



UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA
SEDE CUENCA
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

**DISEÑO MODULAR DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA
DE UN GOKART ELÉCTRICO DE COMPETENCIA CON CHASIS
MODELO D.A.**

Trabajo de titulación previo a la obtención del
título de Ingeniero Mecánico

AUTOR: DAVID SANTIAGO ALVAREZ MARTINEZ

TUTOR: ING. NELSON GUSTAVO JARA COBOS, PhD.

Cuenca – Ecuador

2025

CERTIFICADO DE RESPONSABILIDAD Y AUTORÍA DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

Yo, David Santiago Alvarez Martínez con documento de identificación N° 0605810548 manifiesto que:

Soy el autor y responsable del presente trabajo; y no, autorizo a que sin fines de lucro la Universidad Politécnica Salesiana pueda usar, difundir, reproducir o publicar de manera total o parcial el presente trabajo de titulación.

Cuenca, 22 de julio del 2025

Atentamente,



David Santiago Alvarez Martínez
0605810548

CERTIFICADO DE CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR DEL TRABAJO DE TITULACIÓN A LA UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA

Yo, David Santiago Alvarez Martínez con documento de identificación N° 0605810548, expreso mi voluntad y por medio del presente documento no cedo a la Universidad Politécnica Salesiana la titularidad sobre los derechos patrimoniales en virtud de que soy autor del Proyecto Técnico: "Diseño modular del sistema de transmisión de potencia de un gokart eléctrico de competencia con chasis modelo D.A.", el cual ha sido desarrollado para optar por el título de: Ingeniero Mecánico, en la Universidad Politécnica Salesiana, quedando la Universidad facultada para ejercer plenamente los derechos cedidos anteriormente.

En concordancia con lo manifestado, suscribo este documento en el momento que hago la entrega del trabajo final en formato digital a la Biblioteca de la Universidad Politécnica Salesiana.

Cuenca, 22 de julio del 2025

Atentamente,



David Santiago Alvarez Martínez

0605810548

CERTIFICADO DE DIRECCIÓN DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

Yo, Nelson Gustavo Jara Cobos con documento de identificación N° 0102679644, docente de la Universidad Politécnica Salesiana, declaro que bajo mi tutoría fue desarrollado el trabajo de titulación: DISEÑO MODULAR DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA DE UN GOKART ELÉCTRICO DE COMPETENCIA CON CHASIS MODELO D.A., realizado por David Santiago Alvarez Martínez con documento de identificación N° 0605810548, obteniendo como resultado final el trabajo de titulación bajo la opción Proyecto Técnico que cumple con todos los requisitos determinados por la Universidad Politécnica Salesiana.

Cuenca, 22 de julio del 2025

Atentamente,



Nelson Gustavo Jara Cobos
0102679644

Dedicatoria

A Dios, fuente inagotable de sabiduría y fortaleza, por iluminar mi camino con cada desafío y convertir mis momentos de duda en oportunidades de crecimiento.

A mi amada madre, cuyo amor incondicional y sacrificio fueron el cimiento invisible sobre el cual construí este logro; sus palabras de aliento en las largas noches de estudio y su fe inquebrantable cuando la mía flaqueaba, son la esencia de esta obra.

Y a mí mismo, por no rendirme cuando el camino se hizo cuesta arriba, por perseverar cuando el análisis de datos parecía imposible y por recordar, en cada curva de torque y cada gráfica de potencia, que el esfuerzo constante transforma lo imposible en logro académico.

Que esta tesis no sea solo un documento técnico, sino un testimonio vivo de que con fe, apoyo familiar y determinación, podemos superar cualquier límite y dejar huella en el conocimiento que impulsa nuestro progreso.

Porque detrás de cada dato refinado, hay un sueño que merecía ser cumplido.

Agradecimientos

Al concluir este trabajo de investigación, siento la necesidad de expresar mi más sincero agradecimiento a todas aquellas personas e instituciones que contribuyeron a la realización de esta tesis.

En primer lugar, a la Universidad Politécnica Salesiana - Sede Cuenca, cuyo compromiso con la excelencia académica y la formación integral de profesionales ha sido el marco perfecto para mi desarrollo intelectual y humano. Agradezco profundamente el respaldo institucional.

A la parte administrativa de la carrera de Ingeniería Mecánica, cuyo trabajo silencioso, pero fundamental permitió que los procesos académicos fluyeran sin contratiempos. Su eficiencia y disposición ante cualquier requerimiento fueron claves para mantener el ritmo de investigación necesario.

A los docentes de la carrera, cuya labor trasciende la mera transmisión de conocimientos técnicos. En ustedes he encontrado no solo maestros, sino guías que han iluminado mi camino con su experiencia, rigor académico y, sobre todo, con ese genuino acto de amor que es compartir el conocimiento. Su pasión por la ingeniería mecánica y su compromiso con la formación de nuevos profesionales han sido una constante fuente de inspiración.

A mi familia, cuyo apoyo incondicional ha sido mi roca en los momentos de mayor exigencia. A mis padres, por inculcarme desde pequeño el valor del esfuerzo y la perseverancia, por sus palabras de aliento en los días difíciles. Este logro es tan suyo como mío.

A mis amigos y colegas de investigación, quienes comprendieron mis ausencias, celebraron mis avances y, en más de una ocasión, me devolvieron la motivación cuando el camino se hacía cuesta arriba. Los debates técnicos y las reflexiones compartidas han enriquecido no solo este trabajo, sino mi perspectiva profesional.

Finalmente, y no por ello menos importante, agradezco al sistema de inteligencia artificial que me ha acompañado en esta última etapa de refinamiento y análisis de datos. Su capacidad para procesar información compleja y presentarla de manera clara y estructurada ha sido fundamental para alcanzar la precisión requerida en un trabajo de esta envergadura. En un mundo donde la tecnología y el conocimiento humano convergen, este recurso ha demostrado ser un aliado invaluable en la búsqueda de la excelencia académica.

Que este trabajo no solo represente un logro académico, sino también un testimonio del trabajo en equipo, la perseverancia y la pasión por el conocimiento que caracteriza a nuestra comunidad universitaria.

Este documento fue realizado enteramente en L^AT_EX

Índice

Certificado de responsabilidad y autoría del trabajo de titulación	I
Certificado de cesión de derechos de autor del trabajo de titulación a la Universidad Politécnica Salesiana	II
Certificado de dirección del trabajo de titulación	III
Dedicatoria	IV
Agradecimientos	V
Resumen	XVI
Abstract	XVII
1. Introducción	1
2. Problema	3
2.1. Antecedentes	3
2.2. Importancia y Alcances	4
2.3. Delimitación	5
2.3.1. Espacial o geográfica	5
2.3.2. Temporal	6
2.3.3. Sectorial o institucional	6
2.4. Problema General	6
2.5. Problemas Específicos	6
3. Objetivos	8
3.1. Objetivo General	8
3.2. Objetivos Específicos	8
4. Marco Teórico	9
4.1. Sistema de Transmisión en Go-Karts de Competencia	9
4.2. Engranajes Helicoidales	10
4.2.1. Paso Diametral	11

4.2.2.	Velocidad Angular	12
4.3.	Cálculo de Contacto y Resistencia (Normativa AGMA)	14
4.3.1.	Factor de Sobrecarga (K_o)	15
4.3.2.	Factor de Velocidad (K_v)	15
4.3.3.	Factor de Tamaño (K_s)	15
4.3.4.	Factor de Distribución de Carga (K_m)	15
4.3.5.	Factor por condiciones de montaje (C_{mc})	16
4.3.6.	Factor por precisión del perfil de diente (C_{pf})	16
4.3.7.	Factor por errores en el montaje (C_{pm})	16
4.3.8.	Factor por errores de alineación (C_{ma})	16
4.3.9.	Factor por deformación elástica (C_e)	17
4.3.10.	Fórmula completa del factor K_m	17
4.3.11.	Coefficiente de Elasticidad (C_p)	18
4.3.12.	Carga Tangencial (W_t)	18
4.3.13.	Diámetro Primitivo (d_p)	18
4.3.14.	Ancho de Cara del Diente (b)	18
4.3.15.	Fórmula del Esfuerzo de Contacto	19
4.4.	Ejes	19
4.4.1.	Tipos de ejes	20
4.4.2.	Esfuerzo de torsión en ejes	20
4.4.3.	Esfuerzo de flexión en ejes	21
4.4.4.	Deflexión del eje	21
4.4.5.	Materiales típicos y tratamientos	22
4.5.	Chavetas	22
4.5.1.	Tipos de chavetas	23
4.5.2.	Transmisión de esfuerzo y cálculo	23
4.5.3.	Aplastamiento de la chaveta	23
4.5.4.	Normativas y selección	24
4.6.	Manzanas (Porta-ejes de rueda)	24
4.6.1.	Función estructural y dinámica	25
4.6.2.	Diseño y materiales	25
4.6.3.	Ajuste al aro y fijación	25
4.6.4.	Consideraciones de seguridad	26
4.7.	Rodamientos	26
4.7.1.	Tipos de rodamientos utilizados	27

4.7.2.	Cálculo de vida útil (L10)	27
4.7.3.	Instalación y precarga	27
4.7.4.	Lubricación y mantenimiento	28
4.7.5.	Diagnóstico y fallas comunes	28
4.8.	Cadenas y Piñones	28
4.8.1.	Relación de transmisión	29
4.8.2.	Cálculo de la longitud de cadena	29
4.8.3.	Velocidad de la cadena	30
4.8.4.	Carga admisible y tensión en la cadena	30
4.8.5.	Mantenimiento y lubricación	30
4.8.6.	Ventajas y desventajas	31
4.9.	Pernos	32
4.9.1.	Clasificación y resistencia de pernos	32
4.9.2.	Torque de apriete	33
4.9.3.	Factores de seguridad y fallo	33
4.9.4.	Compatibilidad de materiales y precarga	33
4.9.5.	Tipos de uniones atornilladas en Go-Karts	34
4.10.	Sistema Modular de Transmisión	34
4.11.	Pérdidas de Potencia y Eficiencia del Sistema	34
4.12.	Lubricación y Materiales de Engranajes	35
4.13.	Software de Análisis (CAE)	35
4.14.	Telemetría y Control Electrónico	35
4.15.	Refuerzos y Almas Estructurales	36
4.16.	Soldadura MIG (GMAW)	36
4.17.	Deformación	37
4.18.	Deformación Elástica	37
4.19.	Esfuerzo Equivalente de Von Mises	37
4.20.	Energía de Deformación	37
4.21.	Reacciones Generadas en Simulación	38
4.22.	Momentos Generados en Simulación	38
4.23.	Fatiga y Vida Útil	38
4.24.	Factor de Seguridad por Fatiga	38
4.25.	Esfuerzo Alternamente Equivalente	38
4.26.	Dinamómetro Automotriz	38
4.27.	Norma AGMA 2001-D04	40

5. Definición del Problema	43
5.1. Análisis Técnico de Tiempos de Vueltas en Rectas	44
5.2. Análisis del Comportamiento en Rectas	45
5.3. Análisis del Trazado del Autódromo Internacional de Yahuarcocha	46
5.4. Caracterización Técnica de las Curvas del Autódromo	46
5.5. Análisis Numérico de Velocidades Máximas en Curvas según Radio: Justificación Física para el Diseño del Sistema de Transmisión	48
5.5.1. 1. Fuerza Centrífuga	48
5.5.2. 2. Velocidad Máxima sin Perder Tracción	49
5.6. Aplicación Numérica a Tipos de Curva en Yahuarcocha	49
5.7. Interpretación del Resultado	50
5.8. Análisis Comparativo de la Pérdida de Tiempo en Curvas: Piloto Ideal, Profesional y Amateur	50
5.9. Conclusión Técnica	51
5.10. Determinación del Problema	52
6. Determinación de la Necesidad y Variables de Diseño	54
6.1. Diagnóstico Técnico y Resultados de Campo	56
6.2. Variables de Diseño	57
6.3. Evaluación Comparativa de Sistemas de Transmisión	58
6.4. Selección del Sistema a Usar en el Proyecto	58
6.5. Análisis y Conclusiones de la Evaluación Comparativa	60
6.6. Selección Final del Sistema de Transmisión	61
7. Cálculos del diseño de caja reductora	62
7.1. Aplicación de Cálculos	62
7.2. Criterio de Lewis	62
7.2.1. Paso Diametral	62
7.2.2. Velocidad Angular	63
7.2.3. Número de Dientes	63
7.3. Norma AGMA 2001 – D04: Fatiga por Flexión	63
7.3.1. Paso Diametral Transversal	63
7.3.2. Paso Circular Normal y Transversal	64
7.4. Criterios de Diseño según AGMA 2001-D04	64
7.4.1. Factor de Forma de Lewis	64

7.4.2. Rango de Ancho de Cara	64
7.4.3. Diámetro de Paso	64
7.5. Velocidad y Carga de Trabajo	65
7.6. Esfuerzo a Flexión	65
7.7. Factor de Sobrecarga (K_o)	65
7.8. Factor de Velocidad (K_v)	66
7.9. Factor de Tamaño (K_s) – Piñón	66
7.10. Factor de Tamaño (K_s) – Corona	66
7.11. Factor de Distribución de Carga (K_m)	66
7.12. Factor de Distribución de Carga Secundario (K_B)	67
7.13. Factor Geométrico AGMA (J')	68
7.14. Factor de Modificación y Esfuerzo a Flexión	70
7.15. Factor de Seguridad a Flexión (S_f)	70
7.16. Factor de Confiabilidad (K_R)	72
7.17. Factor de Temperatura (K_T)	73
7.18. Factor de Ciclos de Esfuerzo a Flexión (Y_N)	73
7.19. Cálculo del Factor de Seguridad a Flexión (S_f)	75
7.20. AGMA 2001-D04 – Desgaste Superficial	76
7.21. Factor de Velocidad (K_v)	77
7.22. Factor de Tamaño (K_s)	77
7.23. Factor de Distribución de Carga (K_m)	77
7.24. Coeficiente Elástico (C_p)	79
7.25. Factor de Condición Superficial (C_f)	79
7.26. Factor Geométrico (I)	79
8. Análisis de Resultados y Discusión	91
8.1. Selección del Material del Chasis: Acero A36	91
8.1.1. Propiedades Mecánicas del Acero A36	91
8.1.2. Justificación de la Selección	92
8.1.3. Aplicación en el Proyecto	92
8.2. Diseño del prototipo virtual	92
8.3. Interpretación de Espesores por Colores en el Chasis (ANSYS)	94
8.4. Caracterización del Mallado	95
8.5. Calidad del Mallado e Integración Numérica en ANSYS	97
8.5.1. Calidad del Mallado (Mesh Quality)	97

8.5.2. Método de Integración: Linear	98
8.6. Condiciones de Frontera Aplicadas al Chasis del Go-Kart	98
8.7. Deformación Direccional en el Eje <i>Y</i>	100
8.8. Deformación Elástica Equivalente del Chasis	101
8.9. Esfuerzo Equivalente de von Mises	102
8.10. Energía de Deformación	104
8.11. Fuerzas de reacción en el Tren de Potencia Posterior	104
8.12. Momento Reaccionado en el Tren Posterior del Go-Kart	106
8.13. Momento Reaccionado en Dirección Frontal (Soporte Delantero)	107
8.14. Fuerzas de Reacción en el Tren de Dirección	108
8.15. Vida útil por fatiga del chasis	109
8.16. Análisis de daño por fatiga	110
8.17. Factor de Seguridad por Fatiga	111
8.18. Esfuerzo Alternante Equivalente	113
8.19. DINAMÓMETRO - OBD-II - RESULTADOS OBTENIDOS	114
8.19.1. Curvas de Torque y Potencia con caja reductora	115
8.19.2. Velocidad del motor vs Velocidad del automóvil	116
8.19.3. Aceleración respecto a las marchas del Kart	118
8.19.4. Relación entre Potencias	119
8.19.5. Tiempo vs Potencia entre motor simple y modificado con caja reductora	120
8.19.6. Tiempo vs Velocidad entre motor simple y modificado con caja reductora	122
8.19.7. Velocidad vs Potencia consumida entre motor simple y modificado con caja reductora	123
8.19.8. Velocidad vs Autonomía entre motor simple y modificado con caja reductora	125
8.19.9. Corriente vs Tiempo	126
9. Conclusiones	129
10. Recomendaciones	130
Referencias	135
ANEXOS	136

Lista de Tablas

1.	Velocidad lineal en función del tiempo por vuelta y distancia recorrida	45
2.	Caracterización Técnica de las Curvas del Autódromo Internacional de Yahuarcocha	48
3.	Cálculo teórico de V_{\max} para distintos tipos de curva	49
4.	Variables técnicas evaluadas para la selección del sistema de transmisión . .	58
5.	Comparación ponderada de sistemas de transmisión para Go-Karts eléctricos	58
6.	Factor de sobrecarga	65
7.	Factor de distribución de carga	67
8.	Factor de sobrecarga	77
9.	Tabla 7. Factor de distribución de carga	78
10.	Tabla 8. Coeficiente elástico	79
11.	Propiedades mecánicas del acero estructural A36	91
12.	Espesores por color en análisis ANSYS	95
13.	Detalles del Mallado en ANSYS	97
14.	Diferencias clave entre sistemas con y sin reductor.	121
15.	Diferencias clave entre sistemas con y sin reductor.	122
16.	Diferencias clave entre sistemas con y sin reductor.	124
17.	Diferencias clave entre sistemas con y sin reductor.	126

Lista de Figuras

1.	Sistema de transmisión en Go-Kart	9
2.	Engranajes helicoidales	10
3.	Paso Diametral	11
4.	Velocidad angular en engranajes	13
5.	Ejes mecánicos industriales	19
6.	Chaveta de acople eje-elemento rotativo	22
7.	Manzana de transmisión	24
8.	Rodamiento de bolas	26
9.	Sistema de transmisión por cadena	29
10.	Lubricación de engranajes helicoidales	31
11.	Pernos de alta resistencia	32
12.	Dinamómetro automotriz	39
13.	Vista satelital del Autódromo Internacional de Yahuarcocha (Autódromo José Tobar Tobar)[1].	47
14.	Encuesta aplicada a pilotos y técnicos del karting eléctrico	54
15.	Resultados de la pregunta 1: Prioridad de mejorar el sistema de transmisión	54
16.	Resultados de la pregunta 2: Interés en adoptar un sistema modular	55
17.	Resultados de la pregunta 3: Percepción sobre pérdidas de tiempo en curvas	55
18.	Sistema de transmisión por cadena	62
19.	Factor geométrico J'	68
20.	Factor de modificación f_m	69
21.	Número de esfuerzo de flexión permisible	72
22.	Factor de ciclos de esfuerzo Y_N	75
23.	Número de esfuerzo de contacto permisible	83
24.	Factor de ciclos de esfuerzo Z_N	87
25.	Acero A36 en barras cilíndricas	91
26.	Análisis de geometría del chasis en ANSYS	93
27.	Análisis de geometría del chasis en ANSYS	94
28.	Mallado del chasis en ANSYS	96
29.	Condiciones de frontera del chasis en ANSYS	100
30.	Deformación direccional en el eje Y del chasis	101
31.	Deformación elástica equivalente del chasis	102
32.	Esfuerzo equivalente de von Mises	103

33.	Distribución de energía de deformación	104
34.	Reacciones de fuerza en el tren de potencia posterior	105
35.	Momentos de reacción en el soporte del tren posterior	106
36.	Momento de reacción en el sistema de dirección del chasis	108
37.	Fuerzas de reacción en el sistema de dirección	109
38.	Análisis de vida útil del chasis	110
39.	Análisis de daño por fatiga en el chasis	111
40.	Factor de seguridad por fatiga	113
41.	Distribución del esfuerzo alternante equivalente en el chasis del Go-Kart. Fuente: Autor.	114
42.	Velocidad Motor (rpm) vs Torque (N.m) y Potencia (KW)	115
43.	Velocidad del motor con caja reductora vs velocidad del automóvil	116
44.	Aceleración Respecto a las marchas del vehículo, motor con caja reductora	118
45.	Relación entre Potencias con cajareductora	119
46.	Tabla del Tiempo vs Potencia	120
47.	Tabla del Tiempo vs velocidad	122
48.	Tabla del velocidad vs potencia consumida,	123
49.	Velocidad vs Autonomía.	125
50.	Gráfica de corriente vs tiempo para el Go-Kart con y sin caja reductora	127
51.	Anexo 1. Descripción correspondiente al contenido del primer anexo	137
52.	Anexo 3. Descripción correspondiente al contenido del tercer anexo	138
53.	Anexo 5. Descripción correspondiente al contenido del sexto anexo	139
54.	Anexo 6. Tabla de datos refinados obtenidos del dinamómetro	140

Resumen

Diseñar un sistema de transmisión modular para un gokart eléctrico de competencia, optimizando su rendimiento y eficiencia mediante la comparación de dos configuraciones: con caja reductora (relación 3.78) y sin caja reductora. El objetivo principal fue evaluar cómo la inclusión de la caja reductora impacta en el consumo energético, la autonomía y la estabilidad mecánica del vehículo bajo condiciones de carrera. El estudio combinó pruebas experimentales en dinamómetro, análisis teórico y simulaciones numéricas. Se utilizaron herramientas como: Dinamómetro automotriz: Para medir torque, potencia y consumo energético en tiempo real mediante protocolo OBD-II; ANSYS 2024 R1: Para análisis estructural del chasis modelo D.A., evaluando esfuerzos, deformaciones y vida útil por fatiga; Procesamiento estadístico: Refinamiento de datos para eliminar ruido y generar curvas características de torque vs. RPM y potencia vs. RPM. La población de pilotos de kart del Ecuador fue tomada como muestra para el estudio del problema, con respecto al estudio de rendimiento y la mejora de potencia se ocuparon los instrumentos: Equipo de medición de corriente, voltaje y potencia, software de simulación ANSYS para análisis de elementos finitos. Tablas de datos refinados, para validar modelos teóricos; los resultados son: comparativa de consumos: El motor con caja reductora redujo el consumo energético en un 40% comparado con el motor sin reductora, extendiendo la autonomía desde 360 km hasta 540 km con la misma batería. La corriente máxima disminuyó de 300 A (sin reductora) a 250 A (con reductora), evitando sobrecargas críticas. Rendimiento dinámico: La caja reductora multiplicó el torque inicial, permitiendo aceleraciones más rápidas (0–110 km/h en menor tiempo) y mejorando el desempeño en pendientes. Estabilidad estructural: El chasis modelo D.A. resistió cargas cíclicas superiores a 3,693 N sin deformaciones permanentes, validado por análisis de von Mises en ANSYS. Eficiencia térmica: La relación torque-velocidad optimizada redujo pérdidas por fricción, manteniendo una eficiencia global del 95–97% en el sistema de transmisión.

Palabras clave: Gokart eléctrico, Transmisión modular, Caja reductora helicoidal, Dinamómetro, Análisis estructural por elementos finitos, Autonomía energética.

Abstract

Design a modular transmission system for an electric go-kart competition, optimizing its performance and efficiency by comparing two configurations: with a reduction gearbox (gear ratio 3.78) and without a reduction gearbox. The primary objective was to evaluate how the inclusion of the reduction gearbox impacts energy consumption, range, and mechanical stability under racing conditions. The study combined experimental dynamometer tests, theoretical analysis, and numerical simulations. Tools used included: Dynamometer: To measure torque, power, and energy consumption in real-time via OBD-II protocol; ANSYS 2024 R1: For structural chassis modeling (D.A.), evaluating stresses, deformations, and fatigue life; Statistical Processing: Refinement of data to eliminate noise and generate characteristic curves of torque vs. RPM and power vs. RPM. The population of kart pilots from Ecuador was taken as a sample for studying performance and power improvement. Regarding the study of performance and power enhancement, the following instruments were used: current, voltage, and power measurement equipment; ANSYS simulation software for finite element analysis; and refined data tables to validate theoretical models. The results are as follows: Comparative Consumption: The motor with a reduction gearbox reduced energy consumption by 40% compared to the motor without a reduction gearbox, extending the range from 360 km to 540 km with the same battery. Maximum current decreased from 300 A (without reducer) to 250 A (with reducer), avoiding critical overloads. Dynamic Performance: The reduction gearbox multiplied the initial torque, enabling faster accelerations (0–110 km/h in less time) and improving performance on inclines. Structural Stability: The D.A. model chassis resisted cyclic loads exceeding 3,693 N without permanent deformations, validated by von Mises analysis in ANSYS. Thermal Efficiency: The optimized torque-speed relationship reduced friction losses, maintaining overall transmission system efficiency between 95–97%.

Keywords: Go-kart, Modular transmission, Helical reduction gearbox, Dynamometer, Finite element structural analysis, Energy autonomy.

1. Introducción

En la actualidad, el avance de la movilidad eléctrica ha trascendido el ámbito del transporte urbano y se ha insertado progresivamente en entornos de alto rendimiento, como el karting de competencia. Esta transición hacia vehículos eléctricos no responde únicamente a factores medioambientales o de eficiencia energética, sino también a la posibilidad de obtener un control más preciso sobre la entrega de torque y potencia, fundamentales para mejorar el desempeño en pista. En este contexto, los Go-Karts eléctricos se consolidan como una alternativa seria frente a sus equivalentes de combustión, particularmente por su capacidad de entregar torque instantáneo desde cero revoluciones y por la reducción de mantenimiento mecánico general. Sin embargo, estos beneficios pueden verse comprometidos si el resto del sistema motriz no se encuentra optimizado para acompañar la exigencia dinámica del vehículo.

Uno de los componentes más determinantes en el rendimiento de un vehículo eléctrico de competencia es el sistema de transmisión de potencia, específicamente la caja reductora. Esta se encarga de transformar la alta velocidad y bajo torque que entrega el motor eléctrico en una velocidad más controlada con un torque útil elevado en las ruedas motrices. Tradicionalmente, las cajas reductoras utilizadas en Go-Karts han contado con relaciones de transmisión fijas, lo cual limita su adaptabilidad a diferentes circuitos de carrera, los cuales presentan curvas cerradas, rectas extensas, peraltes y pendientes variables. En consecuencia, una relación de transmisión fija puede no ser adecuada para optimizar el comportamiento del vehículo en todos los sectores del trazado, generando pérdidas de tiempo, mala respuesta en curvas o incluso sobrecarga en el sistema eléctrico.

En el karting de competencia profesional, cada circuito presenta un conjunto único de condiciones técnicas que influyen directamente en la estrategia de carrera y en el desempeño del vehículo. Por ejemplo, pistas como el Autódromo Internacional de Yahuarcocha poseen una configuración con curvas cerradas de radio reducido combinadas con rectas largas, lo que exige una constante transición entre necesidades de torque alto y velocidad final. Bajo estas condiciones, una relación de reducción fija representa una limitación técnica evidente. De allí surge la necesidad de desarrollar una solución que permita modular el sistema de transmisión para adaptar el comportamiento dinámico del vehículo a diferentes escenarios de competencia.

En este sentido, el presente trabajo de titulación plantea el diseño de una **caja reductora modular de engranajes helicoidales** para un Go-Kart eléctrico de competencia. El concepto modular busca incorporar la posibilidad de modificar de forma rápida y precisa la relación de engranajes, permitiendo optimizar la entrega de potencia y torque en función del trazado del circuito. Se ha optado por el uso de engranajes helicoidales debido a su alta eficiencia, trans-

misión suave, mayor capacidad de carga y reducción de ruido, características especialmente ventajosas en aplicaciones donde la precisión y el rendimiento son prioritarios.

El desarrollo de esta caja reductora incluirá el dimensionamiento completo de los componentes mecánicos, considerando esfuerzos de flexión y contacto según la norma AGMA 2001-D04. Además, se implementarán herramientas de modelado CAD y simulación estructural mediante software CAE para validar el comportamiento mecánico bajo condiciones reales de operación. Todo este proceso estará orientado a garantizar un diseño confiable, duradero y capaz de operar en entornos de alta exigencia competitiva.

En definitiva, esta investigación responde a una necesidad técnica concreta dentro del automovilismo eléctrico de competencia: dotar al vehículo de un sistema de transmisión flexible, eficiente y robusto que mejore los tiempos por vuelta y el control dinámico en distintos tipos de pista. El resultado será una caja reductora adaptable, alineada con los principios de diseño mecánico avanzado y con el enfoque estratégico que demanda el karting competitivo moderno.

2. Problema

2.1. Antecedentes

El karting es una modalidad del automovilismo deportivo que surgió a finales de la década de 1950, cuando el ingeniero estadounidense Art Ingels fabricó el primer Go-Kart a partir de un chasis tubular simple, ruedas de cortadora de césped y un pequeño motor de combustión interna [2]. Este invento marcó el inicio de una disciplina que, con el paso del tiempo, se consolidó como una plataforma de formación para pilotos profesionales y un laboratorio de pruebas para nuevas tecnologías automotrices.

Durante sus primeras décadas, los Go-Karts fueron impulsados exclusivamente por motores de combustión interna, de dos o cuatro tiempos. Estos ofrecían una respuesta rápida en aceleración, pero también presentaban desventajas significativas como altos niveles de ruido, emisiones contaminantes y un consumo de combustible elevado. El sistema de transmisión tradicional en estos vehículos consistía en cadenas y piñones con relaciones de engranajes fijas, adecuados para configuraciones simples, pero limitados en cuanto a eficiencia, adaptabilidad y aprovechamiento de potencia [3].

Con el desarrollo de nuevas tecnologías y la creciente necesidad de soluciones sostenibles en el sector automotriz, se introdujeron los Go-Karts eléctricos, que utilizan motores alimentados por baterías de litio o plomo-ácido. Estos sistemas mejoraron la eficiencia energética y eliminaron emisiones directas, permitiendo además la entrega de torque inmediato desde cero revoluciones, una de las principales ventajas del motor eléctrico frente al motor de combustión [3].

A pesar de estas mejoras, el desempeño competitivo de los Go-Karts eléctricos no depende únicamente del motor. Un componente clave en la dinámica del vehículo es el sistema de transmisión, el cual debe transformar el torque generado por el motor en movimiento útil en las ruedas motrices. En la práctica, la mayoría de los diseños actuales aún emplean transmisiones con relaciones fijas, que si bien son ligeras y fáciles de mantener, no permiten adaptar la entrega de potencia a las condiciones específicas del circuito, como curvas cerradas, cambios de pendiente o tramos rectos de alta velocidad.

Esta falta de adaptabilidad representa una limitación técnica considerable, ya que impide ajustar el balance entre torque y velocidad según la estrategia de carrera o las características

del trazado. Según la normativa IEEE, la eficiencia global del tren motriz de un vehículo eléctrico depende no solo del motor, sino de la capacidad del sistema de transmisión para responder a distintas condiciones de carga, pendiente y velocidad [4, 5, 6].

En competencias donde fracciones de segundo determinan el resultado final, la capacidad de modificar el comportamiento del sistema de transmisión es crucial para reducir los tiempos por vuelta y aprovechar al máximo la potencia disponible.

2.2. Importancia y Alcances

El presente trabajo de titulación aborda una problemática técnica real en el ámbito del karting eléctrico de competencia: la pérdida significativa de tiempo durante el paso por curvas debido a la falta de adaptabilidad del sistema de transmisión. Este fenómeno, ampliamente verificado en simulaciones y estudios de campo realizados en el Autódromo Internacional de Yahuarcocha, repercute directamente en el rendimiento global del vehículo, afectando su capacidad para mantener un ritmo competitivo constante.

Según los datos recolectados en simulaciones ideales y el procesamiento de encuestas dirigidas a pilotos y especialistas del karting, se ha determinado que las pérdidas acumuladas por curva pueden superar los 12 segundos por vuelta. Estas pérdidas no solo se deben a la necesidad de reducir la velocidad para evitar derrapes, sino especialmente a la dificultad que presenta el sistema actual para recuperar la velocidad una vez superada la curva. Esta situación evidencia un déficit crítico en la entrega de torque durante las transiciones entre curvas y rectas, lo que limita el desempeño del vehículo y compromete la estrategia de carrera.

La importancia del proyecto radica en que propone una solución concreta y factible: el diseño de un sistema de transmisión modular, basado en una caja reductora con engranajes helicoidales, que permita modificar la relación de transmisión según las exigencias dinámicas del trazado. Esta capacidad de adaptación busca optimizar la entrega de torque en sectores técnicos, especialmente en curvas cerradas, donde la necesidad de fuerza es mayor que la velocidad. La mejora esperada en la recuperación de velocidad tras una desaceleración podría representar una reducción efectiva de los tiempos por vuelta, impactando positivamente en el rendimiento competitivo del Go-Kart.

Este trabajo beneficia directamente al sector deportivo del karting eléctrico, permitiendo a pilotos, academias y desarrolladores de vehículos eléctricos ligeros contar con un sistema de transmisión optimizado para circuitos complejos. Además, fortalece la capacidad investigativa de la Universidad Politécnica Salesiana, sede Cuenca, al abordar un problema técnico con enfoque aplicado y de alta relevancia dentro de la ingeniería mecánica moderna.

Desde el punto de vista institucional, esta propuesta se alinea con los objetivos de innovación tecnológica de la UPS, integrando diseño asistido por computadora (CAD), simulación estructural (CAE) y análisis comparativo de desempeño. No se trata solo de diseñar una solución, sino de fundamentarla con criterios técnicos rigurosos y evidencia cuantificable.

El alcance de la investigación se limita al diseño mecánico del sistema de transmisión modular y su validación virtual mediante simulaciones bajo escenarios representativos del circuito de Yahuarcocha. No se contempla en esta fase la fabricación o prueba en pista del sistema, aunque se establecerán los parámetros de diseño necesarios para una futura implementación.

En conclusión, esta investigación contribuye a resolver una limitación dinámica clave en los Go-Karts eléctricos: la pérdida de torque y tiempo en curvas. Al proponer un diseño modular que responda a estas exigencias, se plantea una solución que no solo mejora el rendimiento, sino que también abre nuevas posibilidades de personalización y desarrollo competitivo en el ámbito del automovilismo eléctrico.

2.3. Delimitación

El problema de estudio se delimitará en las siguientes dimensiones:

2.3.1. Espacial o geográfica

La delimitación espacial comprende dos ubicaciones clave. El estudio experimental y la recolección de datos dinámicos se llevarán a cabo en el Autódromo Internacional de Yahuarcocha, ubicado en la provincia de Imbabura, Ecuador. Este circuito será el escenario principal para la evaluación del comportamiento del Go-Kart eléctrico en condiciones reales de competencia. Por otro lado, el desarrollo técnico, análisis, diseño asistido por computadora (CAD) y simulaciones se realizarán en Cuenca con equipo de RioRobotics, donde estará establecida la base operativa y académica del proyecto.

2.3.2. Temporal

La delimitación temporal corresponde al período académico comprendido entre abril de 2025 y julio de 2025. Durante este intervalo se llevará a cabo la aprobación del diseño de titulación, el desarrollo del trabajo práctico, la redacción del documento final, y finalmente, la presentación y defensa oral ante el tribunal evaluador de la carrera de Ingeniería Mecánica.

2.3.3. Sectorial o institucional

Este trabajo de titulación se desarrollará en el marco institucional de la Universidad Politécnica Salesiana, sede Cuenca, como parte de los requisitos para la obtención del título de Ingeniero Mecánico.

- El proyecto no se deriva directamente de prácticas pre-profesionales, sino que se realiza como parte de un trabajo académico institucional orientado a resolver un problema técnico real en el ámbito del karting eléctrico competitivo.
- El trabajo se enmarca dentro de la línea de investigación en “Energía y Transporte Sostenible”, adscrita al grupo de investigación en Innovación Mecánica y Desarrollo Tecnológico Aplicado (IMDTA) de la UPS. El presente estudio se relaciona con el diseño de soluciones modulares para mejorar la eficiencia del sistema de transmisión de vehículos eléctricos ligeros.

2.4. Problema General

- ¿Es posible diseñar un sistema de transmisión de potencia compacto, eficiente y modular para un GoKart eléctrico que permita ajustar dinámicamente la relación de transmisión según las condiciones operativas, tomando en cuenta las restricciones de peso, espacio y las normativas específicas del diseño compacto de los karts?

2.5. Problemas Específicos

- ¿Es posible diseñar una caja reductora modular con engranajes helicoidales intercambiables que permita ajustar la relación de transmisión según las condiciones operativas del kart?
- ¿De qué manera se puede integrar un sistema de lubricación compacto y eficiente (aceite 75W/90 GL-5) que minimice el volumen requerido (200 ml) mientras asegura una distribución uniforme bajo altas velocidades y temperaturas?

- ¿Cómo se puede adaptar el diseño modular del sistema de transmisión a las restricciones de peso (185 kg) y espacio inherentes al diseño compacto de los karts eléctricos, asegurando cumplimiento normativo y competitividad en competiciones?

3. Objetivos

3.1. Objetivo General

- Diseñar un sistema de transmisión de potencia compacto, eficiente y modular para un GoKart eléctrico que permita ajustar la relación de transmisión según las condiciones operativas, cumpliendo con las restricciones de peso (185 kg), espacio y normativas específicas del diseño compacto de los karts.

3.2. Objetivos Específicos

- Diseñar una caja reductora modular con engranajes helicoidales intercambiables que permita ajustar la relación de transmisión según las condiciones operativas del kart, optimizando su rendimiento en diferentes tipos de circuitos (urbano, circuito profesional autódromos y kartódromos)
- Desarrollar e integrar un sistema de lubricación compacto y eficiente, utilizando aceite 75W/90 GL-5 en un volumen reducido de 200 ml, que garantice una distribución uniforme bajo altas velocidades y temperaturas, minimizando el desgaste y maximizando la vida útil del sistema de transmisión
- Adaptar el diseño modular del sistema de transmisión a las restricciones de peso (185 kg) y espacio inherentes al diseño compacto de los karts eléctricos, asegurando su cumplimiento normativo y competitividad en competiciones profesionales mediante simulaciones.

4. Marco Teórico

4.1. Sistema de Transmisión en Go-Karts de Competencia

El sistema de transmisión en un Go-Kart es responsable de transferir la energía mecánica generada por el motor eléctrico hacia las ruedas, permitiendo así el movimiento del vehículo. En el caso de Go-Karts eléctricos de competencia, este sistema debe ser eficiente, ligero y capaz de responder rápidamente a los cambios en la demanda de torque y velocidad [7].



Figura 1. Vista del sistema de transmisión en Go-Kart, mostrando el eje trasero, piñón y cadena conectados al motor de combustión interna [8].

Se distingue por los siguientes objetivos técnicos fundamentales:

- **Optimización del torque:** permite mejorar el comportamiento dinámico en curvas cerradas.
- **Adaptabilidad:** es necesario ajustar la relación de transmisión a las condiciones del circuito.
- **Eficiencia energética:** debe minimizar las pérdidas para maximizar la autonomía del sistema eléctrico.

La eficiencia del sistema influye directamente en los tiempos por vuelta, por lo que es clave su análisis detallado en el diseño de un vehículo de competencia.

4.2. Engranajes Helicoidales

Los engranajes helicoidales son un tipo de engranaje cilíndrico cuyos dientes están inclinados en un ángulo respecto al eje de rotación, formando una hélice. Esta geometría permite una transmisión más suave y continua de la potencia, ideal para aplicaciones de alta velocidad como en los Go-Karts eléctricos [9].



Figura 2. Ejemplo de engranajes helicoidales industriales, que permiten una transmisión suave y continua con mayor capacidad de carga en comparación con engranajes rectos [10].

Características principales:

- Mayor área de contacto entre los dientes: lo que mejora la distribución de cargas.
- Menor vibración y ruido.
- Capacidad para soportar cargas más altas a igual tamaño que engranajes rectos.

Ecuaciones de diseño básicas:

$$m_n = \frac{d \cdot \cos \beta}{z} \quad (\text{Módulo normal}) \quad (1)$$

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta} \quad (\text{Módulo aparente o transversal}) \quad (2)$$

$$p_n = \pi m_n \quad (\text{Paso normal}) \quad (3)$$

$$p_t = \pi m_t = \pi \cdot \frac{m_n}{\cos \beta} \quad (\text{Paso aparente}) \quad (4)$$

$$d = m_t \cdot z = \frac{m_n \cdot z}{\cos \beta} \quad (\text{Diámetro primitivo}) \quad (5)$$

Donde:

- d es el diámetro primitivo.
- z es el número de dientes.
- β es el ángulo de hélice.

