



EDUCACIÓN

SECRETARÍA DE EDUCACIÓN PÚBLICA



TECNOLÓGICO
NACIONAL DE MÉXICO

Tecnológico Nacional de México

**Centro Nacional de Investigación
y Desarrollo Tecnológico**

Tesis de Maestría

**Diseño de una transmisión de accionamiento
eléctrico en ruedas para aplicaciones en
vehículos eléctricos tipo FSAE**

presentada por

Ing. Melchor Alejandro Camacho Guevara

como requisito para la obtención del grado de

**Maestro en Ciencias en Ingeniería
Mecatrónica**

Director de tesis

Dr. Erik Rosado Tamariz

Codirector de tesis

Dr. Rafael Campos Amezcua

Cuernavaca, Morelos, México. Diciembre de 2025.



Centro Nacional de Investigación y Desarrollo tecnológico
Subdirección Académica

Cuernavaca Mor, 27/noviembre/2025

Oficio No. SAC/273/2025

Asunto: Autorización de impresión de tesis

MELCHOR ALEJANDRO CAMACHO GUEVARA
CANDIDATO AL GRADO DE MAESTRO EN CIENCIAS
EN INGENIERÍA MECATRÓNICA
P R E S E N T E

Por este conducto, tengo el agrado de comunicarle que el Comité Tutorial asignado a su trabajo de tesis titulado **"Diseño de una transmisión de accionamiento eléctrico en ruedas para aplicaciones en vehículos eléctricos tipo FSAE"**, ha informado a esta Subdirección Académica, que están de acuerdo con el trabajo presentado. Por lo anterior, se le autoriza a que proceda con la impresión definitiva de su trabajo de tesis.

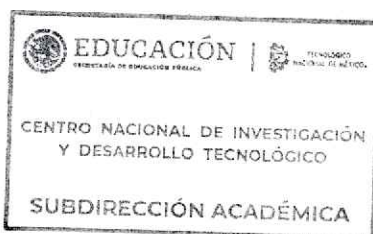
Esperando que el logro del mismo sea acorde con sus aspiraciones profesionales, reciba un cordial saludo.

ATENTAMENTE

Excelencia en Educación Tecnológica®

"Conocimiento y Tecnología al Servicio de México"

CARLOS MANUEL ASTORGA ZARAGOZA
SUBDIRECTOR ACADÉMICO



c.c.p. Departamento de Ingeniería Mecatrónica
Departamento de Servicios Escolares

CMAZ/lmz



2025
Año de
La Mujer
Indígena

Interior Internado Palmira S/N, Col. Palmira,
C. P. 62490, Cuernavaca, Morelos Tel. 01 (777) 3627770, ext. 4104,
e-mail: acad_cenidet@tecnm.mx tecnm.mx | cenidet.tecnm.mx

cenidet
Centro Nacional de Investigación
y Desarrollo Tecnológico





Educación
Secretaría de Educación Pública



TECNOLÓGICO
NACIONAL DE MÉXICO



Centro Nacional de Investigación y Desarrollo tecnológico
Coordinación de Ingeniería Mecatrónica

Cuernavaca, Mor., 24 de noviembre /2025

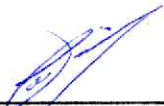
OFICIO No. MKT/061/2025

Asunto: Aceptación de documento de tesis

CENIDET-AC-004-M14-OFICIO

DR. CARLOS MANUEL ASTORGA ZARAGOZA
SUBDIRECTOR ACADÉMICO
PRESENTE

Por este conducto, los integrantes de Comité Tutorial del C. Melchor Alejandro Camacho Guevara con número de control M23CE151, de la Maestría en Ciencias en Ingeniería Mecatrónica, le informamos que hemos revisado el trabajo de tesis de grado titulado **"Diseño de una transmisión de accionamiento eléctrico en ruedas para aplicaciones en vehículos eléctricos tipo FSAE"** y hemos encontrado que se han atendido todas las observaciones que se le indicaron, por lo que hemos acordado aceptar el documento de tesis y le solicitamos la autorización de impresión definitiva.



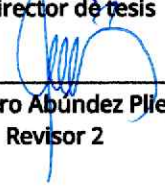
Dr. Erik Rosado Tamariz
Director de tesis



Dr. Jarniel García Morales
Revisor 1



Dr. Rafael Campos Amezcua
Codirector de tesis



Dr. Arturo Abundez Pliego
Revisor 2

C.c.p. Depto. Servicios Escolares.
Expediente / Estudiante
Iniciales ERT/mrsr



2025
Año de
La Mujer
Indígena

Interior Internado Palmira S/N, Col. Palmira,
C. P. 62490, Cuernavaca Morelos Tel. 01 (777) 3627770, ext. 1421,
e-mail: coord.mecatronica@tecnm.mx | cenidet.tecnm.mx

cenidet
Centro Nacional de Investigación
y Desarrollo Tecnológico



A mi abuela Gloria, a quien alguna vez le hubiera gustado que fuese abogado. Tal vez ser ingeniero y maestro también la hubiera podido hacer sentir feliz.

A mi padre, Melchor, por enseñarme a hacer las cosas pese a estar aterrado.

A mi madre, Claudia, por volver a abrazarme con más fuerza cada vez que te apartaba de mí.

A mi hermana, Daniela, por ser mi orgullo y alegría.

Agradecimientos

Agradezco al Consejo Nacional de Humanidades, Ciencias y Tecnologías (CONAHCYT) por haberme brindado el apoyo económico para desarrollar este trabajo de tesis mediante su programa de becas. De esta manera, me fue posible continuar con mi formación académica y personal.

Al Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico (CENIDET) por abrirme sus puertas y darme la oportunidad de cursar la Maestría en Ciencias en Ingeniería Mecatrónica.

A mi padre y a mi madre por su amor incondicional. Por todas sus enseñanzas, cariño, apoyo económico y emocional, consejos y compañía. Asimismo, por ser el barco que impida que me hunda.

A mi hermana, por ser la mejor hermana mayor que cualquier hermanito podría pedir. Por su amor, apoyo, hermandad e inspiración.

A Itan Morales, por cada domingo de rodada que me permitieron seguir disfrutando la vida y desconectarme por un momento de mis preocupaciones.

A mi director de tesis, Dr. Erik Rosado Tamariz, por su tiempo, paciencia, amistad, comprensión y disposición para la realización de este proyecto. Además, le agradezco por recordarme que la única persona que decide mi valor soy yo mismo.

A mi codirector de tesis, Dr. Rafael Campos Amezcua, por compartir su conocimiento conmigo, amistad y tiempo, que fueron de gran valor para seguir creciendo académicamente.

A mis revisores, Dr. Arturo Abúndez Pliego y Dr. Jarniel García Morales, por sus comentarios, retroalimentación y aportaciones para la mejora de este trabajo.

A mis amigos y compañeros, Oscar Cirilo, Rene Davila, Jefferson Martínez, Darim Hernández, Brisa Rosales, Emmanuel Sánchez, Hugo Andrés, David Páez, Daniel Ortiz, Dalia Sánchez, Eder Ricoy, Sergio Elizalde, María Ramírez, Fernando Rosas, José Carrasco, Fernanda De Jesús y Rocío Ponciano por su amistad, compañía y momentos juntos.

Finalmente, agradezco a Dios por darme la vida y concederme la oportunidad diaria de ser una mejor versión de mí.

Resumen

En este estudio se realizó el diseño de un sistema de transmisión de accionamiento eléctrico para aplicaciones en vehículos eléctricos tipo fórmula SAE que utilizan motores en ruedas (IWM, por sus siglas en inglés). El objetivo de este trabajo se basó en reducir la masa, mejorar la relación de transmisión e incrementar la eficiencia del vehículo.

La metodología desarrollada en este trabajo inició con la especificación de las características de diseño del vehículo, tales como su velocidad, aceleración y masa total. A partir de estos parámetros, se calcularon la potencia y el torque requeridos. Con base en estos valores, se definió un sistema de tracción en las cuatro ruedas mediante una transmisión que emplea engranes planetarios de dientes rectos.

Posteriormente, se procedió al diseño y modelado geométrico CAD 3D de los componentes del sistema de transmisión IWM utilizando el software SolidWorks. A continuación, se realizaron análisis numéricos para evaluar el comportamiento del sistema de engranajes. Dentro de estas evaluaciones, se llevó a cabo un análisis cinemático para determinar el tipo de configuración mecánica del tren planetario.

Asimismo, se efectuaron simulaciones de desempeño del vehículo en pista para predecir su comportamiento dinámico. Finalmente, se desarrollaron análisis estructurales y de fatiga para verificar la resistencia de los engranes, así como su vida. Los resultados abrieron paso a una optimización topológica enfocada a reducir su masa sin comprometer su integridad estructural.

El resultado obtenido consiste en un sistema de transmisión tipo IWM para aplicaciones en vehículos eléctricos de Fórmula SAE con una masa no suspendida aproximada de 7.38 kg por rueda, de la cual 882.6 g corresponden a la masa de los engranes. El tipo de tracción es en las cuatro ruedas (AWD, por sus siglas en inglés). Además, este cumple con las exigencias en pista y el reglamento oficial de la competencia. Asimismo, el diseño propuesto del sistema de transmisión permite reducir la velocidad e incrementar el torque del motor conforme a una relación de transmisión de 4.9:1. Finalmente, se presentó una maqueta virtual en la que se especifican detalladamente cada uno de sus componentes.

Abstract

In this study, an electric drive transmission system was designed for applications in Formula SAE-type electric vehicles using In-Wheel Motors (IWM). The objective of this work was to reduce mass, improve the transmission ratio, and increase vehicle efficiency.

The methodology developed in this study started with the specification of the vehicle's design features, such as its speed, acceleration, and total mass. From these parameters, the required power and torque were calculated. Based on these parameters, an all-wheel drive system with planetary spur gear transmissions was defined.

Subsequently, the IWM transmission system components were designed and modeled in 3D CAD using SolidWorks. Then, numerical analyses were executed to evaluate the performance of the gears. These evaluations included a kinematic analysis to determine the mechanical configuration of the planetary gear train.

In addition, vehicle performance simulations on given racetracks were conducted to predict their dynamic behavior. Finally, structural and fatigue analyses were performed to verify the strength and life of the gears. The results led to a topology optimization focused on reducing the gear mass without compromising its structural integrity.

The result is an IWM transmission system for applications in Formula SAE electric vehicles with an approximate unsprung mass of 7.38 kg per wheel, where 882.6 g corresponds to the gear mass. The drivetrain type is an All-Wheel Drive (AWD) system. Furthermore, it complies with racetrack requirements and the official competition regulations. Additionally, the proposed transmission system design enables us to reduce the motor's speed and increase its torque in accordance with a transmission ratio of 4.9:1. Finally, a virtual model of the system is presented, detailing each of its components.

Contenido

PÁGINA	
Lista de figuras	ix
Lista de tablas	xii
Simbología	xiii
Abreviaturas y acrónimos	xv
CAPÍTULO 1: INTRODUCCIÓN	22
1.1. ESTADO DEL ARTE	23
1.1.1. SISTEMAS DE TRANSMISIÓN EN VEHÍCULOS ELÉCTRICOS CON IWM Y SUS CARACTERÍSTICAS	23
1.1.2. SISTEMAS DE TRANSMISIÓN APLICADOS A VEHÍCULOS ELÉCTRICOS TIPO FÓRMULA SAE	25
1.2. CONCLUSIONES DEL ESTADO DEL ARTE	35
1.3. DEFINICIÓN DEL PROBLEMA.....	37
1.4. HIPÓTESIS	37
1.5. OBJETIVOS	37
1.5.1. Objetivo general	37
1.5.2. Objetivos específicos.....	37
1.6. JUSTIFICACIÓN DEL PROBLEMA.....	38
CAPÍTULO 2: ANÁLISIS DE FUNDAMENTOS	39
2.1. MARCO TEÓRICO	39
2.1.1. Fórmula SAE.....	39
2.1.2. Eventos.....	41
2.1.3. Fórmula SAE eléctrico.....	42
2.1.4. Sistemas de transmisión y tracción en vehículos con motores de combustión interna	43
2.1.5. Sistemas de transmisión en vehículos con motores eléctricos.....	45
2.1.6. Tren de engranajes planetarios o epicicloidales	48
2.1.7. Optimización topológica	49
2.2. METODOLOGÍA DEL PROYECTO.....	49
CAPÍTULO 3: DEFINICIÓN DE LA CONFIGURACIÓN DEL SISTEMA DE TRACCIÓN	51
3.1. CARACTERÍSTICAS DE DISEÑO DEL VEHÍCULO FSAE ELÉCTRICO.....	52
3.1.1. Velocidad máxima	52
3.1.2. Velocidad angular y radio de las ruedas.....	53
3.1.3. Aceleración	54
3.1.4. Torque	54
3.1.5. Potencia	55
CAPÍTULO 4: ESPECIFICACIÓN Y SELECCIÓN DE LOS COMPONENTES ELÉCTRICOS DEL SISTEMA.....	56
4.1. RELACIÓN DE TRANSMISIÓN	57
4.2. CONTROLADOR/INVERSOR.....	58
4.3. PAQUETE DE BATERÍAS	58
4.4. SELECCIÓN DEL MOTOR ELÉCTRICO	61
CAPÍTULO 5: EVALUACIÓN DE LAS DIFERENTES CONFIGURACIONES DEL TREN DE ENGRANES	64
5.1. CONFIGURACIÓN MECÁNICA DEL SISTEMA DE ENGRANAJES PLANETARIOS.....	65
CAPÍTULO 6: SELECCIÓN DEL MATERIAL DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN	70
CAPÍTULO 7: DISEÑO DE DETALLE DE LOS ENGRANES DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN	72
7.1. DIMENSIONAMIENTO DE LOS ENGRANES PLANETARIOS	72

7.2.	ECUACIÓN DE LEWIS	74
7.3.	CARGA ESTÁTICA EN EL DIENTE.....	78
7.4.	CARGA DE DESGASTE EN EL DIENTE.....	78
7.5.	CARGA DINÁMICA EN EL DIENTE.....	79
7.6.	CRITERIOS PARA UN DISEÑO SEGURO DE LOS ENGRANES	81
CAPÍTULO 8: GENERACIÓN DEL MODELO GEOMÉTRICO CAD 3D DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN.....		82
8.1.	DISEÑO DE LOS EJES.....	82
8.2.	CUÑAS Y CUÑEROS	86
8.3.	PORTA-SATÉLITES.....	90
8.4.	RODAMIENTOS.....	90
8.5.	ANILLOS DE RETENCIÓN	95
8.6.	ENGRANE ANILLO	96
8.7.	CARCASA.....	98
8.8.	SELLOS O-RING	101
8.9.	MODELOS GEOMÉTRICOS CAD 3D DE LOS EJES.....	102
8.10.	MODELOS GEOMÉTRICOS CAD 3D DE LOS ENGRANES.....	104
8.11.	ENSAMBLAJE CAD 3D DE LA CAJA DE TRANSMISIÓN	105
8.12.	LUBRICACIÓN	109
8.13.	CUBO DE LA RUEDA	111
8.14.	ENSAMBLAJE CAD 3D DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN PROPUESTO.....	115
CAPÍTULO 9: EVALUACIÓN DEL COMPORTAMIENTO OPERATIVO DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN.....		119
9.1.	ANÁLISIS CINEMÁTICO DEL TREN DE ENGRANAJES PLANETARIOS.....	119
9.2.	COMPORTAMIENTO DINÁMICO DEL VEHÍCULO CONSIDERANDO EL SISTEMA DE TRANSMISIÓN IWM PROPUESTO	122
9.3.	DIMENSIONAMIENTO DEL PAQUETE DE BATERÍAS DEL SISTEMA PROPUESTO	131
9.4.	ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE LOS ENGRANES	134
CAPÍTULO 10: MAQUETA VIRTUAL DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN TIPO IWM PROPUESTO		156
10.1.	ANÁLISIS CINEMÁTICO DEL TREN DE ENGRANAJES PLANETARIOS.....	156
CAPÍTULO 11: CONCLUSIONES		163
BIBLIOGRAFÍA.....		169
ANEXO A: CARACTERIZACIÓN DE MOTORES		175
ANEXO B: COMUNICACIÓN MÁQUINA-JUEGO SERIO		178
ANEXO C DIAGRAMAS DE BLOQUES EN LABVIEW		179
ANEXO D DISEÑOS CAD		180
ANEXO E DISEÑOS CAD		182
ANEXO F CAD		185
ANEXO G		186
ANEXO H.....		187

Lista de figuras

Figura 1.1. Esquema del sistema de transmisión de potencia [6].	23
Figura 1.2. Gráfica comparativa de la relación torque-velocidad angular entre los motores de combustión interna y los eléctricos [7].	24
Figura 1.3. Diferentes conceptos de transmisión, de izquierda a derecha: engranajes planetarios, etapa de engranes rectos y correa dentada [9].	25
Figura 1.4. Engranajes producidos por Daled y Schoenaers [9].	26
Figura 1.5. Modelo CAD 3D del tren de engranes diseñado por Bakshi et al. [10].	27
Figura 1.6. Análisis de motores eléctricos realizado por Korobkov y Ufimtseva [11].	28
Figura 1.7. Ensamblaje del motor propuesto por Hu et al. [12] montado en el eje de la rueda.	28
Figura 1.8. Ensamblaje del sistema IWM propuesto por Cezayirlioğlu y Büyük [14].	29
Figura 1.9. Diseño final de la transmisión desarrollada por White et al. [15].	30
Figura 1.10. Vista isométrica con corte del sistema de transmisión IWM propuesto por White et al. [15].	30
Figura 1.11. Modelo geométrico CAD 3D del ensamblado final de la caja de engranajes con carcasa (izquierda) y su interior sin porta-satélites (derecha) propuesto por Patel et al. [16].	32
Figura 1.12. Sistema de transmisión IWM propuesto por Guia et al. [17].	32
Figura 1.13. Tren de engranajes planetarios diseñado por Rohithraj y Arun Sundar [18].	33
Figura 1.14. Configuración del paquete de baterías dimensionado por Gritsenko et al. [19].	34
Figura 2.1. Prototipo de Vehículo Fórmula SAE Eléctrico [12].	42
Figura 2.2. Esquema de un vehículo con un sistema de transmisión con motor y tracción traseros [30].	44
Figura 2.3. Esquemas representativos de sistemas de tracción en vehículos eléctricos [35].	47
Figura 2.4. Esquema representativo de un tren de engranajes planetarios [37].	48
Figura 2.5. Diagrama de la metodología propuesta.	50
Figura 3.1. Diagrama del proceso propuesto para definir las características del tren de engranajes.	51
Figura 5.1. Diagrama descriptivo de un sistema de transmisión de engranajes planetarios para aplicaciones IWM.	66
Figura 5.2. Modelo CAD 3D del tren de engranajes planetarios sometido a análisis cinemático.	67
Figura 5.3. Velocidad angular de entrada vs salida para las configuraciones planetaria y solar.	67
Figura 5.4. Momento angular de entrada vs salida para las configuraciones planetaria y solar.	68
Figura 5.5. Gráfica de velocidad angular de entrada versus salida para la configuración estrella.	69
Figura 5.6. Gráfica de momento angular de entrada versus salida para la configuración estrella.	69
Figura 7.1. Terminología de un engrane recto [53].	74
Figura 8.1. Esquema de ensamble de un eje acoplado a un engrane mediante una cuña y cuñero [57].	86
Figura 8.2. Nomenclatura para el diseño de cuñas y cuñeros [58].	87
Figura 8.3. Modelo CAD 3D de la cuña utilizada en el eje de entrada del sistema de transmisión.	89
Figura 8.4. Modelos CAD 3D de las cuñas correspondientes al eje de salida: (a) para el acoplamiento con el porta-satélites, y (b) para el ensamblaje con el cubo de la rueda.	89

Figura 8.5. Modelo CAD 3D del porta-satélites.....	90
Figura 8.6. Valores orientativos de la vida especificada para rodamientos en función del tipo de máquina [59].	92
Figura 8.7. Modelo geométrico CAD 3D del rodamiento SKF NKI 15/20.	95
Figura 8.8. Modelo geométrico CAD 3D del rodamiento SKF HK 1512.....	95
Figura 8.9. Modelo geométrico CAD 3D del rodamiento SKF 6405.	95
Figura 8.10. Nomenclatura para el diseño de anillos DSH DIN 471 y sus ranuras de instalación [61].	96
Figura 8.11. Modelo geométrico CAD 3D de la tapa frontal de la carcasa: vista frontal.	99
Figura 8.12. Modelo geométrico CAD 3D de la tapa frontal de la carcasa: vista posterior.	99
Figura 8.13. Modelo geométrico CAD 3D de la tapa posterior de la carcasa: vista frontal.	100
Figura 8.14. Modelo geométrico CAD 3D de la tapa posterior de la carcasa: vista posterior.	100
Figura 8.15 Principales parámetros y dimensiones para el diseño del alojamiento del sello tipo O-Ring conforme a la norma DIN 3771 [63].....	101
Figura 8.16. Ubicación del sello tipo O-Ring en la tapa frontal de la carcasa.	102
Figura 8.17. Modelo geométrico CAD 3D del eje de entrada.	103
Figura 8.18. Modelo geométrico CAD 3D del eje del engrane planeta.....	103
Figura 8.19. Modelo geométrico CAD 3D del eje de salida.....	103
Figura 8.20. Representación del ensamble de los ejes con sus respectivas cuñas.	103
Figura 8.21. Modelo geométrico CAD 3D del engrane sol.	104
Figura 8.22. Modelo geométrico CAD 3D del engrane planeta.	104
Figura 8.23. Modelo geométrico CAD 3D del engrane anillo.....	104
Figura 8.24. Ensamblaje CAD 3D preliminar de los engranes de la caja de transmisión.	105
Figura 8.25. Ensamblaje CAD 3D de los componentes asociados al eje de entrada.....	105
Figura 8.26. Ensamblaje CAD 3D de la caja de engranajes desde la perspectiva del eje de entrada.	106
Figura 8.27. Ensamblaje CAD 3D de la caja de engranajes desde la perspectiva del eje de salida.	106
Figura 8.28. Vista desde el eje de entrada del ensamblaje CAD 3D de la caja de engranajes con la carcasa.....	107
Figura 8.29. Vista desde el eje de salida del ensamblaje CAD 3D de la caja de engranajes con la carcasa.....	107
Figura 8.30. Vista en corte transversal del ensamblaje CAD 3D de la caja de engranajes.	108
Figura 8.31. Nivel de aceite recomendado en la caja de transmisión propuesta (representado en color rojo).....	111
Figura 8.32. Modelo CAD 3D del rin 13" FSAE Veelvoud.	112
Figura 8.33. Modelo CAD 3D del disco de freno de 250 mm con su respectivo cáliper.	112
Figura 8.34. Sistema de transmisión IWM para un vehículo FSAE eléctrico, propuesto por Hooper [67].	112
Figura 8.35. Modelo geométrico CAD 3D del cubo de la rueda en una vista isométrica.	113
Figura 8.36. Modelo geométrico CAD 3D del cubo de la rueda en una vista frontal.....	113
Figura 8.37. Modelo geométrico CAD 3D del cubo de la rueda en una vista posterior.....	113
Figura 8.38. Modelo geométrico CAD 3D del cubo de la rueda en una vista transversal seccionada.	114

Figura 8.39. Vista superior del ensamblaje del cubo de la rueda, resaltado en color azul metálico.	114
Figura 8.40. Vista posterior del ensamblaje del cubo de la rueda, resaltado en color azul metálico.	115
Figura 8.41. Vista en corte transversal del ensamblaje CAD 3D del sistema de transmisión propuesto.	116
Figura 8.42. Vista explosionada del sistema de transmisión propuesto (Parte A).	116
Figura 8.43. Vista explosionada del sistema de transmisión propuesto (Parte B).	117
Figura 9.1. Curva de operación del motor Nova 15 70-B6 P30 [47].	120
Figura 9.2. Vista frontal y posterior del modelo simplificado del sistema de engranajes propuesto (CAD 3D).	120
Figura 9.3. Comparativa de velocidad angular de entrada contra la velocidad de salida del sistema de engranajes propuesto.	121
Figura 9.4. Comparativa de momento angular de entrada y salida del sistema de engranajes propuesto.	121
Figura 9.5. Configuración del vehículo FSAE eléctrico considerando el sistema de transmisión propuesto en el software de OptimumLap.	123
Figura 9.6. Curva de operación del motor Nova 15 LW generada en OptimumLap.	123
Figura 9.7. Características de la caja de transmisión configurada en OptimumLap.	124
Figura 9.8. Listado de los circuitos simulados en OptimumLap.	124
Figura 9.9. Configuración del vehículo FSAE de White et al. [15] en OptimumLap.	125
Figura 9.10. Configuración del vehículo FSAE de Patel et al. [16] en OptimumLap.	125
Figura 9.11. Configuración del vehículo FSAE de Daled y Schoenaers [9] en OptimumLap.	125
Figura 9.12. Gráfica comparativa de velocidades contra tiempo de vuelta de los vehículos FSAE en la pista Endurance Nebraska 2012.	126
Figura 9.13. Velocidades del vehículo FSAE eléctrico equipado con el sistema de transmisión IWM propuesto en el circuito FSAE Endurance Nebraska 2012.	127
Figura 9.14. Gráfica comparativa de velocidades contra el tiempo de vuelta de los vehículos FSAE en el circuito Endurance Germany 2012.	127
Figura 9.15. Intervalo de velocidades del vehículo FSAE eléctrico con sistema IWM en el circuito FSAE Endurance Germany 2012.	128
Figura 9.16. Gráfica comparativa de velocidades contra el tiempo de vuelta de los vehículos FSAE en el circuito Endurance Germany 2010.	128
Figura 9.17. Velocidades del vehículo FSAE eléctrico equipado con el sistema de transmisión IWM propuesto en el circuito FSAE Endurance Germany 2010.	129
Figura 9.18. Diagrama de la configuración del paquete de baterías diseñado para el sistema de transmisión IWM propuesto.	133
Figura 9.19. Sistema de engranajes planetarios de referencia, propuesto por Patel et al. [16].	134
Figura 9.20. Contacto entre dientes del engrane planeta y el engrane anillo.	135
Figura 9.21. Comparativa entre el mallado reportado por Patel et al. [16] y el desarrollado en este trabajo.	135
Figura 9.22. Soporte fijo y carga aplicados.	136
Figura 9.23. Condiciones de revolución en los engranes.	136

Figura 9.24. Gráfica comparativa de los niveles de esfuerzo-deformación entre el modelo de referencia y el desarrollado.	137
Figura 9.25. Modelo geométrico CAD 3D del tren de engranajes propuesto.....	137
Figura 9.26. Mallado del tren de engranajes propuesto en ANSYS.	138
Figura 9.27. Condiciones de frontera del tren de engranajes planetarios propuesto.....	138
Figura 9.28. Distribución de deformación total en el sistema de engranajes planetarios propuesto.	139
Figura 9.29. Distribución de esfuerzos de von Mises en el sistema de engranajes planetarios propuesto.	139
Figura 9.30. Factor de seguridad del sistema de engranajes planetarios propuesto.	139
Figura 9.31. Historial de carga durante una vuelta en la pista “FSAE Endurance Germany 2012”.	140
Figura 9.32. Curva S-N para el material DIN 1.6587 [79].	141
Figura 9.33. Ejemplo de un esfuerzo alternante.....	142
Figura 9.34. Distribución de la vida del tren de engranajes planetarios propuesto.	144
Figura 9.35. Distribución del daño en el tren de engranajes planetarios propuesto.	144
Figura 9.36. Identificación de puntos máximos y mínimos mediante el método Rainflow.....	145
Figura 9.37. División de un historial de esfuerzos con un bin size de 5.....	145
Figura 9.38. División de un historial de esfuerzos con un bin size de 10.....	146
Figura 9.39. Histograma 3D Rainflow del tren de engranajes planetarios propuesto.....	147
Figura 9.40. Procedimiento para el cálculo del daño acumulado.....	148
Figura 9.41. Histograma 3D del daño relativo en el tren de engranajes planetarios propuesto....	149
Figura 9.42. Regiones de optimización para el tren de engranajes planetarios propuesto.	149
Figura 9.43. Densidad de la optimización topológica del sistema de engranajes planetarios propuesto.....	150
Figura 9.44. Modelo geométrico CAD 3D del sistema de engranajes planetarios propuesto, optimizado.	150
Figura 9.45. Mallado del tren de engranajes planetarios optimizado.	151
Figura 9.46. Condiciones de frontera del tren de engranajes planetarios optimizado.	151
Figura 9.47. Condiciones de frontera del tren de engranajes planetarios optimizado.	151
Figura 9.48. Esfuerzos de von Mises en el sistema de engranajes planetarios optimizado.	152
Figura 9.49. Factor de seguridad del sistema de engranajes planetarios optimizado.....	152
Figura 9.50. Vida del sistema de engranajes planetarios optimizado.....	153
Figura 9.51. Daño en el sistema de engranajes planetarios optimizado.	153
Figura 9.52. Histograma 3D del conteo Rainflow del tren de engranajes planetarios optimizado.....	154
Figura 9.53. Histograma 3D del daño relativo en el tren de engranajes planetarios optimizado. .	154
Figura 10.1. Vista isométrica del ensamblaje CAD 3D del sistema de transmisión IWM propuesto..	157
Figura 10.2. Vista posterior del ensamblaje CAD 3D del sistema de transmisión IWM propuesto.....	158
Figura 10.3. Vista superior del ensamblaje CAD 3D del sistema de transmisión IWM propuesto.	159
Figura 10.4. Vista de sección transversal del ensamblaje CAD 3D del sistema de transmisión IWM propuesto.....	160
Figura 10.5. Vista de corte de sección del ensamblaje CAD 3D del sistema de transmisión IWM propuesto.....	161

Lista de tablas

Tabla 1.1. Tabla de propiedades mecánicas del material AISI 4340 [21].....	35
Tabla 1.2. Tabla de propiedades mecánicas del aluminio 6061 T6 [21].	35
Tabla 1.3. Configuraciones de las cajas de transmisión IWM reportadas en el estado del arte.	36
Tabla 2.1. Sistema de puntuación de la competencia Fórmula SAE.....	41
Tabla 3.1. Velocidades máximas reportadas en la literatura para vehículos eléctricos FSAE.....	53
Tabla 3.2. Parámetros de diseño del vehículo eléctrico FSAE.....	55
Tabla 4.1. Listado de motores eléctricos para aplicaciones tipo IWM en vehículos FSAE eléctricos reportados en la literatura.....	56
Tabla 4.2. Características operativas de motores eléctricos para aplicaciones tipo IWM en vehículos FSAE eléctricos reportados en la literatura.....	57
Tabla 4.3. Valores de las relaciones de transmisión correspondientes a cada uno de los motores evaluados.	57
Tabla 4.4. Masas aproximadas de los trenes de engranajes para cada motor.	58
Tabla 4.5. Inversores/controladores correspondientes a cada motor.	58
Tabla 4.6. Características técnicas de la celda EVE LF50-73103.	59
Tabla 4.7. Parámetros de alimentación de los motores analizados.	60
Tabla 4.8. Listado de los paquetes de baterías correspondientes a cada motor.....	60
Tabla 4.9. Esquema de colores utilizado en el sistema de puntuación.....	61
Tabla 4.10. Análisis de los motores en términos de masa (kg) y costo (USD).	61
Tabla 4.11. Análisis de los motores en función del tipo de tracción.....	62
Tabla 5.1. Posibles configuraciones mecánicas en un tren de engranajes planetarios.....	65
Tabla 5.2. Configuraciones mecánicas de trenes de engranajes planetarios reportados en la literatura para aplicaciones IWM.....	66
Tabla 6.1. Materiales utilizados en los componentes mecánicos de cajas de transmisión reportados en la literatura.....	70
Tabla 6.2. Propiedades de los materiales evaluados según la literatura.....	71
Tabla 6.3. Materiales seleccionados para los componentes mecánicos del sistema de transmisión propuesto.....	71
Tabla 7.1. Dimensiones de los engranes utilizados en el sistema de transmisión propuesto.....	74
Tabla 7.2. Valores calculados de la carga tangencial, la potencia transmitida y la velocidad de la línea de paso.....	76
Tabla 7.3. Parámetros calculados a partir de la ecuación de Lewis.....	78
Tabla 7.4. Parámetros calculados a partir de las ecuaciones de carga estática y carga por desgaste en el diente.....	79
Tabla 7.5. Parámetros calculados a partir de la ecuación de carga dinámica del diente.	81
Tabla 7.6. Parámetros de cargas actuantes en los dientes del engranaje propuesto.	81
Tabla 8.1. Parámetros cargas actuantes en los dientes del engranaje propuesto.....	85
Tabla 8.2. Medidas estándar DIN 6885 para cuñas y cuñeros milimétricos [58].....	87
Tabla 8.3. Dimensiones milimétricas estándar de la cuña y el cuñero utilizados en el eje de entrada.	88

Tabla 8.4. Dimensiones correspondientes a las dos cuñas y los cuñeros del eje de salida.	89
Tabla 8.5. Parámetros relacionados con la carga radial y el tiempo de vida para la selección de los rodamientos del sistema.	93
Tabla 8.6. Principales características técnicas de los rodamientos seleccionados.	94
Tabla 8.7. Principales parámetros de diseño de los anillos de retención seleccionados.	96
Tabla 8.8. Parámetros calculados para la determinación del número de tornillos necesarios para la sujeción del engrane anillo.	98
Tabla 8.9. Dimensiones milimétricas del sello tipo O-Ring No. 2-162 de Parker.	101
Tabla 8.10. Dimensiones milimétricas del sello tipo O-Ring No. 2-162 de Parker.	102
Tabla 8.11. Masas finales de los componentes mecánicos de la caja de transmisión propuesta. .	108
Tabla 8.12. Requisitos del grado de viscosidad según la norma AGMA 9005-E02 [64].	110
Tabla 8.13. Lista de componentes del sistema de transmisión IWM propuesto.	118
Tabla 9.1. Resumen de velocidades promedio y tiempos de vuelta en distintos circuitos FSAE. Mejores tiempos resaltados en color amarillo.	130
Tabla 9.2. Listado de celdas utilizadas en vehículos FSAE eléctricos reportadas en la literatura...	132
Tabla 9.3. Resultados de los cálculos para cada paquete de baterías según el modelo de celda considerado (Parte A).	132
Tabla 9.4. Resultados de los cálculos para cada paquete de baterías según el modelo de celda considerado (Parte B).	132
Tabla 9.5. Propiedades del material DIN 1.6587 consideradas para el análisis FEM.	135
Tabla 9.6. Comparación de resultados entre el análisis de referencia y el análisis de validación..	137
Tabla 9.7. Datos de la curva S-N del material DIN 1.6587 reportada por Wang et al. [79].	141
Tabla 9.8. Resumen de parámetros y valores del ejemplo de fatiga.	143
Tabla 9.9. Valores de los parámetros involucrados en el cálculo del daño acumulado en el caso de ejemplo.	148
Tabla 9.10. Comparación de resultados del análisis estructural del diseño original contra el modelo optimizado.	152
Tabla 9.11. Comparación de resultados del análisis de fatiga.	155
Tabla 10.1. Lista de componentes del sistema de transmisión IWM propuesto.	162
Tabla 11.1. Comparativa del tren de engranajes planetarios propuesto con los reportados en la literatura.	168

Simbología

P	Potencia máxima
ω	Velocidad angular de la rueda
τ	Torque máximo
v_{max}	Velocidad máxima del vehículo
r	Radio de la rueda
a	Aceleración del vehículo
v_f	Velocidad final
v_o	Velocidad inicial
t	Tiempo
m	Masa del vehículo
i	Relación de transmisión
ω_{motor}	Velocidad angular del motor
U	Voltaje total del paquete de baterías
U_{bat}	Voltaje nominal de la celda
n_{ser}	Número de celdas conectadas en serie
E	Energía requerida
I	Corriente del motor eléctrico
t_o	Tiempo de operación del vehículo
C_{bat}	Capacidad de una celda
n_{paral}	Número de celdas conectadas en paralelo
m_{total}	Masa del paquete de baterías
m_{bat}	Masa de una celda individual
τ_{out}	Torque de salida
τ_{motor}	Torque del motor
M	Módulo de los engranes
Z_s	Número de dientes del engrane sol
Z_r	Número de dientes del engrane anillo
Z_p	Número de dientes del engrane planeta
D_s	Diámetro primitivo del engrane sol
D_p	Diámetro primitivo del engrane planeta
D_r	Diámetro primitivo del engrane anillo
b	Anchura del engranaje
A	Cabeza del diente

De	Pie del diente
h	Altura del diente
Pd	Paso diametral
Pc	Paso circular
S	Espesor del diente
R	Radio de entalle
F_T	Carga tangencial
σ_w	Esfuerzo admisible
y_p	Factor de forma
P_t	Potencia transmitida
v	Velocidad de la línea de paso
$n_{planetas}$	Número de engranes planeta
N_s	Velocidad angular del engrane sol
σ_d	Esfuerzo estático admisible
C_v	Coeficiente de velocidad
σ_u	Resistencia última a la tensión
$F.S.$	Factor de seguridad
F_s	Carga estática en el diente
F_W	Carga de desgaste
Q	Factor de relación de velocidad
k	Factor de combinación
σ_e	Límite de resistencia de la superficie
E_s	Módulo de Young del material para el engrane sol
E_p	Módulo de Young del material para el engrane planeta
F_d	Carga dinámica en el diente
F_i	Carga dinámica inducida
c	Factor de deformación
k_2	Factor de forma del diente
e	Suma de los errores de paso
e_s	Error de paso del engrane sol
e_p	Error de paso del engrane planeta
ϕ_s	Factor de tolerancia del engrane sol
ϕ_p	Factor de tolerancia del engrane planeta
$F_{T.in}$	Carga tangencial sobre el eje de entrada
r_s	Radio del engrane sol
$F_{T.out}$	Carga tangencial sobre el eje de salida
r_{out}	Suma de los radios del engrane sol y el engrane planeta
τ_p	Torque en el engrane planeta

r_p	Radio del engrane planeta
F_n	Carga normal
$F_{n.in}$	Carga normal en el eje de entrada
$F_{n.p}$	Carga normal en el eje del engrane planeta
$F_{n.out}$	Carga normal en el eje de salida
M_b	Momento flector
$M_{b.in}$	Momento flector en el eje de entrada
$M_{b.p}$	Momento flector en el eje del engrane planeta
$M_{b.out}$	Momento flector en el eje de salida
T_{eq}	Torque equivalente
$T_{eq.in}$	Torque equivalente en el eje de entrada
$T_{eq.p}$	Torque equivalente en el eje del engrane planeta
$T_{eq.out}$	Torque equivalente en el eje de salida
τ_c	Esfuerzo cortante
d_{in}	Diámetro mínimo del eje de entrada
d_p	Diámetro mínimo del eje del engrane planeta
d_{out}	Diámetro mínimo del eje de salida
L_{in}	Longitud del eje de entrada
L_p	Longitud del eje del engrane planeta
L_{out}	Longitud del eje de salida
α	Ángulo de presión del engranaje
k_b	Factor combinado de choque y fatiga para el momento flector
k_t	Factor combinado de choque y fatiga para torsión
σ_y	Resistencia a la fluencia del material de los ejes
b_c	Anchura del cuñero y la cuña
t_1	Altura del cuñero del eje
t_2	Altura del cuñero del cubo
H	Altura de la cuña
$L_{cuñero}$	Longitud del cuñero
$L_{cuña}$	Longitud de la cuña
D_c	Distancia entre los centros del engrane sol y el engrane planeta
K_r	Carga radial en el rodamiento del engrane planeta
$K_{r.in}$	Carga radial en el rodamiento del eje de entrada
$K_{r.out}$	Carga radial en el rodamiento del eje de salida
N_p	Velocidad de rotación del engrane planeta
N_{out}	Velocidad de rotación de la salida (en el porta-satélites)
L_h	Tiempo de vida de los rodamientos
$L_{u.in}$	Vida útil del rodamiento de entrada

$L_{u,p}$	Vida útil del rodamiento del engrane planeta
$L_{u,out}$	Vida útil del rodamiento de salida
C	Carga dinámica equivalente
C_{in}	Carga dinámica equivalente del rodamiento en el eje de entrada
C_p	Carga dinámica equivalente del rodamiento del engrane planeta
C_{out}	Carga dinámica equivalente del rodamiento en el eje de salida
p	Carga dinámica básica equivalente según el tipo del rodamiento
d_s	Diámetro del eje donde se ubica el anillo de retención
d_g	Diámetro de la ranura para el anillo de retención
w	Ancho de la ranura
d	Profundidad de la ranura
Y	Margen del borde
F_c	Fuerza circunferencial entre el engrane anillo y los engranes planeta
r_r	Radio del engrane anillo
T	Torque transmitido
R_M	Límite de rotura del tornillo
C_s	Coefficiente de seguridad
P_a	Fuerza de apriete
r_t	Radio del tornillo
r_m	Radio medio de aplicación del torque
N_T	Número de tornillos
μ	Coefficiente de rozamiento
DI	Diámetro interno del sello tipo O-Ring
DE	Diámetro exterior del sello tipo O-Ring
W	Sección transversal (anchura) del sello tipo O-Ring
L	Profundidad del alojamiento para el sello tipo O-Ring
G	Ancho del alojamiento para el sello tipo O-Ring
R	Radios de redondeos del alojamiento para el sello tipo O-Ring
V_{40}	Viscosidad cinemática
σ_a	Esfuerzo alternante
σ_m	Esfuerzo medio
σ_{max}	Esfuerzo máximo
σ_{min}	Esfuerzo mínimo
$\Delta\sigma$	Rango del esfuerzo
D	Daño en el componente
N_f	Vida del componente
n	Número de casos repetidos de un nivel de esfuerzos

n_i	Número de veces que se repite el mismo caso de esfuerzos bajo un historial de carga fluctuante
$N_{f,i}$	Vida esperada del componente antes de presentar una falla por fatiga bajo cierto nivel de esfuerzos en un historial de carga fluctuante
σ_1	Caso de esfuerzos 1
n_1	Número de repeticiones del caso de esfuerzos 1
σ_2	Caso de esfuerzos 2
n_2	Número de repeticiones del caso de esfuerzos 2
$N_{f,1}$	Vida útil del componente bajo el caso de esfuerzos 1
$N_{f,2}$	Vida útil del componente bajo el caso de esfuerzos 2
D_1	Daño acumulado del componente bajo el caso de esfuerzos 1
D_2	Daño acumulado del componente bajo el caso de esfuerzos 2

Acrónimos

2WD	Tracción en Dos Ruedas
AC	Corriente Alterna
AGMA	American Gear Manufacturers Association
AWD	All-Wheel Drive
BLDC	Corriente Directa Sin Escobillas
CENIDET	Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico
DC	Corriente Directa
EM	Motor Eléctrico
EP	Presión Extrema
ESF	Formulario de Seguridad Eléctrica
EV	Vehículo Eléctrico
FEA	Análisis de Elemento Finito
FSAE	Fórmula SAE
FWD	Front-Wheel Drive
ICE	Motor de Combustión Interna
IEM	Motor Eléctrico Invertido
IWM	Motor En Rueda
PHEV	Vehículo Eléctrico Híbrido Enchufable
Ra	Rugosidad media
PMSM	Motor Síncrono de Imanes Permanentes
RPM	Revoluciones Por Minuto
RWD	Rear-Wheel Drive
TecNM	Tecnológico Nacional de México
SAE	Sociedad de Ingenieros Automotrices

Capítulo

1

Introducción

El aumento de la población mundial ha generado una mayor demanda de combustibles fósiles para satisfacer las crecientes necesidades energéticas del desarrollo social y económico. Esto ha conllevado numerosos problemas como la contaminación y el calentamiento global. Dado que se espera un incremento adicional en la demanda de energía, se pronostica un agravamiento de las afectaciones ambientales [1]. En este contexto, el sector del transporte representa uno de los principales consumidores de combustibles fósiles, contribuyendo significativamente a las emisiones de gases de efecto invernadero, cuyo fenómeno es el principal impulsor del cambio climático [2]. Por lo tanto, en los últimos años ha cobrado gran importancia el desarrollo de estrategias para mitigar esta afectación ambiental.

En consecuencia, la electrificación ha surgido como una alternativa en el ámbito del transporte, lo que ha originado el estudio y desarrollo de vehículos eléctricos e híbridos como sustitutos de los convencionales con motores de combustión interna. Asimismo, la creciente conciencia global sobre el impacto negativo de los vehículos de combustión interna está incentivando a los consumidores a optar por modelos eléctricos [3]. Por ello, los vehículos eléctricos han adquirido una notable relevancia en la industria automotriz, con una demanda en constante aumento [4].

Este interés por los vehículos eléctricos se ha extendido hasta las competencias Fórmula SAE de vehículos monoplaça, organizadas por la Sociedad de Ingenieros Automotrices (SAE, por sus siglas en inglés). En estas competencias se ha observado una migración significativa de los vehículos con motor de combustión interna hacia el desarrollo de prototipos completamente eléctricos [5], en los cuales el diseño del sistema de transmisión constituye un desafío.

En este contexto, se propuso una metodología para el diseño de un sistema de transmisión con una configuración que emplea “motores en rueda” (IWM, por sus siglas en inglés) para aplicaciones en vehículos eléctricos de Fórmula SAE. Dicho sistema de transmisión es capaz de proporcionar la potencia y el torque requeridos para que el vehículo cumpla con el comportamiento deseado en pista en términos de desempeño (tiempo de vuelta) y eficiencia. Además, el diseño se enfocó en reducir significativamente la masa del sistema y mejorar la relación de transmisión. Asimismo, el trabajo realizado en este estudio considera las limitaciones del reglamento oficial de la competencia.

1.1. Estado del arte

Con base en la revisión de la literatura científica, el estado del arte se dividió en las siguientes dos secciones. Así, es más factible comprender la estructura de un vehículo eléctrico convencional y cómo este se adapta a las necesidades de un vehículo Fórmula SAE.

1.1.1. Sistemas de transmisión en vehículos eléctricos con IWM y sus características

Esta primera sección se enfocó en la identificación de las principales características de los sistemas de transmisión para vehículos eléctricos (EV, por sus siglas en inglés) que emplean motores en rueda (IWM), tales como sus componentes. Asimismo, se señalan las ventajas y desventajas que presentan este tipo de vehículos en comparación con los convencionales de combustión interna y otros vehículos eléctricos con una estructura diferente a la del IWM.

Un vehículo eléctrico IWM de cuatro ruedas contribuye a reducir la dependencia de los combustibles fósiles y mejora la eficiencia de la transmisión de potencia. Además, sus componentes esenciales son el paquete o paquetes de baterías (1), el convertidor de potencia (2), los controladores de los motores (3), los motores eléctricos (4) y las transmisiones mecánicas (5) [6]. Dichos componentes se ilustran en el esquema de la Figura 1.1.

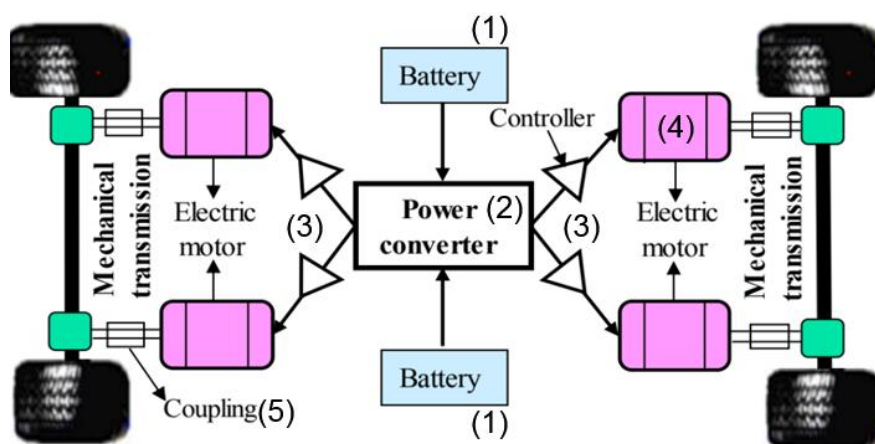


Figura 1.1. Esquema del sistema de transmisión de potencia [6].

En los sistemas de transmisión en vehículos existen numerosas diferencias entre los motores de combustión interna (ICE, por sus siglas en inglés) y los eléctricos. Una de estas notables diferencias es que los ICE no pueden generar un torque alto a bajas revoluciones, lo que

dificulta el control de la aceleración, la velocidad y la desaceleración al momento del arranque para garantizar una conducción más segura. Por el contrario, los motores eléctricos pueden arrancar desde el reposo y desarrollar un torque elevado a bajas velocidades. Ambos comportamientos se muestran de manera ilustrativa en la gráfica comparativa de la Figura 1.2. En esta, el ICE es representado por la curva roja, mientras que el motor eléctrico por la curva verde. De este modo, se muestra el contraste de la disponibilidad del torque a bajas revoluciones entre ambos motores.

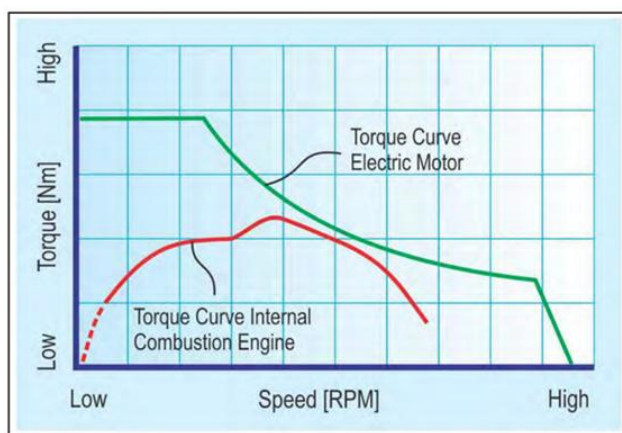


Figura 1.2. Gráfica comparativa de la relación torque-velocidad angular entre los motores de combustión interna y los eléctricos [7].

Asimismo, algunas ventajas de los motores eléctricos son su tamaño reducido, su simplicidad estructural y su torque máximo, que es superior al de los de combustión interna. No obstante, los EV requieren una relación de transmisión aproximadamente seis veces mayor que la de un vehículo convencional para ofrecer un buen rendimiento y una alta eficiencia [7].

El IWM impulsa las ruedas sin necesidad de una transmisión mecánica, ya que colocar el motor en el eje de estas permite que la velocidad y el torque se transmitan directamente. De esta manera, se obtienen numerosos beneficios como una mayor disponibilidad de espacio para los pasajeros y las baterías, reducción del peso del vehículo, una estructura más simple y una mayor flexibilidad de control a través de la propulsión independiente de las ruedas debido a la ausencia de una conexión mecánica entre ellas.

