dinámico	K_v	[-]	1,023
Tamaño	K_s	[-]	1,000
Distribución carga	K_m	[-]	1,377
Espesor aro	K_B	[-]	1,000
Geométrico	J_1	[-]	0,335
Esfuerzo flexión piñón	Sigma_1	[Pa]	177098294
		[MPa]	177,098
Corona motriz			
Factores	Símbolo	Unidad	Valor
Sobrecarga	K_o	[-]	1,000
Dinámico	K_v	[-]	1,023
Tamaño	K_s	[-]	1,000
Distribución carga	K_m	[-]	1,294
Espesor aro	K_B	[-]	1,000
Geométrico	J_1	[-]	0,410
Esfuerzo flexión corona	Sigma_1	[Pa]	135925439
		[MPa]	135,925

Al igual que el caso anterior, la resistencia a la flexión requerida se calcula imponiendo en primera instancia un factor de seguridad arbitrario, a partir del cual se calcula  $S_t$  mediante su despeje en la ecuación (2.82). Los resultados se muestran en la Tabla 5.17.

Se contempla la fabricación de ambos engranajes en aceros endurecidos de grado 2 según la norma AGMA 2001-D04. Al igual que el caso de los engranajes conducidos, mediante la ecuación (2.82) y los datos de la Tabla 5.17 se calcula la dureza Brinell requerida para cada acero, que se resumen en la Tabla 5.18.

A diferencia del caso anterior, las durezas requeridas son positivas, lo que determina una limitante para la selección del tipo de acero a utilizar en cada caso. La selección final del material se visualiza en la Tabla 5.19.

Con el material seleccionado, se calcula la resistencia a la flexión efectiva del material ( $S_t$ ), utilizando la ecuación (2.82) pero con las durezas de los aceros seleccionados en la Tabla 5.19. Posteriormente se calcula el factor de seguridad a la flexión efectivo ( $S_F$ ) mediante la ecuación (2.83). Ambos resultados se resumen en la Tabla 5.20.

A partir de la Tabla 5.20, se tiene que en ambos casos los factores de seguridad a la flexión

Tabla 5.17: Resultados factores y resistencia flexión requerida en sistema engranajes motrices.

Fuente: Elaboración propia.

Resistencia a la flexión			
Piñón motriz			
Factores	Símbolo	Unidad	Valor
Factor de seguridad flexión impuesto	S_f	[-]	2,000
Factor ciclos flexión	Y_N	[-]	1,248
Factor temperatura	K_T	[-]	1,000
Factor confiabilidad	K_R	[-]	1,002
Esfuerzo permisible flexión	Sigma_f perm	[MPa]	177,098
Resistencia flexión requerida	S_t	[MPa]	284,263
Corona motriz			
Factores	Símbolo	Unidad	Valor
Factor de seguridad flexión impuesto	S_f	[-]	2,000
Factor ciclos flexión	Y_N	[-]	1,248
Factor temperatura	K_T	[-]	1,000
Factor confiabilidad	K_R	[-]	1,002
Esfuerzo permisible flexión	Sigma_f perm	[MPa]	135,925
Resistencia flexión requerida	S_t	[MPa]	218,176

Tabla 5.18: Resultados dureza requerida para esfuerzo de flexión y  $S_F = 2$ .

Fuente: Elaboración propia.

Pieza	Material	Grado	S_t req [MPa]	Dureza req [HB]
Piñón motriz	Acero endurecido	2	243,618	185,8
Corona motriz	Acero endurecido	2	149,610	52,1

Tabla 5.19: Selección material sistema de engranajes motrices y su dureza Brinell.

Fuente: Elaboración propia.

Pieza	Material	Grado	Dureza [HB]
Piñón motriz	SAE 1050 T y R (205°C)	2	514
Corona motriz	SAE 1050 T y R (425°C)	2	444

Tabla 5.20: Resistencia a la flexión y factor de seguridad a la flexión engranajes motrices.

Fuente: Elaboración propia.

Pieza	Dato	Símbolo	Unidad	Valor
Piñón motriz	Resistencia flexión	S_t	[MPa]	474,34
	Factor seguridad flexión	S_F	[-]	3,34
Corona motriz	Resistencia flexión	S_t	[MPa]	425,13
	Factor seguridad flexión	S_F	[-]	3,90

son superiores a 3, lo que supera a la exigencia de 2 por criterio de la Tabla 5.2, y por lo tanto se valida el diseño propuesto.

## Cálculo contacto (desgaste, picadura)

Equivalente al caso anterior, en base a la ecuación (2.84), y el cálculo de los factores asociados, se obtienen los resultados para el esfuerzo de contacto para cada pieza del sistema, que se resumen en la Tabla 5.21.

Tabla 5.21: Resultados factores y esfuerzos de contacto en sistema engranes motrices.

*Fuente: Elaboración propia.*

Esfuerzos de contacto			
Piñón motriz			
Factores	Símbolo	Unidad	Valor
Sobrecarga	$K_o$	[-]	1,000
Dinámico	$K_v$	[-]	1,023
Tamaño	$K_s$	[-]	1,000
Distribución carga	$K_m$	[-]	1,377
Coefficiente elástico	$C_p$	[MPa] <sup>(1/2)</sup>	189,812
Factor geométrico picadura	$I$	[-]	0,122
Esfuerzo contacto piñón	$\Sigma_c$	[MPa]	937,875
Corona motriz			
Factores	Símbolo	Unidad	Valor
Sobrecarga	$K_o$	[-]	1,000
Dinámico	$K_v$	[-]	1,023
Tamaño	$K_s$	[-]	1,000
Distribución carga	$K_m$	[-]	1,294
Coefficiente elástico	$C_p$	[MPa] <sup>(1/2)</sup>	189,812
Factor geométrico picadura	$I$	[-]	0,122
Esfuerzo contacto corona	$\Sigma_c$	[MPa]	516,270

Dado que se tiene definido el material a partir del análisis de flexión, se calcula la resistencia al esfuerzo de contacto del material ( $S_c$ ) directamente a partir de la ecuación (2.108) a partir de las durezas del material de la Tabla 5.19. En conjunto con el cálculo de los distintos factores y el esfuerzo de contacto, se obtiene el factor de seguridad al esfuerzo de contacto a partir de la ecuación (2.86). El conjunto de resultados se pueden observar en la Tabla 5.22.

A partir de la Tabla 5.22 el factor de seguridad al desgaste en la corona es de 3,27, mientras que en el piñón es de 2,032. El caso del piñón respecto a los esfuerzos de contacto representa el estado más crítico, sin embargo, de todas formas supera el factor de seguridad mínimo requerido por criterio.

Finalmente, al igual que para el sistema de engranajes conducidos, para establecer el mecanismo de falla predominante en cada caso, se compara el factor de seguridad a la flexión ( $S_F$ ) con el factor de seguridad al contacto al cuadrado ( $S_H^2$ ). Se tienen los resultados de la Tabla 5.23.

Del contraste de lo mecanismos de falla, se determina que predomina la falla por flexión en ambos casos, a pesar de que el factor de seguridad al contacto es menor al de flexión.

Tabla 5.22: Resultados y factores para la falla por contacto o desgaste en los engranajes motrices.

Fuente: Elaboración propia.

Resistencia al contacto (desgaste, picadura)			
Piñón motriz			
Factores	Símbolo	Unidad	Valor
Factor ciclos contacto	Z_N	[-]	1,294
Factor relación dureza	C_H	[-]	1,000
Factor temperatura	K_T	[-]	1,000
Factor confiabilidad	K_R	[-]	1,002
Esfuerzo contacto permisible	Sigma_c perm	[MPa]	937,875
Resistencia contacto material	S_c	[MPa]	1475,740
Factor de seguridad contacto	S_H	[-]	2,032
Corona motriz			
Factores	Símbolo	Unidad	Valor
Factor ciclos contacto	Z_N	[-]	1,294
Factor relación dureza	C_H	[-]	1,000
Factor temperatura	K_T	[-]	1,000
Factor confiabilidad	K_R	[-]	1,002
Esfuerzo contacto permisible	Sigma_c perm	[MPa]	516,270
Resistencia contacto material	S_c	[MPa]	1307,040
Factor de seguridad contacto	S_H	[-]	3,270

Tabla 5.23: Comparación entre factores de seguridad de ambos mecanismos de falla para los engranajes motrices.

Fuente: Elaboración propia.

Comparación flexión vs desgaste					
Pieza	Factores seguridad	Símbolo	Unidad	Valor	Falla predominante
Piñón motriz	Flexión	S_F	[-]	3,34	Flexión
	Desgaste	S_H^2	[-]	4,13	
Corona motriz	Flexión	S_F	[-]	3,90	Flexión
	Desgaste	S_H^2	[-]	10,69	

#### 5.2.4. Chavetas

Son 3 las chavetas que se contemplan en el diseño del aditamento: la chaveta del piñón motriz, la chaveta de la corona motriz y la chaveta del piñón conducido. Cabe mencionar que se consideran chavetas rectangulares de acero, basadas en medidas estándar, para todos los casos.

La metodología de cálculo para estas piezas, consiste en primera instancia en determinar las dimensiones estándar de ancho y alto de la chaveta, así como la profundidad del chavetero, en función del diámetro de la sección del eje donde se encuentran. Estas dimensiones estándar se obtienen a partir de la Tabla A.6 del anexo A.

Luego se determina la fuerza en la superficie del eje, que transmite la chaveta, mediante la ecuación (2.48) y considerando el par de torsión que transmite. Posteriormente, se obtiene el valor de la resistencia cortante del material, en función del límite de fluencia ( $S_y$ ) y la ecuación (2.49).

Con todos los datos de entrada definidos, se impone un factor de seguridad deseado, el cual se busca que sea menor a los factores de seguridad de los componentes a los que van acoplados las chavetas. De esta forma, si ocurre alguna falla, será la chaveta la pieza que sufra los daños, la cuál es más económica y de simple reemplazo que los otros componentes, como los engranajes o el eje.

Con el factor de seguridad impuesto, se despeja y calcula el largo requerido para la chaveta según cada uno de los mecanismos de falla principales: falla por corte o por aplastamiento. Se calcula el largo requerido para la chaveta en el caso de corte puro mediante la ecuación (2.50) y para el caso de aplastamiento con la ecuación (2.51).

Luego, se selecciona el largo final en función de los largos requeridos, se determina el mecanismo de falla predominante o crítico, y se calcula el factor de seguridad real, para cada tipo de falla, según el largo seleccionado para la chaveta, por medio de las mismas ecuaciones (2.50) y (2.51).

Los datos de entrada para cada uno de los casos de estudio, además del factor de seguridad impuesto en primera instancia se tabulan en la Tabla 5.24.

Tabla 5.24: Datos de entrada para análisis de esfuerzos en chavetas.

*Fuente: Elaboración propia.*

Datos entrada			Chaveta		
			Piñón conducido	Corona motriz	Piñón motriz
Dato	Símbolo	Unidad	Valor	Valor	Valor
Diámetro del eje	D	[mm]	30	20	10
		[in]	1,18	0,79	0,39
Ancho	w	[in]	0,375	0,1875	0,09375
		[m]	0,00953	0,00476	0,00238
Alto	h	[in]	0,25	0,125	0,09375
		[m]	0,00635	0,00318	0,00238
Profundidad	p	[in]	0,125	0,0625	0,04688
		[m]	0,00318	0,00159	0,00119
Torsión	T	[Nm]	44,44	44,44	15,92
Fuerza superficie eje	F	[N]	2962,96	4444,44	3184,00
Material	-	[-]	SAE 1006 HR	SAE 1020 HR	SAE 1020 HR
Resistencia a la fluencia	S <sub>y</sub>	[MPa]	170	210	210
Resistencia cortante (ED)	S <sub>sy</sub>	[MPa]	98,09	121,17	121,17
Factor de seguridad impuesto	n	[-]	5	2	1,5

Los resultados para el largo requerido según mecanismo de falla, y resultados finales como el largo definitivo de la chaveta, el mecanismo predominante de falla y los factores de seguridad, para cada chaveta, se resumen en la Tabla 5.25.

Tabla 5.25: Resultados principales del análisis de esfuerzos en las chavetas.

Fuente: Elaboración propia.

Resultados			Chaveta		
			Piñón conducido	Corona motriz	Piñón motriz
Largo requerido de la chaveta	Símbolo	Unidad	Valor	Valor	Valor
Caso falla por corte (teoría energía distorsión)	$l_c$	[m]	0,0159	0,0154	0,0166
Caso falla por aplastamiento	$l_a$	[m]	0,0183	0,0178	0,0191
Resultados finales	Símbolo	Unidad	Valor	Valor	Valor
Largo final de la chaveta	$l$	[m]	0,022	0,025	0,02
Mecanismo de falla predominante	-	[-]	Aplastamiento	Aplastamiento	Aplastamiento
Factor seguridad corte	$n_c$	[-]	6,94	3,25	1,81
Factor seguridad aplastamiento	$n_a$	[-]	6,01	2,81	1,57

A partir de los resultados de la Tabla 5.25, se tiene que para el caso del piñón conducido, el factor de seguridad mínimo para la chaveta es de 6,01, el cual es mayor al factor de seguridad mínimo requerido por criterio de 1,8. Por otro lado, también se verifica que sea menor que el factor de seguridad por flexión del piñón conducido, cuyo valor es de 19,86, y por lo tanto se tiene un diseño satisfactorio.

Respecto al caso de la chaveta de la corona motriz, se tiene un factor de seguridad mínimo de 2,81, que es mayor al 1,8 del criterio y menor al factor de seguridad por flexión de la corona de 3,9, por lo que se satisface el diseño.

Finalmente, con relación a la chaveta del caso del piñón motriz, se calcula un factor de seguridad mínimo por corte puro de 1,81, el cual es equivalente al mínimo requerido de 1,8, y menor al factor de seguridad a la flexión del piñón motriz, correspondiente a 3,34, lo que cumple con el criterio de diseño planteado.

### 5.2.5. Eje potencia

El eje de potencia transmite el movimiento rotacional a partir de la corona motriz hacia el piñón conducido. En función de esto, el eje se ve sometido a cargas de torsión entre la posición de ambos engranes, así como también cargas en ambos ejes coordenados (tanto radiales como tangenciales) en donde se apoyan los engranajes, así como también sus respectivas reacciones en los puntos de apoyo en los rodamientos, las que inducen esfuerzos de flexión sobre el mismo. No existen cargas axiales en el sistema.

El eje se subdivide en 6 segmentos, cuya configuración geométrica se puede visualizar en la Figura 4.32 del capítulo de diseño de configuración. Para el análisis de esfuerzos sobre el eje, se consideran en primera instancia los siguientes puntos relevantes: A es el punto medio de la zona donde se acopla la corona motriz, B es el punto medio del apoyo del rodamiento B (SNR UKFL307H), C es el punto medio del acople del piñón conducido y D es el punto medio de la zona de apoyo en el rodamiento D (SNR UKFL305H). La posición de estos puntos

relevantes, además de la configuración geométrica del eje y las respectivas cargas asociadas, se pueden visualizar en el diagrama de cuerpo libre de la Figura 5.3. Las cargas sobre el eje se descomponen en sus componentes tanto en el eje Y como el eje Z, y se denotan por  $F_{PE}$  donde el subíndice  $P$  denota el punto en donde se aplica la carga, y el subíndice  $E$  denota el eje coordenado donde se ejerce. Cabe mencionar que se utiliza un modelo de cargas puntuales, con las cargas aplicadas en el centro de la sección; dado que es más sencillo y genera los mismos puntos máximos que si se tratase de cargas uniformemente distribuidas, además que representa un modelo más conservador del problema.

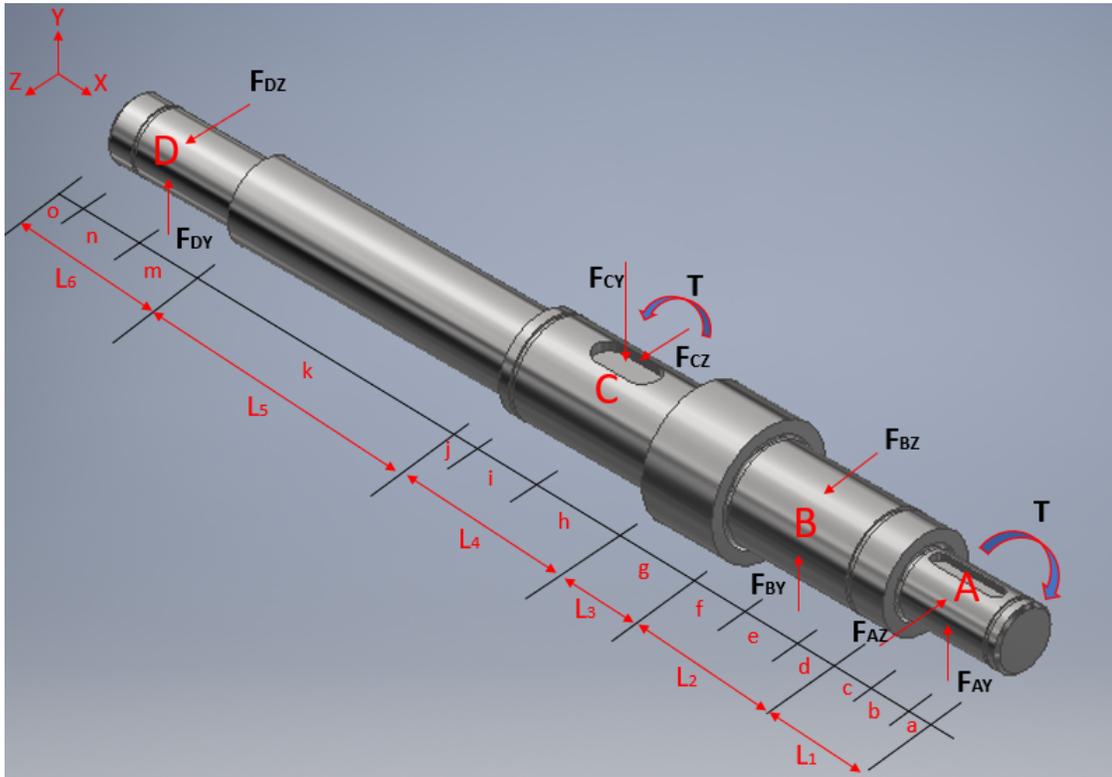


Figura 5.3: Diagrama de cuerpo libre del eje de potencia.

*Fuente: Elaboración propia.*

Los valores de las distintas cotas presentadas en la Figura 5.3 se enuncian en la Tabla 4.9 del capítulo de diseño de configuración, mientras que los valores de las cargas externas presentes se resumen en la Tabla 5.26.

Se calculan los valores de las reacciones (apoyos en los rodamientos: fuerzas  $F_D$  y  $F_B$ ) mediante las ecuaciones de equilibrio estático, analizando los planos X-Z y X-Y por separado. Para cada uno de estos planos, se tiene el diagrama de cuerpo libre de las Figuras 5.4 y 5.5, para los planos X-Z y X-Y, respectivamente. Los resultados de las reacciones se resumen en la Tabla 5.27.

Con las reacciones calculadas, ya se tienen todas las fuerzas que actúan sobre el eje, y con ello se calculan los esfuerzos a los que se ve sometido. Se analizan los esfuerzos de flexión y de torsión de forma independiente, para luego combinarlos en un esfuerzo generalizado de von Mises. Este análisis de esfuerzos, se hace para una cierta cantidad de puntos específicos,

Tabla 5.26: Cargas externas sobre el eje.

Fuente: *Elaboración propia.*

Cargas externas			
Dato	Símbolo	Unidad	Valor
Fuerza tangencial engrane motriz	$F_{az}$	[N]	1774,47
Fuerza radial engrane motriz	$F_{ay}$	[N]	624,62
Peso engrane motriz	$P_{eng a}$	[N]	8,00
Fuerza tangencial engrane conducido	$F_{cz}$	[N]	793,65
Fuerza radial engrane conducido	$F_{cy}$	[N]	288,87
Peso engrane conducido	$P_{eng c}$	[N]	40,38
Par torsión aplicado entre puntos A y C	$T$	[Nm]	44,44

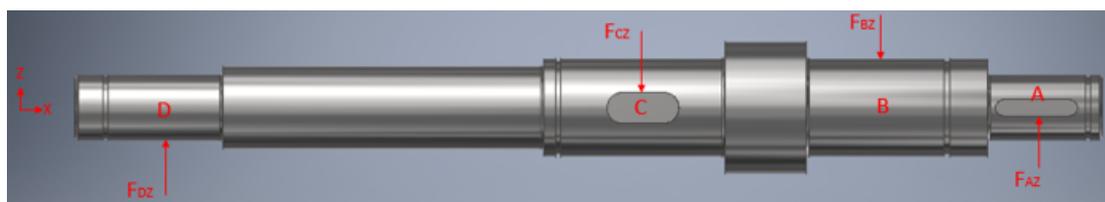


Figura 5.4: Diagrama de cuerpo libre en el plano X-Z del eje de potencia.

Fuente: *Elaboración propia.*

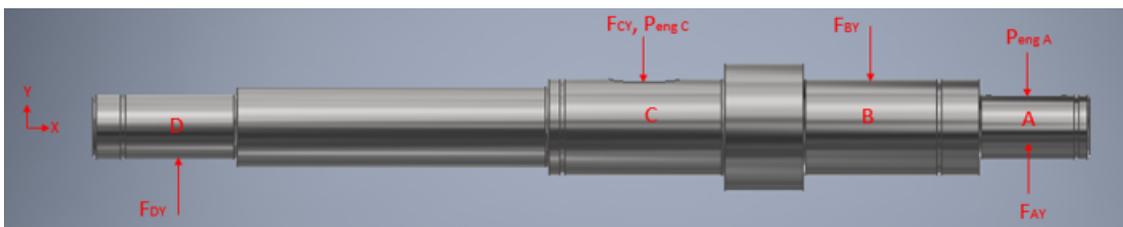


Figura 5.5: Diagrama de cuerpo libre en el plano X-Y del eje de potencia.

Fuente: *Elaboración propia.*

Tabla 5.27: Reacciones en los apoyos de los rodamientos.

Fuente: *Elaboración propia.*

Reacciones			
Dato	Símbolo	Unidades	Valor
Cojinete B en eje Y	$F_{by}$	[N]	535,18
Cojinete B en eje Z	$F_{bz}$	[N]	1643,63
Cojinete D en eje Y	$F_{dy}$	[N]	247,80
Cojinete D en eje Z	$F_{dz}$	[N]	662,81

denominados puntos críticos, que corresponden a las zonas sometidas a los mayores esfuerzos o bien que poseen factores de concentración de esfuerzos. Los puntos críticos considerados se visualizan en la Figura 5.6. Su descripción y posición relativa en el eje X, se presentan en la Tabla 5.28.

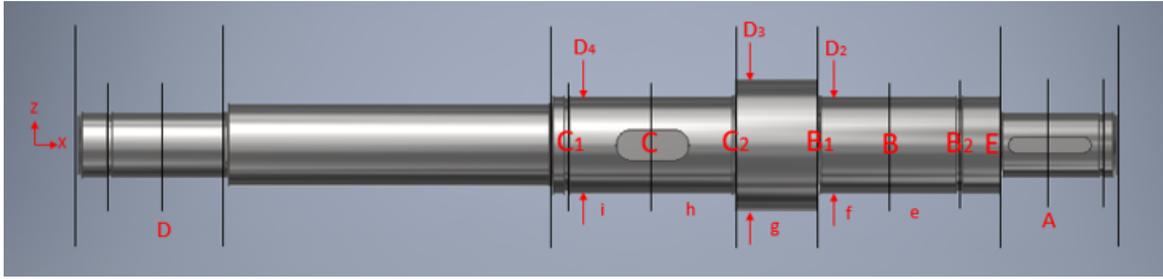


Figura 5.6: Disposición geométrica de los puntos críticos.

*Fuente: Elaboración propia.*

Tabla 5.28: Descripción de puntos críticos y posición relativa respecto al eje X.

*Fuente: Elaboración propia.*

Puntos críticos	Símbolo	Unidades	Posición eje x
Acople engrane conducido	C	[mm]	172,6
Acople engrane conducido, ranura seager	C1	[mm]	146,8
Acople engrane conducido, hombro eje	C2	[mm]	197,6
Acople rodamiento B	B	[mm]	238,65
Acople rodamiento B, hombro eje	B1	[mm]	217,65
Acople rodamiento B, ranura seager	B2	[mm]	260,45
Acople engrane motriz, hombro eje	E	[mm]	277,1
Acople engrane motriz	A	[mm]	307,65

### Esfuerzo flector en puntos críticos

En base a los diagramas de cuerpo libre respecto al plano X-Z y al plano X-Y de las Figuras 5.4 y 5.5, respectivamente, se puede modelar el eje como una viga sometida a los estados de carga dados en cada caso.

Mediante la teoría de esfuerzos internos en vigas, se calcula el diagrama de momento flector para el caso del plano X-Z y el plano X-Y, los que se pueden ver en las Figuras 5.7 y 5.8, respectivamente, y se señalan las posiciones de los puntos críticos considerados en la Tabla 5.28.

Los valores del momento flector, para cada caso, evaluado en los puntos críticos se resumen en la Tabla 5.29.

A partir de los resultados de la Tabla 5.29, se obtiene el momento flector total en cada punto crítico mediante la suma vectorial de los momentos de cada plano, es decir, mediante la expresión

$$M_{total} = \sqrt{M_{XZ}^2 + M_{XY}^2} \quad (5.17)$$

los resultados para el momento flector total en cada punto crítico se presentan en la Tabla

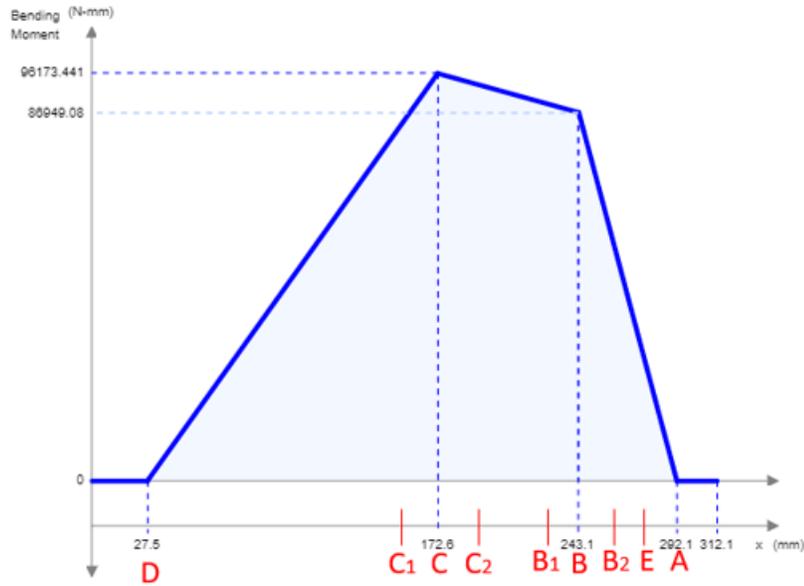


Figura 5.7: Diagrama momento flector en el eje, respecto al plano X-Z.

*Fuente: Elaboración propia.*

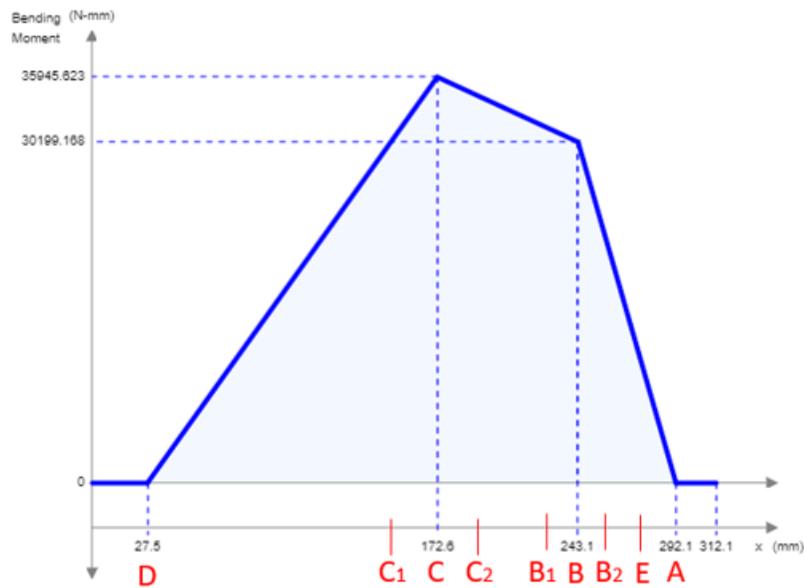


Figura 5.8: Diagrama momento flector en el eje, respecto al plano X-Y.

*Fuente: Elaboración propia.*

5.30.

Se calculan los factores de concentración de esfuerzo a la flexión para cada punto crítico a partir de los datos del problema y las tablas del anexo A, los cuales se muestran en la Tabla 5.31.

Dado que el eje en su operación gira completamente, el esfuerzo de flexión es comple-

Tabla 5.29: Resultados momento flector evaluado en los puntos críticos, para cada plano.

*Fuente: Elaboración propia.*

Momento flector plano X-Y en puntos críticos	Símbolo	Unidades	Valor
Acople engrane conducido	Mxy_C	[Nmm]	35945,62
Acople engrane conducido, ranura seager	Mxy_C1	[Nmm]	29554,19
Acople engrane conducido, hombro eje	Mxy_C2	[Nmm]	33770,58
Acople rodamiento B	Mxy_B	[Nmm]	30199,17
Acople rodamiento B, hombro eje	Mxy_B1	[Nmm]	32026,20
Acople rodamiento B, ranura seager	Mxy_B2	[Nmm]	17882,20
Acople engrane motriz, hombro eje	Mxy_E	[Nmm]	8474,98
Acople engrane motriz	Mxy_A	[Nmm]	0
Momento flector plano X-Z en puntos críticos	Símbolo	Unidades	Valor
Acople engrane conducido	Mxz_C	[Nmm]	96173,44
Acople engrane conducido, ranura seager	Mxz_C1	[Nmm]	79072,99
Acople engrane conducido, hombro eje	Mxy_C2	[Nmm]	92682,01
Acople rodamiento B	Mxz_B	[Nmm]	86949,08
Acople rodamiento B, hombro eje	Mxz_B1	[Nmm]	89881,88
Acople rodamiento B, ranura seager	Mxz_B2	[Nmm]	51486,22
Acople engrane motriz, hombro eje	Mxz_E	[Nmm]	24401,05
Acople engrane motriz	Mxy_A	[Nmm]	0

Tabla 5.30: Resultados momento flector total evaluado en los puntos críticos.

*Fuente: Elaboración propia.*

Momento flector total en puntos críticos	Símbolo	Unidades	Valor
Acople engrane conducido	M_C	[Nmm]	102671,41
Acople engrane conducido, ranura seager	M_C1	[Nmm]	84415,57
Acople engrane conducido, hombro eje	M_C2	[Nmm]	98642,83
Acople rodamiento B	M_B	[Nmm]	92044,19
Acople rodamiento B, hombro eje	M_B1	[Nmm]	95417,14
Acople rodamiento B, ranura seager	M_B2	[Nmm]	54503,25
Acople engrane motriz, hombro eje	M_E	[Nmm]	25830,92
Acople engrane motriz	M_A	[Nmm]	0

Tabla 5.31: Factores de concentración de esfuerzo a la flexión para cada punto crítico del eje.

*Fuente: Elaboración propia.*

Factores de concentración de esfuerzo flexión	Símbolo	Unidades	Valor
Acople engrane conducido	Kf_C	[-]	1,6
Acople engrane conducido, ranura seager	Kf_C1	[-]	3,6
Acople engrane conducido, hombro eje	Kf_C2	[-]	2,2
Acople rodamiento B	Kf_B	[-]	1
Acople rodamiento B, hombro eje	Kf_B1	[-]	2,2
Acople rodamiento B, ranura seager	Kf_B2	[-]	3,6
Acople engrane motriz, hombro eje	Kf_E	[-]	2,1
Acople engrane motriz	Kf_A	[-]	1,6

tamente reversible, por lo que no tiene componente media, y la componente alternante se obtiene al reemplazar los valores de los factores de concentración de esfuerzo, el momento flector y el diámetro de la respectiva sección, para cada punto crítico, en la ecuación (2.38), con los que se obtiene el esfuerzo flector alternante para cada punto crítico, tabulados en la Tabla 5.32.

Tabla 5.32: Esfuerzo flexión alternante en el eje.

*Fuente: Elaboración propia.*

Esfuerzo flexión alternante en puntos críticos	Símbolo	Unidades	Valor
Acople engrane conducido	Sigma_fc	[MPa]	61,97
Acople engrane conducido, ranura seager	Sigma_fc1	[MPa]	114,65
Acople engrane conducido, hombro eje	Sigma_fc2	[MPa]	34,54
Acople rodamiento B	Sigma_fb	[MPa]	34,72
Acople rodamiento B, hombro eje	Sigma_fb1	[MPa]	33,41
Acople rodamiento B, ranura seager	Sigma_fb2	[MPa]	74,02
Acople engrane motriz, hombro eje	Sigma_fe	[MPa]	69,07
Acople engrane motriz	Sigma_fa	[MPa]	0

## Esfuerzo torsión

Para el esfuerzo de torsión, se calculan en primera instancia los factores de seguridad a torsión para cada punto crítico, los que se resumen en la Tabla 5.33.

Tabla 5.33: Factores de concentración de esfuerzo a torsión para cada punto crítico del eje.

*Fuente: Elaboración propia.*

Factores de concentración de esfuerzo torsión	Símbolo	Unidades	Valor
Acople engrane conducido	Kts_C	[-]	1,6
Acople engrane conducido, ranura seager	Kts_C1	[-]	2
Acople engrane conducido, hombro eje	Kts_C2	[-]	1,8
Acople rodamiento B	Kts_B	[-]	1
Acople rodamiento B, hombro eje	Kts_B1	[-]	1,8
Acople rodamiento B, ranura seager	Kts_B2	[-]	2
Acople engrane motriz, hombro eje	Kts_E	[-]	1,75
Acople engrane motriz	Kts_A	[-]	1,6

A partir de los factores de concentración de esfuerzo, los diámetros de cada sección y el valor fijo del par de torsión dado en la Tabla 5.26, se calcula por medio de la ecuación (2.40) el esfuerzo de torsión para cada punto crítico, resumidos en la Tabla 5.34. Cabe mencionar que el par de torsión aplicado no se alterna al girar el eje, por lo que corresponde a un esfuerzo de torsión medio, y la componente alternante es nula en este caso.

Tabla 5.34: Esfuerzo torsión medio en puntos críticos del eje.

*Fuente: Elaboración propia.*

Esfuerzo torsión medio en puntos críticos	Símbolo	Unidades	Valor
Acople engrane conducido	Tau_C	[MPa]	23,18
Acople engrane conducido, ranura seager	Tau_C1	[MPa]	0,00
Acople engrane conducido, hombro eje	Tau_C2	[MPa]	6,37
Acople rodamiento B	Tau_B	[MPa]	8,38
Acople rodamiento B, hombro eje	Tau_B1	[MPa]	6,37
Acople rodamiento B, ranura seager	Tau_B2	[MPa]	16,77
Acople engrane motriz, hombro eje	Tau_E	[MPa]	49,51
Acople engrane motriz	Tau_A	[MPa]	45,27

### Esfuerzos combinados

Finalmente, se combinan los esfuerzos alternantes de flexión y los esfuerzos medios de torsión, para cada punto crítico, mediante la ecuación (2.37) para el esfuerzo combinado de von Mises, para cada punto crítico. Los resultados se resumen en la Tabla 5.35.

Tabla 5.35: Esfuerzo de von Mises máximo en puntos críticos del eje.

*Fuente: Elaboración propia.*

Esfuerzos combinados			
Esfuerzo máximo von Mises en puntos críticos	Símbolo	Unidades	Valor
Acople engrane conducido	Sigma_maxC	[MPa]	73,84
Acople engrane conducido, ranura seager	Sigma_maxC1	[MPa]	114,65
Acople engrane conducido, hombro eje	Sigma_maxC2	[MPa]	36,26
Acople rodamiento B	Sigma_maxB	[MPa]	37,64
Acople rodamiento B, hombro eje	Sigma_maxB1	[MPa]	35,18
Acople rodamiento B, ranura seager	Sigma_maxB2	[MPa]	79,52
Acople engrane motriz, hombro eje	Sigma_maxE	[MPa]	110,12
Acople engrane motriz	Sigma_maxA	[MPa]	78,41

### Factor de seguridad

Con el esfuerzo máximo de von Mises para cada punto de interés del eje, se verifica el factor de seguridad a la falla por fatiga mediante el criterio de Goodman modificado, pero dado que este no considera la falla por fluencia al primer ciclo, es decir, la falla estática; también se verifica el factor de seguridad a la fluencia al primer ciclo.

Para el análisis de fatiga, en primera instancia se calculan los factores de Marín asociados a cada punto de interés del eje (para el detalle del cálculo de los factores veáse el anexo B de memoria de cálculo), los cuales se aprecian en la Tabla 5.36.

La selección del material se realiza en este punto, y se itera hasta una configuración de factores de seguridad aceptable. Se selecciona finalmente como material para el eje un acero

Tabla 5.36: Esfuerzo de von Mises máximo en puntos críticos del eje.

*Fuente: Elaboración propia.*

Factores de Marín			
Factor	Símbolo	Unidad	Valor
Superficie	K_a	[-]	0,707
Tamaño punto C	K_bC	[-]	0,885
Tamaño punto C1	K_bC1	[-]	0,885
Tamaño punto C2	K_bC2	[-]	0,846
Tamaño punto B	K_bB	[-]	0,885
Tamaño punto B1	K_bB1	[-]	0,846
Tamaño punto B2	K_bB2	[-]	0,885
Tamaño punto E	K_bE	[-]	0,943
Tamaño punto A	K_bA	[-]	0,943
Carga	K_c	[-]	1,000
Temperatura	K_d	[-]	1,002
Confiabilidad	K_e	[-]	0,868
Efectos varios	K_f	[-]	1,000

SAE 1050 templado y revenido a 425°, cuyas propiedades mecánicas de interés se presentan en la Tabla 5.37, además del límite de resistencia a la fatiga de viga rotatoria del material, obtenido a partir de la ecuación (2.25).

Tabla 5.37: Propiedades del material y límite resistencia a la fatiga de viga rotatoria.

*Fuente: Elaboración propia.*

Propiedades material	Símbolo	Unidad	Valor
Resistencia última SAE 1050 TyR (425°C)	S_ut	MPa	1090,00
Límite resist fatiga viga rotatoria	S_e'	MPa	545,00
Resistencia a la fluencia SAE 1050 TyR (425°C)	S_y	MPa	793,00

Se obtiene el límite de resistencia a la fatiga en cada punto crítico, al reemplazar los valores de los factores de Marín y el límite de resistencia a la fatiga de viga rotatoria en la ecuación (2.26). Los resultados se presentan en la Tabla 5.38.

Tabla 5.38: Límite de resistencia a la fatiga de cada punto crítico del eje.

*Fuente: Elaboración propia.*

Límite resistencia fatiga puntos críticos	Símbolo	Unidad	Valor
Acople engrane conducido	S_eC	[MPa]	296,53
Acople engrane conducido, ranura seager	S_eC1	[MPa]	296,53
Acople engrane conducido, hombro eje	S_eC2	[MPa]	283,43
Acople rodamiento B	S_eB	[MPa]	296,53
Acople rodamiento B, hombro eje	S_eB1	[MPa]	283,43
Acople rodamiento B, ranura seager	S_eB2	[MPa]	296,53
Acople engrane motriz, hombro eje	S_eE	[MPa]	316,02
Acople engrane motriz	S_eA	[MPa]	316,02

En base al criterio de Goodman modificado, se calcula el factor de seguridad a la fatiga para cada punto de interés, al despejarlo y reemplazar los valores de esfuerzos y resistencias en la ecuación (2.32), con lo que se obtienen los resultados de la Tabla 5.39.

Tabla 5.39: Factor de seguridad a la fatiga en los puntos críticos del eje.