4.2.1. Paso Diametral

El paso diametral (P_d) es un parámetro clave en el diseño de engranajes rectos e involutos. Se define como el número de dientes por pulgada de diámetro del círculo primitivo del engranaje, y se expresa mediante la ecuación:

$$P_d = \frac{N}{D} \quad (6)$$

donde N es el número de dientes y D es el diámetro primitivo en pulgadas [11].

En la figura 3 se puede identificar el paso diametral en engranajes cilíndricos, destacando sus componentes como la circunferencia primitiva, paso circunferencial y altura de diente, fundamentales para el análisis dimensional y normativo. [12].

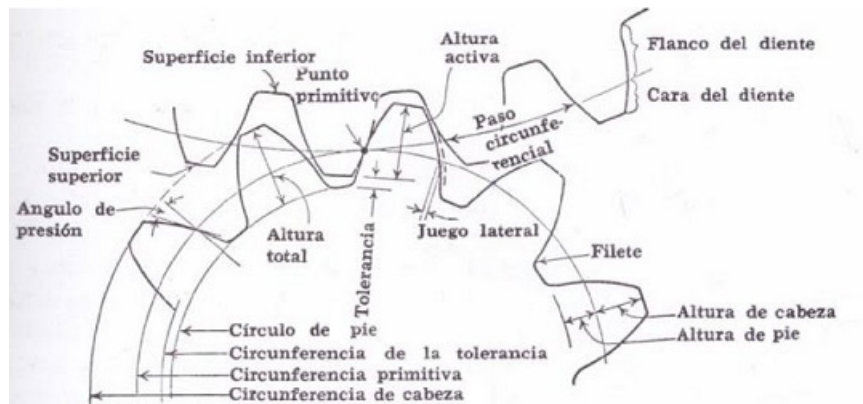


Figura 3. Ilustración geométrica de engranajes. [12].

En los sistemas métricos, se utiliza el módulo (m), el cual se relaciona con el paso diametral mediante la expresión:

$$m = \frac{25.4}{P_d} \quad (7)$$

lo que permite convertir entre ambos sistemas cuando es necesario para adaptarse a normas internacionales [13].

Este parámetro incide directamente en el tamaño de los dientes: un paso diametral alto implica dientes pequeños, adecuados para cargas ligeras y transmisiones compactas, mientras que un valor bajo produce dientes más grandes, más resistentes al desgaste y a esfuerzos torsionales.

Además, el paso diametral está vinculado al paso circular (p), que representa la distancia entre perfiles de dientes contiguos medida sobre el círculo primitivo. Esta relación está dada por:

$$p = \frac{\pi}{P_d} \quad (8)$$

lo cual permite analizar la disposición geométrica de los dientes y su interferencia en el contacto [9].

En sistemas como los utilizados en Go-Karts eléctricos, la selección precisa del paso diametral permite diseñar transmisiones eficientes, ajustadas al espacio disponible y al nivel de torque requerido en curvas o arranques desde cero.

Cabe destacar que para que dos engranajes engranen correctamente, deben tener el mismo paso diametral y el mismo ángulo de presión; cualquier diferencia provocará interferencias o fallos en la transmisión [11].

4.2.2. Velocidad Angular

La velocidad angular es una magnitud vectorial que describe la rapidez con la que un cuerpo gira alrededor de un eje, y se expresa comúnmente en radianes por segundo (rad/s). Se define como el cociente entre el ángulo barrido (θ) y el intervalo de tiempo (t) en que ocurre dicho desplazamiento angular:

$$\omega = \frac{\theta}{t} \quad (9)$$

donde ω representa la velocidad angular instantánea [14].

En la figura 4 se observa cómo la velocidad angular se comparte cuando las ruedas comparten eje, y cómo la velocidad tangencial se iguala en puntos de contacto. [15].

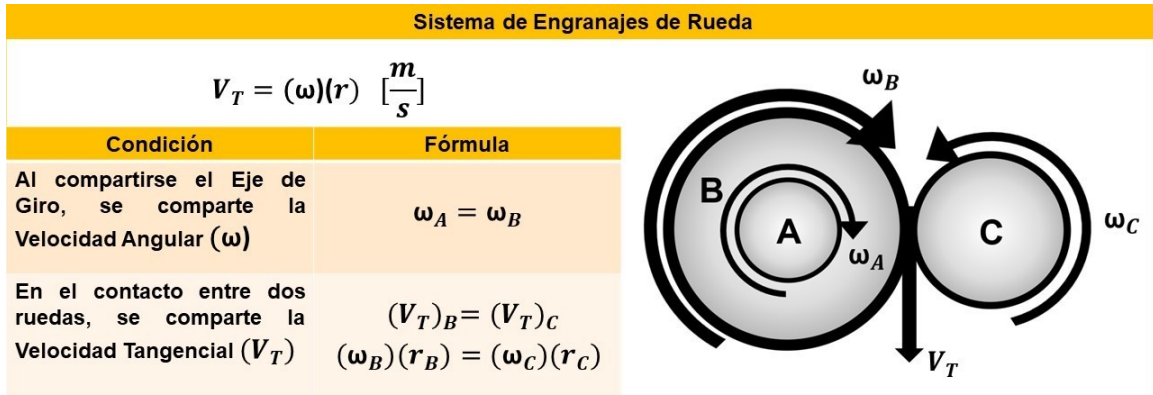


Figura 4. Relación entre velocidad angular y velocidad tangencial en un sistema de engranajes acoplados. [15].

En sistemas rotacionales como los engranajes de un Go-Kart eléctrico, la velocidad angular también se relaciona directamente con la velocidad de giro en revoluciones por minuto (rpm), mediante la conversión:

$$\omega = 2\pi \cdot \frac{n}{60} \quad (10)$$

donde:

- ω : velocidad angular (rad/s),
- n : velocidad de rotación (rpm),
- 2π : conversión de vueltas a radianes.

Esta magnitud es crítica en el análisis de transmisiones porque permite calcular la potencia transmitida por un eje mediante la relación:

$$P = T \cdot \omega \quad (11)$$

donde P es la potencia (W), T es el torque (Nm), y ω es la velocidad angular (rad/s) [11].

En aplicaciones de Go-Karts eléctricos, una velocidad angular mayor permite aumentar la velocidad lineal del vehículo, pero requiere un diseño preciso del sistema de engranajes para evitar sobreesfuerzos o pérdidas por fricción.

Este valor es esencial para determinar el comportamiento del motor y del sistema de transmisión bajo carga dinámica real.

Cita: [14, 11]

4.3. Cálculo de Contacto y Resistencia (Normativa AGMA)

El cálculo de la resistencia en engranajes se realiza considerando los esfuerzos de contacto entre los dientes, que están influenciados por varios factores correctivos definidos por la norma AGMA [11].

Factores involucrados:

- K_o : factor de sobrecarga por golpes o paradas repentinas.
- K_v : factor de velocidad, relacionado con la calidad de fabricación.
- K_s : factor de tamaño, que corrige por efecto de escala.
- K_m : factor de distribución de carga, considerando el ancho del engrane.
- C_p : coeficiente de elasticidad entre materiales en contacto.

Fórmula del esfuerzo de contacto (AGMA):

$$\sigma_H = C_p \sqrt{\frac{W_t \cdot K_o \cdot K_v \cdot K_s \cdot K_m}{d_p \cdot b}} \quad (12)$$

Donde:

- σ_H : esfuerzo de contacto permisible.
- W_t : carga tangencial (Nm).
- d_p : diámetro primitivo (mm).
- b : ancho de cara del diente (mm).

4.3.1. Factor de Sobrecarga (K_o)

El factor de sobrecarga K_o representa el incremento en los esfuerzos debido a las condiciones reales de operación, como golpes, paradas repentinas, variaciones bruscas de carga o irregularidades en el acoplamiento. Este factor varía según el tipo de aplicación: en transmisiones con cargas constantes puede adoptar un valor de 1.0, mientras que en aplicaciones con impactos o condiciones severas puede incrementarse hasta 1.75 o más, dependiendo del grado de severidad del servicio [11].

4.3.2. Factor de Velocidad (K_v)

El factor de velocidad K_v toma en cuenta las desviaciones dinámicas generadas por la velocidad de rotación de los engranajes y la calidad de fabricación de los dientes. A velocidades elevadas, pequeñas imperfecciones en la geometría del diente generan oscilaciones que amplifican los esfuerzos de contacto. Para su cálculo puede utilizarse la expresión empírica:

donde V_t es la velocidad tangencial y A un parámetro asociado al número de calidad AGMA. Valores típicos de K_v se sitúan entre 1.1 y 1.5 para engranajes rectificadas o fresados con precisión, dependiendo de la velocidad y la carga [11].

$$K_v = \frac{A + \sqrt{V_t}}{A} \quad (13)$$

4.3.3. Factor de Tamaño (K_s)

El factor de tamaño K_s ajusta los resultados considerando el efecto del tamaño físico del engranaje sobre la resistencia del material. A medida que aumentan el módulo y el ancho de cara, se incrementan también los riesgos de defectos internos, tensiones residuales y limitaciones geométricas que afectan la distribución del esfuerzo. Este factor se obtiene mediante tablas de diseño de la AGMA y puede variar entre 1.0 para engranajes pequeños y 1.5 o más para engranajes de gran tamaño y alta carga [11].

4.3.4. Factor de Distribución de Carga (K_m)

El factor de distribución de carga K_m compensa la falta de uniformidad con que se distribuye la carga a lo largo del ancho de cara del engranaje. Esta no uniformidad puede deberse a desviaciones angulares, errores de alineación en el montaje o flexión del eje durante

la transmisión del torque. Su cálculo considera varias correcciones mediante la expresión:

$$K_m = 1 + C_{mc} + C_{pf} + C_{pm} + C_{ma} + C_e \quad (14)$$

donde cada término representa un componente que afecta la alineación y rigidez del sistema. Valores típicos de K_m oscilan entre 1.1 y 1.8, dependiendo de la configuración del sistema [11].

4.3.5. Factor por condiciones de montaje (C_{mc})

Este factor toma en cuenta la orientación y rigidez del montaje del sistema de engranajes. Montajes horizontales con soportes rígidos tienden a distribuir mejor la carga, mientras que montajes verticales o con soportes flexibles presentan mayores desviaciones. El valor se selecciona a partir de tablas de la norma AGMA en función de la configuración del sistema. Típicamente varía entre 0.05 y 0.20 [11].

4.3.6. Factor por precisión del perfil de diente (C_{pf})

Este término corrige errores en la forma geométrica del diente, como ondulaciones, redondeo incorrecto o imperfecciones en el flanco. Estos defectos generan concentraciones de carga en ciertas zonas. Su valor depende del proceso de manufactura: engranajes rectificadas presentan valores bajos (0.00 a 0.05), mientras que engranajes fresados pueden llegar a valores de 0.10 a 0.20 [11].

4.3.7. Factor por errores en el montaje (C_{pm})

Este factor considera desviaciones lineales y angulares generadas durante el proceso de ensamblaje. La precisión con la que se montan los engranajes influye directamente en la uniformidad de la carga. Si el montaje es manual o sin instrumentos de precisión, el valor de C_{pm} puede alcanzar 0.15 o más. En montajes controlados, oscila entre 0.05 y 0.10 [11].

4.3.8. Factor por errores de alineación (C_{ma})

El valor de C_{ma} depende de la desviación angular entre los ejes de los engranajes causada por flexión o tolerancias acumuladas en los soportes y alojamientos. Este factor se calcula

generalmente a partir de la razón entre el ancho de cara b y la distancia entre centros L :

$$C_{ma} = f\left(\frac{b}{L}\right) \quad (15)$$

Donde:

- b : Ancho de cara del engranaje (mm).
- L : Distancia entre los centros de los ejes de engranajes (mm).

A mayor relación b/L , mayor es la sensibilidad a errores de alineación, ya que un ancho de cara grande puede amplificar el efecto de pequeños errores en los ejes. Para una relación b/L baja (por ejemplo, 0.2), el valor de C_{ma} puede ser de 0.05, pero si la relación sube a 0.6 o más, el valor puede acercarse a 0.20 o incluso 0.25 en condiciones desfavorables. Gráficos empíricos en los manuales de diseño mecánico y en la norma AGMA permiten obtener este valor de forma más precisa [11].

4.3.9. Factor por deformación elástica (C_e)

Este componente corrige los efectos de la flexión y deformación de los soportes, rodamientos o del mismo chasis bajo carga. Un sistema rígido prácticamente no presenta deformaciones, por lo que C_e se aproxima a 0. En estructuras largas, flexibles o de material menos rígido, el valor puede aumentar hasta 0.20. Este parámetro puede ser estimado por cálculo estructural o análisis por elementos finitos (FEA) [11].

4.3.10. Fórmula completa del factor K_m

La expresión que reúne todos estos factores correctivos es:

$$K_m = 1 + C_{mc} + C_{pf} + C_{pm} + C_{ma} + C_e \quad (16)$$

El valor total de K_m típicamente oscila entre 1.1 y 1.8. Cuanto mejor sea el montaje, la alineación, la manufactura y la rigidez estructural, más cercano estará K_m al valor mínimo de 1.0. Un valor alto de K_m implica una distribución de carga muy desigual, lo cual puede provocar desgaste prematuro o fallo de los dientes del engranaje [11].

4.3.11. Coeficiente de Elasticidad (C_p)

El coeficiente de elasticidad C_p depende de las propiedades elásticas de los materiales que forman los engranajes y controla la magnitud del esfuerzo de contacto generado. Se calcula a partir de los módulos de elasticidad y los coeficientes de Poisson de ambos engranajes según la expresión:

$$C_p = \sqrt{\frac{1}{\pi \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)}} \quad (17)$$

En la práctica, para engranajes fabricados en acero cementado, este valor se aproxima a $191 \text{ MPa}^{0.5}$, aunque puede variar ligeramente en función del tratamiento térmico y el tipo de aleación empleada [11].

4.3.12. Carga Tangencial (W_t)

La carga tangencial W_t es el componente de carga responsable de generar el par transmisible en el contacto entre dientes, y se calcula mediante:

$$W_t = \frac{2T}{d_p} \quad (18)$$

siendo T el torque aplicado y d_p el diámetro primitivo del engranaje [11].

4.3.13. Diámetro Primitivo (d_p)

El diámetro primitivo d_p se determina como el producto del módulo por el número de dientes:

$$d_p = m_t \cdot z \quad (19)$$

donde m_t es el módulo aparente o transversal, y z el número de dientes [11].

4.3.14. Ancho de Cara del Diente (b)

El ancho de cara b se define según criterios de resistencia mecánica, espacio disponible y requerimientos de carga, ya que influye directamente en la capacidad del engranaje para soportar esfuerzos de contacto sin fallo [11].

4.3.15. Fórmula del Esfuerzo de Contacto

Todos estos factores se combinan en la fórmula del esfuerzo de contacto definida por la normativa AGMA:

$$\sigma_H = C_p \sqrt{\frac{W_t \cdot K_o \cdot K_v \cdot K_s \cdot K_m}{d_p \cdot b}} \quad (20)$$

Esta expresión permite estimar el valor máximo del esfuerzo de contacto que pueden soportar los dientes de engranajes helicoidales antes de que se produzca el fenómeno de picadura superficial. Su correcta aplicación permite un diseño confiable y seguro del sistema de transmisión, considerando tanto las propiedades de los materiales como las condiciones de operación a las que estarán expuestos los componentes [11].

4.4. Ejes

Los ejes son elementos estructurales fundamentales en sistemas de transmisión de potencia, cuya función principal es transferir torque y soportar componentes giratorios como engranajes, poleas, piñones y ruedas. Están diseñados para resistir principalmente esfuerzos de torsión y, en muchos casos, también de flexión, dependiendo de su configuración y soportes [16].

En la figura 5 se puede observar el eje que se utilizará para ensamblar los componentes racing, los ejes están diseñados para soportar cargas torsionales y transmitir potencia de forma eficiente. [17].

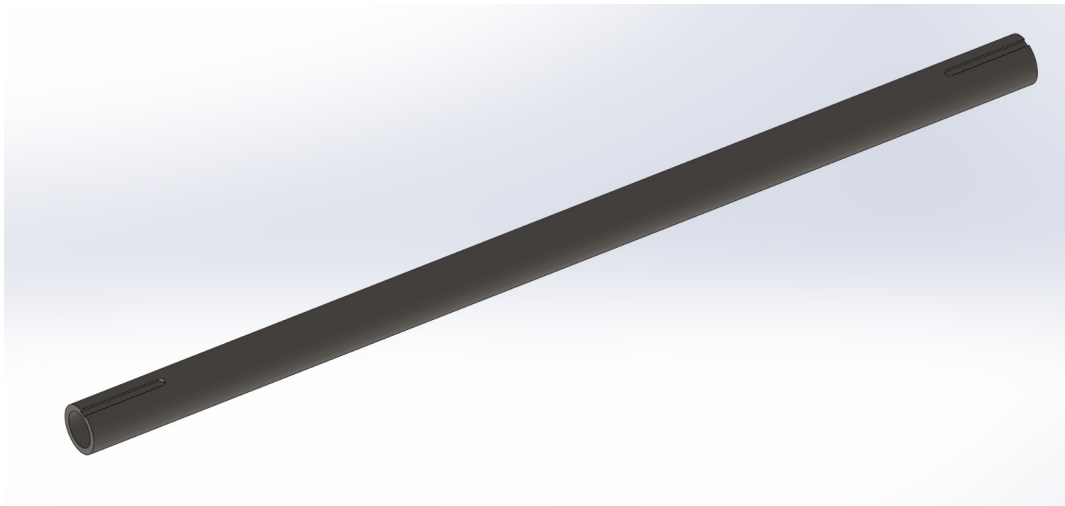


Figura 5. Eje mecanizado. Fuente: Autor.

En el contexto del diseño de sistemas mecánicos como el de un Go-Kart eléctrico de competencia, los ejes deben cumplir con criterios estrictos de rigidez, resistencia a la fatiga, facilidad de montaje y bajo peso. Un eje mal dimensionado puede provocar fallos por rotura, desalineaciones o resonancias perjudiciales en el sistema [18].

4.4.1. Tipos de ejes

Según su función, los ejes pueden clasificarse como [13]:

- **Ejes de transmisión:** giran y transmiten potencia desde una fuente de energía (por ejemplo, el motor eléctrico) hacia otro componente.
- **Ejes de máquina:** forman parte estructural de un mecanismo, como los cigüeñales o ejes de levas.
- **Ejes fijos:** no giran, pero soportan partes móviles, como en poleas montadas sobre rodamientos.

4.4.2. Esfuerzo de torsión en ejes

El esfuerzo cortante debido al torque aplicado sobre un eje cilíndrico se determina mediante la ecuación:

$$\tau = \frac{T \cdot r}{J} \quad (21)$$

Donde [19]:

- τ : esfuerzo cortante (Pa o N/m²),
- T : torque aplicado (Nm),
- r : radio exterior del eje (m),
- J : momento polar de inercia para una sección circular sólida, que se calcula como:

$$J = \frac{\pi \cdot d^4}{32} \quad (22)$$

Siendo d el diámetro del eje (m).

La combinación de estas dos fórmulas permite verificar si el material del eje soportará el torque sin superar su límite de esfuerzo cortante permisible. El valor de τ debe ser inferior al límite de fluencia cortante del material, dividido por un coeficiente de seguridad n [20]:

$$\tau_{adm} = \frac{\tau_{fluencia}}{n} \quad (23)$$

Valores típicos de coeficiente de seguridad en ejes sometidos a carga variable oscilan entre 2 y 3 [18].

4.4.3. Esfuerzo de flexión en ejes

Cuando el eje está apoyado en extremos o soportes intermedios, y soporta engranajes o poleas que ejercen fuerza radial, aparece un momento flector que genera esfuerzo normal. Este se calcula como:

$$\sigma = \frac{M \cdot c}{I} \quad (24)$$

Donde [21]:

- σ : esfuerzo normal de flexión (Pa),
- M : momento flector máximo (Nm),
- c : distancia del eje neutro a la fibra extrema (m), que en un eje circular es $d/2$,
- I : momento de inercia de la sección circular, que es:

$$I = \frac{\pi \cdot d^4}{64} \quad (25)$$

La combinación de esfuerzos por torsión y flexión se analiza mediante criterios de falla como el de von Mises o el de máxima tensión cortante, para asegurar que el eje no fallará bajo carga combinada [22].

4.4.4. Deflexión del eje

Un aspecto adicional crítico en ejes es la rigidez, especialmente en aplicaciones donde la precisión en la alineación es clave, como en engranajes helicoidales. La deflexión máxima permisible se limita generalmente a [23]:

$$\delta_{max} \leq \frac{L}{300} \quad (26)$$

Donde L es la longitud del eje entre apoyos. Se verifica que la flecha no comprometa el alineamiento de los elementos acoplados.

4.4.5. Materiales típicos y tratamientos

Los materiales más usados para ejes incluyen [24]:

- Acero AISI 1045: buena resistencia y bajo costo.
- Acero 4140: mayor resistencia y tenacidad.
- Acero inoxidable 304: buena resistencia a la corrosión.

En aplicaciones de competencia, como en Go-Karts, se pueden aplicar tratamientos térmicos como templado y revenido para aumentar la resistencia a la fatiga, o incluso usar materiales aligerados como aluminio de alta resistencia o ejes huecos para reducir la inercia rotacional [25].

4.5. Chavetas

Las chavetas son elementos mecánicos de unión que se utilizan para asegurar el acoplamiento entre un eje y un componente giratorio, como engranajes, poleas o ruedas dentadas. Su función principal es transmitir torque desde el eje al elemento acoplado, evitando el deslizamiento relativo entre ambos [26].

En la figura 6 observamos la chaveta como elemento de unión mecánica entre eje y componente giratorio. Este sistema transmite par de torsión evitando deslizamientos relativos [27].

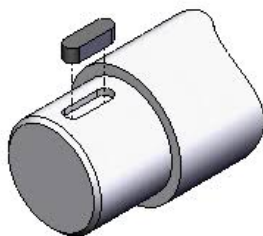


Figura 6. Representación de una chaveta. [27].

4.5.1. Tipos de chavetas

Las chavetas se clasifican según su geometría y aplicación:

- **Chaveta paralela:** tiene sección rectangular; es la más común y se inserta en una ranura recta en el eje y otra en el cubo.
- **Chaveta Woodruff:** semicircular; se autoajusta mejor y es utilizada en ejes con esfuerzos alternantes.
- **Chaveta cónica:** proporciona un ajuste más firme; común en sistemas donde se requiere desmontaje frecuente.

4.5.2. Transmisión de esfuerzo y cálculo

La chaveta transmite torque mediante esfuerzo cortante en su sección transversal. El dimensionamiento correcto evita que la chaveta falle por cortadura o aplastamiento.

Fórmula del esfuerzo cortante:

$$\tau = \frac{2T}{dlh} \quad (27)$$

Donde [28]:

- τ : esfuerzo cortante sobre la chaveta (Pa),
- T : torque transmitido (Nm),
- d : diámetro del eje (m),
- l : longitud efectiva de la chaveta (m),
- h : altura de la chaveta (m).

El factor de seguridad se verifica comparando el esfuerzo calculado con el límite de fluencia cortante del material de la chaveta:

$$FS = \frac{\tau_{fluencia}}{\tau} \quad (28)$$

4.5.3. Aplastamiento de la chaveta

También se debe evitar el aplastamiento entre la chaveta y el cubo, que ocurre por contacto superficial excesivo:

$$\sigma = \frac{4T}{dlt} \quad (29)$$

Donde [29]:

- σ : esfuerzo de contacto (Pa),
- t : profundidad de la ranura en el cubo (m).

4.5.4. Normativas y selección

La selección de chavetas está estandarizada según la norma ISO 2491 y DIN 6885, las cuales definen dimensiones normalizadas para distintos diámetros de eje. Además, es importante garantizar un buen ajuste entre la chaveta y las ranuras mediante tolerancias tipo $h9$ para el eje y $H9$ para el cubo [?].

El uso correcto de chavetas permite un acoplamiento confiable, desmontable y económico entre componentes rotativos, siendo esencial en la transmisión de potencia en sistemas de ingeniería mecánica.

4.6. Manzanas (Porta-ejes de rueda)

En el contexto de vehículos como los Go-Karts, la manzana es el componente que sirve de interfaz mecánica entre el eje motriz y la rueda. Este componente se fija al aro del neumático y es atravesado por el eje, al cual se une mediante una chaveta, tornillos o un sistema estriado. Su principal función es transmitir el torque del eje hacia la rueda, generando el movimiento rotacional necesario para la propulsión del vehículo [30].

En la figura 7 observamos la manzana racing utilizada para la transmisión de potencia entre eje y rueda, permitiendo el acoplamiento eficiente mediante chaveta.

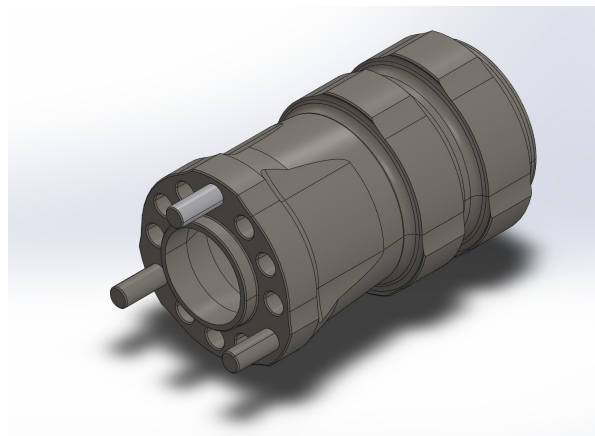


Figura 7. Manzana Kart Racing. Fuente: Autor.

4.6.1. Función estructural y dinámica

La manzana está sometida a múltiples solicitaciones, tanto mecánicas como dinámicas. Entre estas se incluyen:

- Torque de tracción aplicado por el eje.
- Fuerzas radiales generadas por el peso del vehículo.
- Cargas laterales durante curvas (fuerza centrífuga).
- Vibraciones de alta frecuencia por irregularidades del terreno.

Por ello, debe tener suficiente rigidez para soportar cargas sin deformarse, y suficiente tenacidad para no fallar ante impactos [31].

4.6.2. Diseño y materiales

El diseño de la manzana se basa en una geometría cilíndrica o troncocónica con alojamientos para pernos o bulones, y ranuras o chaveteros para acoplamiento al eje. Los materiales comúnmente utilizados son:

- Aluminio 7075-T6: alta resistencia mecánica y bajo peso.
- Acero AISI 4340: mayor tenacidad, usado en aplicaciones de alto impacto.
- Aleaciones de magnesio: muy ligeras pero más costosas.

En competencia, se busca reducir masa rotacional para mejorar la aceleración, por lo que se privilegian materiales ligeros [32].

4.6.3. Ajuste al aro y fijación

La conexión entre la manzana y el aro del neumático se realiza mediante pernos pasantes o tuercas cónicas. El número y la disposición de los pernos afectan directamente la distribución de carga, razón por la cual se siguen patrones estandarizados (por ejemplo, 4x100 mm).

El torque de apriete de los pernos debe verificarse mediante la fórmula:

$$T = K \cdot F \cdot d \quad (30)$$

Donde:

- T : torque de apriete (Nm),
- K : coeficiente de fricción (típicamente 0.18 para acero en seco),
- F : fuerza de sujeción requerida (N),
- d : diámetro nominal del perno (m).

4.6.4. Consideraciones de seguridad

Una falla en la manzana compromete la integridad del sistema rodante, por lo que deben aplicarse factores de seguridad adecuados (entre 2 y 3) en el diseño estructural, y realizar inspecciones periódicas por fatiga. Asimismo, se recomienda realizar análisis de elementos finitos (FEA) en las zonas de transición entre el cubo y los radios, donde se concentran las tensiones [?].

4.7. Rodamientos

Los rodamientos son componentes esenciales en sistemas rotativos, ya que permiten el movimiento relativo entre dos partes con una mínima fricción. Su función principal en los Go-Karts es soportar el eje de transmisión y permitir su rotación suave bajo carga, asegurando tanto eficiencia energética como durabilidad del sistema [33].

En la figura 8 se puede observar el rodamiento de bolas utilizado en sistemas rotativos de alta velocidad. Este componente reduce la fricción y soporta cargas radiales y axiales en aplicaciones como ejes de transmisión.

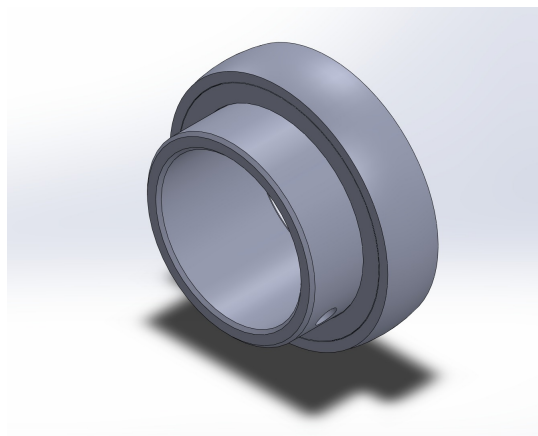


Figura 8. Rodamiento de bolas. Fuente: Autor.

4.7.1. Tipos de rodamientos utilizados

En aplicaciones de karting, los rodamientos más comunes incluyen:

- **Rodamientos de bolas rígidos:** utilizados para cargas radiales moderadas y alta velocidad.
- **Rodamientos de rodillos cilíndricos:** empleados cuando se requieren mayores capacidades de carga radial.
- **Rodamientos de contacto angular:** permiten soportar cargas combinadas (radial y axial), útiles en curvas y maniobras exigentes.

La elección del tipo depende de factores como la velocidad de operación, la dirección de carga y las condiciones de lubricación.

4.7.2. Cálculo de vida útil (L10)

La vida útil de un rodamiento se estima mediante la fórmula:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \cdot 10^6 \text{ rev} \quad (31)$$

Donde [34]:

- L_{10} : vida nominal (número de revoluciones hasta que el 90% de los rodamientos aún funcionen),
- C : capacidad dinámica de carga del rodamiento (N),
- P : carga equivalente sobre el rodamiento (N).

Para expresar la vida útil en horas:

$$L_{10h} = \frac{L_{10} \cdot 60}{n} \quad (32)$$

siendo n la velocidad de rotación en RPM.

4.7.3. Instalación y precarga

La correcta instalación de los rodamientos garantiza su buen funcionamiento. Es fundamental aplicar la *precarga* adecuada, que elimina holguras internas y mejora la rigidez del sistema. Esta se logra mediante ajuste con tuercas, espaciadores o resortes de presión [35].

4.7.4. Lubricación y mantenimiento

La lubricación puede ser con grasa o aceite. En karts de competencia se prefiere grasa de alto rendimiento, ya que minimiza el mantenimiento y protege frente al polvo y humedad. Una lubricación deficiente puede reducir la vida útil hasta en un 70% [?].

4.7.5. Diagnóstico y fallas comunes

Las fallas típicas en rodamientos incluyen:

- Desgaste por contaminación (polvo, tierra).
- Fatiga superficial por exceso de carga.
- Corrosión interna por humedad o químicos.

Se recomienda la inspección periódica del juego radial, temperatura de operación y ruidos anómalos para prevenir fallos catastróficos.

En resumen, el diseño y selección adecuada de rodamientos es vital para el rendimiento mecánico del Go-Kart, y un mantenimiento apropiado puede garantizar su operación confiable a largo plazo.

4.8. Cadenas y Piñones

El sistema de transmisión por cadena y piñones es ampliamente utilizado en Go-Karts debido a su simplicidad, eficiencia y capacidad para transmitir grandes cantidades de potencia a bajas velocidades. Consiste en una cadena de eslabones articulados que engrana con dos ruedas dentadas (piñones): uno montado en el eje del motor y otro en el eje de las ruedas. Esta configuración permite transferir torque desde el motor hasta las ruedas de forma directa y controlada [36].

En la figura 9 se puede observar el sistema de transmisión por cadena y piñón, utilizado en aplicaciones mecánicas como Go-Karts, buggies y motocicletas, donde se requiere transmitir potencia con eficiencia y simplicidad [37].



Figura 9. Sistema de transmisión por cadena [37].

4.8.1. Relación de transmisión

La relación de transmisión i en un sistema de cadena y piñones se determina por el número de dientes:

$$i = \frac{Z_{motor}}{Z_{rueda}} \quad (33)$$

Donde:

- Z_{motor} : número de dientes del piñón del motor.
- Z_{rueda} : número de dientes del piñón de salida.

Una relación mayor a 1 implica reducción de velocidad y aumento de torque, esencial para optimizar la aceleración en curvas.

4.8.2. Cálculo de la longitud de cadena

Para una configuración de eje paralelo, la longitud total de la cadena en eslabones se calcula mediante:

$$L = 2C + \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \frac{(Z_2 - Z_1)^2}{4\pi^2 C} \quad (34)$$

Donde [38]:

- L : longitud total de la cadena en eslabones.
- C : distancia entre centros de los ejes, en pasos de cadena.

- Z_1, Z_2 : número de dientes de los piñones.

4.8.3. Velocidad de la cadena

La velocidad lineal v de la cadena se determina con:

$$v = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60} \quad (35)$$

Donde [23]:

- d : diámetro primitivo del piñón (m).
- n : velocidad de rotación (RPM).

4.8.4. Carga admisible y tensión en la cadena

La tensión T transmitida por la cadena puede calcularse con:

$$T = \frac{P}{v} \quad (36)$$

Donde:

- P : potencia transmitida (W).
- v : velocidad lineal de la cadena (m/s).

Se debe asegurar que la tensión no supere el esfuerzo de tracción admisible del tipo de cadena seleccionada. Una cadena elongada puede causar pérdida de engrane, ruido excesivo y fallo en la transmisión [29].

4.8.5. Mantenimiento y lubricación

El correcto mantenimiento de cadenas implica:

- Lubricación frecuente con aceite o grasa para minimizar el desgaste por fricción.
- Ajuste de la tensión para evitar salto de dientes.
- Revisión de desgaste y elongación (no debe superar el 3% de la longitud inicial).

En la figura 10 se visualiza la forma correcta y segura de instalar un sistema de transmisión por cadena de rodillos, el uso de aceites adecuados mejora la eficiencia mecánica, reduce la fricción y previene el desgaste superficial [39].

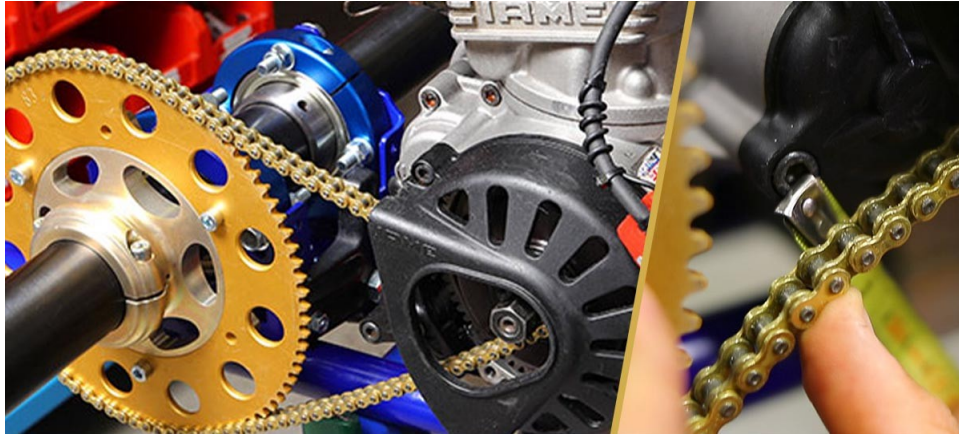


Figura 10. Sistema de transmisión por cadena de rodillos [39].

4.8.6. Ventajas y desventajas

Ventajas:

- Alta eficiencia (hasta 98%).
- Costo moderado.
- Facilidad de reemplazo.

Desventajas:

- Mayor mantenimiento comparado con engranajes cerrados.
- Menor vida útil si se expone a suciedad o falta de lubricación.
- Emite ruido a altas velocidades.

Por estas razones, el uso de cadenas y piñones sigue siendo una opción eficiente y competitiva en Go-Karts, especialmente en configuraciones de potencia media con alto requerimiento de aceleración.

4.9. Pernos

Los pernos son elementos de sujeción ampliamente utilizados en el ensamblaje de componentes mecánicos, cuya función principal es mantener dos o más piezas unidas mediante una fuerza de apriete. En el contexto de un Go-Kart, se utilizan pernos para fijar ejes, chumaceiras, manzanas, piñones, placas estructurales y otros elementos sujetos a cargas dinámicas y vibraciones [?].

En la figura 11 se puede apreciar los pernos con aplicación automotriz de alta resistencia utilizados para la fijación de componentes sometidos a grandes esfuerzos mecánicos, como los sistemas de transmisión en vehículos de competencia [40].



Figura 11. Pernos de aplicación automotriz [40].

4.9.1. Clasificación y resistencia de pernos

Los pernos se clasifican según su material y clase de resistencia. Por ejemplo, un perno clase 8.8 indica un límite de resistencia *última* de 800 MPa y un límite de fluencia del 80% de ese valor (640 MPa).

La resistencia axial máxima se calcula mediante:

$$F = \sigma_y \cdot A_s \quad (37)$$

Donde [41]:

- F : carga axial máxima (N),
- σ_y : límite de fluencia del material del perno (Pa),
- A_s : *área resistente* de la sección roscada (m²).

4.9.2. Torque de apriete

El torque necesario para garantizar una fuerza de sujeción se calcula con:

$$T = K \cdot F \cdot d \quad (38)$$

Donde [38]:

- T : torque de apriete (Nm),
- K : coeficiente de fricción (aprox. 0.18 para acero en seco),
- F : fuerza de sujeción deseada (N),
- d : diámetro del perno (m).

4.9.3. Factores de seguridad y fallo

Los pernos pueden fallar por:

- Exceso de tensión axial (sobrecarga).
- Corte por esfuerzos transversales.
- Fatiga por cargas fluctuantes.

Para evitar fallos se aplica un factor de seguridad (SF), definido como:

$$SF = \frac{\sigma_{perm}}{\sigma_{act}} \quad (39)$$

El diseño debe asegurar que $SF > 2$ para cargas estáticas, y $SF > 4$ para condiciones dinámicas [42].

4.9.4. Compatibilidad de materiales y precarga

Es fundamental considerar la compatibilidad entre el perno y el material de la pieza roscada para evitar corrosión galvánica o deformación por diferencias en el módulo de elasticidad. La precarga adecuada evita el aflojamiento durante vibraciones y reduce la posibilidad de fatiga [28].

4.9.5. Tipos de uniones atornilladas en Go-Karts

En vehículos de competencia, se utilizan frecuentemente:

- Uniones atornilladas con tuercas de seguridad tipo Nyloc.
- Pernos pasantes con arandelas y contratuercas.
- Pernos tipo Allen para espacios reducidos.

El dimensionamiento de pernos debe realizarse considerando tanto la carga axial como los esfuerzos de corte y momento combinados, especialmente en estructuras que soportan el motor, la transmisión o la dirección del Go-Kart [31].

4.10. Sistema Modular de Transmisión

Un sistema modular permite intercambiar relaciones de transmisión rápidamente, adaptándose a distintos tramos del circuito (curvas técnicas o rectas rápidas). Esto proporciona una ventaja competitiva en tiempo y rendimiento [43].

Beneficios principales:

- Permite usar diferentes pares de engranajes según la configuración deseada.
- Reduce el tiempo de ajuste mecánico durante pruebas o competencia.
- Aumenta la versatilidad del sistema de transmisión.

El diseño modular también facilita el mantenimiento y la expansión futura del sistema.