Sin embargo, el sistema IWM presenta un inconveniente significativo: el aumento de la masa no suspendida debido a la integración del motor en la rueda. Esto se traduce en una conducción menos segura y más incómoda para el piloto. Además, dado que el motor debe transferir una cantidad equivalente de potencia a una velocidad de funcionamiento mucho menor, se requiere un diseño de mayor tamaño y complejidad. Por esta razón, este sistema no se ha implementado en vehículos eléctricos o híbridos de producción masiva, por lo que se requiere mayor investigación para superar este desafío [3].

En la investigación realizada por De Carlo y Mantriota [8], determinaron que la eficiencia del motor eléctrico (EM, por sus siglas en inglés) disminuye en condiciones donde se requiere alto torque y baja velocidad, o donde ambos valores varían rápidamente. Por ello, los autores

proponen como solución el uso de un tren de engranajes planetarios o epicicloidales con el objetivo de aumentar la eficiencia energética del EV. De igual forma, se menciona que una caja de esta clase de engranajes consta de un engrane solar, un engrane anillo, engranes planeta y un porta-satélites o “*carrier*”, en la que usualmente este último es la salida del sistema. Por el contrario, el engrane sol es la entrada y el engrane anillo es el elemento fijo.

1.1.2. Sistemas de transmisión aplicados a vehículos eléctricos tipo Fórmula SAE

En esta segunda división se presentan los diferentes procedimientos, metodologías y resultados reportados en la literatura sobre el diseño de sistemas de transmisión IWM para vehículos eléctricos tipo Fórmula SAE (FSAE). Dentro de esta revisión se abordan puntos importantes como los tipos de motores y sus características, los tipos de transmisión, el dimensionamiento de los engranes y los materiales seleccionados para los componentes mecánicos del sistema.

Daled y Schoenaers [9] presentaron el diseño de una transmisión mecánica ligera para un vehículo Fórmula SAE eléctrico con tracción trasera. Los autores tomaron como punto de partida una transmisión inicial con el objetivo de optimizarla. Establecieron que el diseño del motor, el par motor (torque), la velocidad máxima y la relación de transmisión proporcionan la base para determinar el tipo de transmisión más adecuado.

Tras evaluar distintos conceptos de transmisión (una etapa de engranes rectos, una correa dentada y un sistema de engranajes planetarios), considerando criterios como la masa, el volumen y la eficiencia, los autores concluyeron que un tren de engranajes planetarios es la opción más adecuada. Esto se debe principalmente a su estructura de montaje compacta y liviana, dando lugar a un vehículo más ligero. En la Figura 1.3 se muestra una comparación visual de las diferentes configuraciones de transmisión analizadas.



Figura 1.3. Diferentes conceptos de transmisión, de izquierda a derecha: engranajes planetarios, etapa de engranes rectos y correa dentada [9].

Por otra parte, Daled y Schoenaers [9] seleccionaron el motor “Emrax 207”, ya que establecieron que para obtener una transmisión ligera es fundamental disponer de un motor con una elevada relación masa-torque, cuya característica es propia del modelo seleccionado. Asimismo, determinaron que el engrane sol sería la entrada, la corona el elemento fijo o estacionario y el porta-satélites la salida del sistema. La relación de transmisión definida es

de 3.52. De igual modo, explicaron el método para calcular el número de dientes de los tres tipos de engrane, resultando en 40 dientes para el engrane sol, 29 para cada engrane planeta y 101 para el engrane anillo.

En torno a los materiales, eligieron la aleación de acero 16MnCr5 para los engranes por motivos económicos, así como el aluminio 7075-T6 para el porta-satélites con el fin de lograr que este elemento fuera lo más ligero posible. Por último, optaron por el uso de rodamientos de agujas. Su resultado fue un tren de engranajes epicicloidaes con una masa de 2.2 kg por transmisión, correspondiente a cada rueda trasera del vehículo. En la Figura 1.4 se muestra el engranaje manufacturado en este trabajo.



Figura 1.4. Engranes producidos por Daled y Schoenaers [9].

Bakshi *et al.* [10] presentaron una metodología de diseño de un tren de engranajes planetarios para un vehículo tipo FSAE eléctrico con la finalidad de ser compacto, ligero, económicamente viable y capaz de funcionar a altas velocidades. De igual manera, llevaron a cabo la selección del tipo de engranaje, los rodamientos y los materiales asignados a los componentes mecánicos. Adicionalmente, desarrollaron el diseño de la carcasa y del porta-satélites. El trabajo también definió la lubricación del tren de engranajes.

En cuanto a algunas características del sistema de transmisión, los autores establecieron que el arreglo de engranajes planetarios mantiene los motores concéntricos con respecto al eje de la rueda. Esto proporciona un empaquetado más eficiente de los componentes. Sin embargo, resaltaron que la disposición planetaria solo se puede utilizar para engranajes con una relación de reducción de 3:1 o mayor.

En este artículo [10] se consideraron tres posibles configuraciones para el tren de engranajes, las cuales otorgan diferentes relaciones de transmisión para reducir la velocidad del motor. La configuración con el engrane anillo fijo es la que permite una relación de reducción máxima, por lo que los autores la eligieron. La selección de esta configuración se justificó en la medida en que se pretendió optimizar la caja de engranajes planetarios en relación a la reducción de masa y volumen. Además, proporciona la reducción requerida manteniendo el tamaño más pequeño posible, ya que la relación del número de dientes del engrane anillo y el número de dientes del engrane sol es menor que en las otras configuraciones. Por lo tanto,

la configuración seleccionada es la que dispone al engrane sol como la entrada, al porta-satélites como la salida y la corona como el elemento fijo.

Por su parte, los autores recomendaron el uso de engranes rectos hechos de aleación de acero grado EN 353 cementado debido a su viabilidad económica y fácil disponibilidad comercial. De igual manera, seleccionaron la aleación de aluminio 6061-T6 como material para la carcasa por su accesibilidad en el mercado y al ser considerablemente más ligera que cualquier aleación de acero. El material seleccionado para la manufactura del porta-satélites y los ejes es la aleación de acero EN 36.

Al emplearse engranes rectos, los autores sugirieron usar rodamientos de bolas o de rodillos cilíndricos, teniendo estos últimos como ventaja adicional ser más ligeros. Asimismo, señalaron que debe utilizarse un lubricante de presión extrema (EP, por sus siglas en inglés) o preferiblemente aceites con alta viscosidad. Finalmente, concluyeron que la masa prevista de su caja de transmisión es de 7 kg. En la siguiente figura se muestra de forma ilustrativa el modelo geométrico CAD 3D del ensamblaje final del tren de engranajes propuesto por los autores [10].



Figura 1.5. Modelo CAD 3D del tren de engranes diseñado por Bakshi *et al.* [10].

Korobkov y Ufimtseva [11] establecieron que, para poder determinar las características electromagnéticas del motor de un vehículo eléctrico de fórmula estudiantil, es necesario realizar el cálculo de la potencia requerida. Esto se desarrolló considerando las características del vehículo base, como su masa total, velocidad máxima y aceleración. También establecieron que otro factor importante al momento de elegir el motor es el valor del torque máximo, ya que de este parámetro dependen las características dinámicas del vehículo.

En consecuencia, los autores compararon los motores eléctricos más utilizados en el desarrollo de prototipos de fórmula estudiantil, cuyas potencias varían hasta 80 kW. Según el análisis mostrado en la Figura 1.6, determinaron que el motor eléctrico “Emrax 207” cuenta con las mejores características para un vehículo FSAE en función de su relación de masa-potencia (kW/kg), relación masa-torque (Nm/kg) y coste (USD/1000). Dicho motor es de tipo síncrono de corriente alterna de imanes permanentes.

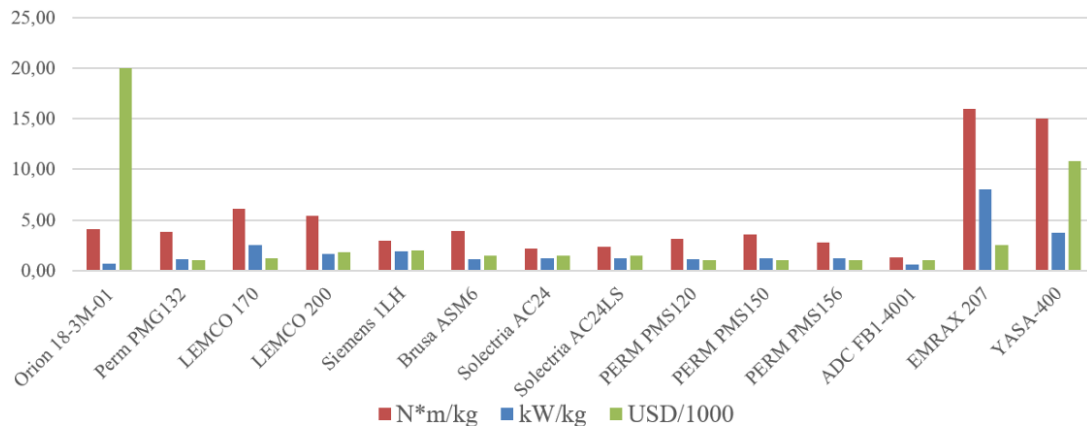


Figura 1.6. Análisis de motores eléctricos realizado por Korobkov y Ufimtseva [11].

Hu *et al.* [12] establecieron que un motor en rueda (IWM) compacto y ligero es un componente clave para un sistema de tracción eléctrica en las cuatro ruedas. Por ello, consideraron que un motor síncrono de imanes permanentes (PMSM, por sus siglas en inglés) es la opción más adecuada por su alta densidad de torque, alta eficiencia y alto grado de libertad de diseño. Además, mencionaron que el torque máximo del motor se aprovecha en mayor medida en el evento de aceleración, donde el vehículo detenido acelera hasta recorrer una recta de 75 metros. Un trabajo que expresó cómo calcular la aceleración en el ámbito de las competencias es el de Carraro *et al.* [13].

En el trabajo de Hu *et al.* [12], se desarrolló un motor PMSM con una alta densidad de potencia para un EV de Fórmula SAE. Este acciona la rueda mediante un reductor de engranajes planetarios. Sin embargo, no se realizó un diseño del sistema de transmisión ni pruebas experimentales posteriores a la manufactura del motor. En la siguiente figura, se muestra el ensamblaje del motor propuesto integrado a la rueda.

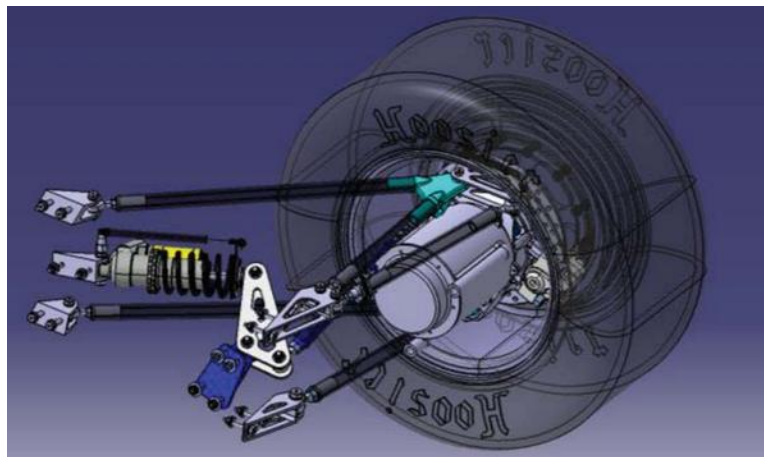


Figura 1.7. Ensamblaje del motor propuesto por Hu *et al.* [12] montado en el eje de la rueda.

En este mismo contexto, Cezayirlioglu y Büyük [14] determinaron que un PMSM es la mejor opción para aplicaciones en vehículos de tipo FSAE eléctricos debido a su destacable eficiencia de alrededor del 95%. De manera similar, optaron por una transmisión de

engranajes planetarios. De este modo se logra reducir la velocidad de rotación del motor eléctrico, ya que este puede alcanzar valores excesivos, provocando que la rueda patine y genere una fuerza de tracción indeseada. A continuación, en la Figura 1.8 se presenta el ensamble del tren de engranajes, la mangueta y el motor propuestos por los autores.

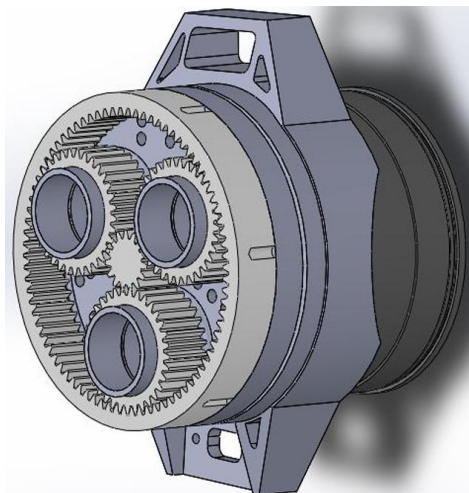


Figura 1.8. Ensamblaje del sistema IWM propuesto por Cezayirlioğlu y Büyük [14].

White *et al.* [15] desarrollaron una metodología para configurar un sistema de accionamiento eléctrico de un vehículo Fórmula estudiantil. Dentro de este marco, la transmisión fue diseñada en torno a componentes disponibles en el mercado de bajo costo. Esto, con la intención de permitir una mayor migración a los vehículos eléctricos tipo FSAE con un presupuesto más limitado.

Los autores señalaron que los motores apropiados para vehículos de esta índole deben ser compactos, ligeros, con alto torque (para reducir la necesidad de una transmisión grande) y una alta potencia. Debido a esto y a sus especificaciones técnicas de operación, seleccionaron el motor eléctrico “AMK DD5-14”.

En relación con la transmisión, identificaron una única etapa planetaria junto con una reducción inicial como el arreglo más adecuado. Esto se logró tras una evaluación entre distintas configuraciones en función de complejidad, costo, eficiencia, confiabilidad, masa y tamaño. La doble etapa propuesta se debió a que un tren de engranajes planetarios solo permite alcanzar una relación de transmisión mínima de 3 y máxima de 10. En este caso, los autores requirieron una reducción de 14.82, por lo que fue imprescindible implementar dos etapas. Por esto, los autores concluyeron que los trenes tipo planetarios compuestos o de doble etapa planetaria resultan demasiado costosos y complejos para esta aplicación.

En cuanto al material, los autores seleccionaron el EN 36 para los engranes debido a su accesibilidad comercial. En la Figura 1.9 se muestra de manera ilustrativa el modelo geométrico CAD 3D propuesto por los autores para el diseño final de su transmisión.

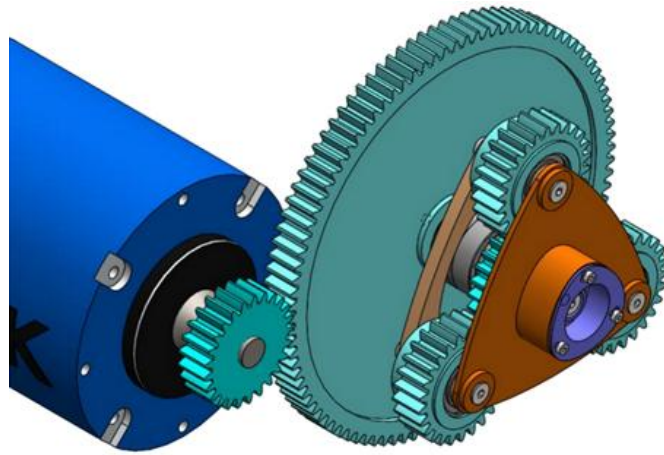


Figura 1.9. Diseño final de la transmisión desarrollada por White *et al.* [15].

Por otro lado, en la Figura 1.10 se muestra el ensamblaje CAD 3D del sistema de transmisión IWM propuesto por los mismos autores. Cabe resaltar que dicha ilustración resulta de gran apoyo visual para comprender mejor la instalación y unión de todos los componentes que conforman un sistema IWM para un vehículo eléctrico de FSAE.

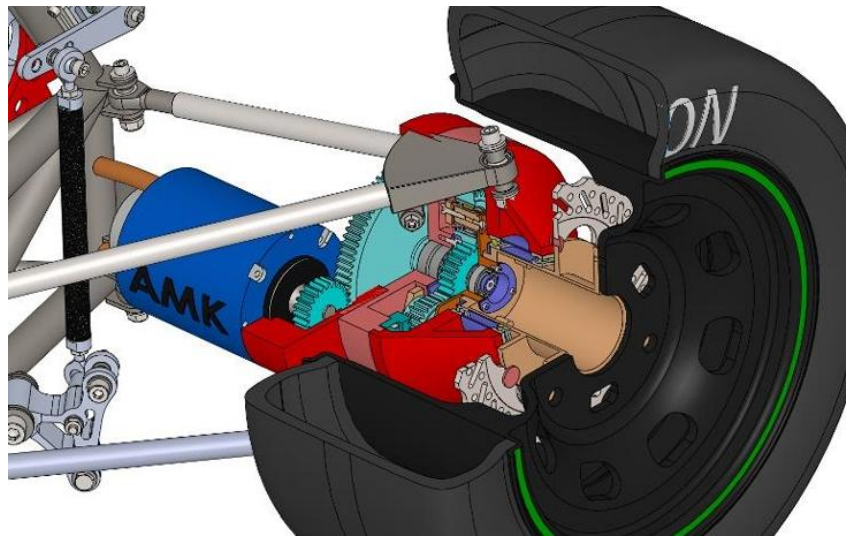


Figura 1.10. Vista isométrica con corte del sistema de transmisión IWM propuesto por White *et al.* [15].

Patel *et al.* [16] señalaron que los arreglos convencionales de transmisiones reductoras de una o dos etapas son voluminosos y antieconómicos para usarse en vehículos de FSAE debido a sus bajas relaciones de masa-potencia y altas relaciones de masa-volumen. Por consiguiente, propusieron el uso de una caja de engranajes planetarios, ya que provee un mejor equilibrio entre masa y potencia transmitida. Además, es más compacta y es capaz de otorgar altas relaciones de transmisión a partir de su configuración mecánica. Esto último se logra mediante dos tipos de arreglo: estrella y planetaria.

La configuración mecánica depende de qué componente es el conductor, el conducido y el fijo. Para el trabajo de Patel *et al.* [16], la configuración de tipo planetaria resultó ser la mejor

opción para alcanzar el objetivo de obtener un diseño ligero. Su configuración quedó determinada como el sol siendo el engrane conductor, los planetas (acoplados al porta-satélites) como los componentes conducidos y el anillo como el elemento fijo. El uso de estos trenes de engranajes se vuelve cada vez mayor en los vehículos eléctricos de Fórmula estudiantil, ya que son capaces de transmitir potencia eficazmente y de entregar una suficiente relación de transmisión para satisfacer los requisitos del vehículo en un diseño compacto.

Para su tren de potencia, Patel *et al.* [16] seleccionaron el modelo de motor “Emrax 208”, el cual es de tipo síncrono trifásico de corriente y ofrece una potencia máxima de 75 kW. Asimismo, en esta investigación se hizo especial énfasis en dos puntos importantes a considerar al momento de diseñar el tren de engranajes planetarios. El primer punto se refirió a las dimensiones de los rodamientos, ya que los engranes planeta y la carcasa deben estar dispuestos con estos. Por su parte, el segundo punto fue contemplar la resistencia de la carcasa, debido a que es un componente indispensable de la transmisión que ofrece soporte a los ejes, rodamientos y a las cargas de los engranes.

De igual modo, se abordaron metodologías aplicadas para el diseño del engranaje y de los ejes, la selección de los rodamientos y la determinación del lubricante. En el caso de los engranes, se explicó que es prioritario establecer un número de dientes del engrane planeta y un valor del módulo. Así, fue asequible calcular el número de dientes de los demás engranes y sus dimensiones. Posteriormente, emplearon ecuaciones como la formulación de Lewis y la de Buckingham para determinar si el diseño de los engranes puede considerarse seguro ante fallas estructurales. Los números de dientes que definieron son 36 para el engrane planeta, 72 para el sol y 144 para el engrane anillo.

El rodamiento seleccionado es el modelo “SKF NKIS20”, cuyo tipo es de agujas. Mientras que un aceite de grado ISO 68 (SAE20W) fue elegido para la lubricación de los engranes mediante el estándar AGMA 9005-E02 para la lubricación de engranajes industriales.

Con respecto a los materiales de los componentes de la caja de transmisión, asignaron el acero de cementación 18CrNiMo7-6 para el engranaje debido a sus propiedades, permitiendo su aplicación para tareas de alta resistencia. Para los ejes eligieron el acero 4340 debido a su alta resistencia mecánica, ductilidad y dureza. Finalmente, el material asignado para la carcasa fue la aleación de aluminio 6061-T6 debido a su ligereza, buena maquinabilidad y un mayor balance entre resistencia y masa. En la siguiente figura se expone el modelo geométrico CAD 3D del arreglo final del tren de engranajes propuesto en este trabajo.



Figura 1.11. Modelo geométrico CAD 3D del ensamblado final de la caja de engranajes con carcasa (izquierda) y su interior sin porta-satélites (derecha) propuesto por Patel *et al.* [16].

Guia *et al.* [17] reafirmaron que los sistemas de transmisión IWM utilizando motores tipo PMSM representan una alternativa eficaz para el sistema de tracción en los vehículos de competencias de FSAE eléctrico. Las ventajas que se adquieren son el control del torque individual de las ruedas y la alta densidad de potencia.

Igualmente, mencionaron que no existe mucha variación entre los motores comúnmente utilizados en los vehículos de Fórmula estudiantil debido a que es una aplicación muy específica. En este sentido, señalaron que los PMSM de los fabricantes YASA, Emrax y AMK son los más utilizados, siendo de mayor éxito los AMK. Estos últimos son motores radiales de alta velocidad que pueden alcanzar las 20,000 revoluciones por minuto (RPM) y picos de 10.4 kW/kg. En la Figura 1.12 se presenta el concepto final del sistema de transmisión IWM propuesto por Guia *et al.* [17], acoplado al rin de la rueda.

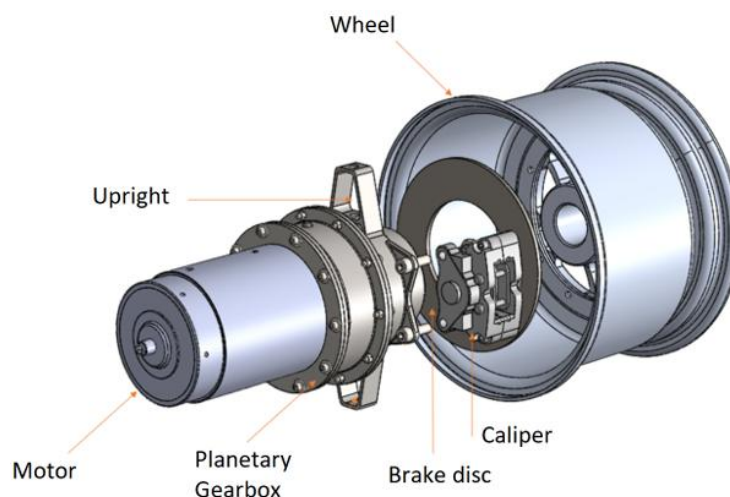


Figura 1.12. Sistema de transmisión IWM propuesto por Guia *et al.* [17].

Por otro lado, Rohithraj y Arun Sundar [18] se enfocaron en la selección del tren motriz eléctrico para un vehículo de Fórmula Bharat, competencia nacional de India basada en la

FSAE. Para esto, seleccionaron motores “Plettenberg Nova 15” para una configuración de tracción trasera de tipo IWM conectados a través de trenes de engranajes planetarios. También señalaron que una ventaja al optar por motores IWM es la oportunidad de eliminar la necesidad de ejes de transmisión y diferenciales, lo que conlleva reducir la masa total.

Para el diseño del tren de engranajes planetarios, los autores [18] remarcaron la importancia de seleccionar la naturaleza del sistema de engranajes para poder proporcionar la relación de transmisión necesaria, recordando que este ofrece diferentes reducciones de velocidad dependiendo de su configuración. En consecuencia, optaron por seleccionar como el engrane conductor al sol, a los planetas como los conducidos y como el engrane fijo al anillo.

La selección del material también fue abordada, donde la selección se basó en términos de aplicación, resistencia, dureza y maquinabilidad. Por ello, seleccionaron la aleación de aluminio 7075 para el porta-satélites debido a su ligereza, factibilidad, resistencia a la deformación y adaptabilidad a altos esfuerzos. Mientras que, para los engranes, seleccionaron el acero EN 353 debido a su resistencia y dureza, lo que lo destaca como un material ideal para engranajes de servicio pesado.

Asimismo, enfatizaron que el proceso de manufactura y ensamble del tren motriz propuesto continuaba en desarrollo, al igual que la realización de pruebas experimentales que garanticen la seguridad del manejo. Finalmente, ellos declararon que esperan que la caja planetaria incorporada por engranes rectos, junto con el motor de 6,000 RPM, posibilite que el vehículo FSAE acelere en un tramo recto de asfalto, de 75 metros, en 3.21 segundos. En la Figura 1.13 se muestra el ensamblado CAD 3D de su tren de engranajes.



Figura 1.13. Tren de engranajes planetarios diseñado por Rohithraj y Arun Sundar [18].

En el contexto del sistema eléctrico de un vehículo, Gritsenko *et al.* [19] establecieron que es crucial garantizar un equilibrio entre la masa, eficiencia y seguridad. Asimismo, manifestaron que las baterías de los vehículos eléctricos FSAE, con base en el reglamento oficial, pueden ser de cualquier tipo, exceptuando baterías de sal, térmicas y pilas de combustible. Asimismo, afirmaron que los valores del voltaje y potencia máximos permitidos son 600 V y 80 kW, respectivamente.

Por ello, los autores desarrollaron una metodología para la selección del modelo de las celdas y el dimensionamiento de la batería. Tal proceso inició con la selección del motor eléctrico y el análisis entre varios modelos de celda, identificando la clase “LiFePO4” (litio-ferrofosfato) como la más segura en términos de inflamabilidad. Aunado a esta característica, este tipo de celda cuenta con un voltaje de descarga estable (garantizando un funcionamiento estable del motor), una descarga lenta en estado inactivo y una vida útil larga.

El dimensionamiento del paquete de baterías fue realizado considerando los modelos de celda “A123 AMP20m1HD-A”, “CBLIFR46160S” y “EVE LF50-73103” para el motor “HPM-10KW” de corriente directa (DC), sin escobillas y con refrigeración líquida. Finalmente, determinaron que la mejor opción es la celda “EVE LF50-73103” debido a que su almacenamiento máximo de energía es más alto y que cuenta con una mayor capacidad específica. La estructura del paquete de baterías que diseñaron los autores es la que se ilustra en la Figura 1.14, la cual está constituida por dos contenedores de cuatro secciones cada una.

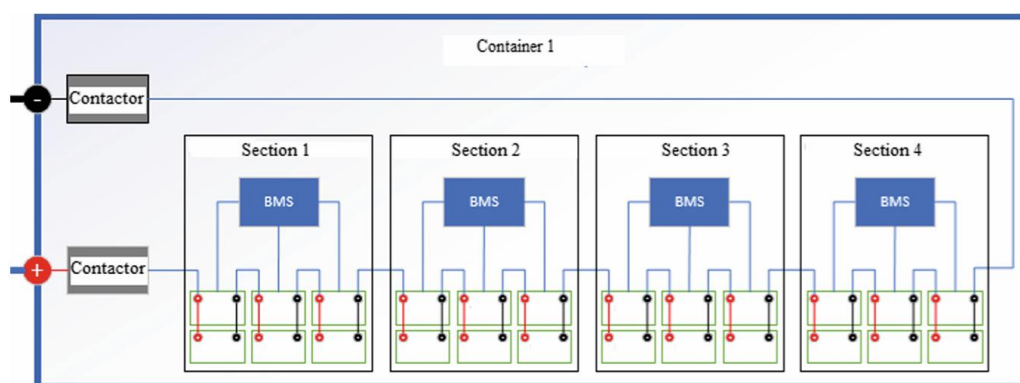


Figura 1.14. Configuración del paquete de baterías dimensionado por Gritsenko *et al.* [19].

En otro caso de estudio, Gritsenko *et al.* [20] llevaron a cabo un análisis para la selección de un motor eléctrico invertido (IEM, por sus siglas en inglés) para un vehículo de carreras de Fórmula estudiantil. Los autores optaron por este tipo de motor, ya que combina las mejores cualidades de los motores de corriente alterna (AC) y de los de corriente directa (DC). Estos motores presentan como puntos fuertes una amplia gama de cambios de velocidad, una alta capacidad de torque y una elevada eficiencia energética. Por el contrario, identificaron como puntos negativos: un alto coste por el uso de imanes permanentes y una estructura relativamente compleja.

A través de este análisis, concluyeron que el motor de corriente continua sin escobillas (BLDC, por sus siglas en inglés) “HPM-10KW” es la mejor opción entre los motores presentados en este trabajo [20], ya que este cuenta con una potencia adecuada, un voltaje deseado y es entre 1.5 y 3 veces más ligero que los motores competidores. Esta última cualidad constituye el valor más importante para un vehículo de carreras. Además, este motor porta una alta eficiencia, la cual es característica de los motores PMSM.

Reddy y Mahato [21] evaluaron los materiales para la caja de transmisión. Ellos seleccionaron el acero AISI 4340 para los engranes y los ejes. Este material es conocido por

su dureza y capacidad para alcanzar altas resistencias en condiciones de alta temperatura, además de ofrecer una buena resistencia al desgaste. Mientras que, para la carcasa, seleccionaron la aleación de aluminio 6061-T6, ya que es un material de resistencia media a alta, posee alta maquinabilidad y es mayormente soldable en comparación con el aluminio 7075-T6, que es otra aleación muy utilizada para el mismo componente. En las tablas 1.1 y 1.2 se muestran las propiedades de estos dos materiales reportados en este artículo.

Tabla 1.1. Tabla de propiedades mecánicas del material AISI 4340 [21].

Mechanical Properties of AISI 4340.	
Mechanical Properties	Values
Tensile Strength, Ultimate	1110 MPa
Tensile Strength, Yield	710 MPa
Modulus of Elasticity	205GPa
Bulk Modulus	140GPa
Poisson's Ratio	0.29
Machinability	50%
Shear Modulus	80GPa

Tabla 1.2. Tabla de propiedades mecánicas del aluminio 6061 T6 [21].

Mechanical Properties of Al 6061 T6.	
Mechanical Properties	Values
Tensile Strength, Ultimate	310 MPa
Tensile Strength, Yield	276 MPa
Modulus of Elasticity	68.9GPa
Poisson's Ratio	0.33
Machinability	50%
Shear Modulus	26GPa

Aparte de esto, los autores desarrollaron cálculos para determinar el número de dientes de los engranes y las cargas que deben soportar los rodamientos. Otros trabajos como los de Gupta *et al.* [22] y Kishore *et al.* [23] presentaron metodologías para el cálculo y dimensionamiento de los engranes, incluyendo su anchura y las cargas para determinar si el diseño es seguro y resistente. Tanto estos trabajos como el de Patel *et al.* [16] se basaron en la normativa AGMA (American Gear Manufacturers Association).

1.2. Conclusiones del estado del arte

Al concluir la revisión de la literatura, se identificaron y resumieron en la Tabla 1.3 las diferentes configuraciones de los trenes de engranajes que se han utilizado y sus principales características. Como puede observarse, en todos los trabajos se optó por el uso de un tren de engranajes planetarios debido a los numerosos beneficios que ofrece. Además, se concluyó que el arreglo de los trenes planetarios se define en función del valor de la relación de transmisión. Aunado a esto, los autores se inclinan por el uso de engranes rectos debido a su menor complejidad en comparación con los helicoidales.

Por lo tanto, se planeó el diseño de un tren de engranajes planetarios para el sistema de transmisión IWM propuesto en este trabajo de investigación. El arreglo y su configuración mecánica se tratan más adelante, en la Sección 5.

Tabla 1.3. Configuraciones de las cajas de transmisión IWM reportadas en el estado del arte.

Trabajo	Configuración	Arreglo	Tipo de engrane	Relación de transmisión	Características
[9]	Planetaria	Una etapa	Rectos	3.52	Permite el diseño de una transmisión mucho más compacta debido a la coaxialidad del eje del motor y el eje impulsado. Transmisión con volumen pequeño, masa ligera y alta eficiencia. Una de sus desventajas es que la temperatura podría ser muy alta debido a las múltiples mallas y la alta densidad de potencia.
[10]	Planetaria	Una etapa	Rectos	6.36	Bajo requerimiento de espacio y alta relación masa-potencia. Permite un empaquetado eficiente de los componentes. Por otra parte, una configuración planetaria de una etapa solo puede ser aplicada para una relación de transmisión de 3 o mayor. Además, se optó por engranes rectos para evitar la presencia de cargas axiales, a diferencia de los de tipo helicoidal, que a su vez afectan al diseño del rodamiento y de la carcasa.
[14]	Planetaria	Una etapa	Rectos	5.4	El sistema de engranajes planetarios permite lograr la fuerza de tracción objetivo, además de reducir la velocidad angular propia del motor, evitando que las ruedas patinen.
[16]	Planetaria	Una etapa	Rectos	3	Mejor equilibrio entre masa y potencia transmitida. Metodología de diseño de los engranes basada en el AGMA para determinar la anchura mínima y la resistencia de los engranes ante fallas y roturas.
[17]	Planetaria	Una etapa	Rectos	/	Su caja de transmisión planetaria está integrada en el interior de la mangueta, aportando enormemente a la reducción de masa.
[18]	Planetaria	Una etapa	Rectos	3.25	Una caja de engranajes planetarios ayuda a obtener la relación de transmisión deseada mediante un empaquetado compacto y ligero a través de la naturaleza de su configuración.
[15]	Planetaria con una reducción inicial	Dos etapas	Rectos	14.82	La aplicación de una reducción de dos etapas permite utilizar motores más pequeños y de menor torque, reduciendo masa y espacio ocupado. Así, las relaciones de transmisión más altas son alcanzables. Esta configuración de la transmisión fue evaluada como la más adecuada en función de complejidad, eficiencia, coste, confiabilidad, masa y tamaño para relaciones de transmisión superiores a 10.

1.3. Definición del problema

La electrificación de los vehículos, impulsada por la necesidad de reducir las emisiones de gases de efecto invernadero y afrontar la crisis energética, ha cobrado gran relevancia en los últimos años. Sin embargo, esta tendencia ha traído consigo nuevos desafíos. Entre los principales desafíos se encuentran el diseño del tren motriz, la selección de motores eléctricos, el dimensionamiento del paquete de baterías y la definición del tipo de tracción. Asimismo, el desarrollo de vehículos eléctricos presenta diversas dificultades y limitaciones técnicas en relación a su aplicación.

Los sistemas de transmisión de accionamiento eléctrico en ruedas (IWM) presentan ventajas relevantes, como la eliminación de una transmisión mecánica de gran volumen y masa que conecta las ruedas entre sí, lo que permite el control independiente de cada una. Sin embargo, presentan el inconveniente de aumentar la masa no suspendida del vehículo, lo que se traduce en menor seguridad y comodidad de conducción para el piloto durante el tránsito en pista. A ello se suma que la relación de transmisión del prototipo eléctrico debe ser mayor que la de un vehículo convencional para ofrecer una alta eficiencia.

Por lo anterior, en este proyecto se tiene como objetivo diseñar un sistema de transmisión de accionamiento eléctrico en ruedas para un vehículo eléctrico tipo Fórmula SAE. El diseño se enfoca en reducir la masa no suspendida y total del sistema, mejorar la relación de transmisión e incrementar la eficiencia y la operatividad del vehículo.

1.4. Hipótesis

La configuración y topología propuestas del sistema de transmisión con accionamiento eléctrico en ruedas disminuirán la masa del conjunto, incrementarán su eficiencia y mejorarán la relación de transmisión y la operatividad del vehículo eléctrico Fórmula SAE.

1.5. Objetivos

1.5.1. Objetivo general

Diseñar un sistema de transmisión con accionamiento eléctrico en ruedas para vehículos eléctricos tipo Fórmula SAE, enfocado en disminuir su masa, mejorar la relación de transmisión e incrementar su eficiencia.

1.5.2. Objetivos específicos

- Determinar la configuración del sistema de tracción del vehículo.
- Especificar y seleccionar los componentes eléctricos del sistema.
- Evaluar diferentes configuraciones del sistema de engranajes para determinar la que proporcione un equilibrio óptimo entre la masa y la potencia transmitida.
- Seleccionar el material de los componentes del sistema mecánico.
- Diseñar en detalle los engranes del sistema.
- Desarrollar el modelo geométrico CAD 3D del sistema de transmisión.

- Evaluar numéricamente el comportamiento del sistema de transmisión propuesto.
- Generar una maqueta virtual del sistema de transmisión con accionamiento eléctrico en ruedas para el vehículo eléctrico tipo FSAE propuesto.

1.6. Justificación del problema

Para mejorar la operatividad del vehículo eléctrico de Fórmula SAE, es necesario contar con un tren de engranajes adecuado que le permita alcanzar un desempeño óptimo. Una configuración óptima de este tren de engranajes, junto con una adecuada selección de los motores, permite que el vehículo eléctrico mejore su desempeño en eventos como el de aceleración, donde debe recorrer una recta de 75 metros en el menor tiempo posible. Un sistema de transmisión con motores eléctricos proporciona una aceleración más rápida y suave gracias al alto torque que ofrece a bajas velocidades.

Por otra parte, en eventos como los de autocross y endurance, que requieren mayores aceleraciones y desaceleraciones, el motor eléctrico supera al de combustión interna. Esto se debe a la ausencia de una caja de cambios y de los cambios de marcha asociados, ya que la distribución de potencia de los motores eléctricos hacia las ruedas es directa, lo que proporciona una conducción más suave y con menor esfuerzo para el piloto.

Asimismo, una configuración del sistema de transmisión con motores montados en las ruedas elimina la necesidad de ejes de transmisión y diferenciales. Esto permite reducir la masa total y los costos, además de obtener un vehículo más seguro, ágil, cómodo y competitivo para la Fórmula SAE.

Capítulo

2

Análisis de fundamentos

2.1. Marco teórico

2.1.1. Fórmula SAE

La Fórmula SAE es una competencia internacional e interuniversitaria que reta a estudiantes de licenciatura y posgrado [22] a diseñar y manufacturar un vehículo monoplace inspirado en la Fórmula 1. En estas competencias, el diseño y la manufactura de los vehículos, ya sean eléctricos, de combustión interna o híbridos, están regulados por los requisitos técnicos establecidos por el reglamento de la Sociedad de Ingenieros Automotrices (SAE), que evalúa a los equipos en diversas pruebas estáticas y dinámicas bajo condiciones de alta exigencia.

Desde 1981, esta sociedad organiza anualmente la competencia internacional de FSAE, que se convirtió en un evento oficial de la SAE en 1982 y se celebró por primera vez en la Universidad de Texas en Austin [24].

El objetivo de la competencia es simular una situación real en la que una empresa de competición contrata a un equipo para desarrollar un prototipo destinado a corredores aficionados [13]. Por lo tanto, no se trata de una carrera, sino de una serie de pruebas en las que todos los vehículos son evaluados con el fin de obtener la máxima puntuación posible. Durante estas pruebas, los prototipos deben demostrar un alto desempeño en términos de aceleración, frenado y estabilidad. Asimismo, deben ser fáciles de mantener, económicos y confiables. Otros factores, como la estética y el confort, también son considerados en la evaluación.

Previamente, los vehículos deben superar una primera fase compuesta por pruebas de seguridad [13], las cuales se describen a continuación:

- **Análisis de seguridad con respecto a la normativa:** consiste en una evaluación en la cual se determina si el vehículo se encuentra en condiciones óptimas y cumple con todos los requisitos de seguridad. La aprobación de esta prueba es indispensable para continuar con las siguientes evaluaciones.
- **Análisis de ruido:** mediante la medición con un sonómetro, se verifica que el vehículo no sobrepase los 110 decibelios (dB) a 10,000 revoluciones por minuto.
- **Prueba de inclinación:** el monoplaza se somete a una inclinación de 45°, durante la cual debe permanecer encendido sin derramar ningún fluido. Posteriormente, se inclina a 60° para simular las aceleraciones pico que se experimentan en las curvas, sin que el vehículo llegue a volcarse.
- **Prueba de frenado:** el vehículo debe ser capaz de bloquear las cuatro ruedas sin salirse de una pista de 25 metros de longitud.

Posteriormente, en la siguiente fase de la competencia, se realizan las pruebas estáticas, cuyo objetivo es evaluar la capacidad de los equipos para diseñar un vehículo de manera efectiva y sistemática. Estas pruebas corresponden a:

- Diseño de ingeniería.
- Análisis de costos.
- Plan de negocios.

Finalmente, los vehículos son sometidos a las pruebas dinámicas en el circuito, en las cuales se evalúan distintos aspectos de desempeño:

- Aceleración.
- Skidpad (agarre y estabilidad).
- Autocross (una vuelta al circuito a contrarreloj).
- Endurance (Resistencia).
- Rendimiento (consumo energético o de combustible).

La Fórmula SAE establece su sistema de puntuación sobre 1,000 puntos, distribuidos entre las distintas pruebas, también denominadas eventos, según los criterios mostrados en la Tabla 2.1.

Tabla 2.1. Sistema de puntuación de la competencia Fórmula SAE.

Pruebas estáticas	Puntuación: 325
Diseño de ingeniería	150
Análisis de costos	100
Plan de negocios	75
Pruebas dinámicas	Puntuación: 675
Aceleración	100
Skidpad	75
Autocross	125
Endurance	275
Rendimiento	100
Puntaje total: 1,000	

2.1.2. Eventos

A continuación, se describen con mayor detalle los eventos estáticos y dinámicos a los que los vehículos FSAE son sometidos durante la competencia.

- **Diseño de ingeniería:** evento en el cual cada equipo dispone de 40 minutos para explicar la teoría y los análisis que respaldan el diseño y desarrollo del vehículo ante un panel de jueces de ingeniería de clase mundial. Destacarse en este evento demuestra el alto nivel de competencia técnica del equipo [25].
- **Análisis de costos:** en esta prueba, cada equipo debe documentar los costos asociados a cada componente del vehículo, así como los métodos de manufactura y ensamble empleados. Además, se evalúa la capacidad de los estudiantes para presentar documentación precisa y responder preguntas relacionadas con manufactura y sostenibilidad.
- **Plan de negocios:** evento estructurado para que los equipos presenten el diseño del prototipo y las técnicas de manufactura a posibles inversores. Cada equipo dispone de diez minutos para atraer su interés y explicar un plan de mercadotecnia orientado a la producción de mil unidades en un año, con el objetivo de convencerlos de invertir en la propuesta.
- **Aceleración:** prueba en la que se evalúa el desempeño del vehículo midiendo el tiempo requerido para recorrer una recta de 75 metros desde el reposo. Este evento se centra en el rendimiento del motor y en la capacidad de la suspensión para maximizar el agarre de los neumáticos.
- **Skidpad (agarre y estabilidad):** el vehículo debe recorrer un círculo completo hacia la derecha y otro hacia la izquierda en un circuito con forma de ocho. El tiempo promedio obtenido se utiliza para evaluar el desempeño del vehículo en curvas [26].
- **Autocross:** consiste en que el vehículo complete una vuelta a contrarreloj en un circuito de aproximadamente un kilómetro. Solo un vehículo circula por la pista a la

vez. El objetivo es evaluar el desempeño general del vehículo y los resultados determinan la posición de salida en la siguiente prueba, correspondiente a la de resistencia (Endurance).

- **Endurance:** el evento de resistencia consiste en completar un circuito de 22 km, con un cambio de piloto a los 11 km. Su objetivo es comprobar la confiabilidad del vehículo en tandas prolongadas, así como la estrategia de carrera y la gestión del combustible. Es el evento más exigente, ya que el vehículo no debe desprender piezas ni derramar fluidos, lo que provocaría la descalificación inmediata.
- **Rendimiento o consumo energético:** este evento califica al equipo según la cantidad de energía consumida por el vehículo durante la prueba de resistencia. La puntuación de eficiencia se determina en función del equilibrio entre el ritmo en pista y el consumo energético.

2.1.3. Fórmula SAE eléctrico

La serie de competencias de Fórmula Estudiantil Eléctrica fue introducida por primera vez en Alemania, motivada por el creciente interés en la movilidad eléctrica. En la competencia FSAE, la categoría para vehículos puramente eléctricos se incorporó a partir del año 2013. Actualmente, constituye un campo en desarrollo dentro de los deportes motorizados, en el que los estudiantes diseñan y prueban vehículos de carreras con motor eléctrico [19]. En la Figura 2.1 se muestra, de manera ilustrativa, un prototipo de FSAE eléctrico documentado en la literatura.



Figura 2.1. Prototipo de Vehículo Fórmula SAE Eléctrico [12].

En la competencia de vehículos Fórmula SAE Eléctricos, el tren motriz debe cumplir con las directrices establecidas por el reglamento. Por ejemplo, la batería (comúnmente denominada acumulador) no debe tener un voltaje superior a 600 V [27], y permite el uso de cualquier tipo o cantidad de motores eléctricos.

Durante la competencia se instala un contador de energía en el paquete de baterías, el cual garantiza que el consumo no supere los 80 kW, representando otra limitación reglamentaria. Por esta razón, la mayoría de los equipos opta por utilizar celdas de iones de litio, aunque también se permiten celdas de plomo y otros dispositivos de almacenamiento de energía, como condensadores. Además, deben monitorearse los voltajes y temperaturas de las celdas,

y conectarse las celdas individuales mediante fusibles de enlace. Estos desafíos llevan a muchos equipos, especialmente novatos, a emplear módulos de celdas preconfigurados conectados entre sí.

Los organizadores buscan preparar a los equipos para la inspección técnica de los vehículos eléctricos, solicitando que completen un Formulario de Seguridad Eléctrica (ESF, por sus siglas en inglés) antes de la competencia. Este formulario describe los componentes utilizados en el sistema de alto voltaje, así como las decisiones de diseño adoptadas por cada equipo.

2.1.4. Sistemas de transmisión y tracción en vehículos con motores de combustión interna

El sistema de transmisión de un vehículo está conformado por un conjunto de componentes mecánicos encargados de transferir la potencia generada por el motor hacia las ruedas, permitiendo así el desplazamiento del vehículo. Esta transferencia de energía se realiza mediante una serie de elementos que transmiten el movimiento desde el cigüeñal (eje de salida del motor térmico) hasta las ruedas, provocando su giro.

Resulta fundamental conocer los diferentes componentes del sistema de transmisión para comprender su funcionamiento, así como la manera en que estos se interrelacionan y operan de forma conjunta y coordinada. Además, es importante considerar los tipos de tracción con los que puede estar equipado un vehículo. Los principales elementos mecánicos del sistema de transmisión en un vehículo convencional con motor de combustión interna son los siguientes [28]:

- **Embrague:** Componente ubicado entre la caja de velocidades y el motor, cuya función es acoplar o desacoplar el giro del motor respecto a la caja de velocidades, permitiendo realizar los cambios de marcha y asegurar que el movimiento del vehículo ocurra de manera progresiva. Con el embrague se controla la transmisión del par motor hacia las ruedas [29].
- **Caja de cambios o de velocidades:** Dispositivo mecánico utilizado para aumentar el torque de salida o modificar la velocidad transmitida del motor a las ruedas. La caja de cambios puede ser manual o automática, dependiendo del sistema de control del vehículo.
- **Árbol de transmisión:** Componente presente en vehículos donde el motor se encuentra en un eje distinto al de las ruedas motrices. Su función es transmitir el movimiento rotacional del motor hacia las ruedas. Tiene una forma cilíndrica y se conecta, por un extremo, a la caja de velocidades y, por el otro, al piñón del diferencial.
- **Diferencial:** Conjunto de engranes cuya función es permitir que las ruedas giren a diferentes velocidades, lo que evita fallos de tracción al tomar curvas. Este mecanismo mantiene constante la suma de las velocidades de las ruedas, de modo que las exteriores giran más rápido que las interiores.

- **Palieres:** También denominados como semiárboles de transmisión o flechas, son barras que giran en la misma dirección que las ruedas motrices y tienen la función de transmitir el movimiento del diferencial hacia las ruedas, garantizando la transferencia eficaz del par de torsión.

De acuerdo con la ubicación del motor y el eje motriz del vehículo, los tipos de transmisión automotriz pueden clasificarse de la siguiente manera:

- **Transmisión con motor y tracción delantera:** Características de vehículos de baja o media potencia, en los cuales el motor y las ruedas delanteras, que actúan simultáneamente como motrices y directrices, están situados en la parte frontal del vehículo. En este tipo de configuración no se requiere un árbol de transmisión, lo que reduce el peso y las pérdidas mecánicas del sistema.
- **Transmisión con motor delantero y tracción trasera:** Configuración común en vehículos que demandan mayor potencia, como camiones o automóviles de alto desempeño. En este caso, el motor se encuentra en la parte delantera del vehículo, mientras que las ruedas motrices son las traseras, requiriendo un árbol de transmisión que conecte la caja de velocidades con el diferencial.
- **Transmisión con motor y tracción trasera:** En esta disposición, el motor se localiza en la parte trasera del vehículo, y las ruedas traseras son las encargadas de la tracción. A diferencia del caso anterior, este sistema no incorpora un árbol de transmisión. Actualmente, esta configuración es poco común debido a los problemas asociados con la refrigeración del motor. En la Figura 2.2 se muestra el esquema correspondiente a este tipo de transmisión, donde el motor de combustión interna (ICE) está identificado como (1), el embrague como (2), la caja de cambios como (3), el diferencial como (4) y el palier como (5).

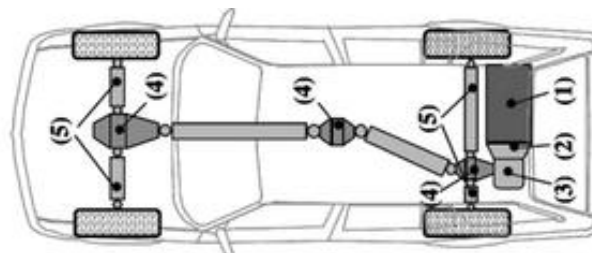


Figura 2.2. Esquema de un vehículo con un sistema de transmisión con motor y tracción traseros [30].

- **Transmisión de doble propulsión:** Este tipo de propulsión es empleado en vehículos destinados a trabajos pesados, como los remolques o camiones de carga, donde las ruedas traseras soportan una parte significativa del peso total. Este sistema dispone de dos ejes traseros motrices, lo que permite dividir el esfuerzo mecánico que normalmente recaería sobre un solo diferencial, mejorando la capacidad de tracción y la distribución del par motor.
- **Transmisión total o en las cuatro ruedas (4WD/AWD):** En esta configuración, el vehículo cuenta con un eje motriz en cada extremo (delantero y trasero), por lo que las cuatro ruedas son motrices. Cada eje está equipado con su propio diferencial, lo

que permite al conductor controlar la distribución de la potencia y seleccionar qué eje recibirá la fuerza motriz proveniente del motor. Este tipo de transmisión es común en vehículos todoterreno y de trabajo pesado, especialmente aquellos dedicados a la construcción o el transporte en terrenos irregulares.