*Fuente: Elaboración propia.*

Factor seguridad fatiga por puntos críticos	Símbolo	Unidad	Valor
Acople engrane conducido	n_C	[-]	4,07
Acople engrane conducido, ranura seager	n_C1	[-]	2,59
Acople engrane conducido, hombro eje	n_C2	[-]	7,58
Acople rodamiento B	n_B	[-]	7,67
Acople rodamiento B, hombro eje	n_B1	[-]	7,81
Acople rodamiento B, ranura seager	n_B2	[-]	3,62
Acople engrane motriz, hombro eje	n_E	[-]	3,36
Acople engrane motriz	n_A	[-]	13,90

Finalmente, se verifica la fluencia al primer ciclo, mediante el cálculo de su respectivo factor de seguridad para cada punto crítico; que se obtiene a partir de la ecuación (2.47), reemplazando el esfuerzo de fluencia y el esfuerzo máximo de von Mises calculado para cada caso. Los resultados se pueden visualizar en la Tabla 5.40.

Tabla 5.40: Factor de seguridad a la fluencia al primer ciclo para cada punto crítico del eje.

*Fuente: Elaboración propia.*

Factor seguridad fluencia primer ciclo puntos críticos	Símbolo	Unidad	Valor
Acople engrane conducido	n_yC	[-]	10,74
Acople engrane conducido, ranura seager	n_yC1	[-]	6,92
Acople engrane conducido, hombro eje	n_yC2	[-]	21,87
Acople rodamiento B	n_yB	[-]	21,07
Acople rodamiento B, hombro eje	n_yB1	[-]	22,54
Acople rodamiento B, ranura seager	n_yB2	[-]	9,97
Acople engrane motriz, hombro eje	n_yE	[-]	7,20
Acople engrane motriz	n_yA	[-]	10,11

Respecto a los resultados de resistencia a la fatiga de la Tabla 5.39, se tiene que la ranura seager de acople con el engrane conducido representa el punto más crítico del diseño, con un factor de seguridad mínimo de 2,59. Sin embargo, de la Tabla 5.2, se tiene que se requiere de un factor de seguridad mínimo de 2 para el eje, por lo que se encuentra dentro de los valores aceptables.

Por otro lado, respecto a la fluencia al primer ciclo de la Tabla 5.40, se tiene el mismo punto crítico, pero un factor de seguridad de 6,92, el que excede con creces el mínimo requerido., por lo que se puede concluir un diseño satisfactorio del eje de potencia.

## 5.2.6. Rodamientos

Las unidades de rodamiento empeladas para soportar el eje de potencia, corresponden a rodamientos de bolas con descansos de tipo flange ovalado, con dos perforaciones de sujeción.

Se emplean dos rodamientos, que se acoplan al eje mediante el punto B y el punto D del mismo, disposición que se puede ver en la Figura 5.3. Las cargas sobre los rodamientos, en cada eje coordinado, se obtienen a partir del análisis de reacciones del análisis de cargas del eje, cuyos resultados se presentan en la Tabla 5.27.

A partir de las fuerzas sobre los rodamientos (las reacciones del caso del eje), se obtiene la carga radial, como la suma vectorial de sus componentes, mediante la expresión

$$F_r = \sqrt{F_y^2 + F_z^2} \quad (5.18)$$

donde  $F_c$  es la reacción total sobre el rodamiento,  $F_y$  la componente en el eje Y de la reacción y  $F_z$  la componentes en el eje Z de la reacción.

No se consideran cargas axiales en el conjunto, por lo que  $F_a = 0$  para ambos casos.

Con las cargas definidas, se determinan los factores de carga radial y axial a partir de los catálogos comerciales de los rodamientos, para luego calcular la carga estática equivalente ( $P_o$ ) por medio de la expresión (2.72).

Esta carga estática equivalente se compara con la capacidad de carga estática básica, con lo que se obtiene el factor de seguridad de carga estática del rodamiento, a partir de la ecuación (2.73).

En cuanto al cálculo dinámico, se determina la carga dinámica radial equivalente ( $P_r$ ) en función de la ecuación (2.74), la capacidad de carga dinámica básica ( $C$ ) se obtiene a partir del catálogo comercial de los rodamientos, se calcula la rapidez de rotación a partir de la rapidez de rotación del eje, y con ello se obtiene el factor de velocidad ( $f_n$ ) a partir de la Figura 2.8 del marco teórico, posteriormente, se calcula el factor de vida ( $f_h$ ) por medio de la ecuación (2.75), para finalmente, calcular la vida útil en horas de operación ( $L_{10h}$ ) de los rodamientos, reemplazando los valores en la ecuación (2.76). La vida útil en unidades de revoluciones ( $L_{10}$ ) se calcula a partir de la ecuación (2.77).

Todos los datos y resultados, tanto del cálculo estático como dinámico, se resumen en la Tabla 5.41, para cada rodamiento considerado.

Para los rodamientos, se aprecia en la Tabla 5.41 que los factores de seguridad estáticos son de 11,11 y 16,25 para los puntos B y D, respectivamente. Por otro lado, los factores de seguridad requeridos por el criterio de la Tabla 5.2 son de apenas 3 para ambos casos, por lo que se cumple con la exigencia mínima propuesta.

Dado los elevados valores para los factores de seguridad, se deduce que los esfuerzos a los que se ven sometidos no son de magnitud relativa considerable, lo que también se puede ver

Tabla 5.41: Datos y resultados del cálculo estático y dinámico de los rodamientos.

Fuente: Elaboración propia.

Reacciones (cargas)	Símbolo	Unidad	Rodamiento	
			B (SNR UFKL307H)	D (SNR UFKL305H)
Reacción eje y	F_y	[N]	535,18	247,80
Reacción eje z	F_z	[N]	1643,63	662,81
Reacción total (radial)	F_c	[N]	1728,57	707,62
Cargas	Símbolo	Unidad	Valor	Valor
Factor de carga radial	X_o	[-]	0,5	0,5
Factor de carga axial	Y_o	[-]	0,46	0,46
Carga radial	F_r	[N]	1728,57	707,62
Carga axial	F_a	[N]	0	0
Cálculo estático	Símbolo	Unidad	Valor	Valor
Carga estática equivalente	P_o	[N]	1728,57	707,62
Capacidad de carga estática básica	C_o	[N]	19200	11500
Factor de seguridad carga estática	FS	[-]	11,11	16,25
Cálculo dinámico	Símbolo	Unidad	Valor	Valor
Carga dinámica radial equivalente	P_r	[N]	1729	708
Capacidad de carga dinámica básica	C	[N]	33500	22360
Rapidez de rotación	n	[rpm]	1,34	1,34
Factor de velocidad	f_n	[-]	1,7	1,7
Factor de vida	f_h	[-]	32,95	53,72
Vida útil en horas operación	L_10h	[h]	13900	61000
Vida útil en rev	L_10	[10 <sup>6</sup> rev]	7279	31552

en la elevada vida útil calculada en ambos casos.

### 5.2.7. Motor eléctrico STEP

Para generar los 200 Nm de torque en la abrazadera se requieren 44,44 Nm de par en la corona motriz, dada la relación de reducción presente. Considerando la relación de reducción entre el piñón motriz y la corona motriz de 1:3, lo que induce rapidezces de rotación requeridas de 3,9 y 1,26 rpm, respectivamente, además de una eficiencia de engranes de 0,9, se calcula que se debe imponer en el piñón motriz un par de torsión de 15,92 Nm.

Este par debe ser provisto por el motor directamente. En función de esto, se selecciona un motor eléctrico paso a paso (STEP motor), dado que son ampliamente comercializados en el mercado, además de proveer grandes torques en bajas revoluciones, y que poseen la capacidad de mantener un torque constante en el eje (holding torque) sin necesidad de movimiento, mientras se encuentren energizados, lo que ayuda a mantener la estabilidad de las abrazaderas. Otra ventaja a considerar de este tipo de motores, es la casi instantánea respuesta a las exigencias que se programen, y que su configuración geométrica es bastante compacta, aspecto fundamental considerando el limitado espacio que se dispone para su instalación.

Como se menciona en el capítulo de diseño de configuración, se opta por un motor STEP

de Superior Electric, modelo KML112 bipolar, el que posee las características descritas en la Tabla C.6 del anexo C al final del documento, donde se puede apreciar que posee un torque de retención mínimo (holding torque) de 19,4 Nm.

En las curvas del motor de la figura C.2 en el anexo C, se observa que a bajas rpm es donde presenta los mayores niveles de torque. Dado que la aplicación es a bajas rpm, se alcanza fácilmente el torque requerido de 15,92 Nm, lo que da cuenta de que el motor cumple con los requerimientos establecidos.

## 5.3. Definición de componentes: Sistema de fijación

### 5.3.1. Pasadores abrazaderas

Los pasadores de fijación de las abrazaderas bloquean el grado de libertad de giro de las mismas. El caso más crítico al que se ven sometidos, es cuando se retira el componente en la posición de operación; debido a que el eje trasero concentra mayor masa en su zona posterior, por lo que su centro de masa se encuentra desplazado hacia atrás respecto al eje XX de la Figura 5.2, lo que induce un momento de giro, el cuál deben anular los pasadores mediante las fuerzas de contacto que ejercen sobre las abrazaderas.

Un diagrama de cuerpo libre de esta situación se aprecia en la Figura 5.9, donde se tiene el momento de giro ( $M$ ) y las fuerzas que ejercen los pasadores ( $F$ ).

El momento de giro, se calcula mediante la distancia del centro de masa respecto al eje X, que se obtiene mediante las propiedades físicas del modelo CAD en Inventor 2018, y el peso de dicho conjunto. Las fuerzas a las que se ven sometidos los pasadores, se obtienen a partir de la resolución de la ecuación estática de momento respecto al centro de las abrazaderas, considerando que la carga se distribuye en 4 pasadores (2 por cada abrazadera), de la que se tiene la expresión

$$\sum M_o = 4 \cdot F \cdot l - M = 0 \quad (5.19)$$

donde  $F$  es la fuerza sobre cada pasador,  $l$  la distancia desde en el eje x desde el centro o hasta la posición de las abrazaderas y  $M$  el momento de giro producto del eje trasero, que se obtiene mediante la ecuación

$$M = X \cdot P_{eje} \quad (5.20)$$

donde  $M$  es el momento de giro,  $X$  la distancia en el eje x del centro de masa del eje trasero respecto al punto o, y  $P_{eje}$  el peso del eje trasero completo.

Con las cargas externas sobre los pasadores definidas, estos se modelan como una viga y se calculan las reacciones en sus apoyos en el soporte de las abrazaderas. El diagrama de

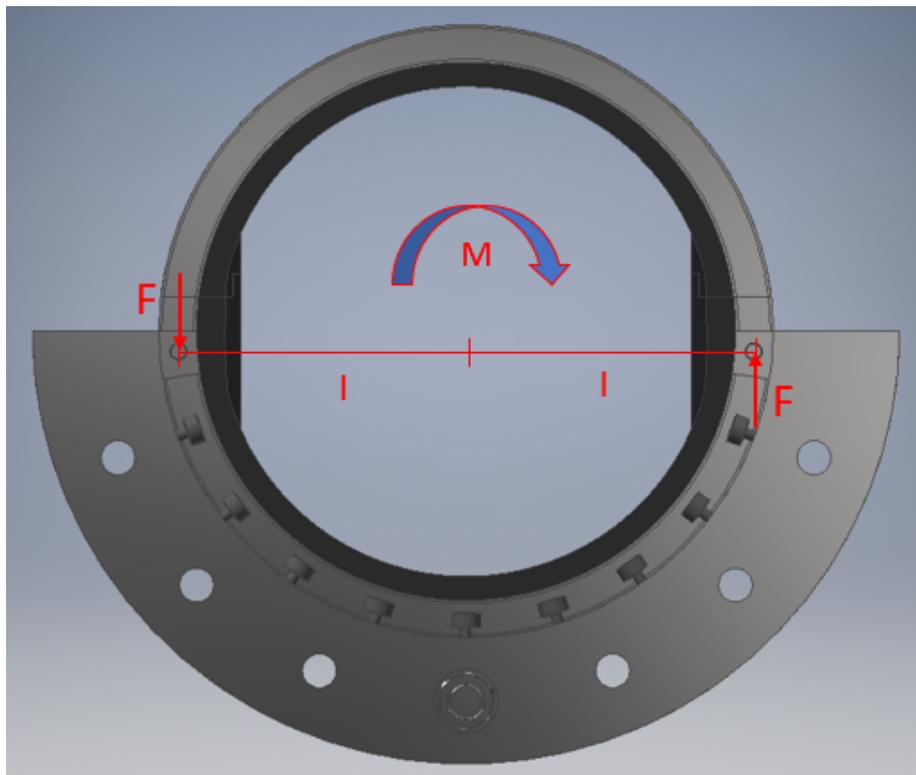


Figura 5.9: DCL momento y acción pasadores sobre las abrazaderas.

*Fuente: Elaboración propia.*

cuerpo libre de un pasador se puede ver en la Figura 5.10. Cabe mencionar que la fuerza si bien es distribuida, se modela como carga puntual por simpleza, además que genera el mismo momento flector máximo.

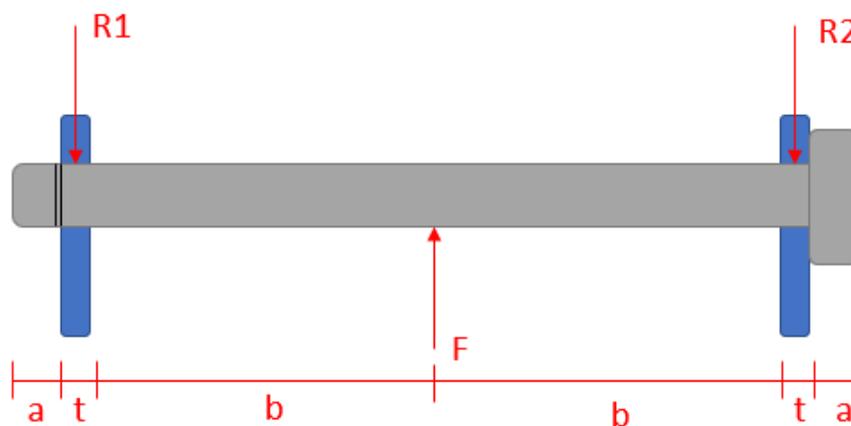


Figura 5.10: DCL estado de cargas sobre un pasador.

*Fuente: Elaboración propia.*

Los datos y resultados principales respecto a los cálculos asociados a los diagramas de

cuerpo libre de las Figuras 5.9 y 5.10, se resumen en la Tabla 5.42.

Tabla 5.42: Datos y resultados principales asociados a los cálculos de los DCL.

*Fuente: Elaboración propia.*

DCL abrazadera			
Dato	Símbolo	Unidad	Valor
Distancia CM (eje x)	X	[mm]	31,24
Peso conjunto eje completo	P_eje	[N]	67002,3
Momento de giro	M	[Nm]	2093,15
Distancia eje x entre centro y eje pasador	l	[mm]	250,39
Fuerza vertical en las abrazaderas (4 fuerzas)	F	[N]	2089,89
Distancia al borde del elemento	e	[mm]	10
DCL pasador			
Dato	Símbolo	Unidad	Valor
Distancia fuera de apoyos	a	[mm]	10
Espesor apoyos	t	[mm]	8
Distancia centro a apoyo	b	[mm]	70
Diámetro pasador	d	[mm]	15
Reacciones	Símbolo	Unidad	Valor
Reacción apoyo 1	R1	[N]	1044,95
Reacción apoyo 2	R2	[N]	1044,95

Cabe mencionar que los pasadores se apoyan en toda la superficie del manto cilíndrico del vástago al momento de introducirse en las abrazaderas, por lo que no debiese tener espacio para flectarse, y por lo tanto se podría despreciar el esfuerzo de flexión.

Sin embargo, se debe considerar el hecho de que para introducirse el pasador con facilidad en la abrazadera, debe existir un huelgo entre ambos. Se puede asumir una diferencia de diámetros razonable de 1 mm, lo que genera un huelgo de 0,5 mm en el contorno de la superficie cilíndrica del pasador y la perforación en la abrazadera. Se puede calcular la deflexión máxima para el modelo planteado en la Figura 5.10 mediante la ecuación

$$Def_{max} = \frac{F \cdot (2b)^3}{48 \cdot E \cdot \pi \cdot \frac{D^4}{64}} = 0,235 [mm] \quad (5.21)$$

donde  $Def_{max}$  representa la deflexión máxima que ocurre en el punto central del pasador,  $F$  es la fuerza aplicada,  $b$  la distancia de los apoyos al centro,  $E$  el módulo de elasticidad del material y  $D$  el diámetro del pasador.

Dado que la deflexión máxima es menor al huelgo disponible, se tiene que si se debe considerar el esfuerzo flector, por lo que los principales mecanismos de falla considerados son por flexión, cortante puro y aplastamiento.

Para el caso de flexión, dado que no hay puntos asociados a factores de concentración de esfuerzo en la zona donde se aplica la carga, se evalúa sólo 1 punto crítico, correspondiente al centro del pasador, donde se aplica la carga  $F$ , debido a que corresponde al punto con

el momento flector máximo. Se utiliza la ecuación (2.39) para el cálculo del esfuerzo flector, para luego calcular el factor de seguridad estático por flexión mediante la expresión

$$n_f = \frac{\sigma_y}{\sigma_f} \quad (5.22)$$

donde  $n_f$  es el factor de seguridad a la flexión en el punto medio,  $\sigma_y$  el esfuerzo de fluencia del material y  $\sigma_f$  el esfuerzo flector calculado.

Para el caso de corte puro se utiliza la ecuación (2.69) para obtener el factor de seguridad, mientras que para el caso de aplastamiento se emplea la ecuación (2.67) para el factor de seguridad.

Los resultados principales asociados a los distintos mecanismos de falla estática se presentan en la Tabla 5.43.

Tabla 5.43: Resultados principales según mecanismo de falla para la falla estática en los pasadores.

*Fuente: Elaboración propia.*

Falla estática pasador			
<b>Momento flector en punto crítico</b>	<b>Símbolo</b>	<b>Unidad</b>	<b>Valor</b>
Punto medio	M	[Nm]	77,33
<b>Esfuerzo flector en punto crítico</b>	<b>Símbolo</b>	<b>Unidad</b>	<b>Valor</b>
Punto medio	Sigma_f	[Pa]	233373649
		[Mpa]	233,37
<b>Falla estática criterio energía distorsión</b>	<b>Símbolo</b>	<b>Unidad</b>	<b>Valor</b>
Esfuerzo fluencia SAE 1050 CD	Sigma_y	[Mpa]	580
Factor de seguridad estático flexión	n_f	[-]	2,49
<b>Cortante puro punto crítico pasador</b>	<b>Símbolo</b>	<b>Unidad</b>	<b>Valor</b>
Factor de seguridad cortante pasador	n_s	[-]	28,30
<b>Aplastamiento pasador</b>	<b>Símbolo</b>	<b>Unidad</b>	<b>Valor</b>
Factor de seguridad aplastamiento pasador	n_a	[-]	66,61

De la Tabla 5.43 se ve que en función de los factores de seguridad al cortante y aplastamiento se pueden despreciar ambos mecanismos de falla. La situación crítica es la falla por flexión, donde se calcula un factor de seguridad de 2,49. Según el criterio propuesto en la Tabla 5.3, se tiene que para los pasadores es deseable un factor de seguridad mínimo de 2,2, por lo que se satisface dicha condición.

Finalmente, se consideran los esfuerzos que inducen los pasadores sobre los elementos donde se apoyan (pestaña del soporte de las abrazaderas). Se evalúan los mecanismo de falla de aplastamiento y cortante al borde del elemento. Los factores de seguridad para cada caso se obtienen mediante el despeje en las ecuaciones (2.68) y (2.71), respectivamente. Los resultados se ven en la Tabla 5.44.

Con respecto a la Tabla 5.44, se tiene un factor de seguridad mínimo para el caso de falla por cortante en el borde de la pestaña, la que se asocia a un factor de seguridad 9,28, muy

Tabla 5.44: Resultados principales según mecanismo de falla para el soporte de los pasadores.

*Fuente: Elaboración propia.*

Cálculo elemento soporte pasador			
Dato	Símbolo	Unidad	Valor
Resistencia fluencia elemento SAE 1020 HR	S <sub>ye</sub>	[MPa]	210
Factor de seguridad aplastamiento elemento	n <sub>ae</sub>	[-]	24,12
Factor de seguridad cortante borde elemento	n <sub>be</sub>	[-]	9,28

superior al factor mínimo requerido de 4, según la Tabla 5.3.

### 5.3.2. Pernos: eje polines verticales

Los ejes que sostienen los polines verticales se componen de pernos DIN 912 M30x3,5 de grado 10,9. En primera instancia, se presenta la metodología, análisis y principales resultados respecto a la unión en tensión del perno, que permite fijar el soporte de las abrazaderas con las placas de soporte. Luego se presenta el análisis de los pernos considerados como una unión cargada en cortante.

#### Unión en tensión

Es posible distinguir dos casos distintos para estos pernos: se debe distinguir entre los pernos que unen las placas de soporte con el soporte de las abrazaderas, que son 6 por cada abrazadera (caso 1), y el perno del eje del polín adicional que posee la abrazadera conducida en su zona inferior (caso 2), el cual no acopla las placas de soporte, por lo que es un perno más corto.

Para la unión en tensión del perno, en el caso 1 descrito, se consideran como carga externa que induce tensión en la unión, las cargas ejercidas por los polines horizontales, las que se estiman como un porcentaje de la carga vertical que mantienen los polines verticales. Para el caso 2 descrito, dado que no hay cargas de separación de la unión que considerar, se utiliza un valor arbitrario, cercano a la mitad del caso 1.

La metodología de cálculo, comienza con establecer las rigideces del perno y del elemento, por medio de las ecuaciones (2.54) y (2.55), respectivamente. Se determina el esfuerzo de prueba del perno en función de su grado, acorde a la Tabla A.4 del anexo A, para luego calcular la carga de prueba del perno por la ecuación (2.66), y con ello la precarga máxima admisible mediante la ecuación (2.65).

Posteriormente se selecciona una precarga deseada, que por supuesto debe ser menor a la máxima. Se determina la carga externa de tensión sobre cada perno, que se considera como la carga que ejercen el arreglo de polines horizontales sobre el soporte de la abrazadera, dividida por la cantidad de pernos que sujetan ambos conjuntos. Luego se calcula la fracción de carga que se lleva el perno y el elemento, mediante el cálculo de la constante de rigidez

por la ecuación (2.56), y reemplazando en las ecuaciones (2.57) y (2.58), respectivamente. Se obtiene entonces la carga de tensión en el perno y la carga de compresión en los elementos a partir de las expresiones (2.59) y (2.60), respectivamente.

Una vez definidas las cargas efectivas sobre el perno y los elementos, se determina el esfuerzo de precarga en el perno, a partir de la ecuación (2.62) y con ello el factor de carga del perno, mediante la ecuación (2.63), que corresponde a un equivalente del factor de seguridad estático. Posteriormente se calcula el factor de seguridad de la separación de la unión, por medio de la ecuación (2.64), el cual otorga una referencia respecto a la factibilidad de que se separe la unión apernada en función de las cargas y condiciones presentes.

Finalmente, se calcula el par de torsión requerido en los pernos con tal de generar la precarga establecida, empleando la ecuación (2.61).

Los datos y resultados, para ambos casos de pernos que constituyen los ejes de los polines verticales, se pueden visualizar en la Tabla 5.45.

## Unión cargada en cortante

Para este análisis, se consideran los mecanismos de falla asociados a cargas transversales al perno; se consideran las fallas por aplastamiento de los pernos, aplastamiento de los elementos de soporte, cortante en el perno y cortante del borde del elemento.

Para este análisis, se deben distinguir 3 situaciones distintas. En primer lugar se debe diferenciar entre los pernos que conforman los ejes de los polines verticales de la abrazadera motriz y la abrazadera conducida, dado que esta última posee un polín adicional en su zona inferior, por lo que la carga vertical (peso) se distribuye en una mayor cantidad de elementos. En segundo lugar, se hace la distinción entre este eje del polín vertical inferior de la abrazadera conducida, dado que por su posición, no une al conjunto de las placas de soporte con el soporte de la abrazadera, por lo que el perno es más corto.

Se tienen entonces los siguientes 3 casos:

- Caso 1: Pernos que conforman los ejes de los polines verticales de la abrazadera conducida.
- Caso 2: Perno que conforma el eje del polín inferior de la abrazadera conducida.
- Caso 3: Pernos que conforman los ejes de los polines verticales de la abrazadera motriz.

La metodología de cálculo consiste en primera instancia, a partir del esfuerzo de prueba del perno dado en la Tabla A.4 del anexo A, calcular el factor de seguridad a la falla por aplastamiento cuando los pernos se encuentran con precarga mediante la ecuación (2.67).

Luego se considera el caso en que los pernos perdieran la precarga, por lo que quedan en estado activo y se cargan completamente sobre la cara interna de la ranura en el elemento de sujeción. Se calcula el factor de seguridad de aplastamiento sobre el elemento, según la ecuación (2.68).

Tabla 5.45: Datos y resultados principales para el análisis de sujeción de los ejes de los polines verticales.

Fuente: Elaboración propia.

			Caso 1	Caso 2	Caso 3
Dato	Símbolo	Unidad	Valor	Valor	Valor
<b>Rigidez del perno</b>					
Norma del perno	-	[-]	Din 912	Din 912	Din 912
Tipo de perno	-	[-]	M30x3,5 240	M30x3,5 200	M30x3,5 240
Grado del perno	-	[-]	10,9	10,9	10,9
Diámetro perno	D_t	[mm]	30	30	30
Largo total perno	L	[mm]	240	200	240
Largo parte no roscada perno	l_d	[mm]	168	128	168
Largo parte roscada perno	l_t	[mm]	72	72	72
Área transversal zona sin rosca	A_d	[mm <sup>2</sup> ]	706,86	706,86	706,86
Área esfuerzo de tensión	A_t	[mm <sup>2</sup> ]	561	561	561
Módulo elasticidad perno	E_p	[GPa]	200	200	200
Rigidez del perno	k_b	[kN/mm]	546,43	646,36	546,43
<b>Rigidez del elemento</b>					
Diámetro arandela	D_a	[mm]	56	56	56
Angulo cono Rotscher	Alpha	[°]	30	30	30
		[rad]	0,52	0,52	0,52
Espesor placa soporte	t_1	[mm]	20	8	8
Módulo elasticidad placa soporte	E_1	[GPa]	200	-	-
Rigidez placa soporte	k_1	[kN/mm]	22530,73	-	22530,73
Espesor soporte abrazadera	t_2	[mm]	8	-	-
Módulo elasticidad soporte abrazadera	E_2	[Gpa]	200	200	200
Rigidez soporte abrazadera	k_2	[kN/mm]	48931,98	48931,98	48931,98
Rigidez del elemento	k_m	[kN/mm]	15427,25	48931,98	15427,25
<b>Union a tensión</b>					
Esfuerzo de prueba perno grado DIN 10,9	S_p	[MPa]	830	830	830
Carga de prueba perno	F_p	[kN]	465,63	465,63	465,63
Precarga máxima	(F_i)_max	[kN]	349,22	349,22	349,22
Precarga seleccionada	F_i	[kN]	10,00	5,00	10,00
Carga externa de tensión	P	[kN]	1,42	0,50	1,42
Fracción carga soportada perno	C	[-]	0,034	0,013	0,034
Fracción carga soportada elemento	1-C	[-]	0,966	0,987	0,966
Carga tensión perno	F_b	[kN]	10,05	5,01	10,05
Carga compresión elementos	F_m	[kN]	-8,63	-4,51	-8,63
<b>Factores de carga</b>					
Esfuerzo de precarga perno	Sigma_b	[MPa]	17,91	8,92	17,91
Factor de carga perno	n_p	[-]	9598742	71430545	9598742
Factor de seguridad separación unión	n_p0	[-]	7,30	10,13	7,30
<b>Par de torsión requerido</b>					
Coefficiente del par de torsión	K	[-]	0,2	0,2	0,2
Par de torsión de apriete requerido	T	[Nm]	60,0	30,00	60,00

Posteriormente se considera la falla por esfuerzo de corte puro sobre los pernos, cuando estos se encuentran en estado activo, es decir, sin precarga. Se evalúa el caso más desfavorable, que es cuando las roscas del perno se encuentran en el plano de corte, es decir, se apoyan en parte en las ranuras del elemento de soporte.

El área del diámetro menor se obtiene a partir de la Tabla A.5 en el anexo A, y con ella se calcula el factor de seguridad por cortante sobre los pernos, al sustituir los datos en la ecuación (2.70).

Finalmente, se contempla la falla por desgarro del borde de la ranura del elemento de sujeción producto de las cargas de corte. Para aquello, se obtiene a partir del modelo CAD la distancia desde el borde de la ranura hasta el borde donde termina el elemento de soporte, según la dirección de las cargas. Este valor se sustituye en conjunto con los otros datos en la ecuación (2.71) para calcular el factor de seguridad de la falla por cortante en el borde del elemento.

Los datos y resultados mencionados en la metodología de cálculo, se resumen para cada uno de los 3 casos contemplados en la Tabla 5.46.

Tabla 5.46: Datos y resultados principales para el análisis de esfuerzos de corte de los ejes de los polines verticales.

*Fuente: Elaboración propia.*

Unión cargada en cortante			Caso 1	Caso 2	Caso 3
Falla por aplastamiento, pernos cargados			Valor	Valor	Valor
	Símbolo	Unidad			
Esfuerzo de prueba perno grado 10,9	Sigma_p	[MPa]	830	830	830
Factor de seguridad aplastamiento perno	n_a	[-]	66,82	19,09	53,04
Falla por aplastamiento en los elementos, pernos activos			Valor	Valor	Valor
	Símbolo	Unidad			
Esfuerzo de fluencia elemento (SAE 1020 HR)	S_ye	[MPa]	210	210	210
Factor de seguridad aplastamiento elemento	n_e	[-]	16,91	4,83	13,42
Falla por cortante en el perno, pernos activos (con rosca plano de corte)			Valor	Valor	Valor
	Símbolo	Unidad			
Área del diámetro menor	A_r	[mm <sup>2</sup> ]	519	519	519
Factor de seguridad corte perno	n_c	[-]	23,82	23,82	18,91
Cortante del borde del elemento			Valor	Valor	Valor
	Símbolo	Unidad			
Distancia al borde	a	[mm]	60	60	60
Factor de seguridad borde	n_bc	[-]	19,51	5,57	15,49

A partir de los resultados de la Tabla 5.46, se tiene que el mecanismo de falla más crítico corresponde a la falla por aplastamiento de los elementos, con un factor de seguridad de 4,83 en el caso 2, el que de todas formas es superior al requerido de 4 por el análisis de criticidad de los componentes.

### 5.3.3. Pernos: soporte rodamientos

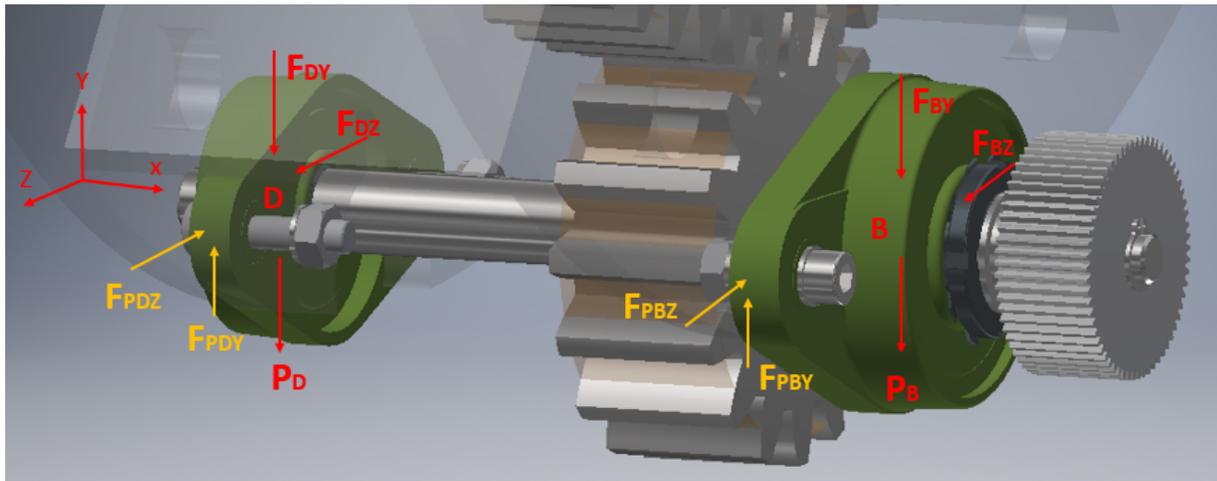
Los pernos de soporte de rodamientos, son aquellos que fijan las unidades de rodamiento al soporte de la abrazadera motriz. Se contempla el uso de dos pernos por cada unidad de rodamiento, totalizando 4 pernos. Se consideran pernos norma DIN 7984 M10x1 40 grado 8,8.

Antes del cálculo de los pernos propiamente tal, se requiere determinar las cargas externas que deben soportar. En función de esto, se tiene el diagrama de la Figura 5.11, donde se ilustran con las flechas rojas, las fuerzas ejercidas sobre las unidades de rodamiento por el

eje de potencia, y el peso propio de los rodamientos. Por otro lado, con flechas amarillas se ilustran las fuerzas que ejercen los pernos de soporte sobre las unidades de rodamiento. Debido a la vista de la figura, solo se visualizan los pernos de un lado de los rodamientos, pero se asume el mismo estado de cargas en el otro lado, por la simetría del arreglo.

Figura 5.11: Diagrama fuerzas sobre los rodamientos del eje de potencia.

*Fuente: Elaboración propia.*



De la Figura 5.11, se señala el punto B y D donde se acoplan los rodamientos al eje de potencia. Los subíndices de las fuerzas en rojo hacen referencia al punto donde se aplican, y al eje coordenado respecto al cual se orientan. En el caso de las fuerzas en amarillo, el subíndice P indica que provienen de los pernos, y los dos subíndices siguientes tienen relación con donde se aplica la carga y respecto a que eje coordenado, respectivamente.

Los datos de entrada para el problema, como las características de los pernos considerados, las dimensiones geométricas relevantes y propiedades de los materiales se resumen en la Tabla 5.47

Tabla 5.47: Datos de entrada del arreglo de pernos de fijación de los rodamientos.

*Fuente: Elaboración propia.*

Datos de entrada	Símbolo	Unidad	Rodamiento B	Rodamiento D
			Valor	Valor
Norma del perno	-	[-]	DIN 7984	DIN 7984
Tipo de perno	-	[-]	M10x1 40	M10x1 40
Grado del perno	-	[-]	8,8	8,8
Diámetro del perno	D	[mm]	10	10
Área del diámetro menor	A <sub>r</sub>	[mm <sup>2</sup> ]	52,3	52,3
Espesor soporte abrazaderas	t	[mm]	6	15
Distancia al borde elemento	a	[mm]	18	18
Esfuerzo de prueba perno	Sigma <sub>p</sub>	[MPa]	380	380
Esfuerzo de fluencia elemento (SAE 1020 HR)	S <sub>ye</sub>	[MPa]	210	210

Las cargas externas corresponden a las reacciones calculadas en el análisis del eje de potencia, y los respectivos pesos de las unidades de rodamientos, que se obtienen a partir

de las masas provistas por su catálogo comercial. Los resultados de las cargas externas se muestran en la Tabla 5.48.

Tabla 5.48: Cargas externas sobre las unidades de rodamientos.

*Fuente: Elaboración propia.*

Cargas externas	Símbolo	Unidad	Valor
<b>Rodamiento B</b>			
Reacción eje Y	F_by	[N]	535,18
Reacción eje Z	F_bz	[N]	1643,63
Masa rodamiento SNR UKFL305H	m_b	[Kg]	1,1
Peso del rodamiento	P_b	[N]	1,73
<b>Rodamiento D</b>			
Reacción eje Y	F_dy	[N]	247,80
Reacción eje Z	F_dz	[N]	662,81
Masa rodamiento SNR UKFL307H	m_d	[Kg]	1,9
Peso del rodamiento	P_d	[N]	18,64

A partir de las cargas externas, se calculan las fuerzas en los pernos en función de las ecuaciones de equilibrio estático, y el hecho de que el arreglo de pernos de cada rodamiento es simétrico respecto al mismo. Los resultados para las fuerzas calculadas en los pernos se ven en la Tabla 5.49.

Tabla 5.49: Fuerzas en los pernos que fijan las unidades de rodamiento al soporte de la abrazadera motriz.

*Fuente: Elaboración propia.*

Fuerzas en los pernos	Símbolo	Unidad	Valor
<b>Rodamiento B</b>			
Fuerza perno eje y	F_pby	[N]	268,45
Fuerza perno eje z	F_pbz	[N]	821,82
Fuerza radial perno	F_pbr	[N]	864,55
<b>Rodamiento D</b>			
Fuerza perno eje y	F_pdy	[N]	133,22
Fuerza perno eje z	F_pdz	[N]	331,40
Fuerza radial perno	F_pdr	[N]	357,18

Con las cargas del problema definidas, al igual que en la sección anterior, esta se divide en el cálculo de sujeción de la unión en tensión de los pernos, y en el análisis de los pernos como unión cargada en cortante.

## Unión en tensión

Se sigue la misma metodología descrita en la sección anterior, para el cálculo de los ejes de los polines verticales, con la diferencia de que la carga externa de tensión, se modela como la mitad de la carga radial del rodamiento B, correspondiente al caso más severo.

Los datos y resultados principales del análisis, se resumen en la Tabla 5.50.

Tabla 5.50: Datos y principales resultados de sujeción de los pernos de fijación de los rodamientos.

*Fuente: Elaboración propia.*

Dato	Símbolo	Unidad	Valor
<b>Rigidez del perno</b>			
Diámetro perno	D_t	[mm]	10
Largo total perno	L	[mm]	40
Largo parte no roscada perno	l_d	[mm]	4
Largo parte roscada perno	l_t	[mm]	36
Área transversal zona sin rosca	A_d	[mm <sup>2</sup> ]	78,54
Área esfuerzo de tensión	A_t	[mm <sup>2</sup> ]	58
Módulo elasticidad perno	E_p	[GPa]	200
Rigidez del perno	k_b	[kN/mm]	297,79
<b>Rigidez del elemento</b>			
Diámetro arandela	D_a	[mm]	18
Angulo cono Rotscher	Alpha	[°]	30
		[rad]	0,52
Espesor placa soporte	t_1	[mm]	5
Módulo elasticidad placa soporte	E_1	[GPa]	200
Rigidez placa soporte (elemento)	k_1	[kN/mm]	8637,87
<b>Union a tensión</b>			
Esfuerzo de prueba perno grado DIN 8,8	S_p	[MPa]	600
Carga de prueba perno	F_p	[kN]	34,8
Precarga máxima	(F_i)_max	[kN]	26,1
Precarga seleccionada	F_i	[kN]	2,50
Carga externa de tensión	P	[kN]	0,43
Fracción carga soportada perno	C	[-]	0,033
Fracción carga soportada elemento	1-C	[-]	0,967
Carga tensión perno	F_b	[kN]	2,51
Carga compresión elementos	F_m	[kN]	-2,08
<b>Factores de carga</b>			
Esfuerzo de precarga perno	Sigma_b	[MPa]	43,35
Factor de carga perno	n_p	[-]	2415502
Factor de carga separación unión	n_p0	[-]	5,98
<b>Par de torsión requerido</b>			
Coeficiente del par de torsión	K	[-]	0,2
Par torsional de apriete requerido	T	[Nm]	5

### Unión cargada en cortante

Para el análisis de las fuerzas transversales a los pernos, se emplea la misma metodología de la sección anterior, con la diferencia de que en este caso la falla por cortante en el perno, es sin rosca en el plano de corte. con este análisis se tienen los resultados de factores de seguridad, según los 4 mecanismos de falla propuestos. Estos resultados se aprecian en la Tabla 5.51.

Tabla 5.51: Datos y resultados principales para el análisis de esfuerzos de corte de los pernos de fijación de los rodamientos.