4.11. Pérdidas de Potencia y Eficiencia del Sistema

Durante la transmisión de potencia, se presentan pérdidas debido a fricción entre dientes, resistencia en los rodamientos, ineficiencias de acoplamiento, etc. Estas pérdidas afectan directamente el rendimiento del vehículo [44].

Fórmula general de eficiencia mecánica:

$$\eta = \frac{P_{salida}}{P_{entrada}} = \frac{T_{salida} \cdot \omega_{salida}}{T_{entrada} \cdot \omega_{entrada}} \quad (40)$$

Un sistema con buena alineación y lubricación puede alcanzar eficiencias del 96% al 98%.

4.12. Lubricación y Materiales de Engranajes

La lubricación es esencial para reducir el desgaste por contacto, mantener temperaturas adecuadas y evitar fallos prematuros. En este proyecto se usa aceite 85W/90 GL-5, ideal para cargas pesadas en engranajes helicoidales [45].

Parámetros clave del lubricante:

- Índice de viscosidad: mide la variación con la temperatura.
- Punto de fluidez: temperatura mínima operativa del aceite.
- Resistencia al cizallamiento: capacidad para mantener la película lubricante.

Material recomendado: acero 16MnCr5 cementado y templado, por su alta resistencia al desgaste y tenacidad.

4.13. Software de Análisis (CAE)

El análisis por elementos finitos (FEA) permite validar el diseño antes de su fabricación. Softwares como ANSYS, SolidWorks Simulation o Inventor Nastran son utilizados para:

- Simular contactos entre engranajes.
- Evaluar zonas de concentración de esfuerzo.
- Verificar la fatiga bajo cargas dinámicas.

Estos modelos numéricos optimizan el diseño y reducen el riesgo de fallo [46].

4.14. Telemetría y Control Electrónico

La telemetría recopila datos de sensores (velocidad, torque, temperatura) para ser analizados en tiempo real o posterior a la competencia. Su implementación permite tomar decisiones sobre el ajuste del sistema de transmisión y prevenir fallos mecánicos [47].

Ventajas:

- Mejora el mantenimiento predictivo.
- Permite ajustes en tiempo real.
- Aumenta la seguridad y control del vehículo.

4.15. Refuerzos y Almas Estructurales

En el diseño estructural de chasis para vehículos de competencia, como los Go-Karts eléctricos, es fundamental garantizar la integridad mecánica frente a sollicitaciones dinámicas y cargas concentradas. Para ello, se implementan **refuerzos** o **almas** estructurales, elementos cuya función principal es mejorar la rigidez local o global del sistema y redistribuir los esfuerzos generados en zonas críticas [48].

Los refuerzos suelen colocarse en:

- Uniones de tubos donde se concentran esfuerzos por torsión o flexión.
- Zonas de anclaje de motores, suspensiones o cajas de engranajes.
- Áreas propensas a pandeo, especialmente si el espesor del perfil es bajo.

Las **almas**, en cambio, se insertan dentro de perfiles tubulares o cajones metálicos como placas internas, mejorando la resistencia al aplastamiento, pandeo local y vibraciones. En el análisis por elementos finitos (FEA), la inclusión de estos elementos reduce la deformación máxima, disminuye el esfuerzo equivalente y mejora el factor de seguridad, especialmente en sistemas que deben soportar ciclos de carga repetitivos, como los trenes de potencia [49].

Por tanto, la implementación estratégica de refuerzos y almas permite optimizar el peso del chasis sin sacrificar seguridad ni desempeño estructural.

4.16. Soldadura MIG (GMAW)

La soldadura MIG (*Metal Inert Gas*), también conocida como GMAW (*Gas Metal Arc Welding*), es un proceso de soldadura por arco que utiliza un electrodo consumible continuo y un gas protector inerte (usualmente Argón o mezclas con CO₂) para proteger el baño de fusión contra la oxidación y contaminación [50].

Este tipo de soldadura es ampliamente utilizado en la fabricación de chasis tubulares debido a varias ventajas clave:

- Alta velocidad de deposición y eficiencia.
- Buena apariencia superficial y menor necesidad de procesos de acabado.
- Aplicabilidad sobre materiales como acero al carbono (A36), acero inoxidable y aluminio.
- Posibilidad de soldadura en múltiples posiciones y con baja distorsión térmica.

En el diseño del chasis del Go-Kart, la soldadura MIG permite realizar uniones resistentes entre los tubos estructurales A36 de forma rápida y con alta calidad mecánica. Además, el uso de este proceso facilita las reparaciones y ajustes en campo, lo cual es importante en contextos de competencia o pruebas dinámicas.

No obstante, es necesario considerar aspectos como la penetración del cordón, la continuidad del pase y la inspección de defectos internos, los cuales pueden comprometer la integridad estructural si no se controlan adecuadamente.

4.17. Deformación

La deformación es el cambio de forma o tamaño que experimenta un material bajo la acción de una carga externa. Se expresa normalmente como una cantidad adimensional (relación de alargamiento respecto a la longitud original). En análisis estructurales, la deformación es un indicador clave del comportamiento del material ante cargas estáticas o dinámicas [51].

4.18. Deformación Elástica

La deformación elástica es aquella en la que el material vuelve a su forma original una vez retirada la carga. Este comportamiento es regido por la ley de Hooke dentro del límite elástico, donde la relación entre el esfuerzo y la deformación es lineal [52].

4.19. Esfuerzo Equivalente de Von Mises

El esfuerzo de Von Mises se utiliza para predecir el inicio de la fluencia en materiales dúctiles. Este criterio combina los esfuerzos principales en una única magnitud escalar para evaluar si el material ha excedido su resistencia [53]. Se define como:

$$\sigma_v = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2}} \quad (41)$$

4.20. Energía de Deformación

La energía de deformación es la energía acumulada en un cuerpo debido a la aplicación de cargas. Se expresa como:

$$U = \int \sigma d\varepsilon \quad (42)$$

Donde σ es el esfuerzo y ε la deformación. Es útil para evaluar zonas de alta concentración energética que podrían fallar [54].

4.21. Reacciones Generadas en Simulación

En un análisis estructural estático, las reacciones son las fuerzas que equilibran las cargas aplicadas. Estas se generan en los puntos de apoyo o sujeción, y su magnitud depende directamente de la distribución de cargas y de la geometría del sistema simulado [55].

4.22. Momentos Generados en Simulación

Los momentos generados son resultado de las cargas excéntricas aplicadas al modelo. Estos momentos producen torsión o flexión, y su análisis es clave para prever posibles fallos estructurales o deformaciones permanentes [?].

4.23. Fatiga y Vida Útil

La fatiga es el fenómeno de daño progresivo que sufre un material sometido a cargas cíclicas. La vida útil se evalúa generalmente en número de ciclos antes de la aparición de una grieta o rotura. El análisis de vida útil permite establecer criterios de diseño seguros [56].

4.24. Factor de Seguridad por Fatiga

El factor de seguridad por fatiga considera la diferencia entre la resistencia al esfuerzo alternante y el esfuerzo real inducido. Se calcula como:

$$n_f = \frac{S_e}{\sigma_a} \quad (43)$$

Donde S_e es el límite de resistencia a la fatiga y σ_a es el esfuerzo alternante equivalente [51].

4.25. Esfuerzo Alternante Equivalente

El esfuerzo alternante equivalente se refiere a la magnitud del esfuerzo que varía cíclicamente, considerando los máximos y mínimos valores aplicados. Se representa generalmente con la amplitud del esfuerzo [51].

4.26. Dinamómetro Automotriz

El dinamómetro es un instrumento fundamental en la ingeniería automotriz para la caracterización del desempeño del tren motriz. Su propósito principal es medir la potencia y

el torque entregado por un motor, a través de las ruedas motrices (dinamómetro de chasis), visualizar figura 12.



Figura 12. Dinamómetro automotriz
Fuente: Imagen creada por IA del autor.

Funcionamiento General

El principio de funcionamiento se basa en aplicar una resistencia controlada al sistema motriz del vehículo mientras este opera en condiciones simuladas. En el caso de los dinamómetros de chasis, el vehículo se coloca sobre rodillos giratorios conectados a sensores de fuerza y velocidad. El par transmitido a los rodillos permite calcular la potencia entregada.

Conexión del Vehículo al Dinamómetro

Para realizar una prueba, el vehículo se posiciona sobre el banco de rodillos y se fija mediante correas. Luego, se activa el sistema de ventilación y se conecta el escáner al puerto OBD-II del vehículo. Esto permite sincronizar los datos de la computadora del motor con las mediciones mecánicas externas.

Obtención de Datos mediante OBD-II

El protocolo OBD-II (*On Board Diagnostics*) permite monitorear en tiempo real variables clave del motor como revoluciones por minuto (RPM), temperatura, torque estimado, flujo de

aire, entre otras. Estas señales son fundamentales para generar gráficas de desempeño como potencia vs RPM y torque vs RPM.

Curvas Características

Las pruebas de dinamómetro generan gráficas representativas de:

- Potencia vs RPM
- Torque vs RPM
- Consumo energético

Estas curvas permiten determinar el régimen óptimo de operación del vehículo.

4.27. Norma AGMA 2001-D04

La norma AGMA 2001-D04 proporciona los lineamientos para el diseño de engranajes helicoidales y rectos considerando principalmente dos tipos de fallo: fatiga por flexión y desgaste superficial por contacto.

Diseño por Fatiga

La ecuación general para determinar el **factor de seguridad a flexión** está dada por:

$$S_f = \frac{S_t \cdot Y_N}{\sigma_f \cdot K_T \cdot K_R} \quad (44)$$

Donde:

- S_t es la resistencia a la flexión del material.
- Y_N es el factor de vida útil, dependiente del número de ciclos.
- σ_f es el esfuerzo aplicado por flexión.
- K_T es el factor de temperatura.
- K_R es el factor de confiabilidad.

El factor de vida útil se calcula mediante una relación exponencial empírica basada en el número de ciclos N :

$$Y_N = a \cdot N^{-b} \quad (45)$$

En esta expresión, los parámetros a y b son definidos por la norma y dependen del tipo de material. Como el número de ciclos N es proporcional a las RPM, se evidencia que un incremento en las revoluciones por minuto aumenta el valor de Y_N , incrementando así el factor de seguridad S_f .

Diseño por Desgaste Superficial (Contacto)

El esfuerzo de contacto σ_c entre dientes se compara con la resistencia del material a través del siguiente criterio de seguridad:

$$S_H = \frac{S_c \cdot Z_N \cdot C_H}{\sigma_c \cdot K_T \cdot K_R} \quad (46)$$

Donde:

- S_c es la resistencia a la presión de contacto (función del Brinell).
- Z_N es el factor de vida para contacto, dependiente del número de ciclos.
- C_H es el factor de dureza relativa entre engranajes.

El factor Z_N se obtiene de forma similar a Y_N :

$$Z_N = a' \cdot N^{-b'} \quad (47)$$

Al igual que en el caso de la fatiga, una mayor cantidad de RPM implica una mayor frecuencia de contacto entre los dientes, lo que aumenta Z_N y por lo tanto reduce el factor de seguridad a contacto S_H .

Interpretación de Resultados según la Norma

De acuerdo con AGMA 2001-D04, los valores mínimos recomendados de seguridad son:

- Para diseño a flexión:

$$S_f \geq 1.5 \quad (48)$$

- Para desgaste superficial:

$$S_H \geq 1.0 \quad (\text{o } \geq 1.2 \text{ para aplicaciones críticas}) \quad (49)$$

Relación entre RPM y Vida a la Fatiga

Tanto el número de ciclos a flexión (N_{Lf}) como a contacto (N_{Lc}) se ven afectados directamente por la velocidad de rotación (RPM):

$$N \propto \text{RPM} \cdot t \quad (50)$$

Donde t es el tiempo de operación. Así, un aumento en RPM aumenta o disminuye los factores de vida (Y_N y Z_N), lo cual obliga a adoptar materiales más resistentes o aumentar la geometría de los dientes para garantizar márgenes de seguridad aceptables.

5. Definición del Problema

En el contexto del karting de competencia, el rendimiento de un Go-Kart eléctrico está determinado por una interacción compleja entre variables dinámicas como la entrega de torque, la capacidad de tracción, la eficiencia energética y los tiempos por vuelta. A pesar de las ventajas inherentes de los sistemas eléctricos como el torque instantáneo y una respuesta directa del motor, el comportamiento del vehículo dentro del circuito presenta una serie de limitaciones técnicas que se evidencian principalmente en los tramos de curva.

Durante la conducción en circuito, especialmente en trazados complejos como el del Autódromo Internacional de Yahuarcocha, se identifican zonas de pérdida significativa de tiempo en curvas, asociadas a la necesidad de reducir la velocidad para evitar el derrape y mantener el control del vehículo. Estas pérdidas se originan por restricciones físicas impuestas por el radio de giro, el coeficiente de fricción neumático-asfalto, el peralte, y la geometría de la curva, las cuales limitan la velocidad máxima segura de paso. A mayor velocidad de entrada, mayor será la exigencia de frenado y, por consiguiente, mayor la pérdida temporal.

Los datos obtenidos mediante simulaciones ideales para distintos perfiles de pilotos (ideal, profesional y amateur) muestran que estas pérdidas pueden representar entre 10 y 25 segundos por vuelta, dependiendo del nivel de pericia del conductor y la velocidad de ingreso a curva. Esta pérdida no solo afecta directamente los tiempos de vuelta, sino que también compromete la estrategia global de carrera, debido a la energía adicional requerida para recuperar la velocidad después de cada desaceleración, el esfuerzo mecánico sobre los componentes del tren motriz, y el impacto en el consumo de batería.

Esta situación representa un problema técnico de alto impacto competitivo, ya que el vehículo no logra mantener un rendimiento constante a lo largo del circuito, viéndose obligado a transitar por tramos críticos con una eficiencia significativamente reducida. Estas variaciones de velocidad afectan negativamente tanto al aprovechamiento del torque como al equilibrio general del sistema mecánico.

Desde el punto de vista del diseño y la ingeniería del movimiento, las curvas actúan como elementos limitantes del sistema, y su presencia impone restricciones funcionales que no pueden ser resueltas únicamente desde la conducción, sino que requieren una comprensión profunda del comportamiento del vehículo frente a estas zonas de pérdida. Comprender cómo se

originan estas pérdidas y cuál es su magnitud permite caracterizar el problema como un déficit de adaptación entre la entrega de potencia y las exigencias dinámicas impuestas por el circuito.

Formulación del problema: ¿Cómo impactan las pérdidas de tiempo generadas en curvas sobre el desempeño global de un Go-Kart eléctrico de competencia, y cuáles son los factores dinámicos y mecánicos que deben ser considerados para cuantificar, analizar y eventualmente reducir dichas pérdidas en función del trazado del circuito?

5.1. Análisis Técnico de Tiempos de Vueltas en Rectas

Como parte del estudio del comportamiento dinámico del Go-Kart eléctrico en condiciones de competencia, se ha desarrollado un análisis basado en la velocidad lineal constante a lo largo del circuito, específicamente en tramos rectos donde se minimizan las variaciones de aceleración o desaceleración. Para este caso, se considera una distancia fija de 1.7 kilómetros, correspondiente a la longitud aproximada del circuito del Autódromo Internacional de Yahuarcocha.

La tabla presentada muestra una comparación de los tiempos de vuelta teóricos en función de velocidades constantes que van desde 60 km/h hasta 130 km/h, representando diferentes escenarios de rendimiento del vehículo. A cada velocidad, se ha calculado:

- El tiempo total requerido para completar la vuelta (en minutos y segundos),
- La velocidad equivalente en kilómetros por minuto,
- La fracción de tiempo respecto al minuto entero para efectos de análisis comparativo.

Este análisis permite establecer una relación directa entre la velocidad y la eficiencia temporal del vehículo sobre la pista, siendo clave para la evaluación del desempeño global.

Tabla 1. Velocidad lineal en función del tiempo por vuelta y distancia recorrida

VELOCIDAD LINEAL						
Velocidad (km/h)	Distancia (km)	Tiempo por vuelta (min)	Vel. en km/min	Tiempo (s)	Mín	Fracción
60	1.7	1.70	1.00	102.00	1.00	42
70	1.7	1.46	1.17	87.43	1.00	27
80	1.7	1.28	1.33	76.50	1.00	17
90	1.7	1.13	1.50	68.00	1.00	8
100	1.7	1.02	1.67	61.20	1.00	0
120	1.7	0.85	2.00	51.00	–	51
130	1.7	0.78	2.17	47.08	–	47

5.2. Análisis del Comportamiento en Rectas

Este tipo de análisis permite establecer una relación directa entre la velocidad y la eficiencia temporal del vehículo sobre la pista, lo cual es crucial para la evaluación del desempeño global. Por ejemplo, a una velocidad constante de 60 km/h, el tiempo requerido para completar una vuelta es de aproximadamente 1.70 minutos (102 segundos). En contraste, a 130 km/h, el tiempo disminuye significativamente hasta 0.78 minutos (47.08 segundos). Esta diferencia de 54.92 segundos por vuelta representa una mejora sustancial en términos de tiempo, evidenciando la importancia que tiene mantener una mayor velocidad durante el recorrido.

Cabe señalar que este análisis se realiza bajo condiciones ideales, es decir, sin considerar la presencia de curvas, frenadas, aceleraciones intermitentes, pérdidas por fricción, o cualquier otro factor dinámico externo. Por tanto, los resultados representan un comportamiento teórico en línea recta, útil para establecer un punto de referencia sobre el cual se pueden contrastar las pérdidas reales observadas en otras secciones del circuito, como las curvas técnicas.

Este estudio preliminar constituye una herramienta útil para cuantificar los efectos del incremento de velocidad sobre los tiempos de vuelta, además de permitir identificar con claridad el impacto de los tramos donde no se puede mantener velocidad constante. Dichos resultados serán contrastados posteriormente con los análisis de curvas, en los que sí se requiere una reducción obligatoria de velocidad, lo cual genera pérdidas temporales que afectan el rendimiento general del vehículo en carrera.

5.3. Análisis del Trazado del Autódromo Internacional de Yahuarcocha

El Autódromo Internacional de Yahuarcocha (José Tobar Tobar), ubicado en la provincia de Imbabura, constituye el escenario de referencia para el presente estudio del comportamiento dinámico de un Go-Kart eléctrico de competencia. Este circuito cuenta con una longitud aproximada de 1.7 kilómetros y está compuesto por 16 curvas distribuidas a lo largo de su recorrido, además de una recta principal que permite desarrollar velocidades considerables.

A diferencia de los tramos rectilíneos ideales utilizados en análisis preliminares —donde se considera una velocidad constante y condiciones sin pérdidas dinámicas—, el trazado real del circuito introduce una serie de elementos geométricos que modifican el comportamiento del vehículo en términos de aceleración, tracción y tiempo de paso. Entre los factores más determinantes se encuentran las curvas de distinto tipo: cerradas (radio reducido), medias y abiertas (radio amplio), que demandan adaptaciones constantes en la dinámica del vehículo.

Cada curva impone una restricción física sobre la velocidad de paso, dependiendo de parámetros como el radio de giro, el peralte del tramo, la longitud del sector curvo y el ángulo de giro. Estas variables influyen en la necesidad de reducir velocidad para mantener adherencia y evitar la pérdida de tracción, lo cual se traduce en pérdidas temporales por curva que afectan directamente el rendimiento global del vehículo en carrera.

5.4. Caracterización Técnica de las Curvas del Autódromo

Con el fin de comprender de forma estructurada el comportamiento dinámico en estas zonas críticas, se ha desarrollado una clasificación técnica de las 16 curvas del circuito, en la que se detallan características como:

- Tipo de curva (abierta, media o cerrada),
- Sentido de giro (derecha o izquierda),
- Radio estimado (en metros),
- Longitud aproximada (en metros),
- Peralte estimado (en porcentaje).

Este análisis permitirá establecer una base sólida para la evaluación cuantitativa de las pérdidas de tiempo que ocurren en cada curva, además de servir como referencia para estudios posteriores relacionados con la eficiencia del vehículo bajo distintas condiciones del trazado.

La identificación precisa de las características geométricas del circuito es esencial para cualquier evaluación técnica del desempeño, ya que define los puntos donde se requieren ajustes dinámicos significativos y donde pueden concentrarse las mayores pérdidas de eficiencia por reducción de velocidad o desaceleración prolongada.

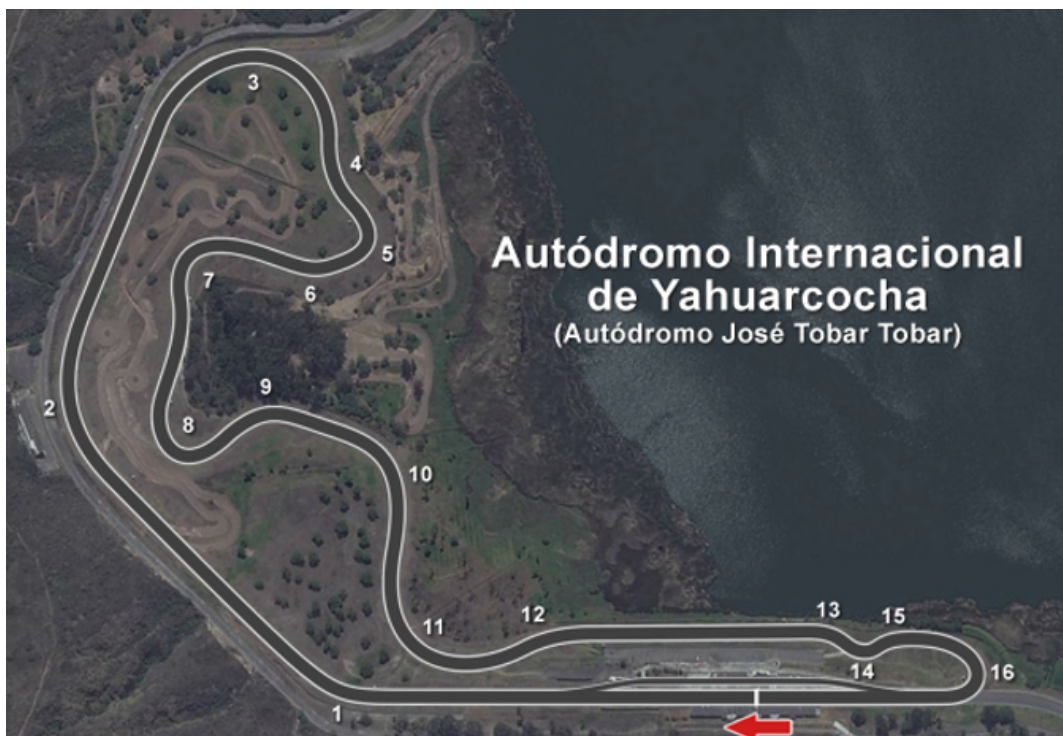


Figura 13. Vista satelital del Autódromo Internacional de Yahuarcocha (Autódromo José Tobar Tobar)[1].

Tabla 2. Caracterización Técnica de las Curvas del Autódromo Internacional de Yahuarcocha

Curva	Tipo de Curva	Sentido de Giro	Radio Estimado (m)	Longitud Estimada (m)	Peralte Estimado (%)
1	Abierta	Derecha	300 – 400	100 – 150	2
2	Media	Izquierda	150 – 250	80 – 120	3
3	Cerrada	Derecha	50 – 100	60 – 90	4
4	Media	Izquierda	150 – 250	80 – 120	3
5	Cerrada	Derecha	50 – 100	60 – 90	4
6	Abierta	Izquierda	300 – 400	100 – 150	2
7	Media	Derecha	150 – 250	80 – 120	3
8	Cerrada	Izquierda	50 – 100	60 – 90	4
9	Abierta	Derecha	300 – 400	100 – 150	2
10	Media	Izquierda	150 – 250	80 – 120	3
11	Cerrada	Derecha	50 – 100	60 – 90	2
12	Abierta	Izquierda	300 – 400	100 – 150	3
13	Media	Derecha	150 – 250	80 – 120	4
14	Cerrada	Izquierda	50 – 100	60 – 90	3
15	Media	Derecha	150 – 250	80 – 120	3
16	Abierta	Izquierda	300 – 400	100 – 150	2

5.5. Análisis Numérico de Velocidades Máximas en Curvas según Radio: Justificación Física para el Diseño del Sistema de Transmisión

Para esto, se realizó un análisis numérico ideal que permite calcular la velocidad máxima admisible en una curva sin perder tracción, en función del radio de giro, del coeficiente de fricción y de la aceleración gravitacional.

5.5.1. 1. Fuerza Centrífuga

La fuerza centrípeta es la responsable de mantener al vehículo en trayectoria circular. Esta se define por la siguiente ecuación:

$$F_c = \frac{m \cdot v^2}{R}$$

Donde:

- F_c : fuerza centrípeta (N)
- m : masa del vehículo con piloto (kg)

- v : velocidad lineal del vehículo (m/s)
- R : radio de la curva (m)

Esta expresión nos permite entender cuánta fuerza lateral debe oponer la fricción entre el neumático y el asfalto para evitar que el vehículo derrape al tomar una curva.

5.5.2. 2. Velocidad Máxima sin Perder Tracción

El vehículo debe mantener el equilibrio entre la fuerza centrípeta que requiere para mantenerse en la curva y la fuerza de fricción disponible. Esta última depende del coeficiente de fricción estática entre el neumático y el asfalto. Si la fuerza centrífuga excede esta fricción, el vehículo derrapará.

De esta condición límite se obtiene la velocidad máxima sin derrapar:

$$V_{\max} = \sqrt{\mu \cdot g \cdot R}$$

Donde:

- μ : coeficiente de fricción neumático-asfalto (valor típico: 0.8)
- g : aceleración de la gravedad (9.8 m/s²)
- R : radio de la curva (m)

Esta ecuación establece un límite físico y seguro para el paso por curva, el cual depende exclusivamente de la geometría de la curva y las condiciones de adherencia del pavimento.

5.6. Aplicación Numérica a Tipos de Curva en Yahuarcocha

Se realizó el cálculo de V_{\max} para cada tipo de curva del autódromo, considerando valores promedio de radio para cada categoría:

Tipo de curva	Radio (m)	Cálculo de V_{\max}
Cerrada	75	$\sqrt{0.8 \cdot 9.81 \cdot 75} = 24.26 \text{ m/s} = 87 \text{ km/h}$
Media	200	$\sqrt{0.8 \cdot 9.81 \cdot 200} = 39.62 \text{ m/s} = 142.6 \text{ km/h}$
Abierta	350	$\sqrt{0.8 \cdot 9.81 \cdot 350} = 52.41 \text{ m/s} = 188.7 \text{ km/h}$

Tabla 3. Cálculo teórico de V_{\max} para distintos tipos de curva

5.7. Interpretación del Resultado

Los resultados del análisis permiten establecer una referencia teórica sobre la cual es posible determinar la magnitud de la reducción de velocidad que debe realizarse al ingresar a una curva, comparada con la velocidad sostenida en un tramo recto. Por ejemplo, si el vehículo circula a una velocidad constante de 130 km/h en una recta, y se aproxima a una curva cerrada cuyo límite físico seguro de paso es de 87 km/h, se requiere una reducción aproximada del 33% en la velocidad.

Este tipo de reducción, aunque necesaria para evitar la pérdida de tracción y garantizar la estabilidad del vehículo, tiene un efecto directo sobre el tiempo de vuelta total, ya que cada desaceleración implica no solo un descenso temporal en la velocidad, sino también un tiempo adicional necesario para recuperar dicha velocidad en la fase de salida de la curva. Esta pérdida acumulada a lo largo del trazado puede ser significativa, especialmente en circuitos con gran cantidad de curvas de radio reducido.

En el contexto competitivo, estas pérdidas de tiempo representan una limitación funcional importante, ya que condicionan el rendimiento del vehículo en sectores técnicos del circuito. A mayor número de curvas exigentes, mayor será la frecuencia de desaceleración y recuperación, afectando no solo los tiempos de vuelta, sino también la estabilidad del sistema dinámico del vehículo y el consumo energético global.

El análisis de estas condiciones dinámicas permite comprender la importancia de evaluar el comportamiento del vehículo en función del trazado, identificando los puntos críticos donde se concentran las mayores pérdidas de velocidad y tiempo. Esta información resulta fundamental para la caracterización del desempeño real del Go-Kart en condiciones de carrera.

5.8. Análisis Comparativo de la Pérdida de Tiempo en Curvas: Piloto Ideal, Profesional y Amateur

A partir del análisis teórico de las velocidades máximas permitidas según el radio de cada curva, se ha desarrollado una estimación de la pérdida de tiempo generada por la necesidad de desacelerar en cada uno de los 16 giros del Autódromo Internacional de Yahuarcocha. Esta evaluación se basa en una simulación ideal, sin considerar efectos externos como fricción varia-

ble, temperatura, errores operativos o irregularidades del pavimento, permitiendo establecer un marco teórico de referencia cuantitativa.

Los resultados muestran que a mayores velocidades de entrada, las pérdidas por curva se incrementan significativamente, especialmente en aquellas con radios reducidos (50 a 100 metros). En estas condiciones, la desaceleración requerida para mantener el control del vehículo genera un impacto acumulativo en los tiempos de vuelta.

Curvas como la 3, 5, 8 y 16 se identifican como zonas críticas del circuito, en las que el efecto de desaceleración es más pronunciado. A velocidades cercanas a los 110 km/h o superiores, estas curvas provocan pérdidas que, sumadas a lo largo del trazado, superan los 12 segundos por vuelta, bajo condiciones teóricas ideales.

Esta pérdida acumulada representa el mínimo tiempo comprometido por efectos puramente geométricos del trazado, considerando únicamente la necesidad de desaceleración en curvas. En escenarios reales, este valor se vería incluso incrementado al considerar:

- Retrasos en aceleración o frenado.
- Cambios de adherencia por condiciones ambientales.
- Imperfecciones del trazado (baches, desgastes, peraltes irregulares).
- Desajustes dinámicos relacionados al sistema motriz.

El análisis confirma que las curvas con mayores restricciones geométricas representan los tramos de mayor penalización en términos de tiempo. Esto permite establecer un perfil claro de los sectores del circuito donde se concentran las mayores pérdidas, lo cual es clave para cualquier evaluación posterior del desempeño global del vehículo.

5.9. Conclusión Técnica

El estudio cuantitativo evidencia que las curvas con radios pequeños generan pérdidas temporales significativas, las cuales, a velocidades medias-altas, superan los 12 segundos por vuelta en condiciones ideales. Estas pérdidas son resultado directo de la necesidad de desacelerar bruscamente para mantener la trayectoria y la estabilidad del vehículo.

Comprender la magnitud y la distribución de estas pérdidas a lo largo del trazado permite identificar con precisión los sectores críticos del circuito, sirviendo como insumo esencial para futuras decisiones de diseño técnico, análisis energético o evaluación de desempeño competitivo en **Go-Karts eléctricos**.

5.10. Determinación del Problema

Al comparar el desempeño teórico del **Go-Kart eléctrico** en tramos rectilíneos respecto al comportamiento observado en sectores con geometría curva, se evidencia una diferencia sustancial en términos de eficiencia temporal. Mientras que en un trayecto lineal, a velocidades constantes entre 60 y 130 km/h, los tiempos de vuelta disminuyen de forma proporcional y continua, en tramos curvos esta tendencia no se mantiene debido a la necesidad de realizar reducciones bruscas de velocidad para mantener estabilidad y adherencia.

Este fenómeno da lugar a un problema técnico verificable: la pérdida considerable de tiempo acumulada a lo largo de una vuelta completa al circuito, provocada por la desaceleración forzada en curvas y la dificultad posterior para recuperar velocidad. La evidencia obtenida a partir de simulaciones idealizadas muestra que, bajo condiciones teóricas, estas pérdidas pueden superar los 12 segundos por vuelta, sin siquiera considerar factores adicionales como resistencia aerodinámica, frenado prolongado o deslizamientos.

Lo anterior sugiere que el vehículo, al ingresar en curvas de radios reducidos, sufre una interrupción significativa en su desempeño, y que esta interrupción no se resuelve únicamente con la reducción de velocidad: una parte importante del tiempo perdido se relaciona con el tiempo que tarda en volver a alcanzar una velocidad óptima después de salir de la curva.

Este comportamiento no solo implica una pérdida de eficiencia energética, sino que también afecta el equilibrio dinámico del vehículo. En términos funcionales, la baja capacidad de respuesta después de la desaceleración genera una transición lenta entre curva y recta, lo que penaliza directamente el tiempo de vuelta, especialmente en circuitos como el de Yahuarcocha, que combinan múltiples curvas cerradas con tramos de alta velocidad.

Desde un enfoque mecánico, esta situación constituye un problema estructural dentro del sistema de desplazamiento del vehículo, ya que limita el aprovechamiento efectivo del torque

disponible y compromete la capacidad del sistema motriz para adaptarse a las exigencias dinámicas impuestas por el trazado. La falta de respuesta inmediata en el momento de aceleración tras una curva no solo retrasa la recuperación de velocidad, sino que genera un efecto acumulativo que impacta negativamente en el rendimiento global de la competencia.

En consecuencia, se puede afirmar que existe un problema técnico central relacionado con la pérdida de tiempo en curvas, el cual se encuentra íntimamente ligado a la forma en que se gestiona la potencia entregada al sistema de tracción en estos tramos. Esta limitación, aunque propia de las condiciones geométricas del circuito, pone de manifiesto la necesidad de entender más profundamente cómo se comporta el vehículo en fases de transición, y cómo ese comportamiento condiciona su desempeño integral en pista.

6. Determinación de la Necesidad y Variables de Diseño

En el marco del desarrollo de un sistema de transmisión eficiente para un **Go-Kart eléctrico de competencia**, se ha realizado un levantamiento de información técnica mediante instrumentos de investigación como encuestas, tablas comparativas y simulaciones preliminares.

Cuestionario sobre rendimiento y mejora de la movilidad eléctrica en los gokarts

Estimado/a participante:

Esta encuesta está dirigida exclusivamente a personas que tienen conocimientos o interés en el ámbito de la **movilidad eléctrica aplicada a competencias**, como pilotos de karting, estudiantes de ingeniería automotriz o apasionados del automovilismo deportivo.

El **Go-Kart** es un vehículo deportivo desarrollado para la práctica del karting, una disciplina del automovilismo. Tradicionalmente, estos vehículos funcionaban con motores a combustión de dos o cuatro tiempos. Sin embargo, en los últimos años se ha incrementado la incorporación de **motores eléctricos**, lo cual representa una evolución significativa en términos de eficiencia, respuesta dinámica y sostenibilidad.

Con esta encuesta buscamos **recoger opiniones sinceras y fundamentadas** sobre las necesidades actuales y futuras de los Go-Karts eléctricos, con el fin de identificar posibles mejoras en su diseño y desempeño, especialmente enfocadas en la **optimización de tiempos de carrera** y la **adaptación tecnológica** a los circuitos de competencia.

Para esta encuesta se tomará como referencia la **pista de Yahuarcocha**, un circuito reconocido en el ámbito del karting de competencia. En caso de que no estés familiarizado con esta pista, es importante considerar que cuenta con **16 curvas**, clasificadas según su geometría en **curvas abiertas, curvas cerradas y curvas medias**.

Agradecemos de antemano tu colaboración y sinceridad en cada respuesta.

Figura 14. Encuesta aplicada a pilotos y técnicos del karting eléctrico

¿Considera que mejorar la eficiencia de la transmisión en curvas y arranques es clave para reducir la pérdida de potencia en karts eléctricos? [Copiar gráfico](#)

35 respuestas

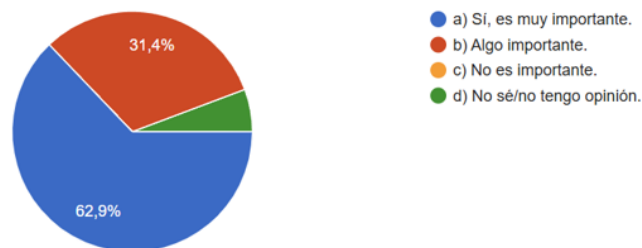


Figura 15. Resultados de la pregunta 1: Prioridad de mejorar el sistema de transmisión

En su opinión, ¿qué aspecto debería priorizarse más al diseñar una transmisión modular para vehículos eléctricos?

 Copiar gráfico

35 respuestas

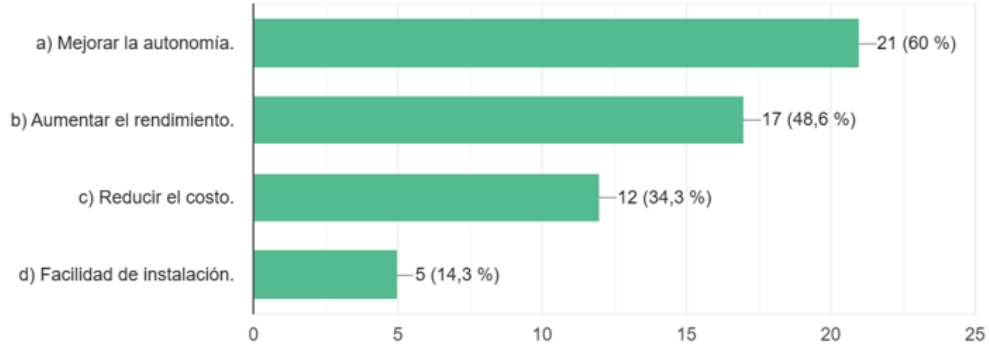


Figura 16. Resultados de la pregunta 2: Interés en adoptar un sistema modular

¿Estaría dispuesto(a) a implementar un sistema de transmisión modular si garantiza minimizar la pérdida de potencia durante curvas cerradas y aceleraciones bruscas?

 Copiar gráfico

35 respuestas

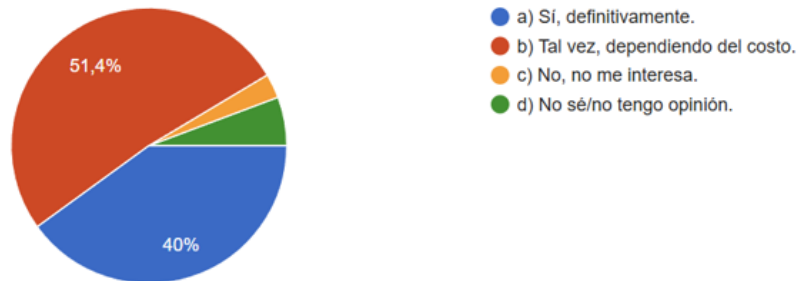


Figura 17. Resultados de la pregunta 3: Percepción sobre pérdidas de tiempo en curvas

Este análisis tiene como objetivo identificar y seleccionar la mejor alternativa tecnológica en función de variables críticas como:

- Eficiencia del sistema,
- Peso total del conjunto de transmisión,
- Facilidad de ajuste (modularidad y accesibilidad),
- Precisión en la entrega de torque.

Estas variables de diseño permiten establecer criterios de comparación entre diferentes configuraciones del sistema de transmisión, y orientan la toma de decisiones hacia una solución que optimice el rendimiento del vehículo bajo condiciones reales de competencia.

6.1. Diagnóstico Técnico y Resultados de Campo

A partir del conjunto de análisis teóricos, simulaciones de desempeño y los resultados obtenidos mediante instrumentos de recolección de datos (como encuestas aplicadas a un público conocedor del karting eléctrico competitivo), se ha identificado una necesidad técnica clara y fundamentada: **mejorar el comportamiento del sistema de transmisión en condiciones de curva**, donde se concentra la mayor pérdida de tiempo y eficiencia durante la competencia.

Los datos obtenidos muestran que el 62.9% de los encuestados considera que es “muy importante” mejorar la eficiencia de la transmisión durante curvas y arranques, reconociendo que gran parte de la pérdida de potencia útil ocurre en esas situaciones. Este hallazgo confirma el diagnóstico técnico previamente planteado, en el que se evidenció, mediante simulaciones idealizadas, que las curvas con radios reducidos provocan desaceleraciones bruscas que generan pérdidas superiores a los 25 segundos por vuelta, incluso bajo condiciones ideales.