Asimismo, es fundamental identificar el tipo de accionamiento del sistema de transmisión que puede incorporar un vehículo, el cual puede ser manual o automático.

- **Transmisión manual:** En este tipo de sistema, el conductor es responsable de seleccionar la relación de marchas mediante el uso de una palanca de cambios y un tercer pedal (embrague), además del freno y el acelerador. Este mecanismo ofrece un mayor control sobre la entrega de potencia y la respuesta del vehículo, aunque requiere una mayor intervención del conductor durante la operación.
- **Transmisión automática:** A diferencia de la transmisión manual, la caja de cambios automática realiza los cambios de relación de marchas de manera autónoma conforme a la velocidad y las condiciones de conducción. Este tipo de sistema dispone únicamente de dos pedales (acelerador y freno), lo que simplifica la conducción y mejora la comodidad operativa, especialmente en entornos urbanos o de tráfico intenso.

2.1.5. Sistemas de transmisión en vehículos con motores eléctricos

Una diferencia fundamental entre los vehículos de combustión interna y los vehículos eléctricos (EV) radica en el sistema de transmisión. A diferencia de los motores de combustión, la mayoría de los vehículos eléctricos no requieren transmisiones de múltiples velocidades. En su lugar, estos emplean una transmisión de una sola relación fija que regula el funcionamiento del motor eléctrico (EM).

Los EV disponibles actualmente en el mercado integran un motor eléctrico acoplado a una transmisión de relación fija, lo que les permite aprovechar el alto par motor disponible desde cero revoluciones por minuto (RPM) y los altos regímenes de giro que pueden alcanzar, comúnmente entre 10,000 y 15,000 RPM.

El motor eléctrico tiene la capacidad de transmitir potencia directamente a las ruedas [31], eliminando la necesidad de múltiples engranajes o cambios de marcha. Como resultado, se obtiene una conducción más suave, con menor esfuerzo operativo para el conductor y reducción en los requerimientos de mantenimiento del sistema de transmisión.

Mientras que los motores de combustión requieren conjuntos de engranajes con distintas relaciones para optimizar la salida de potencia, los motores eléctricos son capaces de generar un par motor casi constante a lo largo de un amplio intervalo de velocidades angulares. Asimismo, los motores eléctricos entregan energía de forma instantánea, lo que elimina la necesidad del proceso de acumulación de torque durante la aceleración, característico de los sistemas de propulsión convencional.

Los fabricantes de automóviles incorporan relaciones de transmisión cuidadosamente diseñadas con el propósito de maximizar la eficiencia del motor eléctrico sin necesidad de emplear múltiples engranajes. Debido a que los motores eléctricos pueden operar en un amplio intervalo de velocidades angulares, considerablemente superior al límite de aproximadamente 6,000 RPM característico de muchos motores ICE, la implementación de una transmisión multivelocidad resultaría contraproducente, ya que introduciría ineficiencias asociadas al incremento de peso adicional y a mayores costos de fabricación.

De manera similar, es pertinente destacar la existencia de los vehículos eléctricos híbridos enchufables (PHEV, por sus siglas en inglés), cuyas transmisiones difieren de las utilizadas en los vehículos totalmente eléctricos. Los PHEV emplean una combinación de un motor eléctrico y un motor de combustión interna, lo que exige una transmisión de tipo convencional capaz de coordinar la entrega de potencia entre ambos sistemas de propulsión. Generalmente, estos vehículos operan mediante el motor eléctrico hasta que se agota la batería, momento en el cual entra el motor de combustión interna con el fin de extender la autonomía del vehículo [32].

Como se ha mencionado previamente, los EV operan mediante la transmisión directa de la velocidad angular y el torque del motor eléctrico hacia las ruedas motrices [33]. Cuando el conductor presiona el pedal acelerador, la potencia eléctrica almacenada en la batería se suministra de forma inmediata al motor, generando el par necesario para propulsar el vehículo. La transmisión, en este caso, regula la cantidad de potencia transmitida a las ruedas, permitiendo el desplazamiento en sentido hacia adelante o en reversa, según la posición seleccionada en los modos “Drive” o “Reverse”.

Por lo tanto, se puede identificar que los principales componentes presentes en un vehículo eléctrico para su funcionamiento son los siguientes:

- **Motor eléctrico:** Dependiendo del modelo del vehículo, este puede incorporar uno o más motores para su funcionamiento. Los motores eléctricos pueden ser de corriente continua (DC) o de corriente alterna (AC). En el primer caso, el motor DC es alimentado directamente desde la batería principal; mientras que en el segundo, el motor de AC recibe energía de la batería, pero convertida previamente en corriente alterna mediante un inversor.
- **Cargador:** También denominado transformador, este componente se encarga de tomar la energía eléctrica alterna proveniente de la red eléctrica y convertirla en corriente continua, permitiendo así la recarga de la batería principal.
- **Baterías:** Su función es almacenar energía en forma de corriente continua (DC), constituyendo la fuente primaria de alimentación de todo el vehículo eléctrico. Las baterías de ión-litio son las más utilizadas e idóneas, debido a que soportan numerosos ciclos de carga, presentan una mayor durabilidad y carecen del denominado efecto memoria. Este fenómeno disminuye la capacidad útil cuando las cargas se realizan de manera incompleta [34].

- **Inversor:** Este componente, presente únicamente en los vehículos equipados con motor eléctrico AC, tiene la función de convertir la corriente DC suministrada por la batería principal en corriente alterna, necesaria para alimentar el motor y controlar su velocidad y torque.
- **Convertidor:** También denominado conversor DC-DC, su función es transformar la alta tensión continua proveniente de la batería principal en baja tensión continua DC, adecuada para alimentar eléctricos auxiliares del vehículo, tales como la iluminación, los controles electrónicos o el sistema de entretenimiento.
- **Puerto de carga:** Es el punto físico de conexión mediante el cual se recarga la batería principal del EV a partir de una fuente externa de energía eléctrica.

Los sistemas de transmisión empleados en los vehículos de Fórmula SAE se derivan de los sistemas convencionales utilizados en vehículos comerciales, pero son adaptados específicamente para satisfacer los requerimientos y restricciones técnicas de la competencia. En consecuencia, el diseño y la optimización de estos sistemas representan un desafío significativo para los equipos participantes, debido a las condiciones particulares que establece el reglamento FSAE en aspectos como masa, eficiencia energética, rendimiento dinámico y espacio disponible.

Por otra parte, los tipos de tracción presentes tanto en vehículos ICE como en vehículos EV pueden compartir configuraciones similares. En la Figura 2.3 se ilustran distintos esquemas de tracción aplicados a vehículos eléctricos. En el esquema (a) se observa una tracción de dos motores eléctricos (EM) montados en los ejes delantero y trasero; el esquema (b) corresponde a una configuración con dos EM ubicados en el eje trasero; el esquema (c) presenta una combinación de dos EM conectados mediante un eje trasero común; mientras que el esquema (d) presenta una tracción total en las cuatro ruedas, lograda mediante cuatro EM dispuestos en un arreglo de motores integrados en rueda (In-Wheel Motors, IWM).

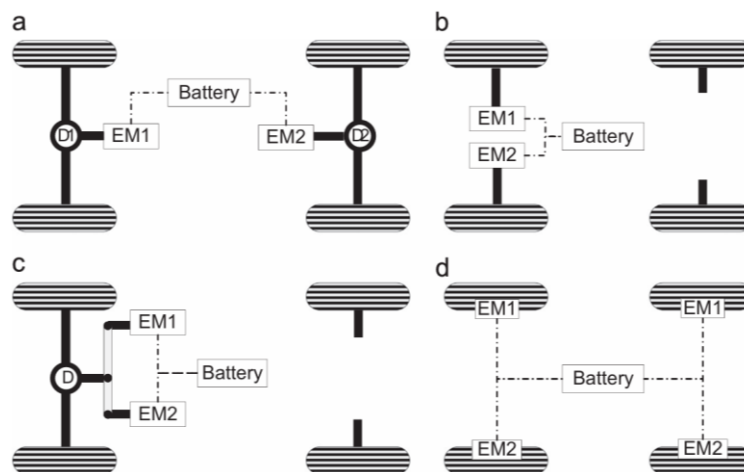


Figura 2.3. Esquemas representativos de sistemas de tracción en vehículos eléctricos [35].

Por último, es importante mencionar las denominaciones internacionalmente reconocidas de los tipos de tracción. La tracción en las dos ruedas traseras se conoce como “RWD” (Rear-

Wheel Drive), mientras que la tracción en las dos ruedas delanteras se denomina “FWD” (Front-Wheel Drive). Por su parte, la tracción en las cuatro ruedas recibe la designación “AWD” (All-Wheel Drive) [35]. Tal como se aprecia en la figura anterior, estos diferentes tipos de tracción motriz pueden lograrse mediante diversas configuraciones de motores eléctricos, ejes de transmisión y disposiciones estructurales.

2.1.6. Tren de engranajes planetarios o epicicloidales

Los trenes de engranajes planetarios, también denominados trenes epicicloidales, se emplean de manera habitual en cajas de transmisión automáticas de vehículos eléctricos [36], cuya función principal consiste en proporcionar distintas relaciones de transmisión mediante la interacción coordinada de varios engranes [37].

Entre las ventajas más relevantes de los trenes de engranajes planetarios se destacan las siguientes:

- **Diseño compacto:** Su configuración geométrica permite una disposición más reducida y eficiente del espacio, lo que resulta ideal para aplicaciones donde el volumen y el peso son factores críticos.
- **Alta capacidad de transmisión de torque:** Debido a la distribución del esfuerzo en múltiples engranes, estos sistemas transmiten valores de torque superiores a los alcanzados por los engranes helicoidales empleados en cajas de cambios manuales.

Los trenes de engranajes planetarios o epicicloidales se componen de los elementos mostrados en la Figura 2.4. Es importante señalar que el engrane central, comúnmente denominado “sol”, también puede referirse en la literatura técnica como “planetario”. Del mismo modo, los engranes satélites, que orbitan alrededor del engrane sol, suelen denominarse simplemente como “planetas” o “satélites”, mientras que el engrane externo dentado recibe el nombre de “corona” o “anillo”.

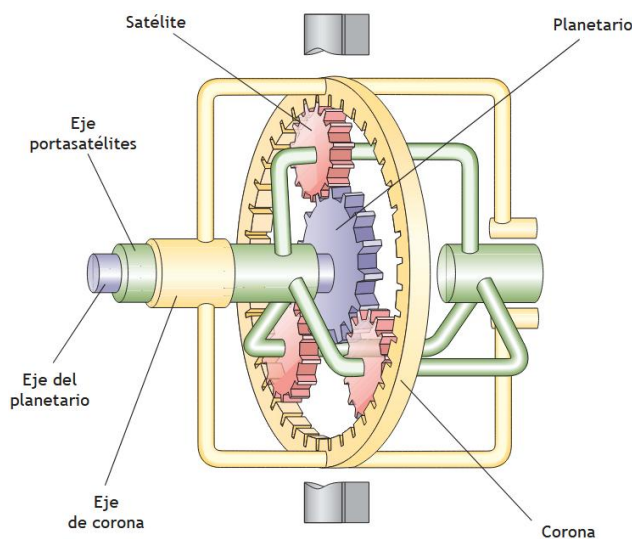


Figura 2.4. Esquema representativo de un tren de engranajes planetarios [37].

Como se aprecia en la Figura 2.4, el engrane sol se encuentra situado en la parte central del sistema y gira sobre su propio eje. Mientras tanto, los engranes planeta engranan directamente con el sol y están montados sobre un eje común denominado “porta-satélites”, que permite su rotación coordinada. Por su parte, el anillo engrana mediante su interior dentado en los engranes planeta, envolviendo todo el conjunto del tren de engranajes planetarios.

Como se ha estado mencionando anteriormente, un tren de engranajes planetarios puede disponerse en diferentes configuraciones, dependiendo de cuál componente actúa como entrada (conductor), cuál como salida (conducido) y cuál permanece fijo. Estas disposiciones se conocen como configuraciones mecánicas, cuyo comportamiento y aplicaciones se explican con mayor detalle en la Sección 5.1.

2.1.7. Optimización topológica

La optimización topológica es un método matemático-computacional que se ha utilizado ampliamente para determinar la mejor distribución de material dentro de un volumen de diseño predefinido. Este proceso se visualiza en un espacio tridimensional, donde el algoritmo elimina o redistribuye la cantidad de material encontrado en este, según los criterios establecidos [38]. De esta forma, se obtiene un diseño más eficiente y se maximiza el rendimiento estructural [39].

A través de la optimización topológica, es posible mejorar la flexibilidad o la rigidez de una estructura. Sin embargo, uno de sus principales beneficios es la reducción de masa mediante la eliminación del material y la modificación de la geometría inicial [40]. Este enfoque es reconocido como uno de los dos métodos predominantes para el diseño de estructuras y componentes ligeros de última generación [41].

Para desarrollar exitosamente esta técnica, es pertinente definir previamente las cargas actuantes y las condiciones de frontera (apoyos, fijaciones y restricciones de movimiento) del componente. Posteriormente, mediante un software de simulación estructural, se genera una nueva geometría que minimiza la masa, maximiza la rigidez o la flexibilidad y que satisface las necesidades de diseño [38].

En este trabajo se aplicó una optimización topológica orientada a la reducción de masa en el tren de engranajes planetarios, empleando el entorno de simulación ANSYS. El objetivo fue disminuir considerablemente más la masa de la caja de transmisión propuesta. Dicho proceso se describe detalladamente en la Sección 9.4.

2.2. Metodología del proyecto

Para llevar a cabo con éxito esta investigación, se estableció la metodología mostrada en la Figura 2.5, la cual organiza las actividades desarrolladas a lo largo del proyecto de tesis.

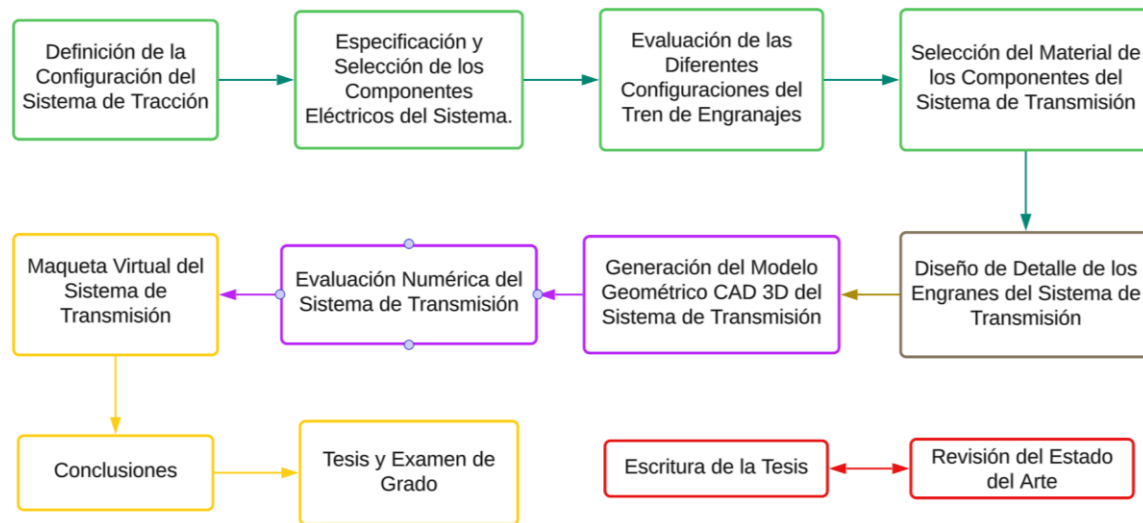


Figura 2.5. Diagrama de la metodología propuesta.

Como puede observarse, las actividades se clasificaron por colores de acuerdo con la etapa de desarrollo. En primer lugar, las actividades en rojo, correspondientes a la escritura de la tesis y la revisión del estado del arte, se desarrollaron de manera continua durante todo el proyecto.

Las actividades con borde verde corresponden a la primera etapa de la metodología. Estas comprenden, en orden cronológico, la definición de la configuración del sistema de tracción, la especificación y selección de los componentes eléctricos, la evaluación de las diferentes configuraciones del tren de engranajes y la selección del material de los componentes mecánicos del sistema de transmisión IWM. Asimismo, se desarrolló una actividad, entre la primera y segunda etapa, correspondiente al diseño de detalle de los engranes.

Durante la tercera etapa, se planificó la generación del modelo geométrico CAD 3D y la evaluación numérica del sistema de transmisión. Finalmente, para la última etapa, se contempló realizar la maqueta virtual del sistema de transmisión IWM, la redacción de las conclusiones y la presentación de tesis y examen de grado.

Capítulo

3

Definición de la configuración del sistema de tracción

El enfoque de este caso de estudio se centra en el diseño de un sistema de transmisión con una configuración IWM, aplicable a una rueda de un vehículo de tipo Fórmula SAE. Por lo tanto, el sistema es replicable para las demás ruedas, lo que permite la opción de utilizar una tracción en dos o en cuatro ruedas, dependiendo de las necesidades específicas del vehículo.

Dentro del contexto de la competencia de Fórmula SAE, es posible determinar el tipo de tracción tanto desde un punto de vista económico como en términos de desempeño. Para definir las características del sistema de transmisión, se propuso el siguiente proceso, mostrado en la Figura 3.1.

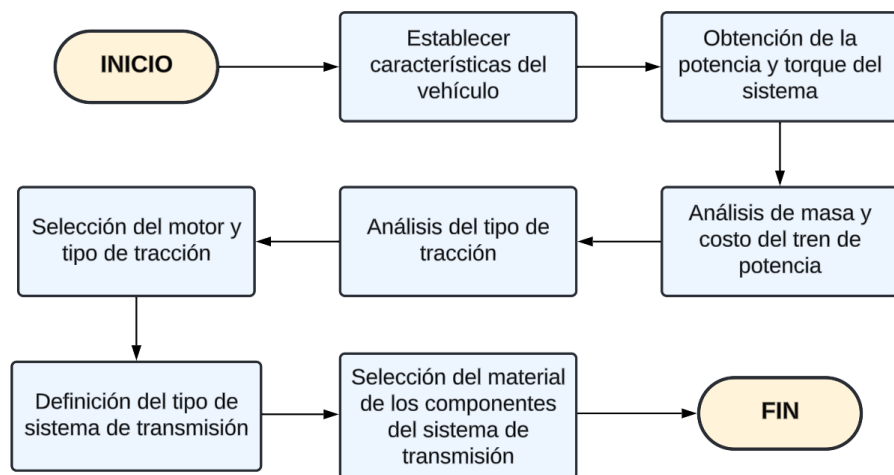


Figura 3.1. Diagrama del proceso propuesto para definir las características del tren de engranajes.

Primero, se establecen ciertos parámetros del vehículo, como la velocidad máxima, la aceleración, la masa (incluyendo al piloto) y el radio de las ruedas. A partir de estos parámetros, se calcula la potencia y el torque total del sistema necesarios para que el vehículo cumpla con el comportamiento esperado en términos de velocidad y aceleración.

Luego, se realizan los análisis de masa y costo de los componentes del sistema de transmisión y del tipo de tracción, a partir de los cuales se determinan los componentes específicos y el tipo de tracción requerido. Como siguiente paso, se define el tipo de transmisión mecánica y, finalmente, se selecciona el material de los componentes mecánicos de la caja de transmisión.

La configuración del sistema de tracción del vehículo estará basada en su potencia máxima (P), la cual se determina mediante la siguiente ecuación:

$$P = \omega * \tau \quad (3.1)$$

Donde ω es la velocidad angular de la rueda y τ es el torque máximo requerido.

Para determinar los parámetros iniciales del vehículo, se deben considerar dos aspectos importantes: las normas del reglamento oficial de la competencia y las consideraciones de diseño de vehículos eléctricos FSAE reportadas en la literatura. Estos elementos permitirán desarrollar un vehículo con características competitivas y comparables a las de otros participantes.

3.1. Características de diseño del vehículo FSAE eléctrico

3.1.1. Velocidad máxima

Para establecer la velocidad máxima, se analizaron los valores reportados en la literatura, con el objetivo de conocer el intervalo de velocidades manejado comúnmente en la competencia. Esto permitió definir este parámetro para nuestro caso de estudio de forma más consciente y realista.

Asimismo, se revisó el reglamento oficial de la Fórmula SAE (versión 1.0 2024) [42], con el fin de identificar posibles restricciones en cuanto a la velocidad máxima del vehículo. Este reglamento establece un límite para el evento de resistencia (endurance), en el cual la velocidad promedio debe mantenerse entre 48 y 57 km/h, mientras que la velocidad máxima no debe exceder los 105 km/h.

Las velocidades máximas reportadas en la literatura se resumen en la Tabla 3.1.

Tabla 3.1. Velocidades máximas reportadas en la literatura para vehículos eléctricos FSAE.

Trabajos	Velocidad máxima (km/h)
[13]	140
[9]	100
[11]	75
[12]	100
[18]	75
[43]	125

Como se puede observar en la tabla 3.1, la velocidad máxima seleccionada con mayor frecuencia en la literatura fue de 120 km/h. Sin embargo, se definió una velocidad máxima de 110 km/h, ya que se considera como una decisión coherente para un primer diseño. Además, este es un valor que se ajusta mejor a la normativa de la competencia para el evento de resistencia, el cual es el más prolongado y tiene mayor peso en la puntuación final.

3.1.2. Velocidad angular y radio de las ruedas

La ecuación utilizada para determinar la velocidad angular de la rueda es:

$$\omega = \frac{v_{max}}{r} \quad (3.2)$$

Donde v_{max} es la velocidad máxima del vehículo y r es el radio de la rueda.

Es evidente que se debe seleccionar un modelo específico de llanta o neumático. En un prototipo de Fórmula SAE, es posible utilizar diferentes medidas para las ruedas delanteras y traseras; sin embargo, en este caso se optó por emplear el mismo modelo en las cuatro ruedas por simplicidad.

Para la selección del modelo de las ruedas, se investigó y observó que los neumáticos producidos por Hoosier Racing Tire Corp son ampliamente utilizados en vehículos de SAE, especialmente los del tipo “slicks” o lisos. Este tipo de neumáticos no presenta dibujo en la banda de rodadura, es decir, son completamente lisos. Por esta razón, se emplean comúnmente en competencias de velocidad en circuito, ya que, al carecer de surcos, ofrecen una mayor superficie en contacto con el suelo. Esto incrementa significativamente el agarre, mejorando el desempeño del vehículo bajo las condiciones extremas propias de este tipo de competencia.

En el trabajo de Rohithraj y Arun Sundar [18] se utilizó el modelo de neumático Hoosier slicks 20x7.5-13 A2500. De manera similar, neumáticos equivalentes fueron empleados en el vehículo propuesto por Hu *et al.* [12], los cuales se aprecian en la Figura 2.1.

Otro caso en el que se optó por neumáticos slicks del mismo fabricante es el prototipo eléctrico de Fórmula SAE reportado por Drage *et al.* [44].

Consecuentemente, el neumático seleccionado para este caso de estudio es el Hoosier slick 20.0x7.5-13 H43167 [45], cuyo diámetro exterior es de 20.6 pulgadas, equivalentes a 0.52 metros. Por lo tanto, el radio considerado para los cálculos es 0.26 metros. Cabe mencionar que este neumático está especialmente diseñado para las competencias FSAE.

Una vez establecidos el diámetro de la rueda y la velocidad máxima del vehículo, se determinó la velocidad angular de la rueda empleando la ecuación (6.2). De esta forma, se obtuvo que $\omega = 116.77$ rad/s.

3.1.3. Aceleración

Respecto a la aceleración de un vehículo FSAE eléctrico, como reportan Patel *et al.* [16], se realizó considerando que el vehículo debe alcanzar una velocidad de 0 a 100 km/h en un tiempo determinado y competitivo. Por otro lado, en los trabajos de Hu *et al.* [12] y Carraro *et al.* [13], la aceleración se determinó a partir de la dinámica del evento de aceleración, buscando completar la recta de 75 metros, propia del evento, en el menor tiempo posible, basándose en los tiempos récord de ediciones anteriores.

En este caso, se determinó una aceleración considerando que el vehículo alcance una velocidad de 0 a 100 km/h en cuatro segundos. La aceleración (a) se calculó utilizando la ecuación (3.3) [16].

$$a = \frac{v_f - v_o}{t} \quad (3.3)$$

Donde v_f es la velocidad final, v_o es la velocidad inicial ($v_o = 0$) y t es el tiempo. De esta manera, se obtuvo que $a = 6.94$ m/s².

3.1.4. Torque

La aceleración deseada en el vehículo, así como el diámetro de las ruedas a utilizar, juegan un papel fundamental en el diseño del sistema de transmisión. Ambos parámetros permiten determinar el torque requerido (τ), el cual se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$\tau = m * a * r \quad (3.4)$$

Donde m es la masa total del vehículo, incluyendo al piloto. Para este parámetro, se consideró una masa total $m = 300$ kg, que es un valor aproximado a los reportados en la literatura [16]. Sustituyendo las variables en la ecuación (3.4), se calculó un torque total (τ) de 545 Nm.

3.1.5. Potencia

Conociendo los valores de la velocidad angular de la rueda (ω) y el torque (τ), fue posible determinar la potencia máxima requerida. Utilizando la ecuación (3.1), se obtuvo una potencia de 64 kW. Los valores de los parámetros de diseño establecidos previamente se resumen en la Tabla 3.2.

Tabla 3.2. Parámetros de diseño del vehículo eléctrico FSAE.

Parámetro	Símbolo	Valor
Velocidad máxima	v_{max}	110 km/h
Radio de las ruedas	r	0.26 m
Velocidad angular de las ruedas	ω	116.77 rad/s
Aceleración	a	6.94 m/s ²
Masa total	m	300 kg
Torque total	τ	545 Nm
Potencia total	P	64 kW

Con base en los valores de la potencia y el torque del sistema, se determina tanto el motor como el tipo de tracción. Para concluir si es necesaria una tracción en dos o cuatro ruedas, fue fundamental conocer las características del motor. Por ello, la definición del tipo de tracción se completó en la siguiente sección, dedicada a la especificación y selección de los componentes eléctricos. En esta etapa se realizaron los análisis correspondientes para identificar la configuración que proporciona una potencia de 64 kW y un torque de 545 Nm.

Capítulo

4

Especificación y selección de los componentes eléctricos del sistema

Es fundamental definir el motor eléctrico, ya que cada modelo puede requerir un controlador, inversor y una cantidad de celdas de batería diferente. Esta variabilidad en los componentes impacta directamente en la masa total del vehículo. Asimismo, a partir de la definición del motor, se determina la relación de transmisión del sistema, que constituye el punto de partida para el diseño del tren de engranajes. En primera instancia, se recopiló información de los motores eléctricos aplicados a los sistemas de transmisión tipo IWM para vehículos FSAE eléctricos, tal como se reporta en la literatura. También se investigaron los datos actualizados de estos motores, correspondientes a sus características operativas.

Posteriormente, se enlistaron los motores en la Tabla 4.1, incluyendo el tipo de corriente. Por otro lado, en la Tabla 4.2 se presentan las características operativas de cada uno de ellos.

Tabla 4.1. Listado de motores eléctricos para aplicaciones tipo IWM en vehículos FSAE eléctricos reportados en la literatura.

Modelo del motor	Tipo de motor	Tipo de corriente
Emrax 188	PMSM	AC
Emrax 207	PMSM	AC
Emrax 208	Síncrono trifásico	AC
Plettenberg Nova 15	BLDC PMSM	DC
Plettenberg Nova 30	BLDC PMSM	DC
AMK DD5-14-10-POW 18600-B5	PMSM	AC
HPM-10KW	BLDC PMSM	DC

Tabla 4.2. Características operativas de motores eléctricos para aplicaciones tipo IWM en vehículos FSAE eléctricos reportados en la literatura.

Modelo del motor	Potencia (kW)	Torque (Nm)	Voltaje (V)	Velocidad de rotación (RPM)	Masa (kg)	Costo (USD)
Emrax 188	60	100	160-660	8,000	7.1	2,602.46
Emrax 207	80	160	50-690	6,000	9.4	/
Emrax 208	86	150	170-690	7,000	9.4	2,840
Plettenberg Nova 15	20	56	120	5,500	3.6	2,300
Plettenberg Nova 30	30	80	350	5,000	6.3	4,900
AMK DD5-14-10	35	21	350	20,000	3.55	2,750
HPM-10KW	12	30.7	72	5,000	17	1,076

Como se mencionó en el objetivo de este trabajo, se buscó reducir la masa no suspendida, por lo que la masa del motor no fue el único factor por considerar. En consecuencia, fue conveniente estimar las masas de los demás componentes del sistema de transmisión, que son la caja de engranajes, el controlador/inversor y el paquete de baterías. El proceso de estimación de masa de estos componentes se desarrolló en las secciones siguientes. De igual manera, se consideraron costos debido a que la viabilidad económica del sistema representa un punto clave en la evaluación del vehículo durante la competencia [42].

Antes de continuar, es relevante señalar que los motores Emrax 207 y AMK DD5-14 fueron descartados debido a que ya no se encuentran disponibles y son comercialmente inaccesibles. Asimismo, se excluyó el motor Emrax 208, ya que el modelo actual [46] presenta una potencia máxima superior a los 80 kW, límite permitido por el reglamento de la competencia.

4.1. Relación de transmisión

Para estimar la masa de la caja de engranajes, se calculó la relación de transmisión necesaria para cada uno de los motores listados. Las relaciones de transmisión se obtuvieron mediante la siguiente ecuación:

$$i = \frac{\omega_{motor}}{\omega} \quad (4.1)$$

Donde i es la relación de transmisión y ω_{motor} es la velocidad angular del motor. Esta ecuación se aplicó utilizando la velocidad angular específica de cada motor, y los resultados se presentan en la Tabla 4.3.

Tabla 4.3. Valores de las relaciones de transmisión correspondientes a cada uno de los motores evaluados.

Modelo del motor	ω_{motor} (RPM)	i
Emrax 188	8,000	7.2
Plettenberg Nova 15	5,500	4.9
Plettenberg Nova 30	5,000	4.5
HPM-10KW	5,000	4.5

Con base en los resultados obtenidos, fue posible estimar la masa aproximada de los trenes de engranajes correspondientes a cada motor. Para ello, se tomó de referencia la masa de engranajes reportada en la literatura, considerando además que, a mayor relación de transmisión, se requieren engranes más grandes y pesados. En la siguiente tabla se presentan las estimaciones de masa para cada caso.

Tabla 4.4. Masas aproximadas de los trenes de engranajes para cada motor.

Modelo del motor	Masa de los trenes de engranes (kg)
Emrax 188	4
Plettenberg Nova 15	2
Plettenberg Nova 30	1.5
HPM-10KW	1.5

Como se puede observar en la Tabla 4.4, el uso de motores Plettenberg Nova 30 conlleva la implementación del tren de engranajes más ligero. Por el contrario, un motor Emrax 188 requiere un diseño de engranaje más grande y pesado.

4.2. Controlador/Inversor

El reglamento de la Fórmula SAE estipula que los motores deben conectarse al sistema de alimentación a través de un controlador. Por lo tanto, es imprescindible considerar este componente dentro del sistema. Además, el tipo de corriente de cada motor es un aspecto relevante, ya que determina si se requiere únicamente un controlador o un sistema compuesto por controlador e inversor. En el caso de los motores de corriente alterna, es necesario emplear ambos dispositivos.

A partir de la investigación realizada sobre estos componentes, se recopiló la información necesaria, incluyendo el modelo del controlador o inversor, su masa y el costo aproximado. Estos datos se presentan en la Tabla 4.5. Los controladores listados fueron seleccionados con base en las recomendaciones de los fabricantes de los motores evaluados.

Tabla 4.5. Inversores/controladores correspondientes a cada motor.

Modelo del motor	Inversor/controlador	Masa (kg)	Costo (USD)
Emrax 188	UniTek Bamocar D3	8.5	2,500
Plettenberg Nova 15	MST 140-200	1.5	1,700
Plettenberg Nova 30	MST 400-133	2.28	1,700
HPM-10KW	Ezkontrol 72 Volt	3	630

4.3. Paquete de baterías

En cuanto al paquete de baterías, se siguió la metodología propuesta por Gritsenko *et al.* [19] para calcular la cantidad requerida de celdas para cada motor, así como la masa y costo total

del sistema. Como parte de este análisis, se consideraron las características técnicas de un modelo de celda reportado en la literatura [19], las cuales se resumen en la siguiente tabla.

Tabla 4.6. Características técnicas de la celda EVE LF50-73103.

Parámetro	Símbolo	Valor
Voltaje nominal	U_{bat}	3.2 V
Capacidad	C_{bat}	50 Ah
Masa	m_{bat}	1.38 kg
Costo	/	\$58.23 USD

Un paquete de baterías para un vehículo eléctrico tipo FSAE se dimensiona en función del número de celdas individuales conectadas en serie y en paralelo, con el objetivo de suplir la energía demandada por los motores. Sin embargo, es importante destacar que, en esta etapa del procedimiento, no se consideran aún las exigencias específicas del reglamento de la competencia. Por el momento, el propósito es únicamente identificar qué motor requiere un paquete de baterías más pesado y costoso.

En primer lugar, para determinar el número necesario de celdas conectadas en serie (n_{ser}), se utiliza la siguiente ecuación.

$$U = U_{bat} * n_{ser} \quad (4.2)$$

Donde U es el voltaje del paquete de baterías, que en este caso corresponde al voltaje de operación de cada motor; y U_{bat} es el voltaje nominal de una celda.

Por otro lado, para determinar el número de celdas conectadas en paralelo (n_{paral}), es fundamental calcular primero la energía requerida por el motor eléctrico para su operación (E), mediante la ecuación (4.3).

$$E = U * I * t_o \quad (4.3)$$

Donde I es la corriente del motor y t_o es el tiempo de operación. Para este primer dimensionamiento, se considera un valor de $t_o = 0.2$ h.

Una vez obtenida la energía requerida, es posible definir el número de celdas conectadas en paralelo (n_{paral}) mediante la ecuación:

$$E = U * C_{bat} * n_{paral} \quad (4.4)$$

Donde C_{bat} es la capacidad nominal de una celda.

Con base en lo anterior, la Tabla 4.7 presenta los parámetros de alimentación de los motores utilizados para dimensionar los paquetes de baterías.

Tabla 4.7. Parámetros de alimentación de los motores analizados.

Modelo del motor	Voltaje (V)	Corriente (A)
Emrax 188	390	310
Plettenberg Nova 15	120	240
Plettenberg Nova 30	350	110
HPM-10KW	72	195

Finalmente, la masa total de cada paquete de baterías (m_{total}) se calcula mediante la siguiente ecuación.

$$m_{total} = m_{bat} * n_{ser} * n_{paral} \quad (4.5)$$

Donde m_{bat} es la masa de una celda individual. Esto se debe a que, por cada celda conectada en serie, se requiere conectar n_{paral} celdas en paralelo, lo cual da como resultado una distribución equitativa del paquete de baterías. Esta configuración permite una descarga uniforme de las celdas durante la operación del sistema.

Cabe destacar que, durante la realización de los cálculos, los valores de n_{ser} y n_{paral} deben ser números enteros. Por ejemplo, si se obtiene un valor de $n_{paral} = 1.2$, este se redondea a $n_{paral} = 2$. Esto se debe a que no es imposible disponer de 1.2 baterías conectadas en paralelo; por lo tanto, el valor se incrementa para asegurar el suministro de la energía requerida.

De esta manera, se identificó la cantidad total de celdas, la masa total y el costo aproximado para cada motor. Estos datos se resumen en la Tabla 4.8.

Tabla 4.8. Listado de los paquetes de baterías correspondientes a cada motor.

Modelo del motor	n_{ser}	n_{paral}	No. de celdas	m_{total} (kg)	Costo (USD)
Emrax 188	122	2	244	336.72	14,208.12
Plettenberg Nova 15	38	1	38	52.44	2,212.74
Plettenberg Nova 30	110	1	110	151.8	6,405.3
HPM-10KW	23	1	23	31.74	1,339.29

Se observa que las masas y costos de los paquetes de baterías resultantes son significativamente elevados. Sin embargo, en la Sección 9.3 se realizó el dimensionamiento de este componente basado en simulaciones numéricas que contemplan las exigencias y condiciones específicas de la competencia. Este procedimiento permitió obtener un paquete considerablemente más ligero y económico.

4.4. Selección del motor eléctrico

Para la selección del motor eléctrico, se realizó un primer análisis considerando la masa como criterio principal, con el objetivo de reducir este parámetro y mejorar la operatividad del vehículo. Además, se continuó tomando en cuenta los costos para seguir evaluando el sistema desde una perspectiva económica.

Posteriormente, se llevó a cabo un segundo análisis de estos motores aplicados a configuraciones de tracción en dos ruedas (RWD) y en cuatro ruedas (AWD). Esto se realizó con el fin de especificar el número de motores requerido y definir el tipo de tracción más adecuado.

El primer análisis se desarrolló utilizando la técnica de matriz morfológica con un sistema de puntuación de cero a cinco, donde cada parámetro fue clasificado mediante un código de colores. El esquema de colores y la puntuación asignada a cada uno se muestran en la Tabla 4.9.

Tabla 4.9. Esquema de colores utilizado en el sistema de puntuación.

Color						
Puntuación	0	1	2	3	4	5

El color verde representa la puntuación máxima, que es cinco, mientras que el color gris indica la puntuación mínima, equivalente a cero. Por tanto, el color gris significa la descalificación del componente del análisis. En este sentido, se otorgó una mayor puntuación a los componentes más ligeros y económicos, mientras que los más pesados y costosos recibieron puntuaciones más bajas.

A continuación, en la Tabla 4.10, se presenta la comparación y el análisis realizado en relación con los parámetros mencionados.

Tabla 4.10. Análisis de los motores en términos de masa (kg) y costo (USD).

Parámetro	Emrax 188	P. Nova 15	P. Nova 30	HPM-10KW
Masa del motor	7.1	3.6	6.3	17
Costo del motor	2,602.46	2,300	4,900	1,076
Masa del tren de engranajes	4	2	1.5	1.5
Masa del inversor/controlador	8.5	1.5	2.28	3
Costo del inversor/controlador	2,500	1,700	1,700	630
Masa del paquete de baterías	336.72	52.44	151.8	31.74
Costo del paquete de baterías	14,208.12	2,212.74	6,405.3	1,339.29
Masa total	356.32	59.54	161.88	53.24
Costo total	19,310.58	6,212.74	13,005.3	3,045.29
Puntuación	14	38	29	40

Analizando los resultados mostrados anteriormente, optar por el motor HPM-10KW representa el sistema IWM más ligero y menos costoso. No obstante, incrementa significativamente la masa no suspendida, un aspecto crítico que se busca reducir en este trabajo. Por otro lado, utilizar el motor Emrax 188 implica un sistema más pesado y costoso. Sin embargo, aún no es posible tomar una decisión definitiva, ya que se requiere realizar un segundo análisis que considere el tipo de tracción.

Especificar el tipo de tracción no solo implica determinar si el sistema es capaz de proveer la potencia y el torque requeridos, sino que también permite conocer la masa total y la masa no suspendida. Debido a que se está aplicando una configuración IWM, los motores eléctricos se analizan considerando su implementación tanto en una tracción trasera RWD como en una tracción en las cuatro ruedas AWD.

En consecuencia, se evalúan parámetros como la potencia y el torque de salida, así como la masa total (que en este caso corresponde a la masa no suspendida), la cual es la suma de las masas de los motores. La potencia de salida corresponde a la potencia de cada motor, como se muestra en la Tabla 4.2. Por otro lado, el torque de salida (τ_{out}) se define mediante la ecuación (4.6), ya que la única forma de alcanzar el torque deseado (τ) es a través de la caja de transmisión.

$$\tau_{out} = \tau_{motor} * i \quad (4.6)$$

Donde τ_{motor} es el torque del motor. Como estas cantidades de potencia y torque de salida comprenden a un solo motor por rueda, deben multiplicarse según el tipo de tracción. Por ejemplo, en una configuración AWD, el valor de τ_{out} debe multiplicarse por cuatro.

En la Tabla 4.11 se presenta la comparativa y análisis desarrollado para los motores, considerando los dos posibles tipos de configuración de tracción. Para este análisis se utilizó la misma técnica empleada en el primer análisis.

Tabla 4.11. Análisis de los motores en función del tipo de tracción.

Modelo del motor	Tipo de tracción	Potencia de salida (kW)	Torque de salida (Nm)	Masa total (kg)	Puntuación
Emrax 188	RWD	120	1,440	14.2	0
	AWD	240	2,880	28.4	0
P. Nova 15	RWD	40	548.8	7.2	12
	AWD	80	1,097.6	14.4	15
P. Nova 30	RWD	60	720	12.6	13
	AWD	120	1,440	25.2	0
HPM-10KW	RWD	24	276.3	34	3
	AWD	48	552.6	68	9

Recordando que la potencia y el torque requeridos en el sistema son 64 kW y 545 Nm, respectivamente, resulta sencillo determinar qué configuraciones son viables. En el caso del

motor Emrax 188, su uso no es conveniente para una configuración IWM, ya que la potencia total, tanto en una configuración de tracción trasera (RWD) como en una de tracción en las cuatro ruedas (AWD), supera el límite máximo permitido de 80 kW. De manera similar, el motor Nova 30 no es viable en una configuración AWD por la misma razón.

Por otro lado, aunque el motor HPM-10KW obtuvo la mayor puntuación en el primer análisis, no cumple con los requerimientos mínimos de potencia en ninguna configuración, además de presentar una masa no suspendida considerablemente alta. Por lo tanto, este motor también se descarta.

Por otra parte, la configuración AWD con motores Nova 15 es la única que cumple con los requerimientos de potencia y torque establecidos. Además, representa la opción más ligera dentro de este tipo de tracción y obtuvo la mayor puntuación tras la evaluación realizada.

Con base en los resultados de ambos análisis, se selecciona el motor Plettenberg Nova 15 (modelo 15-70-B6 P30 LW [47]) para una configuración de tracción AWD. Por lo tanto, un tren motriz AWD que utilice estos motores junto con controladores MST 140-200, trenes de engranajes con una relación de transmisión de 4.9 y un paquete de baterías compuesto por aproximadamente 38 celdas representa la mejor opción. Esta configuración ofrece un equilibrio entre la masa, costo, potencia y torque.

Capítulo

5

Evaluación de las diferentes configuraciones del tren de engranajes

Este análisis se basó en la revisión de las configuraciones reportadas en la literatura con la finalidad de identificar la opción más adecuada, así como el mejor arreglo de la caja de engranajes para el caso de estudio planteado en este trabajo.

En la primera etapa, se identificaron los tipos de transmisión aplicables a configuraciones con motor en rueda (IWM) utilizadas en vehículos eléctricos tipo Fórmula SAE, según lo documentado en la literatura científica. Los hallazgos indicaron que, de manera consistente, los estudios consultados optan por sistemas de reducción planetaria (también conocidos como sistemas de engranajes planetarios o epicicloidaes), los cuales están conformados por engranes de ángulo recto. Esta preferencia se debe a los múltiples beneficios que ofrece este tipo de transmisión. Las ventajas asociadas, así como las principales características de un sistema de engranajes planetarios, se describieron previamente en el estado del arte.

En la Tabla 1.1 se presentan las configuraciones de transmisión documentadas en la literatura, especificando los arreglos utilizados, el tipo de engranes empleados, así como las ventajas y desventajas identificadas por los distintos autores. A partir de este análisis, se observó que el número de etapas en un tren de engranajes se determina por la relación de transmisión (i).

En particular, se identificó que los sistemas de engranajes planetarios operan eficientemente dentro de un intervalo de relaciones de transmisión que va de 3:1 a 10:1. En caso de requerir una relación superior a 10:1, es necesario incorporar una segunda etapa para alcanzar la reducción deseada.

Para el tren de engranajes del sistema de transmisión propuesto en este trabajo, se optó por el diseño de un sistema planetario de ángulo recto. Dado que la relación de transmisión (i) calculada para el motor seleccionado es 4.9, se concluyó que una sola etapa es suficiente para cumplir con los requerimientos del sistema.

5.1. Configuración mecánica del sistema de engranajes planetarios

El sistema de engranajes planetarios está compuesto por un conjunto de engranes dispuestos de manera que los ejes de entrada y el de salida son concéntricos, lo que permite una transmisión compacta y eficiente. Este tipo de sistema consta de los siguientes componentes principales:

- Engrane central (sol o “sun gear”): es el engrane alrededor del cual giran los demás.
- Engranes planetarios: son dos o más engranes que giran alrededor del engrane sol.
- Engrane anular (corona o “ring gear”): es un engrane externo que engrana con los planetas y contiene internamente su dentado.
- Brazo portador (Carrier o porta-satélites): es un elemento móvil que sostiene los ejes de los engranes planeta, y transmite el movimiento hacia el eje de salida en función de la configuración elegida.

Una representación esquemática del sistema, con la identificación de cada uno de los componentes, fue presentada previamente en la Figura 2.4.

Este sistema puede configurarse en tres formas diferentes, dependiendo de cuál de sus componentes actúe como conductor, conducido y fijo. Es decir, se distingue entre el componente impulsado directamente por el motor eléctrico, el que transmite el movimiento de salida a la rueda y el que permanece inmóvil o bloqueado.

La disposición de estos componentes determina el comportamiento del sistema, y a estas variaciones se les denomina “configuraciones mecánicas”. En la Tabla 5.1 se detallan las funciones de los componentes en cada una de estas configuraciones.

Tabla 5.1. Posibles configuraciones mecánicas en un tren de engranajes planetarios.

Configuración mecánica	Conductor	Conducido	Fijo
Planetaria	Sol	Porta-satélites	Anillo
Estrella	Sol	Anillo	Porta-satélites
Solar	Anillo	Porta-satélites	Sol

En este contexto, es necesario seleccionar la configuración que permita al tren de engranajes proporcionar el aumento de torque y la reducción de velocidad requeridos. Por ello, se revisaron las configuraciones mecánicas reportadas por diversos autores en la literatura especializada. Estas se presentan enumeradas en la Tabla 5.2.

Tabla 5.2. Configuraciones mecánicas de trenes de engranajes planetarios reportados en la literatura para aplicaciones IWM.

Autores	Conductor/Entrada	Conducido/Salida	Fijo
[10], [9], [14], [15], [18]	Sol	Porta-satélites	Anillo

Como puede observarse, en todos los trabajos revisados se emplea la misma asignación de funciones para los componentes: el engrane sol actúa como conductor, el porta-satélites como conducido y el anillo permanece fijo. Esta disposición corresponde a la configuración mecánica de tipo planetaria.

Asimismo, a partir del análisis del estado del arte, se identificaron las principales características de las tres configuraciones mecánicas posibles. Estas se ilustran en la Figura 5.1, mediante un diagrama descriptivo de los sistemas de transmisión por engranajes planetarios o epicicloidaes, utilizados en aplicaciones IWM para vehículos eléctricos tipo FSAE.

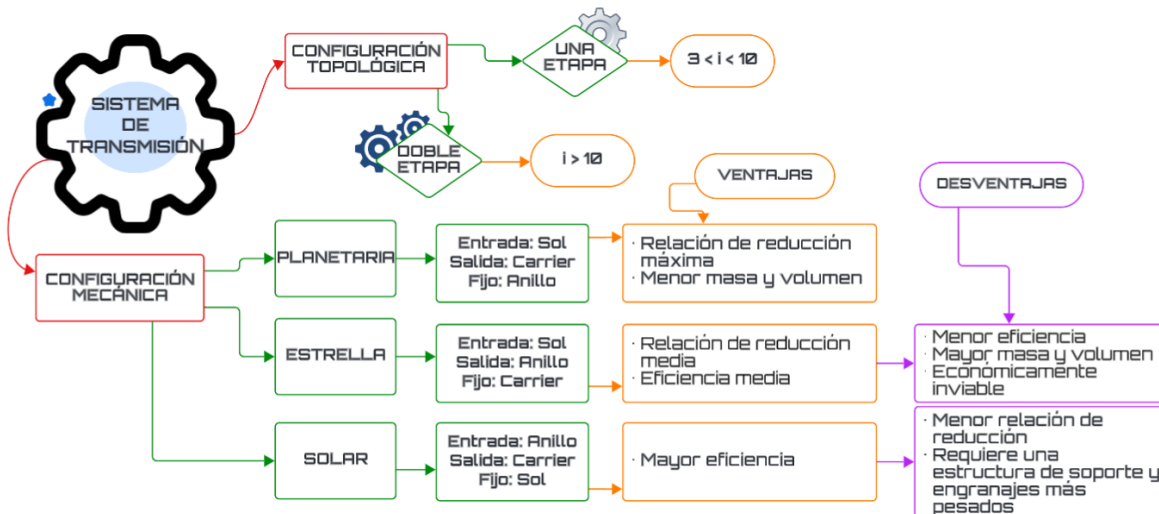


Figura 5.1. Diagrama descriptivo de un sistema de transmisión de engranajes planetarios para aplicaciones IWM.

Con el fin de verificar y evaluar el comportamiento de cada una de estas disposiciones mecánicas posibles, se desarrolló un modelo CAD 3D de un sistema de engranajes planetarios con una relación de transmisión ($i = 3$), basado en el diseño propuesto por Patel *et al.* [16] y posteriormente se llevó a cabo un análisis cinemático. Ambas actividades se realizaron utilizando el software de SolidWorks.

El análisis cinemático se desarrolló aplicando cada tipo de configuración mecánica con el objetivo de identificar aquella que ofreciera el comportamiento más adecuado en términos de incremento de torque y reducción de velocidad del motor. En la Figura 5.2 se presenta el modelo tridimensional del sistema de engranajes empleado, en la cual cada componente se señala y se muestra con un color diferente.

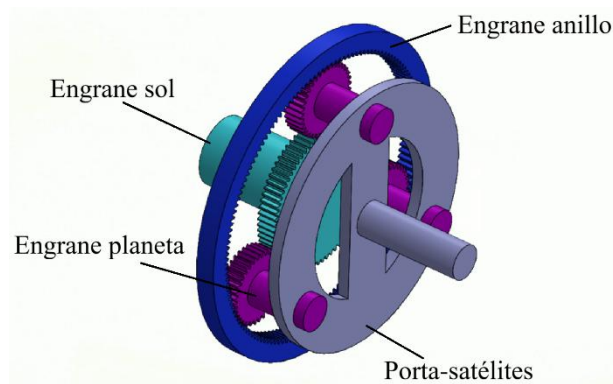


Figura 5.2. Modelo CAD 3D del tren de engranajes planetarios sometido a análisis cinemático.