*Fuente: Elaboración propia.*

Unión cargada en cortante			Rodamiento B	Rodamiento D
Falla por aplastamiento, pernos cargados	Símbolo	Unidad	Valor	Valor
Factor de seguridad aplastamiento perno	n_a	[-]	65,93	63,83
Falla por aplastamiento en los elementos, pernos activos	Símbolo	Unidad	Valor	Valor
Factor de seguridad aplastamiento elemento	n_e	[-]	36,44	35,28
Falla por cortante en el perno, pernos activos (sin rosca plano de corte)	Símbolo	Unidad	Valor	Valor
Factor de seguridad corte perno	n_c	[-]	19,92	48,21
Falla por cortante del borde del elemento	Símbolo	Unidad	Valor	Valor
Factor de seguridad borde	n_b	[-]	37,84	36,64

De la Tabla 5.51, se tiene que el factor de seguridad mínimo ocurre en el rodamiento B, respecto al corte del perno, con un valor de 19,92, por lo que se desestima falla en los pernos que soportan los rodamientos.

### 5.3.4. Pernos: placa soporte

Los pernos del conjunto de placas de soporte, son aquellos que fijan la plataforma base de las placas a la parte superior de la mesa de soporte. Se consideran 7 pernos por cada par de placas de soporte, totalizando en todo el aditamento 28 pernos (14 por cada abrazadera). Los pernos siguen la norma DIN 7984 y corresponden a pernos M10x1 45 grado 8,8.

Cabe mencionar que el análisis para el otro conjunto de placas de la misma abrazadera es simétrico. En cuánto a el cálculo entre abrazaderas, dimensionalmente y en metodología son idénticos, sin embargo, cambia la magnitud de las fuerzas radiales a las que se ven sometidas, dado que como se ha mencionado, en la abrazadera conducida la carga se distribuye en un polín adicional. Por esta razón, se describe la metodología común, pero las tablas de resultados poseen una columna para el caso de la abrazadera motriz y otra para el caso de la abrazadera conducida.

Para calcular la resistencia de los pernos, primero se deben determinar las cargas externas a las que se ven sometidos. En función de esto, se realiza un diagrama de cuerpo libre de un conjunto de un par de placas de soporte, que puede verse en la Figura 5.12.

Las cotas en negro de la Figura 5.12 representan cotas dimensionales del diseño. Las flechas en rojo representan las fuerzas externas a las que se ve sometido el conjunto. Las fuerzas del tipo  $F_r$  son las fuerzas radiales provenientes del contacto con los ejes de los polines verticales, mientras que las fuerzas de tipo  $V$  y  $H$ , corresponden a las reacciones verticales y horizontales, respectivamente, que ejercen los pernos para mantener el equilibrio estático del conjunto. Cabe mencionar que se ilustra solo las reacciones de dos pernos y las fuerzas sobre una sola placa de soporte, dado que el otro lado es simétrico al presentado. Por otro lado, como se ha mostrado en el diseño de configuración, por cada par de placas, hay 5 pernos de tipo B y 2 pernos de tipo A, de los cuales solo se muestra uno de cada uno en la

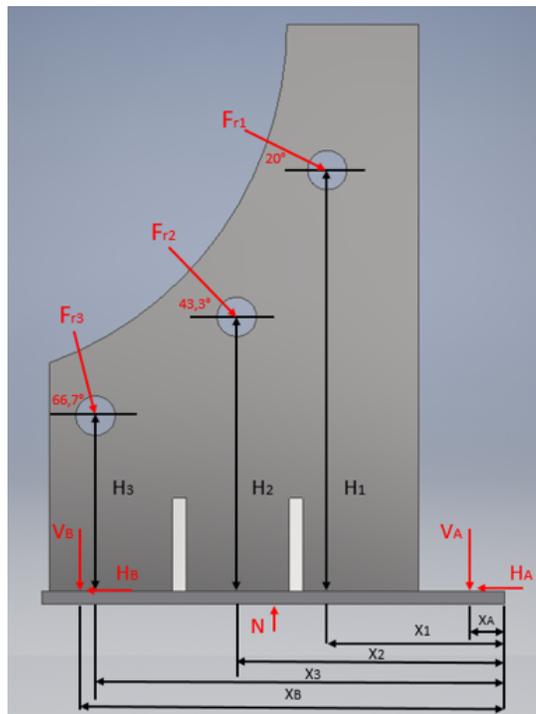


Figura 5.12: Datos y resultados principales para el análisis de esfuerzos de corte de los pernos de fijación de los rodamientos.

*Fuente: Elaboración propia.*

Figura 5.12

Los valores de los distintos datos de entrada del problema, presentados en la Figura 5.12, se pueden ver en la Tabla 5.52.

Mediante las ecuaciones de la estática para cada eje, la ecuación de momento y relaciones de proporcionalidad, se calculan las reacciones en los pernos, las que se resumen en la Tabla 5.53.

Con las cargas externas definidas, se procede a el cálculo de los pernos; tanto por el análisis de la unión a tensión como por las uniones cargadas al cortante.

## Unión a tensión

Se sigue la misma metodología descrita para las secciones anteriores, con la diferencia que para este caso la carga externa de tensión no se asume como un porcentaje de la carga de corte, sino que se considera como la magnitud de la reacción vertical de los pernos B ( $V_B$ ), dado que es la fuerza que debe ejercer el perno para evitar que la base de las placas de soporte se desprenda de la mesa de soporte. Los datos y resultados de este análisis se resumen en la Tabla 5.54.

Tabla 5.52: Datos de entrada del problema de placas de soporte descrito en el DCL de la Figura 5.12.

*Fuente: Elaboración propia.*

Datos de entrada	Símbolo	Unidad	Abr. Motriz	Abr. Conducida
			Valor	Valor
Ángulo fuerza radial 1	Alpha_1	[°]	20	20
		[rad]	0,35	0,35
Ángulo fuerza radial 2	Alpha_2	[°]	43,3	43,3
		[rad]	0,76	0,76
Ángulo fuerza radial 3	Alpha_3	[°]	66,7	66,7
		[rad]	1,16	1,16
Fuerza radial 1	F_r1	[N]	6572,24	5216,68
Componente horizontal fuerza radial 1	F_1h	[N]	6175,89	4902,08
Componente vertical fuerza radial 1	F_1v	[N]	2247,84	1784,21
Fuerza radial 2	F_r2	[N]	6572,24	5216,68
Componente horizontal fuerza radial 2	F_2h	[N]	4783,10	3796,56
Componente vertical fuerza radial 2	F_2v	[N]	4783,10	3796,56
Fuerza radial 3	F_r3	[N]	6572,24	5216,68
Componente horizontal fuerza radial 3	F_3h	[N]	2599,62	2063,43
Componente vertical fuerza radial 3	F_3v	[N]	6036,25	4791,24
Altura agujero 1	H_1	[mm]	318,24	318,24
Altura agujero 2	H_2	[mm]	207,23	207,23
Altura agujero 3	H_3	[mm]	132,41	132,41
Distancia horizontal agujero 1	X_1	[mm]	69,45	69,45
Distancia horizontal agujero 2	X_2	[mm]	137,99	137,99
Distancia horizontal agujero 3	X_3	[mm]	244,76	244,76
Distancia horizontal pernos A	X_A	[mm]	30	30
Distancia horizontal pernos B	X_B	[mm]	320	320
Diámetro del perno	D_p	[mm]	10	10
Espesor placa	t	[mm]	20	20
Área esfuerzo de tensión	A_t	[mm <sup>2</sup> ]	58	58

Tabla 5.53: Resultados para las reacciones del problema descrito en la Figura 5.12.

*Fuente: Elaboración propia.*

Reacciones	Símbolo	Unidad	Abr. Motriz	Abr. Conducida
			Valor	Valor
Horizontal en A	H_A	[N]	3873,89	3074,88
Vertical en A	V_A	[N]	288,73	229,18
Horizontal en B	H_B	[N]	3873,89	3074,88
Vertical en B	V_B	[N]	3079,81	2444,58
Normal	N	[N]	16435,73	13045,77

### Unión cargada en cortante

Para este análisis, se sigue la misma metodología presentada hasta el momento, con la diferencia de que como se tienen 2 categorías de pernos sometidos a condiciones distintas; los

Tabla 5.54: Datos y principales resultados del análisis de sujeción de los pernos de fijación de las placas de soporte.

Fuente: Elaboración propia.

			Abr. Motriz	Abr. Conducida
Rigidez del perno	Símbolo	Unidad	Valor	Valor
Diámetro perno	D_t	[mm]	10	10
Largo total perno	L	[mm]	35	35
Largo parte no roscada perno	l_d	[mm]	3	3
Largo parte roscada perno	l_t	[mm]	32	32
Área transversal zona sin rosca	A_d	[mm <sup>2</sup> ]	78,54	78,54
Área esfuerzo de tensión	A_t	[mm <sup>2</sup> ]	58	58
Módulo elasticidad perno	E_p	[GPa]	200	200
Rigidez del perno	k_b	[kN/mm]	339,03	339,03
Rigidez del elemento	Símbolo	Unidad	Valor	Valor
Diámetro arandela	D_a	[mm]	18	20
Angulo cono Rotscher	Alpha	[°]	30	30
		[rad]	0,52	0,52
Espesor placa soporte	t_1	[mm]	20	20
Módulo elasticidad placa soporte	E_1	[GPa]	200	200
Rigidez placa soporte (elemento)	k_1	[kN/mm]	3309,28	4103,40
Union a tensión	Símbolo	Unidad	Valor	Valor
Esfuerzo de prueba perno grado DIN 8,8	S_p	[MPa]	600	600
Carga de prueba perno	F_p	[kN]	34,8	34,8
Precarga máxima	(F_i)_max	[kN]	26,1	26,1
Precarga seleccionada	F_i	[kN]	5,00	5,00
Carga externa de tensión	P	[kN]	3,08	2,44
Fracción carga soportada perno	C	[-]	0,093	0,076
Fracción carga soportada elemento	1-C	[-]	0,907	0,924
Carga tensión perno	F_b	[kN]	5,29	5,19
Carga compresión elementos	F_m	[kN]	-2,21	-2,74
Factores de carga	Símbolo	Unidad	Valor	Valor
Esfuerzo de precarga perno	Sigma_b	[MPa]	91,14	89,42
Factor de carga perno	n_p	[-]	121576	186508
Factor de carga separación unión	n_p0	[-]	1,79	2,21
Par de torsión requerido	Símbolo	Unidad	Valor	Valor
Coefficiente del par de torsión	K	[-]	0,2	0,2
Par torsional de apriete requerido	T	[Nm]	10	10

pernos del caso A y caso B, se presentan los resultados para el factor de seguridad en cada uno de estos casos, para cada una de las placas de soporte asociadas a cada abrazadera. Los datos y resultados se pueden visualizar en la Tabla 5.55.

De la Tabla 5.55, se tiene que el caso más crítico ocurre en los pernos asociados a la abrazadera motriz, por el mecanismo de falla de corte en el perno, con valores de 4,67. Otro punto interesante es en esa misma zona, pero respecto al elemento, es decir, respecto a la base de las placas de soporte, donde se tiene un factor de seguridad de cortante en el borde de 5 para los pernos tipo B. Respecto a los factores de seguridad permisibles, según el análisis se tiene que para la base se requiere mínimo 2,2, mientras que para los pernos 2,4, es decir,

Tabla 5.55: Datos y resultados principales para esfuerzos de corte en los pernos de fijación de las placas de soporte.

*Fuente: Elaboración propia.*

			Abr. Motriz	Abr. Conducida
<b>Falla por aplastamiento, pernos cargados</b>	<b>Símbolo</b>	<b>Unidad</b>	<b>Valor</b>	<b>Valor</b>
Esfuerzo de prueba perno	Sigma_p	[MPa]	600	600
Factor de seguridad aplastamiento pernos caso A	n_aA	[-]	30,98	39,03
Factor de seguridad aplastamiento pernos caso B	n_aB	[-]	30,98	39,03
<b>Falla por aplastamiento en los elementos, pernos activos</b>	<b>Símbolo</b>	<b>Unidad</b>	<b>Valor</b>	<b>Valor</b>
Esfuerzo de fluencia elemento (SAE 1020 HR)	S_ye	[MPa]	210	210
Factor de seguridad aplastamiento elemento caso A	n_eA	[-]	10,84	13,66
Factor de seguridad aplastamiento elemento caso B	n_eB	[-]	10,84	13,66
<b>Falla por cortante en el perno, pernos activos (con rosca en el plano de corte)</b>	<b>Símbolo</b>	<b>Unidad</b>	<b>Valor</b>	<b>Valor</b>
Área del diámetro menor	A_r	[mm <sup>2</sup> ]	52,3	52,3
Factor de seguridad corte perno caso A	n_cA	[-]	4,67	5,89
Factor de seguridad corte perno caso B	n_cB	[-]	4,67	5,89
<b>Falla por cortante del borde del elemento</b>	<b>Símbolo</b>	<b>Unidad</b>	<b>Valor</b>	<b>Valor</b>
Distancia al borde caso A	a	[mm]	315	315
Distancia al borde caso B	b	[mm]	8	8
Factor de seguridad borde caso A	n_bA	[-]	197,06	248,26
Factor de seguridad borde caso B	n_bB	[-]	5,00	6,31

se cumple el criterio satisfactoriamente en ambos casos.

### 5.3.5. Pernos: base aditamento

Los pernos de la base del aditamento, son los pernos que se anexan lateralmente para fijar esta a la mesa de levante. Son un arreglo de 4 pernos por lado, totalizando 8 para el conjunto. Son pernos que siguen la norma DIN 7984, de características M16x2 70.

Dado que no representan un conjunto crítico, y la inviabilidad del movimiento axial según el sentido de los pernos, debido a que la base del aditamento topa con la plataforma de la mesa de levante, se descarta el análisis de unión a tensión, y se realiza solo el cálculo de la unión cargada en cortante.

Las cargas de diseño se consideran como un 10% de la carga vertical, lo que equivale a una carga bastante sobredimensionada de lo que podría ser. Los datos de entrada del estudio en conjunto con las cargas de diseño se presentan en la Tabla 5.56.

#### Unión cargada en cortante

Se sigue la misma metodología planteada, evaluando el factor de seguridad según los 4 mecanismos de falla contemplados. Los resultados principales se ven en la Tabla 5.57.

De los resultados de la Tabla 5.57, se observa que en ningún caso hay factores de seguridad

Tabla 5.56: Datos de entrada y cargas de diseño para el arreglo de pernos de acople a la mesa de levante.

*Fuente: Elaboración propia.*

Datos de entrada	Símbolo	Unidad	Valor
Diámetro del perno	D_p	[mm]	16
Espesor placa	t	[mm]	8
Área esfuerzo de tensión	A_t	[mm <sup>2</sup> ]	157
Cantidad de pernos	#p	[-]	8,00
Cargas de diseño	Símbolo	Unidad	Valor
Fracción carga vertical como horizontal	f	[-]	0,10
Fuerza horizontal	F	[N]	6700,23

Tabla 5.57: Resultados principales de esfuerzos de corte para pernos de acople a la mesa de levante.

*Fuente: Elaboración propia.*

Falla por aplastamiento, pernos cargados	Símbolo	Unidad	Valor
Esfuerzo de prueba perno grado 8,8	Sigma_p	[MPa]	600
Factor de seguridad aplastamiento pernos	n_a	[-]	91,70
Aplastamiento en los elementos, pernos activos	Símbolo	Unidad	Valor
Esfuerzo de fluencia elemento (SAE 1020 HR)	S_ye	[MPa]	210
Factor de seguridad aplastamiento elemento	n_eA	[-]	32,09
Cortante en el perno, pernos activos (sin rosca en el plano corte)	Símbolo	Unidad	Valor
Factor de seguridad corte perno	n_c	[-]	83,11
Cortante del borde del elemento	Símbolo	Unidad	Valor
Distancia al borde caso crítico	a	[mm]	59
Factor de seguridad borde caso A	n_b	[-]	68,29

críticos, dado que las exigencias para este arreglo son mínimas.

## 5.4. Definición de componentes: Sistema de soporte

### 5.4.1. Polines verticales

Los polines verticales son los seguidores de rodillos que sostienen las abrazaderas en conjunto con el eje trasero completo. La disposición geométrica del arreglo se muestra en la sección de diseño de detalle de la abrazadera motriz, en la Figura 5.1. El análisis para determinar las cargas de operación y de diseño, también fue realizado en esa sección y se resume en la Tabla 5.5, por lo que en esta sección se presentan los resultados del análisis de falla estática y el análisis de vida de los polines en base a cargas dinámicas.

## Cálculo estático

Como se menciona en el marco teórico, en este caso la falla crítica se asocia a esfuerzos de contacto en la superficie bajo la teoría de Hertz de superficies cilíndricas en contacto.

La carga máxima admisible ( $F_{max}$ ) se obtiene a partir del catálogo comercial, y en función de aquella, el factor de seguridad estático se calcula reemplazando en la ecuación (2.78). Los resultados obtenidos para el factor de seguridad se presentan en la Tabla 5.58.

Tabla 5.58: Resultados principales respecto a la falla estática en polines verticales.

*Fuente: Elaboración propia.*

Cálculo estático			Caso motriz	Caso conducido
Dato	Símbolo	Unidad	Valor	Valor
Carga máxima admisible NURT 50-1R	F_max	[kN]	82,1	82,1
Factor de seguridad estático	n_e	[-]	6,25	7,87

De la Tabla 5.58 se observa que el factor de seguridad mínimo ocurre en el caso de la abrazadera motriz, dado que la carga se distribuye en una menor cantidad de polines, donde se tiene un factor de seguridad estático de 6,25, superior al requerido de 3 por la Tabla 5.3.

## Cálculo dinámico

Para el cálculo dinámico, en primer lugar se obtiene el valor de la capacidad de carga dinámica de los polines ( $C$ ) a partir de su catálogo comercial, luego se calculan los factores de temperatura y de carga, mediante el gráfico de la Figura 2.10 y la Tabla 2.6, respectivamente.

Estos datos se reemplazan en la ecuación (2.79) para obtener la vida nominal en ciclos de los polines, para el caso motriz y conducido, para una confiabilidad del 90%. Para la vida nominal en términos de horas de operación, se divide el resultado de la ecuación (2.79) por la rapidez de rotación de los polines en operación, en unidades de rph (revoluciones por hora). Los resultados obtenidos se aprecian en la Tabla 5.59.

Tabla 5.59: Resultados principales respecto al análisis dinámico en polines verticales.

*Fuente: Elaboración propia.*

Cálculo dinámico			Caso motriz	Caso conducido
Dato	Símbolo	Unidad	Valor	Valor
Capacidad de carga dinámica NURT 50-1R	C	[kN]	96,3	35,7
Factor temperatura	f_t	[-]	1	1
Factor de carga	f_w	[-]	1,2	1,2
Vida nominal 90%	L_90	[rev]	898261265	15222229
		[h]	55891812	947161

De la Tabla 5.59 se tiene que la vida en horas de los componentes es extremadamente alta, prácticamente ilimitada, dado que los estados de carga no son suficientemente altos, y que la

velocidad de rotación de operación resulta ínfima.

### 5.4.2. Eje polines verticales

El cálculo tanto del análisis de sujeción de los ejes como una unión a tensión, como el análisis de fallas estáticas por corte puro y por aplastamiento se realizan en la sección anterior de ejes de los polines verticales, pero respecto al sistema de sujeción.

En este apartado, se realiza el cálculo de estos ejes pero en función del sistema de soporte; para aquello se evalúa el mecanismo de falla por flexión.

En primera instancia se debe distinguir entre el caso de los ejes de los polines asociados a la abrazadera motriz y la abrazadera conducida, dado que por un lado la distribución geométrica de los polines sobre el eje es distinta, y por otro, como ya se ha mencionado, las cargas asociadas a los polines de la abrazadera conducida se distribuyen en un polín adicional, por lo que la carga por cada polín individualmente es menor.

Las cargas en los ejes de los polines ya se han determinado en análisis anteriores, y corresponden a las cargas radiales de diseño consideradas para cada polín vertical. Las reacciones en los apoyos de los ejes de los polines se calculan a partir de la resolución de las ecuaciones de la estática para cada caso.

La disposición geométrica de las cotas relevantes que describen el problema, se pueden ver en el diagrama de la Figura 5.13 para el caso de los polines de la abrazadera motriz, y en el diagrama de la Figura 5.14 para el caso de los polines de la abrazadera conducida. Los valores de los datos de entrada del problema, así como las cargas de diseño contempladas y las reacciones calculadas, para cada caso de abrazadera, se presentan en la Tabla 5.60. Cabe mencionar que el análisis de esta sección se basa en un modelo de cargas puntuales dado que es más conservador y de cálculos más sencillos.

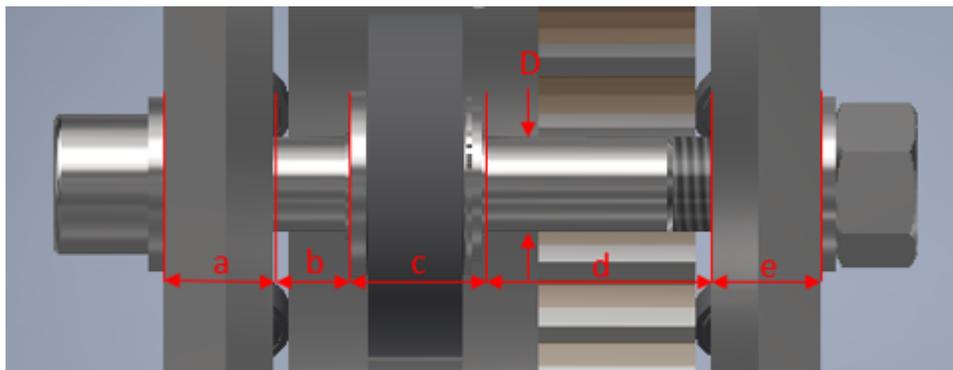


Figura 5.13: Diagrama cotas principales eje de polines abrazadera motriz.

*Fuente: Elaboración propia.*

Las cargas que actúan sobre estos ejes, son cargas radiales que inducen flexión, y no hay cargas de torsión o axiales presentes, por lo que se considera flexión pura. Por otro lado, el

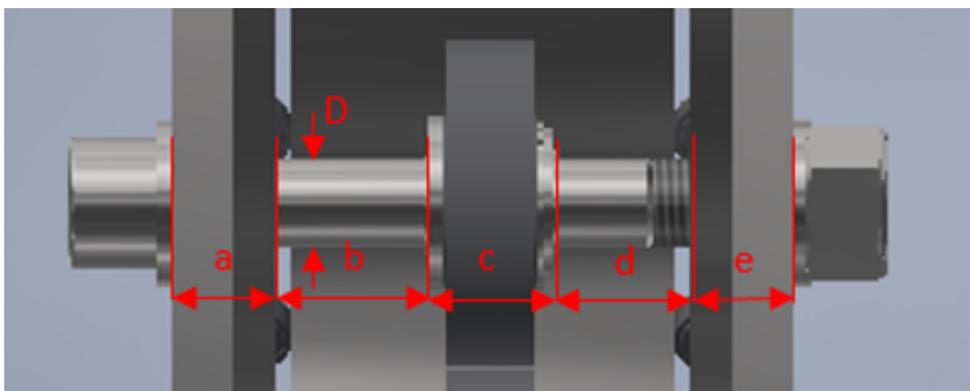


Figura 5.14: Diagrama cotas principales eje de polines abrazadera conducida.

*Fuente: Elaboración propia.*

Tabla 5.60: Datos de entrada, carga de diseño y reacciones para análisis de los ejes de los polines verticales.

*Fuente: Elaboración propia.*

Datos de entrada	Símbolo	Unidad	Caso motriz	Caso conducido
			Valor	Valor
Espesor soporte 1	a	[mm]	35	35
Distancia soporte 1 a centro ranura seager 1	b	[mm]	23,8	51,2
Distancia centro ranura seager 1 a centro ranura seager 2	c	[mm]	43,6	43,6
Distancia centro ranura seager 2 a soporte 2	d	[mm]	77,15	51,2
Espesor soporte 2	e	[mm]	35	35
Diámetro del eje (perno)	D	[mm]	30	30
Radio curvatura ranura seager	r	[mm]	0,1	0,1
Profundidad ranura seager	t	[mm]	0,7	0,7
Largo de la ranura seager	a	[mm]	1,6	1,6
Relación r/t	r/t	[mm]	0,143	0,143
Relación a/t	a/t	[mm]	2,29	2,29
Carga de diseño y reacciones	Símbolo	Unidad	Valor	Valor
Fuerza radial de diseño	F <sub>r</sub>	[N]	13144,48	10433,36
Reacción radial apoyo 1	R <sub>r1</sub>	[N]	4619,42	5216,68
Reacción radial apoyo 2	R <sub>r2</sub>	[N]	8525,06	5216,68

eje de estos polines no gira, por lo que el esfuerzo de flexión tiene solo una componente de carácter medio, y no alternante.

### Esfuerzo flector

En primer lugar se deben establecer los puntos críticos sobre el eje, en los cuales basar el cálculo por flexión. Se consideran como puntos críticos, el punto donde se aplica la carga de los polines, dado que es el punto con el momento flector máximo, y los puntos donde se encuentran las ranuras de los seguros seager que fijan el movimiento axial de los polines, dado que existen factores de concentración de esfuerzo en estos puntos. En las Figuras 5.15 y 5.16

se pueden ver diagramas con las posiciones marcadas de los puntos críticos mencionados, para el caso de la abrazadera motriz y la abrazadera conducida, respectivamente.

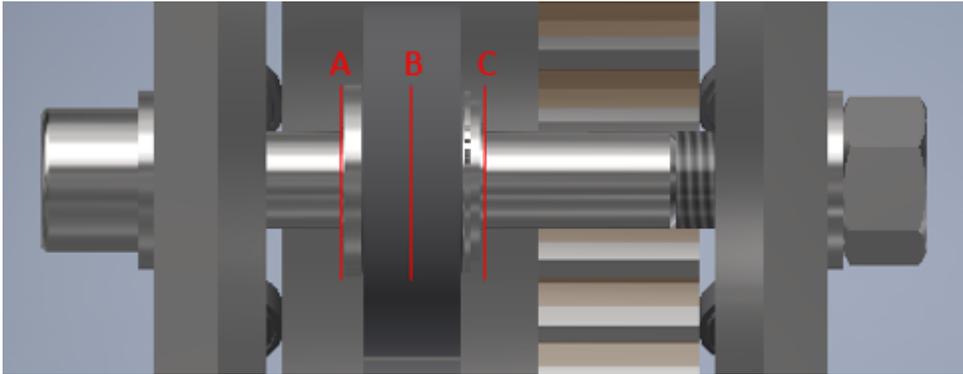


Figura 5.15: Diagrama posición puntos críticos en el eje de los polines de la abrazadera motriz.

*Fuente: Elaboración propia.*

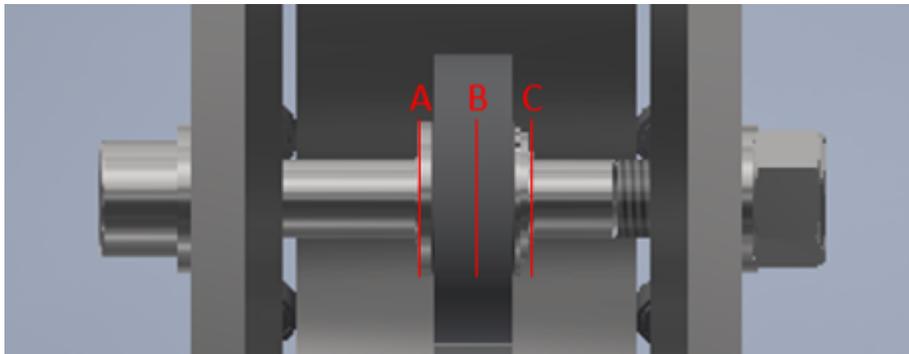


Figura 5.16: Diagrama posición puntos críticos en el eje de los polines de la abrazadera conducida.

*Fuente: Elaboración propia.*

De las Figuras 5.15 y 5.16, los puntos A y C corresponden a las ranuras de los seguros seeger, mientras que el punto B es donde se aplica la carga proveniente de los polines.

Una vez definidos los puntos críticos considerados en el análisis, se calcula el momento flector sobre cada uno mediante un modelo de esfuerzos internos en vigas. Luego, se determinan los factores de concentración de esfuerzo en cada caso, en base al uso de las tablas del anexo A.

A partir de estos datos, se calcula el esfuerzo flector medio en los puntos críticos, mediante la ecuación (2.39). Los resultados obtenidos para la metodología de cálculo descrita, además de las posiciones relativas de los puntos críticos se presentan en la Tabla 5.61.

A partir de los resultados del esfuerzo flector, se realiza un análisis de falla dinámico por fatiga y un análisis estático al verificar la fluencia al primer ciclo.

Tabla 5.61: Principales resultados análisis esfuerzos de flexión en puntos críticos en ejes de los polines verticales.

*Fuente: Elaboración propia.*

Análisis de flexión			Caso motriz	Caso conducido
Posición eje x puntos críticos	Símbolo	Unidad	Valor	Valor
Ranura seeger 1	A	[mm]	58,8	86,2
Punto de carga del polín	B	[mm]	80,6	108
Ranura seeger 2	C	[mm]	102,4	129,8
Momento flector en puntos críticos	Símbolo	Unidad	Valor	Valor
Ranura seeger 1	M_A	[Nmm]	190782,04	358385,95
Punto de carga del polín	M_B	[Nmm]	291485,40	472109,59
Ranura seeger 2	M_C	[Nmm]	105639,03	358385,95
Factores de concentración esfuerzo flexión en puntos críticos	Símbolo	Unidad	Valor	Valor
Ranura seeger 1	K_fA	[-]	2,9	2,9
Punto de carga del polín	K_fB	[-]	1	1
Ranura seeger 2	K_fC	[-]	2,9	2,9
Esfuerzo flector medio en puntos críticos	Símbolo	Unidad	Valor	Valor
Ranura seeger 1	Sigma_A	[MPa]	208,72	392,09
Punto de carga del polín	Sigma_B	[MPa]	109,96	178,11
Ranura seeger 2	Sigma_C	[MPa]	115,57	392,09

## Análisis estático y de fatiga

Dado que no existen componentes alternantes del esfuerzo, para la ecuación del criterio de Goodman modificado, no interesa el límite de resistencia a la fatiga ( $S_e$ ), dado que los términos que se multiplican con el son dichas componentes alternantes.

En primer lugar se determina la resistencia última a la tracción por la Tabla A.1 en anexo A , y el límite de fluencia del material, a partir del grado del perno de la Tabla A.4 en el anexo A. Luego, se impone un factor de seguridad deseado, y se calcula el diámetro requerido del eje en base al criterio de Goodman modificado, mediante la ecuación (2.45). Este dato en conjunto con las propiedades del material, se iteran hasta llegar a una configuración satisfactoria y que exista en el mercado de forma de pernos comerciales, y que se puedan ajustar al resto de los componentes.

Con el diámetro y materiales seleccionados, se calcula el factor de seguridad a la fatiga en los puntos críticos en base al criterio de Goodman, por medio de la ecuación (2.44). Como la curva de Goodman no contempla el fallo por fluencia al primer ciclo, es decir, la falla estática, esta se calcula en función de un factor de seguridad a la fluencia al primer ciclo a partir de la ecuación (2.47). Los resultados de todo este análisis, para cada caso de abrazadera y cada punto crítico, se visualiza en la Tabla 5.62.

Del análisis de la Tabla 5.62, se determina un diámetro de los ejes de 30 mm, en relación al diámetro comercial superior más cercano al caso más crítico presentado, asumiendo un factor de seguridad de 2, que corresponde al mínimo requerido por el análisis de criticidad.

Tabla 5.62: Principales resultados análisis estático y de fatiga para los ejes de los polines verticales.

*Fuente: Elaboración propia.*

Análisis fatiga - Criterio Goodman (ED)			Caso motriz	Caso conducido
Datos de entrada	Símbolo	Unidad	Valor	Valor
Resistencia última perno M30 grado 10,9	S_ut	[MPa]	1040	1040
Resistencia a la fluencia perno M30 grado 10,9	S_y	[MPa]	940	940
Diámetro requerido de eje en puntos críticos	Símbolo	Unidad	Valor	Valor
Factor de seguridad fatiga impuesto	n	[-]	2	2
Ranura seeger 1	D_reqA	[mm]	22,13	27,31
Punto de carga del polín	D_reqB	[mm]	17,87	20,99
Ranura seeger 2	D_reqC	[mm]	18,17	27,31
Factor de seguridad a la fatiga en puntos críticos	Símbolo	Unidad	Valor	Valor
Ranura seeger 1	n_A	[-]	4,50	2,65
Punto de carga del polín	n_B	[-]	8,55	5,84
Ranura seeger 2	n_C	[-]	8,13	2,65
Factor de seguridad fluencia al primer ciclo puntos críticos	Símbolo	Unidad	Valor	Valor
Ranura seeger 1	n_A	[-]	4,50	2,40
Punto de carga del polín	n_B	[-]	8,55	5,28
Ranura seeger 2	n_C	[-]	8,13	2,40

Con este diámetro, se tiene que el factor de seguridad mínimo o más crítico ocurre en la abrazadera conducida, con un valor de 2,4, el cual supera el valor demandado por el diseño.

### 5.4.3. Polines horizontales

Los polines horizontales son componentes comerciales denominados seguidores de levas, de la marca THK modelo CF 10-1-A. En términos generales estos seguidores de leva pueden resistir cargas muy altas, por lo que la cantidad de seguidores a utilizar responde principalmente a un concepto de estabilidad axial de la abrazadera más que por las cargas asociadas.

Dado que no hay cargas de operación horizontales en las abrazaderas, se considera como carga de diseño el caso de que un porcentaje de la carga vertical, asociada a los pesos del componente y las abrazaderas, sea aplicada de forma horizontal.

Se asume que la carga se distribuye equitativamente sobre el arreglo de polines de un solo lado de la abrazadera, y se divide la carga en la cantidad de polines que hay por cada lado, según cada caso de las abrazaderas. Con este cálculo se obtiene la carga de diseño por polín.

Con la carga definida, se procede con la verificación de falla según un cálculo estático y un cálculo dinámico, equivalente al caso de los polines verticales.

## Cálculo estático

La falla estática en este tipo de componentes se basa en el contacto superficial de la teoría de Hertz, y se verifica contrastando la carga máxima admisible que se tiene por catálogo con la carga de diseño, mediante la ecuación (2.78) para el factor de seguridad estático. La definición de cargas de diseño y los resultados para este cálculo se presentan en la Tabla 5.63.

Tabla 5.63: Cargas de diseño y resultados análisis estático polines horizontales.

*Fuente: Elaboración propia.*

Cálculo estático			Caso motriz	Caso conducido
Datos de entrada	Símbolo	Unidad	Valor	Valor
Porcentaje de la carga como horizontal	%C	[-]	0,25	0,25
Cantidad de polines por lado	NP	[-]	8	9
Carga de diseño por polín	W	[kN]	1,06	0,95
Falla estática polines derechos	Símbolo	Unidad	Valor	Valor
Carga máxima admisible CF 10-1-A	F_o	[kN]	5,81	5,81
Factor de seguridad estático	n_est	[-]	5,46	6,15

Por la Tabla 5.3, se tiene que los polines horizontales deben cumplir con un factor de seguridad de al menos 2,4. Como se ve en la Tabla 5.63, el factor de seguridad mínimo, ante esta elevada carga de diseño, es de 5,46, por lo que se cumple el requisito.

## Cálculo dinámico

La metodología en este caso consiste en obtener la capacidad de carga dinámica básica ( $C$ ) del componente a partir del catálogo, luego determinar los factores de temperatura ( $f_t$ ) y de carga ( $f_w$ ) mediante el gráfico de la Figura 2.10 y la Tabla de la figura 2.6, respectivamente, para finalmente sustituir en la ecuación (2.79) y determinar la vida nominal en ciclos de operación, con una confiabilidad del 90 % ( $L_{90}$ ). Los datos y resultados de este análisis se ven en la Tabla 5.64.

Tabla 5.64: Datos y resultados principales para análisis dinámico en polines horizontales.

*Fuente: Elaboración propia.*

Cálculo dinámico			Caso motriz	Caso conducido
Vida nominal polines derechos	Símbolo	Unidad	Valor	Valor
Capacidad de carga dinámica CF 10-1-A	C	[kN]	5,33	5,33
Factor temperatura	f_t	[-]	1	1
Factor de carga	f_w	[-]	1,2	1,2
Vida nominal 90%	L_90	[rev]	117305122	173710225

En base al cálculo dinámico de la Tabla 5.64, se observa que la vida nominal de los polines es prácticamente ilimitada para este estudio.

#### 5.4.4. Mesa de soporte

La mesa de soporte es el conjunto que debe mantener el peso del eje trasero completo y el aditamento completo, sin considerar la base de este último.

El análisis de resistencia general del conjunto, en función de los esfuerzos de von Mises, se realiza en el capítulo de validación por método de elementos finitos. En este capítulo se estudia la falla por pandeo de los elementos esbeltos presentes dada la configuración de las vigas comerciales, que puede observarse en el diagrama de la Figura 5.17, donde las columnas de apoyo de la viga H (1) y las aletas de la viga C (2) son los elementos esbeltos considerados. Si bien en la viga H, el alma aporta estabilidad a los elementos esbeltos, se considera el caso más desfavorable, correspondiente a que no exista el alma.

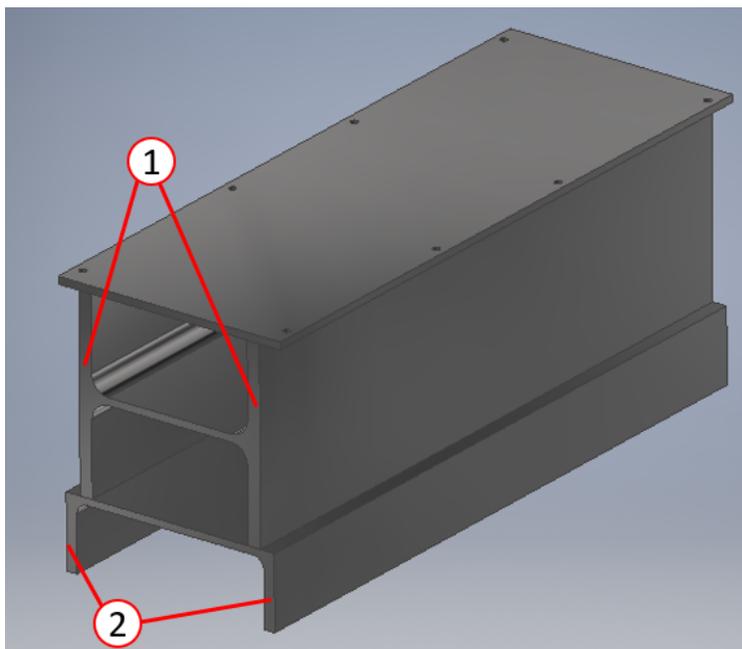


Figura 5.17: Diagrama configuración mesa de soporte, ilustrando los elementos esbeltos considerados para el análisis.

*Fuente: Elaboración propia.*

En función de esto, se realiza un análisis independiente para cada viga en cuestión.

#### Viga H

En primer lugar, las cargas de operación a las que se ve sometida esta viga corresponden al peso en conjunto del componente (eje trasero completo) y las respectivas piezas del aditamento que se montan sobre la mesa de soporte, tales como las abrazaderas, sus soportes, las placas de soporte, polines, etc. Se asume una distribución uniforme de estas cargas a través de cada mesa de soporte (debido a la simetría de las mismas), por lo que la carga de operación de cada mesa es la mitad del total, y dado que cada viga se apoya en dos columnas, la carga por columna de una mesa corresponde a un cuarto de la carga total.

Con la finalidad de establecer un diseño conservador, y considerando cualquier eventualidad respecto a las cargas de operación señaladas, se utiliza un factor de diseño de 1,5 sobre las cargas de operación por columna, para obtener las cargas de diseño, mediante la expresión

$$P = n_d \cdot F \quad (5.23)$$

donde  $P$  representa la carga de diseño,  $n_d$  el factor de diseño y  $F$  la carga de operación.

Dado que se considera una distribución homogénea de la carga en la superficie de la mesa, se considera que la carga  $P$  se propaga de forma centrada a las columnas de la viga H. La configuración de esta carga, así como las cotas relevantes para el estudio se muestran en el diagrama de la Figura 5.18.