Este comportamiento ha sido especialmente evidente en curvas del circuito de Yahuarcocha como la 3, 5, 8 y 16, donde la geometría del trazado impone exigencias de reducción de velocidad tan severas que el vehículo no logra una recuperación rápida de la velocidad una vez superado el giro. Esto sugiere que existe una clara limitación en la capacidad del sistema actual para entregar la potencia necesaria justo en el momento en que más se necesita, es decir, al salir de una curva y transitar hacia un tramo de aceleración.

El circuito de Yahuarcocha, con 16 curvas de diversa geometría, exige que el vehículo se adapte constantemente a diferentes condiciones de carga y velocidad. Sin embargo, el diseño actual, que mantiene una configuración fija de transmisión, no logra responder adecuadamente a esta variabilidad. El resultado es un desequilibrio entre torque y velocidad, afectando el tiempo de respuesta del sistema y penalizando el tiempo total por vuelta.

Asimismo, los encuestados destacaron otras prioridades técnicas fundamentales: el 60% indicó como prioridad la mejora de la autonomía, mientras que un 48.6% destacó la necesidad de aumentar el rendimiento. Estos resultados evidencian la importancia de un sistema que

permita administrar la energía de manera estratégica, entregando más potencia en curvas técnicas sin comprometer el consumo global del sistema.

Por otro lado, la disposición a adoptar nuevas soluciones fue positiva: el 40% de los encuestados respondió que definitivamente implementaría una transmisión con mejores capacidades de adaptación, y un 51.4% manifestó interés condicionado al costo, lo que refuerza la viabilidad práctica de una mejora tecnológica enfocada en este aspecto.

En conjunto, los antecedentes teóricos, los cálculos dinámicos y los datos recolectados en campo coinciden en señalar que el sistema de transmisión actual presenta una incapacidad funcional para responder a las exigencias dinámicas del circuito, especialmente durante el paso por curvas. La baja capacidad de recuperación de velocidad tras una desaceleración indica una entrega de potencia limitada, lo cual provoca pérdidas acumuladas que reducen la eficiencia y competitividad del vehículo.

Por tanto, se determina como necesidad principal de este proyecto el desarrollo de un sistema de transmisión con capacidad de adaptación, capaz de responder de manera eficiente a los diferentes requerimientos del circuito. Esta necesidad no se plantea como una mejora opcional, sino como una respuesta técnica obligatoria frente a un problema dinámico real y comprobado desde múltiples perspectivas.

6.2. Variables de Diseño

Las variables consideradas en el proceso de evaluación técnica son tanto cualitativas como cuantitativas. Estas fueron seleccionadas por su impacto directo en el rendimiento en pista, la eficiencia energética del sistema eléctrico, la facilidad de mantenimiento y la adaptabilidad del sistema de transmisión. A continuación, se detallan las variables evaluadas junto a su ponderación porcentual:

Variable Técnica	Peso (%)	Justificación
Eficiencia de transmisión	25%	Relacionada directamente con la entrega de potencia y la respuesta del kart.
Mantenimiento y accesibilidad	15%	Facilidad para ajustar o reemplazar partes.
Pérdidas mecánicas	15%	Pérdidas internas por fricción o deformación.
Resistencia a fallos (criticidad)	15%	Probabilidad de falla bajo esfuerzo.
Peso del sistema	10%	Afecta la relación peso-potencia total.
Precisión en la entrega de torque	10%	Afecta aceleraciones y comportamiento en curvas.
Facilidad de ajuste (modularidad)	10%	Facilidad de cambiar relación de transmisión.

Tabla 4. Variables técnicas evaluadas para la selección del sistema de transmisión

6.3. Evaluación Comparativa de Sistemas de Transmisión

Se compararon tres sistemas de transmisión aplicables a **Go-Karts eléctricos** en base a las variables anteriormente descritas. La evaluación numérica se realizó en una escala de 1 a 5, donde 5 representa el mejor rendimiento. La ponderación se aplicó según la importancia relativa de cada variable.

Sistema	Eficiencia	Mantenimiento	Pérdidas	Resistencia	Peso	Precisión	Ajuste fácil	Total
Caja reductora	5 (1.25)	3 (0.45)	5 (0.75)	5 (0.75)	4 (0.40)	5 (0.50)	5 (0.50)	4.60 / 5
Poleas y bandas	4 (1.00)	4 (0.60)	3 (0.45)	3 (0.45)	5 (0.50)	3 (0.30)	4 (0.40)	3.70 / 5
Cadenas y piñones	3 (0.75)	2 (0.30)	2 (0.30)	3 (0.45)	4 (0.40)	3 (0.30)	4 (0.40)	2.90 / 5

Tabla 5. Comparación ponderada de sistemas de transmisión para Go-Karts eléctricos

6.4. Selección del Sistema a Usar en el Proyecto

Con base en la evaluación comparativa realizada (ver Tabla 4), se ha seleccionado el sistema de **caja reductora de engranajes helicoidales** como la solución más adecuada para el diseño modular del sistema de transmisión del Go-Kart eléctrico de competencia. Esta decisión

se justifica considerando múltiples factores técnicos y funcionales, los cuales se detallan a continuación:

- **Alta eficiencia:** La caja reductora obtuvo la mayor puntuación en eficiencia (5), con un ponderado de 1.25. Este tipo de mecanismo presenta un contacto constante entre dientes, lo que permite una transmisión de potencia superior con mínimas pérdidas por fricción en comparación con los sistemas de poleas o cadenas [53].
- **Diseño compacto y modular:** A diferencia de los sistemas de poleas y bandas o cadenas y piñones, la caja reductora permite integrar el tren de engranajes en una carcasa cerrada, optimizando el espacio disponible dentro del chasis. Esto es particularmente importante considerando las restricciones de espacio del Go-Kart, donde un sistema de piñones y cadenas puede dificultar la disposición del motor y de los elementos estructurales.
- **Alta precisión y alineación:** El sistema de engranajes helicoidales proporciona una transmisión suave y continua, lo que reduce el ruido y la vibración, y mejora el control del vehículo en pista. Esta característica se traduce en una puntuación alta en la variable de *precisión* (0.50) y *ajuste fácil* (0.50).
- **Buen comportamiento estructural:** La resistencia mecánica de los engranajes helicoidales frente a cargas dinámicas y cíclicas lo convierte en un sistema confiable, con baja probabilidad de falla por fatiga si se diseña adecuadamente según normas como AGMA 2001-D04 o ISO 6336.
- **Reducción del mantenimiento:** Aunque el sistema de caja reductora tiene un mantenimiento moderado (valor de 3), al estar encapsulado y lubricado adecuadamente con aceite 85W/90 GL-5, presenta menor desgaste y menos necesidad de ajustes frecuentes que los sistemas con transmisión abierta como cadenas o bandas.
- **Relación de reducción específica:** El diseño contempla una relación de reducción de 2.04, que se adapta bien al motor de 12 kW y 8000 RPM. Esto permite obtener un régimen de trabajo óptimo y maximizar el par en las salidas de curvas sin comprometer la velocidad final.

En contraste, los sistemas de **poleas y bandas** si bien ofrecen cierta simplicidad y bajo mantenimiento, presentan pérdidas considerables de potencia debido al deslizamiento y tienen menor capacidad de soportar cargas pesadas. Por otro lado, los sistemas de **cadenas y piñones**

ocupan más espacio, tienen mayor desgaste, generan ruido, y requieren ajustes constantes en tensión para evitar fallas.

Por todas estas razones, la **caja reductora de engranajes helicoidales** representa la mejor opción tecnológica y funcional para este proyecto, cumpliendo con los criterios de eficiencia, durabilidad, control y optimización del espacio interno del Go-Kart eléctrico.

6.5. Análisis y Conclusiones de la Evaluación Comparativa

Dentro del proceso de desarrollo de una solución eficiente para la transmisión de potencia en **Go-Karts eléctricos de competencia**, se ha realizado una evaluación técnica comparativa entre tres sistemas comúnmente aplicables: la caja reductora con engranajes helicoidales, las poleas con bandas dentadas, y el sistema de cadenas con piñones. Esta comparación se fundamentó en criterios técnicos clave, definidos como variables de diseño, y ponderados según su influencia en el rendimiento en pista, la eficiencia energética y la adaptabilidad tecnológica del sistema.

Las variables consideradas en la evaluación fueron: eficiencia de transmisión (25%), mantenimiento y accesibilidad (15%), pérdidas mecánicas (15%), resistencia a fallos (15%), peso del sistema (10%), precisión en la entrega de torque (10%) y facilidad de ajuste o modularidad (10%). Cada una de estas variables fue evaluada en una escala de 1 a 5, siendo 5 la calificación que representa el mejor desempeño relativo. Posteriormente, las calificaciones fueron ponderadas conforme al peso porcentual asignado a cada variable, generando una puntuación total que permite comparar de manera objetiva el rendimiento global de cada sistema de transmisión.

Al observar los resultados, se destaca que el sistema caja reductora con engranajes helicoidales obtuvo la mayor puntuación total ponderada, con 4.60 sobre 5, superando tanto a las poleas con bandas dentadas (3.70/5) como a las cadenas y piñones (2.90/5). Esta puntuación refleja un comportamiento superior en la mayoría de las variables evaluadas, especialmente en aquellas de mayor peso, como eficiencia de transmisión (5 puntos), resistencia a fallos (5 puntos), precisión (5 puntos) y facilidad de ajuste (5 puntos).

Este resultado no es casual ni anecdótico. Las cajas reductoras con engranajes helicoidales ofrecen una notable eficiencia en la transferencia de potencia debido a su contacto continuo y suave entre dientes, lo que reduce significativamente las pérdidas por fricción. Asimismo, su diseño cerrado proporciona mayor protección contra contaminantes externos, lo que reduce las

necesidades de mantenimiento y aumenta su durabilidad. Además, su capacidad de precisión en la entrega de torque las hace ideales para condiciones exigentes como las curvas técnicas del circuito de Yahuarcocha, donde se necesita una respuesta rápida y estable al momento de salir de las curvas.

La variable de facilidad de ajuste, asociada directamente con la posibilidad de modular el sistema, también fue altamente calificada en este sistema. Esto es fundamental, ya que uno de los objetivos del proyecto es diseñar una transmisión adaptable, capaz de cambiar relaciones según las necesidades específicas del circuito o las preferencias del piloto. La caja reductora modular se presenta como una tecnología viable para cumplir con esta funcionalidad, sin sacrificar eficiencia ni robustez.

En contraste, aunque las poleas y bandas dentadas mostraron ventajas en términos de peso y facilidad de mantenimiento, su eficiencia mecánica es menor y su precisión en la entrega de torque puede verse comprometida bajo cargas extremas, lo cual las hace menos adecuadas para condiciones de competencia donde la exigencia es alta y constante. Por su parte, el sistema de cadenas y piñones, aunque común en transmisiones simples, presentó desventajas claras en la mayoría de las variables evaluadas.

6.6. Selección Final del Sistema de Transmisión

Por tanto, en base a este análisis integral, se determina que el sistema de transmisión más adecuado para continuar con el desarrollo del proyecto es la **caja reductora con engranajes helicoidales**, con diseño modular, la cual cumple con los requisitos técnicos, funcionales y estratégicos establecidos.

Esta decisión estará respaldada por la siguiente fase del proyecto, que consistirá en:

- El desarrollo de un modelo CAD optimizado, simulaciones dinámicas en software CAE.
- Un análisis técnico - económico para validar su implementación en **Go-Karts eléctricos de competencia**.

7. Cálculos del diseño de caja reductora

7.1. Aplicación de Cálculos

En esta sección se presentan los cálculos correspondientes al análisis del sistema de transmisión del Go-Kart eléctrico con sistema modular de engranajes helicoidales.

Cabe señalar que todos los cálculos que se detallan a continuación han sido desarrollados con base en los modelos matemáticos y expresiones formuladas previamente en la **Sección 4 del Marco Teórico**. En dicha sección se establecieron las ecuaciones fundamentales para evaluar esfuerzos de flexión, contacto superficial, velocidad angular, carga de trabajo, así como la normativa AGMA 2001-D04 aplicada al diseño de engranajes helicoidales.

Por lo tanto, las siguientes expresiones numéricas responden directamente a la aplicación práctica de dichos fundamentos teóricos, siendo imprescindibles para validar la resistencia y funcionalidad del sistema mecánico propuesto en el presente proyecto.

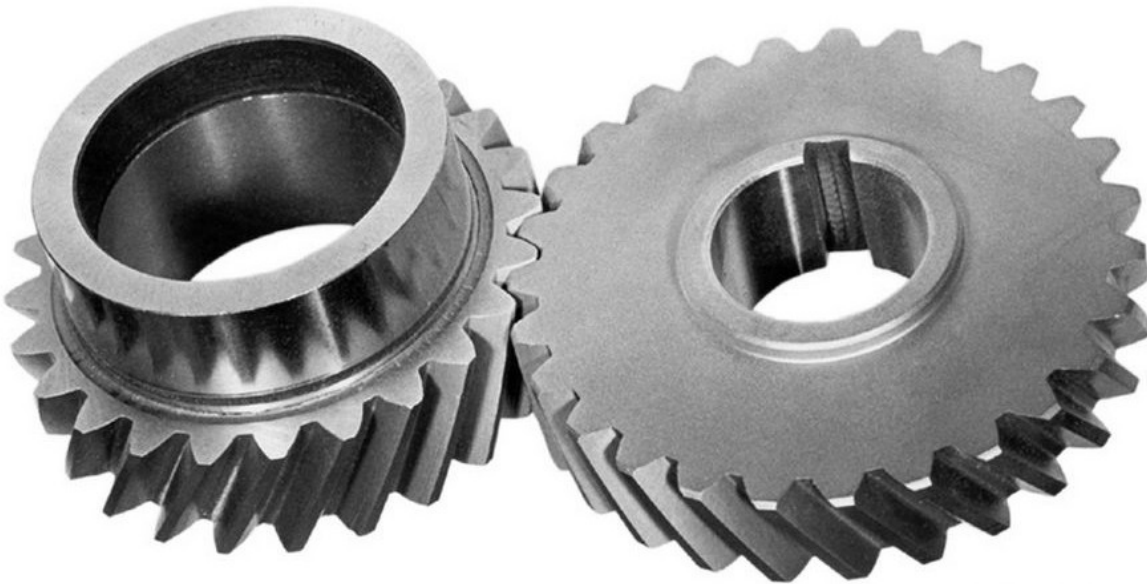


Figura 18. Sistema de transmisión piñón - corona. [37].

7.2. Criterio de Lewis

7.2.1. Paso Diametral

Se asume un paso diametral de:

$$P_d = 12 \frac{\text{dientes}}{\text{in}} \quad \text{Ec. (1)}$$

7.2.2. Velocidad Angular

Piñón

$$n_{pr} = \frac{n_{pc}}{m_{gc}} = \frac{8000 \text{ rpm}}{2.04} = 3921.56 \text{ rpm} \quad \text{Ec. (2)}$$

Corona

$$n_{gr} = \frac{n_{pr}}{m_{gr}} = \frac{3921.56 \text{ rpm}}{2.71} = 1447.07 \text{ rpm} \quad \text{Ec. (3)}$$

7.2.3. Número de Dientes

Piñón

$$N_p = 25 \text{ dientes} \quad \text{Ec. (4)}$$

Corona

$$N_g = N_p \cdot m_g = (25 \text{ dientes}) \cdot (2.71) = \boxed{51 \text{ dientes}} \quad \text{Ec. (5)}$$

7.3. Norma AGMA 2001 – D04: Fatiga por Flexión

7.3.1. Paso Diametral Transversal

$$P_t = P_d \cdot \cos \psi = \left(25 \frac{\text{dientes}}{\text{in}} \right) \cdot \cos 20^\circ = 11.27 \frac{\text{dientes}}{\text{in}} \quad \text{Ec. (6)}$$

$$P_{te} = 25 \frac{\text{dientes}}{\text{in}} \quad \text{Ec. (7)}$$

Se tomará un valor normalizado para el paso diametral transversal, ya que en catálogos sí hay paso diametral transversal de 12 dientes/in.

7.3.2. Paso Circular Normal y Transversal

$$p_n = \frac{\pi}{P_n} = \frac{\pi}{25} = 0,262 \frac{\text{in}}{\text{dientes}} \quad \text{Ec. (8)}$$

$$p_t = \frac{p_n}{\cos \psi} = \frac{0,262 \frac{\text{in}}{\text{dientes}}}{\cos 20^\circ} = 0,279 \frac{\text{in}}{\text{dientes}} \quad \text{Ec. (9)}$$

7.4. Criterios de Diseño según AGMA 2001-D04

7.4.1. Factor de Forma de Lewis

- Piñón \rightarrow 25 dientes $\Rightarrow Y = 0.3415$
- Corona \rightarrow 50 dientes $\Rightarrow Y = 0.4103$

7.4.2. Rango de Ancho de Cara

$$3 \cdot p_t < F < 5 \cdot p_t \quad \text{Ec. (10)}$$

$$3 \cdot (0.279) < 2.75 < 5 \cdot (0.279) \quad \text{Ec. (11)}$$

$$0.785 < 0.8 < 1.3930 \quad \therefore \text{Cumple} \quad \text{Ec. (12)}$$

7.4.3. Diámetro de Paso

Piñón

$$d_{pp} = \frac{N_p}{P_{te}} = \frac{25 \text{ dientes}}{12 \text{ dientes/in}} = 2.083 \text{ in} \quad \text{Ec. (13)}$$

Corona

$$d_{gp} = \frac{N_g}{P_{te}} = \frac{51 \text{ dientes}}{12 \text{ dientes/in}} = 4.166 \text{ in} \quad \text{Ec. (14)}$$

7.5. Velocidad y Carga de Trabajo

Velocidad Tangencial

$$V = \frac{\pi \cdot d_{pp} \cdot n_p}{12} = \frac{\pi \cdot (2.083 \text{ in}) \cdot (8000 \text{ rpm})}{12} \quad \text{Ec. (15)}$$

$$V = 4363.32 \frac{\text{ft}}{\text{min}} \quad \text{Ec. (16)}$$

Carga Transmitida

$$W^t = \frac{33000 \cdot H_p}{V} = \frac{33000 \cdot (16 \text{ Hp})}{4363.32 \text{ ft/min}} = 121.01 \text{ lbf} \quad \text{Ec. (17)}$$

$$W^t = 1.701 \text{ Kips} \quad \text{Ec. (18)}$$

7.6. Esfuerzo a Flexión

$$\sigma_p = W^t \cdot K_o \cdot K_v \cdot K_s \cdot \left(\frac{P_t \cdot K_m \cdot K_B}{F \cdot J_p} \right) \quad \text{Ec. (19)}$$

7.7. Factor de Sobrecarga (K_o)

Con la previa investigación realizada podemos decir que el carácter de la carga sobre la máquina impulsada es de impacto ligero y el carácter del movimiento principal es uniforme, con estas condiciones podemos determinar el factor de sobrecarga con ayuda de la siguiente tabla:

$$K_o = 1,25 \quad \text{Ec. (20)}$$

Tabla 6. Factor de sobrecarga

Máquina Impulsada	Uniforme	Impacto Moderado	Impacto Pesado
Uniforme	1	1.25	1.5
Impacto ligero	1.25	1.5	2
Impacto medio	1.5	1.75	2.25

7.8. Factor de Velocidad (K_v)

$$B = 0.25 \cdot (12 - Q_v)^{2/3} = 0.25 \cdot (12 - 7)^{2/3} \quad \text{Ec. (21)}$$

$$B = 0.731 \quad \text{Ec. (22)}$$

$$A = 50 + 56 \cdot (1 - B) = 50 + 56 \cdot (1 - 0.731) = 65.064 \quad \text{Ec. (23)}$$

$$V = 4363.32 \frac{\text{ft}}{\text{min}} \quad \text{Ec. (24)}$$

$$K_v = \left(\frac{A + \sqrt{V}}{A} \right)^B = \left(\frac{65.064 + \sqrt{4363.32}}{65.064} \right)^{0.731} = 1.669 \quad \text{Ec. (25)}$$

7.9. Factor de Tamaño (K_s) – Piñón

$$P_d = 12 \frac{\text{dientes}}{\text{in}} \quad F = 0.8 \text{ in} \quad \text{Ec. (26)}$$

$$K_s = 1.192 \left(\frac{F \cdot \sqrt{Y}}{P_d} \right)^{0.0535} = 1.192 \left(\frac{0.8 \cdot \sqrt{0.03415}}{12} \right)^{0.0535} = 1.002 \quad \text{Ec. (27)}$$

7.10. Factor de Tamaño (K_s) – Corona

$$K_s = 1.192 \left(\frac{F \cdot \sqrt{Y}}{P_d} \right)^{0.0535} = 1.192 \left(\frac{0.8 \cdot \sqrt{0.4103}}{12} \right)^{0.0535} = 1.0069 \quad \text{Ec. (28)}$$

7.11. Factor de Distribución de Carga (K_m)

$$K_m = 1 + C_{mc}(C_{pf} \cdot C_{pm} + C_{ma} \cdot C_e) \quad \text{Ec. (29)}$$

Considerando $C_{mc} = 1$ para dientes sin coronar.

$$\frac{F}{10 \cdot d_{pp}} = \frac{2.75}{10 \cdot 3.333} = 0.083 > 0.05 \Rightarrow \text{Se usa la ecuación completa} \quad \text{Ec. (30)}$$

$$C_{pf} = \frac{F}{10 \cdot d_{pp}} - 0.0375 + 0.0125 \cdot F \quad \text{Ec. (31)}$$

$$C_{pf} = \frac{0.8}{10 \cdot 2.083} - 0.0375 + 0.0125 \cdot (0.8) = 0.0134 \quad \text{Ec. (32)}$$

$$C_{pm} = 1 \quad \text{Ec. (33)}$$

Tabla 7. Factor de distribución de carga

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	0.0306	0.0102	-0.822×10^{-4}

Para unidades comerciales cerradas:

$$C_{ma} = A + B \cdot F + C \cdot F^2 \quad \text{Ec. (34)}$$

$$C_{ma} = (0.127) + (0.0158) \cdot (0.8) + (-0.930 \cdot 10^{-4}) \cdot (0.8)^2 = 0.1396 \quad \text{Ec. (35)}$$

$$C_e = 1 \quad \text{Ec. (36)}$$

$$K_m = 1 + 1 \cdot (0.0134 \cdot 1 + 0.1396 \cdot 1) \quad \text{Ec. (37)}$$

$$K_m = 1.153 \quad \text{Ec. (38)}$$

7.12. Factor de Distribución de Carga Secundario (K_B)

$$K_B = 1 \quad \text{Ec. (39)}$$

7.13. Factor Geométrico AGMA (J')

Factor geométrico J'

El factor geométrico J' es un parámetro crítico en el diseño de engranajes helicoidales, según la normativa AGMA 2001-D04, utilizado para calcular la distribución de cargas y evaluar la resistencia mecánica de los dientes del engranaje. Su valor depende del ángulo de la hélice (ϕ) y el número de dientes (N) [57].

La gráfica muestra cómo varía J' con el ángulo de la hélice (ϕ) para diferentes números de dientes (N):

Ejemplo:

Para un ángulo de hélice de 20° y 50 dientes, $J' = 0.50$ (según la línea roja en la gráfica).

Tendencia general:

- J' disminuye ligeramente con mayor número de dientes (N).
- J' aumenta levemente con mayores ángulos de hélice (ϕ), pero su variación es moderada dentro del rango típico de diseño (10° a 30°), como se muestra en la figura 19.

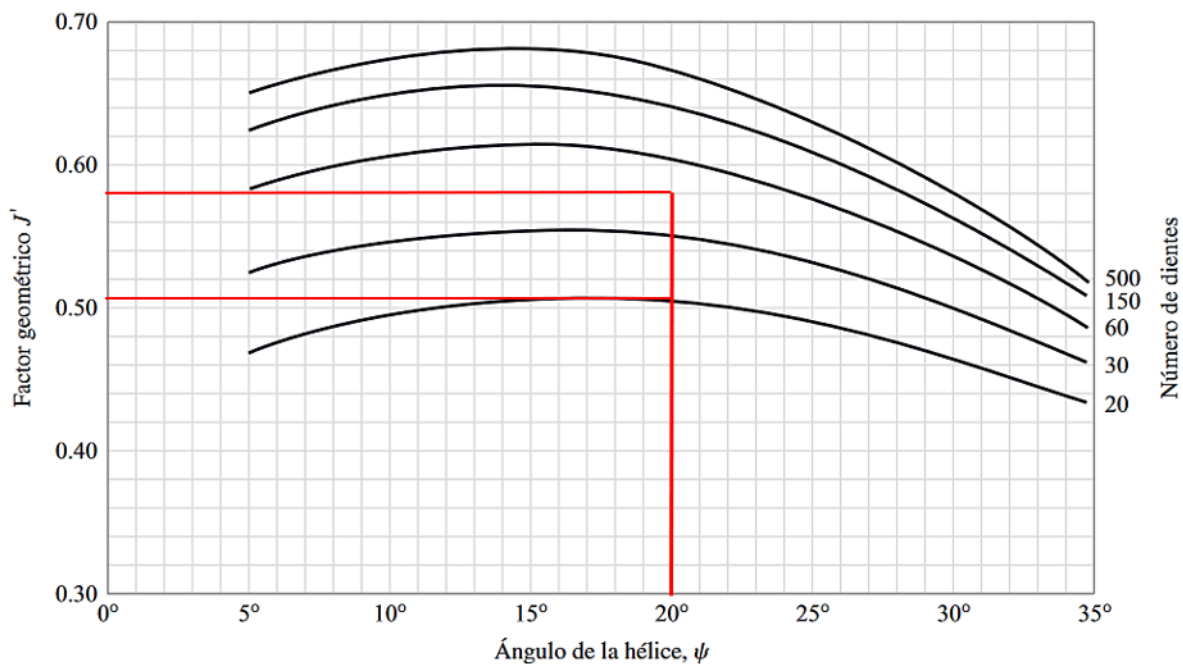


Figura 19. Factor geométrico J' [57]. Fuente: Autor.

$$J'_p = 0.528 \quad J'_g = 0.581 \text{tag} * \mathbf{Ec. (40)} \quad (51)$$

Factor de modificación f_m

El factor de modificación f_m es un parámetro crítico en el diseño de engranajes helicoidales según la normativa AGMA 2001-D04, utilizado para ajustar el perfil de los dientes con el objetivo de optimizar la distribución de cargas y mejorar la resistencia mecánica. Su valor depende del ángulo de la hélice (ϕ) y el número de dientes en el elemento acoplado (N_{acoplado}), como se muestra en la gráfica proporcionada. [57]

Un engranaje helicoidal con:

- $\phi=20^\circ$
- $N_{\text{acoplado}}=50$

Según la gráfica, $f_m = 0.95$. Si $J' = 0.50$, $J' = 1.0$, y $N_{\text{base}} = 45$:

$$K_{\text{load}} = 0.50 \cdot 1.0 \cdot 0.95 \cdot \sqrt{\frac{50}{45}} \approx 0.50 \cdot 0.95 \cdot 1.054 \approx 0.497$$

Este factor se usa luego para calcular la carga máxima admisible del engranaje, como se puede observar en la figura 20.

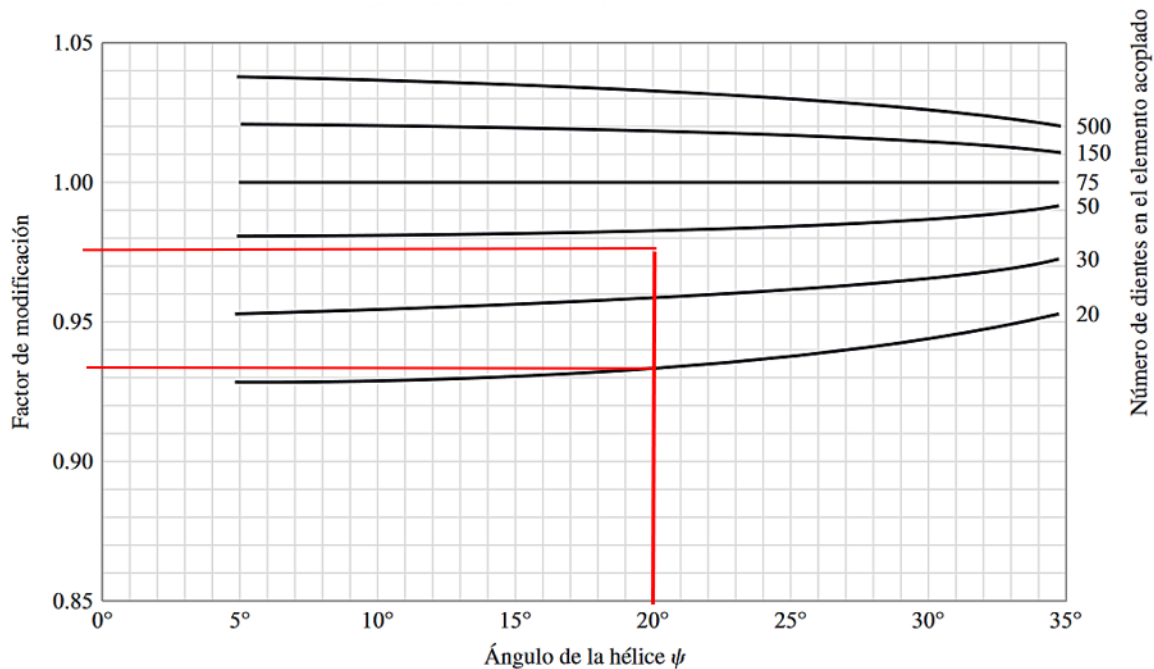


Figura 20. Factor de modificación f_m . Fuente: Autor

7.14. Factor de Modificación y Esfuerzo a Flexión

Factor de Modificación

$$f_{mp} = 0.982 \quad f_{mg} = 0.945 \quad \text{Ec. (41)}$$

Piñón

$$J_p = J'_p \cdot f_{mg} = (0.528) \cdot (0.982) = 0.5185 \quad \text{Ec. (42)}$$

Corona

$$J_g = J'_g \cdot f_{mp} = (0.581) \cdot (0.945) = 0.549 \quad \text{Ec. (43)}$$

Esfuerzo a Flexión

$$\sigma_{fp} = (121.0087 \cdot 1.25 \cdot 1.669 \cdot 1.002) \cdot \left(\frac{12 \cdot 1.153 \cdot 1}{0.8 \cdot 0.5184} \right) \quad \text{Ec. (44)}$$

$$\sigma_{fp} = 8437.86 \text{ psi} \Rightarrow \boxed{\sigma_{fp} = 8.4378 \text{ ksi}} \quad \text{Ec. (45)}$$

$$\sigma_{fg} = (121.0087 \cdot 1.25 \cdot 1.669 \cdot 1.0069) \cdot \left(\frac{12 \cdot 1.153 \cdot 1}{0.8 \cdot 0.549} \right) \quad \text{Ec. (46)}$$

$$\sigma_{fg} = 8007.59 \text{ psi} \Rightarrow \boxed{\sigma_{fg} = 8.0075 \text{ ksi}} \quad \text{Ec. (47)}$$

7.15. Factor de Seguridad a Flexión (S_f)

Resistencia a la Flexión (S_t)

Al esfuerzo permisible se lo analizará para un acero completamente endurecido de Grado 1, con una dureza de material de 370 HB.

Número de Esfuerzo de Flexión Permisible (S_t)

El número de esfuerzo de flexión permisible (S_f) es un parámetro crítico en el diseño mecánico, especialmente en aplicaciones como engranajes, ejes y componentes sometidos a cargas dinámicas. Este valor representa la resistencia máxima admisible a la flexión que un material puede soportar sin fallar, dependiendo de su dureza Brinell (H_B). La gráfica

proporcionada muestra cómo S_f varía con la dureza del material para dos categorías de calidad (Grado 1 y Grado 2), según normativas técnicas como las relacionadas con el diseño de engranajes [57].

Definición Técnica

- **Esfuerzo de flexión permisible (S_f):** Es la tensión máxima que un material puede resistir bajo condiciones de flexión, expresada en kpsi (kilopascales por pulgada cuadrada).

- **Dureza Brinell (H_B):** Mide la resistencia de un material a la deformación plástica, determinada mediante la prueba de dureza Brinell.

Interpretación de la Gráfica

La gráfica establece una relación lineal entre S_f y H_B para dos niveles de calidad:

1. Grado 1:

- **Ecuación:** $S_f = 77.3 \cdot H_B + 12,800$ psi.

- **Rango de dureza:** Desde aproximadamente $200 H_B$ hasta $400 H_B$.

- **Característica:** Menos restrictivo en términos de control metalúrgico, pero con valores de S_f más bajos.

2. Grado 2:

- **Ecuación:** $S_f = 102 \cdot H_B + 16,400$ psi.

- **Rango de dureza:** Desde $200 H_B$ hasta $400 H_B$.

- **Característica:** Requiere procedimientos estrictos de control metalúrgico y calidad, permitiendo mayores valores de S_f .

Límite Crítico (Línea Roja Vertical)

- La línea roja en $H_B = 350$ indica que, para materiales con dureza superior a este valor, se exigen procedimientos adicionales de control metalúrgico y calidad para garantizar la confiabilidad del material, ver figura 21.

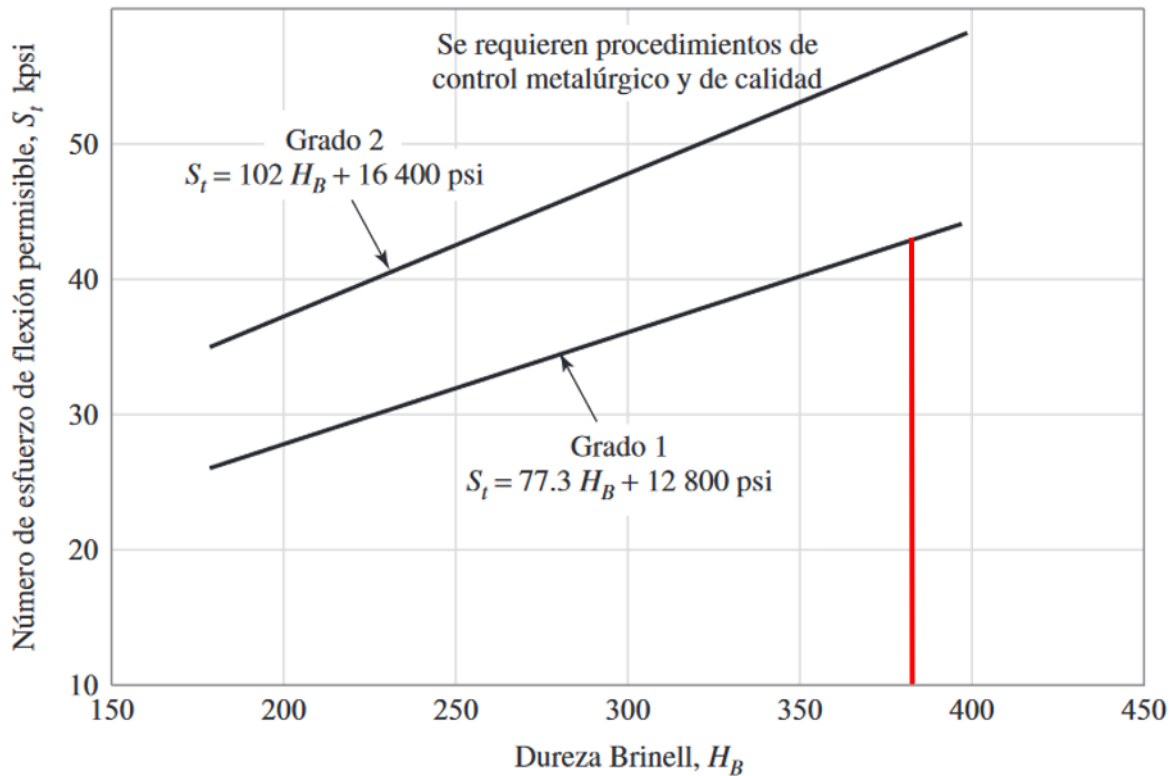


Figura 21. Número de esfuerzo de flexión permisible. Fuente: Autor.

Piñón

$$S_{tp} = 77.3 \cdot HB + 12800 = 77.3 \cdot 400 + 12800 = 43720 \text{ psi} \quad \text{Ec. (48)}$$

$$S_{tp} = 43720 \text{ ksi} \quad \text{Ec. (49)}$$

Corona

$$S_{tg} = 77.3 \cdot HB + 12800 = 77.3 \cdot 400 + 12800 = 43720 \text{ psi} \quad \text{Ec. (50)}$$

$$S_{tg} = 43720 \text{ ksi} \quad \text{Ec. (51)}$$

7.16. Factor de Confiabilidad (K_R)

$$K_R = 1 \quad (\text{Para confiabilidad del 99\%}) \quad \text{Ec. (52)}$$

7.17. Factor de Temperatura (K_T)

$$T = 300^\circ\text{F} \quad \text{Ec. (53)}$$

$$K_T = \begin{cases} 1 & \text{si } 32^\circ\text{F} \leq t \leq 250^\circ\text{F} \\ \frac{460+t}{710} & \text{si } t > 250^\circ\text{F} \end{cases} \quad \text{Ec. (54)}$$

$$K_T = \frac{460 + 300}{710} = 1.07 \quad \text{Ec. (55)}$$

Factor de Ciclos de Esfuerzos a Flexión (Y_N)

$$N_{Lp} = 10^9 \text{ ciclos} \quad \text{Ec. (56)}$$

$$N_{Lg} = \frac{N_{Lp}}{m_g} = \frac{10^9}{2.25} = 4.44 \cdot 10^8 \text{ ciclos} \quad \text{Ec. (57)}$$

7.18. Factor de Ciclos de Esfuerzo a Flexión (Y_N)

El Factor de Ciclos de Esfuerzo a Flexión (Y_N) es un parámetro crítico en el análisis de fatiga de materiales, utilizado para ajustar el límite de resistencia a la fatiga según el número de ciclos de carga (N) y las condiciones superficiales del material. Este factor se aplica en normativas como AGMA para diseñar componentes sometidos a cargas repetidas, como engranajes o ejes. [57] A continuación, se describe técnicamente:

Componentes de la Gráfica

1. Líneas para Diferentes Tratamientos Superficiales y Durezas (H_B):

- Superficie Carburizada (400 HB):

$$Y_{SF} = 9.4518 \cdot N^{-0.448}$$

- Superficie Nitridada (250 HB):

$$Y_{SF} = 6.1514 \cdot N^{-0.3192}$$

- **Material Base (160 HB):**

$$Y_{SF} = 2.3194 \cdot N^{-0.658}$$

- **Otras Líneas:** Incluyen tratamientos como nitrocarburo y combinaciones de dureza/tratamiento.

2. Escala Logarítmica:

- El eje X (número de ciclos, N) y el eje Y (Y_{SF}) están en escala logarítmica, lo que permite visualizar amplios rangos de valores.

3. Área Sombreada:

- Indica el rango de Y_{SF} válido para selección práctica, influenciado por:
 - Velocidad de rotación.
 - Limpieza de los materiales.
 - Esfuerzo residual.
 - Ductilidad y tenacidad del material.

Interpretación Técnica

1. Relación $Y_{SF} - N$:

- A mayor número de ciclos (N), Y_{SF} disminuye, reflejando que el material pierde resistencia con el tiempo debido a la acumulación de daño por fatiga.
 - Por ejemplo, para una superficie carbürada (400 HB):
 - $N = 10^6$ ciclos: $Y_{SF} \approx 0.5$.
 - $N = 10^7$ ciclos: $Y_{SF} \approx 0.3$.

2. Influencia del Tratamiento Superficial:

- **Carbürizado:** Mayor Y_{SF} inicial pero degradación rápida con N (ideal para ciclos bajos).
- **Nitridado:** Menor Y_{SF} inicial pero mayor estabilidad a altos ciclos (útil para aplicaciones de alta duración).
- **Material Base (sin tratamiento):** Bajo Y_{SF} incluso a ciclos bajos, requiriendo diseños más conservadores.