Siguiendo este orden de ideas, los análisis cinemáticos se realizaron considerando las tres configuraciones mecánicas vistas en la Figura 5.1: planetaria, solar y estrella. Para cada caso, se obtuvieron las gráficas de velocidad angular (RPM) y momento angular ($\text{kg}\cdot\text{m}^2/\text{s}$) en las entradas y salidas del sistema. Posteriormente, se compararon los comportamientos obtenidos y se identificó la configuración más adecuada para la aplicación de este trabajo.

Para esto, fue necesario definir una velocidad angular de entrada. En este estudio, se estableció un perfil de velocidad que simula el comportamiento real de un modelo de los motores de Plettenberg, el cual alcanza una velocidad de 8,000 RPM en aproximadamente 1.3 segundos [48].

Cabe destacar que se tomó en cuenta el momento angular, ya que no fue posible obtener gráficas de torque de entrada y salida. Sin embargo, como el momento angular está directamente relacionado con el torque, se contempla que, si este parámetro es mayor, entonces el torque también lo es y viceversa. Las Figuras 5.3 y 5.4 presentan las gráficas correspondientes a las configuraciones de tipo planetaria y solar, respectivamente.

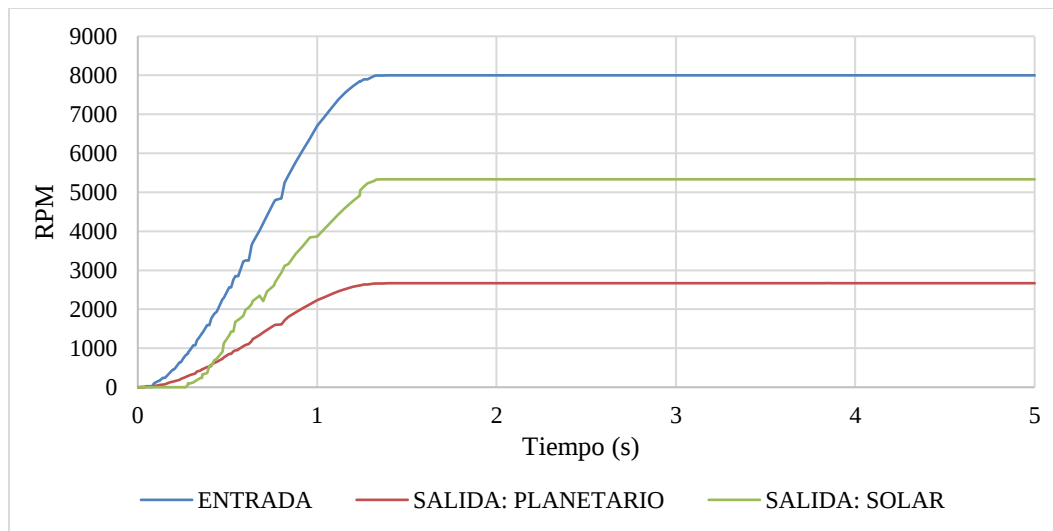


Figura 5.3. Velocidad angular de entrada vs salida para las configuraciones planetaria y solar.

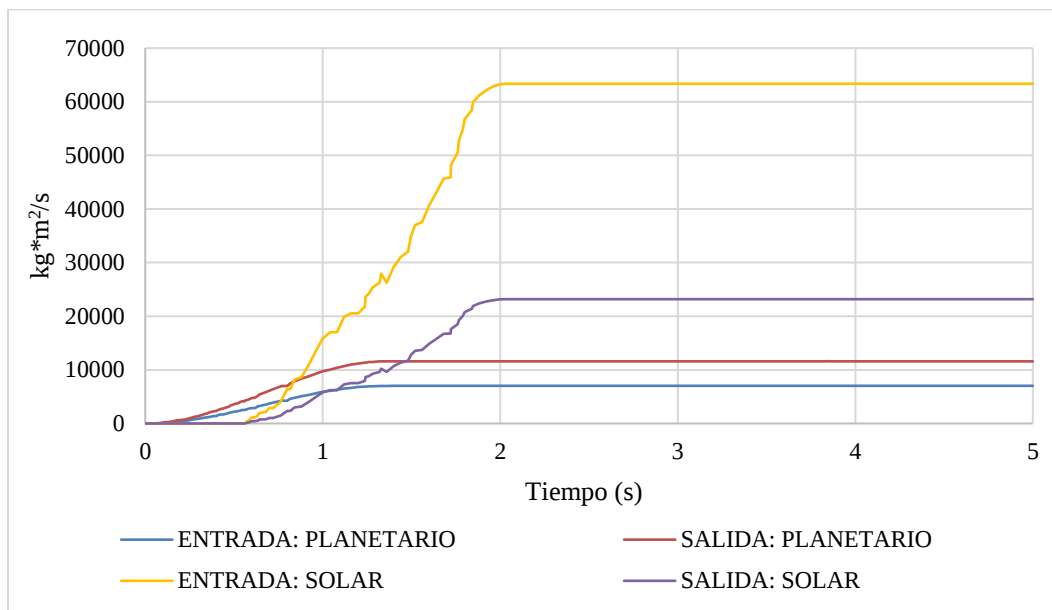


Figura 5.4. Momento angular de entrada vs salida para las configuraciones planetaria y solar.

En la gráfica presentada en la Figura 5.3 se observa que ambas configuraciones mecánicas, planetaria y solar, permitieron la reducción de velocidad. La curva azul representa la velocidad de entrada al sistema, mientras que las curvas roja y verde corresponden a las velocidades de salida de las configuraciones planetaria y solar, respectivamente.

Sin embargo, se aprecia que la disposición de los componentes en la configuración de tipo planetaria proporcionó una mayor reducción de velocidad y en proporción a la relación de transmisión en comparación con la configuración solar. Esta diferencia, aunque técnica y cuantificable, no representó un factor decisivo en la elección final de la configuración, al menos en esta etapa del análisis.

En la gráfica mostrada en la Figura 5.4 se observa una respuesta diferente. El momento angular de la entrada, representado por la curva azul, y la salida, representada por la curva roja, corresponden a la configuración planetaria. Esta configuración incrementa el momento angular y, por ende, el torque.

Por otro lado, en la configuración solar, la entrada está indicada por la curva amarilla y la salida por la curva púrpura; en este caso, el momento angular disminuyó. Debido a esta característica, la configuración mecánica solar se descartó, ya que no es deseable reducir este parámetro para la aplicación considerada.

En las Figuras 5.5 y 5.6 se presentan las gráficas resultantes del análisis cinemático aplicado a una configuración mecánica de tipo estrella. En este caso, se observa una diferencia significativamente más marcada entre los valores de velocidad y momento angular en la entrada y salida del sistema.

Las curvas de salida presentaron valores negativos, lo que indica que el sentido de giro del motor se invierte al utilizar este tipo de configuración. Este comportamiento impediría que

el vehículo avance hacia adelante, además de que está prohibido que el vehículo se desplace en reversa durante las pruebas de la competencia FSAE. Por estas razones, la configuración de tipo estrella se descartó.

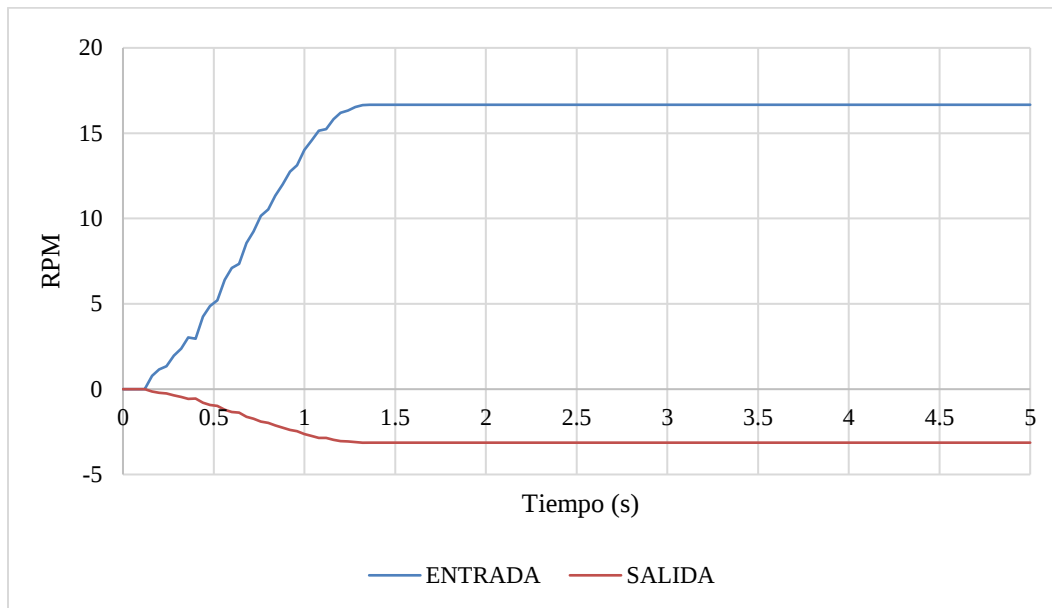


Figura 5.5. Gráfica de velocidad angular de entrada versus salida para la configuración estrella.

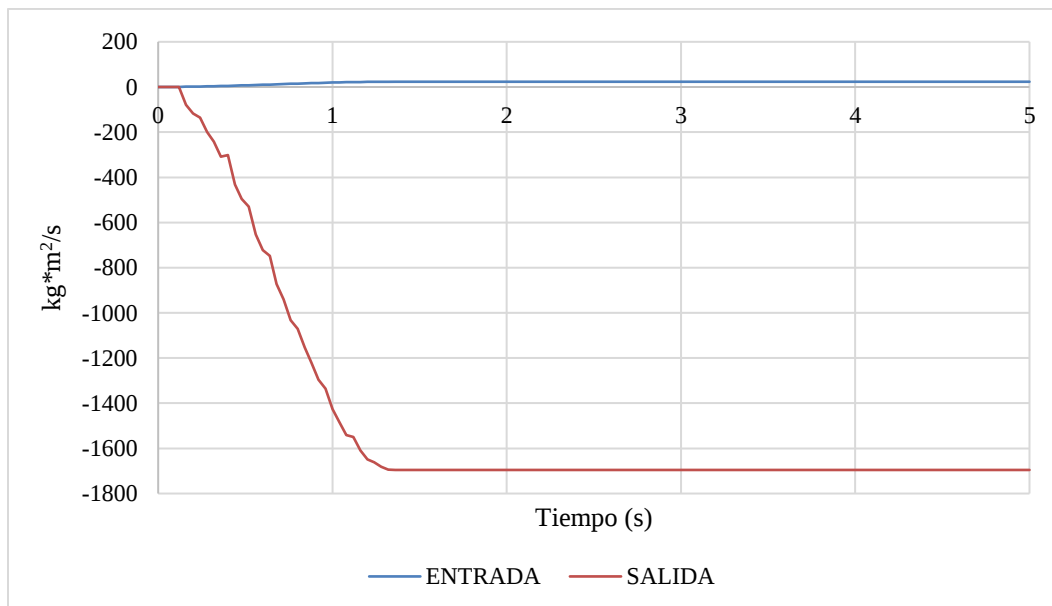


Figura 5.6. Gráfica de momento angular de entrada versus salida para la configuración estrella.

A partir de los análisis cinemáticos realizados, se concluyó que la configuración mecánica de tipo planetaria es la más adecuada para el sistema de engranajes planetarios propuesto, ya que cumplió con el comportamiento esperado: reducir la velocidad de acuerdo con la relación de transmisión y aumentar el torque. Por tanto, se asignó el engrane sol como entrada, al engrane anillo como fijo y al porta-satélites como salida del sistema.

Capítulo

6

Selección del material del sistema de transmisión

Para la selección de los materiales del sistema de transmisión, se tomaron como referencia únicamente aquellos utilizados en los componentes mecánicos de cajas de transmisión reportados en la literatura especializada. Los elementos considerados en este análisis son los engranes, los ejes, la carcasa y el porta-satélites.

En la Tabla 6.1 se presenta una recopilación de los materiales empleados en estos componentes según los estudios realizados.

Tabla 6.1. Materiales utilizados en los componentes mecánicos de cajas de transmisión reportados en la literatura.

Autores	Engranes	Ejes	Carcasa	Porta-satélites
[9]	16MnCr5	/	/	Aluminio 7075-T6
[10]	20NiCrMoS2-2	EN 36	Aluminio 6061-T6	EN 36
[15]	EN 36	/	/	/
[16]	18CrNiMo7-6	AISI 4340	Aluminio 6061-T6	/
[18]	20NiCrMoS2-2	/	Aluminio 7075-T6	Aluminio 7075-T6

Asimismo, se evaluaron algunas de las propiedades mecánicas de los materiales recopilados, las cuales se presentan a continuación, en la Tabla 6.2. Es importante señalar que el acero EN 36 no se consideró en esta evaluación debido a la limitada disponibilidad de información relacionada con sus propiedades mecánicas.

Tabla 6.2. Propiedades de los materiales evaluados según la literatura.

Material	Densidad (kg/m ³)	Módulo elástico de Young (GPa)	Resistencia a la fluencia (MPa)	Resistencia última a la tensión (MPa)	Relación de Poisson
20NiCrMoS2-2 [10]	7,800	210	590.59	510-1,460	0.3
16MnCr5 [49]	7,850	200	590	780-1,080	0.29
18CrNiMo7-6 [50]	7,800	210	>=780	1,080-1,320	0.3
AISI 4340 [21]	7,850	200	710	1,110	0.29
Aluminio 7075-T6 [51]	2,810	71.7	503	572	0.33
Aluminio 6061-T6 [21]	2,700	68.9	276	310	0.33

Con base en la información presentada en la Tabla 6.1, los materiales que se han utilizado para la fabricación de los ejes son la aleación de acero AISI 4340 [16] y el acero EN 36 [10]. No obstante, por la falta de datos técnicos suficientes del acero EN 36, se seleccionó el AISI 4340 por ser la única opción restante. Asimismo, fue el caso con el material para el porta-satélites, para el cual se eligió la aleación de aluminio 7075-T6.

En cuanto al material de la carcasa, se optó por la aleación de aluminio 6061-T6. La elección de este aluminio sobre el 7075-T6 para este componente responde al objetivo de reducir la masa no suspendida del sistema, ya que presenta una menor densidad, lo que lo hace más adecuado para esta aplicación en términos de eficiencia y desempeño dinámico.

Finalmente, el material seleccionado para los engranes es el acero de cementación 18CrNiMo7-6, debido a que presenta una menor densidad y mayores valores de resistencia a la fluencia y resistencia última a la tensión en comparación con los aceros 20NiCrMoS2-2 y 16MnCr5, como se observa en la Tabla 6.2. Estas propiedades permiten anticipar un mejor desempeño mecánico y una mayor resistencia a la fatiga en condiciones de carga, lo cual es fundamental para la fiabilidad del sistema de transmisión.

En conclusión, la selección final de materiales para los componentes mecánicos del sistema de transmisión propuesto se resume en la Tabla 6.3. Con el fin de mantener la coherencia en la documentación técnica, se han adoptado las designaciones de los materiales conforme a la norma DIN por haber sido muy utilizada en la literatura consultada para la realización de este trabajo.

Tabla 6.3. Materiales seleccionados para los componentes mecánicos del sistema de transmisión propuesto.

Componente	Material seleccionado	Material bajo la norma DIN
Engranes	18CrNiMo7-6	DIN 1.6587
Ejes	AISI 4340	DIN 1.6565
Porta-satélites	Al 7075-T6	DIN 3.4365
Carcasa	Al 6061-T6	/

Capítulo

7

Diseño de detalle de los engranes del sistema de transmisión

7.1. Dimensionamiento de los engranes planetarios

El dimensionamiento y diseño de los engranes se desarrolló con base en los métodos descritos en los estudios de Daled y Schoenaers [9], Patel *et al.* [16] y Rohithraj y Sundar [18], los cuales se fundamentaron en las directrices y recomendaciones establecidas por la normativa AGMA para engranajes industriales.

En primera instancia, se estableció un módulo (M) de 2 mm. Posteriormente, se definió el número de dientes del engrane sol (Z_s) como 17, valor considerado como el mínimo para evitar el fenómeno conocido como “socavado de los dientes” [9]. Este fenómeno ocurre cuando las curvaturas de los dientes de los engranes no son tangentes entre sí, sino que se intersecan, lo cual compromete la integridad del contacto y puede generar fallas prematuras [52].

A partir de este valor inicial, se procedió al cálculo del número de dientes del engrane anillo (Z_r) y de los engranes planeta (Z_p), siguiendo este orden. Para determinar el número de dientes del engrane anillo, se utilizó la ecuación:

$$Z_r = (i - 1) * Z_s \quad (7.1)$$

Sustituyendo los valores de la ecuación anterior, se obtiene que el número de dientes del engrane anillo es $Z_r = 67$. Una vez definidos los números de dientes del engrane sol y el engrane anillo, se procedió a calcular el número de dientes de los engranes planeta (Z_p) utilizando la ecuación (7.2):

$$Z_p = \frac{Z_r - Z_s}{2} \quad (7.2)$$

De esta forma, se determinó que los engranes planeta deben tener 25 dientes ($Z_p = 25$).

Adicionalmente, se definieron otras características geométricas del sistema de engranajes. La anchura de los engranes se estableció en 12 mm, valor mínimo reportado en la literatura para aplicaciones similares [15].

En cuanto al ángulo de presión, se seleccionó un valor de 20° , ya que proporciona un equilibrio adecuado entre resistencia y suavidad en la transmisión. Este valor es ampliamente utilizado en diseños actuales debido a que minimiza el debilitamiento en la base del diente, reduciendo así el riesgo de fractura por cargas repetidas [53].

Posteriormente, se realizaron los cálculos correspondientes para obtener los parámetros fundamentales de diseño de los engranes, los cuales incluyen:

- Diámetro primitivo (circunferencia primitiva)
- Altura de la cabeza (addendum)
- Altura del pie (dedendum)
- Altura total del diente
- Paso diametral
- Paso circular
- Espesor del diente
- Radio de entalle

La Figura 7.1 ilustra las principales partes que componen un engrane, proporcionando una representación visual clara de la estructura y diseño. Esta imagen permite comprender mejor la función de cada parámetro geométrico en el contexto del engranaje.

Por su parte, la Tabla 7.1 presenta un resumen de las ecuaciones utilizadas y los valores calculados para cada uno de los parámetros fundamentales del diseño de los engranes planetarios propuestos.

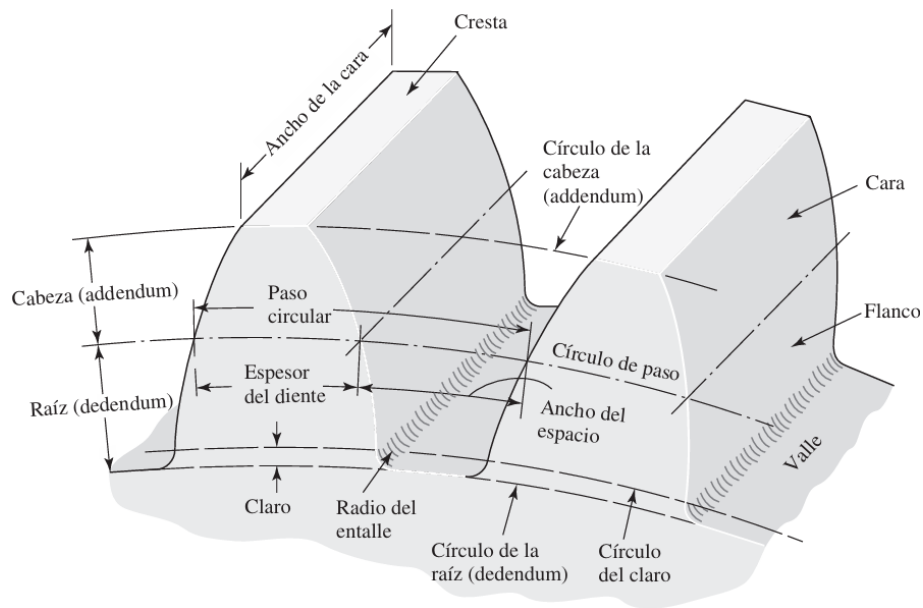


Figura 7.1. Terminología de un engrane recto [53].

Tabla 7.1. Dimensiones de los engranes utilizados en el sistema de transmisión propuesto.

Parámetro	Símbolo	Ecuación	Valor
Módulo	M	Parámetro establecido	2 mm
No. de dientes del engrane sol	Z_s	Parámetro establecido	17
No. de dientes de los engranes planeta	Z_p	$Z_p = (Z_r - Z_s)/2$	25
No. de dientes del engrane anillo	Z_r	$Z_r = (i - 1) * Z_s$	67
Diámetro del engrane sol	D_s	$D_s = M * Z_s$	34 mm
Diámetro de los engranes planeta	D_p	$D_p = M * Z_p$	50 mm
Diámetro del engrane anillo	D_r	$D_r = M * Z_r$	134 mm
Anchura	b	Parámetro establecido	12 mm
Cabeza del diente	A	$A = M$	2 mm
Pie del diente	De	$De = 1.25M$	2.5 mm
Altura del diente	h	$h = A + De$	4.5 mm
Paso diametral	Pd	$Pd = Z_s/D_s$	0.5 mm
Paso circular	Pc	$Pc = \pi M$	6.238 mm
Espesor del diente	S	$S = Pc(19/40)$	2.985 mm
Radio de entalle	R	$R = Pc/12$	0.52 mm

7.2. Ecuación de Lewis

Con el objetivo de validar el diseño de los engranes en términos de resistencia y durabilidad, es posible realizar cálculos manuales que consideren factores de desgaste y vida útil mediante

la combinación de ecuaciones clásicas, como las de Lewis y Buckingham. Este procedimiento es conocido como diseño de engranes rectos.

Diversos estudios, como los realizados por Gupta *et al.* [22], White *et al.* [15], Patel *et al.* [16] y Kishore *et al.* [23], emplearon esta metodología, cuyas directrices han sido adoptadas en el presente trabajo. Estos enfoques resultan fundamentales para prevenir fallas en los dientes del engranaje, asegurando así un funcionamiento confiable del sistema de transmisión.

La ecuación de Lewis se utiliza principalmente para determinar la anchura (también llamada espesor) de los dientes del engranaje, y se expresa de la siguiente manera:

$$F_T = \sigma_w * Pc * y_p * b \quad (7.3)$$

Donde F_T representa la carga tangencial, σ_w es el esfuerzo admisible o esfuerzo de diseño, Pc corresponde al paso circular, y_p es el factor de forma y b es la anchura del engranaje.

Es importante destacar que la ecuación de Lewis debe aplicarse únicamente al engrane considerado más débil del sistema. Cuando los engranes están fabricados con el mismo material, el componente más vulnerable suele ser el piñón. En el presente diseño, dado que se ha asumido que todos los engranes del sistema planetario están contruidos con el mismo material, la ecuación de Lewis se aplicó específicamente al engrane sol. Esta elección garantiza que se contempla adecuadamente la resistencia del componente crítico, contribuyendo a evitar posibles fallas estructurales durante la operación.

La carga tangencial (F_T) representa la fuerza responsable de transmitir la potencia en un sistema de engranajes. Esta puede calcularse mediante la ecuación:

$$F_T = \frac{P_t}{v} \quad (7.4)$$

Donde P_t es la potencia transmitida [W] y v es la velocidad de la línea de paso [m/s]. La potencia transmitida (P_t) se determinó con la siguiente expresión:

$$P_T = \frac{\omega_{motor} * \tau_{motor}}{n_{planetas}} \quad (7.5)$$

Donde $n_{planetas}$ es el número de engranes planeta en el tren planetario. La ecuación (7.5) describe que se reparte de forma equitativa la potencia generada por el motor entre los engranes planeta, asumiendo una distribución simétrica de carga.

En el presente diseño se consideran tres engranes planeta ($n_p = 3$), ya que un sistema planetario con únicamente dos planetas tiende a presentar problemas de desalineación con

mayor facilidad. Por otro lado, la inclusión de cuatro o más engranes planeta puede verse restringida por el espacio disponible entre el engrane sol y el engrane anillo [54].

En particular, dado que en el diseño propuesto se planteó utilizar engranes planeta de mayor diámetro que el engrane sol, se determinó que el uso de tres planetas representa la mejor opción en términos de estabilidad mecánica y viabilidad espacial.

Por su parte, la velocidad de la línea de paso (v) corresponde a la velocidad lineal en el punto de contacto entre dos engranes, es decir, donde se produce la transmisión de movimiento sin deslizamiento relativo. Este parámetro se calcula utilizando la siguiente ecuación:

$$v = \frac{\pi * D_s * N_s}{60} \quad (7.6)$$

Donde D_s es el diámetro primitivo del engrane sol y N_s es la velocidad del engrane sol. Dado que este engrane actúa como elemento conductor del sistema planetario, se asume que gira a la misma velocidad que el motor. Por lo tanto, se establece que $N_s = 5,500$ RPM.

Al resolver las ecuaciones (7.4) a (7.6), se obtienen los valores correspondientes a la carga tangencial, la potencia transmitida y la velocidad de línea de paso, los cuales se presentan en la Tabla 7.2.

Tabla 7.2. Valores calculados de la carga tangencial, la potencia transmitida y la velocidad de la línea de paso.

Parámetro	Símbolo	Valor
Velocidad de la línea de paso	v	9.79 m/s
Potencia transmitida	P_t	10,751.22 W
Carga tangencial	F_T	1,098.04 N

Continuando con el procedimiento, el factor de forma (y_p) se calcula mediante la ecuación (7.7), válida para engranajes con un ángulo de presión de 20° .

$$y_p = 0.15 - \frac{0.912}{Z_s} \quad (7.7)$$

Posteriormente, se determina el esfuerzo admisible (σ_w) utilizando la ecuación de Lewis (7.3). Los resultados obtenidos se presentan en la Tabla 7.3.

Adicionalmente, el esfuerzo permisible también puede calcularse mediante la siguiente expresión:

$$\sigma_w = \sigma_d * C_v \quad (7.8)$$

Donde σ_d es el esfuerzo estático admisible y C_v es el coeficiente de velocidad. El esfuerzo estático admisible (σ_d) se define según la ecuación (7.9).

$$\sigma_d = \frac{\sigma_u}{F.S.} \quad (7.9)$$

Donde σ_u es la resistencia última a la tensión del material seleccionado para los engranajes y $F.S.$, es el factor de seguridad.

Para este diseño, se ha asignado como material del engranaje el acero estándar DIN 1.6587, cuyo valor de σ_u es de 1,200 MPa [16].

Por otra parte, el coeficiente de velocidad (C_v) se determina en función de la velocidad de la línea de paso (v). Para engranajes que operan a velocidades de hasta 20 m/s [23], se emplea la siguiente ecuación:

$$C_v = \frac{3}{3 + 4(v^{0.5})} \quad (7.10)$$

La importancia de la ecuación de Lewis radica en su capacidad para estimar adecuadamente la anchura (b), una variable crítica en el diseño mecánico. Como se observa en la ecuación (7.9), el factor de seguridad ($F.S.$) está directamente influenciado por el valor de la resistencia a la fluencia y este, a su vez, depende de parámetros como σ_w , que se ven afectados por b .

En este contexto, un aumento en la anchura del engranaje (b) conduce a una disminución del esfuerzo por unidad de área, lo que se traduce en un mayor factor de seguridad. Por lo tanto, la selección adecuada de (b) es fundamental para garantizar la resistencia y confiabilidad del sistema de transmisión.

En este caso, una anchura de 12 mm resultó en un factor de seguridad ($F.S.$) de 1.6, valor superior al mínimo recomendado de 1.5 [9]. Con el objetivo de reducir la masa del engranaje, se consideró una segunda alternativa utilizando las ecuaciones previamente presentadas, con una anchura (b) de 11 mm. No obstante, dicha reducción condujo a un factor de seguridad inferior al valor mínimo aceptable.

Por esta razón, se mantuvo la anchura inicial de 12 mm, lo cual garantiza un compromiso adecuado entre la ligereza y seguridad estructural, cumpliendo con los criterios establecidos para el diseño mecánico.

Los valores calculados para todos los parámetros involucrados en el procedimiento, con base en la ecuación de Lewis, se presentan a continuación en la Tabla 7.3.

Tabla 7.3. Parámetros calculados a partir de la ecuación de Lewis.

Parámetro	Símbolo	Valor
Esfuerzo admisible	σ_w	145.12 MPa
Esfuerzo estático admisible	σ_d	750.58 MPa
Resistencia última a la tensión	σ_u	1,200 MPa
Coeficiente de velocidad	C_v	0.19
Factor de forma	y_p	0.1004
Factor de seguridad	$F.S.$	1.6
Anchura de los engranes	b	12

7.3. Carga estática en el diente

Como siguiente paso del procedimiento, se determinó el valor de la carga estática en el diente (F_s). Este parámetro representa la máxima carga tangencial que un diente puede soportar sin presentar fallas estructurales.

La carga estática del diente se calcula utilizando la ecuación (7.11):

$$F_s = \sigma_d * P_c * y_p * b \quad (7.11)$$

El resultado de (F_s) se anexa en la Tabla 7.4.

7.4. Carga de desgaste en el diente

Posteriormente, se calculó la carga de desgaste (F_w), la cual representa la carga tangencial máxima que puede soportar un diente sin que se produzca falla por picadura. Este tipo de falla se caracteriza por la aparición de corrosión localizada o de pequeñas picaduras en la superficie de contacto de los dientes del engranaje, producto de la fatiga superficial y la presión de contacto repetitiva [55].

La carga de desgaste se determina mediante la siguiente ecuación:

$$F_w = D_s * b * Q * k \quad (7.12)$$

Donde Q es el factor de relación de velocidad y k es el factor de combinación (que depende del material de los engranajes y las condiciones de operación). Para engranajes externos, el factor de relación de velocidad (Q) se calcula con la siguiente expresión [23]:

$$Q = \frac{2i}{i + 1} \quad (7.13)$$

Por otro lado, el factor de combinación (k) fue calculado utilizando la siguiente expresión:

$$k = \frac{(\sigma_e^2)(\sin 20^\circ)}{1.4} * \left(\frac{1}{E_s} + \frac{1}{E_p} \right) \quad (7.14)$$

Donde σ_e es el límite de resistencia a la fatiga superficial del material empleado para los engranes, cuyo valor es $\sigma_e = 1,500$ MPa [16], E_s y E_p son los módulos de elasticidad (módulos de Young) correspondientes a los materiales del engrane sol y de los planetas, respectivamente. En este caso, ambos tienen un valor de $E_s = E_p = 210$ GPa.

A partir de la resolución de las ecuaciones (7.11) a (7.14), se obtuvieron los valores que se muestran en la Tabla 7.4. Estos resultados son fundamentales para evaluar la resistencia de los engranes frente al desgaste y garantizar un diseño mecánico robusto y eficiente.

Tabla 7.4. Parámetros calculados a partir de las ecuaciones de carga estática y carga por desgaste en el diente.

Parámetro	Símbolo	Valor
Carga estática	F_s	5,679.21 N
Carga de desgaste	F_w	3,547.73 N
Factor de relación de velocidad	Q	1.66
Factor de combinación	k	5.24
Límite de resistencia de la superficie	σ_e	1,500 MPa
Módulo de Young del material para el engrane sol	E_s	210 GPa
Módulo de Young del material para el engrane planeta	E_p	210 GPa

7.5. Carga dinámica en el diente

La carga dinámica (F_d) corresponde a la suma de la carga tangencial (F_T) y la carga dinámica inducida (F_i), la cual se genera durante la interacción dinámica entre los dientes de los engranes. Esta carga se calcula mediante la siguiente expresión:

$$F_d = F_T + F_i \quad (7.15)$$

La carga dinámica inducida (F_i) se determina utilizando la ecuación (10.16), la cual considera las imperfecciones geométricas, las tolerancias de fabricación y los efectos de inercia presentes durante el funcionamiento del sistema.

$$F_i = \frac{21v(bc + F_T)}{21v + \sqrt{bc + F_T}} \quad (7.16)$$

Donde c representa el factor de deformación o factor dinámico. Este parámetro se calcula mediante la ecuación (7.17).

$$c = \frac{k_2 * e}{\frac{1}{E_s} + \frac{1}{E_p}} \quad (7.17)$$

Donde k_2 es el factor de forma del diente, cuyo valor depende del ángulo de presión. Para engranajes con un ángulo de presión de 20° , se adopta un valor de $k_2 = 0.111$.

Por otra parte, (e) es la suma de errores del engranado entre los dientes en contacto, también conocida como suma de error de paso. Este valor representa la acumulación de las desviaciones geométricas entre los dientes del engrane sol y los dientes del engrane planeta. La relación entre estos parámetros se expresa en la siguiente ecuación:

$$e = e_s + e_p \quad (7.18)$$

El error de paso del engrane sol (e_s) y el del planeta (e_p) se determinan aplicando las ecuaciones (7.19) y (7.20), respectivamente.

$$e_s = 32 + 2.5\phi_s \quad (7.19)$$

Donde ϕ_s es el factor de tolerancia para el engrane sol. Este se obtiene utilizando la ecuación (7.21).

$$e_p = 32 + 2.5\phi_p \quad (7.20)$$

Donde ϕ_p es el factor de tolerancia para el engrane planeta. Dicho parámetro se calcula mediante la ecuación (7.22).

$$\phi_s = M + 0.25\sqrt{D_s} \quad (7.21)$$

$$\phi_p = M + 0.25\sqrt{D_p} \quad (7.22)$$

Los valores obtenidos a partir de las ecuaciones (7.15) a (7.22) se presentan en la Tabla 7.5. Estos resultados son fundamentales para analizar el comportamiento del sistema de engranajes bajo condiciones dinámicas, permitiendo identificar posibles riesgos de fallo por sobrecarga o resonancia. Asimismo, contribuyen a validar la integridad del diseño y asegurar un funcionamiento confiable y seguro del mecanismo.

Tabla 7.5. Parámetros calculados a partir de la ecuación de carga dinámica del diente.

Parámetro	Símbolo	Valor
Carga dinámica	F_d	2,052.87 N
Carga dinámica inducida	F_i	954.83 N
Factor de deformación	c	956.45 Nmm ²
Suma de los errores de paso	e	0.08 mm
Error de paso del engrane sol	e_s	40.64 μ m
Error de paso del engrane planeta	e_p	41.42 μ m
Factor de tolerancia del engrane sol	ϕ_s	3.46
Factor de tolerancia del engrane planeta	ϕ_p	3.77

7.6. Criterios para un diseño seguro de los engranes

Los cálculos de las cargas actuantes en los dientes de los engranes se realizaron con el objetivo de evaluar la resistencia mecánica y garantizar la seguridad del diseño frente a posibles fallas, ya sea por fractura o desgaste prematuro. Para que un diseño sea considerado como seguro, deben cumplirse las siguientes condiciones fundamentales:

- La carga estática (F_s) debe ser, al menos, 1.5 veces mayor que la carga dinámica (F_d) aplicada sobre el diente del engranaje.
- La carga de desgaste diente (F_w) debe ser mayor que la carga dinámica (F_d) que actúa sobre el diente del engrane durante su funcionamiento.

En el caso del presente diseño, ambas condiciones se satisfacen, lo cual permite clasificar el sistema de engranajes como seguro desde un punto de vista estructural y funcional. Los valores calculados de las cargas involucradas se presentan en la Tabla 7.6 y sirven como referencia para validar el cumplimiento de los criterios de diseño.

Tabla 7.6. Parámetros de cargas actuantes en los dientes del engranaje propuesto.

Parámetro	Símbolo	Valor
Carga estática	F_s	5,679.21 N
Carga de desgaste	F_w	3,547.73 N
Carga dinámica	F_d	2,052.87 N

Capítulo

8

Generación del modelo geométrico CAD 3D del sistema de transmisión

Una vez validado que el diseño de los engranes cumple con los criterios de seguridad establecidos, se procedió a determinar una característica geométrica adicional necesaria para el desarrollo de los modelos CAD 3D y para el ensamblaje del tren de potencia. Este parámetro corresponde a los diámetros nominales de los ejes.

El diámetro nominal del eje de un engrane se define como el diámetro interior, es decir, el orificio a través del cual se insertan los ejes que permiten su rotación. Para determinar este parámetro, se realizaron los cálculos que permitieron establecer los diámetros mínimos requeridos para los ejes. Este diámetro es crucial, ya que define el tamaño interno de los engranes, lo que tiene un impacto directo en el rendimiento y la eficiencia global del sistema.

8.1. Diseño de los ejes

Para el tren de engranajes propuesto, se requiere un eje de entrada, tres ejes para los engranes planeta y un eje de salida. El eje de entrada establece la conexión entre la salida del motor y el engrane sol. Por su parte, los ejes de los engranes planeta permiten su fijación al porta-satélites, el cual incorpora el eje de salida. Este último se encarga de transmitir el movimiento desde la caja de engranajes hasta el cubo de la rueda del vehículo.

El diseño de los ejes se basa en la determinación de su diámetro mínimo necesario para garantizar su resistencia y funcionalidad. La metodología empleada en este trabajo sigue los enfoques propuestos por Patel *et al.* [16] y Kishore *et al.* [23], los cuales consideran criterios de carga, esfuerzos mecánicos y condiciones de operación típicas en sistemas de transmisión.

El primer paso en el diseño de los ejes consistió en determinar la fuerza tangencial (F_T) a partir del torque y el radio de los engranajes. Este proceso se aplica tanto al eje de entrada del engrane sol ($F_{T.in}$), como a los engranes planeta (F_T) y al porta-satélites ($F_{T.out}$). Las expresiones correspondientes se presentan en las ecuaciones (8.1), (7.5) y (8.2), respectivamente:

$$F_{T.in} = \frac{\tau_{motor}}{r_s} \quad (8.1)$$

$$F_{T.out} = \frac{\tau_{out}}{r_{out}} \quad (8.2)$$

Donde r_s representa el radio del engrane sol y r_{out} corresponde a la suma de los radios del engrane sol y del engrane planeta.

Posteriormente, se calcularon los torques en el engrane planeta (τ_p) y en el porta-satélites (τ_{out}), siendo este último ya determinado mediante la ecuación (4.6). El torque en el engrane planeta (τ_p), se define mediante la siguiente expresión.

$$\tau_p = F_T * r_p \quad (8.3)$$

Donde r_p corresponde al radio del engrane planeta.

Posteriormente, se procedió al cálculo de la carga normal (F_n), necesaria para el diseño de cada uno de los tres ejes requeridos. Este parámetro se determina mediante las ecuaciones (8.4) a (8.6), aplicadas al eje de entrada ($F_{n.in}$), al eje del engrane planeta ($F_{n.p}$) y al eje de salida ($F_{n.out}$), respectivamente.

$$F_{n.in} = \frac{F_{T.in}}{\cos \alpha} \quad (8.4)$$

$$F_{n.p} = \frac{F_T}{\cos \alpha} \quad (8.5)$$

$$F_{n.out} = \frac{F_{T.out}}{\cos \alpha} \quad (8.6)$$

Donde α es el ángulo de presión definido para el diseño de los engranajes.

Una vez obtenidas las cargas tangenciales y normales, se procedió al cálculo del momento flector en los ejes (M_b), aplicando las ecuaciones (8.7) a (8.9) para el eje de entrada ($M_{b.in}$), el eje planetario ($M_{b.p}$) y el eje de salida ($M_{b.out}$), respectivamente.

$$M_{b.in} = F_{n.in} * L_{in} \quad (8.7)$$

$$M_{b.p} = F_{n.p} * L_p \quad (8.8)$$

$$M_{b.out} = F_{n.out} * L_{out} \quad (8.9)$$

Donde L_{in} , L_p y L_{out} representan las longitudes del eje de entrada, del eje planetario y del eje de salida, respectivamente. Estos valores deben definirse previamente con base en las restricciones geométricas del sistema.

A continuación, se calculó el torque equivalente (T_{eq}) para cada uno de los ejes, utilizando las ecuaciones (8.10) para el eje de entrada ($T_{eq.in}$), (8.11) para el eje del engrane planeta ($T_{eq.p}$) y (8.12) para el eje de salida ($T_{eq.out}$).

$$T_{eq.in} = \sqrt{(k_b M_{b.in})^2 + (k_t \tau_{motor})^2} \quad (8.10)$$

$$T_{eq.p} = \sqrt{(k_b M_{b.p})^2 + (k_t \tau_p)^2} \quad (8.11)$$

$$T_{eq.out} = \sqrt{(k_b M_{b.out})^2 + (k_t \tau_{out})^2} \quad (8.12)$$

Donde k_b y k_t son los factores combinados de choque y fatiga asociados al momento flector y al momento de torsión, con valores de 2 y 1.5, respectivamente [47].

Finalmente, a partir de los valores obtenidos del torque equivalente, se procede a calcular los diámetros requeridos para cada uno de los ejes. Este cálculo se realiza utilizando las ecuaciones (8.13) para el eje de entrada (d_{in}), (8.14) para el eje del planetario (d_p) y (8.15) para el eje de salida (d_{out}).

$$T_{eq.in} = \frac{\pi * \tau_c * d_{in}^3}{16} \quad (8.13)$$

$$T_{eq.p} = \frac{\pi * \tau_c * d_p^3}{16} \quad (8.14)$$

$$T_{eq.out} = \frac{\pi * \tau_c * d_{out}^3}{16} \quad (8.15)$$

Donde τ_c es el esfuerzo cortante del material considerado para la manufactura de los ejes. Este parámetro se define utilizando la siguiente ecuación:

$$\tau_c = 0.57\sigma_y \quad (8.16)$$

Donde σ_y representa la resistencia a la fluencia del material seleccionado para los ejes, cuyo valor es $\sigma_y = 710$ MPa, como se muestra en la Tabla 6.2. Los resultados obtenidos a partir de los cálculos previamente descritos, correspondientes a los diámetros mínimos requeridos de los tres ejes del sistema (entrada, planeta y salida), se resumen en la Tabla 8.1.

Tabla 8.1. Parámetros cargas actuantes en los dientes del engranaje propuesto.

Parámetro	Símbolo	Valor
Torque en el engrane planeta	τ_p	82.35 Nm
Torque de salida	τ_{out}	274.4 Nm
Radio del engrane sol	r_s	17 mm
Radio del engrane planeta	r_p	25 mm
Suma de los radios de los engranes sol y planeta	r_{out}	42 mm
Carga tangencial en el eje de entrada	$F_{T.in}$	3,294.118 N
Carga tangencial en el eje del engrane planeta	F_T	1,098.039 N
Carga tangencial en el eje de salida	$F_{T.out}$	6,533.33 N
Carga normal en el eje de entrada	$F_{n.in}$	3,505.527 N
Carga normal en el eje del engrane planeta	$F_{n.p}$	1,168.51 N
Carga normal en el eje de salida	$F_{n.out}$	6,952.628 N
Momento flector en el eje de entrada	$M_{b.in}$	157.749 Nm
Momento flector en el eje del engrane planeta	$M_{b.p}$	35.055 Nm
Momento flector en el eje de salida	$M_{b.out}$	625.737 Nm
Torque equivalente en el eje de entrada	$T_{eq.in}$	261.791 Nm
Torque equivalente en el eje del engrane planeta	$T_{eq.p}$	172.9 Nm
Torque equivalente en el eje de salida	$T_{eq.out}$	1,087.272 Nm
Esfuerzo cortante	τ_c	404.7 GPa
Diámetro mínimo del eje de entrada	d_{in}	15 mm
Diámetro mínimo del eje del engrane planeta	d_p	15 mm
Diámetro mínimo del eje de salida	d_{out}	25 mm
Longitud del eje de entrada	L_{in}	45 mm
Longitud del eje del engrane planeta	L_p	30 mm
Longitud del eje de salida	L_{out}	100 mm

Los parámetros previamente determinados representan los valores definitivos para el diseño estructural de los ejes del sistema de transmisión propuesto. Sin embargo, es importante destacar que la definición del diámetro no constituye el único factor por considerar para completar con el diseño de estos componentes. También deben contemplarse aspectos funcionales y de manufactura, como la incorporación de cuñeros y las ranuras para anillos de retención, elementos fundamentales para el correcto acoplamiento y funcionamiento del sistema. Estos elementos se abordan en el siguiente apartado.

8.2. Cuñas y cuñeros

Las cuñas son componentes, comúnmente fabricados de acero, que se emplean para asegurar la unión mecánica entre elementos como engranes, poleas y ruedas dentadas y un eje. Su función principal es permitir la transmisión de par torsional mediante una unión rígida entre el eje y el componente montado sobre él.

Estas piezas se alojan parcialmente en una ranura mecanizada en el eje y otra correspondiente en el cubo del elemento a montar. Ambas ranuras se denominan cuñeros y deben ser diseñadas con precisión para garantizar un ajuste seguro, sin provocar concentraciones excesivas de esfuerzo.

En la Figura 8.1 se muestra un esquema ilustrativo de un eje acoplado a un engrane mediante una cuña, donde se puede observar la disposición del cuñero en ambos elementos.

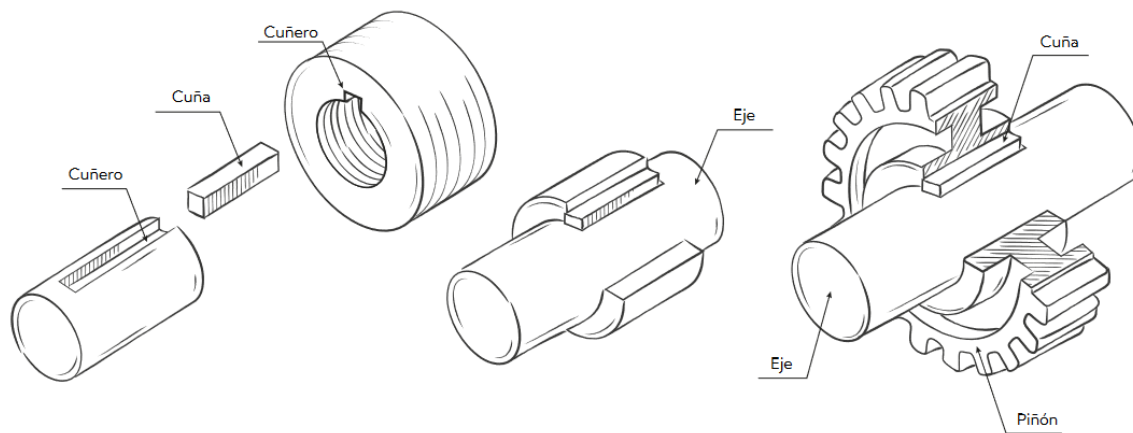


Figura 8.1. Esquema de ensamble de un eje acoplado a un engrane mediante una cuña y cuñero [57].

Para el sistema de transmisión propuesto, se requieren tres cuñas con sus respectivos cuñeros o alojamientos. La primera se localiza en el eje de entrada, permitiendo la fijación del engrane sol. La segunda se encuentra en uno de los extremos del eje de salida, con el propósito de acoplar el porta-satélites. La última cuña se localiza en el extremo opuesto del mismo eje, donde se realiza el ensamblaje con el cubo de la rueda, cuyo diseño de este componente se detalla en la Sección 8.12.

En cuanto al diseño de estos elementos, se utilizaron dimensiones estándar establecidas por la norma DIN 6885, aplicable a ejes con diámetros expresados en milímetros. Según esta norma, las dimensiones de las cuñas y los cuñeros se determinan en función del diámetro del

eje correspondiente. Los principales parámetros considerados son el ancho de la cuña (b_c) y las profundidades del cuñero (t_1 , t_2 y H) de ambos elementos, los cuales se ilustran esquemáticamente en la Figura 8.2.

Para la selección de las medidas bajo este estándar, se consultaron las especificaciones contenidas en la Tabla 8.2.

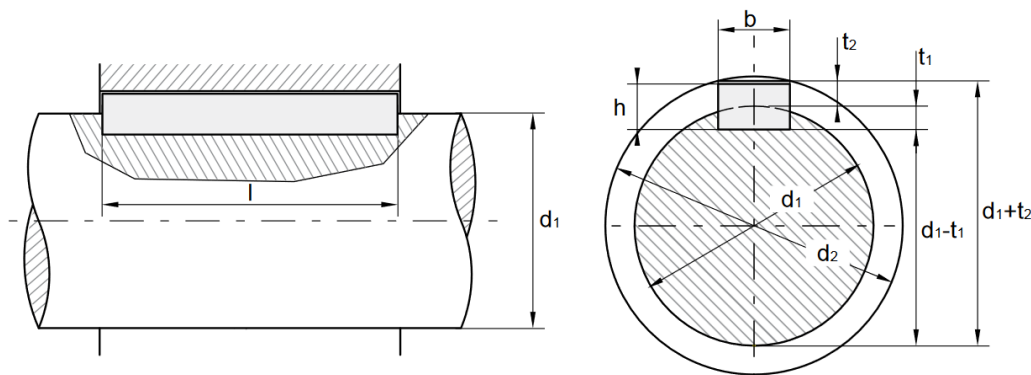


Figura 8.2. Nomenclatura para el diseño de cuñas y cuñeros [58].

Tabla 8.2. Medidas estándar DIN 6885 para cuñas y cuñeros milimétricos [58].

b			2	3	4	5		6		8		10	
h			2	3	4	3	5	4	6	5	7	6	8
d1	>		6	8	10	12	12	17	17	22	22	30	30
	≤		8	10	12	17	17	22	22	30	30	38	38
Chavetero del eje	b*	asiento fijo P9	2	3	4	5	5	6	6	8	8	10	10
		asiento ligero N9	2	3	4	5	5	6	6	8	8	10	10
	t1	con juego en el lomo o aprieto	1,2	1,8	2,5	1,9	3	2,5	3,5	3,1	4	3,7	5
		dif. adm.	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,2	+0,2	+0,2	+0,2
Chavetero del cubo	b*	asiento fijo P9	2	3	4	5	5	6	6	8	8	10	10
		asiento ligero JS9	2	3	4	5	5	6	6	8	8	10	10
	t2	con juego en el lomo	1	1,4	1,8	1,2	2,3	1,6	2,8	2	3,3	2,4	3,3
		dif. adm.	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2
		con aprieto	0,5	0,9	1,2	0,8	1,7	1,1	2,2	1,4	2,4	1,8	2,4
		dif. adm.	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1	+0,2	+0,1	+0,2

Dado que el diámetro del eje de entrada es de 15 mm, se seleccionaron las dimensiones recomendadas por la norma DIN 6885 para ejes con un diámetro en un intervalo de 12 a 17 mm. En el caso del eje de salida, cuyo diámetro se encuentra dentro del intervalo de 22 a 30 mm, se adoptaron las medidas correspondientes a ese intervalo, conforme a la misma norma.

En cuanto a las longitudes de las cuñas y sus respectivos cuñeros, estas se han definido en función de las características geométricas de los componentes acoplados a cada eje. Para el eje de entrada, la cuña y el cuñero deben tener una longitud de 12 mm, determinada por la anchura del engrane sol.