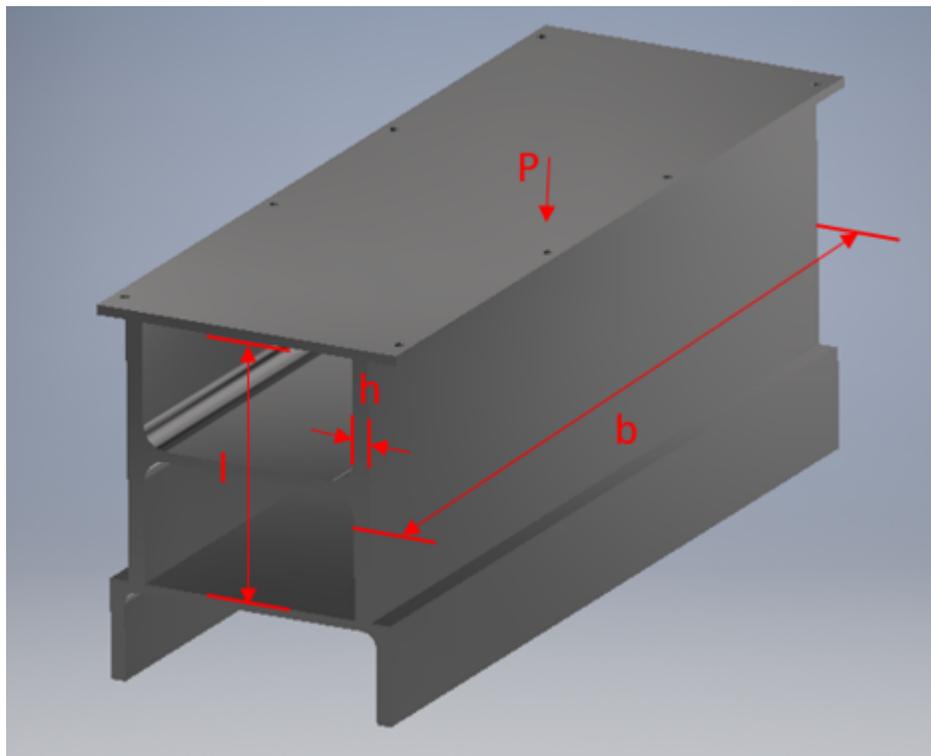


Figura 5.18: Diagrama cotas relevantes y posición de la carga en la viga H.

*Fuente: Elaboración propia.*

Por otro lado, se debe determinar la constante de condición de extremos ( $C$ ) de las columnas de la viga, que se obtiene a partir del caso de ambos extremos empotrados (debido a las uniones por soldadura) de la Figura 2.3. El valor de la constante se obtiene del valor recomendado para este caso, expresado en la Tabla 2.1.

Los datos de las cotas planteadas en la Figura 5.18, además de las propiedades de interés del material y los parámetros del problema, incluyendo la determinación de las cargas de diseño y la constante de condición de extremos, se resumen en la Tabla 5.65.

A partir de los datos de la Tabla 5.65, se calculan los límites superior e inferior de las

Tabla 5.65: Datos de entrada para el análisis de pandeo de la viga H.

Fuente: Elaboración propia.

Columnas viga H			
Datos entrada			
Datos geométricos	Símbolo	Unidades	Valor
Alto de la columna	$l$	[mm]	260
Largo de la columna	$b$	[mm]	875
Espesor de la columna	$h$	[mm]	17,5
Momento inercia columna	$I$	[mm <sup>4</sup> ]	390787,76
Área transversal columna	$A$	[mm <sup>2</sup> ]	15312,5
Radio curvatura columna real	$k$	[mm]	5,05
Propiedades material AISI A36	Símbolo	Unidades	Valor
Módulo elasticidad AISI A36	$E$	[GPa]	200
Límite de fluencia AISI A36	$S_y$	[MPa]	250
Parámetros del problema	Símbolo	Unidades	Valor
Constante condición extremos	$C$	[-]	1,2
Masa componente eje trasero completo	$M_{eje}$	[kg]	6830
Masa conjunto aditamento sobre mesa lado motriz	$M_m$	[kg]	182,29
Masa conjunto aditamento sobre mesa lado conducido	$M_c$	[kg]	170,13
Masa total a soportar	$M_{total}$	[kg]	7182,42
Carga de operación total	$F_{total}$	[N]	70459,54
Carga de operación por columna de la mesa	$F$	[N]	17614,89
Factor de diseño	$n_d$	[-]	1,5
Carga de diseño	$P$	[N]	26422,33

relaciones de esbeltez, de forma de categorizar las columnas en columnas largas o de Euler, columnas intermedias o columnas puntuales. Se calcula la relación de esbeltez límite intermedio a partir de la ecuación (2.12) y la relación de esbeltez límite inferior mediante la ecuación (2.17). La relación de esbeltez real del problema se determina por definición a partir de los datos  $k$  y  $l$  de la Tabla 5.65.

Los resultados para las relaciones de esbeltez se expresan en la Tabla 5.66.

Tabla 5.66: Relaciones de esbeltez calculadas para la viga H.

Fuente: Elaboración propia.

Relaciones de esbeltez	Símbolo	Unidades	Valor
Relación esbeltez límite intermedio	$(l/k)_1$	[-]	77,67
Relación de esbeltez límite corto	$(l/k)_2$	[-]	96,01
Relación esbeltez real	$(l/k)$	[-]	51,47

En base a la información de la Tabla 5.66, la relación de esbeltez real, es menor que ambos límites de la relación de esbeltez, por lo que se debe considerar como una columna corta o puntual.

En función de esto, como se ha mencionado, se considera una carga centrada, por lo que la excentricidad de la carga es nula. Luego se calcula el esfuerzo de compresión máximo

mediante la ecuación (2.18), y el factor de seguridad a la compresión se obtiene al contrastar este esfuerzo con el esfuerzo de fluencia. Los resultados del análisis de compresión se listan en la Tabla 5.67.

Tabla 5.67: Resultados análisis compresión viga H como columna pequeña.

*Fuente: Elaboración propia.*

Caso columna corta o puntual	Símbolo	Unidades	Valor
Excentricidad de la carga	e	[mm]	0
Coordenada del punto B	c	[mm]	8,75
Esfuerzo compresión máximo	Sigma_c	[MPa]	1,73
Factor de seguridad compresión	n_c	[-]	144,88

De la Tabla 5.67 se tiene un factor de seguridad que permite descartar totalmente la posibilidad de pandeo en las columnas de la viga H.

## Viga C

Para el caso de la viga C, las cargas de operación corresponden a las mismas que para la viga H, adicionando el peso de la propia viga H. Se utiliza el mismo factor de diseño para obtener las cargas de diseño. Las condiciones para la constante de condición de extremos son las mismas que la viga H.

A diferencia del caso anterior, la carga se aplica en el centro del punto de apoyo de la viga H con la viga C, lo que genera una excentricidad (e) respecto a la posición de la columna.

La configuración geométrica del problema se ilustra en el diagrama de la Figura 5.19.

Los datos de entrada, propiedades del material y parámetros del problema se presentan en la Tabla 5.68.

Se calculan las relaciones de esbeltez bajo los mismos procedimientos del caso de la viga H, y se obtienen los resultados de la Tabla 5.69.

Debido a que la relación de esbeltez real es menor a ambos límites, las columnas se consideran como puntuales o columnas cortas, por lo que se utiliza la ecuación (2.18) para el esfuerzo de compresión máximo y el factor de seguridad se obtiene de la misma forma que el caso de la viga H. Se tienen los resultados de la Tabla 5.70 para el análisis de compresión.

De los resultados de la Tabla 5.70, se tiene un factor de seguridad de compresión o pandeo de 12,36. En relación al requerimiento del criterio de la Tabla 5.3, este corresponde a un valor de 5, por lo que el elemento esbelto resiste la falla por pandeo.

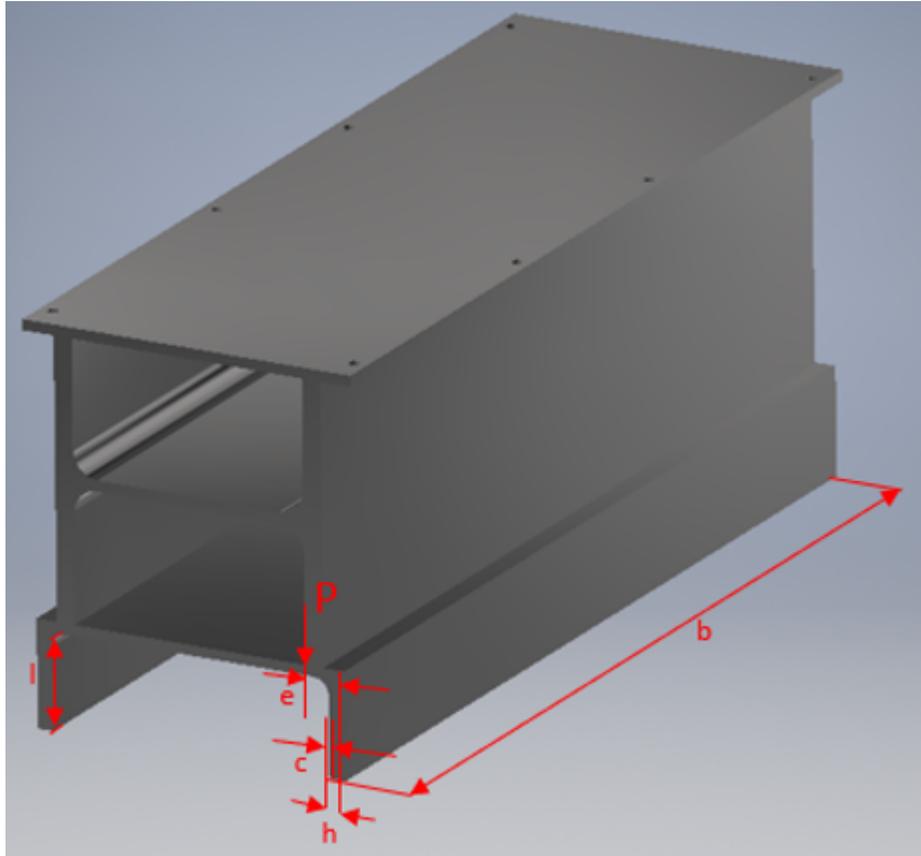


Figura 5.19: Diagrama cotas relevantes y posición de la carga en la viga C.

*Fuente: Elaboración propia.*

## 5.5. Análisis estabilidad

En este capítulo, se realiza un breve análisis de estabilidad del diseño. La metodología a seguir, consiste en evaluar la posición del centro de gravedad del eje trasero completo, respecto a los planos cartesianos, y verificar que la recta vertical se encuentre dentro de los puntos de apoyo del conjunto.

Esto se debe a que el centro de gravedad se puede considerar como el punto donde virtualmente se aplica la carga resultante de todas las fuerzas de gravedad sobre el componente, es decir, corresponde al punto donde se puede aplicar virtualmente la carga del peso de la pieza.

Esto implica que si se realizan las ecuaciones de momento respecto a ese punto, la componente del peso no genera torque (el brazo es 0). Las fuerzas de los apoyos por otro lado, si generan torque y pueden desestabilizar el cuerpo. Asumiendo una base plana, si la fuerza vertical del peso (proyección vertical en el centro de gravedad) queda fuera de los apoyos, eso quiere decir que todas las fuerzas del apoyo están generando un momento que no se anula con otras fuerzas, por lo que el objeto pierde estabilidad, y eventualmente se voltea.

Tabla 5.68: Datos de entrada para el análisis de pandeo de la viga C.

*Fuente: Elaboración propia.*

Columnas viga C			
Datos entrada			
Datos geométricos	Símbolo	Unidades	Valor
Alto de la columna	$l$	[mm]	90,5
Largo de la columna	$b$	[mm]	875
Espesor de la columna	$h$	[mm]	15
Momento inercia columna	$I$	[mm <sup>4</sup> ]	246093,75
Área transversal columna	$A$	[mm <sup>2</sup> ]	13125
Radio curvatura columna real	$k$	[mm]	4,33
Propiedades material AISI A36	Símbolo	Unidades	Valor
Módulo elasticidad AISI A36	$E$	[GPa]	200
Límite de fluencia AISI A36	$S_y$	[MPa]	250
Parámetros del problema	Símbolo	Unidades	Valor
Constante condición extremos	$C$	[-]	1,2
Carga de operación por mesa	$F$	[N]	18628,26
Factor de diseño	$n_d$	[-]	1,5
Carga de diseño	$P$	[N]	27942,39

Tabla 5.69: Relaciones de esbeltez calculadas para la viga C.

*Fuente: Elaboración propia.*

Relaciones de esbeltez	Símbolo	Unidades	Valor
Relación esbeltez límite intermedio	$(l/k)_1$	[-]	77,67
Relación de esbeltez límite corto	$(l/k)_2$	[-]	86,43
Relación esbeltez real	$(l/k)$	[-]	20,90

Tabla 5.70: Resultados análisis compresión viga C como columna pequeña.

*Fuente: Elaboración propia.*

Caso columna corta o puntual	Símbolo	Unidades	Valor
Excentricidad de la carga	$e$	[mm]	21,25
Coordenada del punto B	$c$	[mm]	7,5
Esfuerzo compresión máximo	$\sigma_c$	[MPa]	20,22
Factor de seguridad compresión	$n_c$	[-]	12,36

Para este caso, se estudia la configuración crítica del eje trasero en posición de operación. Se tiene el diagrama de la vista frontal en Figura 5.20, y el diagrama de la vista lateral de la Figura 5.21.

Para el caso de la Figura 5.20, la flecha roja represea el peso del componente proyectado verticalmente desde el centro de gravedad, mientras que las flechas fucsia las cargas de apoyo de las abrazaderas. En este caso, dada la simetría del conjunto, si se realiza un análisis de momento respecto al centro de gravedad, el resultado es nulo, por lo que la pieza es estable respecto a este plano.

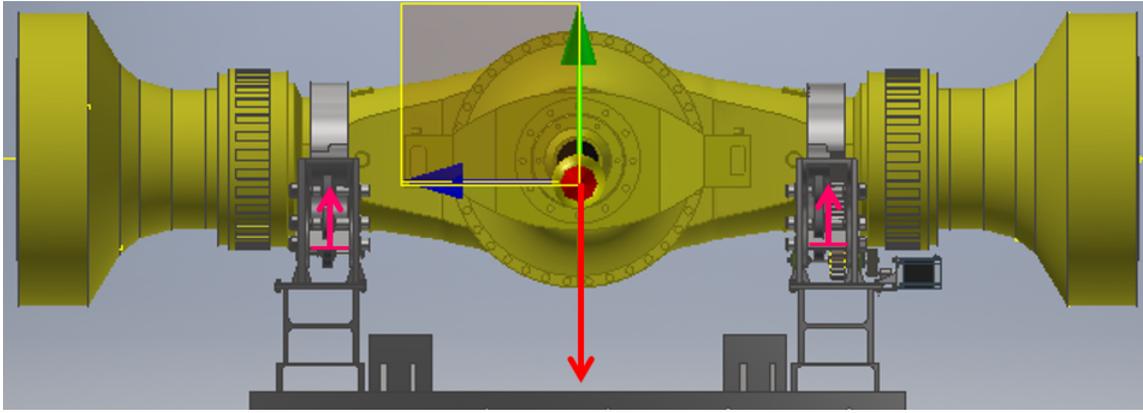


Figura 5.20: Diagrama estabilidad vista frontal.

*Fuente: Elaboración propia.*

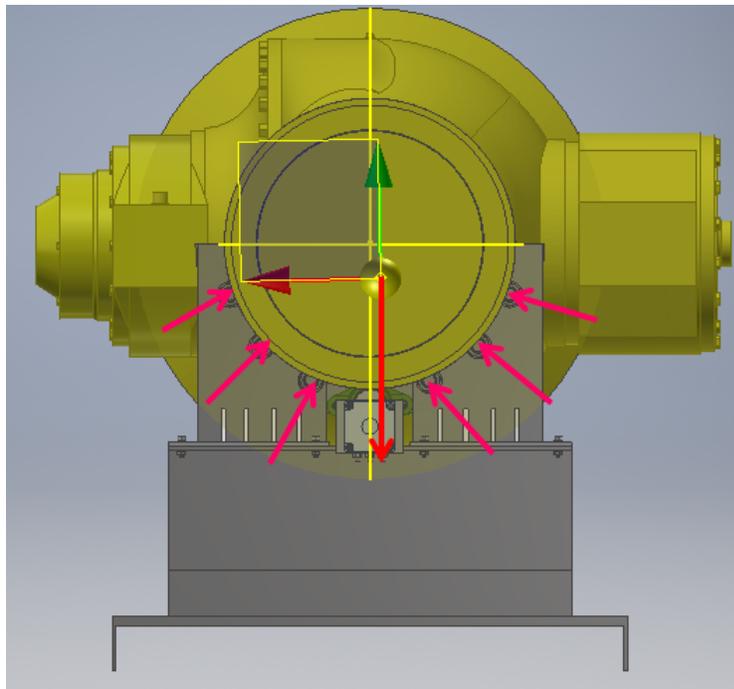


Figura 5.21: Diagrama estabilidad vista lateral.

*Fuente: Elaboración propia.*

Para el caso de la Figura 5.21, se tiene una vista lateral del componente, donde la flecha roja simboliza el peso vertical desde el centro de gravedad, y las flechas fucsia las cargas que ejercen el arreglo de polines sobre la abrazadera, y por ende del eje completo. Respecto a esta vista, es claro que el centro de gravedad se encuentra desplazado tanto hacia abajo como hacia la zona trasera del eje, dado que concentra más volumen y más carga en la zona trasera.

Del modelo de inventor, se tiene que el centro de gravedad se encuentra desplazado unos 3,688 mm hacia abajo y unos 3,211 mm hacia atrás. Si se realiza una sumatoria de momento

respecto al centro del eje del mando final, se tiene un momento de

$$M = P_{\text{ejecompleto}} \cdot X = 67,002,3 [N] \cdot 0,003211 [mm] = 247,1 [Nm] \quad (5.24)$$

Este torque genera inestabilidad, y hace tender a bajar la parte trasera del eje. Esto se evita con el uso de los pasadores de las abrazaderas.

Para el caso del eje trasero en posición vertical, son despreciables las cargas de inestabilidad.

En resumen, respecto al plano frontal de la herramienta no existen cargas que desestabilicen el conjunto, y efectivamente el peso se encuentra dentro de los apoyos. En cuanto al plano lateral de la herramienta, la carga de peso del conjunto no se encuentra centrada, lo que genera inestabilidad de rotación en el plano lateral del componente, pero se cuenta con el sistema de pasadores para evitar que se desestabilice el conjunto producto de esta situación. De todas formas, la carga del peso también se encuentra dentro de los límites que establecen los apoyos en este plano, por lo que se descarta una situación de volcamiento.

# Capítulo 6

## Validación por método de elementos finitos

En este capítulo se presentan los análisis y principales resultados por la aplicación del método de elementos finitos, sobre algunos componentes y elementos estructurales del aditamento, bajo las cargas de diseño provistas.

Se utiliza el software SolidWorks 2018 profesional, con su respectivo módulo de simulación. Se realizan simulaciones estáticas, asumiendo un comportamiento elástico lineal de los materiales, de características y propiedades isotrópicas.

### 6.1. Metodología empleada

El procedimiento seguido para los análisis de este capítulo inicia con una descripción física del problema, en conjunto con los supuestos que permiten un modelo que represente una aproximación razonable del problema real.

Según cada caso, dependiendo de si se trata de un componente o una pieza estructural del aditamento, se utilizan los modelos CAD de los diseños propuestos o establecidos, sobre los cuales se establecen las cargas de diseño a las que se ven sometidos.

El modelado de las distintas piezas y componentes se realiza en el software Autodesk Inventor 2018, y luego se importan al formato para el software SolidWorks profesional 2018. Una vez en este programa, se prepara el modelo para las simulaciones, mediante la generación de líneas de partición sobre los mismos, que permitan delimitar las zonas específicas sometidas a cargas o restricciones de movimiento, así como también se definen bocetos auxiliares, de modo de definir las orientaciones y direcciones tanto de las cargas como de las restricciones.

Con el problema descrito, el modelo bien definido y preparado para la simulación, se utiliza la opción de análisis estático del complemento de simulación del mismo software.

Dentro del complemento, se establece el material de las piezas, el tipo de conexiones entre las piezas cuando se trata de un ensamblaje, las sujeciones o condiciones de borde y las cargas externas sobre el modelo, junto a su posición y dirección específica de aplicación.

Posteriormente se procede a generar el mallado de la geometría del conjunto, identificando el tipo de mallado más conveniente y las zonas donde se requiera un mallado más refinado. Se genera en primer lugar un mallado automático en base a elementos cuadráticos de alto orden, definiendo los parámetros deseados de las condiciones de la malla. Luego, si se requiere, se realiza un mallado local más fino en las zonas donde se determine. Se valida el empleo de la malla en función del cociente de aspecto máximo de los elementos, y los porcentajes de elementos con cocientes de aspecto menores a 3 y mayores a 10, además de un análisis visual de la malla y la vista del trazado de calidad de malla en función de los cocientes de aspecto.

Con la malla definida y validada, se realiza el análisis estático, de donde se obtienen los diagramas para el esfuerzo de von Mises, los desplazamientos, deformaciones unitarias y factor de seguridad para el modelo.

Dado que el criterio de diseño principal para las piezas y estructuras del aditamento se basa en los factores de seguridad mínimos requeridos, en relación al análisis de criticidad de cada componente basado en la escala definida en la Tabla 5.1, para este capítulo se presenta, en términos de ilustraciones de los resultados, solo el diagrama para el factor de seguridad, mientras que los otros resultados de interés se mencionan, pero sin ilustrar el diagrama. Para mayor información respecto a los otros resultados de las simulaciones, los respectivos para el trazado de calidad de malla, el esfuerzo de von Mises y los desplazamientos, se incluyen en el anexo D del informe.

El análisis de las piezas y estructuras consideradas se realiza por secciones independientes, donde se ilustra para cada caso la configuración del estado de cargas y restricciones del modelo, las propiedades y validación de la malla, y el diagrama para el factor de seguridad.

Los criterios para la validación de los mallados, son en función de los datos de la malla, donde se busca tamaños de los elementos suficientemente pequeños, que sobre el 90 % de los elementos posean un cociente de aspecto menor a 3, y que menos del 1 % uno superior a 10. Además se busca que si existen elementos con cocientes de aspecto mayores a 10, estos se ubiquen en zonas que no sean críticas en términos de esfuerzos para el modelo. También se considera un análisis visual del mallado, donde se busca que al menos existan 2 elementos por unidad de espesor de los elementos del modelo.

## 6.2. Abrazadera motriz

Para la abrazadera motriz se considera como caso crítico de esfuerzos cuando se retira el eje del equipo, y debe mantenerse en la posición de operación.

### 6.2.1. Estado de cargas y restricciones

Bajo este escenario, la abrazadera motriz se ve sometida en primer lugar a la carga vertical que ejerce el peso del componente, en segundo lugar a una carga de torsión en su superficie interior, debido al torque generado por el hecho de que el centro de masa de la abrazadera se encuentra desplazado hacia atrás, respecto al eje XX, y finalmente se considera una carga adicional, que no constituye una carga de operación como los casos anteriores, sino una carga de diseño. Esta carga es una carga de tipo horizontal sobre una de las caras de la abrazadera, que constituye la carga de diseño para el arreglo de polines horizontales, que se establece como un porcentaje de la carga vertical (peso del eje completo).

En cuanto a las restricciones de movimiento, se considera el contacto de apoyo de los polines verticales como una línea (dado que el ancho del rectángulo de área de contacto, según la teoría de Hertz, es del orden de 0,4 mm y por lo tanto se considera despreciable), para los polines horizontales también se considera el apoyo como una línea, y se contempla también la cara interior del pasador de las abrazaderas como una restricción de tipo radial.

La configuración del estado de cargas se puede ver en la Figura 6.1, donde se ilustra la carga vertical ( $F_1$ ) por las flechas rojas, la carga horizontal ( $F_2$ ) por las flechas violeta y el torque sobre las caras internas de la abrazadera ( $T$ ) por la flecha oblicua roja. En cuanto a los apoyos o restricciones mencionadas, se pueden visualizar mediante las flechas de color verde.

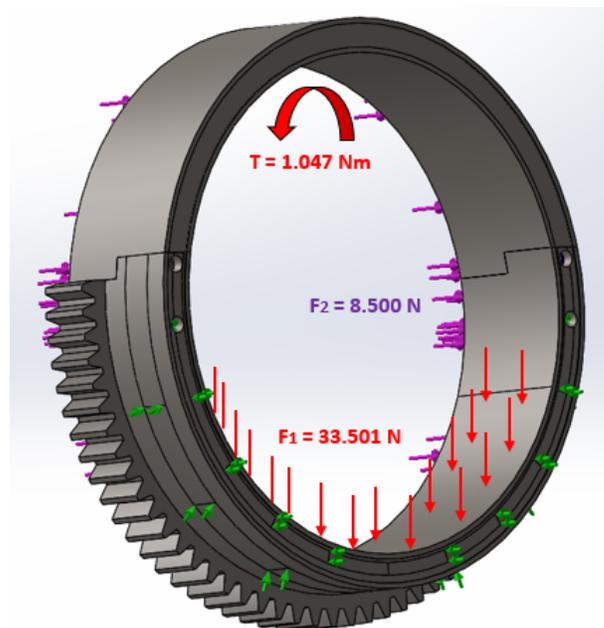


Figura 6.1: Diagrama estado de cargas y restricciones en el modelo de la abrazadera motriz.

*Fuente: Elaboración propia.*

Como material para todo el conjunto se define como acero ASTM A36. Dado que se trata de un ensamblaje, en cuanto a las uniones entre componentes, se define una unión rígida para los dientes de la corona con la abrazadera inferior (dado que se fabrica como una sola pieza),

mientras que se establece un contacto sin penetración entre la pieza superior e inferior de la abrazadera, y una unión de tipo pasador para las caras cilíndricas por donde pasa el perno de fijación de las abrazaderas.

### 6.2.2. Mallado

Para el mallado del modelo, se establece un mallador basado en curvatura, dada la naturaleza principalmente cilíndrica de la abrazadera. Se tiene el detalle de los datos de la malla en la Tabla 6.1.

Tabla 6.1: Detalle propiedades del mallado de la abrazadera motriz.

*Fuente: Elaboración propia.*

Datos de la malla	
Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado	Malla basada en curvatura
Puntos jacobianos	4 puntos
Tamaño máx elemento	10 mm
Tamaño mín elemento	2 mm
Calidad de malla	Elementos cuadráticos alto orden
Nº total nodos	150.470
Nº total elementos	95.909
Cociente aspecto máximo	13,674
% elementos con cociente aspecto < 3	96,4
% elementos con cociente aspecto > 10	0,448
% elementos distorsionados (Jacobiano)	0

Si bien existen elementos con un cociente de relación de aspecto mayores a 10, representan un porcentaje muy menor respecto al total, y se encuentran en zonas donde no existen esfuerzos críticos, como se puede ver en el diagrama de trazado de calidad del mallado del anexo D. Por otro lado, el 96,4 % de los elementos cumplen con la condición de que el cociente de aspecto sea menor a 3, por lo que se puede establecer la malla como suficientemente refinada para el análisis, y por lo tanto válida.

### 6.2.3. Resultados

Respecto a los esfuerzos de von Mises, se tiene un esfuerzo máximo de 52,6 MPa, ubicado en la zona superior de contacto de los polines horizontales superiores, las zonas donde se concentra mayores esfuerzos corresponden a las zonas de contacto entre las partes superior e inferior de la abrazadera, la ranura de los pasadores y los apoyos en los polines horizontales y verticales.

En cuanto a los desplazamientos, el máximo ocurre en la zona superior de la abrazadera, debido a la acción de la carga horizontal principalmente, y su valor es de 0,058 mm, cuya magnitud se considera despreciable para el análisis.

Finalmente, para el factor de seguridad se tiene el diagrama de la Figura 6.2.

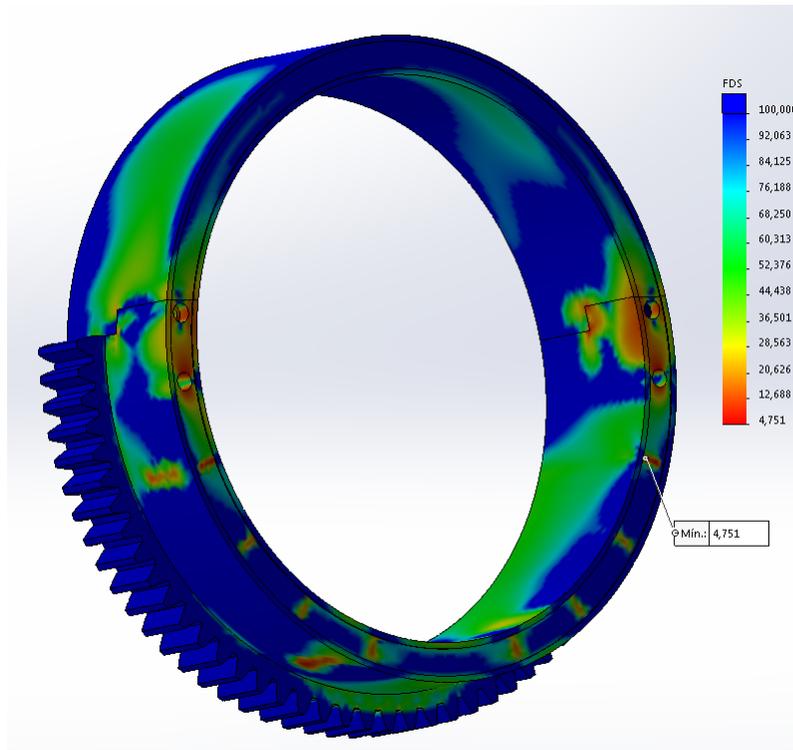


Figura 6.2: Diagrama factor de seguridad modelo abrazadera motriz.

*Fuente: Elaboración propia.*

Considerando el límite elástico del material de 250 MPa, se tiene un factor de seguridad mínimo de 4,75 en la zona superior de contacto de los polines horizontales.

En relación con el factor de seguridad mínimo requerido de la Tabla 5.3, se tiene que para el conjunto de las abrazaderas se requiere de un factor de seguridad mínimo de 3, por lo que se cumple el criterio y se valida el diseño. Cabe mencionar además, que el esfuerzo en aquellos polines se debe fundamentalmente a las cargas horizontales, las cuales ya se consideran de forma bastante conservadora.

## 6.3. Abrazadera conducida

Se considera el mismo caso crítico del análisis de la abrazadera motriz: cuando las abrazaderas deben soportar al componente en posición de operación.

### 6.3.1. Estado de cargas y restricciones

Debido a la simetría de cargas respecto a la abrazadera motriz, el estado de cargas externas es el mismo, la diferencia radica en las restricciones o apoyos, que son los mismos, con

la excepción de que en este caso se cuenta con el apoyo de un polín horizontal y vertical adicional. La configuración del modelo se puede ver en la Figura 6.3.

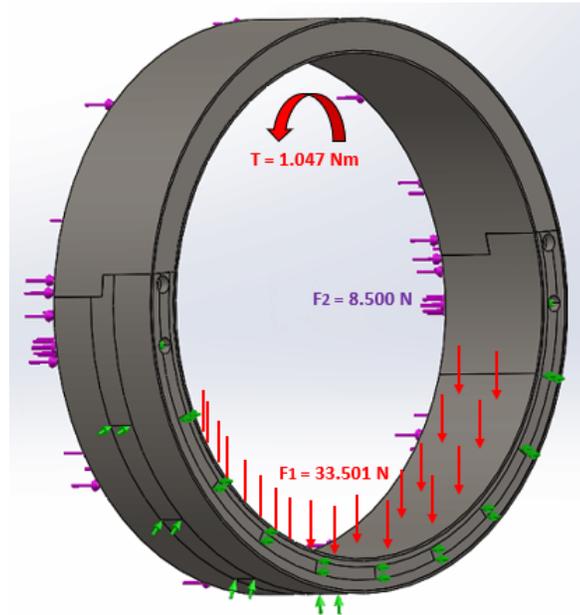


Figura 6.3: Diagrama estado de cargas y restricciones en el modelo de la abrazadera conducida.

*Fuente: Elaboración propia.*

Como material también se considera ASTM A36. Respecto a las uniones entre componentes, se establece un contacto sin penetración entre la pieza superior e inferior de la abrazadera, y una unión de tipo pasador para las caras cilíndricas por donde pasa el perno de fijación de las abrazaderas.

### 6.3.2. Mallado

Al igual que el caso anterior, se establece un mallador basado en curvatura. El detalle de los datos de la malla se muestran en la Tabla 6.2.

Para este caso, el mallado es similar al caso de la abrazadera motriz, con la diferencia de que el elemento de mayor tamaño es más pequeño, pero existen elementos con cociente de aspecto mayor. La proporción de elementos con cociente de aspecto menor a 3 es relativamente igual, mientras que los con cociente de aspecto mayor a 10 es considerablemente menor. En términos generales, se tiene una malla más fina que el caso anterior, pero con algunos elementos más alargados. A partir de la revisión del trazado de la calidad de malla, se aprecia que aquellos elementos con mayores cocientes de relación de aspecto se encuentran principalmente en los bordes de las caras frontales de la abrazadera, lo que no representa un punto crítico. Sin embargo, también existe un elemento con cociente de aspecto elevado en la cercanía de la ranura del perno que fija ambas partes de la abrazadera, sin embargo, se trata de un único elemento, por lo que su incidencia en la convergencia de la solución no es tan crítica. En relación a estos datos se

Tabla 6.2: Detalle propiedades del mallado de la abrazadera conducida.

*Fuente: Elaboración propia.*

Datos de la malla	
Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado	Malla basada en curvatura
Puntos jacobianos	4 puntos
Tamaño máx elemento	7,5 mm
Tamaño mín elemento	1,5 mm
Calidad de malla	Elementos cuadráticos alto orden
Nº total nodos	205.642
Nº total elementos	134.810
Cociente aspecto máximo	17,762
% elementos con cociente aspecto < 3	96,6
% elementos con cociente aspecto > 10	0,0126
% elementos distorsionados (Jacobiano)	0

puede validar la malla para el análisis.

### 6.3.3. Resultados

Respecto a los esfuerzos de von Mises, se tiene un esfuerzo máximo de 48,8 MPa, ubicado en el interior del perno de fijación de las abrazaderas. Se concentran esfuerzos en los apoyos de los polines y en la intersección de ambas partes de la abrazadera.

En relación a los desplazamientos, el máximo también ocurre en la zona superior de la abrazadera, debido a la acción de la carga horizontal principalmente, y su valor es de 0,06 mm, cuya magnitud se considera despreciable para el análisis.

En cuanto al factor de seguridad, se tiene el diagrama de la Figura 6.4.

Teniendo en cuenta el límite elástico del material de 250 MPa, se tiene un factor de seguridad mínimo de 5,12 en el interior de la ranura del perno de fijación, a la altura de la unión de ambas piezas de la abrazadera.

El análisis tiene congruencia con el caso anterior, dado que si bien es el mismo estado de cargas, el hecho que se cuente con polines adicionales hace que la carga se distribuya en más puntos, y por lo tanto disminuya el esfuerzo, lo que hace que la condición crítica sea ahora la unión entre las piezas de la abrazadera.

Con respecto al factor de seguridad mínimo requerido de la Tabla 5.3, para la abrazadera se contempla un factor de seguridad mínimo de 3, por lo que se cumple el criterio y se valida el diseño. Al igual que el caso anterior, este estado de esfuerzos es bastante pesimista, por lo que se cumplen los requerimientos para un escenario bastante conservador.

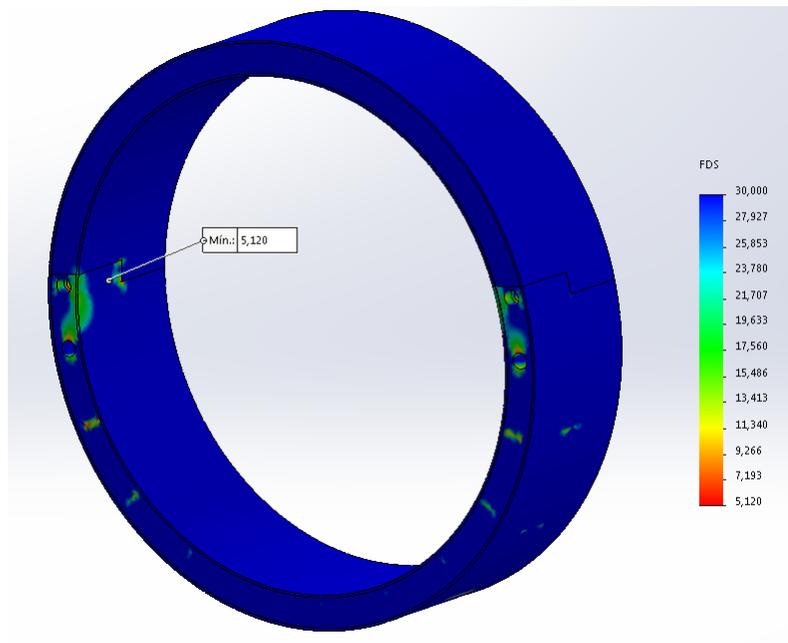


Figura 6.4: Diagrama factor de seguridad modelo abrazadera conducida.

*Fuente: Elaboración propia.*

## 6.4. Soporte abrazadera motriz

Para el soporte de la abrazadera motriz, se considera como caso crítico cuando se retira el componente en su posición de operación, es decir, cuando la abrazadera se encuentra cargada, y con los pasadores montados.

### 6.4.1. Estado de cargas y restricciones

Hay varias cargas externas aplicadas sobre este conjunto, las que pueden verse esquemáticamente en la ilustración de la Figura 6.5. Las flechas rojas indican las fuerzas radiales ( $F_r$ ) sobre los apoyos de los ejes de los polines verticales, con sus respectivos ángulos de aplicación ( $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$  y  $\alpha_3$ ), las flechas anaranjadas representan la carga de compresión que ejerce el contacto de los rodamientos producto de la precarga de los pernos ( $F_1$ ), cabe mencionar que esta carga se aplica en los contactos de ambos rodamientos, solo que en la figura no se aprecia el lado del rodamiento D, las flechas color fucsia reflejan las fuerzas de los pasadores sobre el soporte al evitar el movimiento de giro de la abrazadera ( $F_2$ ), las flechas de color azul representan las fuerzas que transmiten los polines horizontales ( $F_3$ ) en función de las cargas de diseño consideradas, finalmente las flechas de color negro dan cuenta de las fuerzas que ejercen los pernos de los rodamientos sobre la estructura, donde el primer subíndice indica si se trata del rodamiento B ó D, mientras que el segundo si son las componentes horizontales o verticales. Las fuerzas sobre los pernos del rodamiento D no se pueden ver en la Figura 6.5.

Respecto a las restricciones, se tiene restricción de tipo radial sobre la cara interna de las

ranuras de los ejes de los polines, dado que la estructura se soporta en los mismos. También hay restricciones de tipo normal al plano, en las zonas de contacto de las placas de soporte con la estructura en cuestión. Las restricciones mencionadas se ilustran con flechas de color verde en el esquema de la Figura 6.5.