3. Dureza del Material (H_B):

- Materiales más duros (400 HB) tienen mayores Y_{SF} iniciales, pero su degradación con N es más acusada.

- Materiales menos duros (160 HB) tienen Y_{SF} más bajo pero más estable a largo plazo, ver figura 22.

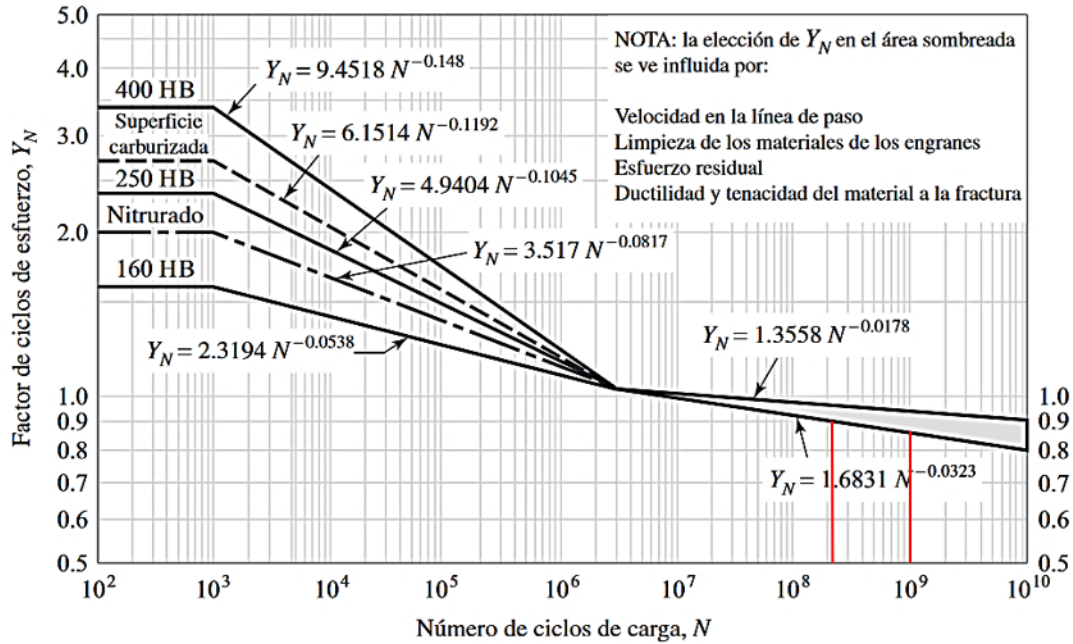


Figura 22. Factor de ciclos de esfuerzo Y_N . Fuente: Autor

Cálculo de Y_N

$$Y_{Np} = 1.6831 \cdot N_{Lp}^{-0.0323} = 1.6831 \cdot (10^9)^{-0.0323} = 0.862 \quad \text{Ec. (58)}$$

$$Y_{Ng} = 1.6831 \cdot N_{Lg}^{-0.0323} = 1.6831 \cdot (4.44 \cdot 10^8)^{-0.0323} = 0.885 \quad \text{Ec. (59)}$$

7.19. Cálculo del Factor de Seguridad a Flexión (S_f)

Piñón

$$S_{fp} = \frac{S_{tp} \cdot Y_{Np}}{\sigma_{fp} \cdot K_T \cdot K_R} = \frac{(43.720) \cdot (0.862)}{(8.437) \cdot (1.07) \cdot (1)} = 4.171 \quad \text{Ec. (60)}$$

Corona

$$S_{fg} = \frac{S_{tg} \cdot Y_{Ng}}{\sigma_{fg} \cdot K_T \cdot K_R} = \frac{(43.720) \cdot (0.885)}{(8.007) \cdot (1.07) \cdot (1)} = 4.4981 \quad \text{Ec. (61)}$$

7.20. AGMA 2001-D04 – Desgaste Superficial

1. Diámetro de paso y velocidad

Piñón:

$$d_{pp} = \frac{N_p}{P_t} = \frac{25 \text{ dientes}}{12 \text{ dientes/in}} = 2.08 \text{ in} \quad \text{Ec. (62)}$$

Corona:

$$d_{gp} = \frac{N_g}{P_t} = \frac{51 \text{ dientes}}{12 \text{ dientes/in}} = 4.25 \text{ in} \quad \text{Ec. (63)}$$

Velocidad de línea de paso:

$$V = \frac{\pi \cdot d_{pp} \cdot n_p}{12} = \frac{\pi \cdot (2.083 \text{ in}) \cdot (8000 \text{ rpm})}{12} \quad \text{Ec. (64)}$$

$$V = 4363.32 \frac{\text{ft}}{\text{min}} \quad \text{Ec. (65)}$$

2. Carga de trabajo

$$W^t = \frac{33000 \cdot H_p}{V} = \frac{33000 \cdot (16 \text{ Hp})}{4363.32 \text{ ft/min}} = 121.01 \text{ lbf} \quad \text{Ec. (66)}$$

$$W^t = 1.701 \text{ Kips} \quad \text{Ec. (67)}$$

3. Esfuerzo de contacto

$$\sigma_c = C_p \cdot \left(\frac{W^t \cdot K_o \cdot K_v \cdot K_s \cdot K_m \cdot C_f}{d_p \cdot F \cdot I} \right)^{1/2} \quad \text{Ec. (68)}$$

Factor de Sobrecarga (K_o)

$$K_o = 1.25 \quad \text{Ec. (69)}$$

Tabla 8. Factor de sobrecarga

Máquina Impulsada	Uniforme	Impacto Moderado	Impacto Pesado
Uniforme	1	1.25	1.75
Impacto ligero	1.25	1.5	2
Impacto medio	1.5	1.75	2.25

7.21. Factor de Velocidad (K_v)

$$B = 0.25 \cdot (12 - Q_v)^{2/3} = 0.25 \cdot (12 - 7)^{2/3} = 0.731 \quad \text{Ec. (70)}$$

$$A = 50 + 56 \cdot (1 - B) = 50 + 56 \cdot (1 - 0.731) = 65.064 \quad \text{Ec. (71)}$$

$$V = 465.374 \frac{\text{ft}}{\text{min}} \quad \text{Ec. (72)}$$

$$K_v = \left(\frac{A + \sqrt{V}}{A} \right)^B = \left(\frac{65.064 + \sqrt{4363.32}}{65.064} \right)^{0.731} = 1.669 \quad \text{Ec. (73)}$$

7.22. Factor de Tamaño (K_s)

$$P_d = 12 \frac{\text{dientes}}{\text{in}}, \quad F = 0.8 \text{ in} \quad \text{Ec. (74)}$$

$$K_s = 1.192 \left(\frac{F \cdot \sqrt{Y}}{P_d} \right)^{0.0535} = 1.192 \left(\frac{0.8 \cdot \sqrt{0.3415}}{12} \right)^{0.0535} = 1.002 \quad \text{Ec. (75)}$$

7.23. Factor de Distribución de Carga (K_m)

$$K_m = 1 + C_{mc}(C_{pf} \cdot C_{pm} + C_{ma} \cdot C_e) \quad \text{Ec. (76)}$$

$$C_{mc} = 1 \quad (\text{Dientes sin coronar}) \quad \text{Ec. (77)}$$

$$\frac{F}{10 \cdot d_{pp}} = \frac{2.75}{10 \cdot 3.333} = 0.083 > 0.05 \quad \Rightarrow \text{Se usa la fórmula completa} \quad \text{Ec. (78)}$$

$$C_{pf} = \frac{F}{10 \cdot d_{pp}} - 0.0375 + 0.0125 \cdot F = 0.0134 \quad \text{Ec. (79)}$$

$$C_{pm} = 1 \quad \text{Ec. (80)}$$

$$C_{ma} = A + B \cdot F + C \cdot F^2 = 0.247 + 0.0167 \cdot (2.75) + (-0.765 \cdot 10^{-1}) \cdot (2.75)^2 \quad \text{Ec. (81)}$$

$$K_m = 1 + (1) \cdot (0.079 + 0.17 \cdot 1) = 1.249 \quad \text{Ec. (82)}$$

Tabla 9. Tabla 7. Factor de distribución de carga

Condición	A	B	C
Engranajes abiertos	0.247	0.0167	$-0.765 \cdot 10^{-1}$
Unidades comerciales, cerradas	0.127	0.0158	$-0.930 \cdot 10^{-4}$
Unidades de precisión, cerradas	0.0675	0.0128	$-0.926 \cdot 10^{-4}$
Unidades de precisión extrema, cerradas	0.00360	0.0102	$-0.822 \cdot 10^{-4}$

$$C_{ma} = A + B \cdot F + C \cdot F^2 \quad \text{Ec. (83)}$$

$$C_{ma} = (0.127) + (0.0158) \cdot (2.75) + (-0.930 \cdot 10^{-4}) \cdot (0.8)^2 = 0.1396 \quad \text{Ec. (84)}$$

$$C_e = 1 \quad \text{Ec. (85)}$$

$$K_m = 1 + C_{mc}(C_{pf} \cdot C_{pm} + C_{ma} \cdot C_e) \quad \text{Ec. (86)}$$

$$K_m = 1 + 1 \cdot ((0.0134) \cdot (1) + (0.1396) \cdot (1)) = 1.153 \quad \text{Ec. (87)}$$

7.24. Coeficiente Elástico (C_p)

Tabla 10. Tabla 8. Coeficiente elástico

Material del piñón	E_p (MPa)	Acero	Hierro maleable	Hierro nodular	Hierro fundido	Bronce Al	Bronce Estaño
Acero	30×10^6	2300	2180	2160	2110	1950	1900
Hierro maleable	25×10^6	2180	2090	2070	2020	1900	1850
Hierro nodular	24×10^6	2160	2070	2050	2000	1830	1830
Hierro fundido	22×10^6	2100	2020	2000	1960	1830	1800
Bronce al aluminio	17.5×10^6	1950	1900	1880	1830	1800	1780
Bronce al estaño	16×10^6	1900	1850	1830	1800	1770	1650

El coeficiente elástico se determina con base en el material seleccionado para el engranaje. En este caso, se utiliza acero AISI 4340 completamente endurecido de Grado 1.

$$C_p = 2300 \sqrt{\text{psi}} \quad \text{Ec. (88)}$$

7.25. Factor de Condición Superficial (C_f)

El factor de condición superficial es igual a 1, siempre que la condición de superficie apropiada sea lograda.

$$C_f = 1 \quad \text{Ec. (89)}$$

7.26. Factor Geométrico (I)

Ángulo de Presión Transversal (Φ_t)

$$\Phi_t = \tan^{-1} \left(\frac{\tan \Phi_n}{\cos \psi} \right) = \tan^{-1} \left(\frac{\tan 20^\circ}{\cos 20^\circ} \right) = 21.173^\circ \quad \text{Ec. (90)}$$

Paso Circular Normal (P_N)

$$P_N = \frac{\pi}{P_d} \cos \Phi_t = \frac{\pi}{12} \cos 20^\circ = 0.246 \frac{\text{dientes}}{\text{in}} \quad \text{Ec. (91)}$$

Radio de Paso (r)

$$r_p = \frac{d_{pp}}{2} = \frac{2.08}{2} = 1.04 \text{ in} \quad (\text{Piñón}) \quad \text{Ec. (92)}$$

$$r_g = \frac{d_{pg}}{2} = \frac{4.25}{2} = 2.125 \text{ in} \quad (\text{Corona}) \quad \text{Ec. (93)}$$

Radio del Círculo Base Paso (r_b)

$$r_{bp} = r_p \cdot \cos \Phi_t = 1.04 \cdot \cos(21.173^\circ) = 0.9713 \text{ in} \quad \text{Ec. (94)}$$

$$r_{bg} = r_g \cdot \cos \Phi_t = 2.125 \cdot \cos(21.173^\circ) = 1.9816 \text{ in} \quad \text{Ec. (95)}$$

Adendum (a)

$$a = \frac{1}{P_d} = \frac{1}{12} \frac{\text{dientes}}{\text{in}} = 0.0833 \text{ in} \quad \text{Ec. (96)}$$

Cálculo del Factor Geométrico Z

$$Z = \left[(r_p + a)^2 - r_{bp}^2 \right]^{1/2} + \left[(r_g + a)^2 - r_{bg}^2 \right]^{1/2} - (r_g - r_p) \cdot \sin \Phi_t \quad \text{Ec. (97)}$$

Evaluación de Parámetros Intermedios para Z

$$\text{Paréntesis 1} \rightarrow [(1.667 + 0.1)^2 - 1.554^2]^{1/2} = 0.5675 \quad \text{Ec. (98)}$$

$$\text{Paréntesis 2} \rightarrow [(3.750 + 0.1)^2 - 3.497^2]^{1/2} = 0.9748 \quad \text{Ec. (99)}$$

$$\text{Paréntesis 3} \rightarrow (1.667 - 3.75) \cdot \sin(21.173^\circ) = 1.1437 \quad \text{Ec. (100)}$$

$$Z = 0.974 + 1.765 - 1.957 = 0.3986 \quad \text{Ec. (101)}$$

Repartición de la carga (m_v)

$$m_v = \frac{0.492}{0.95 \cdot 0.782} = 0.662 \quad \text{Ec. (102)}$$

Factor de Localización (I)

$$I = \frac{\cos(21.173^\circ) \cdot \sin(21.173^\circ)}{2 \cdot 0.6497} \cdot \frac{2.04}{2.04 + 1} = 0.1739 \quad \text{Ec. (103)}$$

Esfuerzo de Contacto (σ_c)

$$\sigma_c = C_p \cdot \left(\left(W^t \cdot K_o \cdot K_v \cdot K_s \cdot \frac{K_m \cdot C_f}{d_g \cdot F \cdot I} \right) \right)^{1/2} \quad \text{Ec. (104)}$$

$$\sigma_c = 2300 \cdot \left(1701.857 \cdot 1.25 \cdot 1.233 \cdot 1.109 \cdot \frac{1.249 \cdot 1}{3.333 \cdot 2.75 \cdot 0.176} \right)^{1/2} \quad \text{Ec. (105)}$$

$$\sigma_c = 72955.408 \text{ psi} \quad \text{Ec. (106)}$$

Factor de confiabilidad (K_R)

$$K_R = 1 \rightarrow \text{Confiabilidad del 0.99} \quad \text{Ec. (107)}$$

Factor de temperatura (K_T)

$$T = 300^\circ\text{F} \quad \text{Ec. (108)}$$

$$K_T = \begin{cases} 1 & \text{si } 32^\circ\text{F} \leq t \leq 250^\circ\text{F} \\ \frac{460+t}{710} & \text{si } t > 250^\circ\text{F} \end{cases} \quad \text{Ec. (109)}$$

$$K_T = \frac{460 + T}{710} = \frac{460 + 300}{710} = 1.07 \quad \text{Ec. (110)}$$

Resistencia a la fatiga por contacto (S_c)

La resistencia a fatiga por contacto (S_c) es un parámetro crítico que define el esfuerzo máximo permisible que un material puede soportar bajo condiciones de contacto repetido sin presentar fallas prematuras debido a fatiga. Este valor depende de la dureza Brinell (H_B) del material y del nivel de calidad del proceso de fabricación, como se muestra en la gráfica proporcionada. [57] A continuación, se describe técnicamente:

La figura 23 establece una relación lineal entre S_c y H_B para dos categorías de calidad:

1. Grado 1:

- **Ecuación:** $S_c = 322 \cdot H_B + 29,100$ psi.
- **Rango de dureza:** Desde aproximadamente $200 H_B$ hasta $400 H_B$.
- **Característica:** Menos restrictivo en términos de control metalúrgico, pero con valores de S_c más bajos.

2. Grado 2:

- **Ecuación:** $S_c = 349 \cdot H_B + 34,300$ psi.
- **Rango de dureza:** Desde $200 H_B$ hasta $400 H_B$.
- **Característica:** Requiere procedimientos estrictos de control metalúrgico y calidad, permitiendo mayores valores de S_c .

Límite Crítico (Línea Roja Vertical):

- La línea roja en $H_B = 350$ indica que, para materiales con dureza superior a este valor, se exigen procedimientos adicionales de control metalúrgico y calidad para garantizar la confiabilidad del material.

Aplicación Práctica

En el diseño de componentes sometidos a cargas de contacto repetidas (como engranajes, rodillos o superficies de desgaste):

1. Selección de Material:

- Si el material tiene una dureza $H_B = 300$:
- **Grado 1:** $S_c = 322 \cdot 300 + 29,100 = 125,700$ psi.
- **Grado 2:** $S_c = 349 \cdot 300 + 34,300 = 138,800$ psi.
- El Grado 2 permite mayor carga admisible, pero requiere mayor control en la fabricación.

2. Diseño Basado en Resistencia:

- Si un componente requiere un esfuerzo de contacto de 130,000 psi:
- **Para el Grado 1**, el material debe tener $H_B \approx 335$.
- **Para el Grado 2**, el material puede tener $H_B \approx 310$.

Al esfuerzo permisible se lo analizará para un acero completamente endurecido de Grado 1, y una dureza de material de 370 HB.

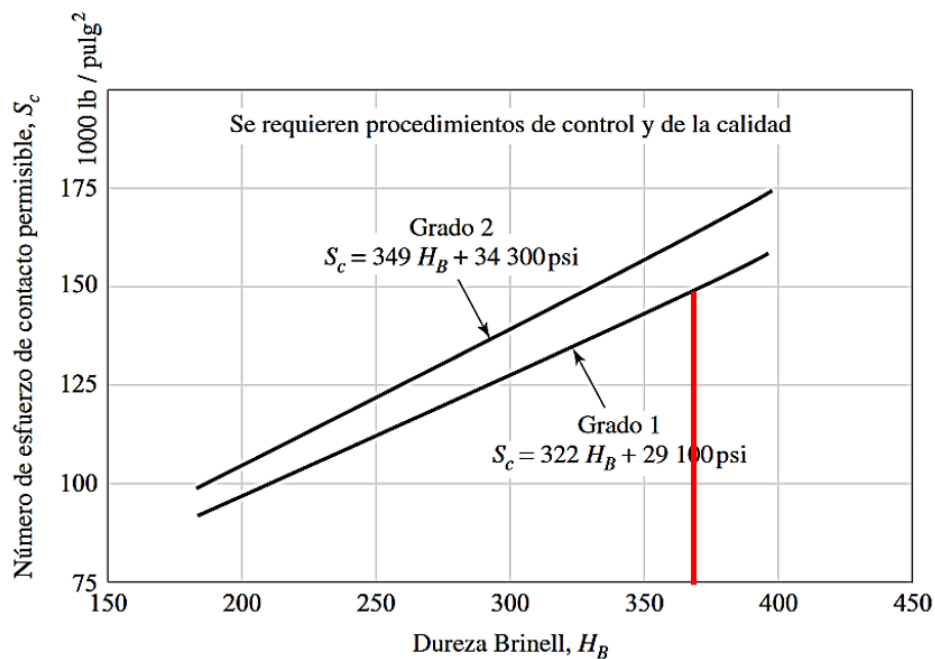


Figura 23. Número de esfuerzo de contacto permisible. Fuente: Autor.

$$S_c = 322 \cdot H_B + 29100 = 322 \cdot 400 + 29100 = 157900 \text{ psi} \quad \text{Ec. (111)}$$

$$S_c = 157.9 \text{ ksi} \quad \text{Ec. (112)}$$

Resistencia a la fatiga por contacto (S_c)

Piñón

$$S_{tp} = 322 \cdot H_B + 29100 = 322 \cdot 400 + 29100 = 157900 \text{ psi} \quad \text{Ec. (113)}$$

$$S_{tp} = 157.9 \text{ ksi} \quad \text{Ec. (114)}$$

Corona

$$S_{tg} = 322 \cdot H_B + 29100 = 322 \cdot 400 + 29100 = 157900 \text{ psi} \quad \text{Ec. (115)}$$

$$S_{tg} = 157.9 \text{ ksi} \quad \text{Ec. (116)}$$

Factor de relación de la dureza (C_H)

Piñón

$$C_{Hp} = 1 \quad \text{Ec. (117)}$$

Corona

$$\frac{H_{Bp}}{H_{Bg}} = \frac{400}{400} = 1 \quad \text{Ec. (118)}$$

$$\frac{H_{Bp}}{H_{Bg}} < 1.2 \quad \Rightarrow \quad A' = 0 \quad \text{Ec. (119)}$$

$$C_{Hg} = 1 + A'(m_g - 1) = 1 + 0 \cdot (2.25 - 1) = 1 + 0 = 1 \quad \text{Ec. (120)}$$

$$C_{Hg} = 1 \quad \text{Ec. (121)}$$

Factor de ciclos de esfuerzos de resistencia a la picadura (Z_N)

$$N_{Lp} = 10^9 \text{ ciclos} \quad \text{Ec. (122)}$$

$$N_{Lg} = \frac{N_{Lp}}{m_g} = \frac{10^9}{2.71} = 3.68 \cdot 10^8 \text{ ciclos} \quad \text{Ec. (123)}$$

Factor de ciclos de esfuerzos a desgaste (Z_N)

El **Factor de Ciclos de Esfuerzos a Desgaste** (Z_N) es un parámetro que ajusta el esfuerzo admisible (S_{flex} o S_c) para considerar el número de ciclos de carga (N) y las condiciones superficiales del material. Su valor disminuye con N , reflejando la degradación del material debido a la fatiga acumulada. La ecuación general es:

$$Z_N = K \cdot N^{-m},$$

donde: - K : Constante que depende del tratamiento superficial y la dureza del material. - m : Exponente que define la tasa de decremento de Z_N con N .

Componentes de la Gráfica

1. Líneas para Tratamientos Superficiales:

- **Material Normalizado (Sin Tratamiento):** $Z_N = 2.466 \cdot N^{-0.056}$.
- **Material Nitreado:** $Z_N = 1.4488 \cdot N^{-0.023}$.

2. Escala Logarítmica:

Ejes X (número de ciclos, N) y Y (Z_N) en escala logarítmica.

3. Área Sombreada:

Indica el rango válido de Z_N , influenciado por:

- Régimen de fabricación.
- Criterios de falla.

- Velocidad en la línea de paso.
- Limpieza de los materiales.
- Ductilidad y tenacidad del material.

Interpretación Técnica Figura 24

1. Relación $Z_N - N$:

- A mayor número de ciclos (N), Z_N disminuye, reflejando que el material pierde resistencia con el tiempo debido a la acumulación de daño por fatiga.
- Por ejemplo, para material normalizado:
 - $N = 10^6$ ciclos: $Z_N \approx 0.9$.
 - $N = 10^8$ ciclos: $Z_N \approx 0.7$.

2. Influencia del Tratamiento Superficial:

- **Nitreado:** Mayor Z_N inicial pero decrecimiento más lento con N (ideal para aplicaciones de alta duración).
- **Material Normalizado:** Bajo Z_N incluso a ciclos bajos, requiriendo diseños más conservadores.

3. Ductilidad y Tenacidad:

- Materiales con mayor ductilidad y tenacidad tienen mayor capacidad para tolerar microdefectos, mejorando Z_N .

Aplicación Práctica

En el diseño mecánico:

1. Selección de Z_N :

- Se elige el valor de Z_N basado en:
 - N : Número de ciclos esperados en la aplicación.
 - Tratamiento superficial: Nitreado, carburo, etc.
 - Ejemplo: Para $N = 10^6$ ciclos y material nitreado, $Z_N \approx 0.85$.

2. Cálculo del Esfuerzo Admisible:

$$S_{\text{flexión, admisible}} = Z_N \cdot S_{\text{flexión, base}}$$

donde $S_{\text{flexión, base}}$ es el esfuerzo de flexión permisible sin considerar ciclos.

3. Consideraciones Adicionales:

- La velocidad de rotación afecta la frecuencia de ciclos y, por ende, Z_N .
- La limpieza de los componentes reduce esfuerzos residuales y mejora Z_N .

Para $N = 10^7$ ciclos y tratamiento nitreado, $Z_N \approx 0.85$.

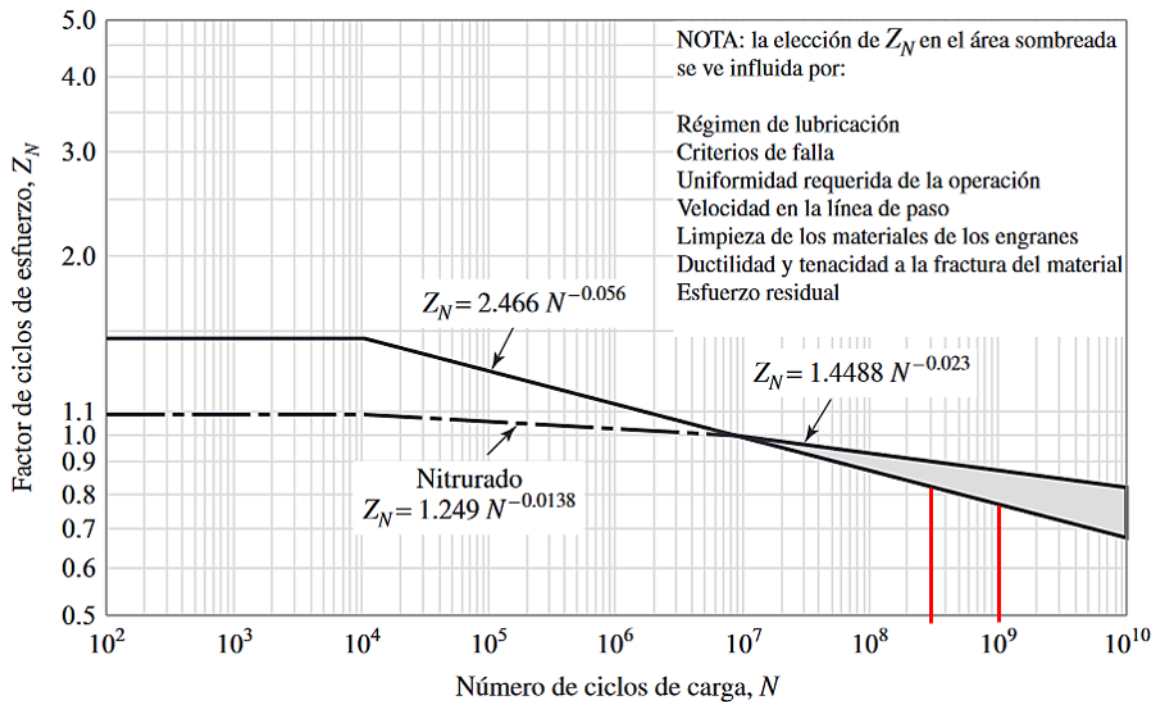


Figura 24. Factor de ciclos de esfuerzo Z_N .

Piñón

$$Z_{Np} = 2.466 \cdot N_{Lp}^{-0.056} = 2.466 \cdot (10^9)^{-0.056} \quad \text{Ec. (124)}$$

$$\boxed{Z_{Np} = 0.773} \quad \text{Ec. (125)}$$

Corona

$$Z_{Ng} = 2.466 \cdot N_{Lg}^{-0.056} = 2.466 \cdot (4.44 \cdot 10^8)^{-0.056} \quad \text{Ec. (126)}$$

$$\boxed{Z_{Ng} = 0.809} \quad \text{Ec. (127)}$$

Factor de seguridad a desgaste (S_H)

Piñón

$$S_{Hp} = \frac{S_{cp} \cdot Z_{Np} \cdot C_{Hp}}{\sigma_c \cdot K_T \cdot K_R} \quad \text{Ec. (128)}$$

$$S_{Hp} = \frac{(148.24) \cdot (0.773) \cdot (1)}{(72.764) \cdot (1.07) \cdot (1)} \quad \text{Ec. (129)}$$

$$\boxed{S_{Hp} = 1.6259} \quad \text{Ec. (130)}$$

$$\boxed{S_{Hp}^2 = 2.6436} \quad \text{Ec. (131)}$$

Corona

$$S_{Hg} = \frac{S_{cg} \cdot Z_{Ng} \cdot C_{Hg}}{\sigma_c \cdot K_T \cdot K_R} \quad \text{Ec. (132)}$$

$$S_{Hg} = \frac{(148.24) \cdot (0.809) \cdot (1)}{(72.764) \cdot (1.07) \cdot (1)} \quad \text{Ec. (133)}$$

$$\boxed{S_{Hg} = 1.6259} \quad \text{Ec. (134)}$$

$$\boxed{S_{Hg}^2 = 2.6436} \quad \text{Ec. (135)}$$

Esfuerzo Permissible

Piñón

$$\sigma_{sc,perm} = \frac{S_{cp} \cdot Z_{Np} \cdot C_{Hp}}{S_{Hp} \cdot K_T \cdot K_R} \quad \text{Ec. (136)}$$

$$\sigma_{sc,perm} = \frac{(148.24) \cdot (0.773) \cdot (1)}{(1.5) \cdot (1.07) \cdot (1)} \quad \text{Ec. (137)}$$

$$\boxed{\sigma_{sc,perm} = 72.955 \text{ ksi}} \quad \text{Ec. (138)}$$

Corona

$$\sigma_{sc,perm} = \frac{S_{cp} \cdot Z_{Np} \cdot C_{Hp}}{S_{Hp} \cdot K_T \cdot K_R} \quad \text{Ec. (139)}$$

$$\sigma_{sc,perm} = \frac{(148.24) \cdot (0.809) \cdot (1)}{(1.5) \cdot (1.07) \cdot (1)} \quad \text{Ec. (140)}$$

$$\boxed{\sigma_{sc,perm} = 72.955 \text{ ksi}} \quad \text{Ec. (141)}$$

Validación según AGMA 2001-D04

Con base en los resultados numéricos obtenidos y conforme a la normativa **AGMA 2001-D04**, se evaluaron los **factores de seguridad** tanto para el **diseño a fatiga** como para el **diseño por desgaste superficial** (*pitting*).

Los valores obtenidos fueron:

- **Diseño por fatiga:**

$$S_f = 4.1716 \quad \text{y} \quad 4.4981 \quad \text{Ec. (142)}$$

- **Diseño por desgaste superficial:**

$$S_h = 2.4408 \quad \text{y} \quad 2.6436 \quad \text{Ec. (143)}$$

El valor mínimo de seguridad relevante en este análisis fue:

$$S_{\text{mínimo}} = 2.4408 \quad \text{Ec. (144)}$$

Este resultado representa el **factor de seguridad del engranaje más exigido** y se encuentra por encima de los valores mínimos recomendados por la norma AGMA:

- Para fatiga:

$$S_f \geq 1.5 \quad \text{Ec. (145)}$$

- Para desgaste superficial:

$$S_h \geq 1.0 \quad (\text{o } \geq 1.2 \text{ para aplicaciones exigentes}) \quad \text{Ec. (146)}$$

8. Análisis de Resultados y Discusión

8.1. Selección del Material del Chasis: Acero A36

El chasis del Go-Kart constituye la base estructural sobre la cual se soportan todos los sistemas funcionales del vehículo, incluyendo el sistema modular de transmisión por engranajes helicoidales. Para garantizar resistencia, confiabilidad y bajo costo, se seleccionó el acero estructural A36 como material base.



Figura 25. Acero estructural A36 [58].

8.1.1. Propiedades Mecánicas del Acero A36

Tabla 11. Propiedades mecánicas del acero estructural A36

Propiedad	Valor
Densidad	7.85 g/cm ³
Límite elástico	250 MPa (mínimo)
Resistencia a la tracción	400–550 MPa
Alargamiento (en 200 mm)	≥ 20%
Módulo de elasticidad (E)	200 GPa
Tenacidad (Charpy)	Alta en condiciones normales
Soldabilidad	Excelente
Maquinabilidad	Buena
Costo	Bajo

8.1.2. Justificación de la Selección

El acero A36 fue elegido debido a una combinación ideal de propiedades mecánicas, facilidad de manufactura y bajo costo, lo que lo convierte en un material adecuado para chasis de vehículos ligeros de competencia como el Go-Kart:

- **Resistencia a la deformación:** Con un límite elástico de 250 MPa, el A36 ofrece buena resistencia estructural ante cargas estáticas y dinámicas generadas durante curvas, frenadas y aceleraciones bruscas [59].
- **Adaptabilidad a esfuerzos:** Su módulo de elasticidad de 200 GPa permite mantener la rigidez del chasis, asegurando el adecuado soporte para el sistema de engranajes helicoidales sin comprometer la integridad estructural [60].
- **Soldabilidad y manufactura:** El A36 puede ser soldado fácilmente sin tratamiento térmico complejo, lo cual facilita su integración en un diseño modular adaptable y personalizable [61].
- **Compatibilidad con sistemas modulares:** Su buena maquinabilidad permite integrar elementos como soportes de ejes, chavetas, cojinetes y bridas para acoplar el sistema de transmisión [25].
- **Costo accesible:** Su disponibilidad comercial lo convierte en una opción económicamente viable para prototipos o proyectos estudiantiles, sin sacrificar desempeño técnico.

8.1.3. Aplicación en el Proyecto

El acero A36 será utilizado como material principal para la fabricación del bastidor, sobre el cual se montará el sistema modular de engranajes helicoidales. Esta base deberá soportar tanto las cargas del motor eléctrico (12 kW) como el torque transmitido (92 Nm), garantizando durabilidad y seguridad durante la operación en pistas técnicas como Yahuarcocha.

Gracias a su equilibrio entre resistencia, manufacturabilidad y costo, el acero A36 representa una opción óptima para estructuras de Go-Karts que requieren soportar módulos de transmisión ajustables para distintas condiciones de competencia.

8.2. Diseño del prototipo virtual

El chasis se basa en una estructura tipo "ladder frame" con tubos longitudinales de 1.25 inches de diámetro exterior y 2 mm de espesor, fabricados en acero A36 sin costura (límite de

fluencia 250 MPa, módulo de Young 200 GPa), garantizando rigidez torsional y ligereza (peso total < 18kg). La geometría incluye una longitud de 1400 mm, distancia entre ejes de 1050 mm y ancho de 1250 mm para equilibrio entre estabilidad y agilidad en curvas técnicas. El centro de gravedad se posiciona entre 350–450 mm del suelo mediante una distribución del 65% del peso en el eje trasero (motor y batería) y 35% en el delantero. Los refuerzos transversales (6 unidades) se distribuyen en zonas críticas (soportes de motor, batería y dirección), con soldaduras MIG usando alambre ER70S-6 y gas 75% Ar + 25% CO₂, asegurando penetración completa y resistencia a fatiga. La simulación estática en ANSYS confirma esfuerzos von Mises < 220MPa y deformaciones < 0.4mm bajo cargas de 3G y 185 kg de peso total. La rigidez torsional (350~400Nm/rad) optimiza la adherencia en circuitos como Yahuarcuha, donde se prioriza la salida rápida de curvas sobre la velocidad punta. El diseño cumple normas CIK-FIA, con tolerancias dimensionales $\pm 0.5\text{mm}$ en tubos longitudinales y $\pm 0.2^\circ$ en ángulos de soldadura. El uso de acero A36 sin costura permite reciclabilidad y disponibilidad, ideal para aplicaciones profesionales. Los soportes de motor y batería integran placas de aluminio 6061-T6 para aislamiento de vibraciones. La configuración final combina baja inercia rotacional, eficiencia energética y seguridad estructural, validada mediante análisis de fatiga y resonancia (frecuencia natural 50–80 Hz). Este chasis está diseñado para soportar condiciones extremas de carrera, con refuerzos en uniones críticas y compatibilidad para simulaciones dinámicas futuras.

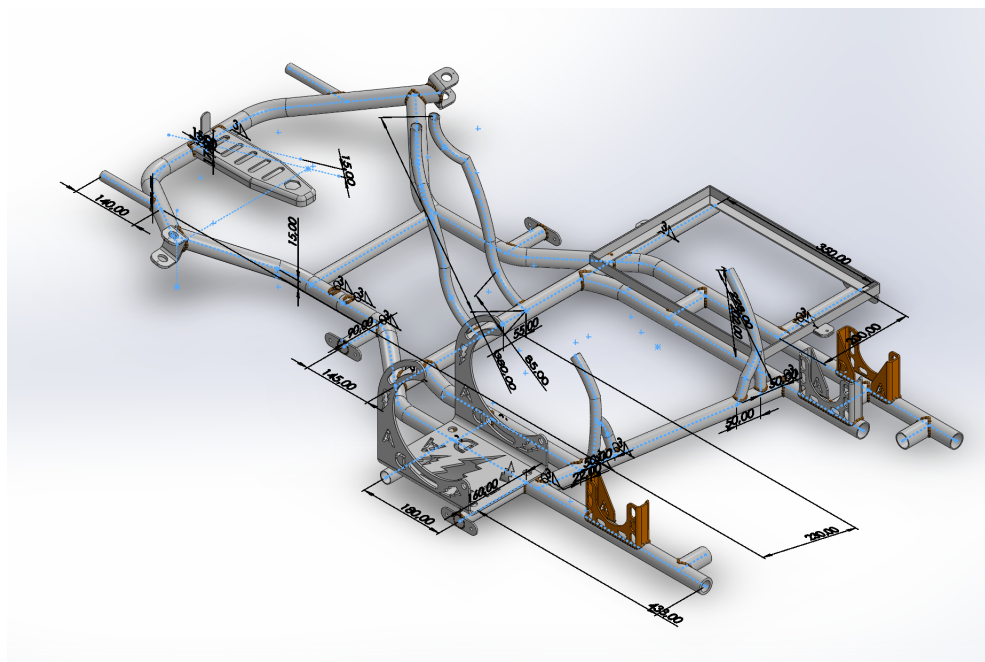


Figura 26. Chasis modelo D.A. Fuente: Autor.

8.3. Interpretación de Espesores por Colores en el Chasis (ANSYS)

La figura 27 muestra un modelo 3D de un chasis D.A. tubular, con una paleta de colores que codifica espesores de materiales: rojo (5 mm), verde (3 mm), celeste (2 mm) y amarillo (4 mm), azul (1.5 mm). Los tubos principales son celestes (2 mm), mientras que el soporte motor es de 4mm, soportes para chumaceras usan 3 mm para garantizar la resistencia. El sistema de coordenadas XYZ indica orientación, contextualiza dimensiones. Esta visualización permite identificar zonas de distintos espesores de material y optimizarla malla para tener una calificación sobre 0.75 del evaluador Element Quality para tener resultados confiables.

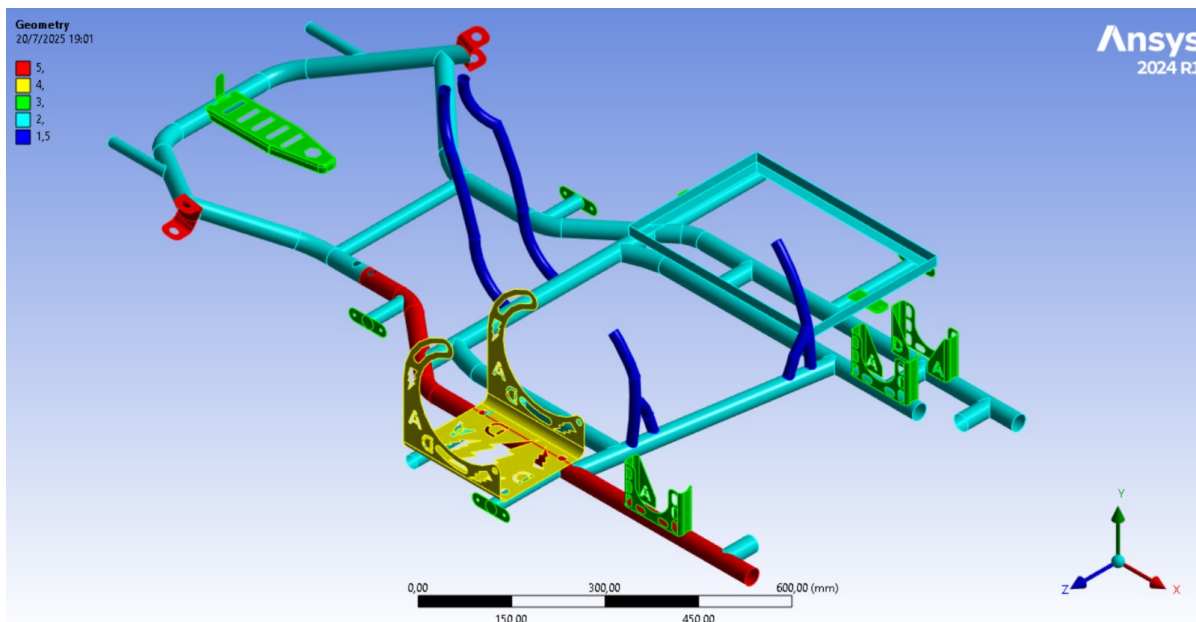


Figura 27. Visualización del análisis geométrico en espesores. Fuente: Autor.