El eje de salida requiere dos conjuntos de cuña y cuñero:

- El primero, destinado al acoplamiento con el porta-satélites, debe tener una longitud de 10 mm, acorde con el ancho predefinido de dicho componente. El diseño detallado del porta-satélites se presenta en el apartado 8.3.
- El segundo, ubicado en el extremo opuesto del eje y destinado al ensamblaje con el cubo de la rueda, debe tener una longitud de 49 mm, correspondiente aproximadamente a la longitud del cubo.

Estas dimensiones aseguran un ajuste funcional y mecánicamente confiable entre los elementos acoplados, cumpliendo con los requisitos geométricos y de transmisión de par establecidos en el diseño del sistema.

Las tablas 8.3 y 8.4 presentan un resumen de las dimensiones de diseño correspondientes a las cuñas y cuñeros empleados en el sistema de transmisión propuesto. Estas se determinaron con base en las especificaciones de la norma DIN 6885 y en los requerimientos geométricos particulares de los componentes acoplados.

Tabla 8.3. Dimensiones milimétricas estándar de la cuña y el cuñero utilizados en el eje de entrada.

Parámetro	Símbolo	Valor
Anchura	b_c	5 mm
Altura del cuñero del eje	t_1	3 mm
Altura del cuñero del cubo	t_2	2.3 mm
Altura de la cuña	H	5 mm
Longitud del cuñero	$L_{cuñero}$	12 mm
Longitud de la cuña	$L_{cuña}$	7 mm

Tabla 8.4. Dimensiones correspondientes a las dos cuñas y los cuñeros del eje de salida.

Parámetro	Símbolo	Valor
Acoplamiento para el porta-satélites		
Anchura	b_c	8 mm
Altura del cuñero del eje	t_1	4 mm
Altura del cuñero del cubo	t_2	3.3 mm
Altura de la cuña	H	7 mm
Longitud del cuñero	$L_{\text{cuñero}}$	10 mm
Longitud de la cuña	$L_{\text{cuña}}$	10 mm
Acoplamiento para el cubo de la rueda		
Anchura	b_c	8 mm
Altura del cuñero del eje	t_1	4 mm
Altura del cuñero del cubo	t_2	3.3 mm
Altura de la cuña	H	7 mm
Longitud del cuñero	$L_{\text{cuñero}}$	49 mm
Longitud de la cuña	$L_{\text{cuña}}$	41 mm

Los modelos geométricos CAD 3D de las cuñas, generados en el software SolidWorks, se presentan en las Figuras 11.3 y 11.4, correspondientes a los distintos ejes del sistema de transmisión. Estos modelos fueron desarrollados con base en las dimensiones establecidas conforme a la norma DIN 6885 y considerando los requisitos específicos de ensamble de cada componente.

Adicionalmente, en el Anexo A se incluyen los dibujos de manufactura de dichas cuñas, los cuales contienen las tolerancias, materiales y especificaciones técnicas necesarias para su fabricación.



Figura 8.3. Modelo CAD 3D de la cuña utilizada en el eje de entrada del sistema de transmisión.

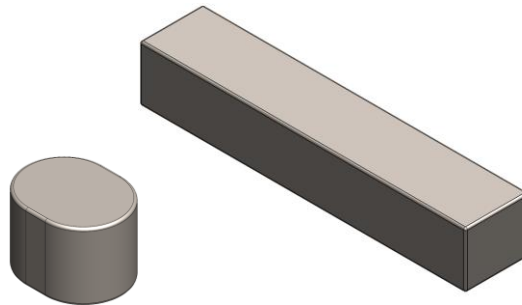


Figura 8.4. Modelos CAD 3D de las cuñas correspondientes al eje de salida: (a) para el acoplamiento con el porta-satélites, y (b) para el ensamble con el cubo de la rueda.

8.3. Porta-satélites

En la literatura no se encuentra un procedimiento ni una metodología estandarizada para el diseño de porta-satélites. Sin embargo, este diseño se lleva a cabo de manera subjetiva, adaptándose a los requerimientos específicos y necesidades de cada autor, aplicando, en general, las teorías de diseño mecánico. En este contexto, se presenta un diseño de porta-satélites basado en el enfoque propuesto en el presente trabajo. La única ecuación utilizada para este diseño es la siguiente:

$$D_c = \frac{M(Z_s + Z_p)}{2} \quad (8.17)$$

Donde D_c representa la distancia entre los centros del engrane sol y el engrane planeta. Esta distancia es fundamental para determinar la separación entre el centro del porta-satélites (donde se acoplará el eje de salida) y los centros de los orificios destinados a alojar los ejes de los engranes planeta. Una vez calculado este parámetro, se procedió a generar el modelo geométrico CAD 3D del porta-satélites, el cual se muestra en la Figura 8.5. Asimismo, en el Anexo B se presentan las dimensiones generales de este componente a través de un dibujo técnico para manufactura.

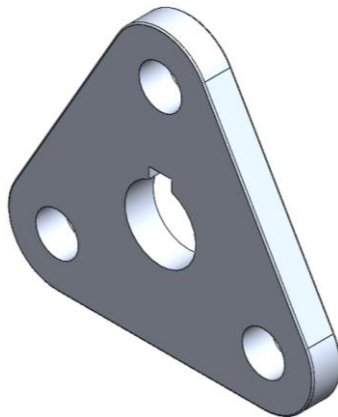


Figura 8.5. Modelo CAD 3D del porta-satélites.

8.4. Rodamientos

Los rodamientos son elementos fundamentales en el diseño de sistemas mecánicos, ya que permiten soportar y guiar componentes giratorios como árboles, ejes o ruedas [59]. En el sistema de transmisión propuesto, su función principal es facilitar el movimiento rotatorio de los ejes en contacto con un elemento fijo o estacionario, como la carcasa, minimizando la fricción y el desgaste.

En este contexto, la correcta selección de los rodamientos es crucial, considerando tanto la masa como el tamaño, para garantizar un funcionamiento eficiente y confiable del sistema. Para el diseño actual se requieren tres tipos distintos de rodamientos, seleccionados en función de su ubicación y función dentro del mecanismo.

- Rodamiento de eje de entrada: Se encarga de permitir la rotación del eje de entrada con una fricción mínima, asegurando la transmisión eficiente desde la fuente motriz.
- Rodamiento entre el engrane planeta y su eje: Este rodamiento permite que cada engrane planeta gire sobre su eje, independientemente del movimiento porta-satélites. Esto es esencial para que el porta-satélites pueda transmitir el movimiento de salida en la misma dirección que el motor.
- Rodamiento del eje de salida: Facilita la rotación del eje de salida permitiendo la transferencia del movimiento hacia la carga final del sistema.

Para realizar una correcta selección de los rodamientos, se siguió un procedimiento basado en las metodologías propuestas por Patel *et al.* [16] y Bakshi *et al.* [10]. Este procedimiento contempló la determinación de las cargas radiales y axiales que actúan sobre el eje, así como la estimación de la vida útil requerida para los rodamientos.

En un tren de engranajes, las fuerzas transmitidas por los engranes pueden clasificarse como tangenciales, radiales y axiales. Sin embargo, los rodamientos están principalmente sometidos a cargas radiales, axiales o combinadas [60]. En el caso específico de engranes rectos, únicamente se generan cargas radiales (K_r), las cuales se determinan mediante la siguiente ecuación:

$$K_r = F_T \cdot \tan \alpha \quad (8.18)$$

La ecuación anterior (8.18) se emplea para calcular la carga radial que actúa sobre el eje del engrane planeta. Por su parte, la carga radial ejercida por los engranes sobre el eje de entrada ($K_{r.in}$), se determina mediante la ecuación (8.19). De forma análoga, la carga radial en el eje de salida ($K_{r.out}$), se calcula utilizando la ecuación (8.20).

$$K_{r.in} = F_{T.in} \cdot \tan \alpha \quad (8.19)$$

$$K_{r.out} = F_{T.out} \cdot \tan \alpha \quad (8.20)$$

Es importante señalar que las cargas axiales en el sistema pueden presentarse en el eje de salida durante maniobras en curva del vehículo. Sin embargo, dichas cargas se considerarán despreciables en el análisis, debido a su bajo impacto en el desempeño general del sistema [16].

A continuación, se procede a calcular la vida útil esperada de los rodamientos. La vida del rodamiento en el eje de entrada ($L_{u.in}$), se obtiene mediante la ecuación (8.21). La vida útil del rodamiento en el eje del engrane planeta ($L_{u.p}$), se determina con la ecuación (8.22); mientras que la vida del rodamiento en el eje de salida ($L_{u.out}$) se calcula empleando la ecuación (8.23).

$$L_{u.in} = 60N_s \cdot L_h \quad (8.21)$$

$$L_{u.p} = 60N_p \cdot L_h \quad (8.22)$$

$$L_{u.out} = 60N_{out} \cdot L_h \quad (8.23)$$

Donde N_p representa la velocidad de rotación del engrane planeta, N_{out} corresponde a la velocidad de rotación en el de la salida del sistema de engranajes planetarios, y L_h denota la vida del rodamiento, expresada en horas. El valor L_h se determinó con base en las recomendaciones presentadas en la Figura 8.6, la cual proporciona una guía sobre las horas de funcionamiento sugeridas para los rodamientos, dependiendo del tipo de máquina en la que serán utilizados.

Tipo de máquina	Vida especificada Horas de funcionamiento
Electrodomésticos, máquinas agrícolas, instrumentos, equipos técnicos de uso médico	300 ... 3 000
Máquinas utilizadas intermitentemente o durante breves períodos: herramientas eléctricas portátiles, dispositivos de elevación en talleres, máquinas y equipos para la construcción	3000 ... 8 000
Máquinas utilizadas intermitentemente o durante breves períodos donde se requiere una alta confiabilidad de funcionamiento: ascensores (elevadores), grúas para productos embalados o eslingas para tambores, etc.	8 000 ... 12 000
Máquinas para 8 horas de trabajo diario, no siempre utilizadas al máximo: transmisiones por engranajes de uso general, motores eléctricos para uso industrial, trituradoras giratorias	10 000 ... 25 000
Máquinas para 8 horas de trabajo diario utilizando plenamente sus capacidades: herramientas mecánicas, máquinas para carpintería, máquinas para la industria de la ingeniería, grúas para materiales a granel, ventiladores, cintas transportadoras, equipos de impresión, separadores y centrifugadoras	20 000 ... 30 000
Máquinas para 24 horas de trabajo continuo: unidades de engranajes para laminadoras, maquinaria eléctrica de tamaño medio, compresores, tornos de extracción para minas, bombas, maquinaria textil	40 000 ... 50 000
Maquinaria para energía eólica, incluidos los rodamientos del eje principal, de orientación, de la caja de engranajes de cambio de paso, del generador	30 000 ... 100 000
Maquinaria para abastecimiento de agua, hornos giratorios, máquinas de trenzado de cables, maquinaria de propulsión para buques de alta mar	60 000 ... 100 000
Máquinas eléctricas de gran tamaño, plantas de generación de energía, bombas para minas, ventiladores para minas, rodamientos para ejes en túnel para buques de alta mar	100 000 ... 200 000

Figura 8.6. Valores orientativos de la vida especificada para rodamientos en función del tipo de máquina [59].

Para el sistema de transmisión propuesto, se asumió un tiempo de vida de 4,000 horas para todos los rodamientos. Con base en este valor, se procedió a calcular la carga dinámica equivalente para cada rodamiento. La carga dinámica equivalente del rodamiento en el eje de entrada (C_{in}), se determinó utilizando la ecuación (8.24); la correspondiente al rodamiento del eje del engrane planeta (C_p), mediante la ecuación (8.25); y la del rodamiento ubicado en el eje de salida (C_{out}), aplicando la ecuación (8.26).

$$C_{in} = K_{r.in} \cdot \left(\frac{L_{u.in}}{10^6} \right)^{\frac{1}{p}} \quad (8.24)$$

$$C_p = K_r \cdot \left(\frac{L_{u.p}}{10^6} \right)^{\frac{1}{p}} \quad (8.25)$$

$$C_{p.out} = K_{r.out} \cdot \left(\frac{L_{u.out}}{10^6} \right)^{\frac{1}{p}} \quad (8.26)$$

Donde p representa el exponente de la carga dinámica equivalente. El valor de esta variable depende del tipo de rodamiento utilizado: para rodamientos de bolas, (p) equivale a 3, mientras que, para rodamientos de rodillos o agujas, (p) tiene un valor de $\frac{10}{3}$ [59].

Para determinar el valor de (p) , se identificaron los tipos de rodamientos más adecuados para cada eje del sistema. En los ejes de entrada y de los planetas, se seleccionaron rodamientos de agujas debido a su favorable relación de masa y capacidad de carga, que es dos a ocho veces superior a la de otros tipos de rodamiento [9]. Esta característica resulta especialmente ventajosa para lograr el objetivo de reducir la masa no suspendida del vehículo, además de ser capaz de soportar las altas cargas radiales que se presenten en el sistema de transmisión propuesto.

En cuanto al eje de salida, se optó por un rodamiento de bolas debido a su capacidad para soportar las cargas axiales que pueden generarse en dicho eje. Los valores obtenidos de los parámetros tratados en esta sección se resumen en la Tabla 8.5.

Tabla 8.5. Parámetros relacionados con la carga radial y el tiempo de vida para la selección de los rodamientos del sistema.

Parámetro	Símbolo	Valor
Carga radial: rodamiento de entrada	$K_{r.in}$	1,198.961 N
Carga radial: rodamiento del engrane planeta	K_r	399.654 N
Carga radial: rodamiento de salida	$K_{r.out}$	2,377.939 N
Velocidad de rotación del engrane sol	N_s	5,500 RPM
Velocidad de rotación del engrane planeta	N_p	4,100 RPM
Velocidad de rotación de la salida (porta-satélites)	N_{out}	1,122.45 RPM
Tiempo de vida de los rodamientos	L_h	4,000
Vida útil del rodamiento de entrada	$L_{u.in}$	1,320,000,000
Vida útil del rodamiento del engrane planeta	$L_{u.p}$	984,000,000
Vida útil del rodamiento de salida	$L_{u.out}$	269,387,755.1
Carga dinámica equivalente del rodamiento de entrada	C_{in}	10.4 kN
Carga dinámica equivalente del rodamiento del engrane planeta	C_p	3.16 kN
Carga dinámica equivalente del rodamiento de salida	C_{out}	15.36 kN

Para realizar una selección adecuada de los rodamientos, es fundamental que estos cumplan con cuatro criterios clave:

1. **Carga dinámica equivalente (C):** Debe ser mayor a la carga calculada que actuará sobre él durante la operación, garantizando así su durabilidad y desempeño.
2. **Límite de velocidad de rotación:** El rodamiento debe ser capaz de operar a una velocidad superior a la velocidad máxima de rotación del componente al que está asociado, evitando fallos por sobre velocidad.
3. **Compatibilidad dimensional:** El diámetro interior del rodamiento debe coincidir con el diámetro del eje. En el caso específico de los rodamientos ubicados en los ejes de los engranes planeta, el ancho del rodamiento también debe coincidir con el ancho del engranaje, asegurando un ajuste adecuado y un funcionamiento correcto conjunto.
4. **Baja masa:** El rodamiento debe ser lo más ligero posible con el fin de contribuir a la reducción de la masa no suspendida del vehículo, lo cual es esencial para mejorar el desempeño dinámico del sistema.

La búsqueda y selección de los rodamientos se llevó a cabo mediante la herramienta en línea “SKF Product Select” [59], proporcionada por la propia empresa SKF. Esta plataforma permite identificar rodamientos dentro de su catálogo que cumplan con los requerimientos técnicos específicos del diseño, facilitando una selección precisa y eficiente.

En la Tabla 8.6 se presentan los modelos de rodamientos seleccionados para los ejes de entrada, de los engranes planeta y de salida. En la tabla se incluyen las principales características técnicas de cada rodamiento, tales como el diámetro interior, el diámetro exterior, el ancho, la carga dinámica equivalente (C), la velocidad límite y la masa. Para una mejor comprensión visual, las secciones transversales y dimensionales detalladas de estos rodamientos se muestran en el Anexo C.

Tabla 8.6. Principales características técnicas de los rodamientos seleccionados.

Parámetro	Rodamiento de entrada	Rodamiento del engrane planeta	Rodamiento de salida
Modelo	SKF NKI 15/20	SKF HK 1512	SKF 6405
Tipo	Rodamiento de una hilera de agujas	Rodamiento de agujas con extremos abiertos	Rodamiento rígido de bolas
Diámetro interno (mm)	15	15	25
Diámetro exterior (mm)	27	21	80
Ancho (mm)	20	12	21
Carga dinámica equivalente (kN)	16.5	7.65	35.8
Velocidad límite (RPM)	24,000	16,000	13,000
Masa (kg)	0.049	0.0102	0.53

Los modelos geométricos en CAD 3D de los rodamientos seleccionados se presentan en las Figuras 8.7 a 8.9, las cuales ilustran con mayor detalle su forma, dimensiones y configuración estructural.

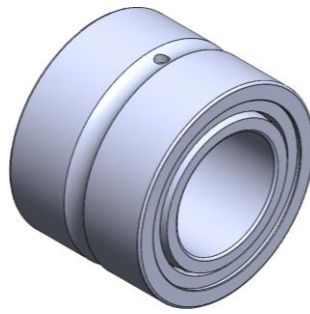


Figura 8.7. Modelo geométrico CAD 3D del rodamiento SKF NKL 15/20.

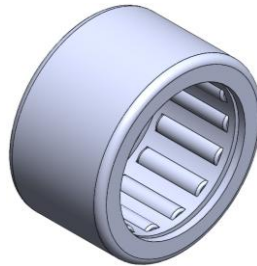


Figura 8.8. Modelo geométrico CAD 3D del rodamiento SKF HK 1512.

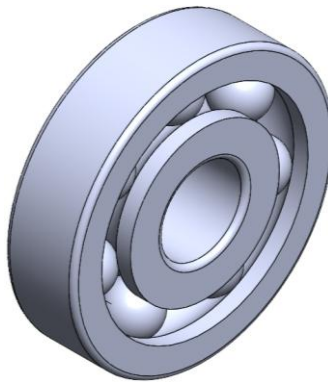


Figura 8.9. Modelo geométrico CAD 3D del rodamiento SKF 6405.

8.5. Anillos de retención

Los anillos de retención son componentes mecánicos diseñados para asegurar de forma confiable distintos elementos dentro de un ensamblaje. Su función principal es limitar el desplazamiento axial de componentes, fijándolos en su posición mediante el encaje en ranuras mecanizadas en ejes o carcasas, actuando como un tope mecánico.

En el presente estudio, los anillos de retención se emplean para evitar el movimiento axial de los componentes montados sobre los ejes del sistema de transmisión. La selección de estos componentes se realizó con base en el catálogo de la empresa OSN [61], que ofrece anillos estandarizados bajo la norma DIN 471. Las dimensiones de los anillos dependen del diámetro del eje sobre el cual están instalados, por lo que se requieren dos tipos distintos de anillos, cada uno correspondiente a los diámetros específicos de los ejes propuestos en el diseño.

A continuación, en la Figura 8.10 se presentan los parámetros de diseño asociados a los anillos de retención “DSH DIN 471”, así como las dimensiones de las ranuras necesarias para su correcta instalación en los ejes. Esta ilustración sirve como referencia para la interpretación de las dimensiones normalizadas.

Los valores correspondientes a los parámetros se resumen en la Tabla 8.7, donde se incluyen el diámetro de la ranura (d_g), la anchura (w) y la profundidad (d). Adicionalmente, se consideran el margen del borde (Y), la masa del anillo y su límite de velocidad de rotación.

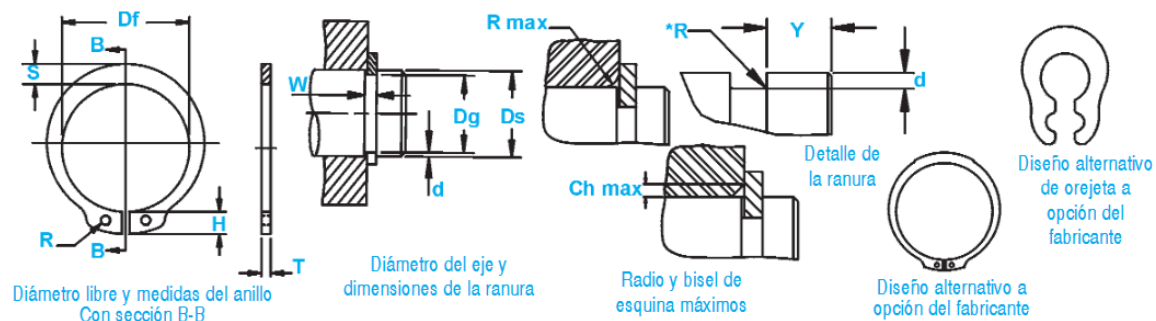


Figura 8.10. Nomenclatura para el diseño de anillos DSH DIN 471 y sus ranuras de instalación [61].

Tabla 8.7. Principales parámetros de diseño de los anillos de retención seleccionados.

Parámetro	Anillo de retención para el eje de entrada y el eje de los engranes planeta	Anillo de retención para el eje de salida
Modelo	DSH-15	DSH-25
Diámetro del eje, d_s (mm)	15	25
Diámetro de la ranura, d_g (mm)	14.3	23.9
Ancho, w (mm)	1.1	1.3
Profundidad, d (mm)	0.35	0.55
Margen del borde, Y (mm)	1.1	1.7
Velocidad límite (RPM)	50,000	25,000
Masa (g)	0.67	1.9

8.6. Engrane anillo

La fijación del engrane anillo se logra mediante su sujeción atornillando a la carcasa, cuyo diseño se presenta en la Sección 8.7. Dado que los tornillos son los elementos responsables de restringir la rotación del engrane anillo, resulta esencial determinar la cantidad mínima necesaria para soportar adecuadamente las cargas y el torque generados por el sistema.

El procedimiento para calcular el número de tornillos inicia con la definición de tres características fundamentales: el grado, la clase y la métrica del tornillo.

En primer lugar, se adoptó el sistema de especificación ISO, el cual define los parámetros de los tornillos en unidades métricas, consistentes con las utilizadas en el diseño y selección de los demás componentes mecánicos.

En segundo lugar, se seleccionó una clase de resistencia, que indica un tornillo de acero de alta resistencia, con una elevada capacidad para soportar esfuerzos de tensión.

Finalmente, se eligió una métrica M4 correspondiente a un diámetro exterior de 4 mm, debido a las restricciones de espacio existentes en el diseño.

Con base en estas especificaciones, se seleccionó un tornillo conforme a la norma DIN 7984, con una longitud de 25 mm (designación M4x25), adecuado tanto por sus dimensiones compactas como por su resistencia mecánica.

Una vez definidos estos parámetros, el cálculo del número mínimo de tornillos (N_T) necesarios para la fijación del engrane anillo se realiza utilizando la siguiente ecuación [62]:

$$N_T = \frac{T \cdot C_s}{P_a \cdot \mu \cdot r_m} \quad (8.27)$$

Donde T es el torque transmitido, C_s es el coeficiente de seguridad, P_a es la fuerza de apriete aplicada a cada tornillo, μ es el coeficiente de fricción entre las superficies en contacto y r_m es el radio medio de aplicación del torque, correspondiente al radio de la circunferencia definida por los centros de los tornillos.

En este caso, el coeficiente de seguridad (C_s) fue de 2.5, valor recomendado para aplicaciones de transmisión de torque mediante elementos atornillados. Por su parte, se consideró un coeficiente de fricción $\mu = 0.61$ correspondiente al contacto entre el acero (material del engrane anillo) y aluminio (material de la carcasa) [62].

El torque transmitido (T) se calcula mediante la ecuación (8.28).

$$T = n_{planetas} \cdot F_c \cdot r_r \quad (8.28)$$

Donde F_c es la fuerza circunferencial en el contacto entre el engrane anillo y los engranes planeta. r_r es el radio del engrane anillo y $n_{planetas}$ es el número de engranes planeta. Cabe mencionar que (F_c) es equivalente a la fuerza tangencial (F_T).

Por otro lado, para determinar la fuerza de apriete (P_a) se emplea la ecuación (8.29):

$$P_a = \frac{R_M}{C_s} \quad (8.29)$$

Donde R_M es el límite de rotura del tornillo y C_s es el coeficiente de seguridad.

Dado que se seleccionó un tornillo de clase 10.9 con métrica M4, el límite de rotura (R_M) se calcula mediante la siguiente expresión:

$$R_M = 1,000 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot (\pi \cdot r_t^2) \quad (8.30)$$

Donde r_t es el radio del tornillo, que para un tornillo $r_t = 2$ mm.

Los resultados y los valores de las variables empleadas en este procedimiento se resumen en la Tabla 8.8.

Tabla 8.8. Parámetros calculados para la determinación del número de tornillos necesarios para la sujeción del engrane anillo.

Parámetro	Símbolo	Valor
Número de planetas	n_{planetas}	3
Fuerza circunferencial entre el engrane anillo y los engranes planeta	F_c	1,098.04 N
Radio del engrane anillo	r_r	0.067 m
Torque transmitido	T	220.706 Nm
Límite de rotura del tornillo	R_M	12,566.37 N
Coeficiente de seguridad	C_s	2.5
Fuerza de apriete	P_a	5,026.55 N
Radio del tornillo	r_t	2 mm
Radio medio de aplicación del torque	r_m	81 mm
Número de tornillos	N_T	5

De este modo, se concluye que se requieren cinco tornillos DIN 7984 M4 con una longitud de 25 mm para asegurar adecuadamente el engrane anillo a la carcasa, cumpliendo con los criterios de resistencia y seguridad establecidos.

El modelo geométrico CAD 3D del engrane anillo se presenta de forma ilustrativa en la Figura 8.23, donde se logran apreciar las ranuras designadas al paso y alojamiento de los tornillos de fijación.

8.7. Carcasa

La carcasa es un componente fundamental en el sistema de transmisión, cuya función principal es rodear y proteger los elementos mecánicos internos de la caja de engranajes. Adicionalmente, proporciona soporte estructural a los ejes, rodamientos y engranes [16], y actúa como un recipiente sellado para contener el lubricante necesario para estos elementos.

En la literatura no se ha identificado un procedimiento estandarizado para el diseño de este tipo de componentes. Por lo tanto, su geometría y dimensiones dependen en gran medida de los elementos internos que alberga.

En este caso, el diámetro del engrane anillo fue el principal parámetro de referencia, ya que este se fija mediante tornillos a la carcasa, garantizando su inmovilidad relativa durante la operación. Asimismo, la carcasa se acopla a la mangueta del vehículo, asegurando su estabilidad y permitiendo que la carga transmitida se transfiera adecuadamente a la estructura del vehículo.

En consecuencia, el diseño de la carcasa se desarrolló en función de las dimensiones de los engranes y de los demás componentes mecánicos que conforman la caja de transmisión. El modelo geométrico CAD 3D de la carcasa, dividido en dos mitades (tapas), se muestra de forma ilustrativa en las Figuras 8.11 a 8.14.

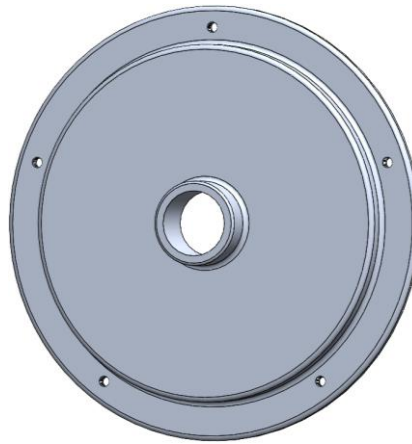


Figura 8.11. Modelo geométrico CAD 3D de la tapa frontal de la carcasa: vista frontal.



Figura 8.12. Modelo geométrico CAD 3D de la tapa frontal de la carcasa: vista posterior.

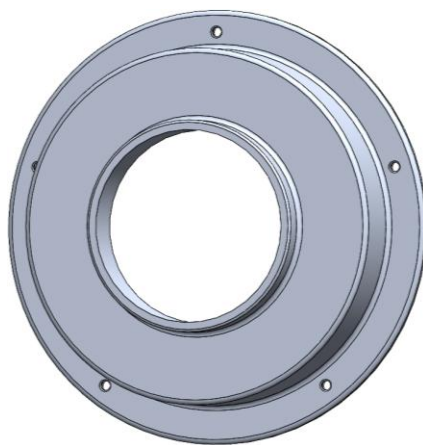


Figura 8.13. Modelo geométrico CAD 3D de la tapa posterior de la carcasa: vista frontal.

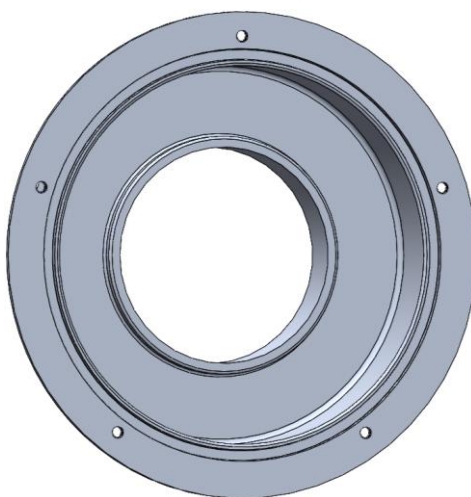


Figura 8.14. Modelo geométrico CAD 3D de la tapa posterior de la carcasa: vista posterior.

Es posible observar en las Figuras 8.11 a 8.14 los cinco orificios correspondientes a los tornillos que permiten la unión y fijación de ambas tapas de la carcasa con el engrane anillo y la mangueta del vehículo.

Asimismo, se identifica que ambas tapas de la carcasa incorporan alojamientos diseñados para la instalación de dos sellos tipo “O-Ring”, de igual tamaño, uno en cada tapa. Estos tienen la función de evitar fugas del lubricante contenido en la caja de engranajes, garantizando un sellado hermético en la unión entre las tapas y los componentes internos. La siguiente sección describe el procedimiento empleado para la selección y dimensionamiento de dichos sellos.

En el Anexo D se presentan los dibujos de manufactura de la carcasa, los cuales detallan sus dimensiones, tolerancias y características constructivas.

8.8. Sellos O-Ring

La selección del sello tipo O-Ring se realizó en función del diámetro disponible en la carcasa para su instalación, el cual se encuentra en un intervalo de 142 a 158 mm. Debido a las restricciones de espacio en la zona de montaje, se optó por un sello de baja sección transversal, lo que permite mantener la integridad del sellado sin comprometer el diseño mecánico del conjunto.

Con base en estos criterios, se seleccionó un sello O-Ring estandarizado de la marca Parker [63], conforme a la norma DIN 3771, con número de identificación 2-162, el cual define sus dimensiones geométricas y tolerancias. Las especificaciones dimensionales del sello seleccionado se presentan en la Tabla 8.9:

Tabla 8.9. Dimensiones milimétricas del sello tipo O-Ring No. 2-162 de Parker.

Parámetro	Símbolo	Valor
Diámetro interno	DI	145.72
Diámetro exterior	DE	150.96
Sección transversal (anchura)	W	2.62

Dentro de este marco de diseño, los alojamientos para sellos O-Ring se dimensionaron siguiendo las medidas estandarizadas recomendadas para este tipo de elementos de sellado. Para ello, se consultaron las especificaciones en el diagrama y la tabla que se presentan en la Figura 8.15, las cuales corresponden a las recomendaciones del fabricante para garantizar un sellado eficaz y una correcta instalación del O-Ring.

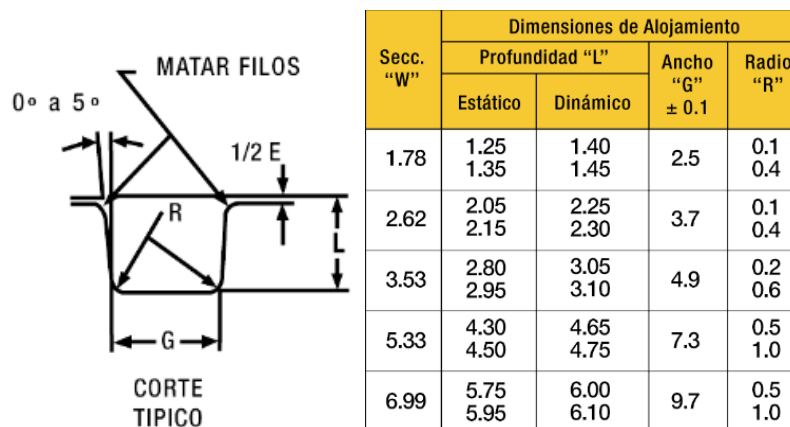


Figura 8.15 Principales parámetros y dimensiones para el diseño del alojamiento del sello tipo O-Ring conforme a la norma DIN 3771 [63].

Dado que el O-Ring seleccionado tiene una sección transversal (W) de 2.62 mm, y que su aplicación es estática, es decir, su única función es sellar herméticamente la unión entre las tapas de la carcasa y el engrane anillo, se adoptaron las dimensiones estándar recomendadas para este tipo de configuración.

Las medidas definidas para el diseño del alojamiento se presentan en la Tabla 8.10.

Tabla 8.10. Dimensiones milimétricas del sello tipo O-Ring No. 2-162 de Parker.

Parámetro	Símbolo	Valor
Profundidad	L	2.05
Ancho	G	3.7
Radios	R	0.1

En la Figura 8.16 se presenta la instalación del sello tipo O-Ring en una de las tapas de la carcasa, ilustrada mediante modelos geométricos CAD 3D. Esta representación permite visualizar con claridad el alojamiento diseñado y la correcta disposición del sello en la interfaz de unión.



Figura 8.16. Ubicación del sello tipo O-Ring en la tapa frontal de la carcasa.

La carcasa ensamblada junto con los demás componentes del sistema de transmisión se presenta en las Figuras 11.28 y 11.29. Por otra parte, en la Figura 11.30 se muestra una vista en corte transversal que permite apreciar claramente los dos sellos tipo O-Ring instalados en sus respectivos alojamientos.

8.9. Modelos geométricos CAD 3D de los ejes

A partir de los valores determinados para los diámetros de los ejes, así como las dimensiones de los cuñeros y las ranuras de los anillos de retención, se definió la geometría de cada eje y se desarrollaron sus respectivos modelos geométricos en 3D mediante software CAD. Las Figuras 8.17 a 8.19 muestran los modelos CAD 3D del eje de entrada, el eje del engrane planeta y el eje de salida, respectivamente.

Por su parte, la Figura 8.20 ilustra de manera representativa el ensamble de los ejes con las cuñas correspondientes. Los dibujos técnicos de manufactura de los tres ejes se incluyen en el Anexo E.

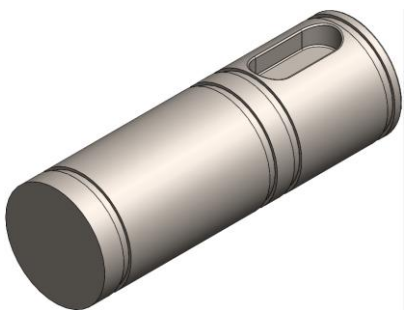


Figura 8.17. Modelo geométrico CAD 3D del eje de entrada.

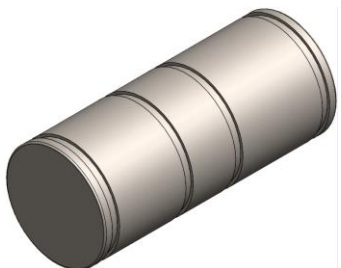


Figura 8.18. Modelo geométrico CAD 3D del eje del engrane planeta.

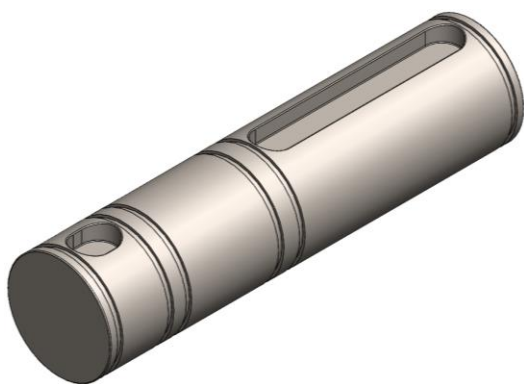


Figura 8.19. Modelo geométrico CAD 3D del eje de salida.

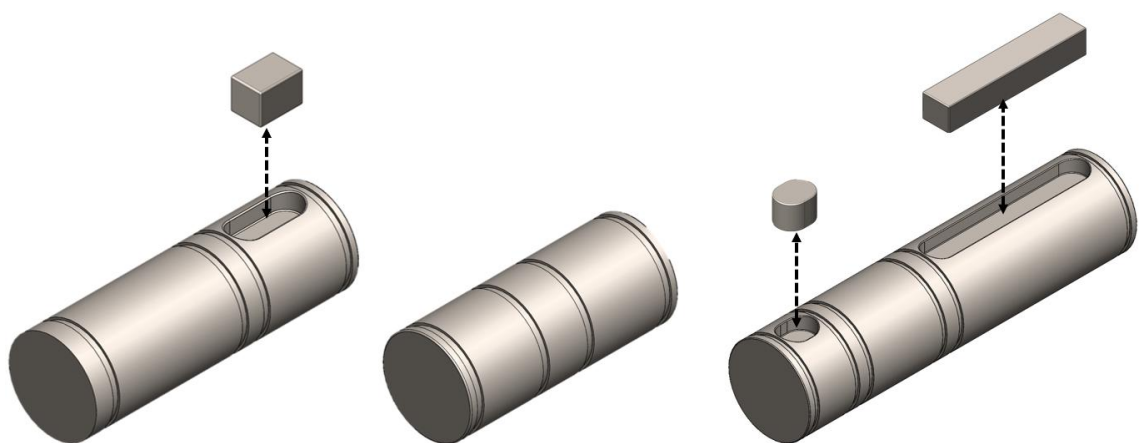


Figura 8.20. Representación del ensamble de los ejes con sus respectivas cuñas.

8.10. Modelos geométricos CAD 3D de los engranes

Una vez definida la geometría de los componentes mecánicos de la caja de transmisión propuesta, se desarrollaron los modelos finales de los engranes. La Figura 8.21 muestra el modelo geométrico CAD 3D del engrane sol, el cual cuenta con un diámetro nominal del eje de 15 mm.

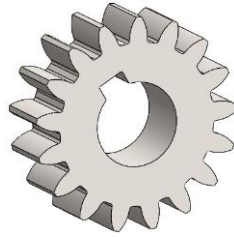


Figura 8.21. Modelo geométrico CAD 3D del engrane sol.

Por su parte, el modelo geométrico CAD 3D del engrane planeta se muestra en la Figura 8.22. El rodamiento SKF HK1512 se ubicará entre el engrane planeta y su eje correspondiente, lo cual determina un diámetro nominal del eje de 21 mm para los engranes planeta.

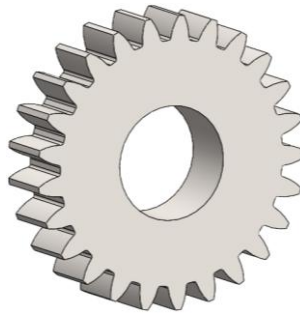


Figura 8.22. Modelo geométrico CAD 3D del engrane planeta.

Finalmente, en la Figura 8.23 se presenta el modelo geométrico CAD 3D del engrane anillo, el cual será fijado a la carcasa mediante cinco tornillos DIN 7984.

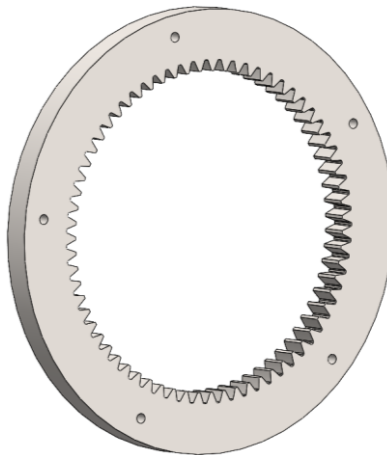


Figura 8.23. Modelo geométrico CAD 3D del engrane anillo.

8.11. Ensamblaje CAD 3D de la caja de transmisión

La Figura 8.24 muestra el ensamblaje preliminar de los engranes, antes de incorporar los demás componentes. La elaboración de este ensamblaje en el software CAD permitió verificar el correcto acoplamiento de los dientes, asegurando la ausencia de interferencias. En este caso, no se identificaron problemas de ensamblaje ni interferencias entre los elementos modelados.

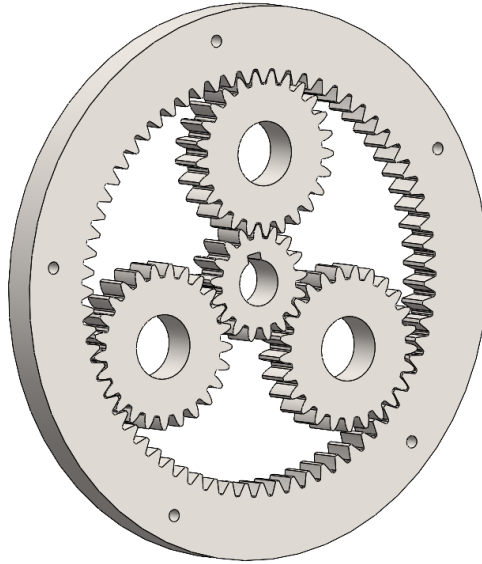


Figura 8.24. Ensamblaje CAD 3D preliminar de los engranes de la caja de transmisión.

En la Figura 8.25 se presenta el ensamble CAD 3D del eje de entrada, que incluye el engrane sol, la cuña, el rodamiento SKF NKI 15/20 y los anillos de retención DSH-15.

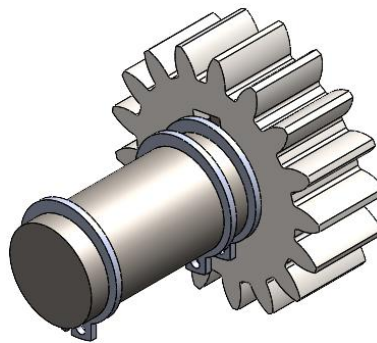


Figura 8.25. Ensamblaje CAD 3D de los componentes asociados al eje de entrada.

Por su parte, la Figura 8.26 muestra el ensamblaje completo del sistema de engranajes planetarios propuesto, visto desde la perspectiva del eje de entrada.

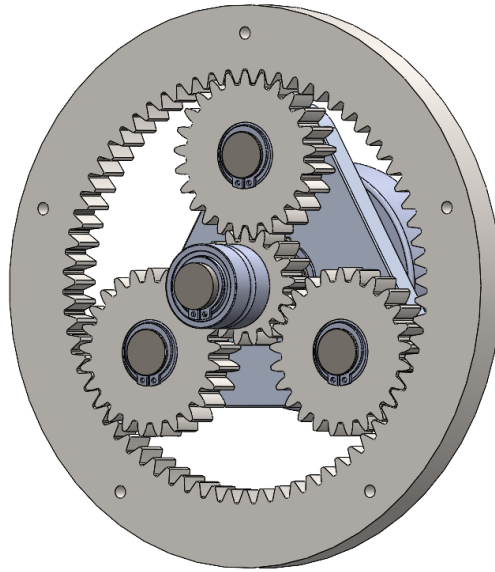


Figura 8.26. Ensamblaje CAD 3D de la caja de engranajes desde la perspectiva del eje de entrada.

Por su parte, la Figura 8.27 muestra el ensamblaje del sistema de engranajes planetarios desde la perspectiva del eje de salida.

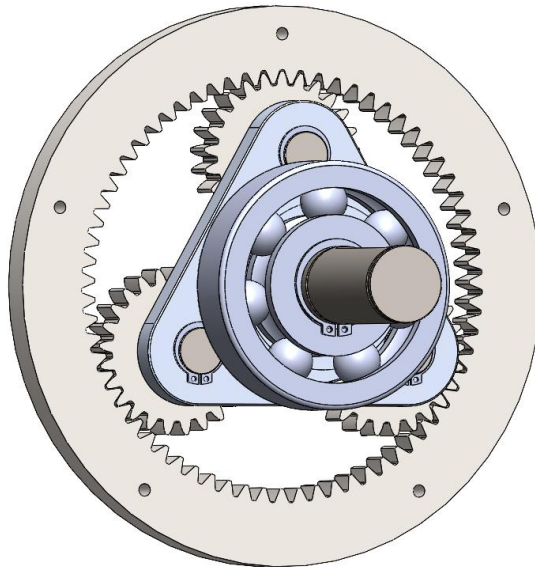


Figura 8.27. Ensamblaje CAD 3D de la caja de engranajes desde la perspectiva del eje de salida.

A continuación, en las Figuras 8.28 y 8.29 se muestra de manera ilustrativa el ensamblaje anterior, ahora incluyendo la carcasa, visto desde el eje de entrada y el eje de salida, respectivamente.



Figura 8.28. Vista desde el eje de entrada del ensamblaje CAD 3D de la caja de engranajes con la carcasa.

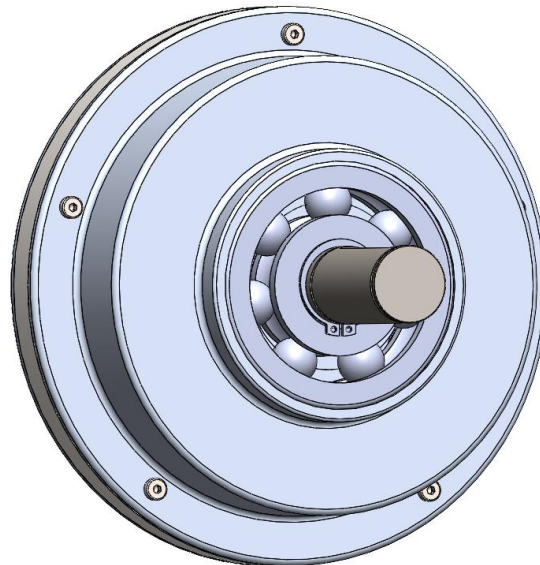


Figura 8.29. Vista desde el eje de salida del ensamblaje CAD 3D de la caja de engranajes con la carcasa.

De igual manera, la Figura 8.30 presenta una vista en corte transversal del sistema, en la cual es posible apreciar la ubicación de los sellos tipo O-Ring en cada tapa de la carcasa. En la ilustración, la carcasa se distingue en color violeta, mientras que los sellos están resaltados en color rojo.

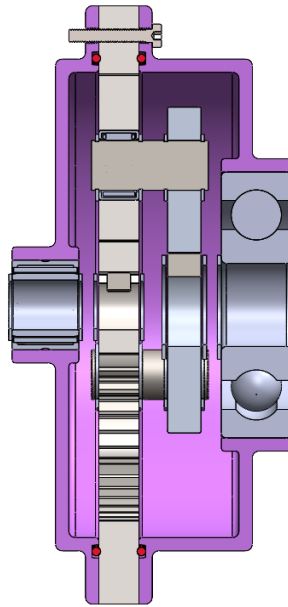


Figura 8.30. Vista en corte transversal del ensamblaje CAD 3D de la caja de engranes.

En conclusión, se realizó el dimensionamiento y modelado geométrico CAD 3D de los engranes planetarios del sistema de transmisión propuesto, con una relación de transmisión de 4.9, dispuesto en una configuración mecánica planetaria. Asimismo, se llevó a cabo el ensamble completo de la caja de engranes que incluye el porta-satélites, ejes, cuñas y cuñeros, anillos de retención, rodamientos, sellos tipo O-Ring y tornillos DIN 7984 M4. Las masas de los componentes diseñados para la caja de transmisión se presentan en la Tabla 8.11.

Tabla 8.11. Masas finales de los componentes mecánicos de la caja de transmisión propuesta.

Componente	Masa (g)
Engrane sol	63.94
Engrane planeta	146.69
Engrane anillo	1,042.76
Porta-satélites	169.17
Eje de entrada	60.62
Eje del engrane planeta	47.99
Eje de salida	369.49
Cuña de entrada	1.37
Cuñas de salida	21.64
Rodamiento SKF NKI 12/15	49
Rodamiento SKF HK1215	10.2
Rodamiento SKF 6405	530
Anillo de retención DSH-15	0.67
Anillo de retención DSH-25	1.9
Carcasa (tapa frontal)	318.31
Carcasa (tapa posterior)	404.73

La suma de las masas de todos los componentes que conforman la caja de transmisión arroja una masa total aproximada de 3,667.8 gramos. Esta masa corresponde al sistema de transmisión IWM de una rueda. Más adelante, en la Sección 12, se especifica el diseño del cubo de la rueda y se realizan análisis numéricos orientados a modificar la geometría de los engranes, con el propósito de reducir su masa.

8.12. Lubricación

La selección del lubricante es crucial para prevenir daños en los engranes causados por la fricción constante y el desgaste generado durante el movimiento. Además, el lubricante actúa como medio de transferencia del calor producido por el contacto entre los dientes de los engranes. Por estas razones, la lubricación desempeña un papel fundamental en el funcionamiento eficiente y prolongado de la caja de engranajes, contribuyendo a extender su vida útil. En este caso, se optó por el uso de aceite como lubricante.

Para determinar la viscosidad adecuada del aceite para la caja de transmisión propuesta, se aplicó la metodología presentada por Patel *et al.* [16], basada en la norma AGMA 9005-E02 para la lubricación de engranajes industriales [64]. Esta norma establece los grados de viscosidad ISO recomendados para engranajes industriales que operan en intervalos de velocidad y temperatura ambiente.

Para obtener el grado de viscosidad sugerido por la norma, es necesario calcular la viscosidad cinemática, la cual se determina mediante la ecuación (8.31).

$$V_{40} = \frac{7000}{\sqrt{v}} \quad (8.31)$$

Donde V_{40} es la viscosidad cinemática en condiciones normales de operación (expresada en $\text{cSt} = \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$), y v corresponde a la velocidad de la línea de paso, cuyo valor es $9.79 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ o $1,927.165 \frac{\text{ft}}{\text{min}}$. Al desarrollar la ecuación (11.31), se obtiene un valor de viscosidad cinemática V_{40} equivalente a $159.455 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$.

Como siguiente paso, se consulta la Tabla 8.12 para identificar el grado de viscosidad correspondiente. Esta tabla, extraída de la norma AGMA 9005-E02, permite seleccionar el grado de viscosidad sugerido en función del intervalo en el que se encuentre la viscosidad cinemática (V_{40}) calculada.

Tabla 8.12. Requisitos del grado de viscosidad según la norma AGMA 9005-E02 [64].