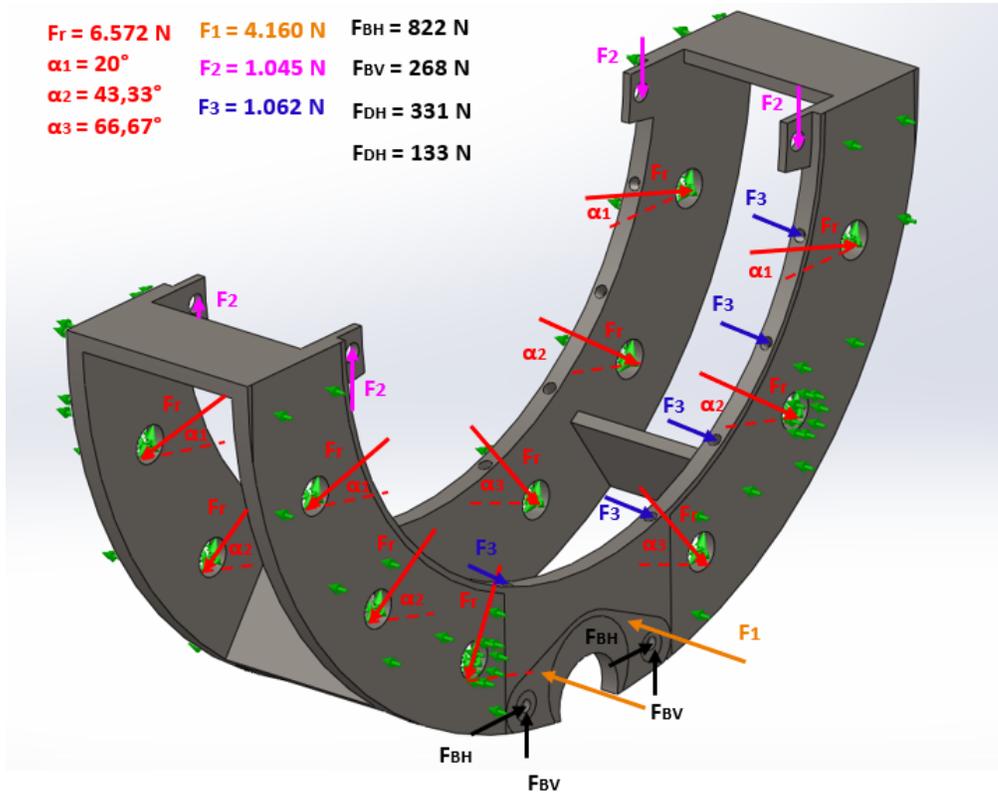


Figura 6.5: Diagrama estado de cargas y restricciones en el modelo del soporte de la abrazadera motriz.

*Fuente: Elaboración propia.*

El material de la estructura es acero ASTM A36, con un límite de fluencia de 250 MPa.

## 6.4.2. Mallado

Se utiliza una malla basada en curvatura. El detalle de los datos de la malla se resumen en la Tabla 6.3.

A partir de la Tabla 6.3, respecto al cociente de aspecto, la gran mayoría (99%) es menor a 3, mientras que no hay elementos con una relación mayor a 10. Del trazado de calidad de malla se puede ver que el cociente de aspecto máximo se encuentra en una zona que no es crítica en términos de esfuerzos, por lo que se valida la malla para el estudio en función de los criterios establecidos.

Tabla 6.3: Detalle propiedades del mallado del soporte de la abrazadera motriz.

*Fuente: Elaboración propia.*

Datos de la malla	
Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado	Malla basada en curvatura
Puntos jacobianos	4 puntos
Tamaño máx elemento	8 mm
Tamaño mín elemento	1,6 mm
Calidad de malla	Elementos cuadráticos alto orden
Nº total nodos	135.769
Nº total elementos	81.486
Cociente aspecto máximo	7,2634
% elementos con cociente aspecto < 3	99
% elementos con cociente aspecto > 10	0
% elementos distorsionados (Jacobiano)	0

### 6.4.3. Resultados

Con respecto a los esfuerzos de von Mises, se tiene un esfuerzo máximo de 34,1 MPa, ubicado en el contorno de la perforación para los pernos de acople del rodamiento B. También hay concentraciones de esfuerzo considerables en las pestañas de anclaje de los pasadores y en las perforaciones de los polines horizontales centrales.

En los desplazamientos, el máximo ocurre en el vértice superior de las pestañas de acoplamiento de los pasadores, con un valor de 0,008 mm, lo que en función de las medidas del conjunto, se puede considerar despreciable dado que no representa un valor significativo ni se encuentra en una zona donde sea relevante.

En cuanto al factor de seguridad, se tiene el diagrama de la Figura 6.6.

Se observa un factor de seguridad mínimo de 7,34 en la periferia de los pernos de soporte del rodamiento B. En general las zonas más críticas son las relacionadas a las pestañas de acople de los pasadores, las ranuras de los polines horizontales inferiores y el acople de los pernos del rodamiento B, con factores de seguridad entre 7 y 8. Cabe mencionar que al igual que para las abrazaderas, se han realizado suposiciones bastante conservadoras respecto a las cargas.

A partir de la Tabla 5.3, se tiene que el requerimiento del factor de seguridad mínimo para los soportes de las abrazaderas es de 4, por lo que se cumple el criterio y se valida el diseño.

## 6.5. Soporte abrazadera conducida

Para el soporte de la abrazadera conducida, se considera el mismo escenario crítico de la abrazadera motriz: cuando la abrazadera se encuentra cargada y con los pasadores ensam-

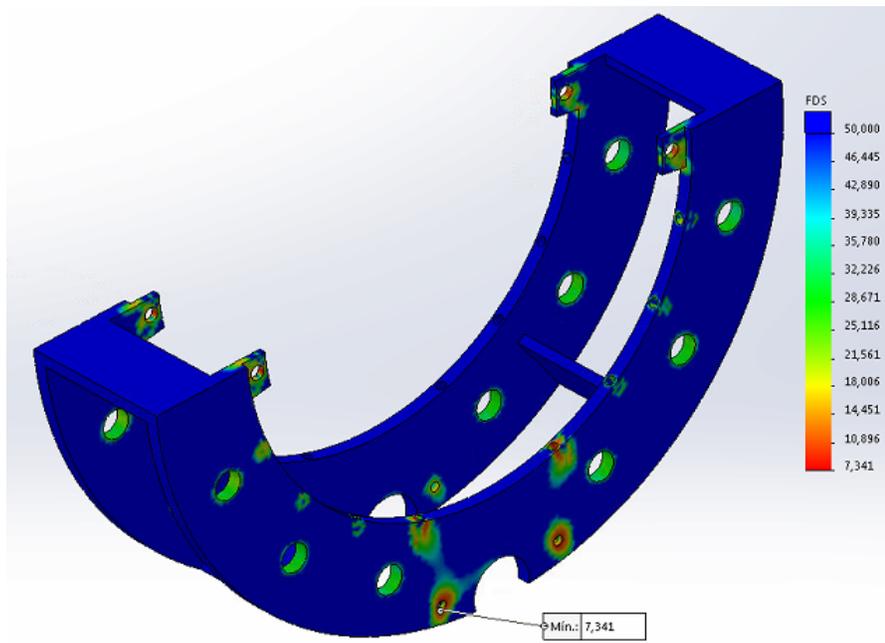


Figura 6.6: Diagrama factor de seguridad modelo soporte abrazadera motriz.

*Fuente: Elaboración propia.*

blados.

### 6.5.1. Estado de cargas y restricciones

El conjunto de cargas externas en este caso es similar al de la abrazadera motriz, y se utiliza una nomenclatura similar.

Se muestra la situación en la Figura 6.7, donde las flechas rojas indican las fuerzas radiales ( $F_r$ ) sobre los apoyos de los ejes de los polines verticales (con sus respectivos ángulos de aplicación ( $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$  y  $\alpha_3$ )), que en este caso tienen un valor menor dado que se cuenta con el polín inferior adicional. Las flechas anaranjadas representan la carga de compresión que ejerce la precarga del polín inferior ( $F_1$ ) a través del contacto de sus respectivas arandelas (la carga se aplica a ambos lados del soporte), las flechas color fucsia reflejan las fuerzas de los pasadores sobre el soporte al evitar el movimiento de giro de la abrazadera ( $F_2$ ), las flechas de color azul representan las fuerzas que transmiten los polines horizontales ( $F_3$ ) en relación de las cargas de diseño consideradas, las que también son ligeramente menores en este caso dado el polín horizontal inferior adicional.

El conjunto de restricciones es igual al caso anterior, donde hay de tipo radial sobre la cara interna de las ranuras de los ejes de los polines y de tipo normal al plano, en las zonas de contacto de las placas de soporte con el soporte. Las restricciones mencionadas se ilustran con flechas de color verde en la Figura 6.5.

El material de la estructura es acero ASTM A36, con un límite de fluencia de 250 MPa.

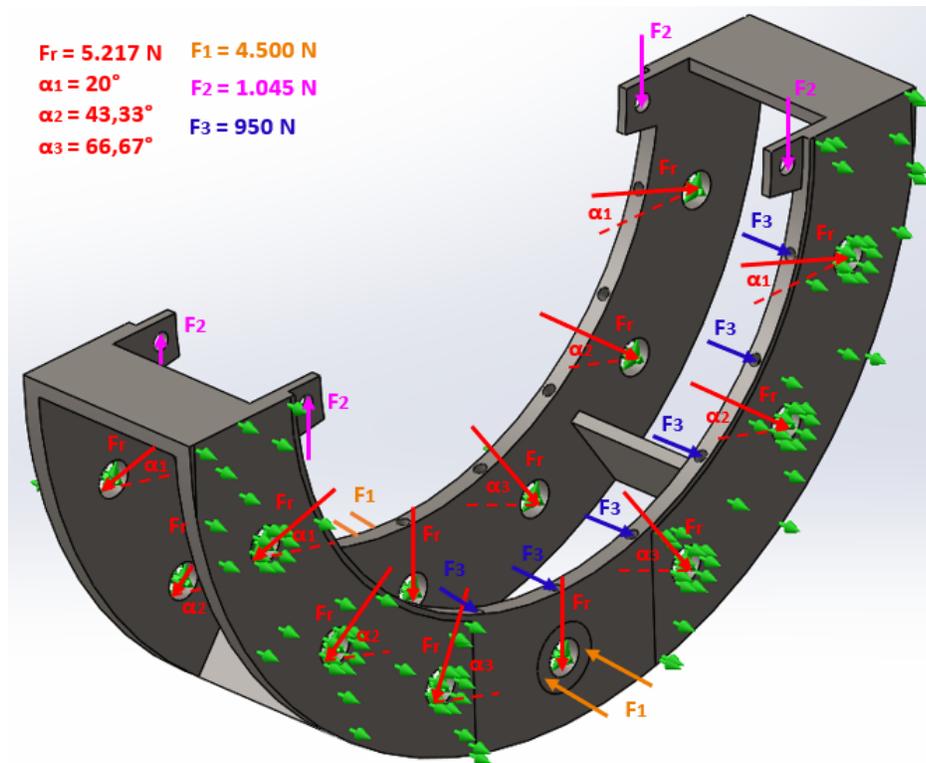


Figura 6.7: Diagrama estado de cargas y restricciones en el modelo del soporte de la abrazadera conducida.

*Fuente: Elaboración propia.*

### 6.5.2. Mallado

Al igual que el caso anterior, se utiliza un mallador basado en curvatura. El detalle de los datos de la malla se resumen en la Tabla 6.4.

Tabla 6.4: Detalle propiedades del mallado del soporte de la abrazadera conducida.

*Fuente: Elaboración propia.*

Datos de la malla	
Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado	Malla basada en curvatura
Puntos jacobianos	4 puntos
Tamaño máx elemento	8 mm
Tamaño mín elemento	1,6 mm
Calidad de malla	Elementos cuadráticos alto orden
Nº total nodos	139.354
Nº total elementos	83.792
Cociente aspecto máximo	6,9287
% elementos con cociente aspecto < 3	99,1
% elementos con cociente aspecto > 10	0
% elementos distorsionados (Jacobiano)	0

A partir de la Tabla 6.4, se puede apreciar que las características del mallado son bastante similares al caso anterior, donde se tiene un 99,1% de los elementos con cociente de aspecto menor a 3 y ninguno con mayor a 10. Del trazado de calidad de malla se visualiza que los elementos con mayores relaciones de aspecto (del orden de 7) no se encuentran en zonas críticas de esfuerzo, y que dichas relaciones se distribuyen de forma considerablemente homogénea en el modelo. Se valida la malla en función del criterio contemplado.

### 6.5.3. Resultados

El esfuerzo máximo de von Mises, se encuentra en la periferia de la perforación del eje del polín inferior, con un valor de 47,6 MPa, el que se debe fundamentalmente a la fuerza de compresión inducida en esa zona por la precarga del polín inferior. En general esta carga, como se distribuye en un área más pequeña que en el caso del soporte de la abrazadera motriz, induce mayores esfuerzos en la zona central del soporte. Otros elementos sometidos a cargas de consideración son las pestañas de los pasadores y las perforaciones de los polines horizontales.

Respecto a los desplazamientos, el máximo ocurre en la zona inferior del soporte, por debajo de las perforaciones para el eje del polín vertical inferior, y en términos generales es la zona central la sometida a mayores desplazamientos. El desplazamiento máximo es de 0,03 mm, lo que se considera despreciable.

En cuanto al factor de seguridad, se tiene el diagrama de la Figura 6.8.

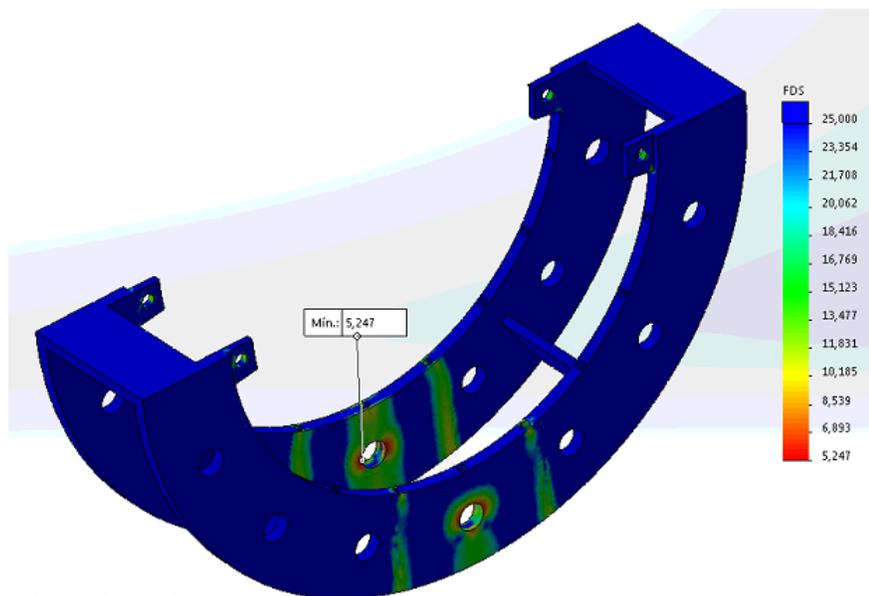


Figura 6.8: Diagrama factor de seguridad modelo soporte abrazadera conducida.

*Fuente: Elaboración propia.*

Se observa un factor de seguridad mínimo de 5,25 en la periferia de la ranura del eje del polín inferior. En general las zonas más críticas son las cercanas a el área central y a las

pestañas de los pasadores.

A partir de la Tabla 5.3, el requerimiento del factor de seguridad para estos soportes es de 4, por lo que se cumple el criterio propuesto.

## **6.6. Eje polines verticales**

Se deben distinguir 3 casos distintos para los ejes de los polines verticales: los ejes de los polines de la abrazadera motriz, los ejes de los polines de la abrazadera conducida y el eje del polín inferior de la abrazadera conducida.

### **6.6.1. Ejes polines abrazadera motriz**

El escenario que se considera para este componente es apoyado en sus soportes, y con la carga de diseño descrita en los capítulos anteriores aplicada verticalmente en la zona de contacto de los polines.

### **6.6.2. Estado de cargas y restricciones**

Se contempla la aplicación de solo una carga externa: la fuerza radial que ejercen los polines verticales al eje. Se asume la carga se distribuye homogéneamente a lo largo de la mitad de la superficie del manto del cilindro de contacto con los polines (dado que la carga presiona en una dirección), como se indica con las flechas violeta de la Figura 6.9.

Con respecto a las restricciones o sujeciones, se consideran para superficies cilíndricas, de tipo radial y axial, a lo largo de las zonas donde se apoya el eje en el conjunto de los soportes de las abrazaderas y las placas de soporte. Estas restricciones se simbolizan con las flechas verdes en el esquema de la Figura 6.9.

### **6.6.3. Mallado**

Las características de la malla se resumen en la Tabla 6.5.

A partir de la Tabla 6.5, se ve que el tamaño de los elementos es considerablemente menor que los casos anteriores, dado que en esta simulación el modelo también es más pequeño. El 99,8 % de los elementos posee un cociente de aspecto menor a 3 y el con mayor relación es de 4,69, por lo que la malla se considera lo suficientemente fina para una solución representativa del problema. Del trazado de calidad de malla se observa que los elementos con mayores cocientes de aspecto se encuentran fuera de zonas de alto esfuerzo relativo.

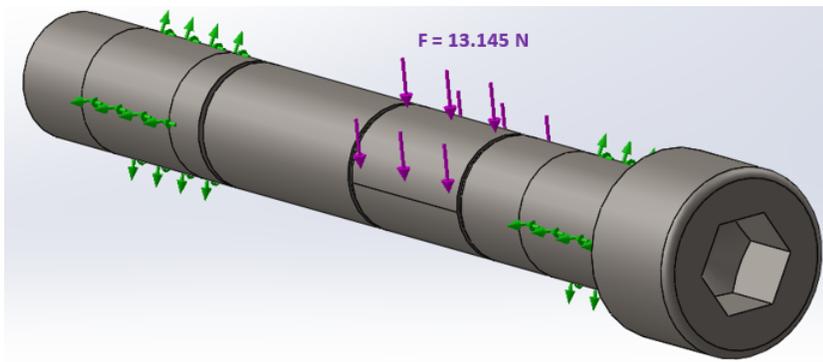


Figura 6.9: Diagrama estado de cargas y restricciones en el modelo de los ejes de los polines verticales de la abrazadera motriz.

*Fuente: Elaboración propia.*

Tabla 6.5: Detalle propiedades del mallado de los ejes de los polines verticales de la abrazadera motriz.

*Fuente: Elaboración propia.*

Datos de la malla	
Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado	Malla basada en curvatura
Puntos jacobianos	4 puntos
Tamaño máx elemento	2 mm
Tamaño mín elemento	0,4 mm
Calidad de malla	Elementos cuadráticos alto orden
Nº total nodos	278.696
Nº total elementos	193.703
Cociente aspecto máximo	4,6928
% elementos con cociente aspecto < 3	99,8
% elementos con cociente aspecto > 10	0
% elementos distorsionados (Jacobiano)	0

#### 6.6.4. Resultados

Para el análisis de esfuerzos, se tiene que el máximo es de magnitud 225,7 MPa, y ocurre en la zona donde comienza el apoyo en el soporte, por el apoyo del lado de la cabeza del perno, y por la parte superior del eje (según sentido de aplicación de la carga). La zona donde se aplica la carga y el otro extremo de sujeción se ven expuestos a esfuerzos del orden de 100 MPa aproximadamente.

En relación a los desplazamientos, el máximo ocurre en la cabeza del perno, con un valor de 0,453 mm, lo que no se considera relevante para el estudio.

Respecto al factor de seguridad, se tiene el diagrama de la Figura 6.10.

Se aprecia un factor de seguridad mínimo de 4,17 en el contacto con el soporte por el lado de la cabeza del perno (mismo punto del esfuerzo máximo). El factor de seguridad de la zona

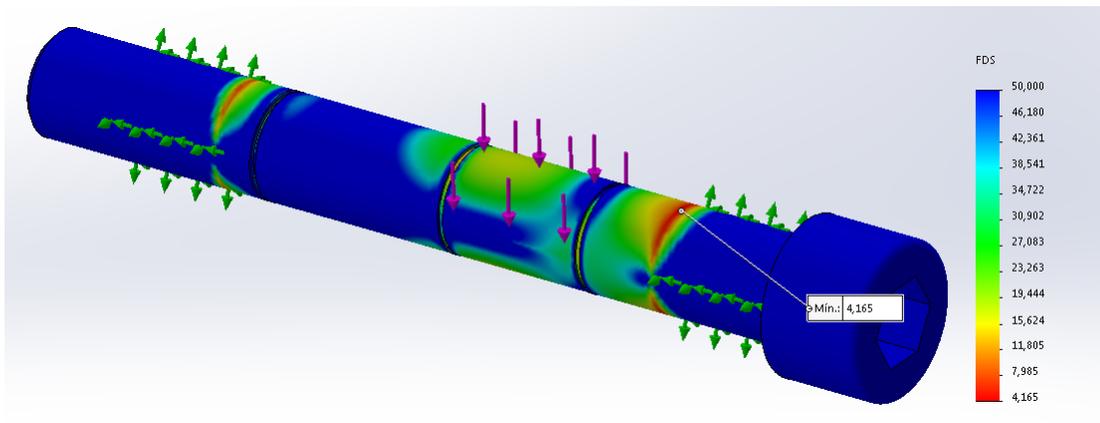


Figura 6.10: Diagrama factor de seguridad modelo eje soporte polines de la abrazadera motriz.

*Fuente: Elaboración propia.*

de concentración de carga es del orden de 16 mientras que en el otro apoyo de 10. En las ranuras para los seguros seeger, producto de la concentración de esfuerzos se tiene un factor de seguridad aproximado de 10.

A partir de la Tabla 5.3, el requerimiento del factor de seguridad para estos ejes es de 2,4, por lo que se cumple el criterio propuesto.

### 6.6.5. Ejes polines abrazadera conducida

La situación crítica para esta pieza es la misma que el caso anterior, se consideran las cargas de diseño y los apoyos.

### 6.6.6. Estado de cargas y restricciones

Bastante similar al caso anterior, se tiene solo la carga de diseño de los polines del caso conducido, la cual es menor al caso motriz dado el polín adicional con el que se cuenta. Cabe mencionar que esta carga si se ejerce de forma central, dada la disposición de los polines. También se considera la carga aplicada sobre la mitad de la superficie del mando, como se indica por las flechas violetas en la Figura 6.11.

En relación a las sujeciones, al igual que el caso anterior se consideran sobre caras cilíndricas y de tipo radial y axial, representadas por las flechas verdes de la Figura 6.11.

### 6.6.7. Mallado

Las características de la malla se resumen en la Tabla 6.6.

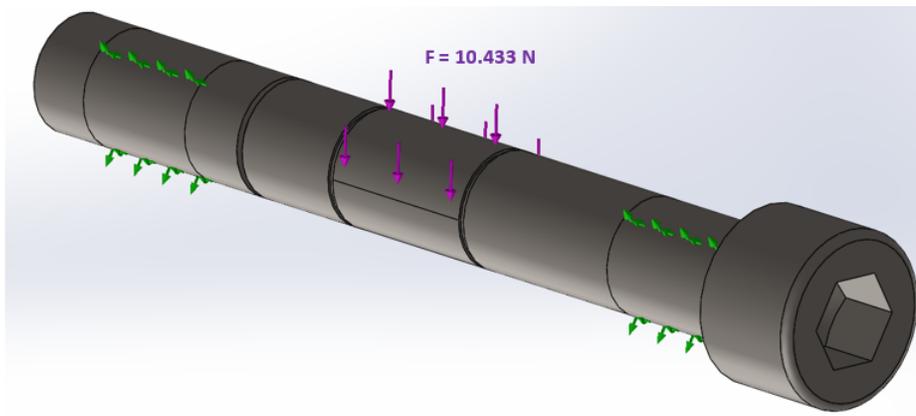


Figura 6.11: Diagrama estado de cargas y restricciones en el modelo de los ejes de los polines verticales de la abrazadera conducida.

*Fuente: Elaboración propia.*

Tabla 6.6: Detalle propiedades del mallado de los ejes de los polines verticales de la abrazadera conducida.

*Fuente: Elaboración propia.*

Datos de la malla	
Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado	Malla basada en curvatura
Puntos jacobianos	4 puntos
Tamaño máx elemento	2 mm
Tamaño mín elemento	0,4 mm
Calidad de malla	Elementos cuadráticos alto orden
Nº total nodos	299.386
Nº total elementos	209.030
Cociente aspecto máximo	6,4415
% elementos con cociente aspecto < 3	99,8
% elementos con cociente aspecto > 10	0
% elementos distorsionados (Jacobiano)	0

A partir de la Tabla 6.6, los resultados son muy similares al caso anterior, con la diferencia de que el cociente de aspecto máximo es mayor, sin embargo, en función del trazado de calidad de malla, se aprecia que aquellos elementos se encuentran en la cabeza del perno, la que no es de interés para el análisis. Los porcentajes de clasificación de los elementos en base a este criterio son iguales al caso de la abrazadera motriz. Con estas consideraciones se valida la aplicación de la malla propuesta.

### 6.6.8. Resultados

El esfuerzo máximo de von Mises tiene un valor de 183,4 MPa, se encuentra en la zona de contacto con el apoyo, por el lado de la cabeza del perno, pero por la zona inferior del mismo. Hay esfuerzos simétricos por el otro lado del perno, y en el centro un esfuerzo del

orden de 50 MPa aproximadamente.

En este caso el desplazamiento máximo ocurre en el centro del perno, donde se aplica la carga, y tiene un valor de 0,044 mm, lo que de todas formas es despreciable respecto a las longitudes de las piezas en cuestión.

Para el factor de seguridad se tiene el diagrama de la Figura 6.12.

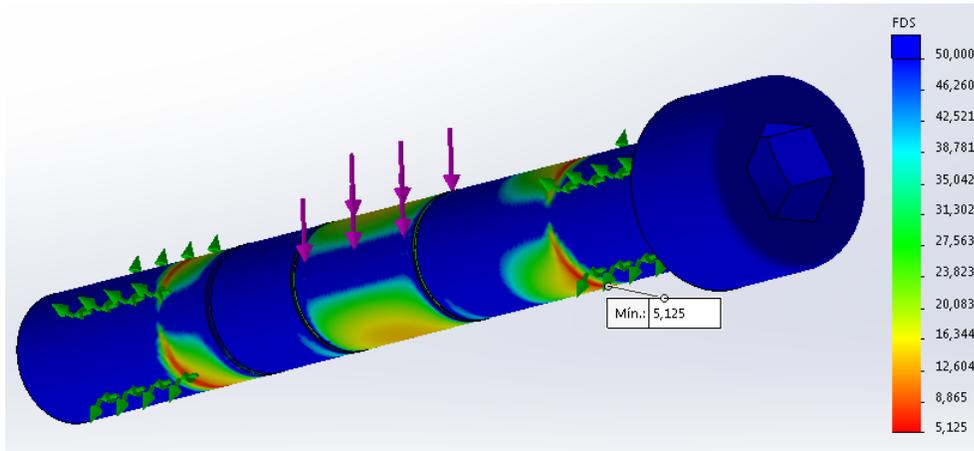


Figura 6.12: Diagrama factor de seguridad modelo soporte abrazadera conducida.

*Fuente: Elaboración propia.*

Se obtiene un factor de seguridad mínimo de 5,13 en el contacto con el soporte por el lado de la cabeza del perno y similar en el contacto con el otro soporte. Respecto a la zona de aplicación de carga es de aproximadamente 13.

La Tabla 5.3 indica que el requerimiento del factor de seguridad para estos ejes es de 2,4, inferior al obtenido por la simulación.

### 6.6.9. Eje polín inferior abrazadera conducida

El escenario de estudio es exactamente el mismo que para el caso anterior.

### 6.6.10. Estado de cargas y restricciones

El estado de cargas externas es exactamente igual al caso anterior, la diferencia radica en que este eje es más corto, y se apoya en espesores más pequeños. Se resume la situación en la Figura 6.13.

En relación a las sujeciones, al igual que el caso anterior se consideran sobre caras cilíndricas y de tipo radial y axial, representadas por las flechas verdes de la Figura 6.13.

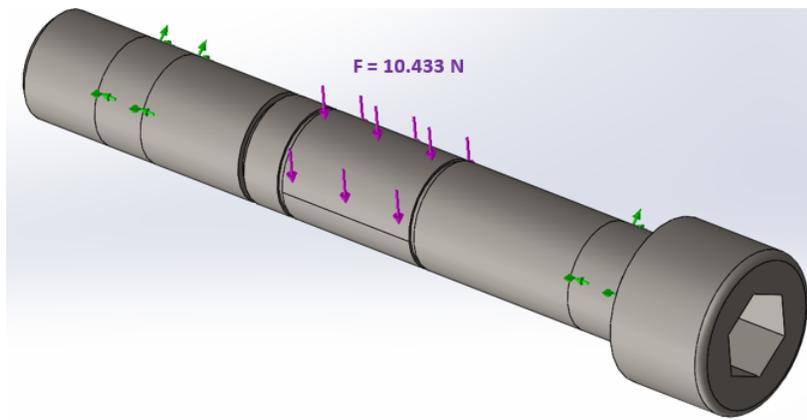


Figura 6.13: Diagrama estado de cargas y restricciones en el modelo de los ejes de los polines verticales de la abrazadera conducida.

*Fuente: Elaboración propia.*

### 6.6.11. Mallado

Las características de la malla se resumen en la Tabla 6.7.

Tabla 6.7: Detalle propiedades del mallado de los ejes de los polines verticales de la abrazadera conducida.

*Fuente: Elaboración propia.*

Datos de la malla	
Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado	Malla basada en curvatura
Puntos jacobianos	4 puntos
Tamaño máx elemento	2 mm
Tamaño mín elemento	0,4 mm
Calidad de malla	Elementos cuadráticos alto orden
Nº total nodos	266.816
Nº total elementos	185.749
Cociente aspecto máximo	4,7199
% elementos con cociente aspecto < 3	99,9
% elementos con cociente aspecto > 10	0
% elementos distorsionados (Jacobiano)	0

Como se ve en la Tabla 6.7, los resultados son muy similares al caso anterior, y se cumplen los mismos criterios establecidos, lo que tiene sentido dado que los parámetros utilizados para la generación de la malla son los mismos.

### 6.6.12. Resultados

El esfuerzo máximo de von Mises tiene un valor de 183,4 MPa, se encuentra en la zona de contacto con el apoyo, por el lado de la cabeza del perno, pero por la zona inferior del

mismo. Hay esfuerzos simétricos por el otro lado del perno, y en el centro un esfuerzo del orden de 50 MPa aproximadamente.

En este caso el desplazamiento máximo ocurre en el centro del perno, donde se aplica la carga, y tiene un valor de 0,044 mm, lo que de todas formas es despreciable respecto a las longitudes de las piezas en cuestión.

Para el factor de seguridad se tiene el diagrama de la Figura 6.14.

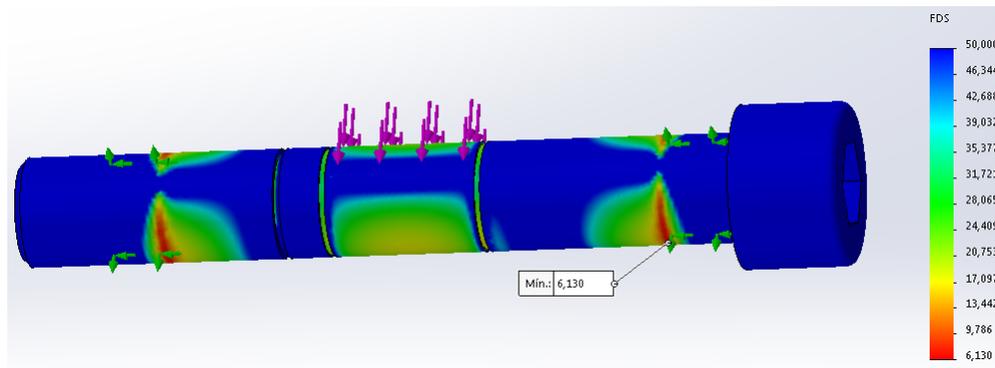


Figura 6.14: Diagrama factor de seguridad modelo soporte abrazadera conducida.

*Fuente: Elaboración propia.*

Se obtiene un factor de seguridad mínimo de 5,13 en el contacto con el soporte por el lado de la cabeza del perno y similar en el contacto con el otro soporte. Respecto a la zona de aplicación de carga es de aproximadamente 13.

La Tabla 5.3 indica que el requerimiento del factor de seguridad para estos ejes es de 2,4, inferior al obtenido por la simulación.

## 6.7. Pasador abrazaderas

El caso de estudio corresponde cuando se encuentran montados, bloqueando el giro del eje trasero sobre el aditamento, por la acción de su propio peso.

### 6.7.1. Estado de cargas y restricciones

El estado de cargas externas se basa en las cargas de diseño planteadas en capítulos anteriores. Se tiene una fuerza radial que se proyecta a lo largo de la mitad del manto del cilindro de superficie de contacto, que se muestra con las flechas color violeta de la Figura 6.15. Las sujeciones se ven en la misma figura, mediante flechas verdes, que señalan restricciones axiales y radiales en las superficies cilíndricas de apoyo con las pestañas del soporte de las abrazaderas.

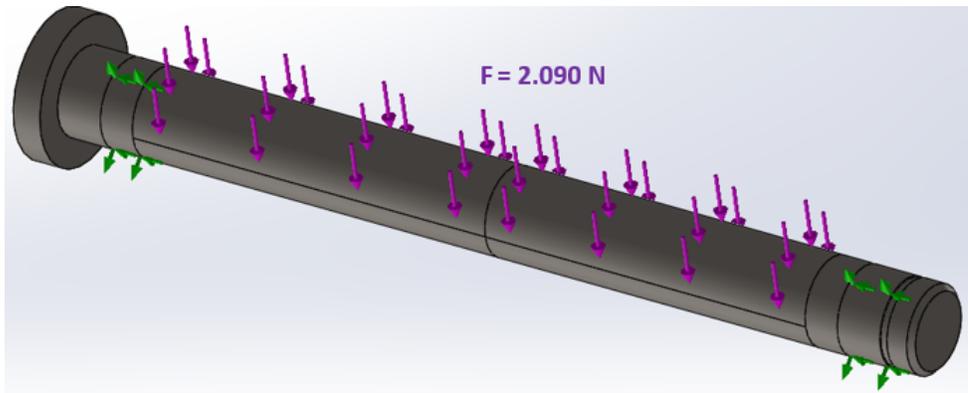


Figura 6.15: Diagrama estado de cargas y restricciones en el modelo de los pasadores de bloqueo de las abrazaderas.

*Fuente: Elaboración propia.*

### 6.7.2. Mallado

Las principales características del mallado se resumen en la Tabla 6.8.

Tabla 6.8: Detalle propiedades del mallado de los pasadores de las abrazaderas.

*Fuente: Elaboración propia.*

Datos de la malla	
Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado	Malla basada en curvatura
Puntos jacobianos	4 puntos
Tamaño máx elemento	1,2 mm
Tamaño mín elemento	1,2 mm
Calidad de malla	Elementos cuadráticos alto orden
Nº total nodos	186.089
Nº total elementos	127.997
Cociente aspecto máximo	6,94
% elementos con cociente aspecto < 3	99,6
% elementos con cociente aspecto > 10	0
% elementos distorsionados (Jacobiano)	0

A partir de la Tabla 6.8, se tiene que la gran parte de los elementos (99,6%) cumplen con la condición respecto al cociente de relación de aspecto menor a 3, con un valor máximo de 6,94, el cuál según el diagrama de trazado de calidad de malla se encuentra hacia afuera del pasador desde las ranuras seeger, puntos donde no es relevante el estudio.

### 6.7.3. Resultados

Según el diagrama de esfuerzos obtenido, el esfuerzo máximo es de 168,1 MPa y se localiza en el comienzo de las zonas de apoyo del pasador en ambos lados, por el lado opuesto a donde

se aplica la carga. El esfuerzo en la zona central es de un orden de magnitud de 40 MPa aproximadamente.

Respecto al desplazamiento, se tiene un valor máximo de 0,997 mm en la superficie exterior de la cabeza del pasador. Este valor no es despreciable respecto a las dimensiones de la pieza, sin embargo, en el cabezal del pasador no es de mayor interés el desplazamiento. La zona de interés es a lo largo del vástago del pasador, en donde se obtiene un desplazamiento uniforme de 0,5 mm aproximadamente. Este dato se puede contrastar con la deflexión máxima obtenida mediante el método analítico, de donde se obtiene un valor de 0,235 mm, aproximadamente la mitad de este caso. Esto se justifica en relación que el planteamiento de los problemas es distinto, dado que en el caso analítico se consideran cargas puntuales, y en este análisis distribuidas, entre otros factores.

En cuanto al factor de seguridad, se tiene el diagrama de la Figura 6.16.

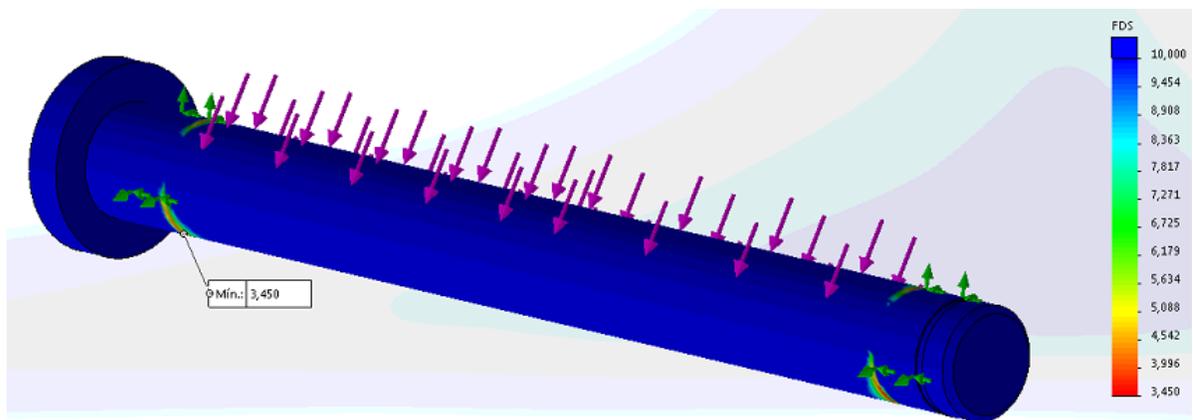


Figura 6.16: Diagrama factor de seguridad modelo pasador de bloqueo de las abrazaderas.

*Fuente: Elaboración propia.*

Se obtiene un factor de seguridad mínimo de 3,45, ubicado en el mismo punto del esfuerzo máximo, y son las únicas zonas con factores de seguridad críticos.

Se indica en la Tabla 5.3 que se requiere de un factor de seguridad mínimo de 2,2 para esta pieza, por lo que se cumple el criterio de diseño propuesto.

## 6.8. Eje de potencia

Se estudia como caso crítico para el eje de potencia, el caso de plena marcha del sistema de giro, sometido a la carga más severa; correspondiente al caso de giro del eje trasero desde su posición vertical hasta la posición horizontal de operación.

### 6.8.1. Estado de cargas y restricciones

El eje de potencia se ve sometido a un par de torsión que se transfiere desde la posición del engrane motriz al conducido, además de las cargas asociadas a los pesos de los engranes, y las componentes radiales de las fuerzas de contacto entre sistemas de engranajes (dado que las componentes tangenciales de dichas fuerzas se utilizan para generar la torsión).

El estado de cargas se puede apreciar en las flechas rojas del diagrama de la Figura 6.17, el par de torsión se representa mediante las flechas rojas oblicuas y las restricciones se presentan en mediante las flechas de color verde en la misma figura.

En este caso se tienen restricciones sobre caras cilíndricas, de tipo radial y axial en las zonas de apoyo de los rodamientos, mientras que de tipo solo radial en las zonas donde se acoplan los engranajes, dado que estos no permiten que se expanda el eje radialmente producto del contacto.

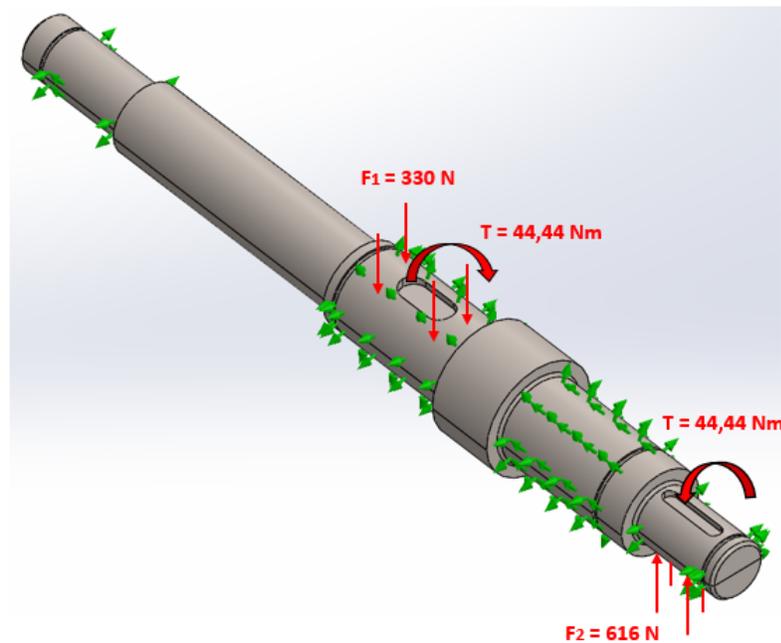


Figura 6.17: Diagrama estado de cargas y restricciones sobre el eje de potencia.