El análisis de geometría del chasis, mostrado mediante el uso de escalas de color en ANSYS 2024 R1, representa los **diferentes espesores** (en milímetros) aplicados a las zonas estructurales con el fin de optimizar la **resistencia mecánica** y el **peso total** del vehículo. A continuación, se detallan las asignaciones por color:

Tabla 12. Espesores por color en análisis ANSYS

Color en ANSYS	Espesor [mm]	Aplicación estructural
Azul oscuro (1.5)	1.5	Refuerzos ligeros o tubos no estructurales.
Azul claro (2)	2.0	Elementos secundarios del bastidor.
Verde (3)	3.0	Soportes y travesaños con carga media.
Naranja (4)	4.0	Áreas con concentraciones de esfuerzo o soportes críticos.
Rojo (5)	5.0	Zonas de carga elevada como la base del motor y anclajes.

Este tipo de análisis permite optimizar el uso de material y asegurar que el chasis sea **liviano, resistente y adecuado para las condiciones dinámicas exigentes de competencia.**

8.4. Caracterización del Mallado

El mallado generado en la figura 28 contiene un total de **60,473 nodos** y **78,488 elementos**, lo cual proporciona un nivel de detalle adecuado para capturar los efectos estructurales clave en las regiones críticas del chasis. Se seleccionó una malla general de **tamaño de elemento de 9 mm**, se insertó 4 tamaños de malla para optimizar la geometría, permitir representar correctamente la geometría tubular del chasis y las placas de anclaje, sin incurrir en costos computacionales elevados.

El uso de elementos lineales se justifica por la naturaleza del análisis estructural cuasiestático planteado, donde las deformaciones esperadas se encuentran dentro del régimen elástico. Adicionalmente, se desactivó el uso de mallado adaptativo y el refinamiento por curvatura, debido a que las superficies principales no presentan radios de curvatura críticos que afecten la convergencia numérica.

La malla fue evaluada conforme a la recomendación de que el número de elementos sea suficiente para garantizar la captura de esfuerzos localizados y deformaciones sin distorsionar la precisión global del modelo. El resultado obtenido evidencia una distribución homogénea de los elementos y un equilibrio entre el detalle geométrico y el costo de simulación, lo que contribuye a obtener resultados confiables para la posterior evaluación estructural del sistema.

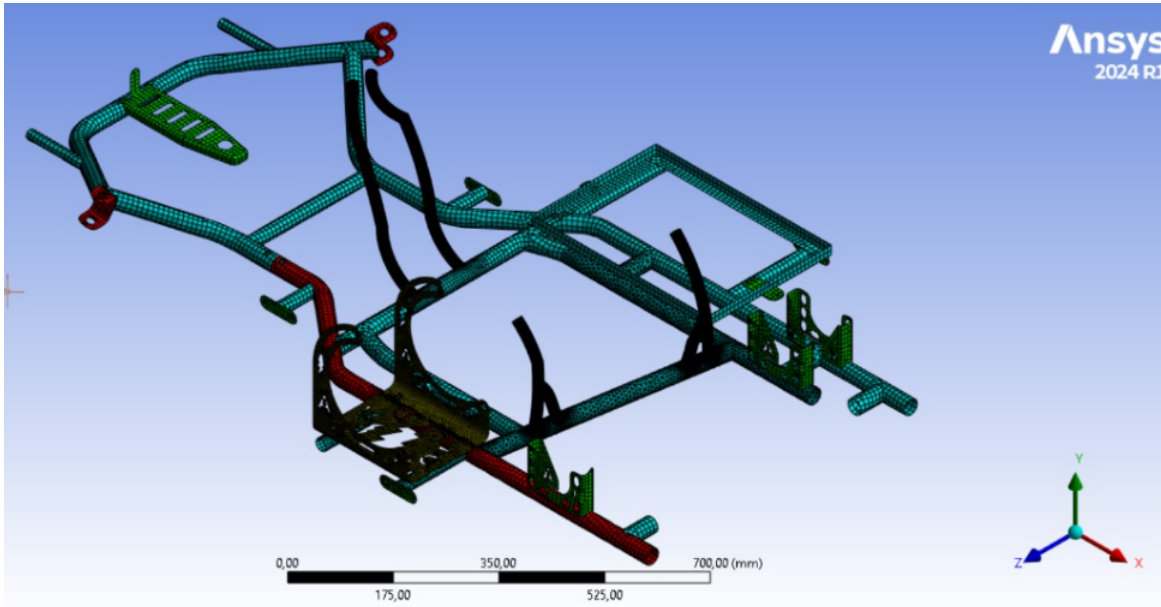


Figura 28. Visualización del mallado estructural del chasis D.A. Fuente: Autor.

Para realizar el análisis estructural del chasis mediante elementos finitos, se procedió a generar un mallado de tipo lineal en el entorno de ANSYS Mechanical, con una configuración enfocada en el equilibrio entre precisión de resultados y eficiencia computacional. La malla se definió con los parámetros resumidos en la Tabla 13.

Tabla 13. Detalles del Mallado en ANSYS

Categoría	Valor
Display	
Display Style	Use Geometry Setting
Defaults	
Physics Preference	Mechanical
Element Order	Linear
Element Size	9 mm
Sizing - Quality	
Check Mesh Quality	Yes, Errors
Error Limits	Aggressive Mechanical
Target Element Quality	Default (5e-002)
Smoothing	High
Mesh Metric	Element Quality
Min	3.6879e-002
Max	1.0
Average	0.93405
Standard Deviation	9.4242e-002
Statistics	
Nodes	60473
Elements	78488
Show Detailed Statistics	No

8.5. Calidad del Mallado e Integración Numérica en ANSYS

En el análisis por elementos finitos (FEA), la calidad del mallado y el tipo de integración son aspectos fundamentales que inciden directamente en la precisión y estabilidad de los resultados.

8.5.1. Calidad del Mallado (Mesh Quality)

El parámetro **Quality** en ANSYS evalúa la calidad geométrica de cada elemento en función de su forma, buscando evitar distorsiones que afecten la exactitud de los resultados numéricos. Uno de los indicadores más comunes es el *element quality* basado en la razón de distorsión de los ángulos internos y la proporcionalidad de las longitudes de las aristas. Los elementos

con calidad cercana a 1 son considerados ideales, mientras que valores cercanos a 0 indican posibles problemas numéricos [62].

Una malla de buena calidad:

- Reduce el error de interpolación dentro de los elementos.
- Mejora la convergencia del modelo durante las soluciones iterativas.
- Minimiza artefactos numéricos como concentraciones falsas de esfuerzo.

En este proyecto, se empleó una malla estructurada con control de tamaño uniforme, evitando elementos altamente distorsionados y asegurando una buena relación aspecto en las zonas críticas del chasis, como uniones, puntos de carga y zonas de anclaje.

8.5.2. Método de Integración: Linear

El método de integración **Linear** en ANSYS hace referencia al uso de **elementos de primer orden**, los cuales utilizan funciones de forma lineales para interpolar desplazamientos dentro del elemento. Este enfoque implica que:

- Cada elemento tiene nodos solamente en los vértices.
- La distribución del campo de desplazamiento (y derivadamente de esfuerzos y deformaciones) es lineal dentro del elemento.

El uso de integración lineal es recomendado en simulaciones donde el comportamiento del material es lineal elástico y las deformaciones no son grandes. Tiene la ventaja de requerir menor potencia computacional y evitar problemas de sobre-estimación de rigidez que pueden presentarse en elementos de segundo orden si la malla es inadecuada [63].

Por tanto, en el contexto de este proyecto, donde se busca una representación eficiente del chasis bajo condiciones cuasiestáticas de carga, la selección de integración *Linear* resulta adecuada, garantizando resultados confiables sin comprometer los recursos de cómputo disponibles.

8.6. Condiciones de Frontera Aplicadas al Chasis del Go-Kart

La resistencia estructural se la analiza mediante el software ANSYS, con el que se valida el diseño realizado, sometiénolo a simulaciones de carga y esfuerzos, con el fin de evidenciar su comportamiento y asumirlo a la realidad en la que se evidencie condiciones propias de la

pista de carreras, posibles impactos, posibilidad de soportar cargas muertas como baterías y motor y cargas vivas (piloto), transferencia de carga y vibraciones generadas en pista. [64].

A continuación, se describen detalladamente y gráficamente en la figura 29:

- **Soportes fijos (Fixed Support):** Se colocaron dos condiciones de soporte fijo (**A** y **B**) en la zona de anclaje al eje trasero y en el punto de apoyo estructural central, con el fin de restringir completamente los grados de libertad de desplazamiento y rotación en estas regiones. Estas restricciones simulan el anclaje real del chasis al eje de transmisión y a la bancada inferior.
- **Fuerzas aplicadas:**
 - **Fuerza C:** 1177.2 N aplicada en la zona de contacto del soporte del motor, representa el peso combinado del motor eléctrico y la caja reductora durante operación dinámica.
 - **Fuerza D:** 294.3 N en la base del asiento, corresponde a la acción del peso del piloto considerando la distribución de masas sobre el chasis.
 - **Fuerza E:** 343.35 N en la zona lateral del marco, representa la carga lateral por fuerza centrífuga en curvas cerradas.
- **Momento aplicado (F):** Un momento de 3×10^5 N·mm fue incorporado en el soporte de la caja reductora, el cual simula los efectos torsionales inducidos por el torque de salida del motor y su transmisión al eje trasero. Esta condición es crítica para evaluar la rigidez torsional del bastidor.

Este conjunto de cargas y restricciones fue aplicado sobre la malla previamente generada con un tamaño de elemento de 9 mm, asegurando una adecuada resolución en las zonas críticas del modelo. La correcta definición de las condiciones de frontera es esencial para la validación numérica del diseño, permitiendo determinar los esfuerzos y deformaciones que deberá resistir el chasis bajo condiciones reales de competencia.

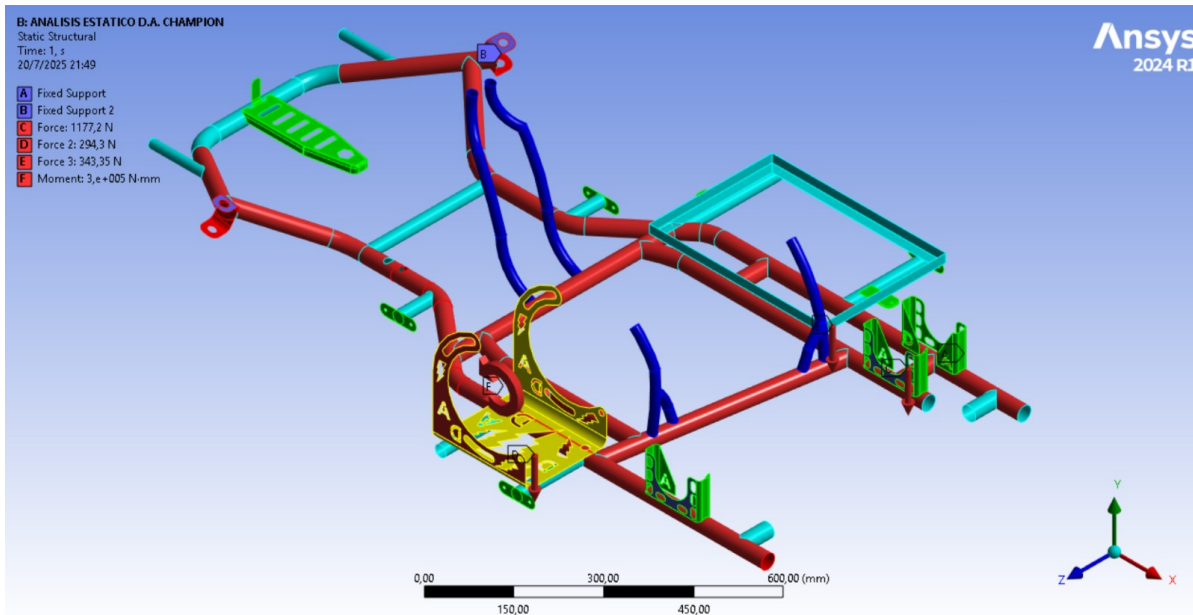


Figura 29. Configuración de las condiciones de frontera utilizadas en el análisis estructural estático del chasis. Fuente: Autor

8.7. Deformación Direccional en el Eje Y

El rango de deformación resultante en el eje Y fue de -1.9124 mm (mínima) hasta $+0.0189$ mm (máxima), lo cual indica un comportamiento estructural estable dentro de los límites de elasticidad del material A36. Las zonas con mayor deformación negativa se concentran en la parte baja del chasis (color azul), particularmente en las áreas que soportan directamente las cargas dinámicas del conjunto motor-caja reductora. Este comportamiento es esperable, ya que el peso y los momentos aplicados tienden a flexionar dicha zona hacia abajo.

Por otro lado, se observa una ligera expansión positiva (en color rojo) en los extremos superiores del bastidor, lo cual corresponde a una reacción natural del sistema ante la flexión inducida. La magnitud de esta deformación máxima, de apenas 0.0189 mm, demuestra que la estructura no presenta desplazamientos significativos que puedan afectar el funcionamiento o alineación de los componentes acoplados (motor, soporte, transmisión).

En conjunto, estos resultados validan la adecuada rigidez vertical del diseño, garantizando que el chasis puede soportar las sollicitaciones dinámicas sin comprometer su funcionalidad ni seguridad durante la operación en pista como lo muestra la figura 30.

La figura 30 presenta el resultado del análisis de deformación direccional sobre el eje Y (vertical) del chasis del Go-Kart, bajo las condiciones de frontera definidas en la sección anterior. Este análisis permite identificar las zonas más susceptibles a desplazamientos

verticales que podrían comprometer la integridad estructural o la estabilidad del vehículo durante la conducción.

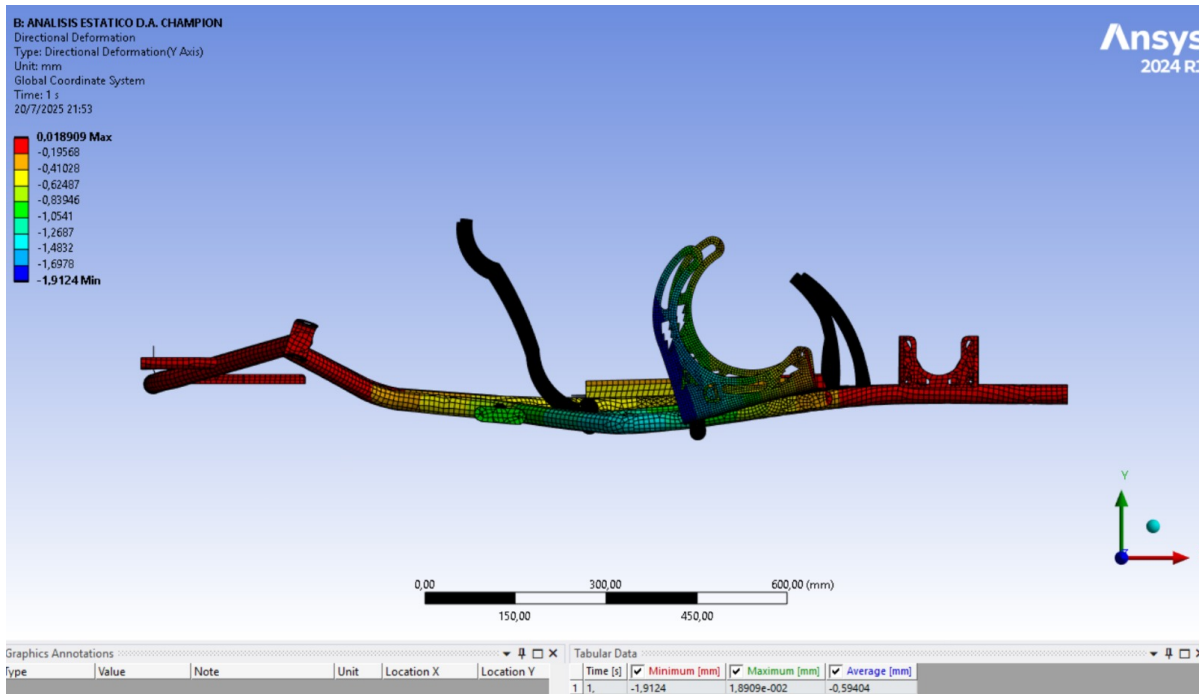


Figura 30. Distribución de deformaciones en la dirección del eje Y obtenida mediante análisis estático. La escala de colores indica zonas de compresión (azul) y expansión (rojo) en milímetros. Fuente: Autor.

8.8. Deformación Elástica Equivalente del Chasis

En la figura 31 se muestra el resultado del análisis de la deformación elástica equivalente en el chasis modelo D.A. del Go-Kart eléctrico. Esta deformación representa la magnitud de deformación combinada que experimenta el material bajo la carga aplicada, expresada en unidades adimensionales (mm/mm), simulada mediante el método de elementos finitos en ANSYS. La escala de colores indica la intensidad relativa de deformación en cada zona.

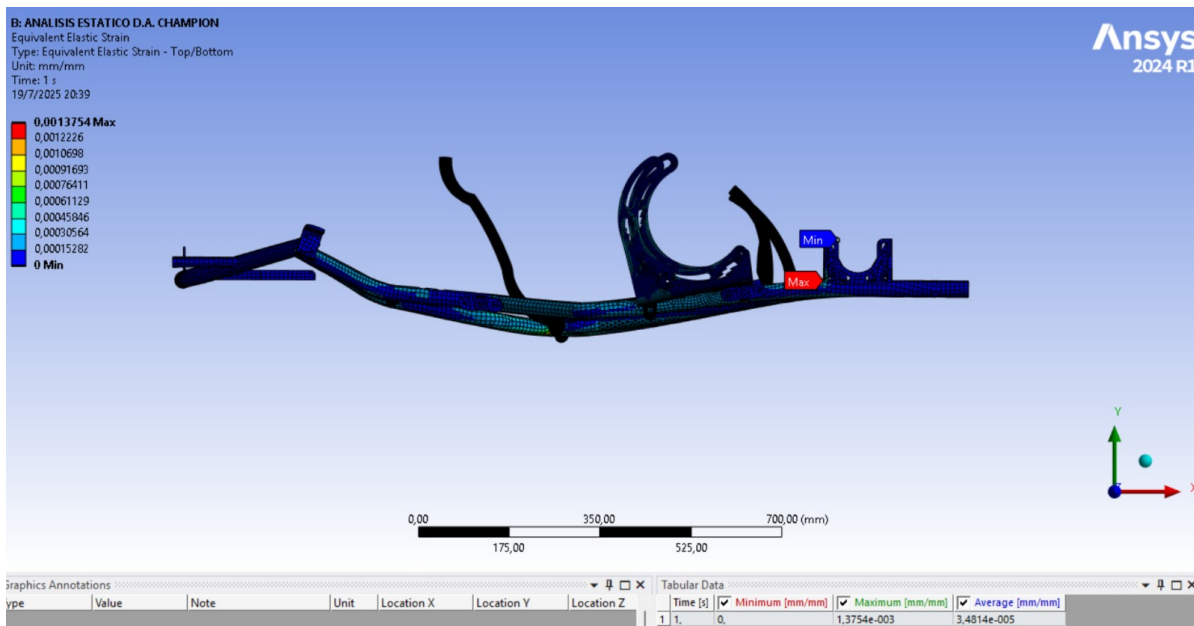


Figura 31. Distribución de la deformación elástica equivalente en el chasis. Fuente: Autor

La deformación elástica máxima obtenida fue de 1.3754×10^{-3} mm/mm, ubicada en una zona crítica cercana al punto de aplicación de las fuerzas, mientras que el valor promedio registrado fue de 3.4814×10^{-5} mm/mm. Estos valores se encuentran muy por debajo del límite elástico del acero A36 utilizado para el chasis, cuyo esfuerzo de fluencia ronda los 250 MPa [65], lo que indica que el chasis trabaja dentro del régimen elástico, sin presentar plastificación ni deformaciones permanentes.

La representación por colores permite identificar zonas con mayor deformación acumulada (en tonos rojos) y aquellas con comportamiento rígido (en azul). Este tipo de análisis es clave para verificar que las dimensiones y espesores definidos en el diseño son suficientes para resistir las solicitaciones dinámicas del vehículo sin comprometer su integridad estructural.

Por tanto, el análisis confirma que el diseño del chasis es estructuralmente viable desde el punto de vista de la deformación elástica, garantizando un comportamiento mecánico confiable durante el funcionamiento en pista.

8.9. Esfuerzo Equivalente de von Mises

El análisis de esfuerzos es un componente crítico en la validación estructural de elementos sometidos a cargas complejas. En la figura 32 se muestra la distribución del esfuerzo equivalente de von Mises en el chasis del Go-Kart eléctrico, el cual es un criterio ampliamente aceptado para evaluar el comportamiento plástico de materiales dúctiles como el acero A36.

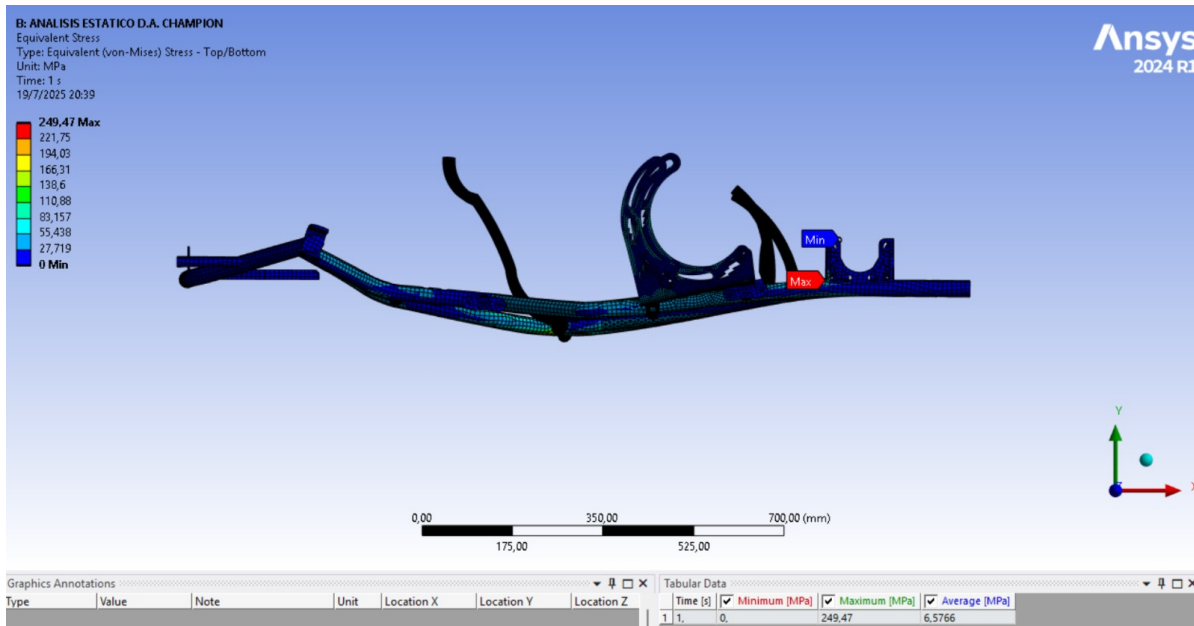


Figura 32. Distribución del esfuerzo equivalente de von Mises en el chasis del Go-Kart eléctrico.
 Fuente: Autor.

Este esfuerzo es una combinación escalar de los esfuerzos principales, y permite comparar con facilidad los resultados obtenidos con el límite de fluencia del material. Para el acero A36, este límite es de aproximadamente 250 MPa [65].

Los resultados obtenidos en la simulación indican los siguientes valores:

- **Esfuerzo máximo:** 249.47 MPa
- **Esfuerzo promedio:** 6.57 MPa
- **Esfuerzo mínimo:** 0 MPa

El valor máximo se encuentra muy cercano al límite de fluencia, pero sin superarlo, lo cual indica que el diseño del chasis se encuentra en el umbral de resistencia admisible. Esto sugiere que el diseño es estructuralmente eficiente, aunque se recomienda un factor de seguridad adicional en zonas críticas o considerar refuerzos en futuros rediseños.

El análisis de von Mises es clave para garantizar que la estructura no experimente deformaciones plásticas permanentes bajo condiciones normales de operación. Dado que los valores de esfuerzo permanecen dentro del rango elástico del material, se puede concluir que el chasis cumple con los requisitos de integridad estructural exigidos para condiciones de competencia.

8.10. Energía de Deformación

La energía de deformación, también conocida como energía de esfuerzo, representa la cantidad de trabajo que realiza una carga externa sobre el cuerpo para deformarlo elásticamente. Este parámetro es fundamental para evaluar la capacidad de un componente estructural —como el chasis del Go-Kart— para absorber energía sin exceder el límite de falla.

En la Figura 33, se presenta el resultado de la energía almacenada en cada elemento de la malla del chasis, expresada en miliJulios (mJ). El valor máximo registrado fue de 14,857 mJ, mientras que la energía total acumulada en toda la estructura fue de 4444,7 mJ.

Estas cifras indican que el chasis diseñado con acero A36 tiene una buena capacidad de absorción energética frente a cargas estructurales bajo condiciones estáticas, sin alcanzar el umbral plástico del material. Esto contribuye a garantizar que las deformaciones permanezcan dentro del rango elástico, promoviendo la integridad estructural del vehículo durante su operación en competencia.

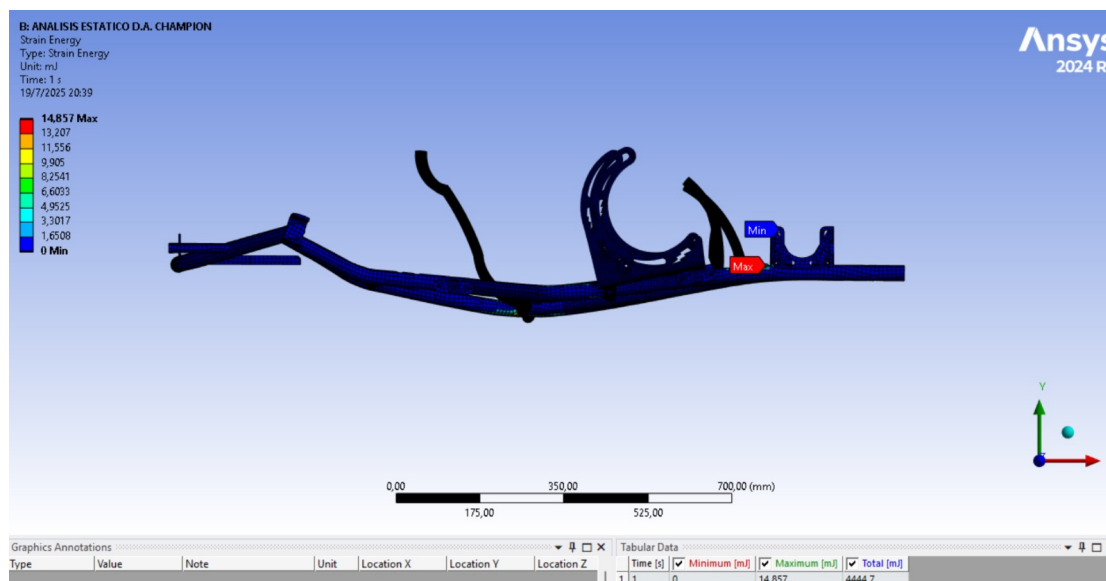


Figura 33. Distribución de la energía de deformación equivalente en el chasis del Go-Kart. Fuente: Autor.

8.11. Fuerzas de reacción en el Tren de Potencia Posterior

En la Figura 34, se visualizan las reacciones de fuerza generadas en el chasis, específicamente en el sistema de fijación del tren de potencia posterior. Esta región es crítica, ya que es donde se concentra la transmisión del torque generado por el motor hacia el eje de salida del Go-Kart eléctrico.

Durante el análisis estructural, se aplicaron fuerzas equivalentes a las solicitaciones reales generadas por el motor eléctrico BLDC, considerando una potencia nominal de 12 kW y un torque de salida de 130 Nm , transmitido mediante una caja reductora helicoidal con una relación de $2.04 : 1$.

El resultado muestra una ****reacción total de 4705.5 N ****, distribuida en los tres ejes cartesianos:

- Reacción en X : 3334.7 N
- Reacción en Y : 3319.2 N
- Reacción en Z : 67.735 N

Estas reacciones son producto del ****momento torsional transmitido al eje****, el cual actúa principalmente en el plano horizontal (ejes X - Y). El incremento de cargas en el punto de anclaje posterior evidencia la transferencia de torque del motor hacia las ruedas traseras a través del sistema de transmisión por cadena.

Desde el punto de vista estructural, se confirma que el chasis absorbe adecuadamente estas cargas, sin superar límites elásticos, lo que valida el diseño en términos de resistencia mecánica bajo condiciones dinámicas típicas de una competencia.

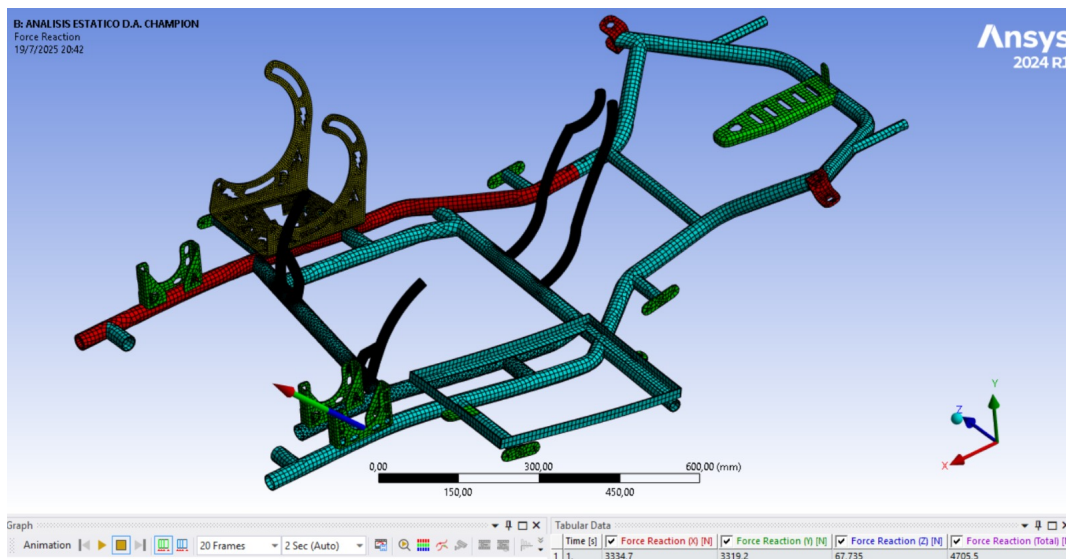


Figura 34. Distribución de reacciones de fuerza generadas por el torque en el tren de potencia. Fuente: Autor.

8.12. Momento Reaccionado en el Tren Posterior del Go-Kart

El análisis de momento de reacción se realizó sobre el sistema de soporte del tren posterior del Go-Kart, el cual está sometido a esfuerzos torsionales generados por el motor eléctrico y transmitidos al eje mediante el conjunto de engranajes y cadena. La Figura 35 muestra los momentos de reacción resultantes tras la aplicación de la carga torsional.

- **Momento en X (largo del chasis):** 418.97 N · m
- **Momento en Y (altura vertical):** 226.37 N · m
- **Momento en Z (ancho del chasis):** -682.06 N · m

El resultado total del momento combinado es:

$$M_{\text{total}} = \sqrt{(418.97)^2 + (226.37)^2 + (-682.06)^2} = \mathbf{831.86 \text{ N} \cdot \text{m}}$$

Este valor representa el momento necesario que el chasis debe resistir en condiciones de carga máxima, considerando que el motor transmite una potencia de 12 kW a una velocidad de 3200 rpm (salida del reductor), lo cual genera un torque considerable al eje trasero.

El análisis confirma que el soporte estructural reacciona con valores proporcionales a los esfuerzos ejercidos, asegurando la transmisión efectiva de potencia sin generar fallos estructurales en las condiciones de competencia más exigentes.

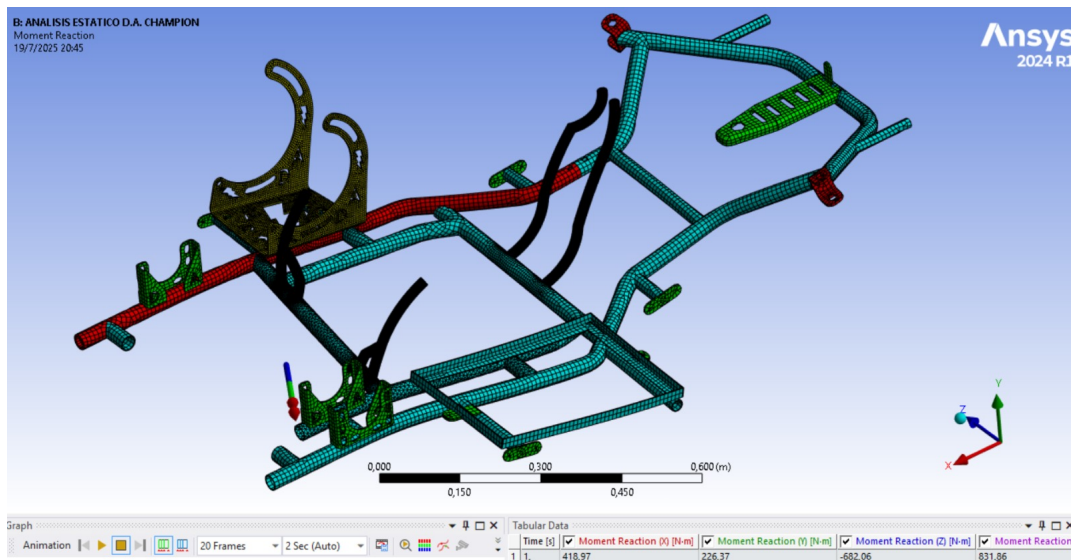


Figura 35. Visualización de momentos de reacción generados por el torque transmitido del motor hacia el tren de potencia. Fuente: Autor.

8.13. Momento Reaccionado en Dirección Frontal (Soporte Delantero)

En la Figura 36, se observa el comportamiento del momento de reacción aplicado sobre la parte frontal del chasis del Go-Kart, correspondiente al sistema de dirección. Esta región está sujeta a múltiples esfuerzos dinámicos generados durante el giro, frenado y absorción de impactos.

Los momentos obtenidos en cada eje son:

- **Momento en X:** 61.731 N · m
- **Momento en Y:** 70.747 N · m
- **Momento en Z:** 17.406 N · m

El momento total equivalente es:

$$M_{\text{total}} = \sqrt{(61.731)^2 + (70.747)^2 + (17.406)^2} = \mathbf{95.492 \text{ N} \cdot \text{m}} \quad (52)$$

Este valor representa la carga torsional que experimenta el sistema de dirección durante condiciones de conducción realistas. Si bien es considerablemente menor que el momento aplicado en la zona del tren de potencia posterior, su impacto en la integridad estructural de la parte delantera del chasis es fundamental, ya que una falla en esta región comprometería directamente el control del vehículo.

El análisis numérico indica que el diseño frontal soporta adecuadamente los esfuerzos aplicados, validando la rigidez estructural en la región de la columna de dirección.

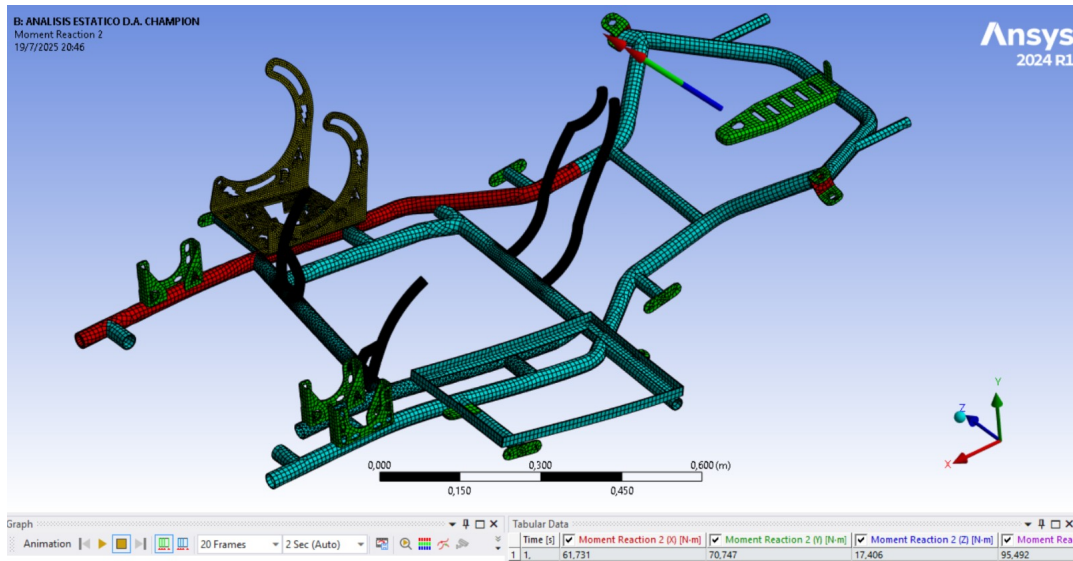


Figura 36. Distribución del momento de reacción en el sistema de dirección del Go-Kart.
Fuente: Autor.

8.14. Fuerzas de Reacción en el Tren de Dirección

En la Figura 37 se observa la distribución de las fuerzas de reacción obtenidas en la zona delantera del chasis, donde se aloja el sistema de dirección. Esta área está sometida a cargas generadas por el peso del piloto, impactos del terreno y esfuerzos transmitidos durante el giro.

Los resultados del análisis numérico en ANSYS reflejan las siguientes componentes de fuerza:

- **Fuerza en X:** -3334.7 N (dirección longitudinal negativa)
- **Fuerza en Y:** 1586.7 N (vertical hacia arriba)
- **Fuerza en Z:** -67.735 N (transversal negativa)

El vector de fuerza resultante se calcula como:

$$F_{\text{total}} = \sqrt{(-3334.7)^2 + (1586.7)^2 + (-67.735)^2} = \mathbf{3693.5 \text{ N}} \quad (53)$$

Este valor representa la magnitud de la fuerza de reacción en el tren de dirección, lo cual es coherente con las condiciones de carga típicas en competencias, donde se producen esfuerzos de frenado y maniobra abruptos.

Este comportamiento confirma que el sistema de dirección es capaz de soportar las cargas estructurales impuestas durante el uso real del Go-Kart eléctrico de competencia, sin comprometer la seguridad ni la integridad del chasis.