ISO viscosity grade	Mid-point viscosity at 40°C mm ² /s ¹⁾	Kinematic viscosity limits at 40°C mm ² /s ¹⁾		Former AGMA grade equivalent ²⁾
		min	max	
ISO VG 32	32	28.8	35.2	0
ISO VG 46	46	41.4	50.6	1
ISO VG 68	68	61.2	74.8	2
ISO VG 100	100	90.0	110	3
ISO VG 150	150	135	165	4
ISO VG 220	220	198	242	5
ISO VG 320	320	288	352	6
ISO VG 460	460	414	506	7
ISO VG 680	680	612	748	8
ISO VG 1000	1000	900	1100	8A
ISO VG 1500	1500	1350	1650	9
ISO VG 2200	2200	1980	2420	10
ISO VG 3200	3200	2880	3520	11
NOTES: 1) The preferred unit for kinematic viscosity is mm ² /s, commonly referred to as centistoke (cSt). 2) With the change from AGMA viscosity grade equivalents to ISO viscosity grade classifications, the designations S, EP, R and COMP will no longer be used as part of the viscosity grade nomenclature.				

A partir de la información contenida en la tabla anterior, se concluye que se requiere de un aceite lubricante con un grado de viscosidad ISO VG 150, conforme a lo indicado por la norma AGMA 9005-E02.

En cuanto al método de lubricación, se seleccionó la lubricación por salpicadura, ya que es una técnica recomendada para sistemas de engranajes con velocidades de la línea de paso (v) de hasta 15 m/s [10]. Este método consiste en verter una cantidad determinada de aceite lubricante dentro de la caja de transmisión, el cual es distribuido a todos los componentes internos mediante el movimiento de las propias piezas, en este caso, los engranes.

Por esta razón, el nivel del lubricante dentro de la caja es un factor crítico para garantizar una lubricación adecuada. Un exceso de aceite puede provocar un aumento de la temperatura y disminuir el rendimiento del sistema, ya que los engranes deben realizar un mayor esfuerzo para vencer la resistencia al movimiento provocada por el exceso de fluido.

Para sistemas de transmisión con configuración planetaria, se recomienda que el nivel del lubricante se mantenga ligeramente por encima de la posición más baja de uno de los ejes de los engranes planeta [65]. Esto permite una lubricación más eficiente y segura, asegurando que, al menos en algún momento durante la operación, los componentes entren en contacto directo con el lubricante.

En la Figura 8.31 se muestra de manera ilustrativa el nivel de aceite requerido para la lubricación adecuada de la caja de transmisión propuesta. En nivel recomendado se indica en color rojo.

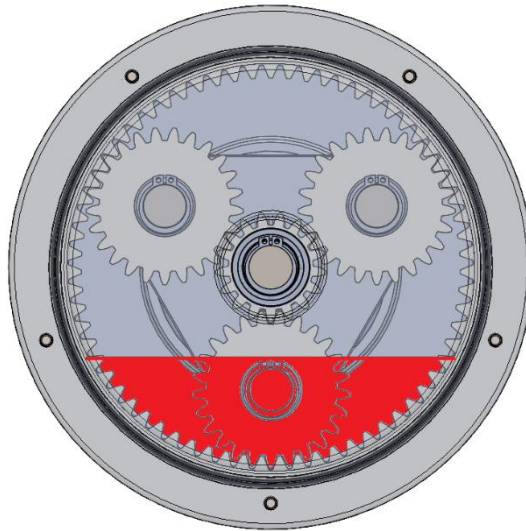


Figura 8.31. Nivel de aceite recomendado en la caja de transmisión propuesta (representado en color rojo).

8.13. Cubo de la rueda

El cubo de la rueda es el componente encargado de conectar el eje de salida del sistema de transmisión con la rueda, permitiendo su rotación y, en consecuencia, el movimiento del vehículo. En esta configuración de tipo IWM, el cubo también cumple la función secundaria de servir como soporte para el disco de freno.

La conexión entre el cubo y el eje de salida se realiza mediante una cuña de 41 mm, diseñada previamente en la Sección 8.2.

No se encontró en la literatura un procedimiento de diseño específico para este componente. En general, el diseño del cubo de la rueda se determina principalmente a partir de las dimensiones del eje de salida, el disco de freno y el rin. En este contexto, fue fundamental definir, además del eje de salida previamente diseñado, un disco de freno y un rin que fueran compatibles tanto con el neumático seleccionado como con las dimensiones generales del sistema de transmisión.

En primer lugar, se seleccionó un rin de fácil acceso comercial, diseñado específicamente para vehículos tipo Fórmula SAE. Dado que el neumático utilizado está para rines de 13 pulgadas, se optó por el modelo 13" FSAE Veelvoud de la marca Keizer Wheels [66], un fabricante especializado en rines de aluminio para diversas aplicaciones. Una de las principales ventajas de este modelo es que su anchura es ajustable; en este caso, se especificó una anchura de ocho pulgadas, conforme a las recomendaciones del fabricante del neumático Hoosier slick 20.0x7.5-13 H43167. En la Figura 8.32 se muestra el modelo geométrico CAD 3D del rin seleccionado.



Figura 8.32. Modelo CAD 3D del rin 13" FSAE Veelvoud.

Posteriormente, se seleccionó un disco de freno. Al igual que en el caso del rin, se optó por un modelo disponible comercialmente y de diseño sencillo. Se eligió un disco de 250 mm de diámetro, comúnmente utilizado en motocicletas, cuyo tamaño es menor que el diámetro interno del rin (aproximadamente 318 mm). Este espacio adicional permite la instalación de la pinza de freno (cáliper) sin generar interferencias entre los componentes. El modelo geométrico CAD 3D del disco de freno junto con su cáliper se muestran en la Figura 11.33.

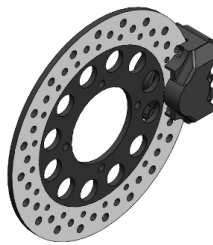


Figura 8.33. Modelo CAD 3D del disco de freno de 250 mm con su respectivo cáliper.

Una vez definidos el rin, el disco de freno y el eje de salida, se procedió al diseño del cubo de la rueda. Este diseño se basó en configuraciones encontradas en la literatura técnica, como la ilustrada en la Figura 11.34. En dicha figura, el componente correspondiente al cubo de la rueda se resalta en un recuadro rojo. Asimismo, se indican las zonas del cubo destinadas a la sujeción del rin y del disco de freno.

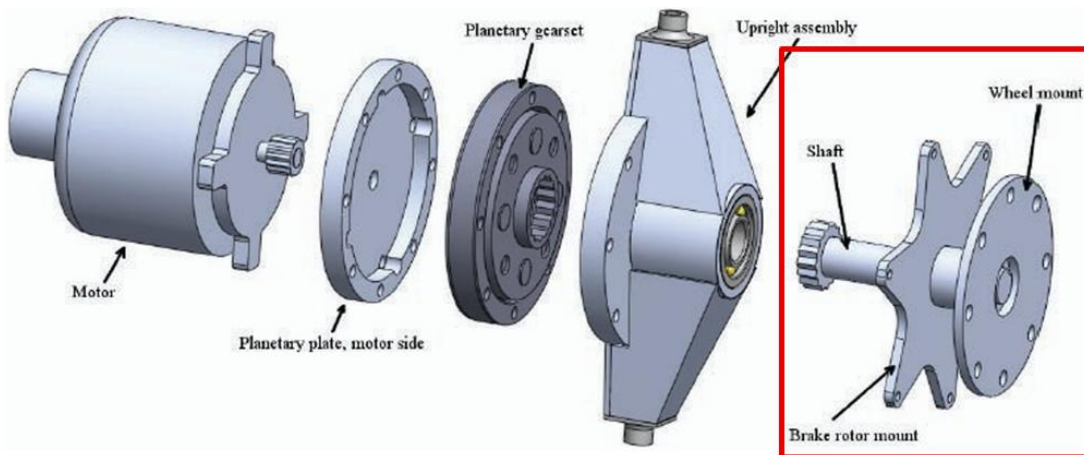


Figura 8.34. Sistema de transmisión IWM para un vehículo FSAE eléctrico, propuesto por Hooper [67].

Como puede observarse, el cubo de la rueda presenta esencialmente dos pestañas funcionales. La pestaña anterior está destinada a la sujeción del disco de freno, permitiendo el frenado del vehículo, mientras que la pestaña posterior cumple la función de conectar el rin con el sistema de transmisión. Además, se puede apreciar que el eje del cubo de la rueda se acopla directamente al eje de salida de la caja de engranajes.

En consecuencia, el modelo geométrico 3D de este componente se presenta en las Figuras 8.35 a 8.38, mostradas desde distintas perspectivas para una mejor visualización de su geometría. El material seleccionado para la fabricación del cubo fue el acero DIN 1.6565. El dibujo técnico para manufactura de este elemento se incluye en el anexo G.

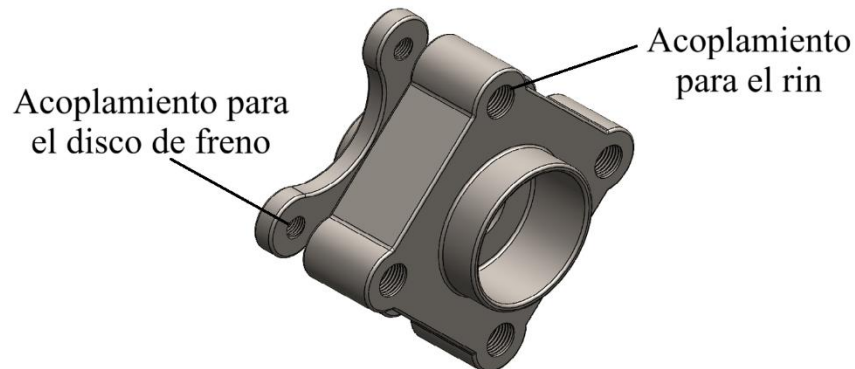


Figura 8.35. Modelo geométrico CAD 3D del cubo de la rueda en una vista isométrica.

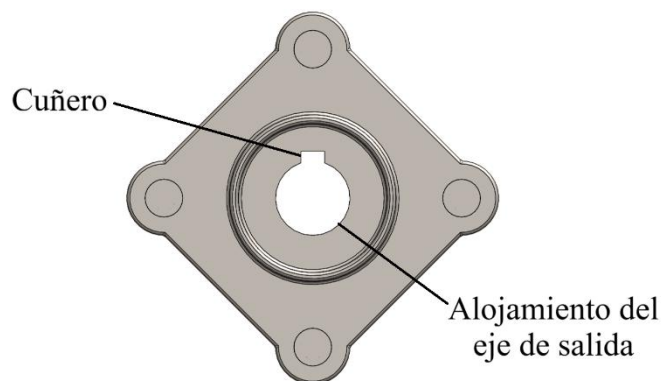


Figura 8.36. Modelo geométrico CAD 3D del cubo de la rueda en una vista frontal.

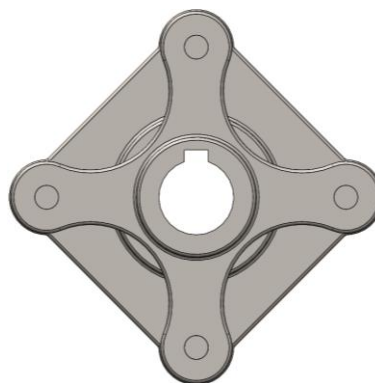


Figura 8.37. Modelo geométrico CAD 3D del cubo de la rueda en una vista posterior.

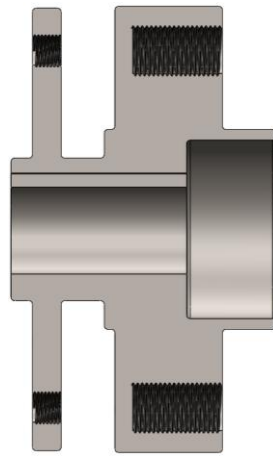


Figura 8.38. Modelo geométrico CAD 3D del cubo de la rueda en una vista transversal seccionada.

Es importante mencionar que los orificios presentes en el cubo de la rueda han sido diseñados con los diámetros adecuados para permitir el montaje de los birlos del rin, por un lado, y de los tornillos del disco de freno, por el otro. Además, fue diseñado para ser compacto y ligero, con el propósito de reducir la masa y facilitar su ensamble con los demás componentes del sistema de transmisión. Para la fijación del disco de freno se consideraron tornillos DIN 7984 M8 con una longitud de 25 mm, acompañados de tuercas DIN 934 M8.

Las Figuras 8.39 y 8.40 ilustran el ensamble de los componentes asociados al cubo de la rueda, el cual se muestra resaltado en color azul metálico para su identificación.

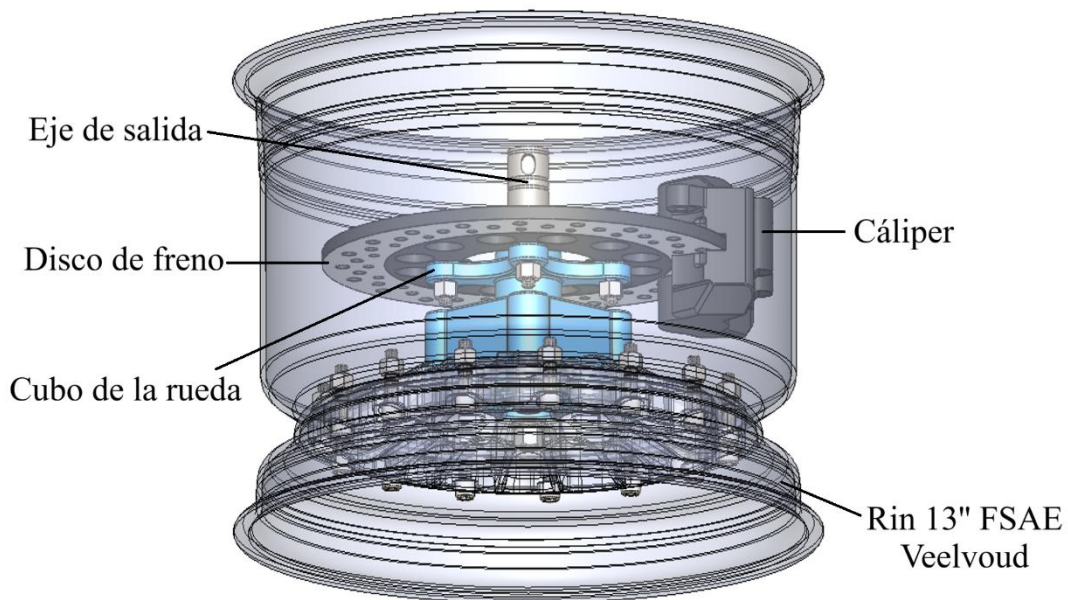


Figura 8.39. Vista superior del ensamble del cubo de la rueda, resaltado en color azul metálico.



Figura 8.40. Vista posterior del ensamblaje del cubo de la rueda, resaltado en color azul metálico.

8.14. Ensamblaje CAD 3D del sistema de transmisión propuesto

En esta sección se presenta de manera ilustrativa el ensamblaje completo del sistema de transmisión propuesto, el cual incluye todos los componentes mecánicos previamente diseñados o seleccionados. El modelo CAD 3D integra el acoplamiento del motor NOVA 15 LW, los ejes, los engranes, los rodamientos, los anillos de retención, las cuñas junto a sus respectivos cuñeros, la carcasa, los sellos tipo O-Ring, el cubo de la rueda, el rin, el disco con su pinza de freno, la mangueta y los diferentes tornillos y tuercas de fijación requeridos para el sistema.

Cabe destacar que la mangueta utilizada en este ensamble fue desarrollada en la tesis titulada “Optimización topológica de la mangueta delantera del sistema de suspensión y dirección de un vehículo eléctrico FSAE”, elaborada en el programa de la Maestría en Ciencias en Ingeniería Mecatrónica del TecNM/CENIDET.

Una vista de la sección transversal del sistema de transmisión propuesto se muestra en la Figura 8.41, mientras que las Figuras 8.42 y 8.43 presentan vistas explosionadas de la propuesta de transmisión tipo IWM. De manera similar, en la Tabla 8.13 se enlistan los componentes señalados en las ilustraciones de la transmisión propuesta.

En la Figura 8.41 es posible identificar visualmente distintos componentes mediante una codificación de colores: el motor se encuentra en color naranja. Por otra parte, la carcasa se muestra en color violeta, los sellos O-Ring de rojo, el cubo de la rueda de color azul metálico, el plato del motor de color azul marino y la mangueta de verde claro.

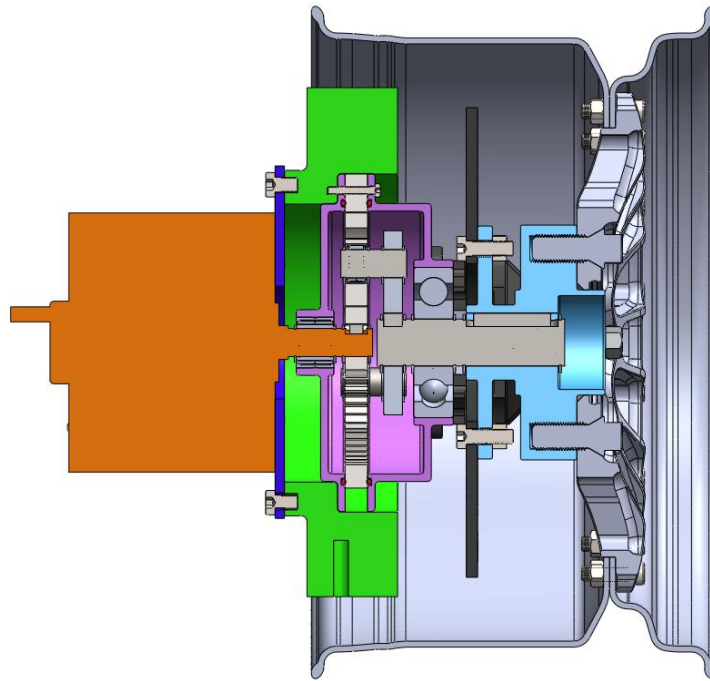


Figura 8.41. Vista en corte transversal del ensamblaje CAD 3D del sistema de transmisión propuesto.

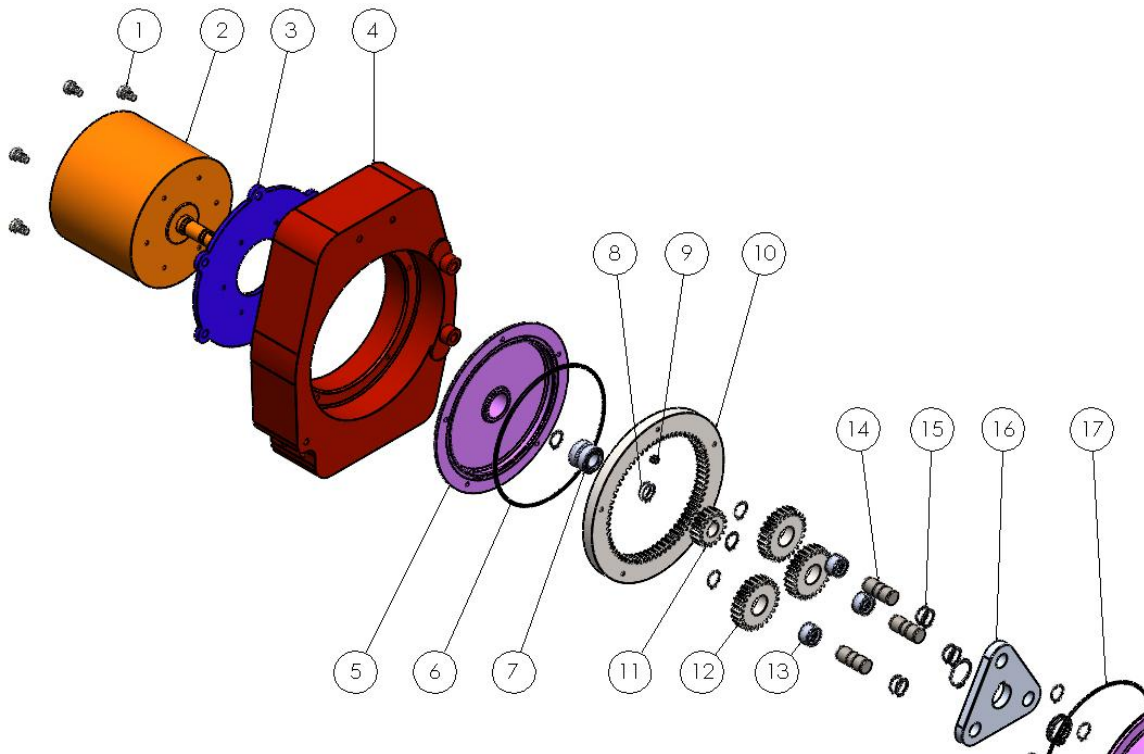


Figura 8.42. Vista explosionada del sistema de transmisión propuesto (Parte A).

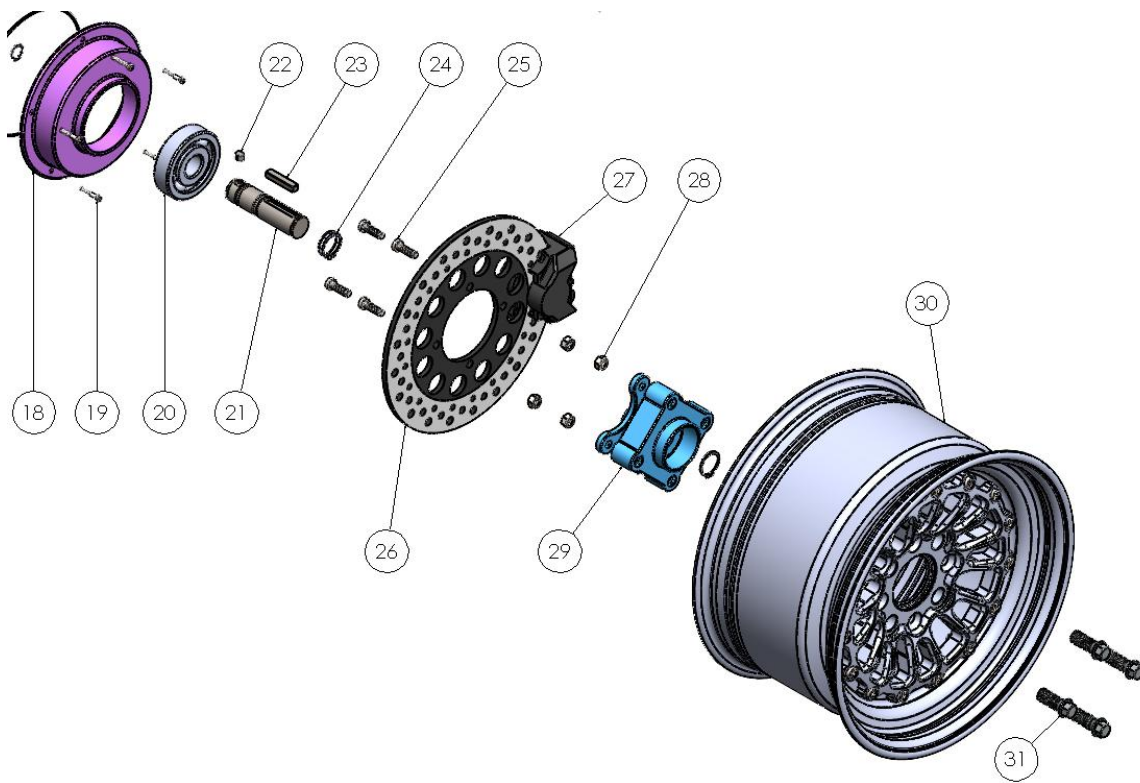


Figura 8.43. Vista explosionada del sistema de transmisión propuesto (Parte B).

Tabla 8.13. Lista de componentes del sistema de transmisión IWM propuesto.

Numeración	Componente
1	Tornillo DIN 7984 M8x12mm
2	Motor NOVA 15-70 B6 P3 LW (incluye el eje de entrada)
3	Plato del motor
4	Mangueta
5	Tapa frontal de la carcasa
6	O-Ring 2-162 frontal
7	Rodamiento SKF NKI 15/20
8	Anillo de retención DSH-15 del eje de entrada
9	Cuña del eje de entrada
10	Engrane anillo
11	Engrane sol
12	Engrane planeta
13	Rodamiento SKF HK 1512
14	Eje del engrane planeta
15	Anillo de retención DSH-15 del eje del engrane planeta
16	Porta-satélites
17	O-Ring 2-162 posterior
18	Tapa posterior de la carcasa
19	Tornillo DIN 7984 M4x25mm
20	Rodamiento SKF 6405
21	Eje de salida
22	Cuña del eje de salida (acoplamiento para el porta-satélites)
23	Cuña del eje de salida (acoplamiento para el cubo de la rueda)
24	Anillo de retención DSH-25
25	Tornillo DIN 7984 M8x25mm
26	Disco de freno
27	Pinza de freno
28	Tuerca DIN 934 M8
29	Cubo de la rueda
30	Rin 13'' FSAE Veelvoud
31	Perno de la rueda de ½''

Capítulo

9

Evaluación del comportamiento operativo del sistema de transmisión

9.1. Análisis cinemático del tren de engranajes planetarios

Para evaluar el comportamiento del sistema de transmisión propuesto, se llevó a cabo un análisis cinemático utilizando el software de SolidWorks. Este análisis consideró la curva de operación del motor seleccionado (NOVA 15-70-B6 P30 LW) [47], de manera similar a lo realizado en la Sección 5.1.

La curva de operación, proporcionada por el fabricante, se presenta en la Figura 9.1. En esta figura, la curva azul representa el torque del motor, mientras que las curvas roja y verde corresponden a la velocidad angular y a su eficiencia, respectivamente.

La velocidad máxima es de aproximadamente 5,150 RPM bajo una corriente de alimentación de 20 A, mientras que la velocidad mínima es de 3,400 RPM cuando se suministran 240 A al motor eléctrico. Por el contrario, el valor máximo del par motor se presenta a 240 A, que corresponde a 56 Nm. El par motor mínimo se obtiene cuando la corriente es equivalente a 20 A, cuyo valor es de 3 Nm.

Por su parte, la eficiencia del motor se mantiene por encima del 80% en la mayoría del tiempo de operación. La escala para la eficiencia y el torque es la misma, correspondiente a los valores del lado derecho de la gráfica (Figura 9.1).

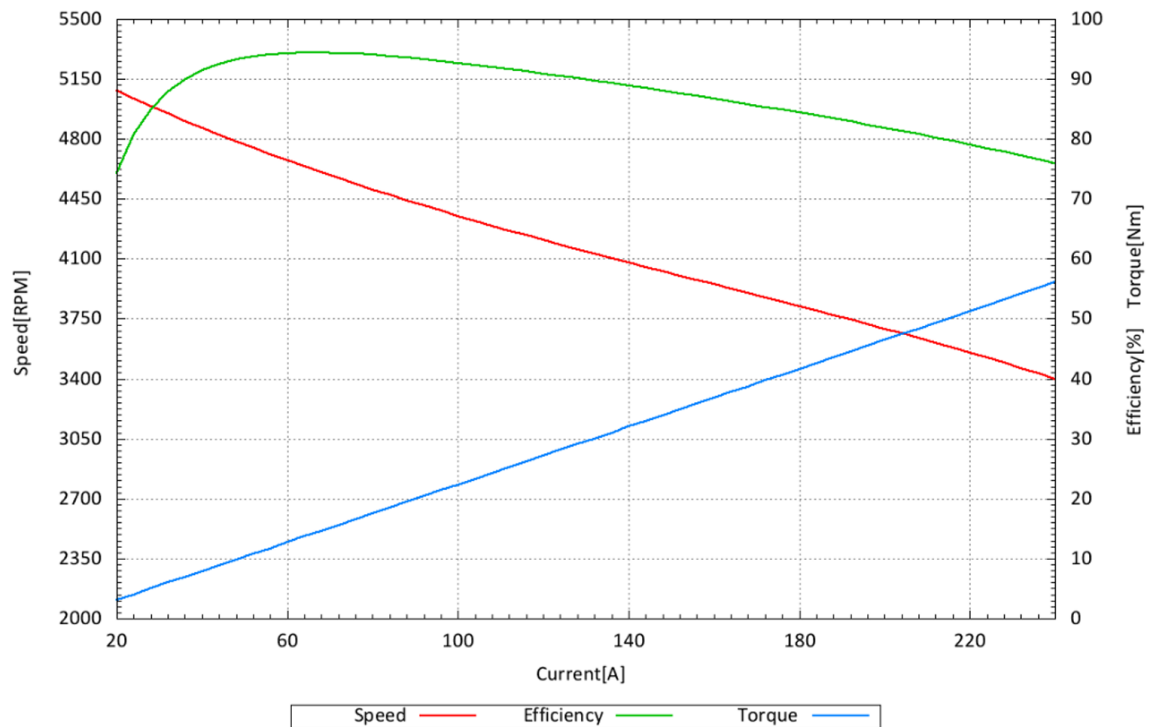


Figura 9.1. Curva de operación del motor Nova 15 70-B6 P30 [47].

Se observa que, al disminuir la corriente suministrada, el motor proporciona una mayor velocidad angular a costa de un menor torque. En cambio, si se suministra mayor corriente, la velocidad angular disminuye, mientras que el torque se incrementa. Este comportamiento es característico de los motores eléctricos (EM) y ha sido descrito previamente en la sección correspondiente al estado del arte.

Continuando con el análisis cinemático, este se aplicó a un modelo simplificado del tren de engranajes planetarios propuesto, utilizando una relación de transmisión predeterminada de 4.9 y una configuración mecánica de tipo planetaria. El ensamblaje CAD 3D del sistema empleado para este análisis se presenta en la Figura 9.2.

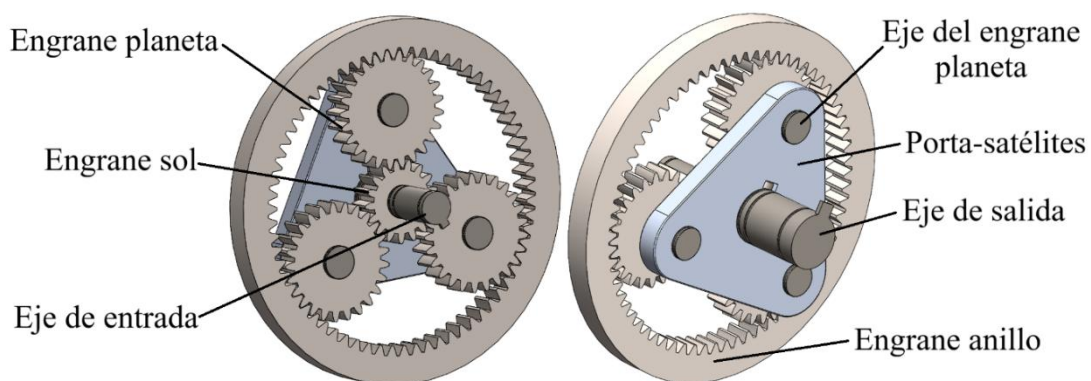


Figura 9.2. Vista frontal y posterior del modelo simplificado del sistema de engranajes propuesto (CAD 3D).

El resultado en términos de velocidad angular (RPM) se muestra en la Figura 9.3, mediante una gráfica comparativa entre la velocidad de entrada y la de salida del sistema.

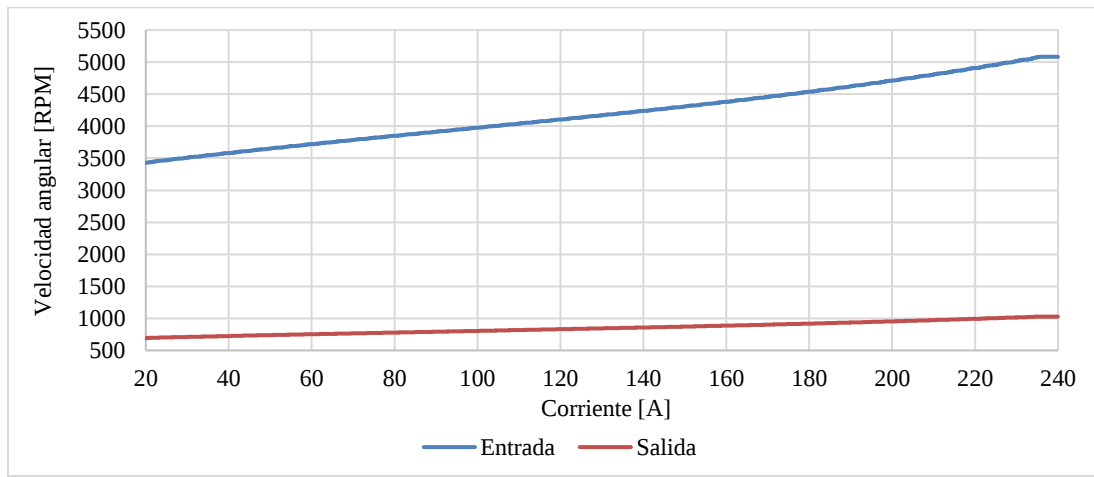


Figura 9.3. Comparativa de velocidad angular de entrada contra la velocidad de salida del sistema de engranajes propuesto.

Como se aprecia en la gráfica de la Figura 9.3, la velocidad angular de salida (representada por la curva roja) se ha reducido con respecto a la entrada. Este comportamiento concuerda con lo esperado según el diseño, ya que la disminución de velocidad angular en la salida debe ser coherente con la relación de transmisión (i) seleccionada. En este caso, implica que la velocidad angular de entrada se reduce en un factor de aproximadamente 4.9 en la salida del sistema.

Al suministrar una corriente de 20 A, el motor opera a una velocidad aproximada de 3,430 RPM. Esta velocidad se transmite a través del sistema de engranajes hasta el eje de salida, donde se registra un valor cercano a 700 RPM. Este resultado confirma que el sistema propuesto no solamente cumple con la función de reducir la velocidad angular del motor, sino que también lo hace conforme a la relación de transmisión establecida.

Como siguiente etapa del análisis, se procedió a generar la gráfica correspondiente al momento angular tanto en la entrada como en la salida del sistema. La comparación de estos parámetros se presenta en la Figura 9.4.

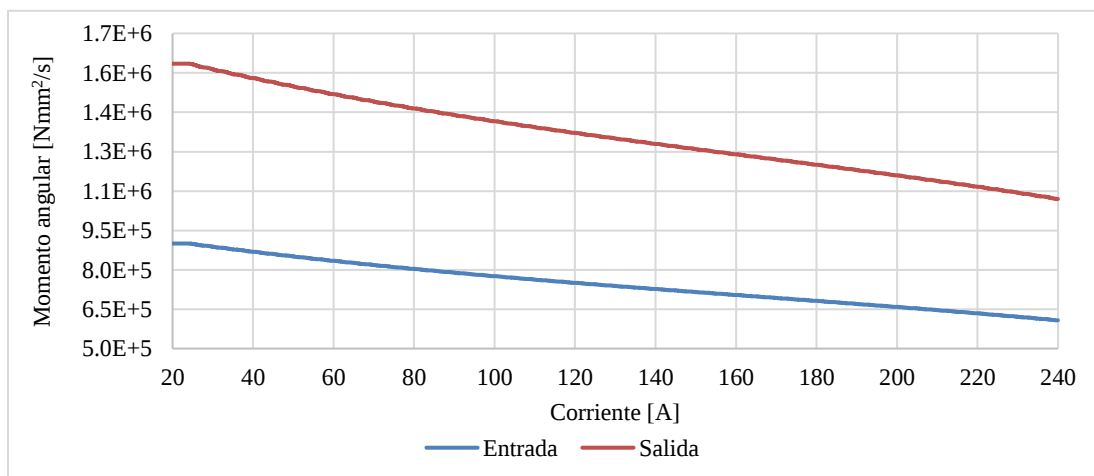


Figura 9.4. Comparativa de momento angular de entrada y salida del sistema de engranajes propuesto.

Como se observa en la gráfica anterior, el comportamiento del momento angular es inverso al de la velocidad angular. En este caso, se registra un incremento en el momento angular del eje de salida con respecto a la entrada, lo que implica un incremento en el torque, dado que este último está directamente relacionado con el momento angular.

Este comportamiento es consistente con lo esperado en un sistema reductor de velocidad, por lo que se puede concluir que el tren de engranajes planetarios diseñado cumple con los objetivos planteados: reducir la velocidad angular de entrada de acuerdo con la relación de transmisión establecida (4.9), al mismo tiempo que incrementa el torque en la salida.

9.2. Comportamiento dinámico del vehículo considerando el sistema de transmisión IWM propuesto

Una vez que se definieron los parámetros de diseño del vehículo FSAE, el modelo de motor eléctrico, el tipo de tracción y que se verificó el comportamiento del tren de engranajes planetarios, se realizaron simulaciones en pistas de un vehículo eléctrico tipo FSAE equipado con el sistema de transmisión IWM propuesto con el objetivo de estimar su comportamiento dinámico. Además, este se comparó con otros vehículos eléctricos reportados en la literatura. De esta manera, fue posible determinar si el sistema de transmisión propuesto provee la capacidad de mejorar la operatividad de un vehículo FSAE eléctrico en términos de tiempo.

El software empleado fue “OptimumLap”. Esta herramienta gratuita de simulación vehicular permite calcular el rendimiento y comportamiento de un vehículo automotor en una pista de carreras específica [68].

OptimumLap ofrece la posibilidad de simular distintos tipos de vehículos, incluidos aquellos diseñados bajo los lineamientos de la competencia FSAE. Los resultados generados por el software pueden visualizarse a través de tablas, gráficas y mapas del circuito. Entre los principales parámetros que se pueden analizar se encuentran: la velocidad del vehículo, el tiempo de vuelta, las velocidades de rotación del motor, los cambios de marcha, así como los porcentajes de aceleración y frenado, entre otros.

Para llevar a cabo las simulaciones en OptimumLap de manera adecuada, fue necesario ingresar una serie de parámetros que representan las características específicas del vehículo a analizar. Entre estos se incluyen: la masa total del vehículo, el tipo de tracción (ya sea tracción en dos ruedas 2WD o en las cuatro ruedas AWD), datos aerodinámicos, propiedades de los neumáticos (como el radio efectivo), la curva de operación del motor (torque en función de la velocidad angular) y las relaciones de transmisión de la caja de cambios. En este caso, corresponden a la relación del sistema de engranajes planetarios. Así, es posible evaluar cómo cada parámetro individual influye en el rendimiento del vehículo en condiciones de competencia simulada.

Las características del vehículo y del motor introducidas en el software corresponden a aquellas definidas en las etapas previas del diseño. A continuación, en la Figura 9.5 se presentan las especificaciones del vehículo ingresadas en el entorno de simulación.

VEHICLE SETUP

General Data

Vehicle Type: **FSAE**

Mass: **300.000** kg

Driven Type: ☐ 2WD ☒ AWD

Aero Data

☒ Drag-Lift ☐ Efficiency-Lift

Drag Coefficient: **0.500**

Downforce Coefficient: **1.200**

Front Area: **1.200** m²

Air Density: **1.225** kg/m³

Tire Data

Tire Radius: **0.260** m

Rolling Resistance: **0.030**

Longitudinal Friction: **1.400**

Lateral Friction: **1.500**

Figura 9.5. Configuración del vehículo FSAE eléctrico considerando el sistema de transmisión propuesto en el software de OptimumLap.

Es importante señalar que los datos aerodinámicos, así como ciertos parámetros adicionales correspondientes a los neumáticos mostrados en la figura anterior, corresponden a la configuración estándar para vehículos de tipo FSAE proporcionada por el propio software. Por tal motivo, dichos valores se conservaron sin modificaciones.

En lo que respecta a la información del motor eléctrico, se introdujeron los valores de velocidad angular (RPM) y torque (medido en Nm) previamente obtenidos, los cuales se encuentran representados en la Figura 9.1. A partir de estos datos, se generó una gráfica de desempeño del motor, la cual se muestra en la Figura 9.6.

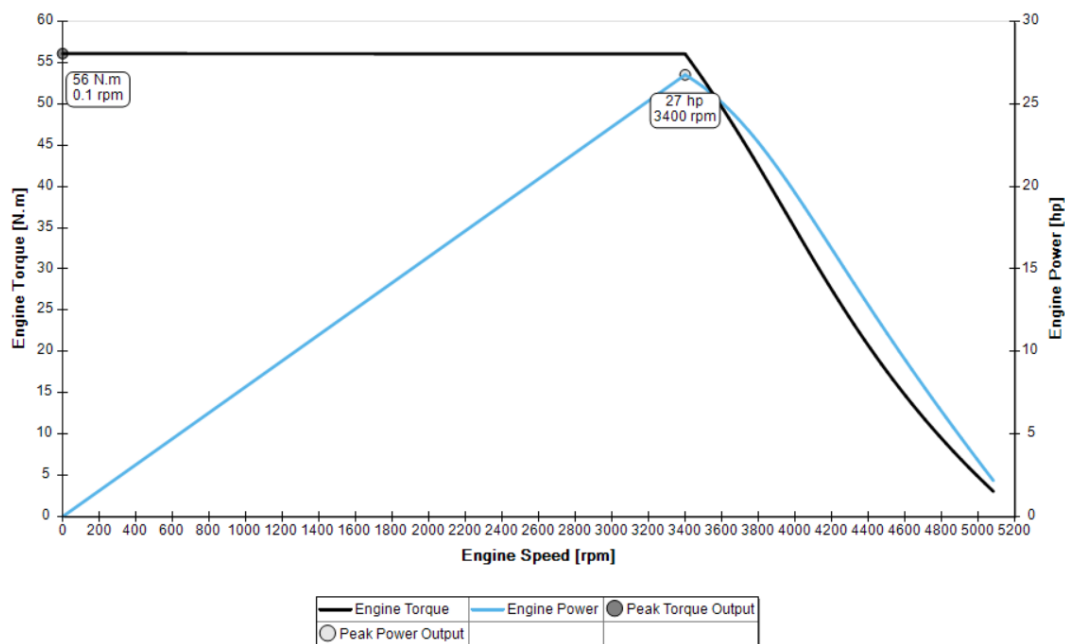


Figura 9.6. Curva de operación del motor Nova 15 LW generada en OptimumLap.

Finalmente, la relación de transmisión configurada en el software se presenta en la Figura 9.7. OptimumLap permite definir múltiples relaciones de transmisión, asociadas a cada uno de los cambios de marcha que existen en una caja de transmisión convencional. Sin embargo, dado que en este proyecto se utiliza una caja con una única etapa planetaria, fue suficiente con especificar únicamente la relación de transmisión calculada.

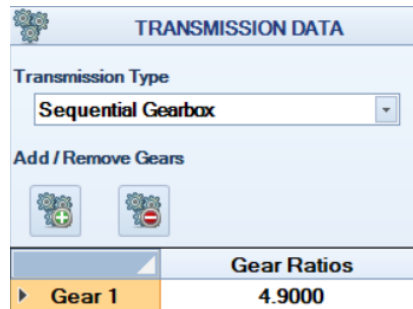


Figura 9.7. Características de la caja de transmisión configurada en OptimumLap.

Junto con los parámetros previamente descritos, el siguiente elemento restante por definir en este punto es la pista o el circuito en el cual se desea evaluar el desempeño del prototipo. El módulo OptimumG [68], integrado en el entorno del software, proporciona una base de datos con pistas de carreras reconocidas a nivel internacional, incluyendo varios de los circuitos empleados en eventos de autocross y endurance durante ediciones anteriores de la competencia Fórmula SAE. La lista de las pistas seleccionadas para las simulaciones y su respectivo análisis se presenta en la Figura 9.8.



Figura 9.8. Listado de los circuitos simulados en OptimumLap.

La elección de estos dos eventos (autocross y endurance) resultó especialmente relevante, ya que ambos representan las pruebas de mayor peso en la puntuación total de la competencia. Las dos consisten en vueltas a contrarreloj, lo que permite una evaluación directa del rendimiento dinámico del vehículo.

Por lo tanto, esta segunda etapa del análisis numérico del sistema de transmisión se centra en comparar los tiempos de vuelta obtenidos por el vehículo simulado con el sistema de transmisión IWM propuesto, frente a los tiempos reportados en la literatura para vehículos eléctricos FSAE previamente analizados en este trabajo.

Los vehículos considerados para la comparación en este análisis son los propuestos por White *et al.* [15], Patel *et al.* [16] y Daled y Schoenaers [9]. Las configuraciones de cada uno de

estos vehículos, incluyendo las características del motor y del sistema de transmisión, fueron implementadas en el software OptimumLap conforme a los datos técnicos reportados por estos autores.

A continuación, se presentan las configuraciones específicas introducidas en el simulador para cada caso de estudio:

- En la Figura 9.9 se muestra la configuración correspondiente al vehículo propuesto por White *et al.* [15].
- En la Figura 9.10, la configuración del vehículo analizado por Patel *et al.* [16].
- Finalmente, en la Figura 9.11, se presenta la configuración del vehículo documentado por Daled y Schoenaers [9].

VEHICLE SETUP	
General Data	
Vehicle Type	FSAE
Mass	300.800 kg
Driven Type	2WD

Tire Data	
Tire Radius	0.260 m
Rolling Resistance	0.030 -
Longitudinal Friction	1.400 -
Lateral Friction	1.500 -

TRANSMISSION DATA	
Transmission Type	Sequential Gearbox
Add / Remove Gears	[+/-]
Gear Ratios	
Gear 1	14.5000

Figura 9.9. Configuración del vehículo FSAE de White *et al.* [15] en OptimumLap.

VEHICLE SETUP	
General Data	
Vehicle Type	FSAE
Mass	320.000 kg
Driven Type	2WD

Tire Data	
Tire Radius	0.260 m
Rolling Resistance	0.030 -
Longitudinal Friction	1.400 -
Lateral Friction	1.500 -

TRANSMISSION DATA	
Transmission Type	Sequential Gearbox
Add / Remove Gears	[+/-]
Gear Ratios	
Gear 1	4.5000

Figura 9.10. Configuración del vehículo FSAE de Patel *et al.* [16] en OptimumLap.

VEHICLE SETUP	
General Data	
Vehicle Type	FSAE
Mass	320.000 kg
Driven Type	2WD

Tire Data	
Tire Radius	0.300 m
Rolling Resistance	0.030 -
Longitudinal Friction	1.400 -
Lateral Friction	1.500 -

TRANSMISSION DATA	
Transmission Type	Sequential Gearbox
Add / Remove Gears	[+/-]
Gear Ratios	
Gear 1	3.5200

Figura 9.11. Configuración del vehículo FSAE de Daled y Schoenaers [9] en OptimumLap.

En este contexto, se realizó una simulación inicial de los cuatro vehículos en el circuito “FSAE Endurance Nebraska 2012”, seleccionado de la base de datos proporcionada por el software. Este circuito representa una prueba de resistencia típica en competiciones de Fórmula SAE, lo que lo convierte en un escenario adecuado para evaluar el desempeño global de cada configuración.

Los resultados obtenidos en términos de velocidad promedio (km/h) y tiempo de vuelta (s) para cada uno de los vehículos simulados se presentan en la Figura 9.12.

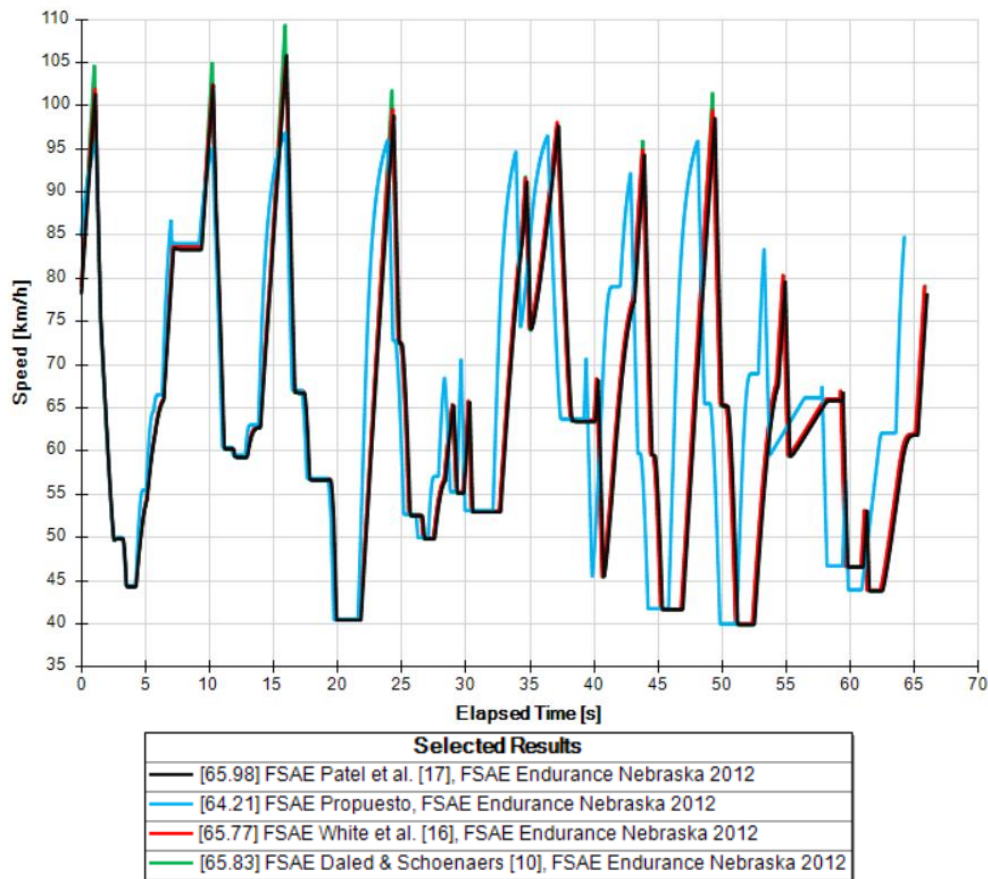


Figura 9.12. Gráfica comparativa de velocidades contra tiempo de vuelta de los vehículos FSAE en la pista Endurance Nebraska 2012.

Como se observa en la gráfica de la Figura 9.12 y su correspondiente leyenda, el vehículo FSAE eléctrico con las características definidas en este trabajo e implementado con el sistema de transmisión IWM propuesto (representado por la curva azul) obtuvo menor tiempo de vuelta, con un valor de 64.21 segundos. Este resultado sugiere un desempeño competitivo en comparación con las configuraciones reportadas en la literatura.

El mapa del circuito, que muestra la distribución de velocidades alcanzadas por el vehículo a lo largo del recorrido, se presenta en la Figura 9.13. Dicho mapa utiliza una escala de colores para representar los diferentes intervalos de velocidad registrados durante la simulación.

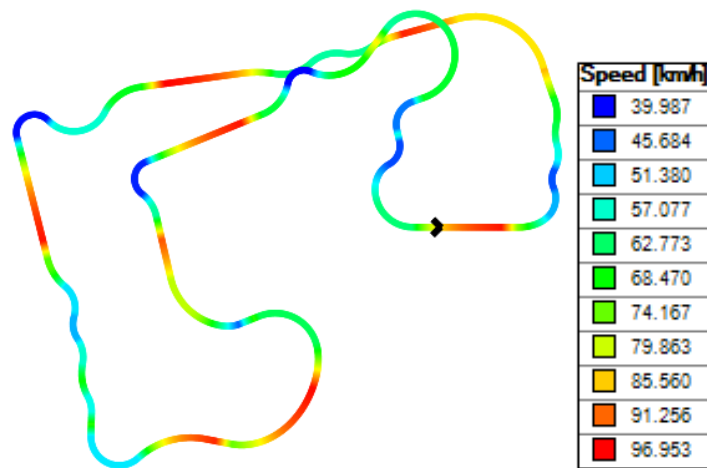


Figura 9.13. Velocidades del vehículo FSAE eléctrico equipado con el sistema de transmisión IWM propuesto en el circuito FSAE Endurance Nebraska 2012.