*Fuente: Elaboración propia.*

### 6.8.2. Mallado

Para el mallado, se utiliza un mallador basado en curvatura dado que el eje es un componente cilíndrico. Se realiza un refinamiento de la malla tanto en el codo, como en toda la sección de acople con el engranaje motriz, dado que el codo representa el punto crítico según la simulación en términos de esfuerzos, seguido de la sección de la corona motriz. El detalle de las características de la malla se puede ver en la Tabla 6.9.

Tabla 6.9: Detalle propiedades del mallado del eje de potencia.

*Fuente: Elaboración propia.*

Datos de la malla	
Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado	Malla basada en curvatura
Puntos jacobianos	4 puntos
Tamaño máx elemento	1,5 mm
Tamaño mín elemento	0,3 mm
Calidad de malla	Elementos cuadráticos alto orden
Nº total nodos	721.034
Nº total elementos	508.941
Cociente aspecto máximo	6,2061
% elementos con cociente aspecto < 3	99,8
% elementos con cociente aspecto > 10	0
% elementos distorsionados (Jacobiano)	0

Como se puede ver en la Tabla 6.9, en este caso se tiene una gran cantidad de elementos y nodos, con un tamaño bastante pequeño para los elementos considerando el tamaño de la pieza. No se tienen elementos con un cociente de aspecto mayor a 10, prácticamente todos los elementos cumplen con la condición de que su relación de aspecto sea menor a 3 y según el trazado de calidad de malla, los principales elementos con mayores relaciones de aspecto se encuentran en las cercanías de las ranuras seeger exteriores, las cuales no representan puntos críticos para el estudio.

### 6.8.3. Resultados

Para el caso del esfuerzo de von Mises, según el diagrama obtenido se tiene un esfuerzo máximo de 170,3 MPa, en la sección del codo para el acople de la corona motriz (punto E del estudio del eje del capítulo de diseño de detalle), el cual se encuentra por debajo al límite elástico del material, correspondiente a 793 MPa.

El desplazamiento máximo ocurre en el borde exterior del eje por el lado de la corona motriz, y alcanza un valor máximo de 0,02 mm, que se considera despreciable para el estudio.

Para el factor de seguridad, se tiene la disposición del diagrama de la Figura 6.18, en la cual se aprecia que las zonas con factores de seguridad más críticos son el chavetero y el codo del acople con la corona conducida, así como también la ranura seeger y el codo del acople con el rodamiento B.

Según el criterio impuesto en la Tabla 5.2, se requiere de un factor de seguridad mínimo de 2, y el factor de seguridad mínimo obtenido mediante el método por elementos finitos es de 4,66, es decir, más del doble del requerido por lo que se valida el diseño de la pieza.

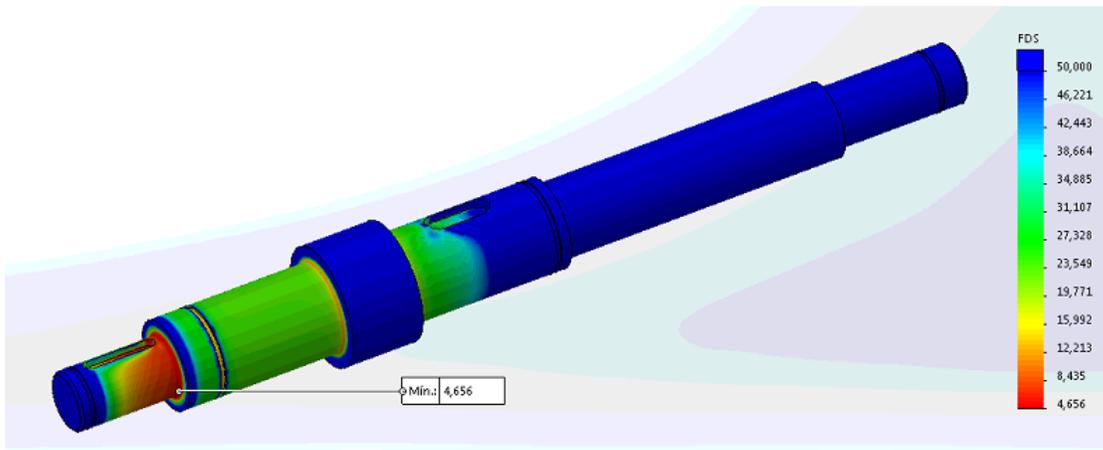


Figura 6.18: Diagrama factor de seguridad sobre el eje de potencia.

*Fuente: Elaboración propia.*

## 6.9. Placas de soporte

Para el conjunto de las placas de soporte, se considera como caso de análisis cuando se encuentra montado el eje trasero en el aditamento, y se considera el caso de la abrazadera motriz, dado que las cargas se encuentran más concentradas, y por lo tanto resulta más crítico que el caso de la abrazadera conducida. Debido a la simetría de este conjunto para cada abrazadera, con tal de que el caso motriz resista las cargas de diseño, se considera suficiente.

### 6.9.1. Estado de cargas y restricciones

El estado de cargas y restricciones se puede ver en la imagen de la Figura 6.19, donde se consideran como cargas externas la fuerza radial que ejercen los ejes de los polines verticales ( $F_1$ ) sobre la mitad inferior (en la dirección radial de las fuerzas) de las ranuras de las placas de soporte, representadas con las flechas de color rojo, con sus respectivos ángulos de dirección de carga ( $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$  y  $\alpha_3$ ). La segunda carga externa se representa mediante las flechas de color fucsia ( $F_2$ ), que provienen de la fuerza de compresión producto de la precarga de los pernos que conforman los ejes de los polines, la cual se proyecta en el área de contacto con la arandelas.

Respecto a las sujeciones, se ven en la Figura 6.19 como flechas de color verde. En primer lugar, se tiene la restricción de movimiento normal a la cara interna de las placas, delimitada por la línea de partición circular que se aprecia en la Figura 6.19, la que representa el contacto entre las placas de soporte y el soporte de las abrazaderas. En segundo lugar, se tiene una restricción de tipo fija en la placa inferior donde se apoya la base de las placas de soporte. Esta placa inferior representa el acople a la mesa de soporte del conjunto.

Finalmente, se utilizan conectores de tipo perno y tuerca en las perforaciones de unión

entre la base de las placas de soporte y la placa inferior fija. Se establecen los parámetros de los conectores según las condiciones del problema, incluyendo el valor del par de torsión impuesto como precarga.

Entre las placas de soporte y su base, se considera una unión rígida de componentes, debido a que estas se unen mediante soldadura, mientras que entre la base y la plataforma inferior, se establece una condición de unión sin penetración, dado que la fijación se da por el arreglo de pernos.

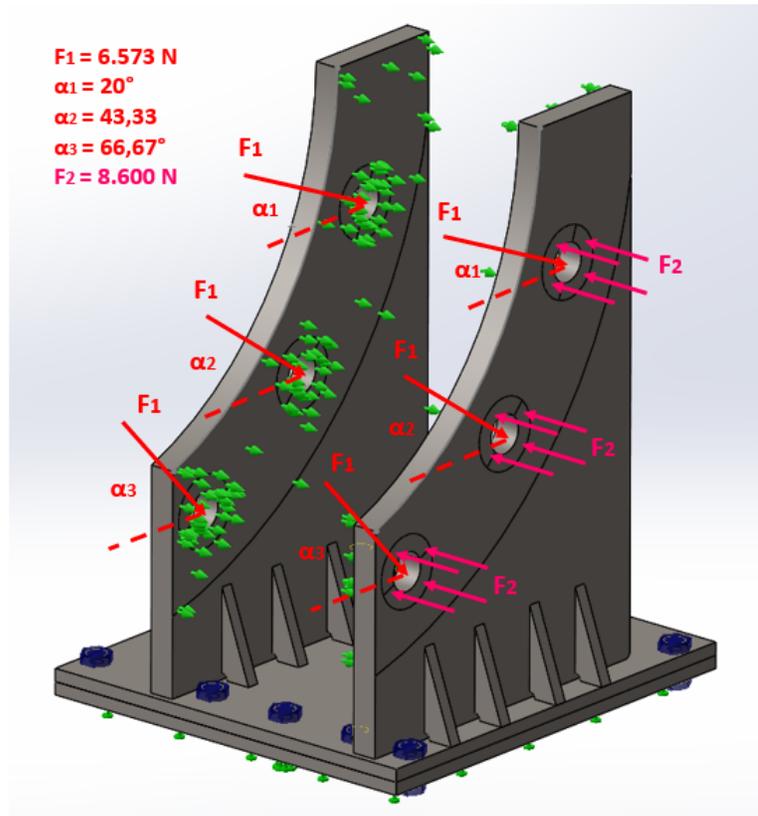


Figura 6.19: Diagrama estado de cargas y restricciones sobre el conjunto de placas de soporte.

*Fuente: Elaboración propia.*

## 6.9.2. Mallado

En primer lugar se utiliza un mallador basado en curvatura con un determinado tamaño de elemento, para luego realizar un control de mallado, disminuyendo el tamaño de los elementos y por lo tanto refinando la malla, en la base de las placas de soporte, en los nervios de refuerzos de las placas y en la zona del vértice posterior de contacto de las placas con la base. Al nervio de refuerzo de cada placa más cercano al arreglo de 5 pernos, se le realiza un control de mallado más fino que al resto de los refuerzos, dado que se ve sometido a un mayor estado de cargas.

El detalle de las características de la malla empleada se pueden ver en la Tabla 6.10.

Tabla 6.10: Detalle propiedades del mallado del conjunto de las placas de soporte.

*Fuente: Elaboración propia.*

Datos de la malla	
Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado	Malla basada en curvatura
Puntos jacobianos	4 puntos
Tamaño máx elemento	19 mm
Tamaño mín elemento	3,8 mm
Calidad de malla	Elementos cuadráticos alto orden
Nº total nodos	228.466
Nº total elementos	136.937
Cociente aspecto máximo	15,425
% elementos con cociente aspecto < 3	84,5
% elementos con cociente aspecto > 10	0,0248
% elementos distorsionados (Jacobiano)	0

A partir de la Tabla 6.10, se tiene que un 84,5 % de los elementos cumplen con un cociente de aspecto menor a 3, lo que se encuentra ligeramente por debajo por lo requerido en base al criterio planteado, sin embargo, esto se debe a que se realiza un mallado grueso en las zonas que no son relevantes para el estudio, y uno bastante fino en las zonas críticas, lo que se puede ver a partir de un análisis visual de la malla y del trazado de calidad de malla, por lo que se valida la calidad del mallado bajo este aspecto. Por otro lado, hay un 0,0248 % de elementos que poseen una relación de aspecto mayor a 10, lo que cumple con las exigencias. Cabe mencionar adicionalmente, que a partir del trazado de calidad de malla, se observa que las zonas que concentran los elementos asociados a estos coeficientes de aspecto, son en la zona central de la base de las placas, la que no presenta un estado crítico de esfuerzos, y por lo tanto este hecho no induce a irregularidades de convergencia de las soluciones. Con todas estas consideraciones, se puede validar el empleo de la malla utilizada.

### 6.9.3. Resultados

Según el diagrama obtenido para el esfuerzo de von Mises, se tiene un esfuerzo máximo de 103,3 MPa, localizado en el borde del contorno de contacto de la arandela del perno asociado a la perforación más cercana a la placa alejada del borde. En general los mayores estados de esfuerzos se encuentran en las zonas de acoplamiento de los pernos centrales, el perno exterior cercano a la placa interior (menos alejada del borde), y en el contacto del vértice inferior de las placas con la base.

El desplazamiento máximo ocurre en la punta superior de la placa de soporte exterior (más alejada del borde), con un valor de 0,104 mm, lo que no representa una magnitud a considerar para el análisis, y permite validar la suposición de pequeños desplazamientos.

Finalmente, respecto al factor de seguridad, se cuenta con el diagrama de la Figura 6.20, en la cual se tiene un valor mínimo de 2,421 y en general factores de seguridad de ese orden de magnitud, en los contornos de las perforaciones para los pernos centrales, en los exteriores

frontales y en el apoyo trasero de las placas sobre la base, donde se aprecian factores de seguridad cercanos a 4. Los factores de seguridad para las zonas donde se apoyan los ejes de los polines son de aproximadamente 12.

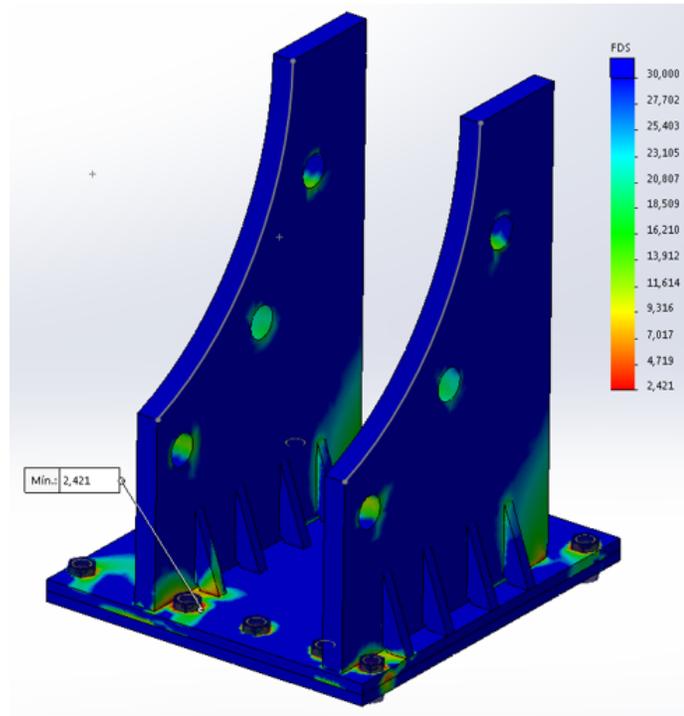


Figura 6.20: Diagrama factor de seguridad sobre el conjunto de las placas de soporte.

*Fuente: Elaboración propia.*

En relación a la Tabla 5.2, para el conjunto de las placas se requiere de un factor de seguridad de al menos 3, mientras que para la base un mínimo de 2,2. De los resultados obtenidos se tiene un factor de seguridad mínimo para las placas del orden de 4, mientras que para la base de 2,4, por lo que el diseño propuesto cumple con el criterio. Cabe destacar el hecho de que la simulación por elementos finitos, se realiza empleando las cargas de diseño consideradas, las que corresponden a las cargas de operación, ponderadas por un factor de 1,5 lo que ya magnifica considerablemente las cargas. En función de esto, el diseño propuesto satisface el criterio impuesto, considerando ya un estado de cargas bastante conservador.

## 6.10. Mesa de soporte

Para el conjunto de la mesa de soporte, se consideran 2 casos de estudio: el primero cuando se encuentra montado el eje sobre el aditamento, y el segundo cuando se traslada el aditamento descargado mediante una grúa horquilla.

### 6.10.1. Estado de cargas y restricciones

El primer caso de estudio, se muestra en la Figura 6.21, donde las cargas externas corresponden a el peso de los componentes superiores del aditamento junto el eje trasero ( $F_1$ ), representadas con flechas rojas, distribuido de forma homogénea en las áreas de apoyo superiores de la mesa. Por otro lado, se tienen las cargas horizontales que ejercen los pernos ( $F_2$ ) al sujetar el conjunto de las placas de soporte. Estas fuerzas se aplican de forma radial sobre las superficies cilíndricas de las perforaciones de dichos pernos, y se representan con flechas de color fucsia.

Las restricciones para este caso son en la cara inferior de la mesa, y son de tipo vertical y horizontal, debido a que esa zona se une mediante soldadura a la base del aditamento. Se ilustran con flechas verdes en el diagrama.

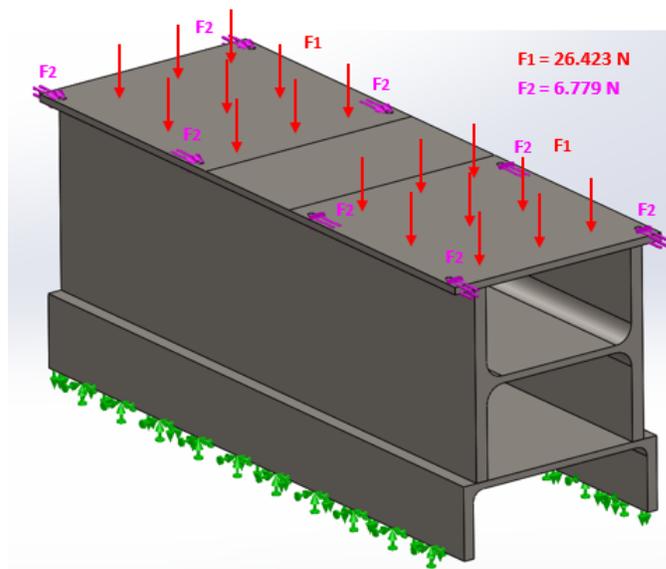


Figura 6.21: Diagrama estado de cargas y restricciones sobre el conjunto de la mesa de soporte, bajo el caso 1.

*Fuente: Elaboración propia.*

El segundo caso de estudio, se ilustra en la Figura 6.22, donde se tiene en la parte superior, distribuidas en la misma superficie de contacto que el caso anterior, el peso de los componentes superiores del aditamento ( $F_1$ ) con flechas color violeta, sin considerar el del eje ensamblado, dado que el aditamento se encuentra descargado.

En la parte inferior del perfil C de la mesa de soporte, se aplica una carga distribuida en el área de contacto de la paleta de la grúa horquilla considerada para el estudio, que corresponde a la mitad de la fuerza vertical que debe ejercer esta para levantar al conjunto del aditamento completo ( $F_2$ ) (dado que la otra mitad se ejerce en la otra mesa de soporte), representadas con flechas color fucsia.

Respecto a las restricciones, estas corresponden a las mismas que el caso anterior.

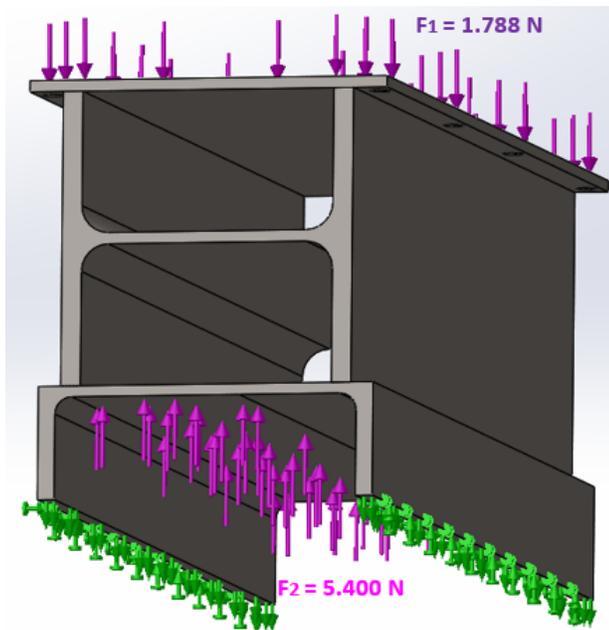


Figura 6.22: Diagrama estado de cargas y restricciones sobre el conjunto de la mesa de soporte, bajo el caso 2.

*Fuente: Elaboración propia.*

### 6.10.2. Mallado

Se utiliza un mallador estándar, dado que los elementos son principalmente rectangulares, y se tienen los parámetros de la Tabla 6.11.

Tabla 6.11: Detalle propiedades del mallado del conjunto de la mesa de soporte.

*Fuente: Elaboración propia.*

Datos de la malla	
Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado	Malla estándar
Puntos jacobianos	4 puntos
Tamaño máx elemento	10 mm
Tamaño mín elemento	0,5 mm
Calidad de malla	Elementos cuadráticos alto orden
Nº total nodos	258.073
Nº total elementos	152.596
Cociente aspecto máximo	8,8841
% elementos con cociente aspecto < 3	99,7
% elementos con cociente aspecto > 10	0
% elementos distorsionados (Jacobiano)	0

Respecto a la Tabla 6.11, se tiene que se satisface el criterio en relación a los porcentajes de elementos que cumplen las relaciones de aspecto críticas, y según el trazado de calidad de la malla esta se distribuye de forma bastante homogénea a lo largo del modelo.

### 6.10.3. Resultados

Con relación a los diagramas de esfuerzos de von Mises, para el caso 1 se tiene un máximo de 78 MPa en la perforación de los pernos de la zona central. Para el caso 2, se tiene un esfuerzo máximo de 6,9 MPa en la zona de contacto de la viga H y la viga C.

En términos de los desplazamientos, para el caso 1 el desplazamiento máximo es de 0,15 mm y ocurre en la zona central de la plataforma superior, mientras que para el caso 2 es de 0,02 mm y ocurre en la zona central de la plataforma superior del perfil C. En ambos casos se considera despreciable el efecto de los desplazamientos.

En cuanto al factor de seguridad, para el caso 1 se tiene el diagrama de la Figura 6.23, donde se observa un factor de seguridad mínimo de 3,21. Según la Tabla 5.3, para la placa superior se requiere de un factor de seguridad de al menos 2,4, por lo que se considera valido el diseño.

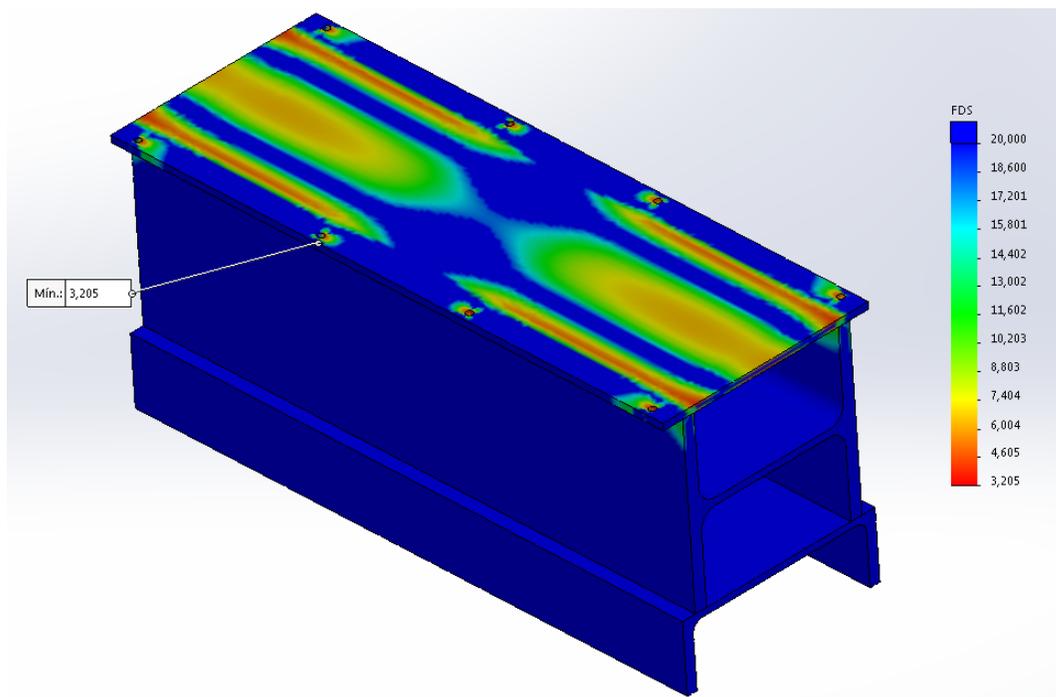


Figura 6.23: Diagrama factor de seguridad sobre el conjunto de la mesa de soporte, bajo el caso 1.

*Fuente: Elaboración propia.*

Respecto al caso 2 se cuenta con el diagrama de la Figura 6.24. Dado que los esfuerzos asociados son mucho menores al caso 1, se tiene un factor de seguridad mínimo de 36,16 en la zona de contacto entre las vigas H y C, por lo que se concluye que este escenario no resulta crítico en términos de falla para el diseño.

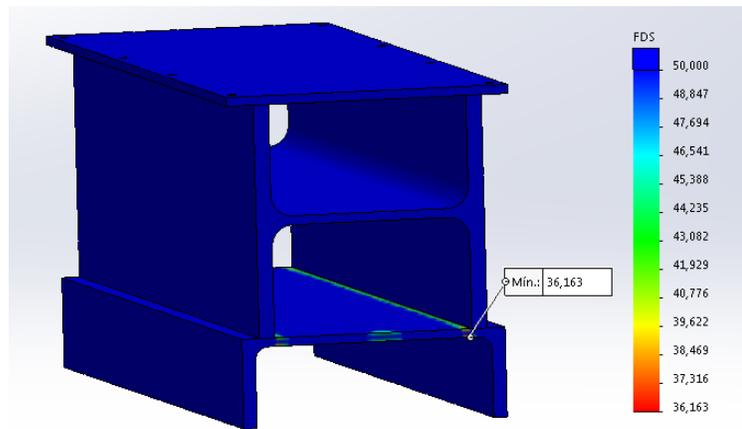


Figura 6.24: Diagrama factor de seguridad sobre el conjunto de la mesa de soporte, bajo el caso 2.

*Fuente: Elaboración propia.*

## 6.11. Soporte motor

El escenario crítico para el soporte del motor es cuando el motor se encuentra acoplado.

### 6.11.1. Estado de cargas y restricciones

En este caso, se considera el soporte del motor sometido a una carga remota producto del peso del motor ensamblado ( $F$ ) y la posición relativa de su centro de masa. Esta carga se asume se distribuye en las superficies cilíndricas de las perforaciones de los pernos, como se indica en la Figura 6.25. Las carga se simboliza con una flecha roja, mientras que las líneas de proyección por líneas fucsia.

En cuanto a las sujeciones, estas se simbolizan con flechas verdes, y se tiene restricción radial en las superficies cilíndricas de las perforaciones de los pernos de acoplamiento al aditamento. Respecto a las caras de contacto con el aditamento, se tiene una restricción normal a las caras de contacto.

### 6.11.2. Mallado

Se utiliza un mallador estándar, dado que la geometría del conjunto es más bien poligonal. Se tienen los parámetros de la Tabla 6.12.

Al respecto se tiene que la totalidad de los elementos cumplen con el cociente de aspecto menor a 3, además de elementos de tamaño muy pequeño, por lo que se puede validar la malla como una bastante fina.

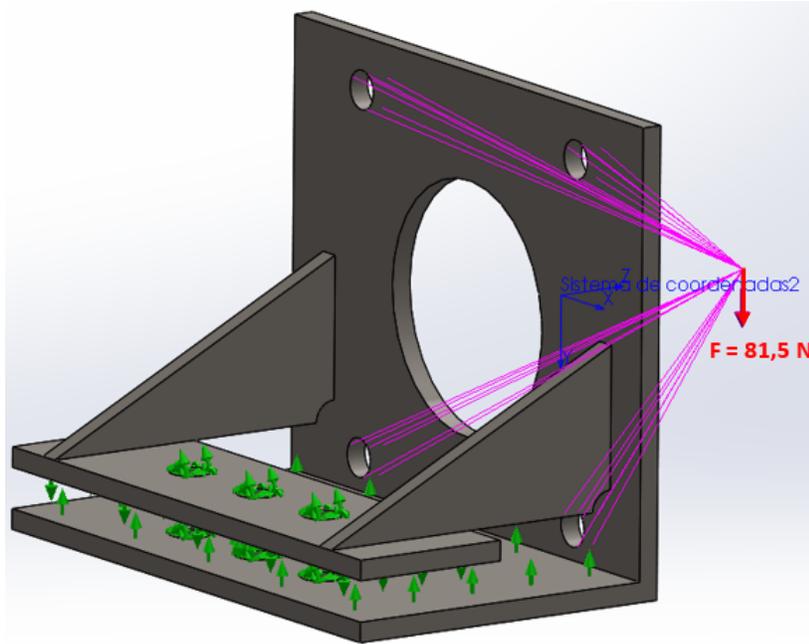


Figura 6.25: Diagrama estado de cargas y restricciones sobre el soporte del motor.

Fuente: Elaboración propia.

Tabla 6.12: Detalle propiedades del mallado del soporte del motor.

Fuente: Elaboración propia.

Datos de la malla	
Tipo de malla	Malla sólida
Mallador utilizado	Malla estándar
Puntos jacobianos	4 puntos
Tamaño máx elemento	1,5 mm
Tamaño mín elemento	0,075 mm
Calidad de malla	Elementos cuadráticos alto orden
Nº total nodos	520.192
Nº total elementos	340.208
Cociente aspecto máximo	4,1557
% elementos con cociente aspecto < 3	100
% elementos con cociente aspecto > 10	0
% elementos distorsionados (Jacobiano)	0

### 6.11.3. Resultados

Respecto al esfuerzo de von Mises, se tiene un máximo de 29,9 MPa en la punta superior de acoplamiento de las piezas triangulares del soporte.

Se tiene un desplazamiento máximo en la zona superior y central de la estructura, con un valor de 0,026 mm, valor pequeño en contraste con las dimensiones de la pieza por lo que se desestima su relevancia en el estudio.

En términos del factor de seguridad, se tiene el diagrama de la Figura 6.26, donde se aprecia un valor mínimo de 8,35.

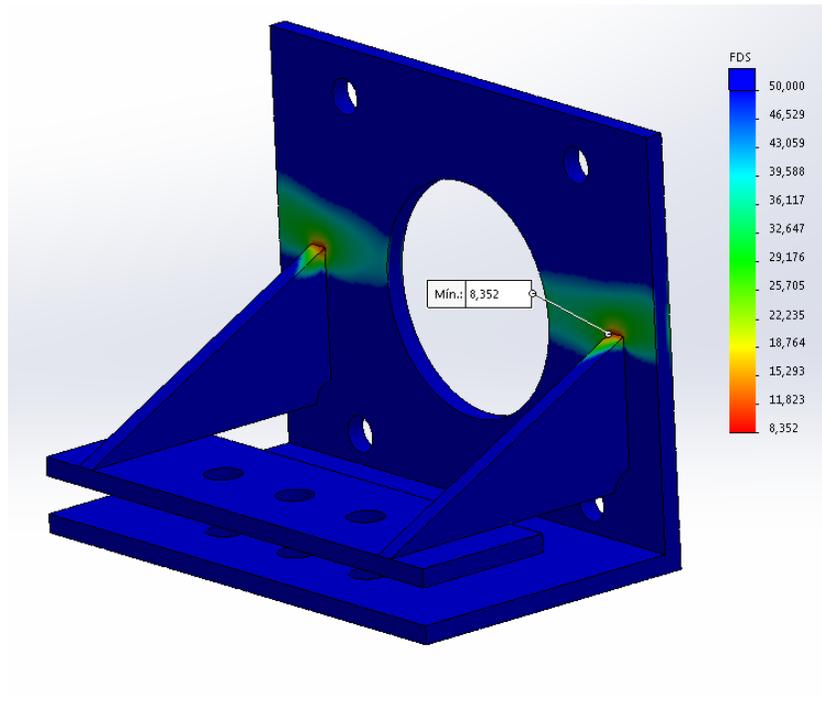


Figura 6.26: Diagrama factor de seguridad sobre el soporte del motor.

*Fuente: Elaboración propia.*

De la Tabla 5.2, se tiene que el soporte debe presentar un factor de seguridad mínimo de 2,2. Esta situación se cumple de sobra en función de los resultados entregados por el método de elementos finitos.

# Conclusión

Respecto al trabajo de título presentado en este documento, se puede afirmar que se cumple el objetivo general del proyecto satisfactoriamente, dado que se realiza el diseño mecánico funcional del aditamento, cumpliendo con todas las restricciones y requerimientos que se le imponen, y que cumple con la funcionalidad para la que se diseña.

Se sigue una metodología secuencial e iterativa de diseño, a partir de la cual se define en primera instancia la problemática a resolver con el producto, en términos de las restricciones, los objetivos y la funcionalidad que se requiere del mismo, los que a su vez se jerarquizan y organizan en términos abstractos.

Luego se contextualizan estas ideas en un diseño tangible, que responda a las necesidades funcionales y la problemática en cuestión, así como los requerimientos del cliente, en una fase de diseño de configuración. Se desglosa el diseño en sus módulos o sistemas principales, necesarios para el cumplimiento de la funcionalidad definida, y se evalúan iterativamente distintas configuraciones que respondan a la solución de la necesidad, hasta determinar la más satisfactoria en base a criterios tanto económicos, de maniobrabilidad, funcionalidad, operación, entre otros, en relación a la jerarquización de ideas del diseño de concepto. El diseño se hace tangible mediante el modelado del mismo en distintos software especializados para modelado 3D, sobre lo cual se trabaja continuamente.

Posteriormente se trabaja en una etapa de diseño de detalle, a partir de la cual se determina concretamente las condiciones de operación y se construye en base a supuestos fundamentados los requerimientos específicos de diseño para todos los elementos concebidos en el diseño de configuración.

Se determina en base a un análisis de criticidad, una escala para medir las exigencias mecánicas requeridas en cada pieza, de forma de contrastar y validar mediante este patrón, los rigurosos cálculos que se realizan respecto a las piezas, componentes y estructuras del producto; respecto a las distintas modalidades de falla específicas de cada una.

Las fases de diseño de configuración y de detalle se realizan iterativamente, de forma de ajustarse continuamente a la mejor solución posible para la problemática planteada.

Se investiga y aplican distintas fuentes de conocimientos técnicos y específicos para los análisis realizados a lo largo del diseño, de forma de tener una base sólida y confiable que respalde el diseño del producto final.

Finalmente, se utilizan herramientas computacionales para validar estos elementos, mediante simulaciones por método de elementos finitos, lo que permite otra mirada y un análisis más completo del equipo.

En términos de resultados obtenidos respecto al análisis mecánico de componentes; se basan en los cálculos de factores de seguridad en función de distintos mecanismos de falla, según corresponda en cada caso. De los resultados obtenidos, tanto analíticos como computacionales, se tiene que para todos los componentes y estructuras se satisfacen los requisitos mínimos de factores de seguridad contemplados en base al análisis de criticidad de componentes realizado, lo que valida la robustez del diseño.

En cuanto al trabajo concreto realizado, se cumple con las expectativas de la empresa interesada, Power Train Technologies, en generar un diseño de carácter funcional, en base a los objetivos específicos planteados; con análisis de procedimientos, determinación de limitaciones y funcionalidades, determinación de maniobras específicas, y los alcances acordados, de un modelo computacional CAD del componente y del equipo, y una validación y respaldo del mismo respecto a todos los métodos empleados, tanto analíticos como computacionales.

Resulta relevante realizar la aclaración, de que la confección del proyecto global en cuestión, de diseño y fabricación en su totalidad de esta herramienta semiautomática y multifuncional, constituye una tarea ambiciosa, y que sin duda excede los alcances propuestos para el presente trabajo, y se extiende a otras áreas del diseño y la ingeniería, como son los sistemas eléctricos, sistemas de control, tecnologías de control remoto, entre otros. Es por esto que, con este trabajo y el desarrollado con anterioridad por la empresa, se cuenta con una buena base para comenzar el desarrollo de un proyecto atractivo, de innovación y que responde a solucionar una problemática vigente en la industria, y para la empresa.

# Bibliografía

- [1] CATERPILLAR. 992K Wheel Loader (2012) [en línea]. <<https://s7d2.scene7.com/is/content/Caterpillar/C725888>>. [consulta: 06 febrero 2018].
- [2] COLL, Judit y RIBA, Carles. Análisis y caracterización de arquitecturas modulares de productos innovadores. AEIPRO. 2018. pp 244-248. [en línea]. <[https://www.aepro.com/files/congresos/2004bilbao/ciip04\\_0244\\_0257.1195.pdf](https://www.aepro.com/files/congresos/2004bilbao/ciip04_0244_0257.1195.pdf)>. [consulta: 30 julio 2018].
- [3] CATERPILLAR. Service information system [en línea]. <<https://sis.cat.com/>>. [consultas: enero - septiembre 2018].
- [4] CATERPILLAR. Tractor topador de ruedas 854k (2013) [en línea]. <<https://s7d2.scene7.com/is/content/Caterpillar/C10439396>>. [consulta: 06 febrero 2018].
- [5] COPROMET. Catálogo perfiles laminados (2015). [en línea]. <[http://www.cad-cae.com/PDF\\_CAD\\_CAE/Perfiles\\_laminados.pdf](http://www.cad-cae.com/PDF_CAD_CAE/Perfiles_laminados.pdf)>. [consulta: 15 mayo 2018].
- [6] SUPERIOR ELECTRIC. Step motors (2003). [en línea]. <<https://users.obs.carnegiescience.edu/crane/pfs/man/Electronics/Superior-StepMotors.pdf>>. consulta: 23 julio 2018.
- [7] LIOGONG. Cpcd50 diesel pneumatic tire forklifts (2015). [en línea]. <<http://arenaes.com/assets/pdf/CPCD50.pdf>>. [consulta: 30 julio 2018].
- [8] BHP BILLITON MINERA ESCONDIDA. Cambio diferencial trasero tractor sobre neumático 854k. PR-MI2-168NK-P-786. 2016.
- [9] CONSEJO MINERO. Cifras actualizadas de la minería marzo 2018 [en línea]. Santiago, Chile. Mercado mundial de minerales y participación de Chile. <<https://dev.consejominero.cl/chile-pais-minero/mineria-en-cifras/>>. [consulta: 28 agosto 2018].
- [10] MODINGER Rondanelli, Eduardo Andrés. Diseño de herramienta semiautomática para el cambio de protecciones inferiores y mando final de bulldozer. Memoria (Ingeniero Civil Mecánico). Santiago, Chile. Universidad Técnica Federico Santa María, Departamento de Ingeniería Mecánica, 2018.
- [11] NTN. Ball and Roller Bearings (2015). [en línea]. <<https://www.ntn-snr.com/>>

- sites/default/files/2017-05/ntn\_ball-and-roller-bearings\_en.pdf>. [consulta: 21 mayo 2018].
- [12] AGMA Standard. Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth. ANSI/AGMA 2001-D04. Virginia, EEUU, 2004.
- [13] THK. CAM Followers & Roller Followers [en línea]. <<http://www.bearingsandindustrialsupply.com/pdf/iko-cam-roller-followers.pdf>>. [consulta: 20 abril 2018].
- [14] THK. Catálogo general seguidor de leva. [en línea]. <<https://thk.com/?q=mexico/node/7532>>. [consulta: 17 abril 2018].
- [15] THK. Catálogo general Seguidor de Rodillos [en línea]. <[https://www.rodacenter.cl/pdf/503LS\\_A20\\_RollerFollower.pdf](https://www.rodacenter.cl/pdf/503LS_A20_RollerFollower.pdf)>. [consulta: 24 mayo 2018].
- [16] TRACEPARTS. SNR oval flanged bearing units series UKFL 300H (2014). [en línea]. <<https://www.traceparts.com/en/product/snr-flanged-bearing-unit-from-grey-cast-series-ukfl300h-shaft-o-35-mm?CatalogPath=TRACEPARTS%3ATP01002002002&Product=10-27072004-116020&SelectionPath=4%7C4%7C4%7C4%7C4%7C4%7C4%7C>>. [consulta: 21 mayo 2018].
- [17] HERSEY M. D. y DOWNES M. S. 1969. Rolling Friction, II - Cast Iron Car Wheels. [en línea]. Journal of Lubrication Technology Vol. 2, 262, April. <<http://tribology.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?articleid=1461584>>. [consulta: 19 julio 2018].
- [18] BUDYNAS, Richard G. y Nisbett, J. Keith. *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. 2008. 8va ed. México DF, McGraw-Hill.
- [19] PILKEY, Walter D. y Pilkey, Deborah F. *Peterson's stress concentration factors*. 2008. 3rd ed. John Wiley & Sons. pp. 430-431.