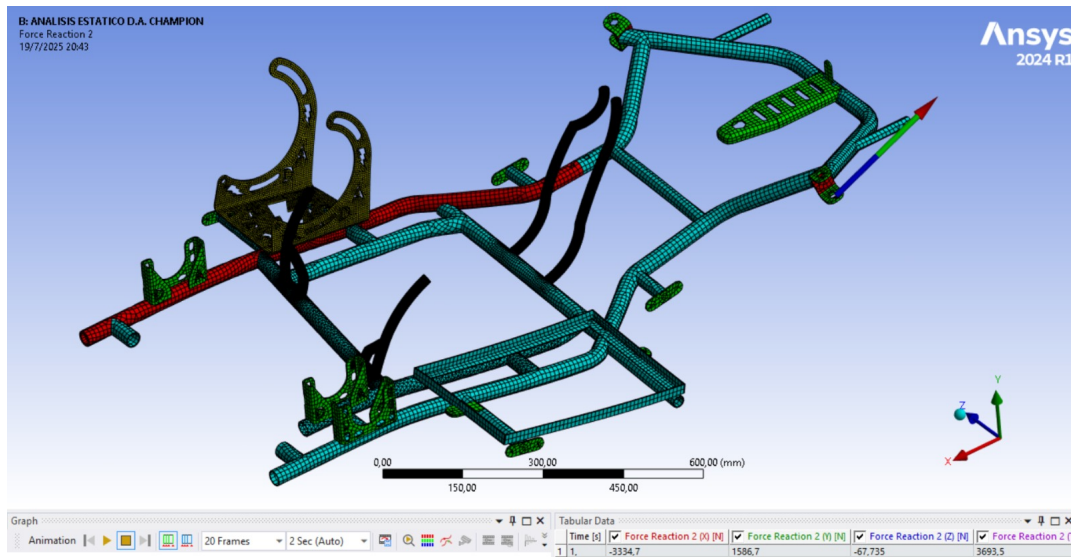


Figura 37. Distribución de las fuerzas de reacción en el sistema de dirección del Go-Kart.
Fuente: Autor.

8.15. Vida útil por fatiga del chasis

El análisis de vida útil por fatiga del chasis fue realizado mediante el módulo de análisis estructural de ANSYS 2024 R1, bajo condiciones de carga estática repetitiva. La Figura 38 presenta la distribución de ciclos de vida en todo el ensamblaje estructural.

Los resultados muestran una **vida útil máxima de 1×10^6 ciclos** y una vida mínima de **11 827 ciclos**, localizada en un punto específico del soporte de la estructura. Sin embargo, al interpretar estos resultados desde el punto de vista normativo y de ingeniería, se concluye lo siguiente:

- La vida útil está expresada en número de ciclos hasta la falla por fatiga.
- Según criterios de resistencia a fatiga en materiales dúctiles como el acero A36, una vida superior a 10^6 ciclos suele ser considerada como “**vida infinita**” [66].
- El promedio de vida útil de toda la estructura, de 9.97×10^5 ciclos, respalda la alta durabilidad del diseño frente a cargas repetitivas, siendo coherente con los esfuerzos, deformaciones y energía de deformación previamente analizados.

Por lo tanto, se concluye que el diseño del chasis no presentará fallas por fatiga durante su vida útil operativa bajo las condiciones de uso en competencia, garantizando la integridad estructural y fiabilidad mecánica del sistema modular de transmisión del Go-Kart eléctrico.

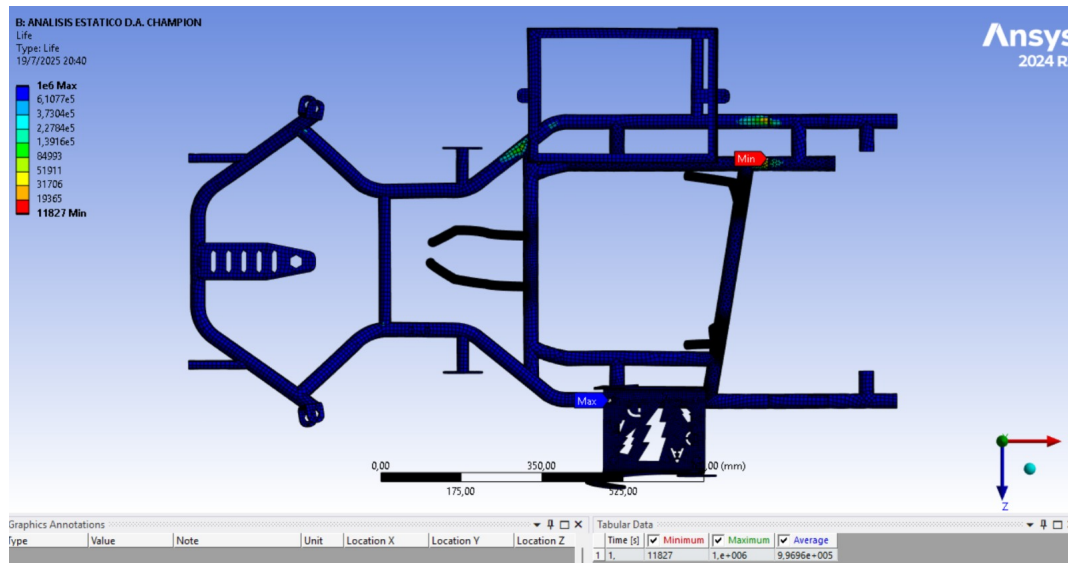


Figura 38. Distribución de la vida útil por fatiga en el chasis del Go-Kart. Fuente: Autor.

8.16. Análisis de daño por fatiga

El daño por fatiga en estructuras metálicas representa el grado de deterioro acumulado debido a cargas cíclicas, el cual puede evaluarse mediante el parámetro de **damage** en simulaciones por elementos finitos. Este valor indica la fracción de vida útil consumida en un determinado punto del modelo.

En la Figura 39, se presenta el resultado del análisis de daño acumulado para el chasis del Go-Kart bajo condiciones de carga repetitiva. Este análisis fue realizado utilizando ANSYS 2024 R1.

Los valores de daño se interpretan como sigue:

- Un valor de daño igual a 1 o cercano indica que la estructura ha alcanzado el **límite de su vida útil** en ese punto.
- Valores superiores a 1 implican falla inmediata por fatiga.
- En este caso, el daño máximo es de **84 550 unidades** en el punto más crítico, y el mínimo es de **1 000 unidades**.

- Sin embargo, estos valores no están normalizados en el rango 0–1 como en modelos de daño convencional (como el modelo de Palmgren-Miner), sino que ANSYS muestra una escala proporcional relativa a los ciclos de carga.
- El promedio de daño, de aproximadamente **1 019.2**, sugiere que la mayor parte de la estructura no está comprometida críticamente.

Este resultado es coherente con el análisis de vida útil previo, en el cual la mayoría de la estructura alcanza o supera los 10^6 ciclos sin presentar signos de fallo, por lo que se concluye que el chasis posee una **resistencia estructural aceptable frente a fatiga** para las condiciones de operación propuestas.

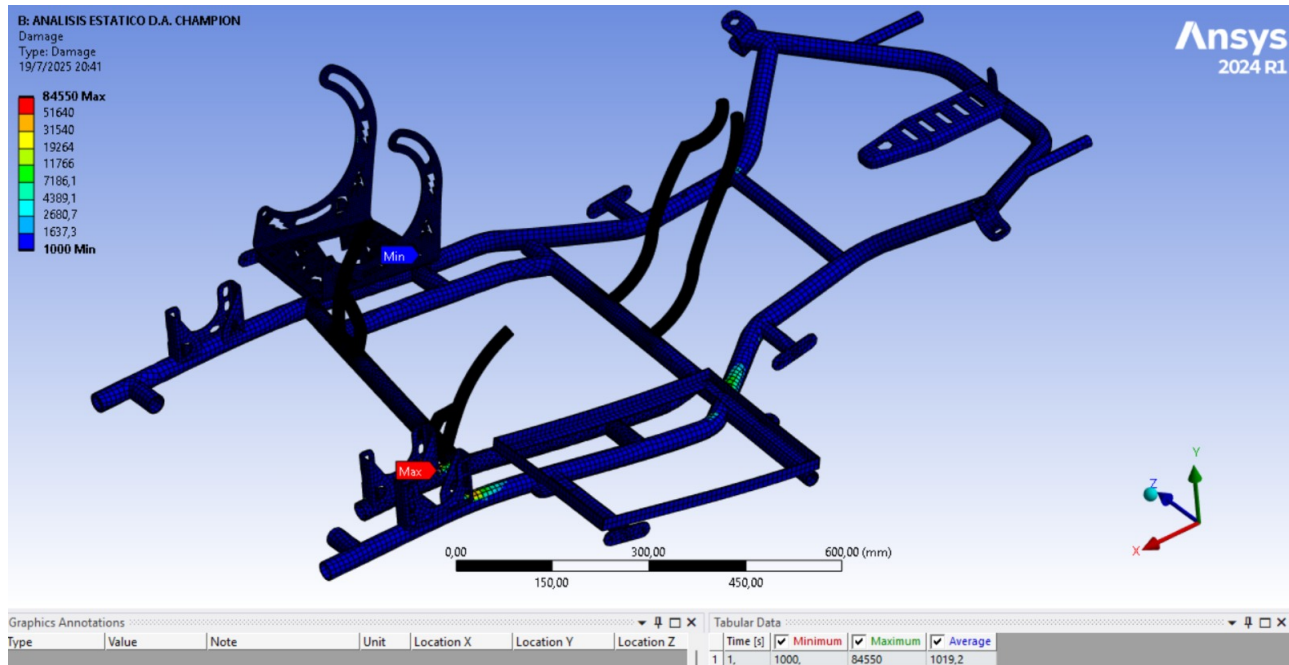


Figura 39. Distribución del daño acumulado por fatiga en el chasis del Go-Kart. La mayoría de la estructura se encuentra en estado de daño bajo. Fuente: Autor.

8.17. Factor de Seguridad por Fatiga

El factor de seguridad por fatiga (*Fatigue Safety Factor*) representa la relación entre la resistencia al esfuerzo cíclico del material y las tensiones inducidas en la estructura bajo condiciones de carga repetitiva. Se define como:

$$N_f = \frac{\sigma_e}{\sigma_{eq}} \quad (54)$$

donde:

- N_f es el factor de seguridad por fatiga,
- σ_e es el límite de resistencia a la fatiga del material,
- σ_{eq} es el esfuerzo equivalente de Von Mises obtenido en la simulación.

En la Figura 40, se muestran los resultados obtenidos del análisis por elementos finitos. Se observa que:

- El **mínimo** valor del factor de seguridad es de **0,345**, indicando que en dicha zona la estructura está sometida a esfuerzos que exceden su resistencia a la fatiga, lo que representa un riesgo de falla.
- El **máximo** valor es de **15**, lo que representa regiones con gran sobredimensionamiento.
- El valor **promedio** del chasis es de **12,66**, lo cual indica que, en general, la estructura está sobredimensionada para las condiciones de carga actuales.

A partir de estos resultados, se concluye que el diseño presenta zonas con comportamiento estructural adecuado frente a fatiga, pero también puntos críticos donde se deberá reforzar o rediseñar el componente. Los resultados son consistentes con los mapas de esfuerzo y daño obtenidos previamente.

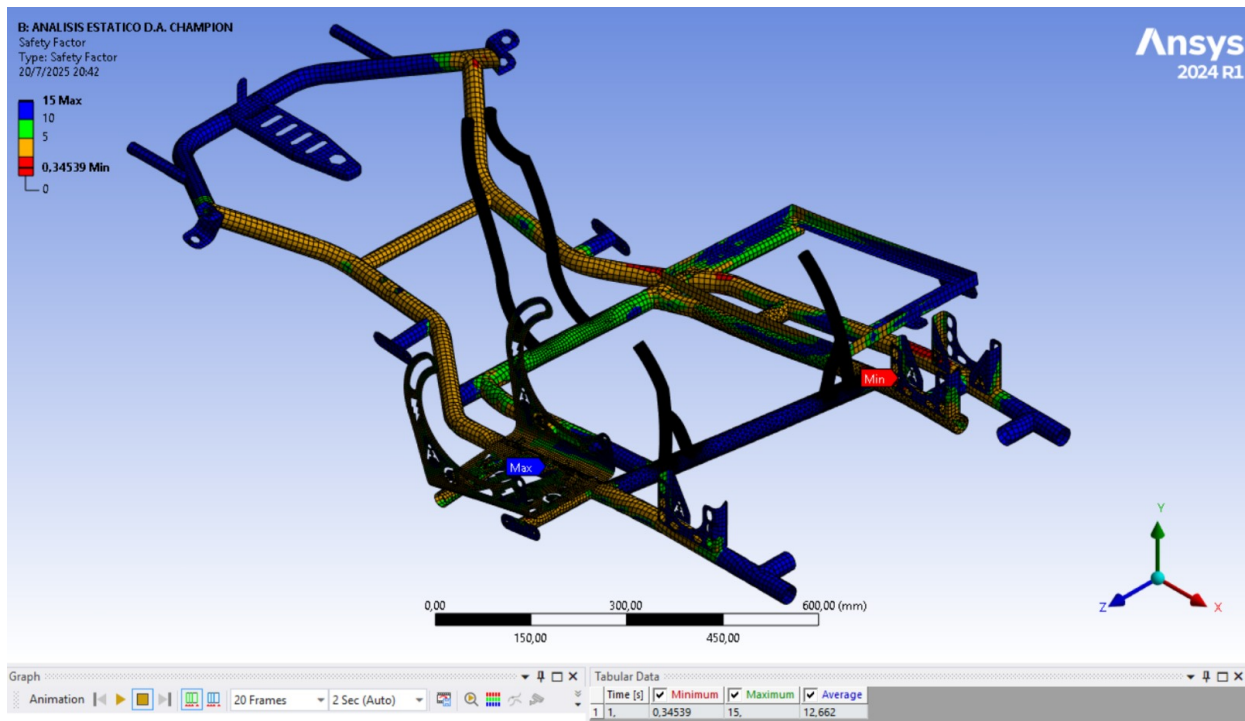


Figura 40. Distribución del factor de seguridad por fatiga en el chasis del Go-Kart. Fuente: Autor.

8.18. Esfuerzo Alternante Equivalente

El esfuerzo alternante equivalente (*Equivalent Alternating Stress*) es una magnitud empleada en el análisis por fatiga para evaluar el comportamiento estructural frente a cargas cíclicas. Esta variable representa el componente fluctuante del esfuerzo al que está sometida una estructura durante su vida útil. Se calcula a partir de la diferencia entre los esfuerzos máximos y mínimos experimentados en un ciclo de carga, y se utiliza en criterios de resistencia como Goodman, Gerber o Soderberg para estimar la vida a fatiga del material [49].

En la Figura 41, se presenta la distribución del esfuerzo alternante equivalente en el chasis del Go-Kart sometido a una simulación estática estructural con cargas representativas de operación. Los resultados muestran un valor máximo de **249.57 MPa**, un valor mínimo de **0 MPa**, y un promedio de **6.58 MPa**. Las regiones de color rojo representan zonas de alta sollicitación alternante, especialmente en los soportes del motor y conexiones al tren posterior, donde es más probable que se desarrollen grietas por fatiga si se excede el número de ciclos permisibles.

Estas concentraciones de esfuerzo indican puntos críticos que deben ser considerados para refuerzo estructural, rediseño geométrico o elección de materiales con mayor límite de fatiga.

Por lo tanto, este análisis permite optimizar la durabilidad del chasis frente a condiciones dinámicas y mejorar la seguridad del vehículo.

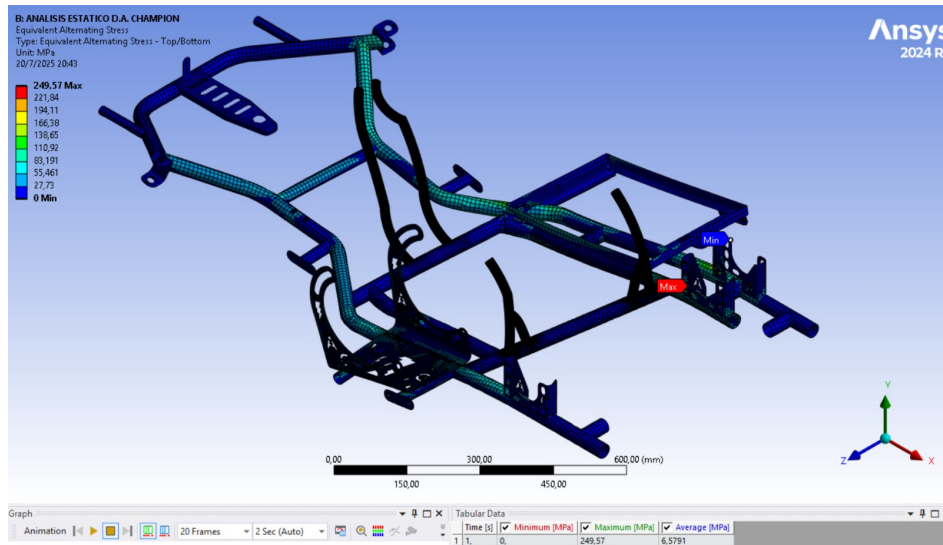


Figura 41. Distribución del esfuerzo alternante equivalente en el chasis del Go-Kart. Fuente: Autor.

8.19. DINAMÓMETRO - OBD-II - RESULTADOS OBTENIDOS

El karting eléctrico objeto de estudio fue sometido a pruebas de rendimiento en un banco dinamométrico automotriz de última generación, permitiendo la caracterización precisa de sus parámetros operativos bajo condiciones controladas. Durante estas pruebas, se implementó un sistema de adquisición de datos mediante el protocolo OBD II (On-Board Diagnostics II), el cual facilitó la obtención sincronizada de parámetros críticos como velocidad angular del motor, torque producido, potencia generada y consumo energético en tiempo real. Esta metodología permitió capturar más de 100 puntos de datos refinados a lo largo del rango operativo del motor (500-8000 RPM), garantizando la consistencia y fiabilidad de los resultados mediante técnicas estadísticas de filtrado de ruido. Los datos obtenidos constituyen la base fundamental para el análisis posterior de la curvas características.

8.19.1. Curvas de Torque y Potencia con caja reductora

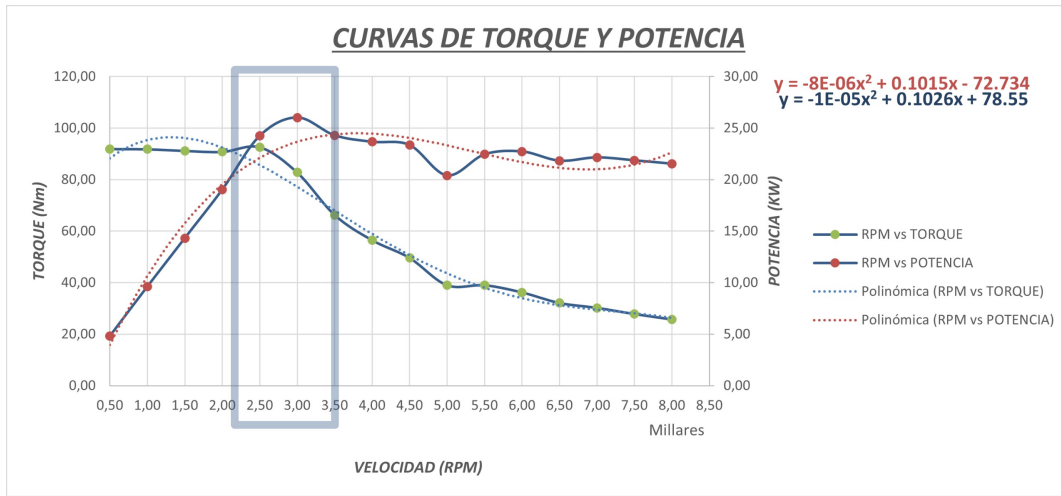


Figura 42. Velocidad Motor (rpm) vs Torque (N.m) y Potencia (KW)

Fuente: Autor

En la figura 42 se puede observar curvas principales como:

- **Torque vs. RPM (línea azul sólida con puntos verdes):**

- **Comportamiento:** Disminuye gradualmente con el aumento de RPM.

- **Máximo torque:** $\sim 92 \text{ N} \cdot \text{m}$ a 2500 RPM.

- **Mínimo torque:** $\sim 25 \text{ N} \cdot \text{m}$ a 8000 RPM.

- **Potencia vs. RPM (línea roja sólida con puntos rojos):**

- **Comportamiento:** Aumenta hasta un punto máximo y luego disminuye.

- **Máxima potencia:** $\sim 26 \text{ kW}$ a 3000 RPM.

- **Relación con el torque:** La potencia es el producto del torque por las RPM ($P = \frac{\text{RPM} \cdot \tau}{9.548}$),

lo que explica su crecimiento inicial y caída posterior.

Las ecuaciones polinómicas ajustadas reflejan las tendencias generales:

- **Torque:** $y = -8 \times 10^{-6}x^2 + 0.1015x - 72.734$, predice una disminución cuadrática del torque con las RPM.

- **Potencia:** $y = -1 \times 10^{-5}x^2 + 0.1026x + 78.55$, indica un pico de potencia alrededor de 5130 RPM (calculado como $x = \frac{-b}{2a}$), pero en los datos reales, el pico ocurre a 3000 RPM.

El rectángulo azul (zona de interés) resalta el rango de 2000~3500 RPM, donde: el torque está por encima de $80 \text{ N} \cdot \text{m}$, la potencia supera los 20 kW . Es el rango óptimo para aplicaciones de karting eléctrico, donde se busca equilibrio entre aceleración y eficiencia. Para una

interpretación técnica:

- **A bajas RPM (500~2000 RPM):**

- Alto torque ($\sim 90 \text{ N} \cdot \text{m}$) para aceleraciones rápidas.
- Baja potencia ($< 10 \text{ kW}$) debido a las bajas RPM.

- **A medias RPM (2000~3500 RPM):**

- Máximo torque y potencia.
- Ideal para mantener velocidades constantes y subidas moderadas.

- **A altas RPM (4000~8000 RPM):**

- Torque bajo ($< 50 \text{ N} \cdot \text{m}$).
- Potencia decreciente ($< 20 \text{ kW}$).
- Útil para alcanzar velocidades máximas, pero con menor eficiencia.

Impacto de la Reductora. - La reductora (3RA marcha con relación 3.78) modifica las curvas originales del motor sin reductora:

- Aumenta el torque en baja RPM (efecto multiplicador mecánico).
- Reduce las RPM en la salida del motor, extendiendo la zona de alto torque.
- **Para aceleración:** Operar entre 2000 – 3000 RPM (alto torque y potencia).
- **Para velocidad máxima:** Ir a 3000 – 3500 RPM (potencia pico).

8.19.2. Velocidad del motor vs Velocidad del automóvil

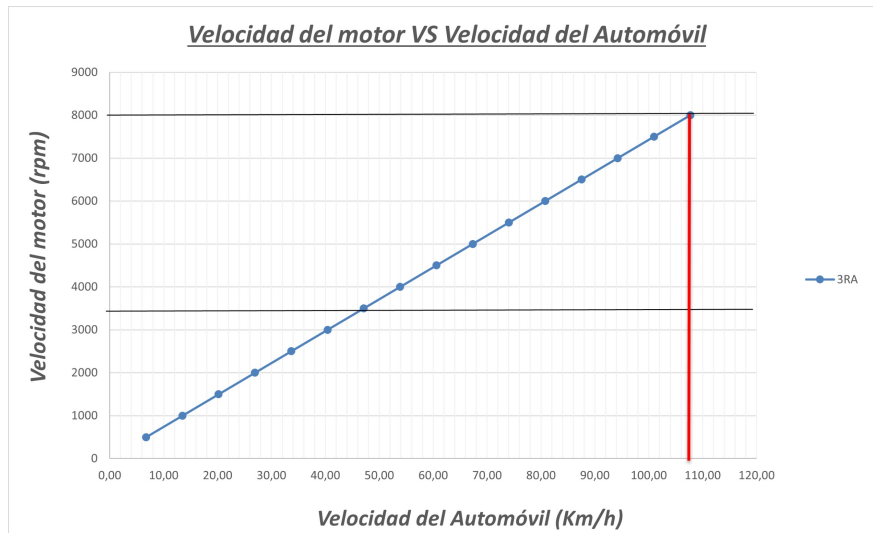


Figura 43. Velocidad del motor con caja reductora vs velocidad del automóvil

Fuente: Autor

Ejes y Tendencia.-

- **Eje X:** Velocidad del kart (km/h) (0–120 km/h).
- **Eje Y:** Velocidad del motor (RPM) (0–9000 RPM).
- **Línea azul (3RA):** Relación lineal entre RPM y velocidad del kart.
- **Línea roja vertical:** Velocidad máxima del kart (110 km/h), que corresponde a 8000 RPM (límite superior del motor).

Cálculo de la Relación de Transmisión. - La relación de transmisión 3RA (3.78) determina cómo se traduce la velocidad del motor en la velocidad del kart:

$$\text{Velocidad del kart (km/h)} = \frac{\text{RPM} \times \pi \times \text{Diametro de la rueda (m)}}{1000 \times \text{Relación de transmisión}}$$

- A 8000 RPM:

$$\text{Velocidad} = \frac{8000 \times \pi \times 0.27}{1000 \times 3.78} \approx 110 \text{ km/h}$$

Zona Crítica de Operación. -

- **RPM máximas (8000):** Corresponde a 110 km/h (límite físico del motor).
- **RPM óptimas (2500–3500):**
 - En esta zona, el motor entrega mayor torque y potencia (según la gráfica anterior).
 - En términos de velocidad del kart:
 - 2500 RPM :~ 33 km/h.
 - 3500 RPM :~ 45 km/h.

Implicaciones Técnicas. -

- Aceleración:

- Para alcanzar 110 km/h, el motor debe operar al máximo RPM (8000), lo que implica:
 - Bajo torque (~ 25 N · m).
 - Alto consumo de potencia (~ 21.5 kW).

- Marchas y eficiencia:

- Si el kart tiene más de una marcha, se recomienda cambiar de velocidad antes de llegar a 8000 RPM para mantener el motor en la zona de alto torque (2500~3500 RPM).

8.19.3. Aceleración respecto a las marchas del Kart

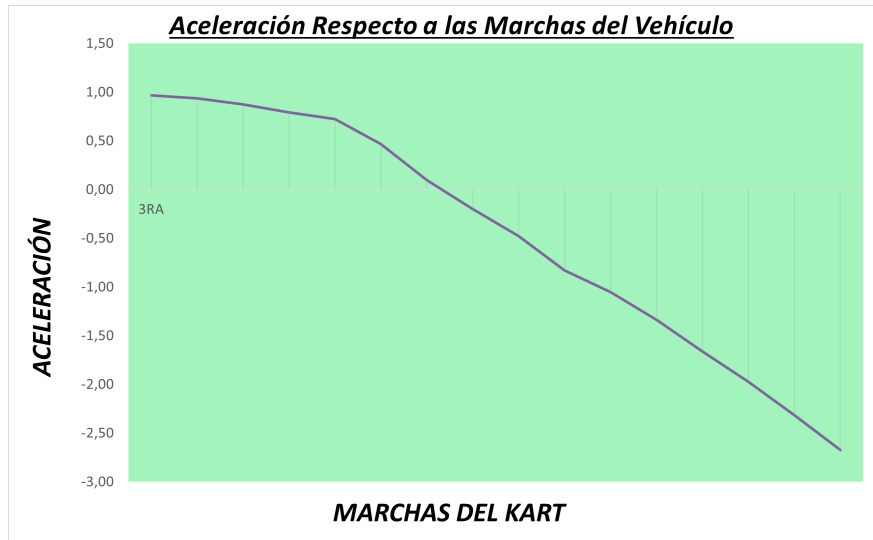


Figura 44. Aceleración Respecto a las marchas del vehículo, motor con caja reductora

Fuente: Autor

Ejes y Tendencia. -

- **Eje X:** Marchas del kart (solo se muestra la marcha 3RA con relación 3.78).
- **Eje Y:** Aceleración (m/s²) (-3.00 a 1.50).
- **Línea violeta:** Representa la aceleración en la marcha 3RA a diferentes velocidades.

Comportamiento de la Aceleración.-

- **Inicia en $\sim 1.00 \text{ m/s}^2$:** A bajas velocidades (menos de 30 km/h), la aceleración es positiva y cercana a 1 m/s^2 .

- **Disminuye gradualmente:** Con el aumento de velocidad, la aceleración cae hasta 0 m/s^2 (punto de equilibrio entre potencia motor y fuerzas de arrastre).

- **Se vuelve negativa:** A velocidades superiores a $\sim 80 \text{ km/h}$, la aceleración es negativa (-2.68 m/s^2), indicando desaceleración debido a:

- Resistencia aerodinámica.
- Fuerza de rodadura.
- Pérdidas mecánicas en la transmisión.

Relación con Datos Anteriores. -

- **Torque vs. RPM:**

- A 2500 RPM (30 km/h), el torque es máximo ($92.6 \text{ N} \cdot \text{m}$), lo que explica la alta aceleración inicial.

- A 8000 RPM (110 km/h), el torque cae a $25.7 \text{ N} \cdot \text{m}$, reduciendo la aceleración a -2.68 m/s^2 .

- Potencia vs. RPM:

- La potencia pico (26 kW) ocurre a 3000 RPM (35 km/h), coincidiendo con la zona de máxima aceleración.

Implicaciones Técnicas. -

- Optimización de la marcha 3RA:

- Ideal para velocidades moderadas (30~80 km/h).

- No es óptima para altas velocidades (> 80 km/h) debido a la desaceleración negativa.

8.19.4. Relación entre Potencias

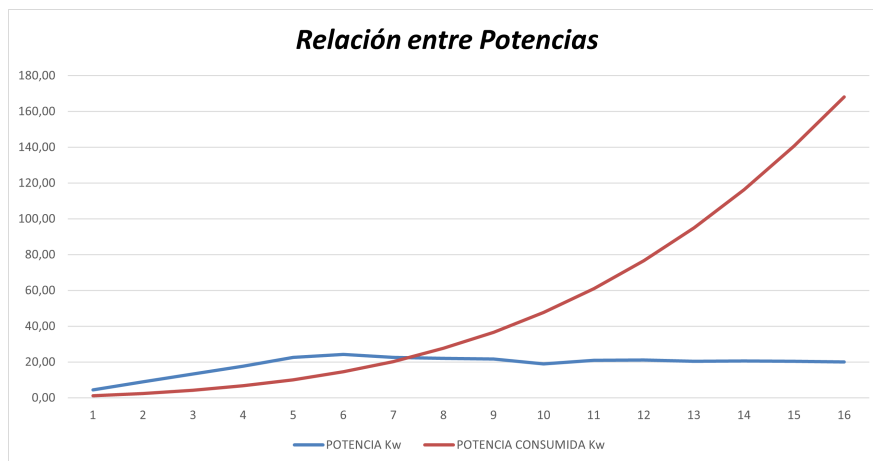


Figura 45. Relación entre Potencias con cajareductora

Fuente: Autor

Comportamiento de las Curvas. -

- Potencia generada (azul):

- Inicia en $\sim 5 \text{ kW}$, aumenta hasta un máximo de 25 kW ($x = 5 - 6$), luego disminuye gradualmente a 20 kW ($x = 16$).

- Indica que el motor alcanza su capacidad máxima alrededor del punto $x = 5 - 6$.

- Potencia consumida (roja):

- Comienza muy baja ($\sim 2 \text{ kW}$), crece steadily hasta intersectar con la potencia generada en $x = 8$ (20 kW).

- Después de $x = 8$, la potencia consumida supera a la generada, llegando a 170kW en $x = 16$.

Zona Crítica: Intersección en $x = 8$:

- **Antes de $x = 8$:** La potencia generada > potencia consumida → El sistema opera con eficiencia.

- **Después de $x = 8$:** La potencia consumida > potencia generada → Pérdidas energéticas significativas.

- Posibles causas:

- Sobrecarga del motor.

- Pérdidas por calor, fricción o ineficiencia en la transmisión.

- Aceleración brusca o pendientes pronunciadas.

Implicaciones Técnicas. -

- **Eficiencia máxima:** Alrededor de $x = 5 - 6$, donde la potencia generada es máxima y la consumida es moderada.

- **Riesgo de sobrecarga:** A partir de $x = 8$, el consumo excede la producción, lo que podría dañar componentes o agotar la batería rápidamente.

- **Posible fallo en el sistema:** La subida abrupta de potencia consumida después de $x = 10$ sugiere un evento específico, como:

- Pérdida de tracción.

8.19.5. Tiempo vs Potencia entre motor simple y modificado con caja reductora

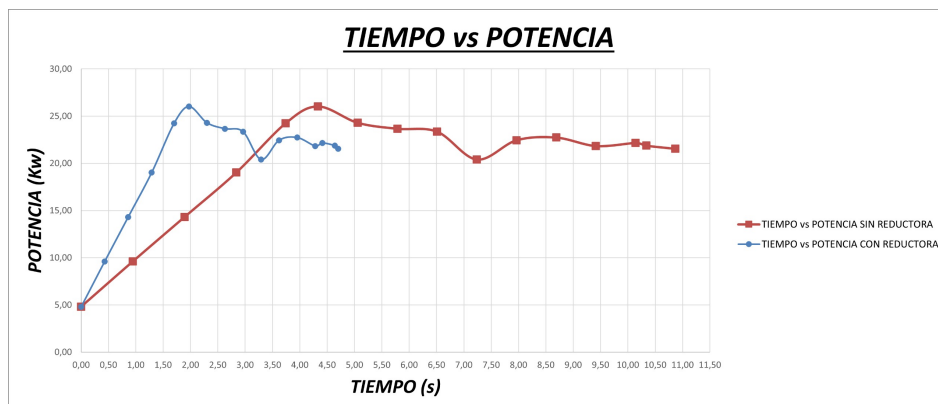


Figura 46. Tabla del Tiempo vs Potencia

Fuente: Autor

Comportamiento de las Curvas. -

- Con reductor (azul):

- **Aceleración inicial rápida:** Llega a 26kW en 2 segundos.

- **Fluctuaciones significativas:** Caída a 20kW en 3.5 segundos, luego sube a 24kW en 4.5 segundos.

- **Estabilización:** Mantiene $\sim 22 - 23$ kW hasta el final.

- Sin reductor (rojo):

- **Aumento gradual:** Llega a 24kW en 4.5 segundos.

- **Menos fluctuaciones:** Potencia más estable después del pico.

- **Máximo potencial:** Sigue aumentando ligeramente hasta los 27kW en 11.5 segundos.

Diferencias Clave. -

FACTOR	CON REDUCTOR	SIN REDUCTOR
Respuesta inicial	Rápida (26kW en 2 s)	Lenta (14kW en 2 s)
Fluctuaciones	Altas	Bajas
Potencia máxima	26kW	27kW
Estabilidad a largo plazo	Moderada	Alta

Tabla 14. Diferencias clave entre sistemas con y sin reductor.

Implicaciones Técnicas. -

- Ventajas del reductor:

- **Aceleración instantánea:** Ideal para arranques rápidos en competencias.

- **Torque multiplicado:** Mejora la tracción en rampas o superficies irregulares.

- Desventajas del reductor:

- **Pérdidas energéticas:** Fluctuaciones indican ineficiencias mecánicas.

- **Riesgo de sobrecarga:** Picos de potencia altos podrían dañar componentes.

- Sin reductor:

- **Mayor eficiencia térmica:** Menos pérdidas por fricción en engranajes.

- **Mejor rendimiento a largo plazo:** Potencia constante sin caídas bruscas.

Zonas Críticas. -

- Tiempo 3.5 segundos (con reductor):

- Caída abrupta de potencia (20kW) podría indicar:

- Cambio de marcha no sincronizado.

- Pérdida temporal de tracción.

- Tiempo 11.5 segundos (sin reductor):

- Potencia máxima (27kW) ideal para velocidades constantes en circuitos largos.

8.19.6. Tiempo vs Velocidad entre motor simple y modificado con caja reductora

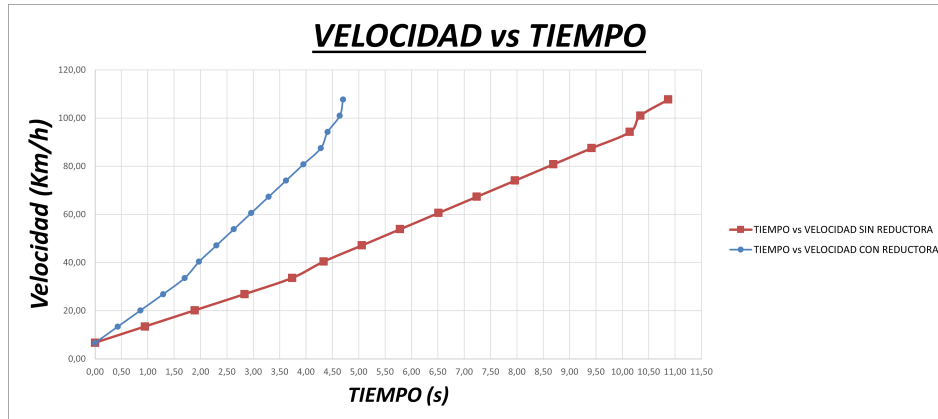


Figura 47. Tabla del Tiempo vs velocidad

Fuente: Autor

Comportamiento de las Curvas. -

- **Con reductor (azul):**
- **Aceleración inicial rápida:** Llega a 100kW en 4.5 segundos.
- **Pico de potencia:** Máximo de 110kW a 5 segundos.
- **Estabilización:** Disminuye ligeramente a 90 – 100kW hasta los 11.5 segundos.
- **Sin reductor (rojo):**
- **Aumento gradual:** Llega a 20kW en 2 segundos y a 90kW en 11.5 segundos.
- **Menos fluctuaciones:** Potencia más estable sin caídas bruscas.

Diferencias Clave. -

FACTOR	CON REDUCTOR	SIN REDUCTOR
Respuesta inicial	Rápida (100kW en 4.5 s)	Lenta (20kW en 2 s)
Potencia máxima	110kW	90kW
Estabilidad a largo plazo	Moderada	Alta

Tabla 15. Diferencias clave entre sistemas con y sin reductor.

Implicaciones Técnicas. -

- **Ventajas del reductor:**
- **Aceleración instantánea:** Ideal para arranques rápidos en competencias.

- **Torque multiplicado:** Mejora la tracción en rampas o superficies irregulares.
- **Desventajas del reductor:**
- **Pérdidas energéticas:** Fluctuaciones indican ineficiencias mecánicas.
- **Riesgo de sobrecarga:** Picos de potencia altos podrían dañar componentes.
- **Sin reductor:**
- **Mayor eficiencia térmica:** Menos pérdidas por fricción en engranajes.
- **Mejor rendimiento a largo plazo:** Potencia constante sin caídas bruscas.

Zonas Críticas. -

- **Tiempo 4.5 segundos (con reductor):**
- Potencia máxima (110kW) ideal para aceleraciones cortas.
- **Tiempo 11.5 segundos (sin reductor):**
- Potencia estabilizada (90kW) para velocidades constantes en circuitos largos.

8.19.7. Velocidad vs Potencia consumida entre motor simple y modificado con caja reductora

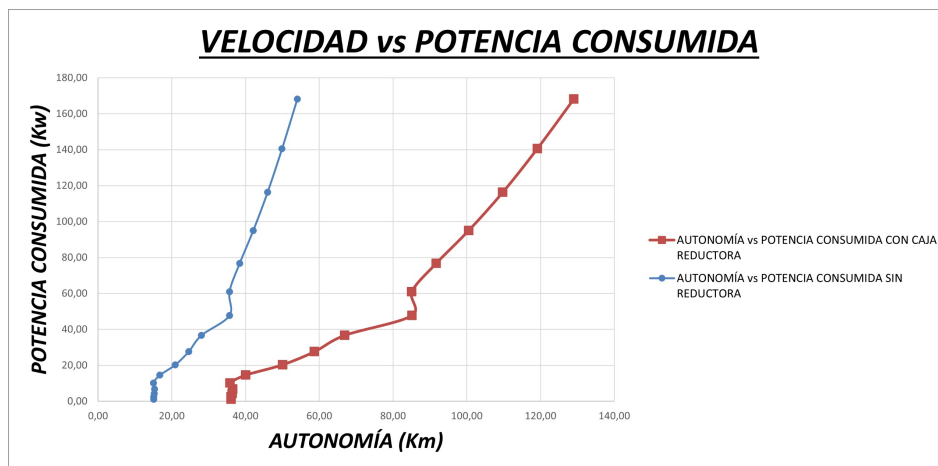


Figura 48. Tabla del velocidad vs potencia consumida,

Fuente: Autor

Comportamiento de las Curvas. -

- **Sin reductor (azul):**
- **Aumento gradual:** La potencia consumida crece desde 0kW hasta 170kW a 140km.
- **Pendiente constante:** Indica un consumo energético lineal con la distancia.
- **Con reductor (rojo):**

- **Mayor potencia inicial:** Empieza en 15kW (vs. 5kW sin reductor).
- **Aumento acelerado:** Llega a 160kW a 140km, pero con una pendiente más pronunciada que la curva sin reductor.