La segunda simulación se realizó en el circuito “FSAE Endurance Alemania 2012”, otro escenario representativo de las competencias Fórmula SAE. Los resultados obtenidos en cuanto a velocidad (km/h) y tiempo de vuelta (s) para los vehículos simulados se muestran en la Figura 9.14.

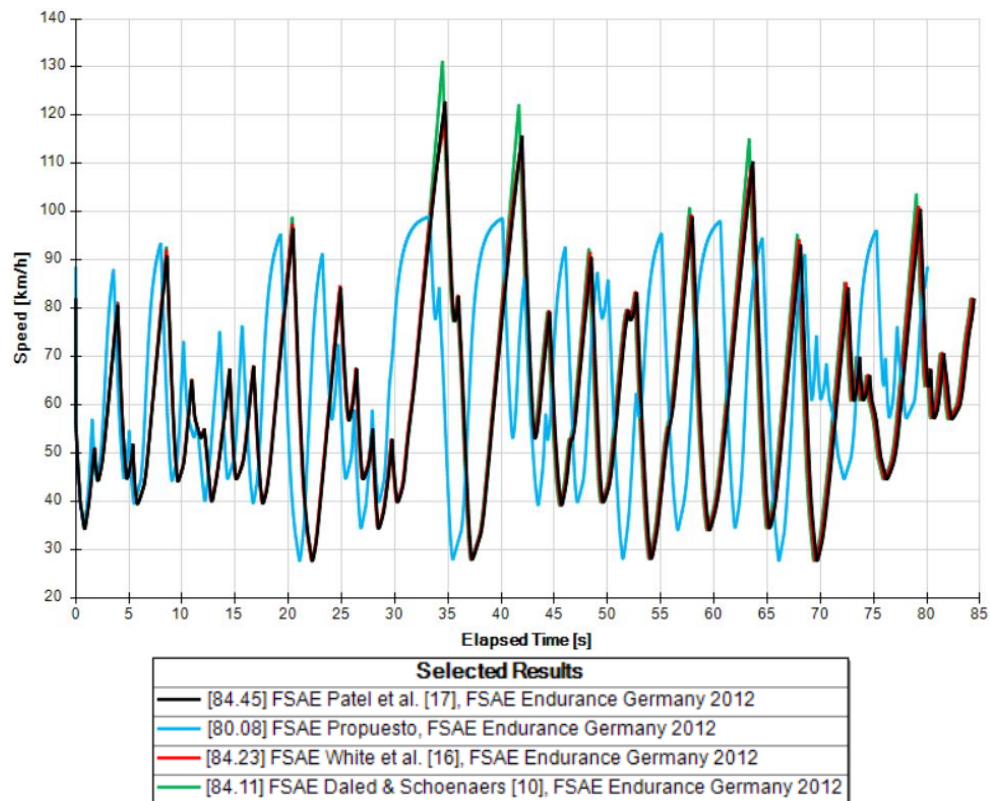


Figura 9.14. Gráfica comparativa de velocidades contra el tiempo de vuelta de los vehículos FSAE en el circuito Endurance Germany 2012.

En esta simulación, nuevamente se observó que el vehículo FSAE eléctrico con las características establecidas y equipado con el sistema de transmisión propuesto logra

completar la vuelta en el menor tiempo. El mapa que ilustra el intervalo de velocidades alcanzadas por el vehículo durante el recorrido en este circuito se presenta en la Figura 9.15.

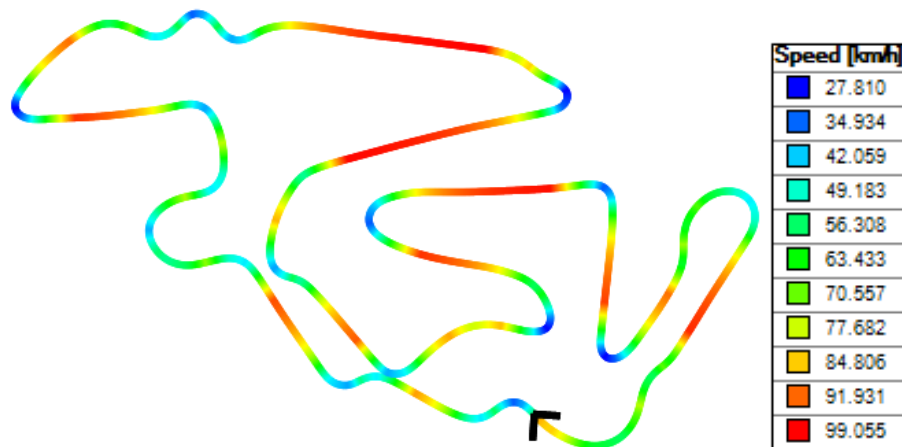


Figura 9.15. Intervalo de velocidades del vehículo FSAE eléctrico con sistema IWM en el circuito FSAE Endurance Germany 2012.

Por otro lado, la Figura 9.16 muestra una gráfica comparativa de velocidades promedio contra el tiempo de vuelta para los vehículos FSAE en el circuito “FSAE Endurance Alemania 2010”.

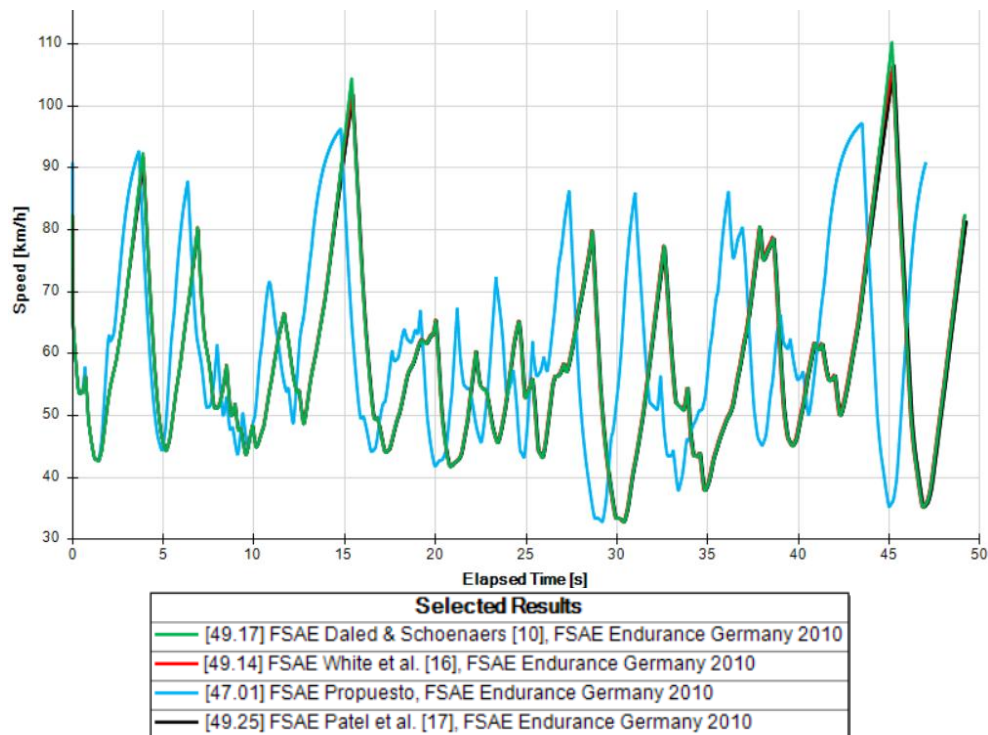


Figura 9.16. Gráfica comparativa de velocidades contra el tiempo de vuelta de los vehículos FSAE en el circuito Endurance Germany 2010.

El vehículo eléctrico FSAE, con las características definidas y equipado con el sistema de transmisión propuesto, obtuvo el menor tiempo de vuelta en esta tercera pista analizada. El

mapa del circuito, que presenta el intervalo de velocidades alcanzadas por el vehículo durante el recorrido, se muestra en la Figura 9.17.



Figura 9.17. Velocidades del vehículo FSAE eléctrico equipado con el sistema de transmisión IWM propuesto en el circuito FSAE Endurance Germany 2010.

Siguiendo esta misma metodología, se realizaron simulaciones adicionales considerando los demás circuitos FSAE presentados previamente en la Figura 9.8. En cada uno de estos escenarios se obtuvieron los valores correspondientes a los parámetros de interés, principalmente las velocidades promedio y los tiempos de vuelta, utilizando el mismo procedimiento aplicado en los tres casos previamente analizados.

Los resultados consolidados de estas simulaciones se presentan en la Tabla 9.1, en la cual se han resaltado en color amarillo los mejores tiempos de vuelta registrados para cada circuito.

Tabla 9.1. Resumen de velocidades promedio y tiempos de vuelta en distintos circuitos FSAE. Mejores tiempos resaltados en color amarillo.

Parámetros	Vehículos FSAE eléctricos			
	Propuesto	Patel <i>et al.</i> [16]	White <i>et al.</i> [15]	Daled y Schoenaers [9]
FSAE Endurance Austria 2012				
Tiempo de vuelta (s)	50.85	52.49	52.35	52.38
Velocidad máxima (km/h)	98.32	115.91	114.07	121.41
FSAE Endurance Australia 2011				
Tiempo de vuelta (s)	50.66	52.42	52.31	52.38
Velocidad máxima (km/h)	92.19	88.79	89.94	90.41
FSAE Endurance Nebraska 2012				
Tiempo de vuelta (s)	64.21	65.98	65.77	65.83
Velocidad máxima (km/h)	96.95	105.88	105.53	109.36
FSAE Autocross Nebraska 2013				
Tiempo de vuelta (s)	51.53	54.31	54.21	54.25
Velocidad máxima (km/h)	97.44	106.8	106.01	110.12
FSAE Endurance Germany 2010				
Tiempo de vuelta (s)	47.01	49.25	49.14	49.17
Velocidad máxima (km/h)	97.24	106.58	106.36	110.34
FSAE Endurance Germany 2012				
Tiempo de vuelta (s)	80.08	84.45	84.23	84.11
Velocidad máxima (km/h)	99.06	122.83	118.62	131.24
FSAE Autocross Germany 2012				
Tiempo de vuelta (s)	74.05	77.12	76.93	77.01
Velocidad máxima (km/h)	97.37	108.26	107.52	111.71
FSAE Endurance Michigan 2012				
Tiempo de vuelta (s)	49.10	48.70	48.64	48.36
Velocidad máxima (km/h)	99.33	129.67	121.82	138.58
FSA Michigan Endurance 2014				
Tiempo de vuelta (s)	59.50	61.19	61.07	61.01
Velocidad máxima (km/h)	99.28	127.96	121.27	135.17

Como se puede observar en la Tabla 9.1, así como en las gráficas correspondientes a las primeras tres simulaciones, el vehículo que presentó el mejor desempeño en la mayoría de los circuitos fue aquel configurado con las características de diseño y el sistema de transmisión propuestos, identificado como “FSAE propuesto” durante las simulaciones. Si bien este vehículo no alcanzó la mayor velocidad máxima absoluta, dicha velocidad se encuentra dentro del intervalo establecido en los parámetros de diseño, lo cual indica un desempeño eficiente y coherente con los objetivos planteados.

Con base en los análisis realizados mediante el software OptimumLap, se concluye que un vehículo tipo FSAE que incorpore los parámetros de diseño especificados en la Sección 3 y

esté equipado con el sistema de transmisión IWM propuesto, podría alcanzar desempeño superior en las pruebas de Autocross y Endurance de una competencia real de prototipos eléctricos, mejorando tanto los tiempos de vuelta como la eficiencia en pista.

9.3. Dimensionamiento del paquete de baterías del sistema propuesto

Se llevó a cabo el dimensionamiento de un paquete de baterías capaz de suministrar la energía necesaria para que el vehículo pueda completar la prueba de Endurance, la cual representa el evento de mayor duración dentro de una competencia FSAE.

La energía requerida (E) se estimó a partir de los resultados obtenidos en las simulaciones realizadas en el software OptimumLap, tomando como referencia la pista más exigente en términos de longitud y demanda energética: FSAE Endurance Germany 2012. El valor calculado de energía total necesaria para completar esta prueba fue de 11 kWh.

El procedimiento empleado para el dimensionamiento del paquete de baterías es el mismo descrito en la Sección 4.3, pero ahora aplicado con base en las condiciones específicas de desempeño obtenidas previamente. En primer lugar, se recopiló la información relevante del reglamento oficial de la competencia Fórmula SAE en lo referente al diseño y seguridad de los sistemas de almacenamiento de energía. Las restricciones y lineamientos establecidos son los siguientes [19]:

- Se permite el uso de cualquier tipo de batería, con excepción de baterías de sal, térmicas o de celda de combustible.
- El voltaje máximo permitido para el sistema de acumulación de energía es de 600 V.
- La potencia máxima que puede ser suministrada por el paquete de baterías está limitada a 80 kW.
- El paquete debe estar dividido en secciones para propósitos de seguridad, mantenimiento y control térmico.

Además, cada sección del paquete de baterías debe cumplir con las siguientes restricciones establecidas por el reglamento de la competencia:

- Voltaje máximo por sección: 120 V.
- Energía máxima almacenada por sección: 6 MJ (1.66 kWh).

Adicionalmente, las celdas o baterías seleccionadas deben tener una alta capacidad energética y una masa reducida, con el fin de satisfacer los requerimientos de potencia de los motores y, al mismo tiempo, contribuir al objetivo de reducir la masa total del vehículo, un aspecto crucial en el rendimiento dinámico de un prototipo FSAE.

Para el sistema, el paquete de baterías debe ser capaz de suministrar un voltaje nominal de 120 V, que corresponde al voltaje máximo de operación (U) del motor NOVA 15-70-B6 P30 LW, y debe tener una capacidad total de almacenamiento de energía (E) de 11 kWh, de acuerdo con lo estimado en la simulación del evento Endurance.

Previo al desarrollo de los cálculos, se llevó a cabo una investigación documental de diferentes modelos de celdas comúnmente utilizadas en vehículos FSAE eléctricos, conforme a lo reportado en la literatura técnica reciente. El listado de estas celdas se presenta en la Tabla 9.2.

Tabla 9.2. Listado de celdas utilizadas en vehículos FSAE eléctricos reportadas en la literatura.

Modelo de la celda	Voltaje nominal, U_{bat} (V)	Capacidad, C_{bat} (Ah)	Masa, m_{bat} (kg)
EVELF50-73103 [19]	3.64	50	1.38
A123 AMP20m1HD-A [19]	3.3	20	0.496
Melasta SLPBA375175 [69]	4.2	15	0.31
Melasta SLPBA875175 [70]	3.7	15	0.3025
VTC6 Sony/Murata 2x4 [71]	3.6	24	0.448
Electric Power EPB097197VVP [72]	3.9	30	0.45

Posteriormente, se aplicaron las ecuaciones (4.2) a (4.5) utilizando las características técnicas de cada modelo de celda listadas en la Tabla 9.2. Estas ecuaciones permitieron calcular los parámetros clave para el dimensionamiento de los diferentes paquetes de baterías, tales como el número de celdas en serie y paralelo, la energía total disponible, la masa del paquete y el número de secciones requeridas según las restricciones reglamentarias.

Los resultados obtenidos para cada configuración se presentan de manera resumida en las Tablas 9.3 y 9.4, correspondientes a la Parte A y Parte B, respectivamente.

Tabla 9.3. Resultados de los cálculos para cada paquete de baterías según el modelo de celda considerado (Parte A).

Modelo de la celda	n_{ser}	n_{paral}	No. de celdas	m_{total} (kg)
EVELF50-73103 [19]	33	2	66	91.08
A123 AMP20m1HD-A [19]	37	5	185	91.76
Melasta SLPBA375175 [69]	29	7	203	62.93
Melasta SLPBA875175 [70]	33	7	231	69.88
VTC6 Sony/Murata 2x4 [71]	34	4	136	60.93
Electric Power EPB097197VVP [72]	31	3	93	41.85

Tabla 9.4. Resultados de los cálculos para cada paquete de baterías según el modelo de celda considerado (Parte B).

Modelo de la celda	Voltaje total (V)	Energía total (kWh)
EVELF50-73103 [19]	120.12	12.01
A123 AMP20m1HD-A [19]	122.1	12.21
Melasta SLPBA375175 [69]	126	13.23
Melasta SLPBA875175 [70]	122.1	12.82
VTC6 Sony/Murata 2x4 [71]	122.4	11.75
Electric Power EPB097197VVP [72]	124.8	11.23

Tras el análisis y comparación de los resultados presentados en las Tablas 9.3 y 9.4, se concluye que la mejor configuración del paquete de baterías, en términos de cantidad total de celdas y masa del sistema, se obtiene utilizando celdas EPB097197VVP. Dicha configuración no solo cumple con las restricciones establecidas por el reglamento, sino que también es capaz de suministrar el voltaje nominal y la energía total requeridos por el sistema de propulsión eléctrica.

Por lo tanto, se seleccionó este modelo de celda para alimentar los motores eléctricos del sistema de transmisión IWM propuesto. Las especificaciones técnicas detalladas de esta celda, proporcionadas por el fabricante, se encuentran disponibles en el Anexo F.

Como último paso en el proceso de dimensionamiento, se llevó a cabo la distribución del paquete de celdas en secciones, conforme a los requisitos establecidos por el reglamento de la competencia. Para ello, se optó por una distribución equitativa de las celdas, aumentando el número de celdas conectadas en serie a 32. Esto resultó en una configuración general del paquete de 3 filas de 32 celdas en serie conectadas en paralelo (32sx3p).

Con base en la configuración, se definieron ocho secciones, cada una compuesta por tres filas en paralelo, formadas por cuatro celdas conectadas en serie por fila (4sx3p por sección). De este modo, cada sección opera a un voltaje nominal de 15.6 V y tiene una capacidad de almacenamiento de energía de aproximadamente 1.4 kWh, cumpliendo con los límites máximos establecidos por el reglamento.

Dentro de este orden de ideas, se concluyó el dimensionamiento del paquete de baterías, el cual está diseñado para suministrar la energía requerida a los cuatro motores eléctricos que conforman el sistema de transmisión IWM propuesto, cumpliendo en todo momento con los lineamientos establecidos por el reglamento de la competencia.

El diseño final contempla un total de 96 celdas, distribuidas en ocho secciones, con una masa total aproximada de 43.2 kg. Esta configuración proporciona una autonomía estimada de entre 22 y 23 vueltas en pista, lo que equivale a una distancia aproximada de 31 km, suficiente para completar la prueba de endurance.

Para una mejor comprensión y visualización de la estructura del paquete de baterías, se presenta en la Figura 9.18 el diagrama esquemático correspondiente.

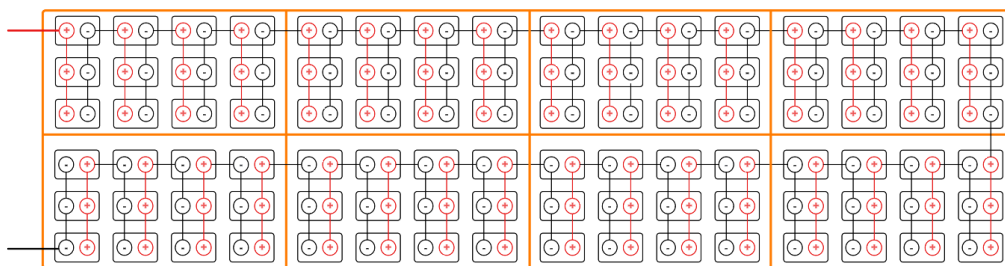


Figura 9.18. Diagrama de la configuración del paquete de baterías diseñado para el sistema de transmisión IWM propuesto.

9.4. Análisis estructural de los engranes

El modelo geométrico CAD 3D del tren de engranajes planetarios fue sometido a una simulación estructural estática utilizando el software ANSYS, una herramienta de ingeniería empleada para modelar, simular, analizar y predecir el comportamiento y rendimiento de diseños de piezas y sistemas en diversos campos, basada en el método de elementos finitos (FEA, por sus siglas en inglés) [73].

El procedimiento de desarrollo de este trabajo se fundamenta en las metodologías propuestas por Patel *et al.* [16], Bakshi *et al.* [10], Rohithraj y Sundar [18], Agrawal *et al.* [74], Karthick *et al.* [75] y Guanjin y Wenyi [76]. A partir de estos estudios se identificaron los puntos de contacto, las ubicaciones de las condiciones de frontera y las cargas actuantes en el modelo.

El enfoque de este análisis se centró en evaluar la resistencia estructural de los engranes y optimizar su geometría con el objetivo de lograr una reducción significativa de masa sin comprometer su desempeño mecánico. El procedimiento seguido para el análisis estructural se desarrolló conforme a las siguientes etapas:

- Importación del modelo geométrico CAD 3D del sistema de engranajes propuesto.
- Definición de las propiedades del material seleccionado.
- Especificación del tipo de contacto entre los componentes.
- Generación de la malla de elementos finitos.
- Aplicación de las condiciones de frontera, soportes y cargas.
- Análisis de los esfuerzos y deformaciones resultantes.
- Evaluación de la vida útil mediante el análisis de fatiga.
- Optimización geométrica de los engranes.

No obstante, antes de ejecutar los pasos descritos anteriormente, se reprodujo un caso de estudio reportado en la literatura [16], con el propósito de validar la confiabilidad del procedimiento empleado. Para ello, se replicó el modelo geométrico CAD 3D del tren de engranajes presentado en el trabajo de referencia (mostrado en la Figura 9.19) y se establecieron las mismas condiciones de frontera descritas en dicho estudio.

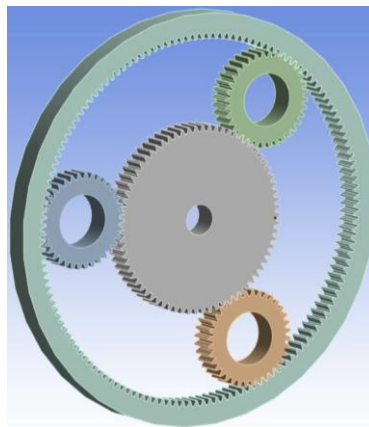


Figura 9.19. Sistema de engranajes planetarios de referencia, propuesto por Patel *et al.* [16].

Posteriormente, se definieron en el software las propiedades del material asignado a los engranajes. El material seleccionado corresponde al acero DIN 1.6587, el mismo utilizado en los engranes del sistema de transmisión propuesto. Las propiedades mecánicas consideradas para el análisis por elementos finitos se presentan en la Tabla 9.5, de acuerdo con los valores reportados en la literatura [16].

Tabla 9.5. Propiedades del material DIN 1.6587 consideradas para el análisis FEM.

Material	Densidad	Módulo elástico de Young	Resistencia a la fluencia	Resistencia última a la tensión	Relación de Poisson
DIN 1.6587	7,800 kg/m ³	210 GPa	850 MPa	1,200 MPa	0.3

A continuación, se definió un contacto friccional entre los dientes de los engranes, asignando un coeficiente de fricción de 0.1, valor que corresponde a la interacción entre superficies de acero bajo condiciones de lubricación [77]. En la Figura 9.20 se muestra de forma ilustrativa la zona de contacto entre los dientes, donde los dientes en color rojo representan el contacto conductor (es decir, el punto desde donde se transmite el movimiento), mientras que los dientes en color azul corresponden al contacto objetivo.

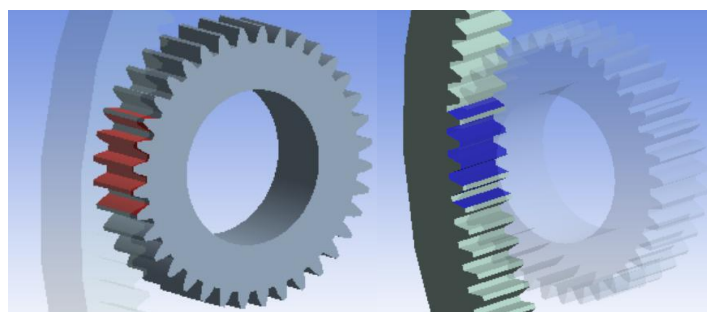


Figura 9.20. Contacto entre dientes del engrane planeta y el engrane anillo.

Una vez realizado este paso, se procedió a generar el mallado del modelo. El mallado consiste en dividir la geometría en un conjunto de elementos más pequeños, con el fin de estimar los esfuerzos y deformaciones en puntos específicos de la estructura [22]. En este caso, se procuró aplicar una malla similar a la reportada en el estudio de referencia, tal como se observa en la Figura 9.21.

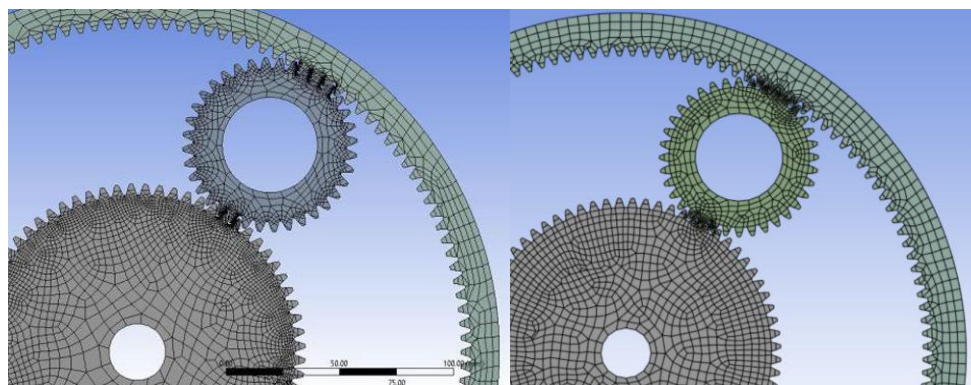


Figura 9.21. Comparativa entre el mallado reportado por Patel *et al.* [16] y el desarrollado en este trabajo.

En cuanto a las condiciones de frontera, se estableció como soporte fijo la cara exterior del engrane anillo, ya que este componente permanece estático durante la operación. Asimismo, se aplicó el momento de entrada correspondiente al torque del motor en el eje interior del engrane sol, tal como se muestra en la Figura 9.22.

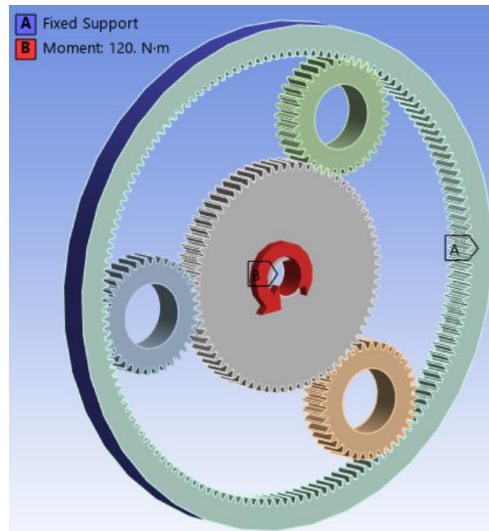


Figura 9.22. Soporte fijo y carga aplicados.

Por último, se definió que los engranes planeta y sol rotan sobre su propio eje, específicamente alrededor del eje z. De esta manera, se especificó en el software que estos componentes son móviles, permitiendo que su comportamiento se asemeje al de una condición real de rotación. Esta configuración se ilustra en la Figura 9.23.

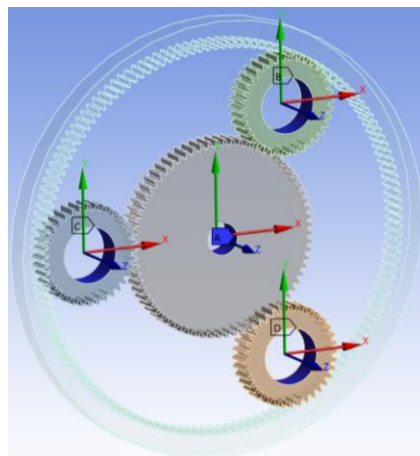


Figura 9.23. Condiciones de revolución en los engranes.

Finalmente, se ejecutó la simulación de análisis estructural sobre el modelo replicado y se compararon los resultados obtenidos. En este caso, se consideraron los niveles de esfuerzos de von Mises y la deformación estática equivalente como parámetros de comparación. En la Tabla 9.6 se presentan los resultados de la simulación, junto con los valores reportados por Patel *et al.* [16], así como el porcentaje de la diferencia entre ambos modelos.

Tabla 9.6. Comparación de resultados entre el análisis de referencia y el análisis de validación.

Parámetro	Modelo de referencia	Modelo desarrollado	Error
Esfuerzos de von Mises	48.695 MPa	48.643 MPa	0.106%
Deformación estática equivalente	0.0002366 mm	0.00023184 mm	2.011%

Por otra parte, en la Figura 9.24 se muestra una gráfica comparativa de los contornos de esfuerzo-deformación de los dos modelos tratados. La curva azul representa el modelo de referencia, mientras que la curva naranja el modelo desarrollado.

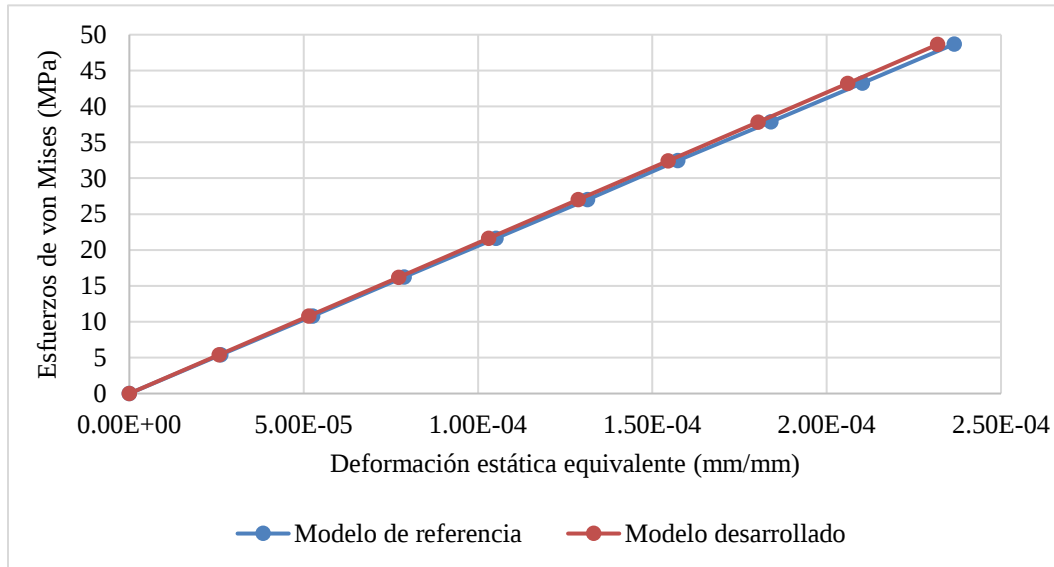


Figura 9.24. Gráfica comparativa de los niveles de esfuerzo-deformación entre el modelo de referencia y el desarrollado.

Como puede observarse, los resultados obtenidos son satisfactorios, lo que permite validar el procedimiento realizado. Los valores calculados presentan un error mínimo en comparación con los del modelo de referencia. En consecuencia, se considera válido proseguir con el análisis estructural aplicado al tren de engranajes planetarios propuesto. El modelo geométrico correspondiente se muestra en la Figura 9.25.

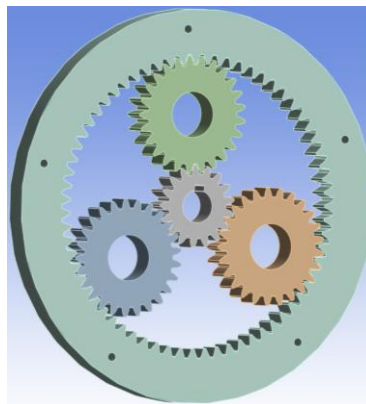


Figura 9.25. Modelo geométrico CAD 3D del tren de engranajes propuesto.

Las propiedades del material utilizadas en el análisis del modelo propuesto son las mismas que las empleadas en el análisis de referencia. Asimismo, se mantuvo el tipo de contacto friccional entre los dientes de los engranajes, con el fin de conservar la coherencia en las condiciones de simulación.

Posteriormente, se generó el mallado del modelo con un tamaño del elemento de 2 mm, obteniéndose una malla compuesta por 121,084 nodos y 96,870 elementos. La configuración del mallado se muestra en la Figura 9.26.

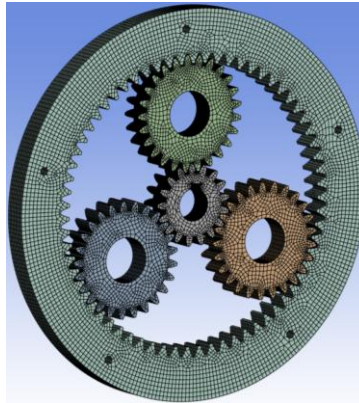


Figura 9.26. Mallado del tren de engranajes propuesto en ANSYS.

En la Figura 9.27 se indica que, mediante la etiqueta azul (A), se asignaron como soportes fijos los cinco orificios del engrane anillo, los cuales cumplen la función de restringir el movimiento del componente. De manera similar, se aplicó un momento de 56 Nm sobre el eje interior del engrane sol, correspondiente al torque del motor, señalado con la etiqueta roja (B) en la imagen.

Asimismo, de forma análoga al análisis previo, se estableció que los engranes planeta y el engrane sol en el análisis (exceptuando el engrane anillo) rotan alrededor del eje z, lo que permite replicar el comportamiento real de los componentes durante la operación.

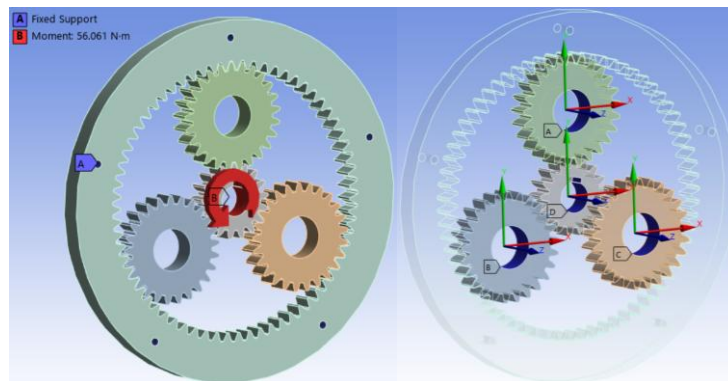


Figura 9.27. Condiciones de frontera del tren de engranajes planetarios propuesto.

A continuación, se realizó la simulación de análisis estructural considerando el modelo propuesto. Los resultados obtenidos, expresados en términos de deformación total, esfuerzos de von Mises y factor de seguridad, se presentan en las Figuras 9.28 a 9.30, respectivamente.

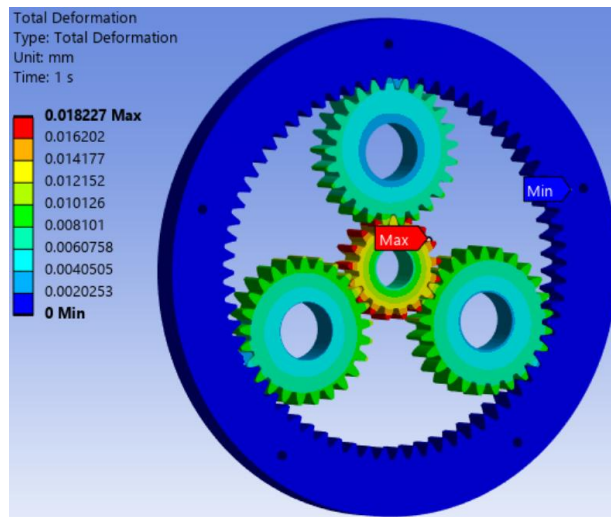


Figura 9.28. Distribución de deformación total en el sistema de engranajes planetarios propuesto.

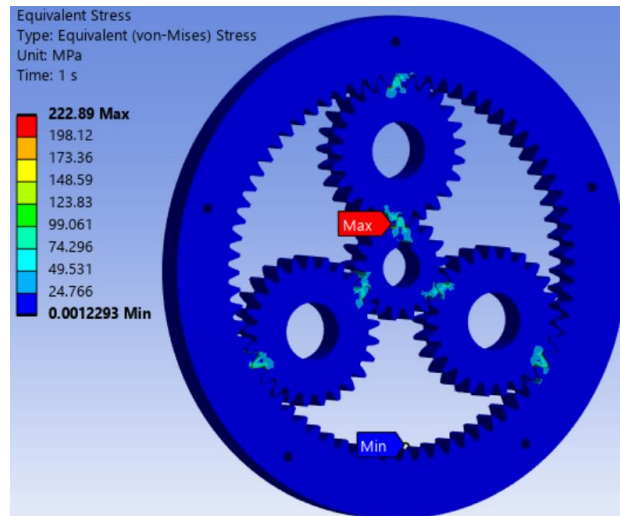


Figura 9.29. Distribución de esfuerzos de von Mises en el sistema de engranajes planetarios propuesto.

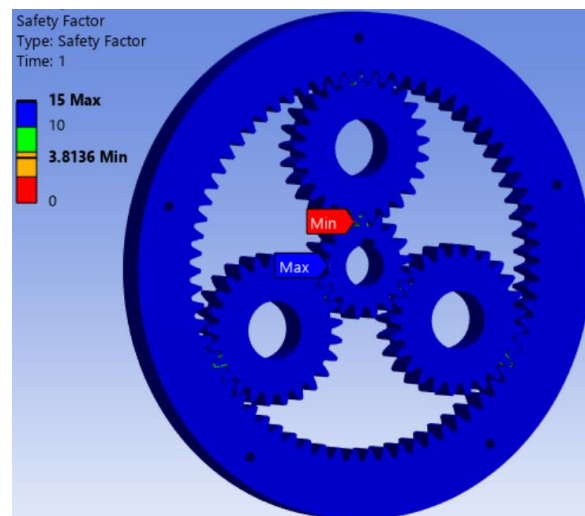


Figura 9.30. Factor de seguridad del sistema de engranajes planetarios propuesto.

Como puede observarse, se obtuvo una deformación total máxima de 0.01822 mm, un esfuerzo de von Mises máximo de 222.89 MPa y un factor de seguridad de 3.81. Al comparar estos resultados con los cálculos teóricos desarrollados en la Sección 7, donde se determinó un factor de seguridad (*F. S.*) de 1.6, se evidencia que el valor obtenido mediante simulación numérica es notablemente mayor. Esto indica que el análisis teórico es más conservador que el análisis numérico realizado en ANSYS. Dado que los resultados de los parámetros se encuentran en intervalos aceptables, se procedió a efectuar un análisis de fatiga.

La fatiga se define como el proceso mediante el cual un componente se deteriora debido a cargas cíclicas y repetitivas, las cuales varían según el servicio o la aplicación [78]. El daño producido por fatiga depende principalmente de la magnitud y frecuencia del esfuerzo alternante al que se somete el componente [79].

El daño por fatiga puede conducir eventualmente a la ruptura del componente, lo que lo convierte en un factor crítico a considerar durante el diseño de estructuras y componentes de vehículos [80]. Para llevar a cabo el análisis de fatiga en el software, fue necesario definir dos elementos: el historial de cargas y la curva esfuerzo-deformación (S-N) del material seleccionado.

En este estudio, el historial de cargas se refiere a la variación del torque de entrada a lo largo del tiempo. Como se observó en el análisis estructural estático, se consideró un valor único del torque correspondiente al torque máximo de 56.061 Nm. Sin embargo, en condiciones reales, este parámetro no permanece constante, ya que durante la competencia FSAE presenta cambios frecuentes y repentinos debido a la aceleración y velocidad del vehículo, los cuales afectan directamente el torque de los motores eléctricos.

El historial de torque utilizado para el análisis de fatiga se obtuvo de la simulación realizada en OptimumLap para una de las pistas. La pista corresponde a la “FSAE Endurance Germany 2012”, debido a que es la de mayor longitud. La Figura 9.31 muestra las variaciones del torque durante una vuelta a dicha pista.

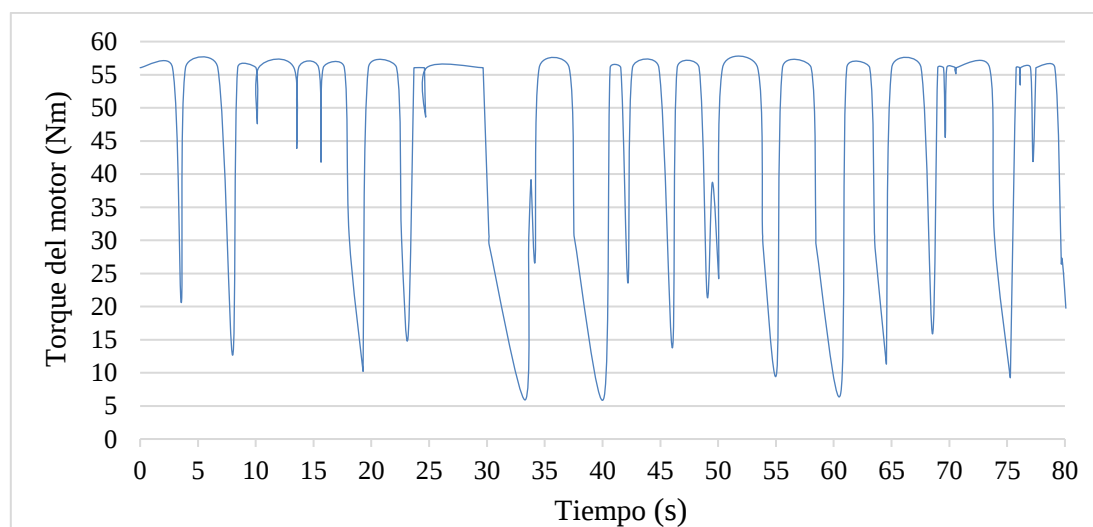


Figura 9.31. Historial de carga durante una vuelta en la pista “FSAE Endurance Germany 2012”.

Un historial de cargas genera, a su vez, un historial de esfuerzos fluctuantes. Por otro lado, la curva S-N, también conocida como curva de Wöhler, es una representación gráfica que relaciona el número de ciclos hasta la falla por fatiga con niveles de esfuerzo aplicado. En la mayoría de los casos, ambos ejes se presentan en escala logarítmica [81]. Esta curva varía según las propiedades y la naturaleza de cada material.

Para el presente estudio, se consideró el material DIN 1.6587, y se utilizó la curva S-N reportada por Wang *et al.* [79], la cual se muestra en la Figura 9.32.

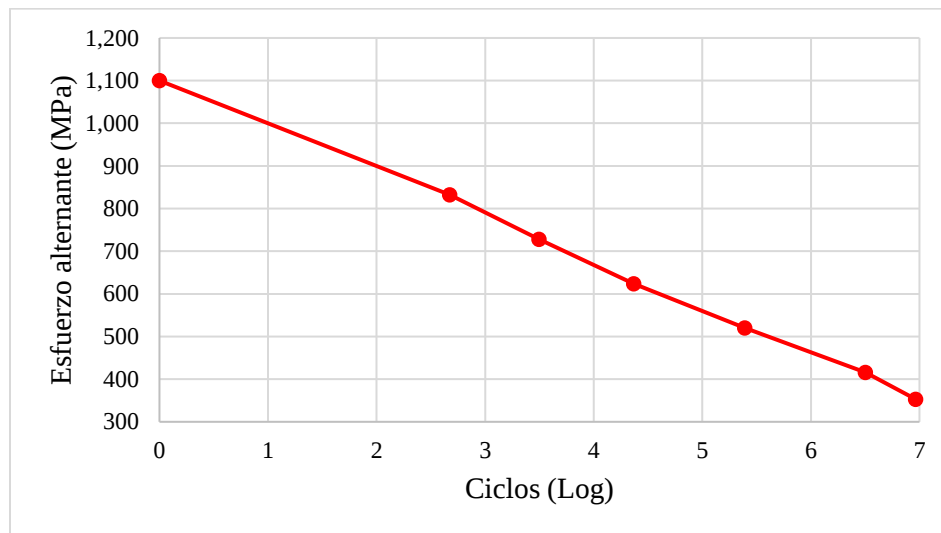


Figura 9.32. Curva S-N para el material DIN 1.6587 [79].

De igual manera, en la Tabla 9.7 se presentan los valores utilizados para construir la gráfica mostrada en la Figura 9.32.

Tabla 9.7. Datos de la curva S-N del material DIN 1.6587 reportada por Wang *et al.* [79].

Ciclos	Esfuerzo alternante (MPa)
0	1,100
471	832
3,132	728
23,414	624
246,809	520
3,189,720	416
9,230,000	353

Como puede observarse en la gráfica y la tabla de la curva S-N, el tipo de esfuerzo considerado es de tipo alternante (σ_a). Este parámetro puede determinarse a partir de una gráfica que caracteriza la variación de los esfuerzos a lo largo del tiempo. Para facilitar la comprensión, se presenta un esfuerzo de ejemplo, cuyo comportamiento se ilustra en la Figura 9.33.

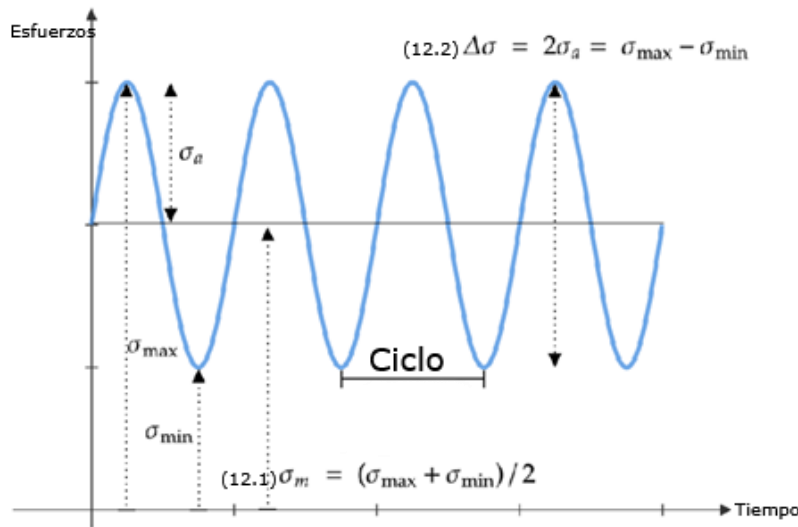


Figura 9.33. Ejemplo de un esfuerzo alternante.

En la gráfica anterior se identifican distintas variables que representan características específicas de cargas fluctuantes. Asimismo, se observa que la curva del esfuerzo variable está compuesta por ciclos, cada uno caracterizado por un valor máximo (σ_{max}) y uno mínimo (σ_{min}) de esfuerzo.

El esfuerzo medio (σ_m), como su nombre lo indica, corresponde al valor promedio entre el esfuerzo máximo y mínimo de un ciclo. Este parámetro se calcula mediante la ecuación (9.1).

$$\sigma_m = \frac{(\sigma_{max} + \sigma_{min})}{2} \quad (9.1)$$

Por otro lado, el rango del esfuerzo ($\Delta\sigma$) se define como la diferencia entre el valor máximo y el mínimo del esfuerzo, y se determina utilizando la ecuación (9.2).

$$\Delta\sigma = 2\sigma_a = \sigma_{max} - \sigma_{min} \quad (9.2)$$

Finalmente, el esfuerzo alternante (σ_a), que constituye el parámetro principal para la curva S-N, se calcula mediante la ecuación (9.3). Este valor corresponde a la mitad de la diferencia entre el esfuerzo máximo y mínimo.

$$\sigma_a = \frac{(\sigma_{max} - \sigma_{min})}{2} \quad (9.3)$$

Una vez comprendido lo anterior, es pertinente mencionar los parámetros que se buscan obtener del análisis de fatiga: la vida y el daño por fatiga del componente.

La vida se refiere al número de ciclos de carga repetida que puede soportar un material o componente antes de presentar una falla. Este es justamente el parámetro indicado por la curva S-N, lo que resalta su relevancia en el análisis de fatiga. Por su parte, el daño por fatiga se define como el inverso de la vida útil, expresado como una fracción del número de ciclos con respecto a la vida máxima del componente.

Siguiendo esta lógica, la vida útil se determina identificando los valores de esfuerzo alternante (σ_a) y consultando la curva S-N. Por ejemplo, si se considera un esfuerzo alternante de 832 MPa y se consulta la Tabla 9.7, se puede estimar que el componente tendrá una vida (N_f) de 471 ciclos bajo ese nivel de esfuerzo.

Para calcular el daño por fatiga (D) se emplea la regla de Palmgren-Miner [81], que se expresa mediante la ecuación (9.4).

$$D = \frac{n}{N_f} \quad (9.4)$$

En la ecuación (9.4), n es el número de repeticiones de un caso de esfuerzo. Continuando con el ejemplo anterior, si se aplica cien veces la misma carga que genera un esfuerzo alternante de 832 MPa, el daño acumulado calculado mediante la ecuación (9.4), resulta ser de aproximadamente 0.21.

Es importante destacar que:

- Si el daño ($D < 1$, significa que el componente no ha fallado y aún posee vida útil.
- Si el daño $D > 1$, la regla indica que ha alcanzado la falla por fatiga.
- Si el daño $D = 1$, el componente se encuentra en el límite de falla por fatiga.

En la Tabla 9.8 se presenta un resumen de los parámetros y sus valores correspondientes al ejemplo explicado anteriormente.

Tabla 9.8. Resumen de parámetros y valores del ejemplo de fatiga.

Parámetro	Símbolo	Valor
Esfuerzo alternante	σ_a	832 MPa
Vida	N_f	471 ciclos
Número de casos repetidos de esfuerzo	n	100
Daño	D	0.212

De esta manera, se logra comprender la teoría y el procedimiento que implementa ANSYS en las simulaciones de análisis de fatiga. En consecuencia, se realizó dicho análisis considerando la fluctuación del torque mostrado en la Figura 9.31, obteniéndose los valores correspondientes de vida y daño por fatiga.

Ambos resultados se presentan en las Figuras 9.34 y 9.35, respectivamente. Cabe destacar que los ciclos reportados no se refieren a los ciclos individuales contenidos en el historial del esfuerzo alternante, sino a la variación completa de este parámetro. En otras palabras, un ciclo corresponde a todo el historial de esfuerzos generado por la fluctuación de la carga. En este caso particular, un ciclo equivale a una vuelta en la pista del evento de resistencia.