# Anexos

# Anexo A

## Tablas útiles

En este capítulo, se presentan algunas tablas útiles utilizadas para recopilar información necesaria para el desarrollo del diseño.

Tabla A.1: Propiedades mecánicas aceros.

Fuente: *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 8va ed, 2008 [18]. Reproducido con autorización de McGraw-Hill Education. www.mheducation.com.*

1	2	3	4	5	6	7	8
UNS núm.	SAE y/o AISI núm.	Procesamiento	Resistencia a la tensión, MPa (kpsi)	Resistencia a la fluencia, MPa (kpsi)	Elongación en 2 pulg, %	Reducción en área, %	Dureza Brinell
G10060	1006	HR	300 (43)	170 (24)	30	55	86
		CD	330 (48)	280 (41)	20	45	95
G10100	1010	HR	320 (47)	180 (26)	28	50	95
		CD	370 (53)	300 (44)	20	40	105
G10150	1015	HR	340 (50)	190 (27.5)	28	50	101
		CD	390 (56)	320 (47)	18	40	111
G10180	1018	HR	400 (58)	220 (32)	25	50	116
		CD	440 (64)	370 (54)	15	40	126
G10200	1020	HR	380 (55)	210 (30)	25	50	111
		CD	470 (68)	390 (57)	15	40	131
G10300	1030	HR	470 (68)	260 (37.5)	20	42	137
		CD	520 (76)	440 (64)	12	35	149
G10350	1035	HR	500 (72)	270 (39.5)	18	40	143
		CD	550 (80)	460 (67)	12	35	163
G10400	1040	HR	520 (76)	290 (42)	18	40	149
		CD	590 (85)	490 (71)	12	35	170
G10450	1045	HR	570 (82)	310 (45)	16	40	163
		CD	630 (91)	530 (77)	12	35	179
G10500	1050	HR	620 (90)	340 (49.5)	15	35	179
		CD	690 (100)	580 (84)	10	30	197
G10600	1060	HR	680 (98)	370 (54)	12	30	201
G10800	1080	HR	770 (112)	420 (61.5)	10	25	229
G10950	1095	HR	830 (120)	460 (66)	10	25	248

Tabla A.2: Propiedades mecánicas aceros tratados térmicamente.

Fuente: *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 8va ed, 2008 [18]. Reproducido con autorización de McGraw-Hill Education. www.mheducation.com.*

1	2	3	4	5	6	7	8
AISI núm.	Tratamiento	Temperatura °C (°F)	Resistencia a la tensión MPa (kpsi)	Resistencia a la fluencia, MPa (kpsi)	Elongación, %	Reducción en el área, %	Dureza Brinell
1030	TyR*	205 (400)	848 (123)	648 (94)	17	47	495
	TyR*	315 (600)	800 (116)	621 (90)	19	53	401
	TyR*	425 (800)	731 (106)	579 (84)	23	60	302
	TyR*	540 (1 000)	669 (97)	517 (75)	28	65	255
	TyR*	650 (1 200)	586 (85)	441 (64)	32	70	207
	Normalizado	925 (1 700)	521 (75)	345 (50)	32	61	149
	Recocido	870 (1 600)	430 (62)	317 (46)	35	64	137
1040	TyR	205 (400)	779 (113)	593 (86)	19	48	262
	TyR	425 (800)	758 (110)	552 (80)	21	54	241
	TyR	650 (1 200)	634 (92)	434 (63)	29	65	192
	Normalizado	900 (1 650)	590 (86)	374 (54)	28	55	170
	Recocido	790 (1 450)	519 (75)	353 (51)	30	57	149
1050	TyR*	205 (400)	1 120 (163)	807 (117)	9	27	514
	TyR*	425 (800)	1 090 (158)	793 (115)	13	36	444
	TyR*	650 (1 200)	717 (104)	538 (78)	28	65	235
	Normalizado	900 (1 650)	748 (108)	427 (62)	20	39	217
	Recocido	790 (1 450)	636 (92)	365 (53)	24	40	187
1060	TyR	425 (800)	1 080 (156)	765 (111)	14	41	311
	TyR	540 (1 000)	965 (140)	669 (97)	17	45	277
	TyR	650 (1 200)	800 (116)	524 (76)	23	54	229
	Normalizado	900 (1 650)	776 (112)	421 (61)	18	37	229
	Recocido	790 (1 450)	626 (91)	372 (54)	22	38	179
1095	TyR	315 (600)	1 260 (183)	813 (118)	10	30	375
	TyR	425 (800)	1 210 (176)	772 (112)	12	32	363
	TyR	540 (1 000)	1 090 (158)	676 (98)	15	37	321
	TyR	650 (1 200)	896 (130)	552 (80)	21	47	269
	Normalizado	900 (1 650)	1 010 (147)	500 (72)	9	13	293
	Recocido	790 (1 450)	658 (95)	380 (55)	13	21	192
1141	TyR	315 (600)	1 460 (212)	1 280 (186)	9	32	415
	TyR	540 (1 000)	896 (130)	765 (111)	18	57	262

Tabla A.3: Propiedades mecánicas aceros aleados tratados térmicamente.

Fuente: *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 8va ed, 2008 [18]. Reproducido con autorización de McGraw-Hill Education. www.mheducation.com.*

1	2	3	4	5	6	7	8
AISI núm.	Tratamiento	Temperatura, °C (°F)	Resistencia a la tensión, MPa (kpsi)	Resistencia a la fluencia, MPa (kpsi)	Elongación, %	Reducción del área, %	Dureza Brinell
4130	TyR*	205 (400)	1 630 (236)	1 460 (212)	10	41	467
	TyR*	315 (600)	1 500 (217)	1 380 (200)	11	43	435
	TyR*	425 (800)	1 280 (186)	1 190 (173)	13	49	380
	TyR*	540 (1 000)	1 030 (150)	910 (132)	17	57	315
	TyR*	650 (1 200)	814 (118)	703 (102)	22	64	245
	Normalizado	870 (1 600)	670 (97)	436 (63)	25	59	197
	Recocido	865 (1 585)	560 (81)	361 (52)	28	56	156
4140	TyR	205 (400)	1 770 (257)	1 640 (238)	8	38	510
	TyR	315 (600)	1 550 (225)	1 430 (208)	9	43	445
	TyR	425 (800)	1 250 (181)	1 140 (165)	13	49	370
	TyR	540 (1 000)	951 (138)	834 (121)	18	58	285
	TyR	650 (1 200)	758 (110)	655 (95)	22	63	230
	Normalizado	870 (1 600)	1 020 (148)	655 (95)	18	47	302
	Recocido	815 (1 500)	655 (95)	417 (61)	26	57	197
4340	TyR	315 (600)	1 720 (250)	1 590 (230)	10	40	486
	TyR	425 (800)	1 470 (213)	1 360 (198)	10	44	430
	TyR	540 (1 000)	1 170 (170)	1 080 (156)	13	51	360
	TyR	650 (1 200)	965 (140)	855 (124)	19	60	280

Tabla A.4: Propiedades mecánicas pernos métricos.

Fuente: *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 8va ed, 2008 [18]. Reproducido con autorización de McGraw-Hill Education. www.mheducation.com.*

Clase de propiedad	Intervalo de tamaños, inclusive	Resistencia de prueba mínima, <sup>†</sup> MPa	Resistencia mínima a la tensión, <sup>†</sup> MPa	Resistencia mínima a la fluencia, <sup>†</sup> MPa	Material	Marca en la cabeza
4.6	M5-M36	225	400	240	Acero de bajo o medio carbono	
4.8	M1.6-M16	310	420	340	Acero de bajo o medio carbono	
5.8	M5-M24	380	520	420	Acero de bajo o medio carbono	
8.8	M16-M36	600	830	660	Acero de medio carbono, T y R	
9.8	M1.6-M16	650	900	720	Acero de medio carbono, T y R	
10.9	M5-M36	830	1 040	940	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	
12.9	M1.6-M36	970	1 220	1 100	Acero aleado, T y R	

Tabla A.5: Diámetro y áreas de roscas métricas.

Fuente: *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 8va ed, 2008 [18]. Reproducido con autorización de McGraw-Hill Education. www.mheducation.com.*

Diámetro mayor nominal $d$ , mm	Serie de paso grueso			Serie de paso fino		
	Paso $p$ , mm	Área de esfuerzo de tensión $A_t$ , mm <sup>2</sup>	Área del diámetro menor $A_r$ , mm <sup>2</sup>	Paso $p$ , mm	Área de esfuerzo de tensión $A_t$ , mm <sup>2</sup>	Área del diámetro menor $A_r$ , mm <sup>2</sup>
1.6	0.35	1.27	1.07			
2	0.40	2.07	1.79			
2.5	0.45	3.39	2.98			
3	0.5	5.03	4.47			
3.5	0.6	6.78	6.00			
4	0.7	8.78	7.75			
5	0.8	14.2	12.7			
6	1	20.1	17.9			
8	1.25	36.6	32.8	1	39.2	36.0
10	1.5	58.0	52.3	1.25	61.2	56.3
12	1.75	84.3	76.3	1.25	92.1	86.0
14	2	115	104	1.5	125	116
16	2	157	144	1.5	167	157
20	2.5	245	225	1.5	272	259
24	3	353	324	2	384	365
30	3.5	561	519	2	621	596
36	4	817	759	2	915	884
42	4.5	1 120	1 050	2	1 260	1 230
48	5	1 470	1 380	2	1 670	1 630
56	5.5	2 030	1 910	2	2 300	2 250
64	6	2 680	2 520	2	3 030	2 980
72	6	3 460	3 280	2	3 860	3 800
80	6	4 340	4 140	1.5	4 850	4 800
90	6	5 590	5 360	2	6 100	6 020
100	6	6 990	6 740	2	7 560	7 470
110				2	9 180	9 080

Tabla A.6: Tamaños estándar para chavetas según diámetro del eje.

Fuente: *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 8va ed, 2008 [18]. Reproducido con autorización de McGraw-Hill Education. www.mheducation.com.*

Diámetro del eje		Tamaño de la cuña		Profundidad del cuñero
Más de	Hasta (inclusive)	w	h	
$\frac{5}{16}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{64}$
$\frac{7}{16}$	$\frac{9}{16}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{64}$
		$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{16}$
$\frac{9}{16}$	$\frac{7}{8}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{16}$
		$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{32}$
$\frac{7}{8}$	$1\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{32}$
		$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$
$1\frac{1}{4}$	$1\frac{3}{8}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$
		$\frac{5}{16}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{5}{32}$
$1\frac{3}{8}$	$1\frac{3}{4}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$
		$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{16}$
$1\frac{3}{4}$	$2\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{16}$
		$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{4}$
$2\frac{1}{4}$	$2\frac{3}{4}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{7}{32}$
		$\frac{5}{8}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{5}{16}$
$2\frac{3}{4}$	$3\frac{1}{4}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{4}$
		$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{8}$

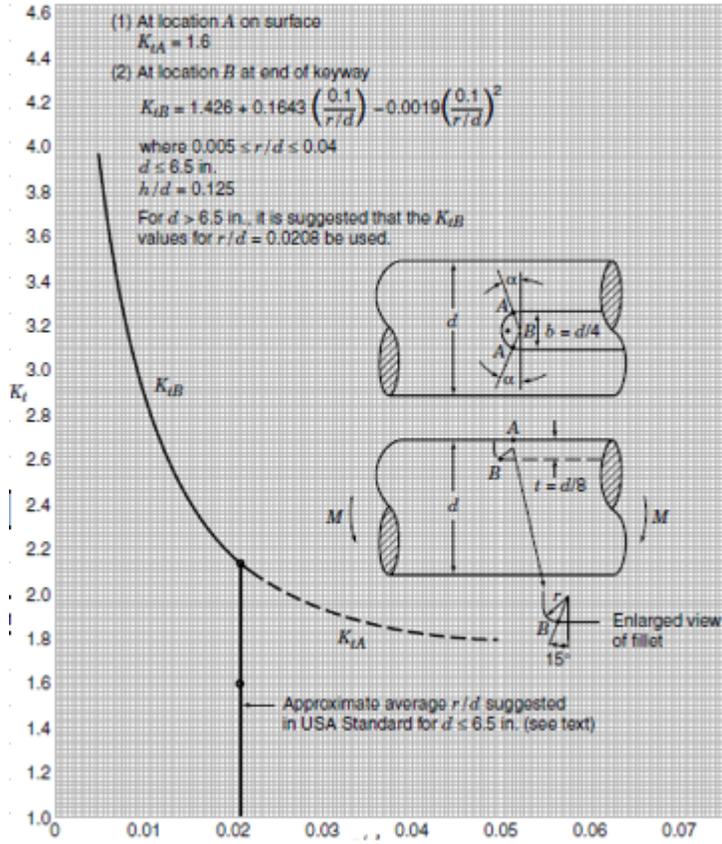


Figura A.1: Gráfico concentración de esfuerzos en chaveteros por flexión.

Fuente: Peterson's stress concentration factors. 3rd ed, 2008 [19]. Reproducido con autorización de John Wiley & Sons. www.wiley.com.

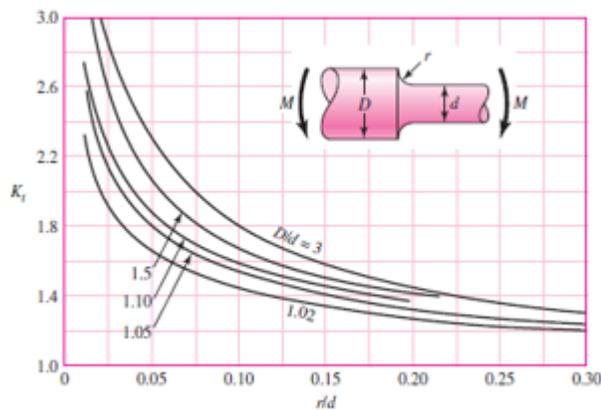


Figura A.2: Gráfico concentración de esfuerzos en codos por flexión.

Fuente: Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 8va ed, 2008 [18]. Reproducido con autorización de McGraw-Hill Education. www.mheducation.com.

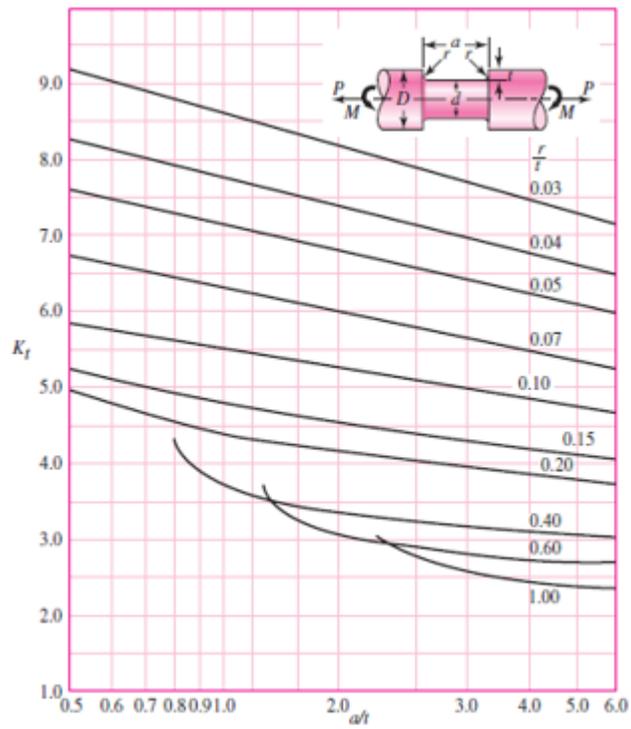


Figura A.3: Gráfico concentración de esfuerzos en ranuras fondo plano por flexión.

Fuente: *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 8va ed, 2008 [18]. Reproducido con autorización de McGraw-Hill Education. www.mheducation.com.*

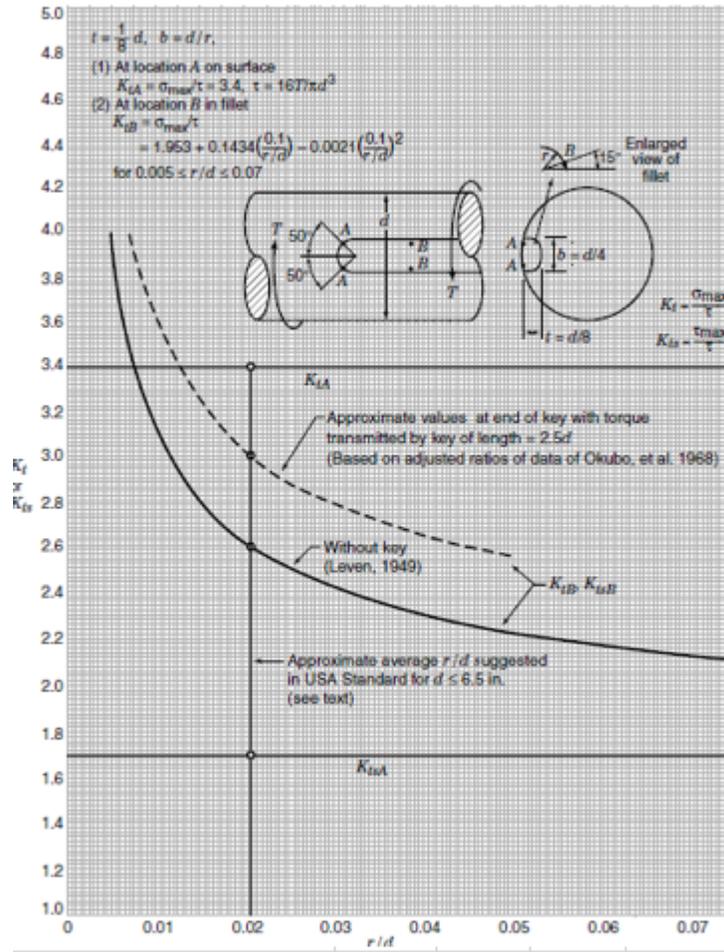


Figura A.4: Gráfico concentración de esfuerzos en chaveteros por torsión.

Fuente: Peterson's stress concentration factors. 3rd ed, 2008 [19]. Reproducido con autorización de John Wiley & Sons. www.wiley.com.

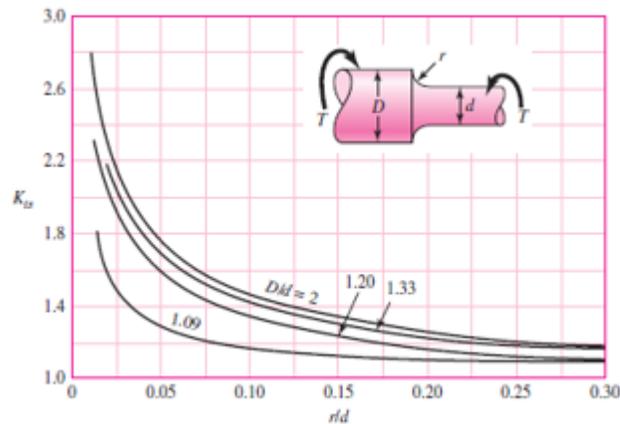


Figura A.5: Gráfico concentración de esfuerzos en codos por torsión.

Fuente: Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 8va ed, 2008 [18]. Reproducido con autorización de McGraw-Hill Education. www.mheducation.com.

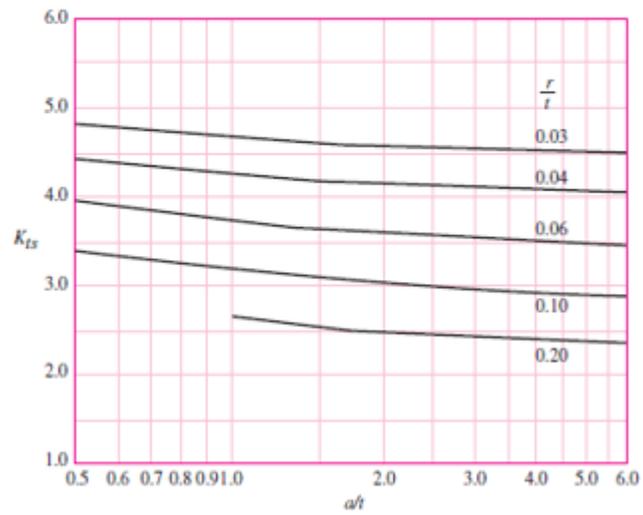
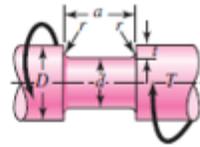


Figura A.6: Gráfico concentración de esfuerzos en ranuras fondo plano por torsión.

Fuente: *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, 8va ed, 2008 [18]. Reproducido con autorización de McGraw-Hill Education. www.mheducation.com.*

# Anexo B

## Memoria de cálculo

En este capítulo se presentan los cálculos y resultados que no resultan indispensables para comprender el diseño, pero si son requeridos para su determinación.

### B.1. Cálculo capacidad de carga máxima mesa hidráulica

Para la verificación de la capacidad de carga de la mesa de levante, según la altura a la que se encuentra su plataforma superior, cuyos resultados se muestran en el gráfico de altura vs carga de la Figura 1.20, se sigue el siguiente procedimiento.

Se plantea un modelo estático basado en el diagrama de cuerpo libre de la Figura B.1, en el cual  $W$  representa la carga sobre la plataforma de la mesa,  $F_{cil}$  la fuerza que ejercen los cilindros hidráulicos,  $\alpha_1$  el ángulo de inclinación de la barra GED de las tijeras,  $\alpha_2$  el ángulo de aplicación de la fuerza de los cilindros, las cota  $a$ ,  $b$  y  $c$ , denotan las distancias horizontales desde el punto G hasta la posición de la carga, la posición de acción de los cilindros y la posición del apoyo F, respectivamente, mientras que H representa la altura de la plataforma de la mesa.

Se tiene también los diagramas de cuerpo libre de las barras GED y BEF, en las Figuras B.2 y B.3, respectivamente.

Cabe mencionar que en este modelo, por simetría, solo se considera la mitad del conjunto, es decir, un solo mecanismo de tijeras, así como la mitad de la carga total y la mitad de la fuerza de acción de los cilindros.

Si se considera la fuerza de los cilindros como la fuerza máxima que pueden ejercer según catálogo, y se define una distancia  $a$  fija, además de una altura  $H$  definida, considerando que el ángulo  $\alpha_1$  se relaciona por trigonometría con la altura  $H$  y el largo fijo de las tijeras, mientras que  $\alpha_2$  con la altura  $H$  y la distancia  $b$ , quedan 9 incógnitas por resolver en el problema: las 8 reacciones que se pueden ver en los diagramas de cuerpo libre y la carga máxima  $W$ .

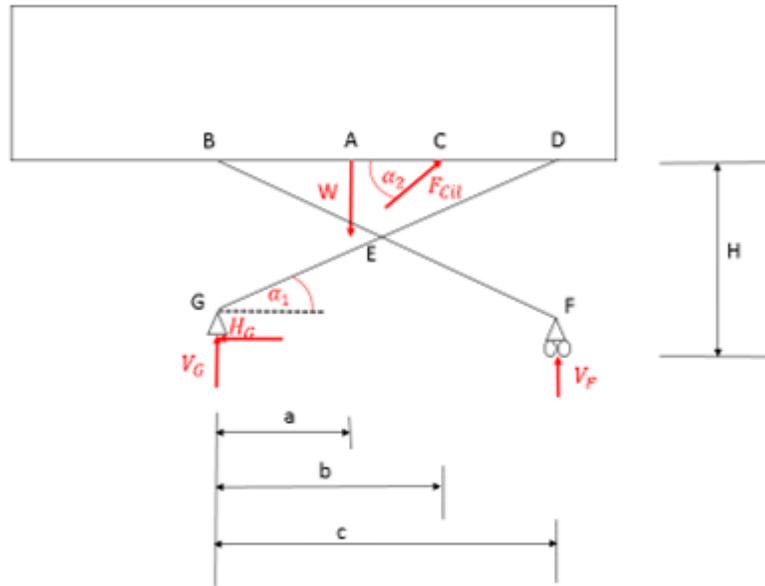


Figura B.1: Diagrama cuerpo libre mesa de levante con carga.

Fuente: *Diseño de herramienta semiautomática para el cambio de protecciones inferiores y mando final de bulldozer [10].*

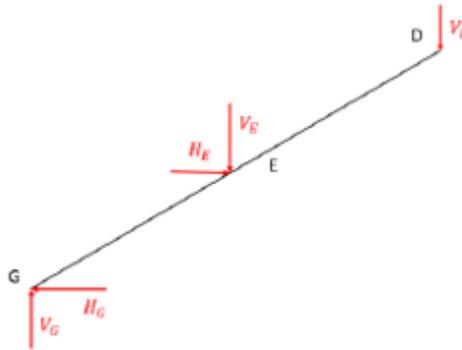


Figura B.2: Diagrama cuerpo libre barra GED.

Fuente: *Diseño de herramienta semiautomática para el cambio de protecciones inferiores y mando final de bulldozer [10].*

Por otro lado, se cuenta con las ecuaciones de equilibrio estático, para cada diagrama:

### Ecuaciones diagrama mesa de levante

$$\sum F_x : F_{cil} \cdot \cos(\alpha_2) - H_G = 0 \quad (B.1)$$

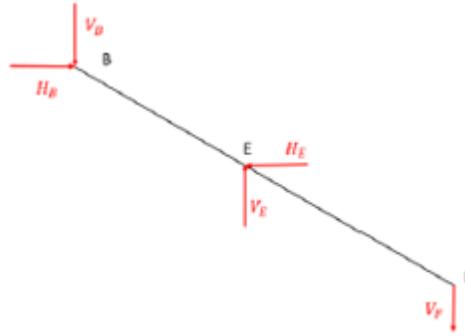


Figura B.3: Diagrama cuerpo libre barra BEF.

Fuente: *Diseño de herramienta semiautomática para el cambio de protecciones inferiores y mando final de bulldozer [10].*

$$\sum F_y : V_G + F_{cil} \cdot \text{sen}(\alpha_2) + V_F - W = 0 \quad (\text{B.2})$$

$$\sum M_G : V_F \cdot c + F_{cil} \cdot \text{sen}(\alpha_2) \cdot b - F_{cil} \cdot \text{cos}(\alpha_2) \cdot H - W \cdot a = 0 \quad (\text{B.3})$$

### Ecuaciones barra BEF

$$\sum F_x : H_B - H_E = 0 \quad (\text{B.4})$$

$$\sum F_y : V_F - V_E - V_B = 0 \quad (\text{B.5})$$

$$\sum M_G : V_F \cdot c - V_E \cdot \frac{c}{2} - H_E \cdot \frac{H}{2} = 0 \quad (\text{B.6})$$

### Ecuaciones barra GED

$$\sum F_x : H_E - H_G = 0 \quad (\text{B.7})$$

$$\sum F_y : V_E + V_G - V_D = 0 \quad (\text{B.8})$$

$$\sum M_G : V_E \cdot \frac{c}{2} - H_E \cdot \frac{H}{2} - V_D \cdot c = 0 \quad (\text{B.9})$$

Se tienen entonces 9 ecuaciones y 9 incógnitas, por lo que se puede resolver el sistema. Se utiliza el método matricial y se programa en planilla Excel. Se plantean las 9 ecuaciones en función de las 9 incógnitas, y se calcula la inversa de la matriz, la cual se multiplica por el vector de resultados de las ecuaciones, para obtener así el vector de resultados para las 9 incógnitas.

Este procedimiento se repite variando la altura de la plataforma superior de la mesa ( $H$ ), de forma de obtener valores para la carga ( $W$ ) a alturas desde la mínima de 350 mm hasta 1.000 mm, estos puntos se grafican y se obtiene la curva de la Figura 1.20.

A modo de ejemplificar los resultados obtenidos y dar a conocer ciertas constantes involucradas en el cálculo, se presentan los datos y resultados en la Tabla B.1, correspondientes a la configuración de la mesa con una altura de 350 mm de su plataforma superior sobre el nivel del suelo.

Tabla B.1: Datos y resultados análisis carga de la mesa, para una altura  $H = 350$  [mm].

*Fuente: Elaboración propia.*

Datos	Símbolo	Unidad	Valor
Entre apoyo fijo y carga	a	[mm]	677,77
Entre apoyo fijo y cilindro	b	[mm]	950,00
Entre apoyos	c	[mm]	1355,54
Largo de las tijeras	Lb	[mm]	1400,00
Altura de la mesa	H	[mm]	350
Fuerza del cilindro	Fcil	[kN]	120,00
Ángulo inclinación tijera	Alpha_1	[°]	14,48
Ángulo inclinación cilindro	Alpha_2	[°]	20,22
Resultados	Símbolo	Unidad	Valor
Reacción horizontal en b	Hb	[kN]	112,60
Reacción vertical en b	Vb	[kN]	8,33
Reacción horizontal en e	He	[kN]	112,60
Reacción vertical en e	Ve	[kN]	-12,41
Reacción vertical en f	Vf	[kN]	-20,74
Reacción vertical en d	Vd	[kN]	-8,33
Reacción horizontal en g	Hg	[kN]	112,60
Reacción vertical en g	Vg	[kN]	-20,74
Carga máxima	W	[kN]	82,97

## B.2. Resultados análisis interferencia en sistemas de engranajes rectos

Según la metodología descrita en el marco teórico, en función de las ecuaciones (2.87) y (2.88), se tienen los datos y resultados, para cada sistema de engranajes, en la Tabla B.2.

Tabla B.2: Datos y resultados análisis interferencia engranajes.

*Fuente: Elaboración propia.*

			Caso motriz	Caso conducido
Dato de entrada	Símbolo	Unidad	Valor	Valor
Constante k	k	[-]	1	1
Ángulo presión	Phi	[rad]	0,35	0,35
Módulo	m	[-]	3,1	5
Resultados	Símbolo	Unidad	Valor	Valor
Nº min dientes piñón	N_p	[dientes]	15,04	15,74
Nº dientes piñón	(N_p)_real	[dientes]	20	16
Nº máx dientes corona	N_G	[dientes]	63	101
Nº dientes corona	(N_G)_real	[dientes]	62	80

Se aprecia que se cumple, para ambos casos, las restricciones respecto al número mínimo de dientes del piñón y máximo para la corona, por lo que no hay interferencia entre los engranajes.

### B.3. Factores para el cálculo de engranajes rectos

En el capítulo de diseño de detalle se presentan una serie de resultados y cálculos empleando las ecuaciones de esfuerzos en engranajes, las cuales dependen de una serie de factores. En esta sección se presentan los cálculos para la obtención de dichos factores.

#### B.3.1. Factor de sobrecarga

A partir de la Tabla 2.7, se determina una condición de máquina y potencia uniforme para el sistema motriz, y una fuente de potencia de impacto ligero para el caso conducido, con lo que se obtienen los factores de la Tabla B.3.

Tabla B.3: Factor de carga obtenido para cada engranaje diseñado.

*Fuente: Elaboración propia.*

			Caso motriz	Caso conducido
Factor de carga	Símbolo	Unidad	Valor	Valor
Piñón	(k_o)_p	[-]	1	1,25
Corona	(k_o)_G	[-]	1	1,25

#### B.3.2. Factor dinámico

El factor dinámico se calcula mediante las ecuaciones (2.89), (2.90), (2.91) y (2.92). Los datos y resultados obtenidos, para cada caso, se resumen en la Tabla B.4.

Tabla B.4: Cálculo factor dinámico para cada caso de estudio.

*Fuente: Elaboración propia.*

Dato de entrada	Símbolo	Unidad	Caso motriz	Caso conducido
			Valor	Valor
Coefficiente de calidad piñón	Q_vp	[-]	3	3
Coefficiente de calidad corona	Q_vG	[-]	3	3
Rapidez tangencial sistema	V	[m/s]	0,0046	0,01
Resultados	Símbolo	Unidad	Valor	Valor
Constante B piñón	B_p	[-]	1,082	1,082
Constante B corona	B_G	[-]	1,082	1,082
Constante A piñón	A_p	[-]	45,426	45,426
Constante A Corona	A_G	[-]	45,426	45,426
Factor dinámico piñón	(K_v)_p	[-]	1,023	1,030
Factor dinámico corona	(K_v)_G	[-]	1,023	1,030

### B.3.3. Factor distribución de carga

El factor de distribución de carga se obtiene a partir de la ecuación (2.93), donde se obtienen los coeficientes siguiendo la metodología y ecuaciones descritas en el capítulo de marco teórico.

Los datos de entrada, así como los cálculos para los coeficientes y finalmente el factor de distribución de carga, para cada engranaje del sistema motriz y conducido, se resumen en la Tabla B.5.

Tabla B.5: Cálculo factor distribución de carga para cada engranaje considerado.

*Fuente: Elaboración propia.*

Datos de entrada	Símbolo	Unidad	Piñón		Corona	
			Caso motriz	Caso conducido	Caso motriz	Caso conducido
			Valor	Valor	Valor	Valor
Ancho neto	F	[in]	1,18	1,97	1,18	1,97
Diámetro de paso	d	[in]	0,88	4,41	2,74	21,06
Relación ancho vs diámetro	F/10d	[-]	0,1336	0,0446	0,043092304	0,009345794
Distancia S	S	[in]	-	9,27	-	-
Distancia S1	S1	[in]	-	1,57	-	-
Relación distancias	S1/S	[-]	-	0,170	-	-
Resultados	Símbolo	Unidad	Valor	Valor	Valor	Valor
Coefficiente C_mc	C_mc	[-]	1	1	1	1
Coefficiente C_pf	C_pf	[-]	0,1108	0,0371	0,0273	0,0371
Coefficiente C_pm	C_pm	[-]	1	1,1	1	1
Constante A	A	[-]	0,247	0,247	0,247	0,247
Constante B	B	[-]	0,0167	0,0167	0,0167	0,0167
Constante C	C	[-]	-0,000077	-0,000077	-0,000077	-0,000077
Coefficiente C_ma	C_ma	[-]	0,2666	0,2796	0,2666	0,2796
Coefficiente C_e	C_e	[-]	1	1	1	1
Factor distribución de carga	K_m	[-]	1,377	1,320	1,294	1,317

### B.3.4. Factor espesor de aro

El factor espesor de aro se calcula a partir del reemplazo de la relación de apoyo, obtenida por medio de la ecuación (2.99) en la ecuación (2.100) para el factor de espesor de aro.

Los datos y resultados obtenidos para cada caso se presentan en la Tabla B.6.

Tabla B.6: Cálculo factor espesor de aro para cada engranaje considerado.

*Fuente: Elaboración propia.*

Datos de entrada	Símbolo	Unidad	Piñón		Corona	
			Caso motriz	Caso conducido	Caso motriz	Caso conducido
			Valor	Valor	Valor	Valor
Profundidad diente	$h_t$	[mm]	2,53	16,875	2,531	16,312
Espesor del aro	$t_R$	[mm]	4,844	35,625	25,882	45,938
Resultados	Símbolo	Unidad	Valor	Valor	Valor	Valor
Relación de apoyo	$m_B$	[-]	1,915	2,111	10,226	2,816
Factor espesor aro	$K_B$	[-]	1	1	1	1

### B.3.5. Factor geométrico para flexión

Este factor se obtiene de forma gráfica, al intersectar las curvas de la Figura 2.13, dependiendo del número de dientes del engranaje que se busca y el número de dientes del engranaje acoplado.

Los datos de número de dientes de los engranajes en cuestión, y resultados obtenidos se resumen en la Tabla B.7.

Tabla B.7: Cálculo factor geométrico de flexión en los engranajes considerados en el diseño.

*Fuente: Elaboración propia.*

Datos	Símbolo	Unidad	Caso motriz	Caso conducido
			Valor	Valor
Nº dientes piñón	$Z_p$	[dientes]	20	62
Nº dientes corona	$Z_G$	[dientes]	16	80
Factor geométrico flexión	Símbolo	Unidad	Valor	Valor
Piñón	$J_p$	[-]	0,335	0,27
Corona	$J_G$	[-]	0,41	0,41

### B.3.6. Factor geométrico resistencia superficial

Se calcula a partir de las expresión (2.101), al reemplazar el cálculo del módulo  $m_G$  de la ecuación (2.102), junto a los demás datos.

El detalle de los datos y resultados se puede visualizar en la Tabla B.8.

Tabla B.8: Cálculo factor geométrico de resistencia superficial de los engranajes considerados en el diseño.

*Fuente: Elaboración propia.*

			Caso motriz	Caso conducido
Datos de entrada	Símbolo	Unidad	Valor	Valor
Ángulo de presión transversal	Phi_t	[rad]	0,35	0,35
Relación repartición de carga	m_N	[-]	1	1
Tipo contacto engranajes	-	-	Externo	Externo
Resultados	Símbolo	Unidad	Valor	Valor
Módulo de la corona	m_G	[-]	3	5
Factor geométrico resistencia superficial	I	[-]	0,1215	0,1339

### B.3.7. Factores de ciclos de esfuerzos

En esta sección se considera el cálculo del factor de ciclos de esfuerzo de flexión y el de contacto, los cuales se obtienen a partir de las ecuaciones de las Figuras 2.14 y 2.15, respectivamente.

Los datos y resultados obtenidos del cálculo se ven en la Tabla B.9.

Tabla B.9: Cálculo factores de ciclos de esfuerzo, tanto de flexión como geométrico, para cada caso.

*Fuente: Elaboración propia.*

			Piñón		Corona	
			Caso motriz	Caso conducido	Caso motriz	Caso conducido
Dato/resultado	Símbolo	Unidad	Valor	Valor	Valor	Valor
Ciclos de carga	N	[-]	100000	100000	100000	100000
Dureza superficial	HB	[HB]	514	163	444	111
Material nitrurado	-	-	No	No	No	No
Factor ciclos esfuerzo flexión	Y_N	[-]	1,2485	1,2578	1,2485	1,2485
Factor ciclos esfuerzo contacto	Z_N	[-]	1,2942	1,2942	1,2942	1,2942

### B.3.8. Factor de confiabilidad

El factor de confiabilidad depende solo de la confiabilidad deseada, y se calcula mediante la ecuación (2.103). Las confiabilidades contempladas y los resultados para el factor, en cada caso, se resumen en la Tabla B.10.

Tabla B.10: Cálculo factor de confiabilidad de cada engranaje considerado.

*Fuente: Elaboración propia.*

			Caso motriz	Caso conducido
Confiabilidad	Símbolo	Unidad	Valor	Valor
Piñón	R_p	[-]	0,99	0,99
Corona	R_G	[-]	1,00196	1,00196
Factor de confiabilidad	Símbolo	Unidad	Valor	Valor
Piñón	(K_R)_p	[-]	0,99	0,99
Corona	(K_R)_G	[-]	1,00196	1,00196

### B.3.9. Coeficiente elástico

El coeficiente elástico se calcula a través de la ecuación (2.104), reemplazando los datos de las propiedades del material. Los datos y resultados obtenidos se presentan en la Tabla B.11.

Tabla B.11: Cálculo coeficiente elástico para cada engranaje.

*Fuente: Elaboración propia.*

			Caso motriz	Caso conducido
Dato/resultado	Símbolo	Unidad	Valor	Valor
Módulo elásticidad piñón	E_1	[MPa]	205000	205000
Módulo elásticidad corona	E_2	[MPa]	206000	206000
Coef. Poisson piñón	v_1	[-]	0,3	0,3
Coef. Poisson corona	v_2	[-]	0,3	0,3
Coef. Elástico	C_p	[MPa]^(1/2)	189,58	189,58

### B.3.10. Factor relación de dureza

El factor de relación de dureza se obtiene a partir de reemplazar el cálculo de la constante  $A'$  por la ecuación (2.106), en la ecuación (2.105). Los resultados se presentan en la Tabla B.12.

Tabla B.12: Cálculo factor de relación dureza para cada sistema de engranes del diseño.

*Fuente: Elaboración propia.*

			Caso motriz	Caso conducido
Dato/resultado	Símbolo	Unidad	Valor	Valor
Dureza piñón	H_p	[HB]	514	163
Dureza corona	H_G	[HB]	444	111
Relación dureza	H_p/H_G	[-]	1,158	1,468
Coeficiente A	A'	[-]	0	0,00698
Factor relación dureza	C_H	[-]	1	1,028

## B.4. Factores de Marín para el cálculo del eje de potencia

Para el cálculo de los factores de Marín, se sigue la metodología planteada en el capítulo de marco teórico. Para el caso del eje de potencia, se presentan los cálculos de los distintos factores por secciones independientes.