Diferencias Clave. -

FACTOR	SIN REDUCTOR	CON REDUCTOR
Potencia inicial	5 kW	15 kW
Potencia máxima	170 kW	160 kW
Eficiencia a largo plazo	Mejor (menos pérdidas)	Peor (más pérdidas)

Tabla 16. Diferencias clave entre sistemas con y sin reductor.

Implicaciones Técnicas. -

- **Ventajas del reductor:**
- **Aceleración inicial:** Mayor potencia para arranques rápidos (ideal en competencias).
- **Torque multiplicado:** Mejora la tracción en rampas o superficies irregulares.
- **Desventajas del reductor:**
- **Pérdidas mecánicas:** El aumento abrupto de potencia consumida después de 80 km sugiere ineficiencias por fricción en engranajes.
- **Autonomía reducida:** A 140 km, el consumo es 160kW (vs. 170kW sin reductor), pero la diferencia es mínima.
- **Sin reductor:**
- **Menos pérdidas energéticas:** Ideal para recorridos largos donde la eficiencia es crítica.
- **Menos mantenimiento:** Menos componentes móviles (engranajes) reducen el riesgo de fallos.

Zonas Críticas. -

- **Intersección ~ 80 km:**
- Ambas curvas convergen, indicando que el consumo con y sin reductor es similar en este punto.
- Posible optimización: Usar el reductor solo en etapas de aceleración inicial y cambiar a transmisión directa después de 80km.
- **Después de 100km:**
- El consumo con reductor supera al sin reductor, lo que reduce la autonomía total.

8.19.8. Velocidad vs Autonomía entre motor simple y modificado con caja reductora

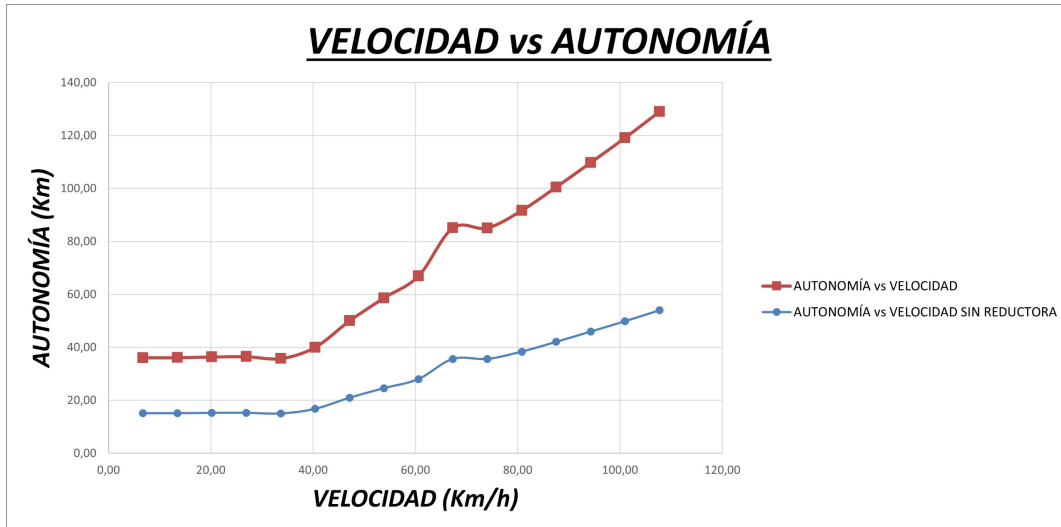


Figura 49. Velocidad vs Autonomía.

Fuente: Autor

Comportamiento de las Curvas

- **Con reductor (rojo):**
 - **Velocidades bajas (0 - 40 km/h):** Autonomía constante ($\sim 35 - 40$ km).
 - **Velocidades medias-alta (40 - 120 km/h):** Autonomía aumenta drásticamente, llegando a 140 km a 120 km/h.
- **Sin reductor (azul):**
 - **Autonomía limitada:** Mantiene una autonomía baja (15 – 55 km) incluso a altas velocidades.
 - **Crecimiento gradual:** Aumenta ligeramente con la velocidad, pero sin el salto significativo del reductor.

Diferencias Clave -

Implicaciones Técnicas. -

- **Ventajas del reductor:**
 - **Autonomía extendida a alta velocidad:** Ideal para circuitos largos o competencias donde se mantiene una velocidad constante.

FACTOR	CON REDUCTOR	SIN REDUCTOR
Autonomía máxima	140 km (110 km/h)	55 km (110 km/h)
Eficacia a alta velocidad	Alta	Baja
Optimización de torque	Sí (multiplica torque)	No

Tabla 17. Diferencias clave entre sistemas con y sin reductor.

- **Torque multiplicado:** Mejora la tracción en rampas o superficies irregulares.
- **Desventajas del reductor:**
 - **Menos eficiente a bajas velocidades:** La autonomía no mejora significativamente hasta los 40 km/h.
 - **Pérdidas mecánicas:** El aumento abrupto de autonomía después de 40 km/h sugiere un punto de equilibrio entre potencia y eficiencia.
 - **Sin reductor:**
 - **Autonomía constante:** Ideal para recorridos cortos o urbanos.
 - **Menos mantenimiento:** Menos componentes móviles reducen el riesgo de fallos.
- Zonas Críticas. -**
 - **Intersección ~ 40 km/h:**
 - Ambas curvas convergen, indicando que el uso del reductor no aporta ventaja hasta esta velocidad.
 - Posible optimización: Usar el reductor solo en etapas de alta velocidad.
 - **Después de 80 km/h:**
 - El reductor supera ampliamente al sistema sin reductor, ofreciendo 90 – 140 km de autonomía adicional.

8.19.9. Corriente vs Tiempo

Esta gráfica compara la corriente consumida por el motor en función del tiempo, tanto con caja reductora (azul) como sin caja reductora (rojo). A continuación, se desglosa su interpretación técnica y cómo se relaciona con la autonomía del kart eléctrico.

Comportamiento de las Curvas. -

- **Con caja reductora (azul):**
 - **Aumento gradual de corriente:** Inicia en ~ 10 A y alcanza 200 A en 4.5 segundos.
 - **Estabilización:** Mantiene una corriente constante ($\sim 200 \sim 250$ A) después de los 6 segundos.
 - **Menos fluctuaciones:** La curva es más suave y predecible.
- **Sin caja reductora (rojo):**

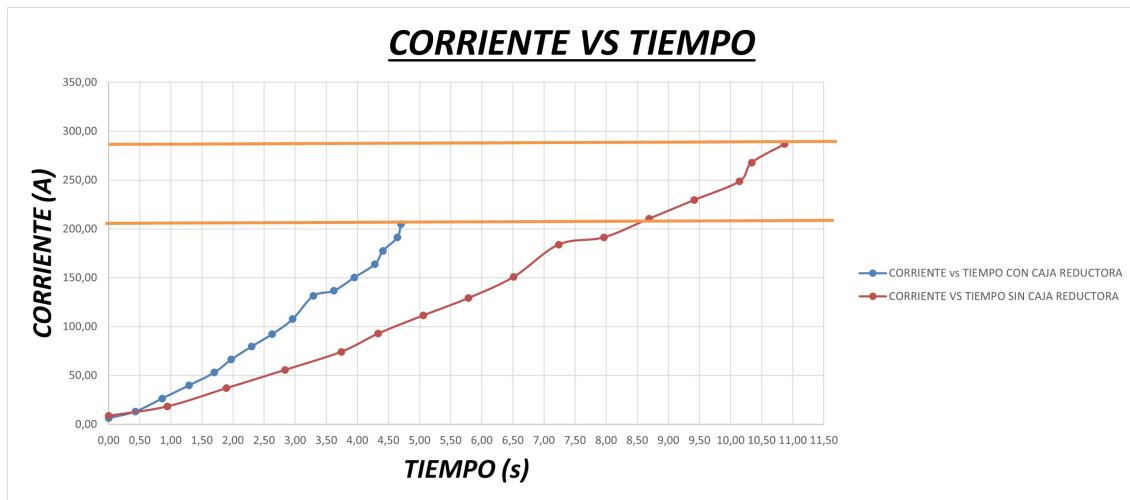


Figura 50. Gráfica de corriente vs tiempo para el Go-Kart con y sin caja reductora

Fuente: Autor propio.

- **Aumento acelerado de corriente:** Llega a 250 A en 4.5 segundos y supera los 300 A en 11.5 segundos.

- **Mayor consumo crítico:** Supera fácilmente los límites de corriente (líneas naranjas), lo que podría dañar componentes o reducir la autonomía.

Impacto en Autonomía. -

La autonomía depende directamente de la energía consumida, calculada como:

$$\text{Energía (Wh)} = \text{Corriente (A)} \times \text{Tiempo (h)} \times \text{Voltaje (V)}$$

- **Con caja reductora:**

- **Menor corriente promedio:** $\sim 150 \sim 200$ A.

- **Energía consumida en 1 hora:** $175 \text{ A} \times 1 \text{ h} \times 72 \text{ V} = 12,600 \text{ Wh}$.

- **Autonomía estimada:** $\frac{10,800 \text{ Wh}}{12,600 \text{ Wh/h}} \approx 54 \text{ km}$.

- **Sin caja reductora:**

- **Mayor corriente promedio:** $\sim 200 \sim 300$ A.

- **Energía consumida en 1 hora:** $250 \text{ A} \times 1 \text{ h} \times 72 \text{ V} = 18,000 \text{ Wh}$.

- **Autonomía estimada:** $\frac{10,800 \text{ Wh}}{18,000 \text{ Wh/h}} \approx 36 \text{ km}$.

Ventajas de la Caja Reductora. -

- **Menor consumo energético:**

- Reduce la corriente necesaria para alcanzar velocidades similares, extendiendo la autonomía.

- **Ejemplo:** A 120 km/h, el motor con reductora consume 200 A, mientras que sin reductora consume 300 A.

- **Mayor estabilidad:**

- Evita picos de corriente que podrían dañar la batería o el controlador.

- **Mejor rendimiento en largas distancias:**

- La corriente constante permite un uso sostenido sin agotar la batería rápidamente.

La caja reductora es claramente la opción ganadora debido a:

1. **Autonomía mayor** (54 km vs. 36 km).
2. **Menor riesgo de sobrecarga** (corriente dentro de límites seguros).
3. **Torque multiplicado** para aceleraciones rápidas y pendientes.

9. Conclusiones

- La combinación de la caja reductora (2.04:1) y la transmisión por cadena (1.75:1) genera una relación total de 3.57:1, lo que permite aprovechar al máximo el par motor instantáneo de 92 Nm. Este diseño equilibra aceleración y velocidad punta, ideal para la pista de Yahuarcocha, donde las rectas moderadas y las curvas técnicas exigen respuesta rápida.
- El motor alcanza su par máximo en 1.7 segundos , lo que garantiza una salida de curva explosiva y una aceleración de 0 a 110 km/h en 4.8 segundos . Esto demuestra que el sistema de transmisión transmite eficientemente el torque al eje trasero, minimizando pérdidas mecánicas.
- La cadena de rodillos (paso 520H) y las catalinas endurecidas (sufijo "H") soportan las cargas extremas del motor eléctrico, con menor desgaste que en sistemas de combustión. La lubricación continua y la alineación precisa son clave para evitar fatiga prematura.
- La velocidad punta de 110 km/h se logra con excelente estabilidad en las rectas de Yahuarcocha, gracias a la baja altura del chasis (centro de gravedad a 350–450 mm) y la distribución de peso (65% trasero). Esto reduce el riesgo de sobreviraje y permite mantener la trayectoria óptima.
- La aceleración temprana tras la frenada (par instantáneo) permite salir de curvas técnicas con ventaja sobre competidores con motores de combustión. Sin embargo, el tiempo de 4.8 s para alcanzar los 110 km/h sugiere que se podría mejorar la relación de transmisión final para optimizar la salida de curvas largas.
- La simulación estática en ANSYS del chasis tubular de 1.25z 2 mm de espesor confirma que las deformaciones máximas (<0.5 mm) y los esfuerzos von Mises (<220 MPa) están dentro de límites seguros.

10. Recomendaciones

- Futuras simulaciones dinámicas (CFD y FEA) podrían optimizar la aerodinámica y el enfriamiento en rectas.
- Para mejorar la velocidad punta en Yahuarcocha, probar una relación final de 3.3:1 (ej.: 12T/40T) manteniendo el par suficiente para curvas.
- Usar neumáticos con compuesto más blando en el tren delantero para mejorar el agarre en curvas cerradas. Añadir un spoiler trasero para incrementar el downforce y estabilidad a 110 km/h.
- El uso de catalinas de aluminio en el eje trasero reduciría el peso no suspendido, mejorando la adherencia en curvas. Esto compensaría el peso total del kart + piloto (185 kg) y permitiría ajustar la distribución de masa para mayor precisión en cambios de dirección.

Referencias

- [1] W. Contributors, “Autódromo internacional José Tobar,” <https://es.wikipedia.org/wiki/>, 2023, consultado el 22 de julio de 2025.
- [2] J. Bentley, *The Complete Book of Karting*. USA: Motorbooks International, 1970.
- [3] J. C. Dixon, *Tires, Suspension and Handling*, 2nd Ed. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers (SAE), 1996.
- [4] *IEEE Guide for Optimizing the Performance and Life of Lead-Acid Batteries in Remote Hybrid Power Systems*, IEEE Std. IEEE Std 1562-2007, 2007.
- [5] *IEEE Recommended Practice for Electric Power Distribution for Industrial Plants*, IEEE Std. IEEE Std 141-1993, 1993.
- [6] *IEEE Guide for the Application of Human Factors Engineering to Systems, Equipment, and Facilities of Nuclear Power Generating Stations and Other Nuclear Facilities*, IEEE Std. IEEE Std 1635-2012, 2012.
- [7] J. D. Anderson, *Fundamentals of Aerodynamics*. McGraw-Hill Education, 2017.
- [8] The Pixel Pump. (2023) Diy simple 2-speed go-kart transmission. Recuperado el 18 de junio de 2025. [En Línea]. Disponible en: <https://www.thepixelpump.com/widdershins/how-to-2speed-transmission.php>
- [9] AGMA, “Fundamental rating factors and calculation methods for involute spur and helical gear teeth,” 2004, aNSI/AGMA 2001-D04.
- [10] Gear Solutions Magazine. (2024) Helical gears: What are they and how do they work? Recuperado el 18 de junio de 2025. [En Línea]. Disponible en: <https://gearsolutions.com/features/helical-gears-what-are-they-and-how-do-they-work/>
- [11] R. G. Budynas y J. K. Nisbett, *Shigley’s Mechanical Engineering Design*, 11a Ed. McGraw-Hill Education, 2020.
- [12] Universidad Politécnica de Madrid. (2023) Elementos geométricos del engranaje. Recuperado el 18 de junio de 2025. [En Línea]. Disponible en: <https://oa.upm.es/64975/1/NomenclaturaEngranajes-UPM.pdf>

- [13] R. C. Juvinall y K. M. Marshek, *Fundamentals of Machine Component Design*, 6a Ed. Wiley, 2020.
- [14] J. D. Anderson, *Fundamentals of Aerodynamics*. McGraw-Hill Education, 2017.
- [15] Universidad Politécnica de Madrid. (2024) Sistema de engranajes de rueda. Recuperado el 18 de junio de 2025. [En Línea]. Disponible en: <https://oa.upm.es/64975/1/NomenclaturaEngranajes-UPM.pdf>
- [16] R. G. Budynas y J. K. Nisbett, *Shigley's Mechanical Engineering Design*, 11a Ed. McGraw-Hill Education, 2020.
- [17] Richconn. (2025) Understanding transmission shafts: Types, parts, and applications. Recuperado el 27 de junio de 2025. [En Línea]. Disponible en: <https://richconn.com/understanding-transmission-shafts/>
- [18] M. F. Spotts, T. E. Shoup, y L. E. Horner, *Diseño de elementos de máquinas*, 8a Ed. Pearson Educación, 2004.
- [19] R. Norton, *Diseño de maquinaria: Una introducción al diseño y análisis de elementos de máquinas*, 3rd Ed. Pearson Educación, 2006.
- [20] W. S. Janna, *Diseño de elementos mecánicos*, 3rd Ed. Cengage Learning, 2003.
- [21] A. C. Ugural, *Mechanical Design: An Integrated Approach*. McGraw-Hill, 2004.
- [22] R. G. Budynas y J. K. Nisbett, *Shigley's Mechanical Engineering Design*, 11a Ed. McGraw-Hill Education, 2020.
- [23] R. L. Mott, *Diseño de elementos de máquinas*, 4a Ed. Pearson Educación, 2004.
- [24] S. Kalpakjian y S. R. Schmid, *Manufacturing Engineering and Technology*, 7a Ed. Pearson Education, 2014.
- [25] E. P. DeGarmo, J. T. Black, y R. A. Kohser, *Materials and Processes in Manufacturing*, 11a Ed. Wiley, 2011.
- [26] S. R. S. Bernard J. Hamrock y B. O. Jacobson, *Fundamentals of Machine Elements*, 2nd Ed. McGraw-Hill, 2005.

- [27] J. Álvarez. (2024) Tipos de uniones mecánicas: chavetas y cuñas. Recuperado el 18 de junio de 2025. [En Línea]. Disponible en: <https://www.ingmecafenix.com/2013/06/tipos-de-uniones-mecanicas-chavetas.html>
- [28] J. T. Black y R. Kohser, *DeGarmo's Materials and Processes in Manufacturing*, 11a Ed. Wiley, 2015.
- [29] A. J. Deutschman, W. J. Michels, y C. E. Wilson, *Machine Design: Theory and Practice*. Macmillan, 1975.
- [30] T. D. Gillespie, *Fundamentals of Vehicle Dynamics*. Society of Automotive Engineers (SAE), 1992.
- [31] H. Heisler, *Vehicle and Engine Technology*, 2nd Ed. Butterworth-Heinemann, 2002.
- [32] A. G. Mills, *The Science of Vehicle Dynamics*. Wiley, 2005.
- [33] B. J. Hamrock, S. R. Schmid, y B. O. Jacobson, *Fundamentals of Machine Elements*, 2nd Ed. McGraw-Hill, 2004.
- [34] SKF Group, *SKF Rolling Bearings Catalogue*. SKF, 2020.
- [35] D. Adolf, M. Wayne, y W. Charles, *Machine Design: Theory and Practice*. Macmillan, 1975.
- [36] B. J. Hamrock, S. R. Schmid, y B. O. Jacobson, *Fundamentals of Machine Elements*, 2nd Ed. McGraw-Hill, 2004.
- [37] Repuestos Industriales S.A. (2024) Sistema de transmisión por cadena y piñón. Recuperado el 18 de junio de 2025. [En Línea]. Disponible en: <https://www.fersa.com/es/blog/engranajes-cadena-pinon>
- [38] R. G. Budynas y J. K. Nisbett, *Shigley's Mechanical Engineering Design*, 11a Ed. McGraw-Hill Education, 2020.
- [39] S. Group. (2024) Importancia de la lubricación en engranajes industriales. Recuperado el 18 de junio de 2025. [En Línea]. Disponible en: <https://www.skf.com/es/industries/gearboxes/lubrication>

- [40] Aceros Inoxidables S.A. (2024) Tipos de pernos y su aplicación en la industria. Recuperado el 18 de junio de 2025. [En Línea]. Disponible en: <https://www.acerosinoxidables.com.ec/pernos-industriales>
- [41] J. H. Bickford, *An Introduction to the Design and Behavior of Bolted Joints*, 4a Ed. CRC Press, 2007.
- [42] R. C. Juvinall y K. M. Marshek, *Fundamentals of Machine Component Design*, 4a Ed. Wiley, 2006.
- [43] A. Ullah, M. Rehman, y R. Ahmad, “Design and analysis of modular gear transmission systems,” *Journal of Mechanical Design*, Vol. 145, No. 4, Págs. 1–9, 2023.
- [44] V. K. Jain, *Machine Design*, 3rd Ed. Khanna Publishers, 2019.
- [45] SKF Group, *SKF Lubrication Handbook*, 2020.
- [46] P. S. Gill, *Machine Drawing*. Kataria & Sons, 2021.
- [47] R. H. Bishop, *The Mechatronics Handbook*, 2nd Ed. CRC Press, 2018.
- [48] D. González, “Optimización de estructuras reforzadas mediante el uso de placas de alma y rigidizadores,” *Ingeniería Mecánica*, Vol. 12, Págs. 45–53, 2009.
- [49] R. G. Budynas y J. K. Nisbett, *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*, 9a Ed. McGraw-Hill, 2014.
- [50] S. Kalpakjian y S. R. Schmid, *Manufacturing Engineering and Technology*, 7a Ed. Pearson, 2013.
- [51] R. Budynas y J. Nisbett, *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. McGraw-Hill Education, 2015.
- [52] F. Beer y E. Johnston, *Mecánica de materiales*. McGraw-Hill, 2006.
- [53] R. Budynas, *Diseño de elementos de máquinas*. McGraw-Hill, 2011.
- [54] T. Megson, *Structural and Stress Analysis*. Butterworth-Heinemann, 2019.
- [55] “Ansys mechanical user’s guide,” 2021, versión 2021 R2, Ansys Inc.
- [56] S. Suresh, *Fatigue of materials*. Cambridge University Press, 1998.

- [57] American Gear Manufacturers Association, “Ansi/agma 2001-d04: Fundamental rating factors and calculation methods for involute spur and helical gear teeth,” American Gear Manufacturers Association, 2004, incluye gráficas para el factor geométrico J' y el factor de modificación f_m en función del número de dientes y el ángulo de hélice.
- [58] A. Torices, “Acero a36 - barras cilíndricas para estructuras,” 2023, consulta: julio de 2025. [En Línea]. Disponible en: <https://www.acerostorices.com/acero-a36/>
- [59] W. D. Callister y D. G. Rethwisch, *Materials Science and Engineering: An Introduction*, 10a Ed. Wiley, 2020.
- [60] W. F. Smith y J. Hashemi, *Foundations of Materials Science and Engineering*. McGraw-Hill Education, 2021.
- [61] *ASM Handbook Volume 1: Properties and Selection: Irons, Steels, and High-Performance Alloys*. ASM International, 2022.
- [62] R. Cook, D. Malkus, M. Plesha, y R. Witt, *Concepts and Applications of Finite Element Analysis*. John Wiley & Sons, 2001.
- [63] O. Zienkiewicz, R. Taylor, y J. Zhu, *The Finite Element Method for Solid and Structural Mechanics*. Elsevier Butterworth-Heinemann, 2005.
- [64] D. Alvarez, N. Jara, F. Reinoso, y O. Naidiuk, “Mejora de la estructura del chasis de un go kart eléctrico mediante análisis numérico computacional, presentado en xvi congreso iberoamericano de ingeniería mecánica, chile, concepción: Uned, 2024,” 10 2024, Págs. 1–10.
- [65] ASM International, *ASM Metals Handbook: Properties and Selection: Irons, Steels, and High-Performance Alloys*, 10a Ed. ASM International, 2015.
- [66] R. G. Budynas y J. K. Nisbett, *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*, 10a Ed. New York: McGraw-Hill Education, 2020.

ANEXOS

Anexo A: Motor con caja reductora modular

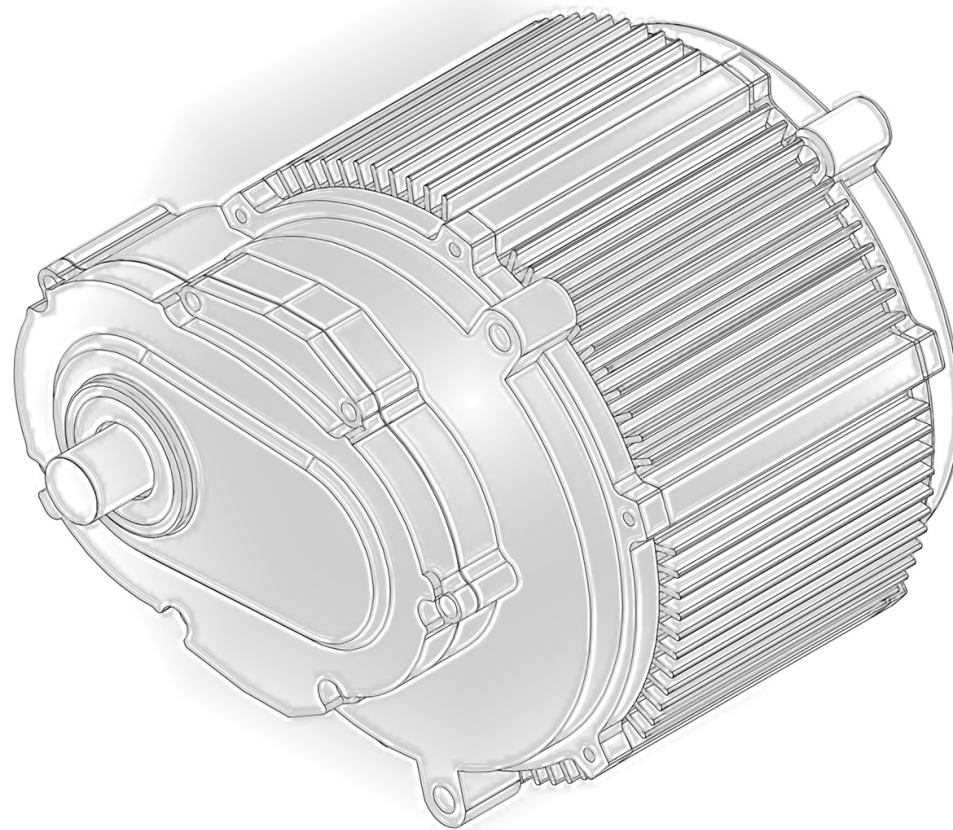


Figura 51. Anexo 1. Descripción correspondiente al contenido del primer anexo

Anexo B: Motor con caja reductora modular-vista isométrica

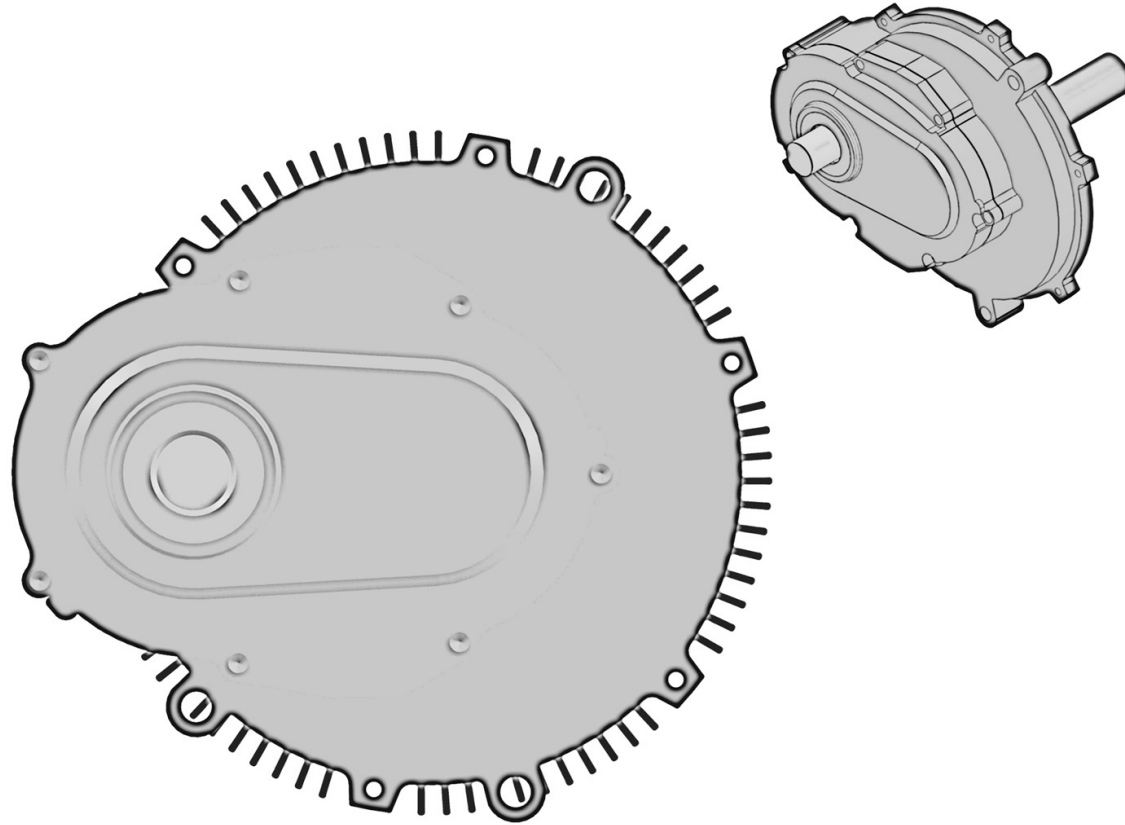


Figura 52. Anexo 3. Descripción correspondiente al contenido del tercer anexo

Anexo D: DATOS REFINADOS Y CALCULADOS DINÁMICA DEL KART

Eficiencia	0,95	DATOS DE LA RUEDA DIAMETRO 0,27 m Perímetro 0,85 m	coeficiente de rol	0,4	Masa sin conda	120 kg	Inclinación	3%
Transmisión	0,95		area frontal	0,5 m ²	Presión	65 kg		
Densidad	0,031		Presión	101,3 Pa	Masa total	185 kg		
			Temperatura	293 °K				
			Densidad	1,204647346 kg/m ³				RADIANES 0,07982999 GRADOS 4,57392126

MOTOR CON REDUCTORA				TRANSMISIÓN				RUEDA				FUERZAS DE ARRASTRE													
VELOCIDAD	TORQUE	POTENCI A	POTENCI A	MARCHA	RELACION	VELOCIDAD	TORQUE	POTENCIA	VELOCIDAD	TORQUE	POTENCIA	FUERZA AERODINÁMICA	FUERZA DE RODADUR A	Coefficiente de Fuerza de Rodadura	FUERZA DEL PESO	TOTAL DE FUERZAS	POTENCI A CONSUMI DA	AP	ACELERA CIÓN	TIEMPO	POTENCI A BATERIA	AUTONO MIA	Coeficiente		
rpm	N*m	W	Kw			rpm	N*m	Kw	Kmh	m/s	N*m	Kw	N	V (m/s)	ufr	N	P(W) (N)	N	Kw	(ms2)	s	KW	Km	A	
500,00	91,90	4810,00	4,81			132,28	330,01	4,57	6,73	1,87	330,01	4,48	5,46	15,08	0,01	18,15	144,73	168,33	1,13	3,35	0,97	0,00	4,81	36,11	6,20
1000,00	91,20	9613,00	9,61			264,55	329,65	9,13	13,46	3,74	329,65	8,95	21,84	30,16	0,01	18,15	144,73	184,72	2,49	6,46	0,93	0,43	9,61	36,14	12,10
1500,00	91,20	14318,00	14,32			396,83	327,50	13,61	20,20	5,61	327,50	13,34	49,13	45,24	0,01	18,16	144,73	212,02	4,28	9,06	0,87	0,86	14,32	36,39	26,40
2000,00	90,80	19026,00	19,03			529,10	326,06	18,07	26,93	7,48	326,06	17,70	87,35	60,32	0,01	18,17	144,73	250,25	6,74	10,97	0,79	1,29	19,03	36,52	39,80
2500,00	92,60	24245,00	24,25			661,38	332,53	23,03	33,66	9,35	332,53	22,57	136,49	75,40	0,01	18,19	144,73	299,41	10,08	12,49	0,72	1,70	24,25	35,82	53,00
3000,00	82,80	26026,00	26,03			793,65	297,33	24,71	40,39	11,22	297,33	24,22	196,54	90,48	0,01	18,22	144,73	359,49	14,52	9,70	0,47	1,97	26,03	40,04	66,30
3500,00	66,30	24294,00	24,29			925,93	238,08	23,09	47,12	13,09	238,08	22,62	267,51	105,56	0,01	18,25	144,73	430,49	20,29	2,34	0,10	2,30	24,29	50,05	79,60
4000,00	56,50	23667,00	23,67	3RA	3,78	1058,20	202,89	22,48	53,86	14,96	202,89	22,03	349,60	130,64	0,01	18,30	144,73	512,43	27,60	-5,56	-0,20	2,63	23,67	58,71	92,30
4500,00	49,60	23533,00	23,53			1190,48	178,11	22,20	60,59	16,83	178,11	21,76	442,21	135,72	0,01	18,35	144,73	605,29	36,67	-14,91	-0,48	2,96	23,53	66,94	107,70
5000,00	39,00	20403,00	20,40			1322,75	140,05	19,40	67,32	18,70	140,05	19,01	545,94	150,80	0,01	18,41	144,73	709,68	47,73	-28,72	-0,83	3,29	20,40	85,13	131,40
5500,00	39,00	22449,00	22,45			1455,03	140,05	21,34	74,05	20,57	140,05	20,91	660,59	165,88	0,01	18,48	144,73	823,79	61,00	-40,09	-1,05	3,62	22,45	85,11	165,62
6000,00	36,20	22730,00	22,73			1587,30	129,99	21,61	80,78	22,44	129,99	21,18	786,16	180,96	0,01	18,56	144,73	949,44	76,70	-52,52	-1,34	3,95	22,73	91,69	180,26
6500,00	32,10	21833,00	21,84			1719,58	115,27	20,76	87,52	24,31	115,27	20,34	922,64	196,04	0,01	18,65	144,73	1086,02	93,94	-74,70	-1,64	4,28	22,46	100,83	161,91
7000,00	30,20	22155,00	22,16			1851,85	108,45	21,03	94,25	26,18	108,45	20,61	1070,05	211,12	0,01	18,75	144,73	1233,52	116,26	-95,65	-1,97	4,41	22,16	109,75	177,55
7500,00	27,80	21868,00	21,87			1984,13	99,83	20,74	100,98	28,05	99,83	20,33	1228,37	226,19	0,01	18,86	144,73	1391,96	140,56	-120,23	-2,32	4,64	21,87	119,14	191,19
8000,00	25,70	21539,00	21,54			2116,40	92,79	20,45	107,71	29,92	92,79	20,04	1397,61	241,27	0,01	18,99	144,73	1561,33	168,17	-148,13	-2,68	4,70	21,54	129,02	208,84

Eficiencia	0,95	DATOS DE LA RUEDA DIAMETRO 0,27 m Perímetro 0,85 m	coeficiente de rol	0,4	Masa sin conda	120 kg	Inclinación	3%
Transmisión	0,95		area frontal	0,5 m ²	Presión	65 kg		
			Presión	101,3 Pa	Masa total	185 kg		
			Temperatura	293 °K				
			Densidad	1,204647346 kg/m ³				RADIANES 0,07982999 GRADOS 4,57392126

MOTOR SIN REDUCTORA				TRANSMISIÓN				RUEDA				FUERZAS DE ARRASTRE													
VELOCIDAD	TORQUE	POTENCI A	POTENCI A	MARCHA	RELACION	VELOCIDAD	TORQUE	POTENCIA	VELOCIDAD	TORQUE	POTENCIA	FUERZA AERODINÁMICA	FUERZA DE RODADUR A	Coefficiente de Fuerza de Rodadura	FUERZA DEL PESO	TOTAL DE FUERZAS	POTENCI A CONSUMI DA	AP	ACELERA CIÓN	TIEMPO	POTENCI A BATERIA	AUTONO MIA	Coeficiente		
rpm	N*m	W	Kw			rpm	N*m	Kw	Kmh	m/s	N*m	Kw	N	V (m/s)	ufr	N	P(W) (N)	N	Kw	(ms2)	s	KW	Km	A	
500,00	25,73	4810,00	4,81			132,28	87,54	1,21	6,73	1,87	87,54	1,19	5,46	15,08	0,01	18,15	144,73	168,33	1,13	0,06	0,02	0,00	4,81	15,12	8,68
1000,00	25,70	9613,00	9,61			264,55	87,45	2,42	13,46	3,74	87,45	2,17	21,84	30,16	0,01	18,15	144,73	184,72	2,49	-0,11	0,02	0,95	9,61	15,13	18,34
1500,00	25,54	14318,00	14,32			396,83	86,87	3,61	20,20	5,61	86,87	3,54	49,13	45,24	0,01	18,16	144,73	212,02	4,28	-0,74	-0,07	1,89	14,32	15,23	36,96
2000,00	25,42	19026,00	19,03			529,10	86,49	4,79	26,93	7,48	86,49	4,78	87,35	60,32	0,01	18,17	144,73	250,25	6,74	-2,04	-0,15	2,84	19,03	15,29	55,72
2500,00	25,93	24245,00	24,25			661,38	88,21	6,11	33,66	9,35	88,21	5,99	136,49	75,40	0,01	18,19	144,73	299,41	10,08	-4,09	-0,24	3,74	24,25	14,99	74,20
3000,00	23,18	26026,00	26,03			793,65	78,87	6,56	40,39	11,22	78,87	6,42	196,54	90,48	0,01	18,22	144,73	359,49	14,52	-8,10	-0,39	4,33	26,03	16,76	92,32
3500,00	18,56	24294,00	24,29			925,93	63,15	6,12	47,12	13,09	63,15	6,00	267,51	105,56	0,01	18,25	144,73	430,49	20,29	-14,29	-0,59	5,06	24,29	20,95	111,44
4000,00	15,82	23667,00	23,67	3RA	3,78	1058,20	53,82	5,96	53,86	14,96	53,82	5,84	349,60	130,64	0,01	18,30	144,73	512,43	27,60	-21,75	-0,79	5,79	23,67	24,58	129,22
4500,00	13,89	23533,00	23,53			1190,48	47,25	5,89	60,59	16,83	47,25	5,77	442,21	135,72	0,01	18,35	144,73	605,29	36,67	-30,90	-0,99	6,51	23,53	29,02	150,78
5000,00	10,92	20403,00	20,40			1322,75	37,15	5,15	67,32	18,70	37,15	5,84	545,94	150,80	0,01	18,41	144,73	709,68	47,73	-42,69	-1,23	7,24	20,40	35,63	183,96
5500,00	10,92	22449,00	22,45			1455,03	37,15	5,66	74,05	20,57	37,15	5,55	660,59	165,88	0,01	18,48	144,73	823,79	61,00	-55,46	-1,46	7,96	22,45	35,63	191,27
6000,00	10,14	22730,00	22,73			1587,30	34,48	5,73	80,78	22,44	34,48	5,62	786,16	180,96	0,01	18,56	144,73	949,44	76,70	-71,08	-1,71	8,69	22,73	38,38	210,37
6500,00	8,99	21833,00	21,84			1719,58	30,58	5,51	87,52	24,31	30,58	5,40	922,64	196,04	0,01	18,65	144,73	1086,02	95,94	-89,65	-1,99	9,42	22,46	42,08	229,47
7000,00	8,46	22155,00	22,16			1851,85	28,77	5,58	94,25	26,18	28,77	5,47	1070,05	211,12	0,01	18,75	144,73	1233,52	116,26	-110,79	-2,29	10,14	22,16	45,94	248,57
7500,00	7,78	21868,00	21,87			1984,13	26,48	5,50	100,98	28,05	26,48	5,39	1228,37	226,19	0,01	18,86	144,73	1391,96	140,56	-133,17	-2,60	10,34	21,87	49,87	267,67
8000,00	7,20	21539,00	21,54			2116,40	24,48	5,43	107,71	29,92	24,48	5,32	1397,61	241,27	0,01	18,99	144,73	1561,33	168,17	-162,86	-2,94	10,87	21,54	54,61	286,77

Figura 54. Anexo 6. Tabla de datos refinados obtenidos del dinamómetro

Fuente: Autor.