### B.4.1. Factor de superficie

Se seleccionan las constantes  $a$  y  $b$ , para el caso de un acabado superficial de maquinado o laminado en frío, a partir de la Tabla 2.2. Luego el factor de superficie se calcula por medio de la expresión (2.27).

Los resultados se presentan en la Tabla B.13.

Tabla B.13: Cálculo factor de Marín de acabado superficial del eje de potencia.

*Fuente: Elaboración propia.*

Dato/resultado	Símbolo	Unidad	Valor
Constante $a$	$a$	[-]	4,51
Constante $b$	$b$	[-]	-0,265
Factor de superficie	$K_a$	[-]	0,707

### B.4.2. Factor de tamaño

En este caso, dado que el factor de tamaño depende del diámetro de la sección, se debe evaluar para cada uno de los puntos críticos considerados en el estudio del eje. Se calculan mediante la ecuación (2.28) reemplazando el diámetro de sección para cada caso.

Los resultados para el factor de tamaño en cada punto crítico del eje, se presentan en la Tabla B.14.

### B.4.3. Factor de carga

El factor de carga se obtiene a partir de la ecuación (2.29). Dado que en este caso hay cargas combinadas de flexión y torsión, se debe tomar el factor como el de flexión, con lo que se tiene que  $K_c = 1$ .

### B.4.4. Factor de temperatura

Para el cálculo de este factor se utiliza la ecuación (2.30), donde se reemplaza el valor de la temperatura de operación en grados Fahrenheit.

Tabla B.14: Cálculo factor de Marín de tamaño para cada uno de los puntos críticos considerados del eje.

*Fuente: Elaboración propia.*

Factor tamaño puntos críticos	Símbolo	Unidad	Valor
Acople engrane conducido	K_bC	[-]	0,885
Acople engrane conducido, ranura seager	K_bC1	[-]	0,885
Acople engrane conducido, hombro eje	K_bC2	[-]	0,846
Acople rodamiento B	K_bB	[-]	0,885
Acople rodamiento B, hombro eje	K_bB1	[-]	0,846
Acople rodamiento B, ranura seager	K_bB2	[-]	0,885
Codo acople engrane corona motriz	K_bE	[-]	0,943
Acople engrane motriz	K_bA	[-]	0,943

La temperatura de operación que se considera es de 25 °C, lo que empleando la ecuación (2.31) equivale a 77 grados Fahrenheit. Al reemplazar en la ecuación (2.30), se tiene que el factor de temperatura queda como  $K_d = 1,0019$ .

#### B.4.5. Factor de confiabilidad

El factor de confiabilidad se obtiene directamente a partir de la Tabla 2.3 a partir de la confiabilidad considerada. Para este caso se contempla  $R = 95\%$ , para la cual se tiene un factor de  $K_e = 0,868$

#### B.4.6. Factor de efectos varios

No se consideran efectos varios para este estudio, por lo que el factor de efectos varios queda simplemente como  $K_f = 1$

# Anexo C

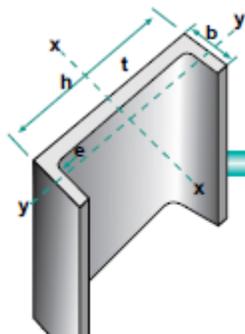
## Catálogos comerciales

### C.1. COPROMET: Perfiles de acero laminado

#### C.1.1. Perfil UPE para mesa soporte

Tabla C.1: Extracto del catalogo comercial de COPROMET para los perfiles UPE.

Fuente: *Perfiles laminados COPROMET [5]*.



**UPE**  
Perfil Europeo U de alas paralelas

Dimensiones:  
Tolerancias:  
Calidad de Acero:

Norma: DIN 1026-2  
EN - 10279  
EN - 10025, ASTM - A 36

UPE	Dimensiones				Sección cm <sup>2</sup>	Peso kg/m	Momento de Inercia cm <sup>4</sup>		Módulo Resistente cm <sup>3</sup>		Radio de Giro cm	
	h	b	t	e			I <sub>x</sub>	I <sub>y</sub>	W <sub>x</sub>	W <sub>y</sub>	i <sub>x</sub>	i <sub>y</sub>
	mm											
UPE 80	80	50	4,0	7,0	10,1	7,90	107	25,4	26,8	7,98	3,26	1,59
UPE 100	100	55	4,5	7,5	12,5	9,82	207	38,2	41,4	10,6	4,07	1,75
UPE 120	120	60	5,0	8,0	15,4	12,1	364	55,4	60,6	13,8	4,86	1,90
UPE 140	140	65	5,0	9,0	18,4	14,5	599	78,7	85,6	18,2	5,71	2,07
UPE 160	160	70	5,5	9,5	21,7	17,0	911	107	114	22,6	6,48	2,22
UPE 180	180	75	5,5	10,5	25,1	19,7	1.353	144	150	28,6	7,34	2,39
UPE 200	200	80	6,0	11,0	29,0	22,8	1.909	187	191	34,4	8,11	2,54
UPE 220	220	85	6,5	12,0	33,9	26,6	2.682	246	244	42,5	8,90	2,70
UPE 240	240	90	7,0	12,5	38,5	30,2	3.599	311	300	50,1	9,67	2,84
UPE 270	270	95	7,5	13,5	44,8	35,2	5.255	401	389	60,7	10,8	2,99
UPE 300	300	100	9,5	15,0	56,6	44,4	7.823	538	522	75,6	11,8	3,08
UPE 330	330	105	11,0	16,0	67,8	53,2	11.008	681	667	89,7	12,7	3,17
UPE 360	360	110	12,0	17,0	77,9	61,2	14.825	844	824	105	13,8	3,29
UPE 400	400	115	13,5	18,0	91,9	72,2	20.981	1.045	1.049	123	15,1	3,37

### C.1.2. Perfil HEB para mesa soporte

Tabla C.2: Extracto del catalogo comercial de COPROMET para los perfiles HEB.

Fuente: *Perfiles laminados COPROMET.*



HEB IPB	Dimensiones					Sección cm <sup>2</sup>	Peso kg/m	Momento de Inercia cm <sup>4</sup>		Módulo Resistente cm <sup>3</sup>		Radio de Giro cm	
	h	b	t	e	R			I <sub>x</sub>	I <sub>y</sub>	W <sub>x</sub>	W <sub>y</sub>	i <sub>x</sub>	i <sub>y</sub>
	mm												
100	100	100	6,0	10,0	12	26,0	20,4	450	167	89,9	33,5	4,16	2,53
120	120	120	6,5	11,0	12	34,0	26,7	864	318	144	52,9	5,04	3,06
140	140	140	7,0	12,0	12	43,0	33,7	1510	550	216	78,5	5,93	3,58
160	160	160	8,0	13,0	15	54,3	42,6	2490	889	311	111	6,77	4,05
180	180	180	8,5	14,0	15	65,3	51,2	3830	1360	426	151	7,66	4,56
200	200	200	9,0	15,0	18	78,1	61,3	5700	2000	570	200	8,54	5,06
220	220	220	9,5	16,0	18	91	71,5	8090	2840	736	258	9,43	5,59
240	240	240	10,0	17,0	21	106	83,2	11260	3920	938	327	10,31	6,08
260	260	260	10,0	17,5	24	118	93,0	14920	5130	1150	395	11,24	6,59
280	280	280	10,5	18,0	24	131	103,0	19270	6590	1380	471	12,12	7,09
300	300	300	11,0	19,0	27	149	117,0	25170	8560	1680	571	13,00	7,58
320	320	300	11,5	20,5	27	161,3	127,0	30820	9239	1930	616	13,84	7,58
340	340	300	12,0	21,5	27	170,9	134,0	36656	9690	2160	646	14,6	7,53
360	360	300	12,5	22,5	27	180,6	142,0	43193	10141	2400	676	15,5	7,49
400	400	300	13,5	24,0	27	197,8	155,0	57680	10819	2880	721	17,1	7,40
450	450	300	14,0	26,0	27	218,0	171,0	79887	11721	3550	781	19,1	7,33
500	500	300	14,5	28,0	27	238,6	187,0	107176	12624	4290	842	21,2	7,27

## C.2. NTN SNR: Rodamientos series UKFL

### C.2.1. Rodamientos eje de potencia

Tabla C.3: Extracto de información comercial rodamientos NTN SNR series UKFL.

Fuente: [www.traceparts.com](http://www.traceparts.com).



UKFL300H, Oval-flanged bearing unit from grey cast with 2 fixing holes

d (mm)	Description	H (mm)	A (mm)	C (kN)	Co (kN)	Mass (kg)
20	UKFL305H	150	29	22.36	11.5	1.1
25	UKFL306H	180	32	27	15.2	1.4
30	UKFL307H	185	36	33.5	19.2	1.9

## C.3. THK: Seguidores de levas

### C.3.1. Polines horizontales

Tabla C.4: Extracto de catálogo comercial THK para seguidores de levas.

Fuente: THK catálogo general seguidor de levas.

Diámetro del pasador d	Descripción del modelo	Dimensiones principales														Capacidad de carga básica				Carga máxima admisible F <sub>0</sub> kN	Capacidad de carga de seguidor de levas		Límite de velocidad de rotación *		Masa	
		Diámetro exterior D	Anillo exterior C	Con rosca G	G <sub>1</sub>	B	B <sub>1</sub>	B <sub>2</sub>	B <sub>3</sub>	C <sub>1</sub>	d <sub>1</sub>	d <sub>2</sub>	H*	r <sub>ext.</sub> (Min.)	Con jaula		Rodillos libres		Con jaula min <sup>-1</sup>		Rodillos libres min <sup>-1</sup>	Con jaula g	Rodillos libres g			
															C <sub>0</sub> kN	C <sub>0</sub> kN	C kN	C <sub>0</sub> kN								
3	CF 3-A	10	7	M3 X 0,5	5	8	17	9	—	0,5	—	—	2(1,5)	0,2	6,8	1,47	1,18	—	—	0,36	1,37	0,37	47000	—	4,5	—
4	CF 4-A	12	8	M4 X 0,7	6	9	20	11	—	0,5	—	—	2,5(2)	0,3	8,6	2,06	2,05	—	—	0,78	1,76	0,47	37000	—	7,5	—
5	CF 5-A	13	9	M5 X 0,8	7,5	10	23	13	—	0,5	—	—	3(2,5)	0,3	9,7	3,14	2,77	—	—	1,42	2,25	0,53	29000	—	10,5	—
6	CF 6-A	16	11	M6 X 1	8	12	28	16	—	0,6	—	—	3	0,3	11	3,59	3,58	6,94	8,5	2,11	3,43	1,08	25000	11000	18,5	19
8	CF 8-A	19	11	M8 X 1,25	10	12	32	20	—	0,6	—	—	4	0,3	13	4,17	4,65	8,13	11,2	4,73	4,02	1,37	20000	8700	28,5	29
10	CF 10-A	22	12	M10 X 1,25	12	13	36	23	—	0,6	—	—	5	0,3	15	5,33	6,78	9,42	14,3	5,81	4,7	1,67	17000	7200	45	46
10	CF 10-1-A	26	12	M10 X 1,25	12	13	36	23	—	0,6	—	—	5	0,3	15	5,33	6,78	9,42	14,3	5,81	5,49	2,06	17000	7200	60	61
12	CF 12-A	30	14	M12 X 1,5	13	15	40	25	6	0,6	6	3	6	0,6	20	7,87	9,79	13,4	19,8	9,37	7,06	2,45	14000	5800	95	97
12	CF 12-1-A	32	14	M12 X 1,5	13	15	40	25	6	0,6	6	3	6	0,6	20	7,87	9,79	13,4	19,8	9,37	7,45	2,74	14000	5800	105	107
16	CF 16-A	35	18	M16 X 1,5	17	19,5	52	32,5	8	0,8	6	3	6	0,6	24	12	18,3	20,6	37,6	17,3	11,2	3,14	10000	4500	170	173
18	CF 18-A	40	20	M18 X 1,5	19	21,5	58	36,5	8	0,8	6	3	6	1	26	14,7	25,2	25,2	51,3	26,1	14,4	3,72	8500	3800	250	255
20	CF 20-A	52	24	M20 X 1,5	21	25,5	66	40,5	9	0,8	8	4	8	1	36	20,7	34,8	33,2	64,8	32,1	23,2	8,23	7000	3400	460	465
20	CF 20-1-A	47	24	M20 X 1,5	21	25,5	66	40,5	9	0,8	8	4	8	1	36	20,7	34,8	33,2	64,8	32,1	21	7,15	7000	3400	385	390
24	CF 24-A	62	29	M24 X 1,5	25	30,5	80	49,5	11	0,8	8	4	8	1	40	30,6	53,2	46,7	92,9	49,5	34,2	10,5	6500	2900	815	820
24	CF 24-1-A	72	29	M24 X 1,5	25	30,5	80	49,5	11	0,8	8	4	8	1	40	30,6	53,2	46,7	92,9	49,5	39,8	12,9	6500	2900	1140	1140
30	CF 30-A	80	35	M30 X 1,5	32	37	100	63	15	1	8	4	8	1	46	45,4	87,6	67,6	145	73,7	52,6	14,9	5000	2300	1870	1870
30	CF 30-1-A	85	35	M30 X 1,5	32	37	100	63	15	1	8	4	8	1	46	45,4	87,6	67,6	145	73,7	56	16,1	5000	2300	2030	2030
30	CF 30-2-A	90	35	M30 X 1,5	32	37	100	63	15	1	8	4	8	1	46	45,4	87,6	67,6	145	73,7	59,3	17,3	5000	2300	2220	2220

## C.4. IKO: Seguidores de rodillos

### C.4.1. Polines verticales

Tabla C.5: Extracto de catálogo comercial IKO para seguidores de rodillos.

*Fuente: IKO catálogo general seguidor de rodillos.*

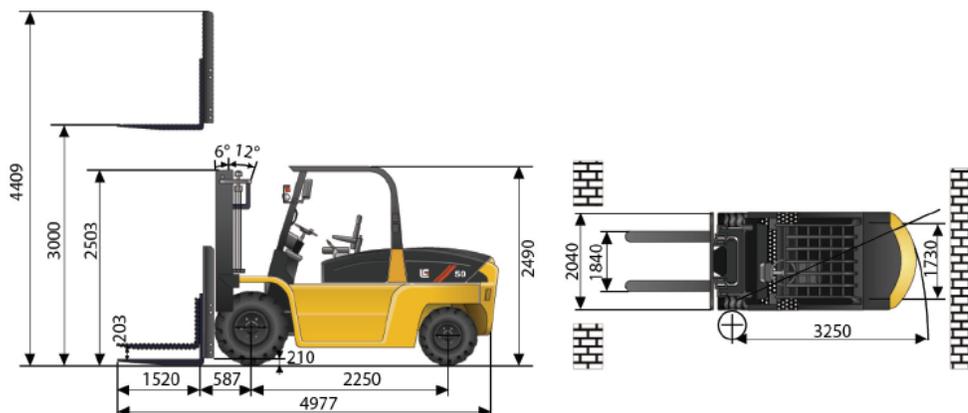
Shaft dia. mm	Identification number		Mass (Ref.) g	Boundary dimensions mm							$r_s$ min <sup>(1)</sup>	$r_{1s}$ min <sup>(1)</sup>	Basic dynamic load rating C N	Basic static load rating C <sub>0</sub> N	Maximum allowable static load N
	Crowned outer ring	Cylindrical outer ring		d	D	B	C	a							
15	NURT 15 R	NURT 15	100	15	35	19	18	20	0,6	0,3	23 400	27 300	11 800		
	NURT 15-1 R	NURT 15-1	160	15	42	19	18	20	0,6	0,3	23 400	27 300	27 300		
17	NURT 17 R	NURT 17	147	17	40	21	20	22	1	0,3	25 200	30 900	20 300		
	NURT 17-1 R	NURT 17-1	222	17	47	21	20	22	1	0,3	25 200	30 900	30 900		
20	NURT 20 R	NURT 20	245	20	47	25	24	27	1	0,3	38 900	49 000	27 200		
	NURT 20-1 R	NURT 20-1	321	20	52	25	24	27	1	0,3	38 900	49 000	49 000		
25	NURT 25 R	NURT 25	281	25	52	25	24	31	1	0,3	43 100	58 100	30 000		
	NURT 25-1 R	NURT 25-1	450	25	62	25	24	31	1	0,3	43 100	58 100	58 100		
30	NURT 30 R	NURT 30	466	30	62	29	28	38	1	0,3	58 200	75 300	35 200		
	NURT 30-1 R	NURT 30-1	697	30	72	29	28	38	1	0,3	58 200	75 300	75 300		
35	NURT 35 R	NURT 35	630	35	72	29	28	44	1	0,6	63 900	88 800	57 000		
	NURT 35-1 R	NURT 35-1	840	35	80	29	28	44	1	0,6	63 900	88 800	88 800		
40	NURT 40 R	NURT 40	817	40	80	32	30	49	1	0,6	86 500	122 000	75 300		
	NURT 40-1 R	NURT 40-1	1 130	40	90	32	30	49	1	0,6	86 500	122 000	122 000		
45	NURT 45 R	NURT 45	883	45	85	32	30	53	1	0,6	91 500	135 000	78 700		
	NURT 45-1 R	NURT 45-1	1 400	45	100	32	30	53	1	0,6	91 500	135 000	135 000		
50	NURT 50 R	NURT 50	950	50	90	32	30	58	1	0,6	96 300	148 000	82 100		
	NURT 50-1 R	NURT 50-1	1 690	50	110	32	30	58	1	0,6	96 300	148 000	148 000		

## C.5. Dimensiones grúa horquilla

Son relevantes para el diseño y cálculo de la mesa de soporte, dado que debe permitir el ingreso de las paletas de la grúa horquilla bajo el perfil C.

Figura C.1: Extracto de ficha técnica grúa horquilla LiuGong CPCD50.

*Fuente: Catálogo grúa horquilla CPCD50.*



## C.6. Ficha técnica motor STEP

Se tienen las características técnicas principales del motor seleccionado en la tabla C.6. La curva del motor se aprecian en la figura C.2.

Tabla C.6: Extracto de catálogo comercial Superior Electric para motores STEP.

*Fuente: Superior Electric catálogo general motores eléctricos paso a paso.*

Motor Frame	Minimum Holding Torque		Rotor Inertia	*Weight		Maximum Shaft Load		Minimum Residual Torque
	Unipolar 2Ø on	Bipolar 2Ø on		Net	Ship	Overhang	Thrust	
	oz-in (N-cm)	oz-in (N-cm)	oz-in-s <sup>2</sup> (kg-cm <sup>2</sup> )	lb (kg)	lb (kg)	lb (kg)	lb (kg)	oz-in (N-cm)
KML111	1,030 (730)	1,450 (1,020)	0.078 (5.5)	11.0 (5.0)	12.2 (5.5)	75 (34.0)	130 (59.0)	42 (30)
KML112	1,950 (1,380)	2,750 (1,940)	0.155 (10.9)	18.4 (8.3)	19.6 (8.9)	75 (34.0)	160 (72.6)	84 (59)
KML113	2,650 (1,870)	3,750 (2,650)	0.229 (16.2)	25.7 (11.7)	26.9 (12.2)	75 (34.0)	160 (72.6)	106 (75)

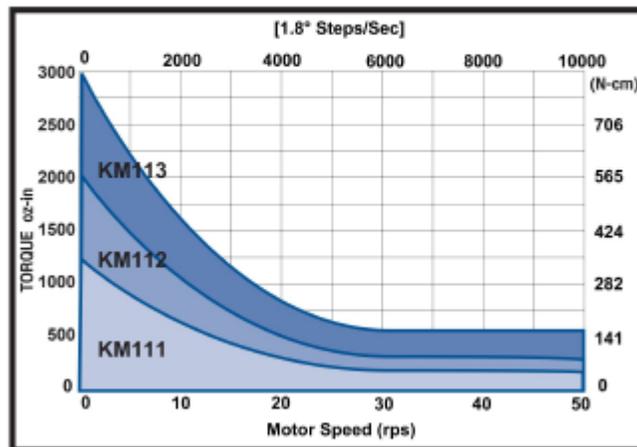
\* Weight for motor with leads.

Figura C.2: Curvas de torque vs rpm para motor STEP seleccionado.

*Fuente: Superior Electric catálogo general motores eléctricos paso a paso.*

### Performance Envelope

(see page 17 for detailed torque-speed curves)



# Anexo D

## Resultados adicionales validación por método de elementos finitos

En el cuerpo del informe, con la finalidad de sintetizar la información, se presentan los diagramas de resultados para el factor de seguridad, pero no los diagramas del esfuerzo de von Mises, de los desplazamientos o el trazado de calidad de malla.

En esta sección, se incorporan algunos de estos resultados adicionales respecto a las simulaciones realizadas.

Figura D.1: Trazado calidad malla abrazadera motriz.

*Fuente: Elaboración propia.*

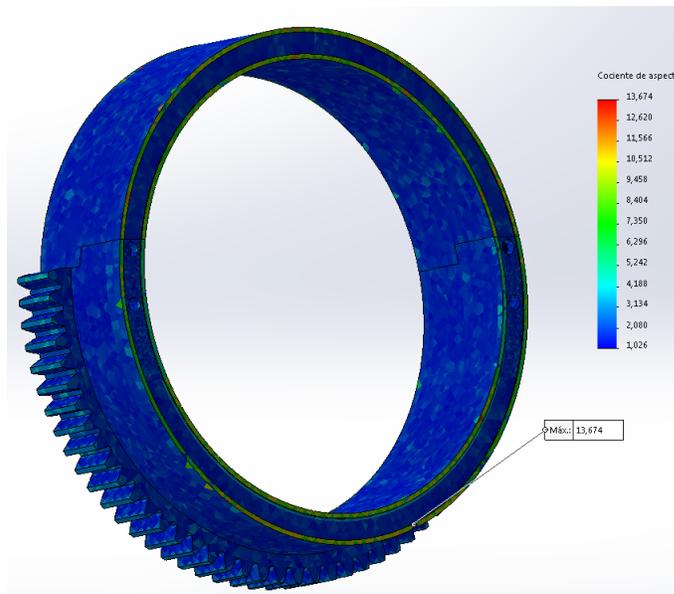


Figura D.2: Diagrama von Mises abrazadera motriz.

*Fuente: Elaboración propia.*

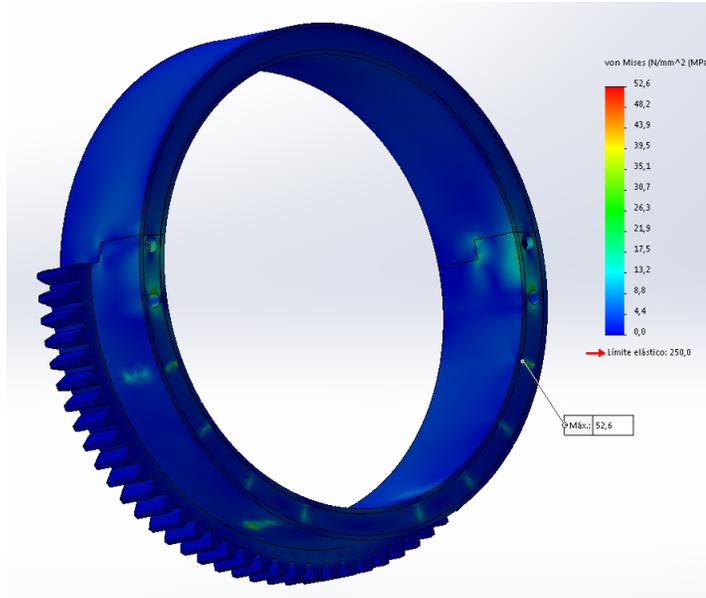


Figura D.3: Desplazamientos abrazadera motriz.

*Fuente: Elaboración propia.*

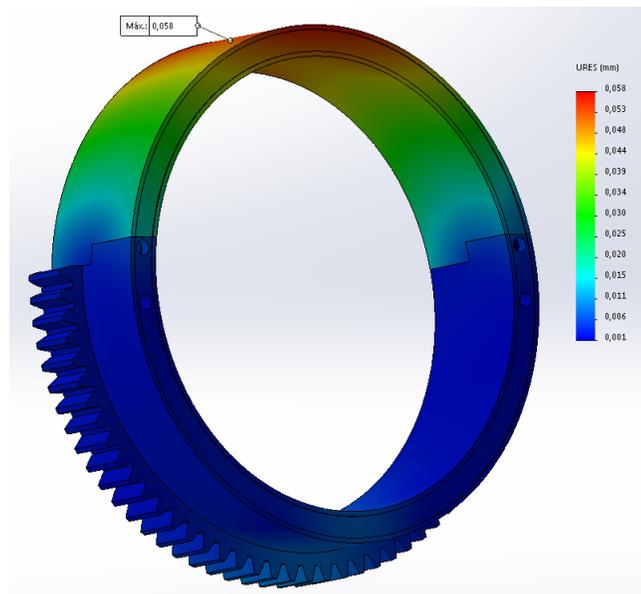


Figura D.4: Trazado calidad malla abrazadera conducida.

Fuente: *Elaboración propia.*

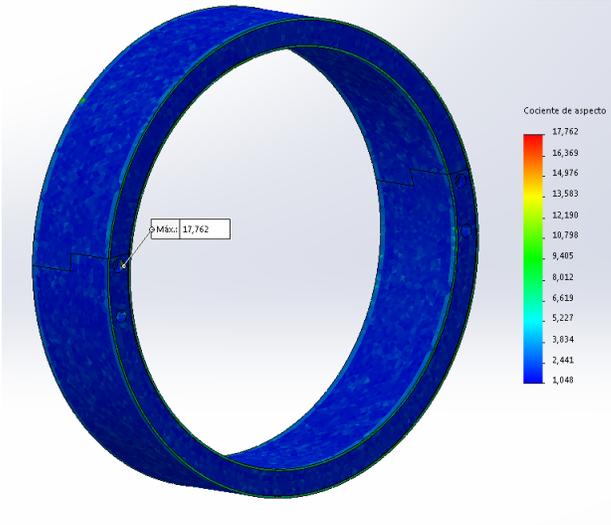


Figura D.5: Diagrama von Mises abrazadera conducida.

Fuente: *Elaboración propia.*

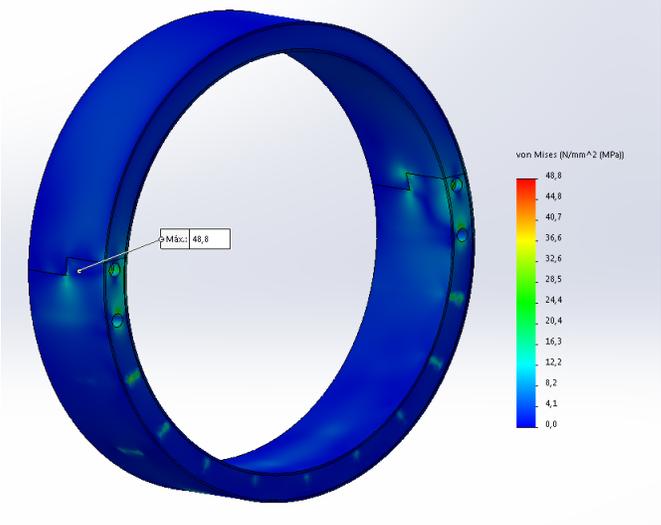


Figura D.6: Desplazamientos abrazadera conducida.

*Fuente: Elaboración propia.*

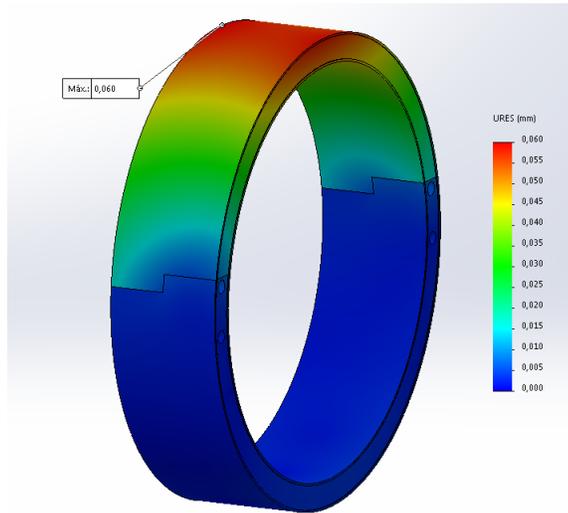


Figura D.7: Trazado calidad malla soporte abrazadera motriz.

*Fuente: Elaboración propia.*

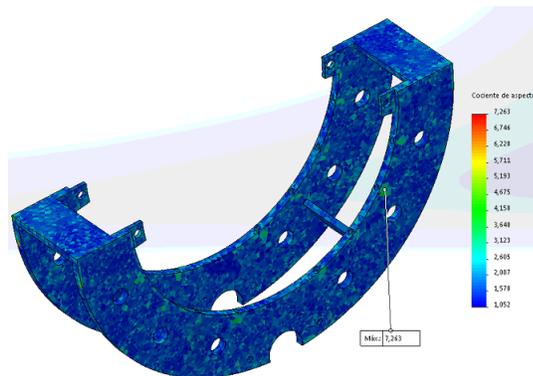


Figura D.8: Diagrama von Mises soporte abrazadera motriz.

*Fuente: Elaboración propia.*

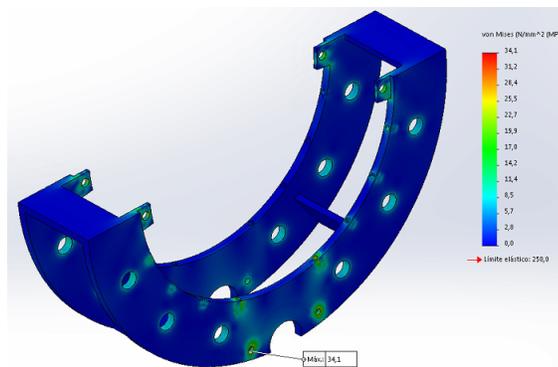


Figura D.9: Desplazamientos soporte abrazadera matriz.

*Fuente: Elaboración propia.*

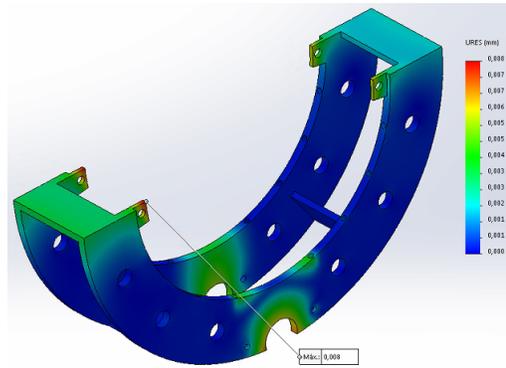


Figura D.10: Trazado calidad malla eje polines matriz.

*Fuente: Elaboración propia.*

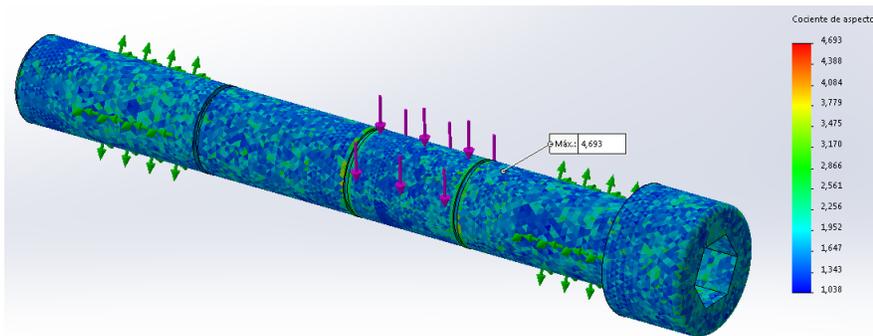


Figura D.11: Diagrama von Mises ejes polines matriz.

*Fuente: Elaboración propia.*

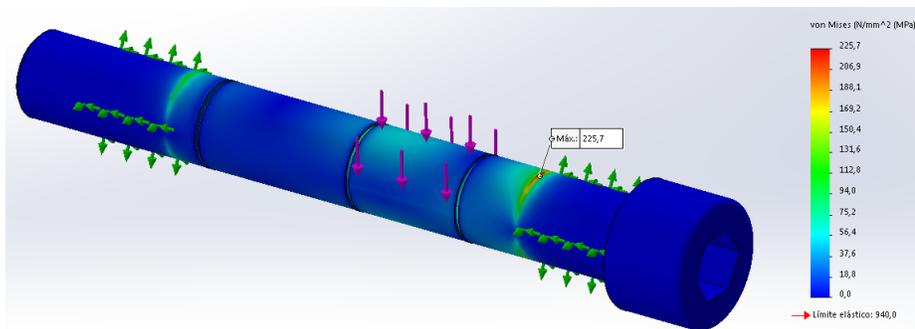


Figura D.12: Desplazamientos eje polines motriz.

Fuente: *Elaboración propia.*

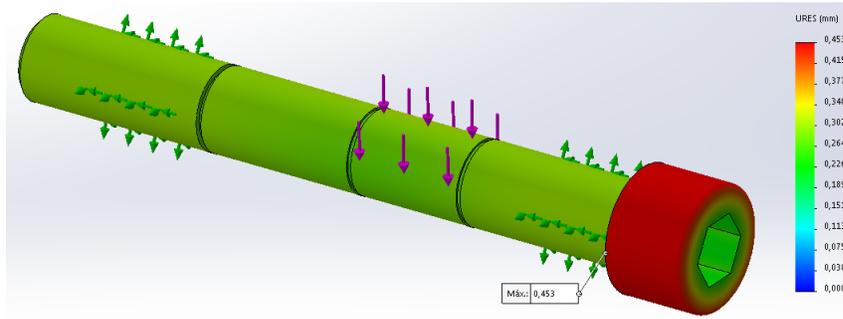


Figura D.13: Trazado calidad malla pasador abrazaderas.

Fuente: *Elaboración propia.*

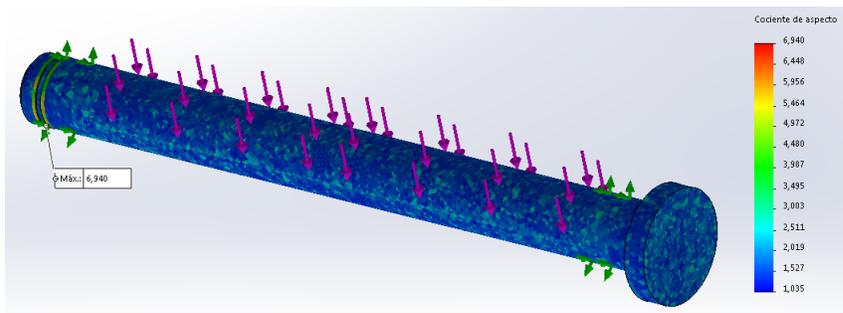


Figura D.14: Diagrama von Mises pasador abrazaderas.

Fuente: *Elaboración propia.*

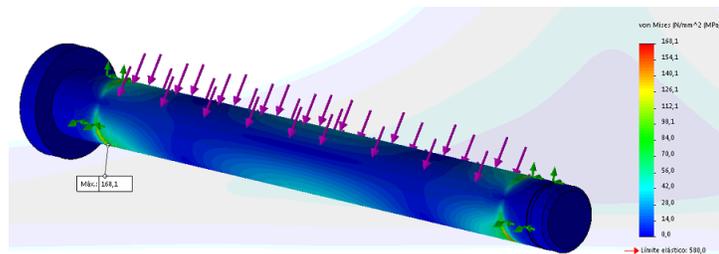


Figura D.15: Desplazamientos pasador abrazaderas.

Fuente: *Elaboración propia.*

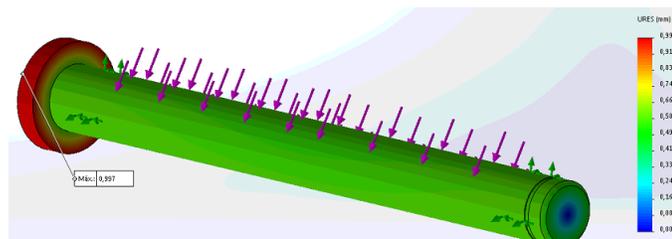


Figura D.16: Trazado calidad malla eje potencia.

*Fuente: Elaboración propia.*

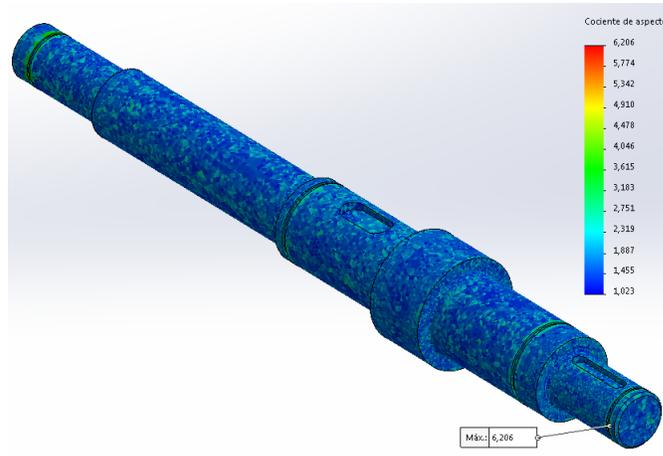


Figura D.17: Diagrama von Mises eje potencia.

*Fuente: Elaboración propia.*

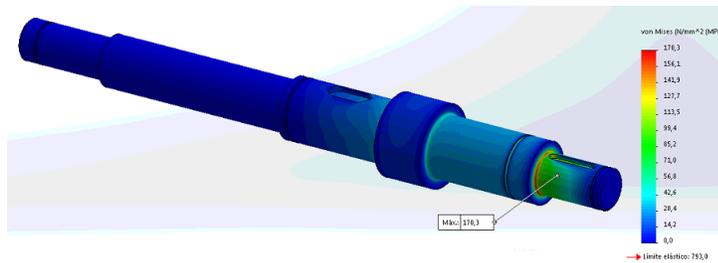


Figura D.18: Desplazamientos eje potencia.

*Fuente: Elaboración propia.*

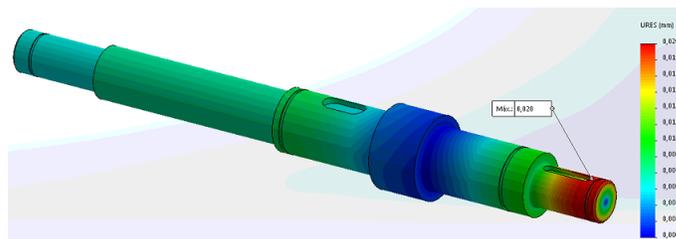


Figura D.19: Trazado calidad malla placas de soporte.

*Fuente: Elaboración propia.*

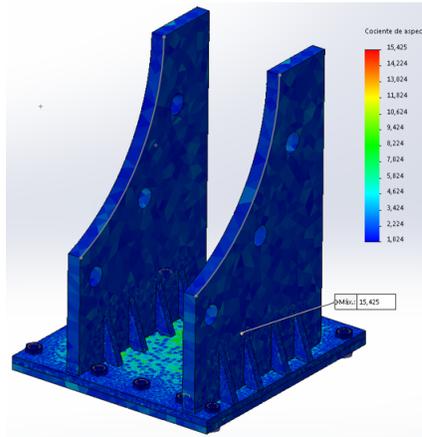


Figura D.20: Diagrama von Mises placas de soporte.

*Fuente: Elaboración propia.*

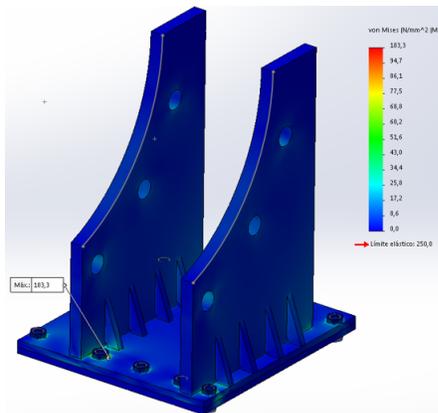


Figura D.21: Desplazamientos placas de soporte.

*Fuente: Elaboración propia.*