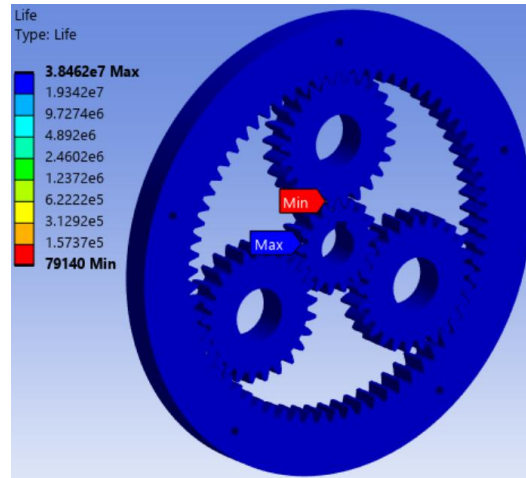


Figura 9.34. Distribución de la vida del tren de engranajes planetarios propuesto.

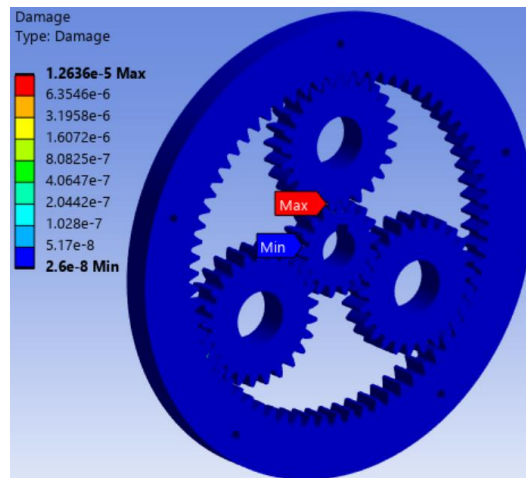


Figura 9.35. Distribución del daño en el tren de engranajes planetarios propuesto.

Los resultados en términos de vida útil demuestran que el valor mínimo de ciclos es 79,140. Esto indica que el sistema de engranes planetarios es capaz de soportar esta cantidad de ciclos bajo el mismo historial fluctuante de carga. Dado que este historial corresponde a una vuelta en la pista y se requiere que el vehículo complete veintidós vueltas [42], se concluye que la vida del sistema es significativamente superior a la esperada, resultando más que suficiente para satisfacer las exigencias operativas del vehículo durante la competencia FSAE.

En cuanto al daño por fatiga, los resultados muestran que el daño acumulado correspondiente a una vuelta en la pista equivale a 0.00126%, lo cual es considerablemente bajo. Esto demuestra que, durante la competencia, el sistema de engranajes propuesto no presentará fallas por fatiga.

Aunado a lo anterior, se obtuvieron las gráficas correspondientes al conteo de flujo de lluvia (Rainflow Count, por su denominación en inglés) y al daño relativo acumulado. El conteo Rainflow es un método que permite identificar, contabilizar y clasificar los casos de esfuerzo que presentan un comportamiento similar o cuyos valores son equivalentes. Por otra parte, la gráfica del daño relativo acumulado presenta el porcentaje de daño que generan dichos grupos de esfuerzos.

En primer lugar, el método Rainflow identifica los puntos máximos y mínimos presentes en el historial de esfuerzos, descartando aquellos puntos intermedios que no contribuyen de manera significativa al cálculo de la fatiga. Un ejemplo ilustrativo de este procedimiento se presenta en la Figura 9.36, donde los puntos máximos y mínimos filtrados se indican mediante círculos rojos, mientras que los puntos excluidos por pertenecer a un ciclo de menor magnitud se enmarcan con un rectángulo gris.

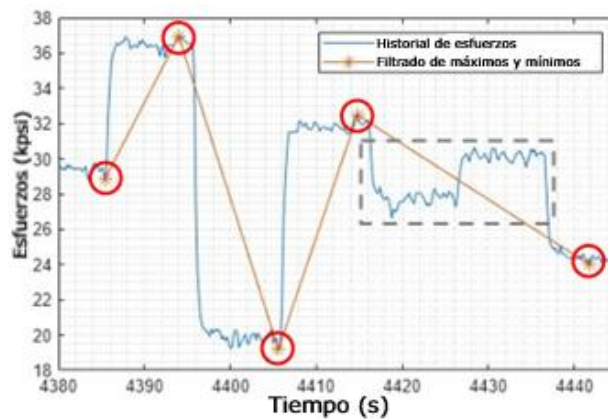


Figura 9.36. Identificación de puntos máximos y mínimos mediante el método Rainflow.

Ahora bien, la manera en que este método realiza la agrupación de los casos se basa en el dimensionamiento de celdas (bin size, por su denominación en inglés). Estas celdas corresponden a divisiones aplicadas sobre el historial de esfuerzos, las cuales permiten clasificar los ciclos según su intervalo y amplitud. Para ilustrar este concepto, en la Figura 9.37 se muestra un ejemplo con un tamaño de celda (bin size) igual a cinco, lo que implica que el historial de esfuerzos se divide en una matriz de 5 x 5.

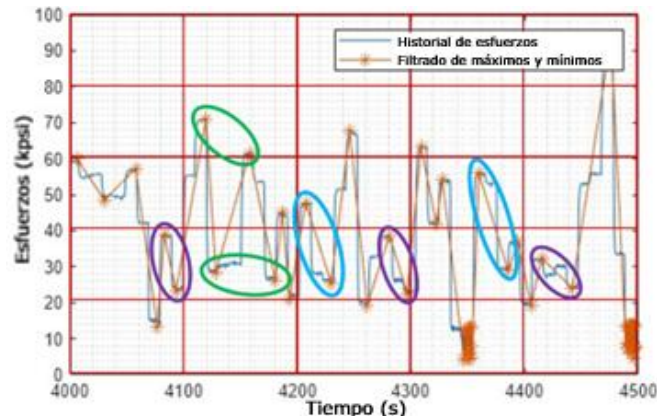


Figura 9.37. División de un historial de esfuerzos con un bin size de 5.

Como se puede observar en la gráfica anterior, existen valores máximos y mínimos que presentan similitudes o coinciden dentro del mismo orden de celda. De esta manera, el método Rainflow realiza el conteo y la clasificación de los casos. En este ejemplo, se identifican tres grupos: el primero conformado por tres casos iguales (indicados con óvalos morados), el segundo por dos casos repetidos (señalados con óvalos verdes) y el tercero por otros dos casos (marcados con óvalos celestes).

Ahora bien, en la Figura 9.38 se presenta un tamaño de celda (bin size) de diez, lo que genera una matriz de 10 x 10. De esta forma, se obtiene una división más detallada del historial de esfuerzos y, en consecuencia, una mayor resolución en la representación de los datos.

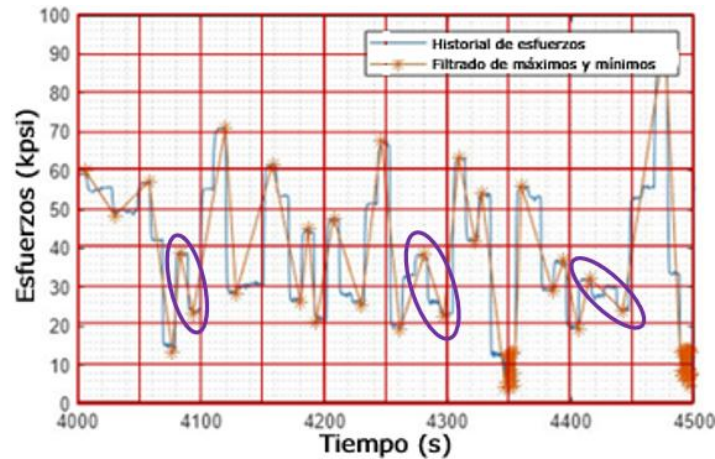


Figura 9.38. División de un historial de esfuerzos con un bin size de 10.

Como se puede observar, en este caso la agrupación de los casos marcados con óvalos morados se mantiene, ya que sus valores máximos y mínimos permanecen dentro de los mismos niveles de celda. Sin embargo, las demás agrupaciones visibles en la Figura 9.37 desaparecen y se transforman en casos individuales, debido a que sus puntos de inflexión ya no coinciden. De este modo, se obtiene una discretización más precisa del conjunto de datos.

En este mismo contexto, fue necesario únicamente especificar el tamaño de celda (bin size) en el software, asignándole un valor de 200. Con ello se generó una gráfica tridimensional del conteo Rainflow que se muestra en la Figura 9.39. En dicha figura, el eje rojo representa el esfuerzo alternante (σ_a), el eje verde indica los valores de esfuerzo medio (σ_m) y el eje azul corresponde al número de repeticiones de cada caso de esfuerzo.

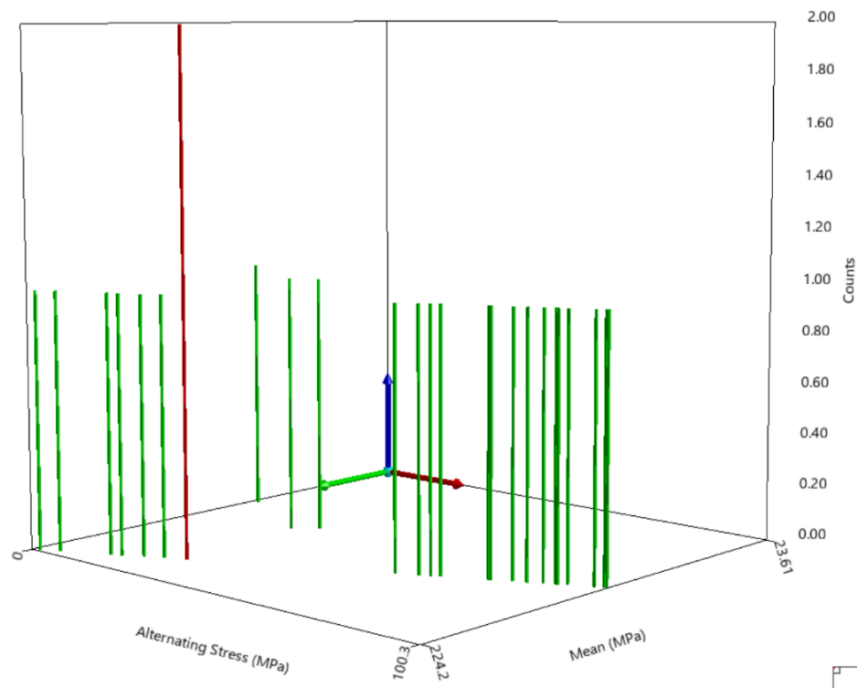


Figura 9.39. Histograma 3D Rainflow del tren de engranajes planetarios propuesto.

En el caso del tren de engranajes propuesto, el método Rainflow identificó dos casos con los mismos niveles de esfuerzo alternante y esfuerzo medio, mientras que el resto de los casos fue clasificado como único. Con base en esta información, se generó la gráfica tridimensional que representa el daño relativo por cada agrupación de casos de esfuerzo. El daño relativo corresponde a un porcentaje del daño total sufrido por el componente, cuyos resultados se muestran en la Figura 9.35. Por ejemplo, un valor de daño relativo de 0.2 indica que dicho grupo de esfuerzos contribuye aproximadamente con el 20 % del daño total.

Para facilitar una mejor comprensión del procedimiento implementado por el software para generar la gráfica de daño (Damage Matrix, por su denominación en inglés), se explica a continuación la teoría subyacente. En este enfoque se emplea nuevamente la regla de Palmgren-Miner, que consiste en sumar los daños producidos por cada carga variable. Este cálculo se expresa matemáticamente mediante la ecuación (9.5).

$$D = \sum_i^n \frac{n_i}{N_{f,i}} \quad (9.5)$$

Donde n_i representa el número de repeticiones de un mismo caso de esfuerzo, y $N_{f,i}$ corresponde a la vida esperada del componente antes de experimentar una falla por fatiga bajo ese nivel específico de esfuerzos.

A modo de ilustración, en la Figura 9.40 se muestra el procedimiento empleado para determinar las magnitudes de daño acumulado.

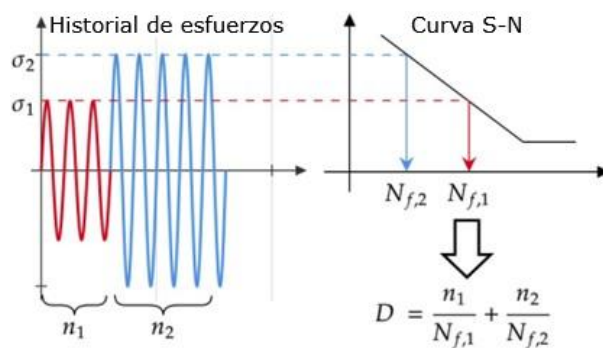


Figura 9.40. Procedimiento para el cálculo del daño acumulado.

La figura anterior ilustra un historial de esfuerzos en el que se identifica un primer caso de esfuerzo (σ_1) que se repite tres veces (n_1) y un segundo caso (σ_2) que se repite en cinco veces (n_2). En este contexto, es posible agrupar los ciclos en dos conjuntos, afectando cada uno la vida útil del componente ($N_{f,1}$ y $N_{f,2}$). La Figura 9.40 enfatiza, además, la importancia de la curva S-N o de Wöhler para determinar los valores de N_f . Con esta estimación, se calcula el daño acumulado y se determina el porcentaje de daño que contribuye cada conjunto de casos de esfuerzo.

Considerando los valores de esfuerzo $\sigma_1 = 728$ MPa y $\sigma_2 = 832$ MPa, así como $n_1 = 3$ y $n_2 = 5$, y tomando como referencia la curva S-N de la Figura 9.32, se obtiene $N_{f,1} = 3,132$ y $N_{f,2} = 471$. Con estos datos, el daño acumulado resulta ser 0.0115, lo que corresponde al 1.15% del consumo de vida del componente. En la Tabla 9.9 se presentan los parámetros utilizados en este caso de ejemplo.

Tabla 9.9. Valores de los parámetros involucrados en el cálculo del daño acumulado en el caso de ejemplo.

Parámetro	Símbolo	Valor
Caso de esfuerzo 1	σ_1	728 MPa
Caso de esfuerzo	σ_2	832 MPa
Número de casos repetidos del esfuerzo 1	n_1	3
Número de casos repetidos del esfuerzo 1	n_2	5
Vida 1	$N_{f,1}$	3,132
Vida 2	$N_{f,2}$	471
Daño 1	D_1	0.00095
Daño 2	D_2	0.01061
Daño total o acumulado	D	0.0115

Como se mencionó previamente, la gráfica de matriz de daño (Damage matrix) presenta valores en términos de porcentaje respecto al daño total. De este modo, el daño (D_1) representa aproximadamente el 8.2% del daño total, mientras que el daño (D_2) contribuye con alrededor del 91.8%, correspondiendo ambos al daño relativo.

Continuando con el análisis de fatiga, la gráfica tridimensional de la matriz de daño que se obtuvo se muestra en la Figura 9.41, en la que el eje azul indica el daño relativo en porcentaje.

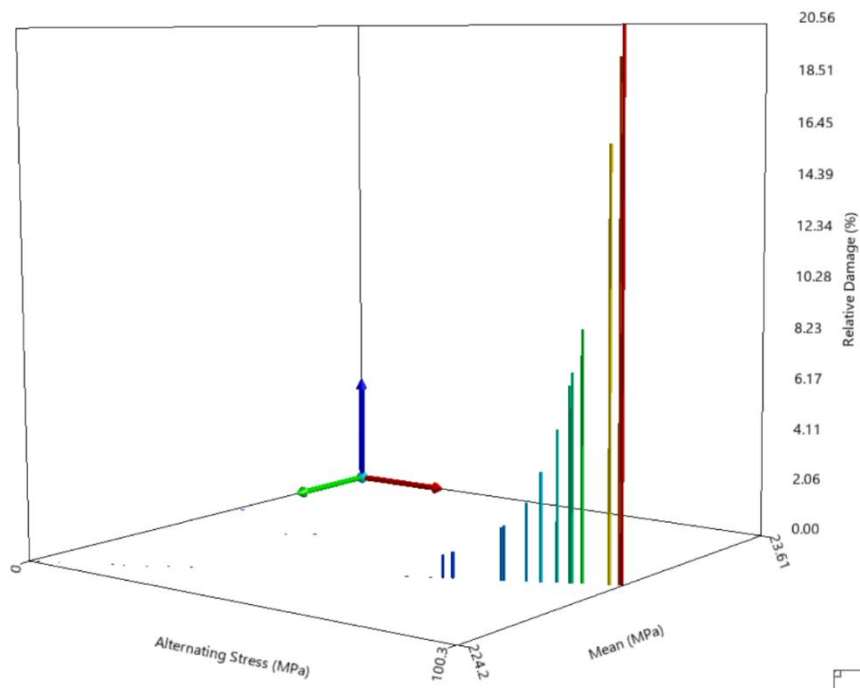


Figura 9.41. Histograma 3D del daño relativo en el tren de engranajes planetarios propuesto.

De esta manera, tras verificar la resistencia estructural y seguridad del tren de engranajes planetarios propuesto bajo las condiciones de la competencia SAE, se procedió a realizar una optimización topológica. El objetivo de este procedimiento fue minimizar la masa del sistema de transmisión tipo IWM, contribuyendo de manera simultánea a disminuir la masa no suspendida del vehículo.

Para realizar la optimización topológica, fue necesario definir la región de diseño y la región de exclusión en el modelo. En otras palabras, se delimitó el espacio dentro del cual el software tiene permitido remover o conservar material. En este caso, la región de exclusión estuvo conformada por el soporte fijo y los dientes de los engranes, ya que estas geometrías no pueden modificarse o eliminarse. La Figura 9.42 muestra dichas regiones: la zona azul corresponde a la región susceptible de modificación, mientras que la zona roja indica la región de exclusión.

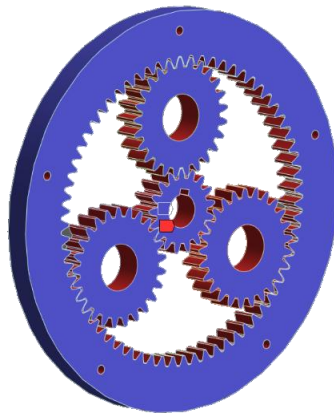


Figura 9.42. Regiones de optimización para el tren de engranajes planetarios propuesto.

Posteriormente, se llevó a cabo la optimización topológica, donde se especificó que se deseaba conservar el 40% de la masa original del modelo. El resultado obtenido se muestra en la Figura 9.43, en la cual se observa una estructura final que mantiene aproximadamente un 39% de la masa inicial.

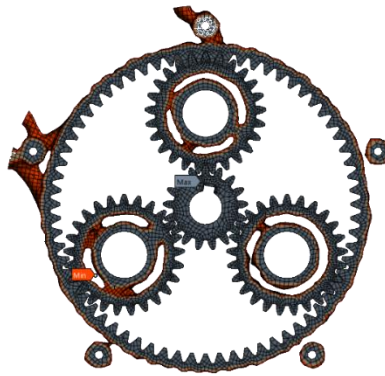


Figura 9.43. Densidad de la optimización topológica del sistema de engranajes planetarios propuesto.

ANSYS removió la mayor parte del material ubicado entre los orificios de los ejes y los dientes de los engranes planeta. Esto se debe a que estas zonas fueron las que presentaron un menor aporte a la rigidez del sistema bajo las condiciones de carga aplicadas. Sin embargo, conserva ciertas conexiones estructurales entre ambas zonas. Por otro lado, el engrane sol permanece sin modificaciones durante el proceso de optimización, mientras que la reducción de material en el engrane anillo es claramente apreciable.

Con base en estos resultados, se procedió a modificar el modelo geométrico inicial. El modelo optimizado del engranaje, generado en ANSYS, se presenta en la Figura 9.44.

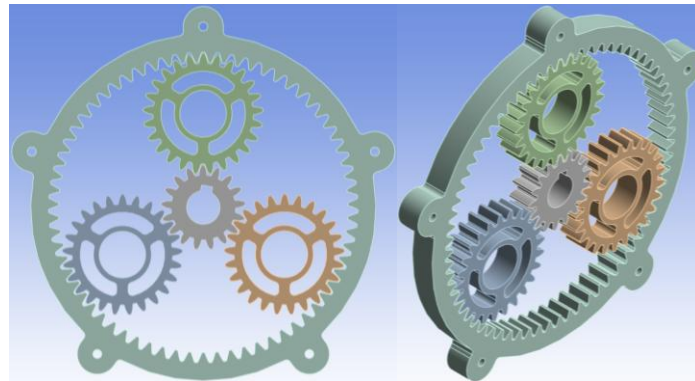


Figura 9.44. Modelo geométrico CAD 3D del sistema de engranajes planetarios propuesto, optimizado.

La masa del sistema de engranajes optimizado es aproximadamente 882.6 g, mientras que la masa del diseño inicial asciende a 1,546.77 g. De esta manera, se logró una reducción de masa del 42.49 %, lo que representa una disminución total de 1,992.5 g, considerando los cuatro sistemas de engranajes requeridos para el vehículo.

Asimismo, el sistema de engranajes optimizado se sometió al mismo análisis estructural estático, empleando el mismo tamaño de mallado y las mismas condiciones de frontera que

en el modelo original. Los resultados correspondientes se presentan en las Figuras 9.45 y 9.46.

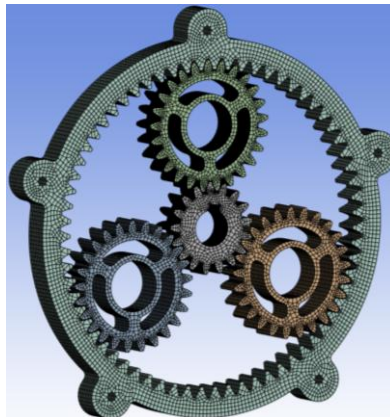


Figura 9.45. Mallado del tren de engranajes planetarios optimizado.

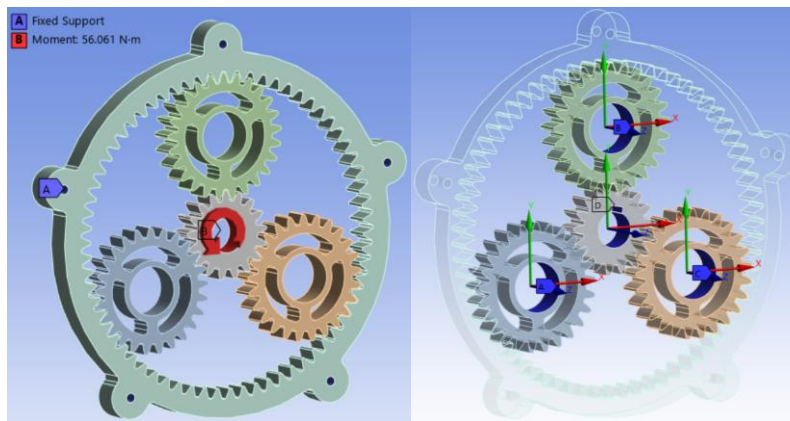


Figura 9.46. Condiciones de frontera del tren de engranajes planetarios optimizado.

Los resultados del análisis estructural estático, en términos de deformación total, esfuerzos de von Mises y factor de seguridad, se presentan en las Figuras 9.47 a 9.49, respectivamente.

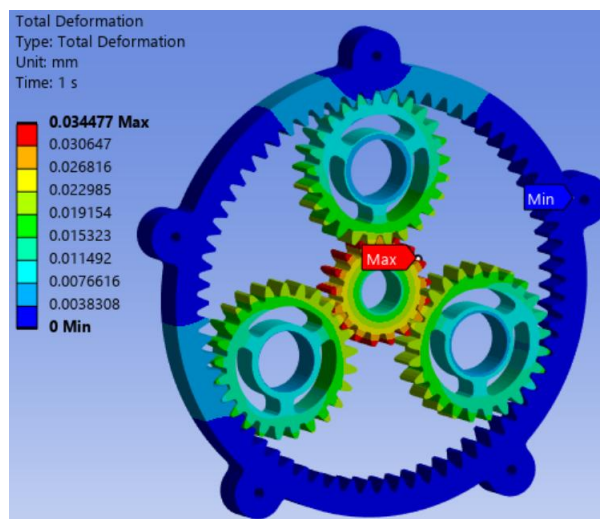


Figura 9.47. Condiciones de frontera del tren de engranajes planetarios optimizado.

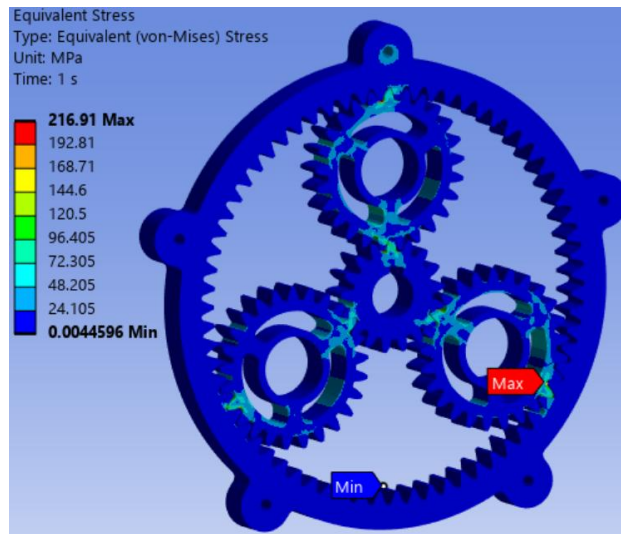


Figura 9.48. Esfuerzos de von Mises en el sistema de engranajes planetarios optimizado.

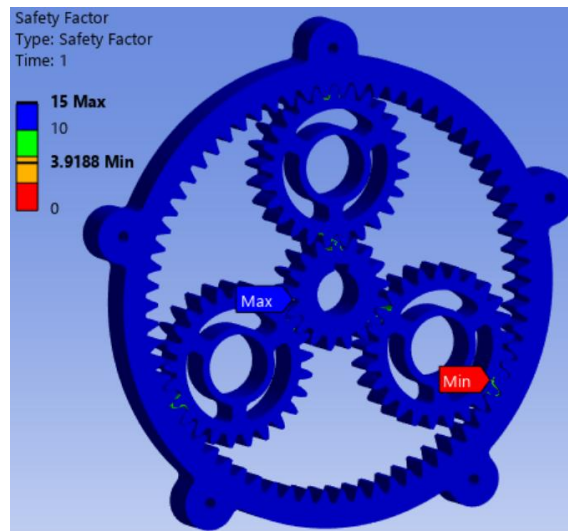


Figura 9.49. Factor de seguridad del sistema de engranajes planetarios optimizado.

Además, en la Tabla 9.10 se muestra una comparativa de los resultados obtenidos entre el diseño inicial del tren de engranajes y el modelo optimizado.

Tabla 9.10. Comparación de resultados del análisis estructural del diseño original contra el modelo optimizado.

Parámetro	Modelo inicial	Modelo optimizado
Deformación total	0.018227 mm	0.034477 mm
Esfuerzos de von Mises	222.89 MPa	216.91 MPa
Factor de seguridad	3.813	3.918

Como último paso, se llevó a cabo el análisis de fatiga del modelo optimizado, con el fin de verificar que el componente cumple con la vida útil equivalente a veintidós vueltas en pista. Los resultados obtenidos se presentan en las Figuras 9.50 y 9.51.

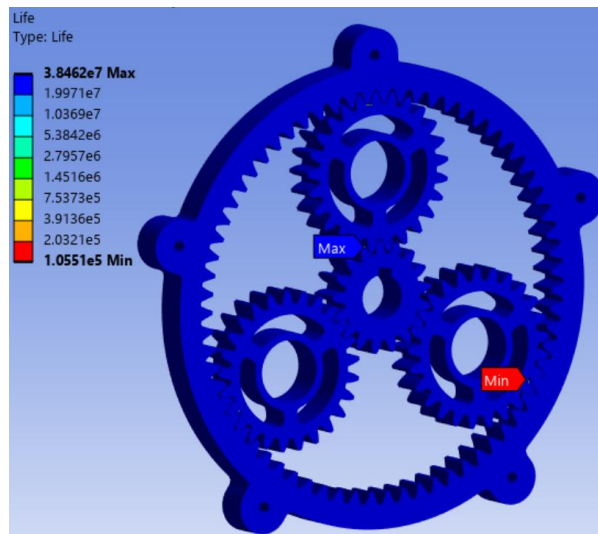


Figura 9.50. Vida del sistema de engranajes planetarios optimizado.

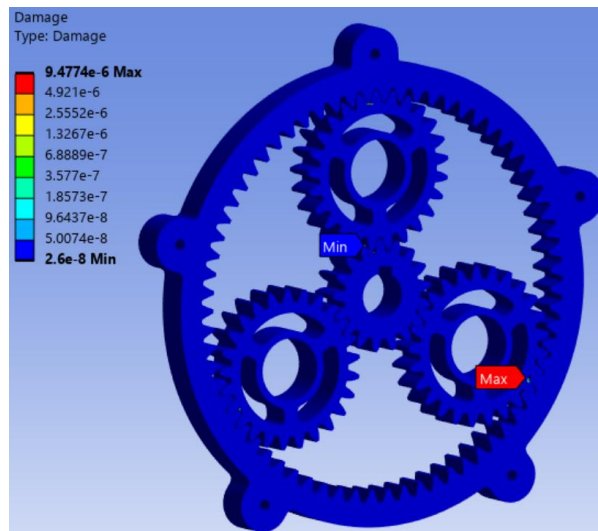


Figura 9.51. Daño en el sistema de engranajes planetarios optimizado.

Asimismo, en las Figuras 9.52 y 9.53 se muestran las gráficas tridimensionales del conteo Rainflow y del daño relativo. En ellas se observa que los valores de ambos parámetros son similares a los resultados obtenidos en el primer análisis de fatiga correspondiente al tren de engranajes inicial.

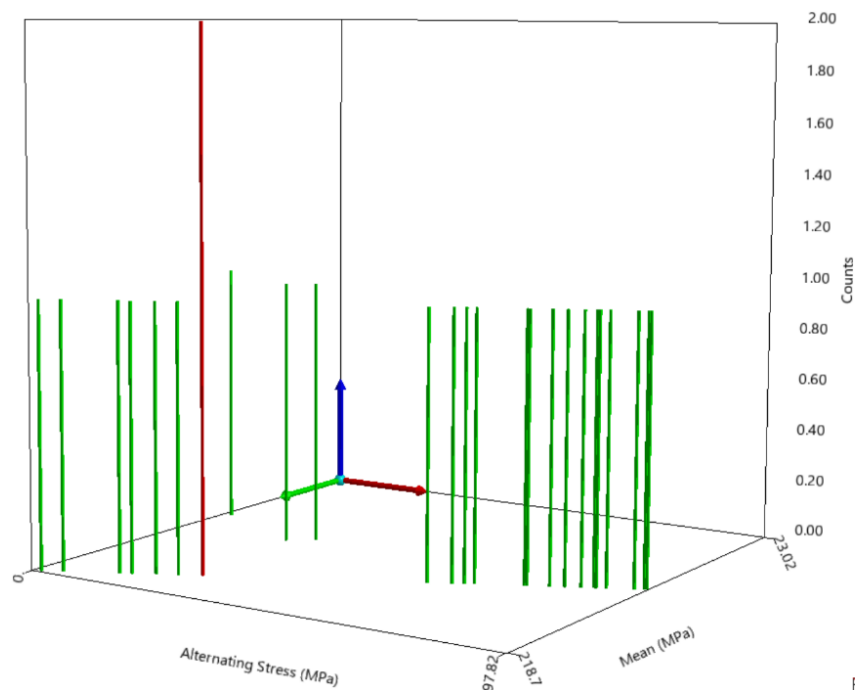


Figura 9.52. Histograma 3D del conteo Rainflow del tren de engranajes planetarios optimizado.

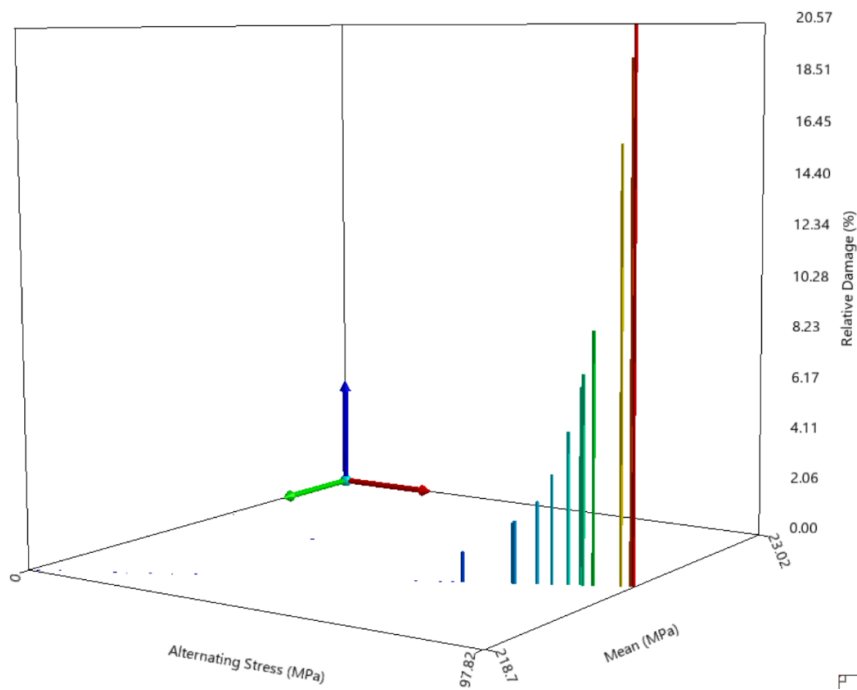


Figura 9.53. Histograma 3D del daño relativo en el tren de engranajes planetarios optimizado.

En la Tabla 9.11 se presenta un resumen comparativo de los resultados obtenidos de los análisis de fatiga en torno a los parámetros de vida y daño, tanto para el modelo del tren de engranajes original propuesto como para el optimizado.

Tabla 9.11. Comparación de resultados del análisis de fatiga.

Parámetro	Modelo inicial	Modelo optimizado
Vida mínima	79,140	$1.0551 * 10^5$
Vida máxima	$3.8462 * 10^7$	$3.8462 * 10^7$
Daño mínimo	$2.6000 * 10^{-8}$	$2.6000 * 10^{-8}$
Daño máximo	$1.2636 * 10^{-5}$	$9.4774 * 10^{-6}$

El nuevo diseño de los engranajes optimizados cumple con la vida útil esperada, ya que la vida calculada resulta considerablemente superior a las veintidós vueltas requeridas, además de mostrar un porcentaje de daño muy bajo. Los resultados obtenidos a partir de los análisis en ANSYS confirman que el diseño es estructuralmente seguro y mecánicamente resistente, por lo que se adoptó este nuevo modelo de los engranajes planetarios como parte del sistema de transmisión IWM propuesto.

Los dibujos para manufactura correspondientes a los engranajes optimizados se incluyen en el Anexo H.

Capítulo

10

Maqueta virtual del sistema de transmisión tipo IWM propuesto

10.1. Análisis cinemático del tren de engranajes planetarios

A continuación, se presenta el diseño final del sistema de transmisión tipo IWM desarrollado en este proyecto. En las Figuras 10.1 a 10.5 se presenta el ensamble completo de los componentes que conforman el sistema, los cuales fueron diseñados, determinados y/u optimizados en el marco de la presente investigación.

En las siguientes ilustraciones, se muestra de color naranja el motor eléctrico Plettenberg Nova 15-70 B6 P3 LW. Este se acopla a la mangueta, mostrada de color verde, mediante el plato del motor (cuyo componente es el cuerpo de color azul marino). En el interior de la mangueta, se ubica la caja de transmisión, cuya carcasa se identifica de color magenta.

El eje de entrada, que es el mismo eje de salida del motor, conecta a este último con el tren de engranajes planetarios. Es posible observar en la Figura 10.4 el interior de la caja de transmisión, en la cual se encuentran los rodamientos, los engranes optimizados, los ejes y cuñas correspondientes y la mayoría de los anillos de retención. Asimismo, se distinguen, mediante un color rojo, los sellos tipo O-Ring cuya función es la de crear un sellado hermético entre la unión de las dos tapas de la carcasa.

Por otra parte, el cubo de la rueda se muestra de color celeste. Dicho componente conecta la salida de la caja de engranajes con el rin de la rueda, a su vez que sujeta el disco de freno. Mediante la Figura 10.4, se observa que en el interior de este componente se localiza el otro extremo del eje de salida junto con su respectiva cuña de sujeción.

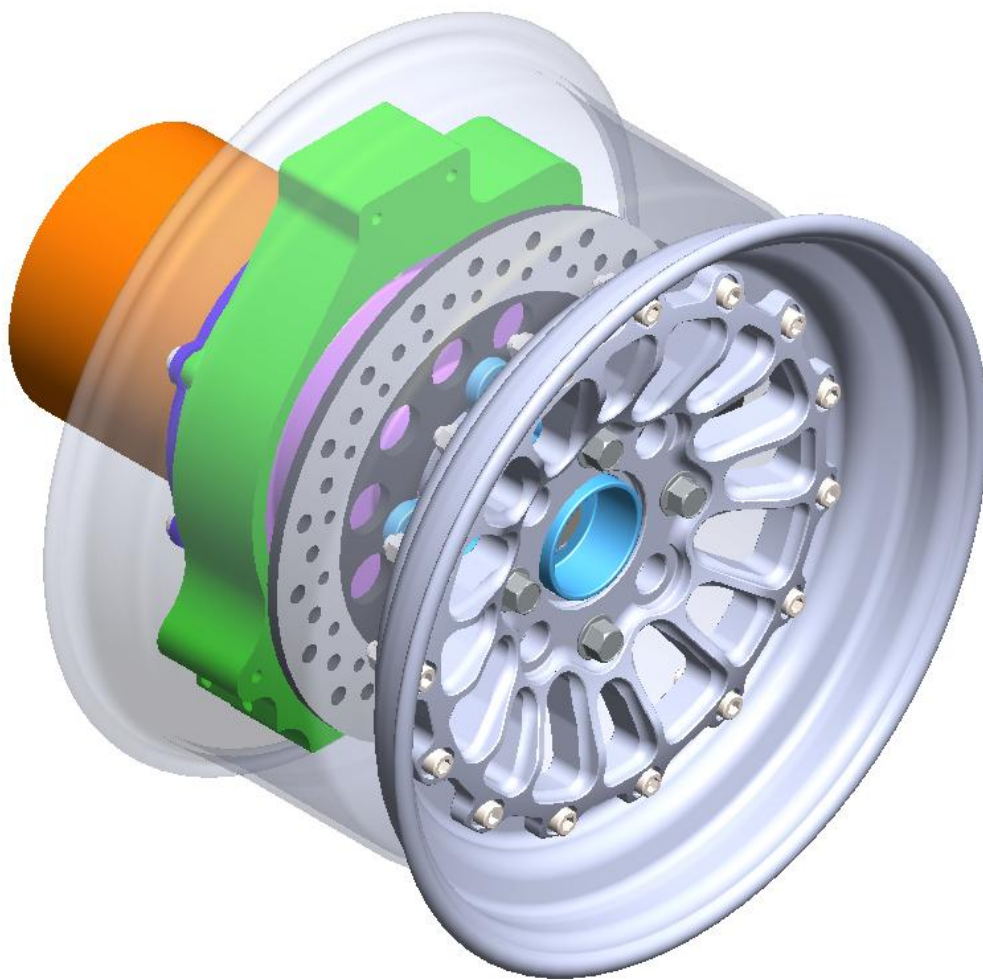


Figura 10.1. Vista isométrica del ensamblaje CAD 3D del sistema de transmisión IWM propuesto.

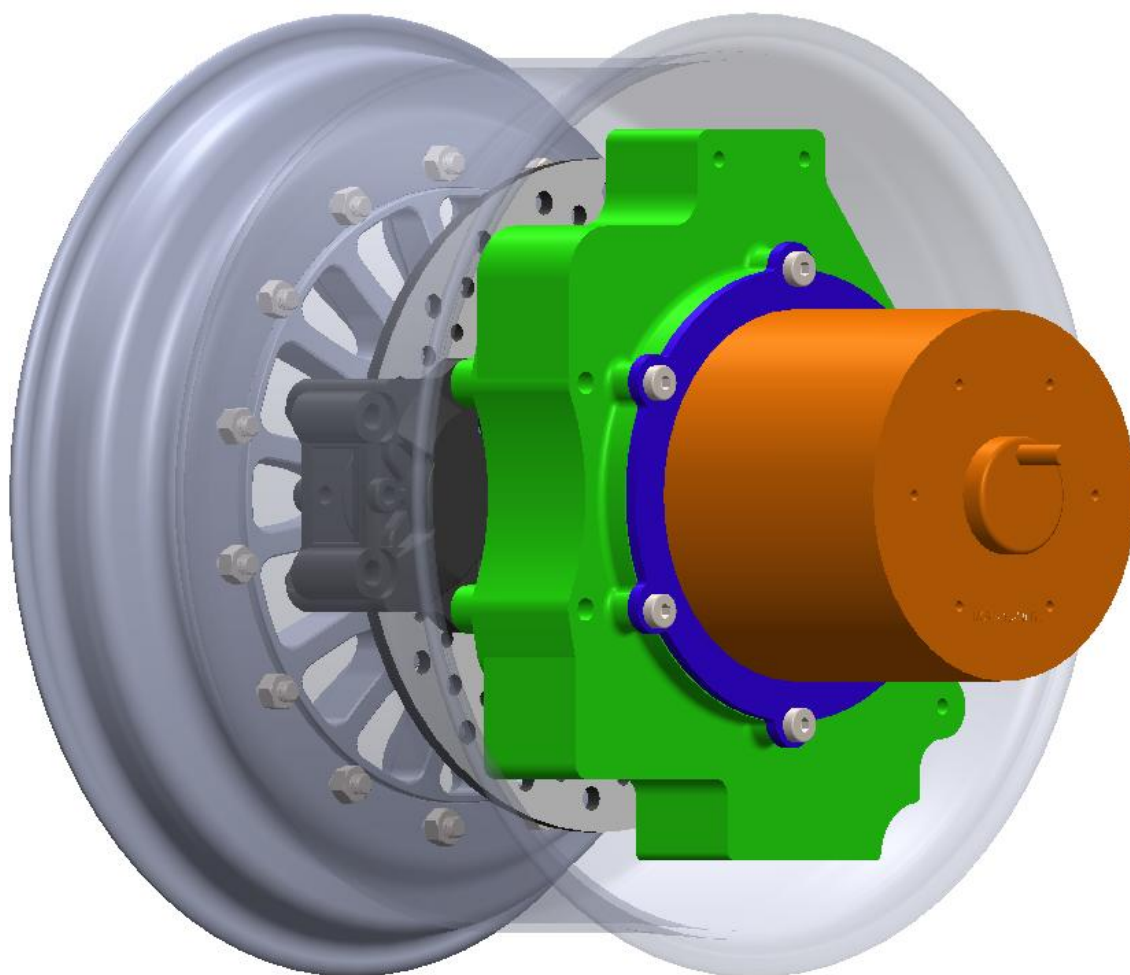


Figura 10.2. Vista posterior del ensamblaje CAD 3D del sistema de transmisión IWM propuesto.

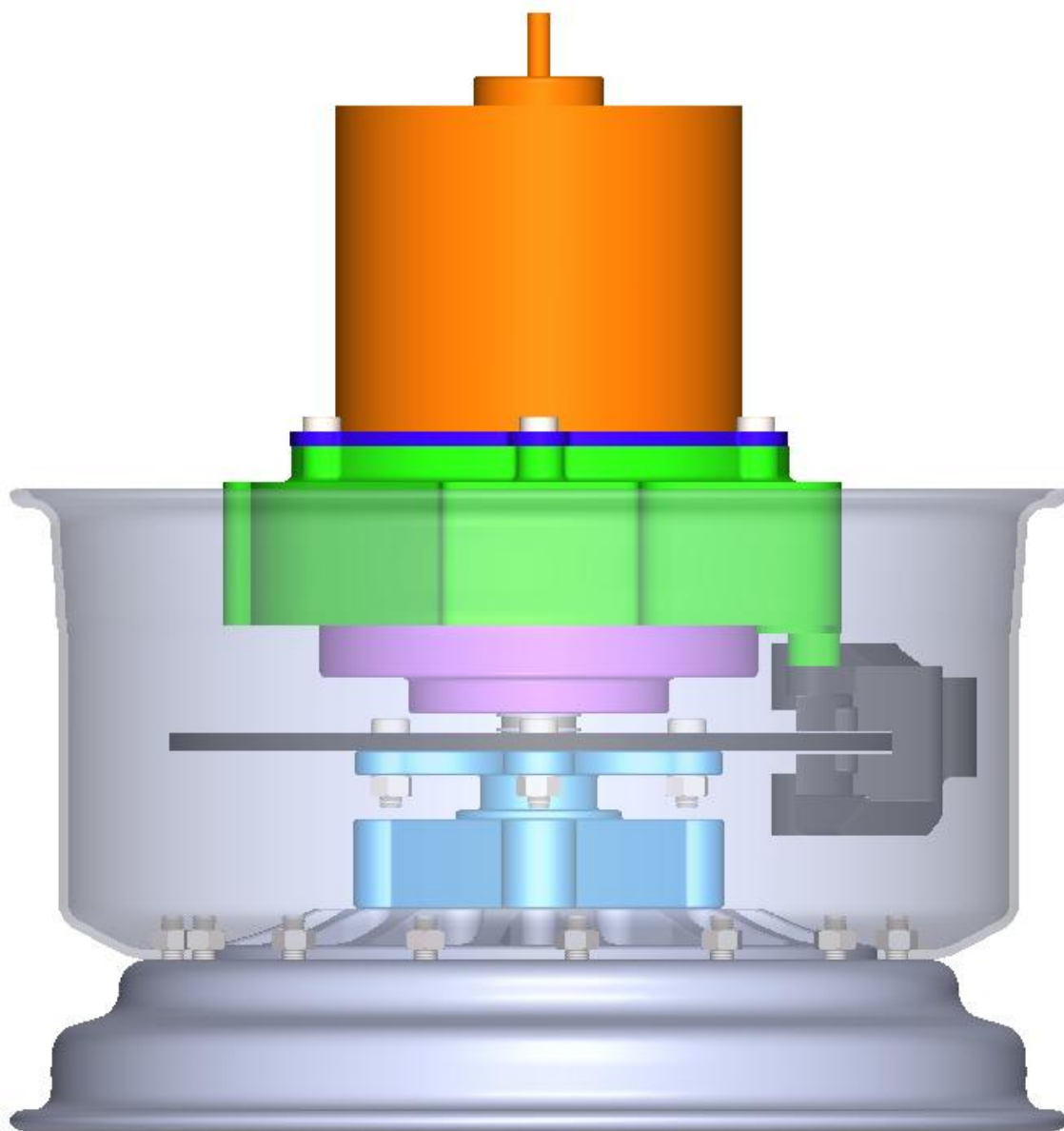


Figura 10.3. Vista superior del ensamble CAD 3D del sistema de transmisión IWM propuesto.

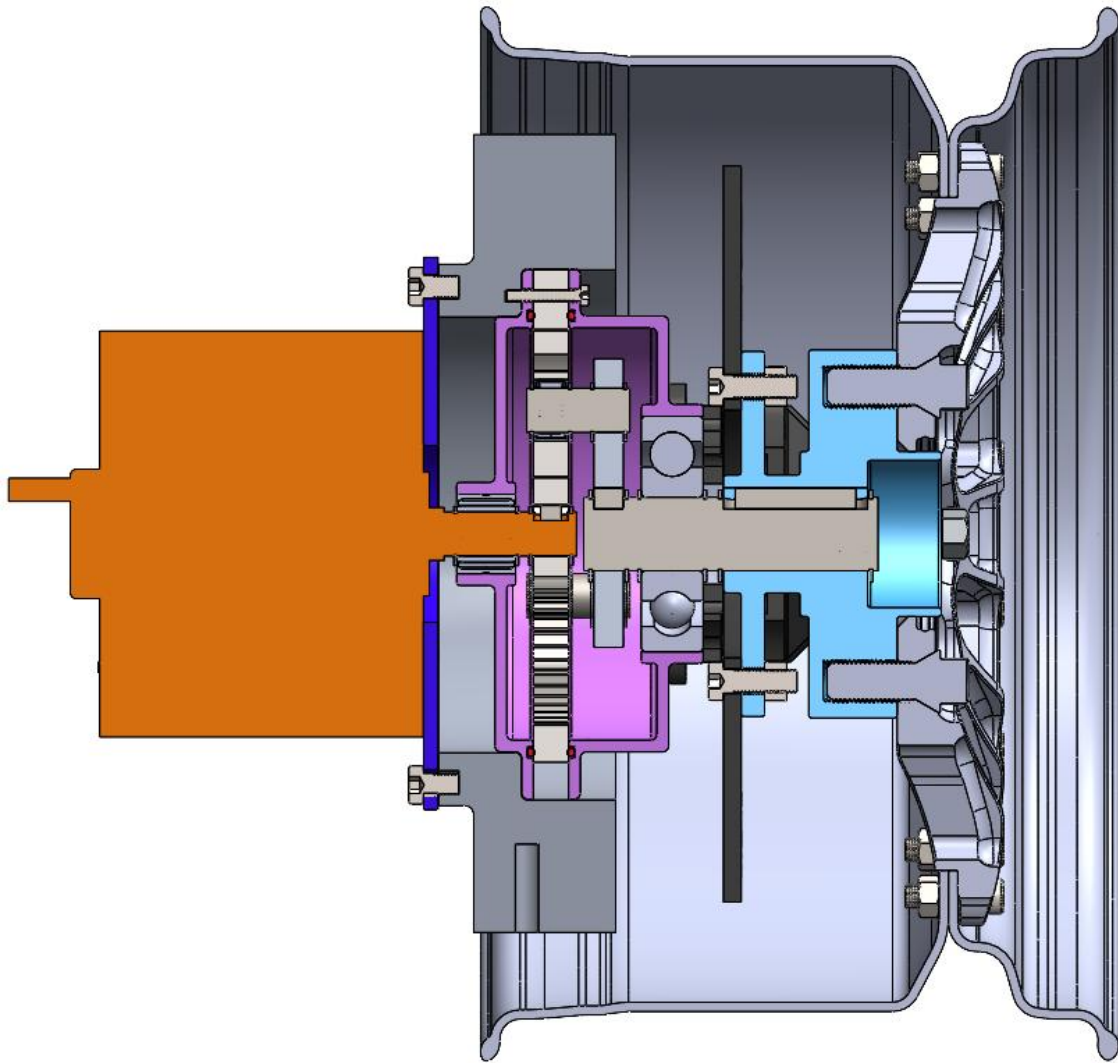


Figura 10.4. Vista de sección transversal del ensamblaje CAD 3D del sistema de transmisión IWM propuesto.

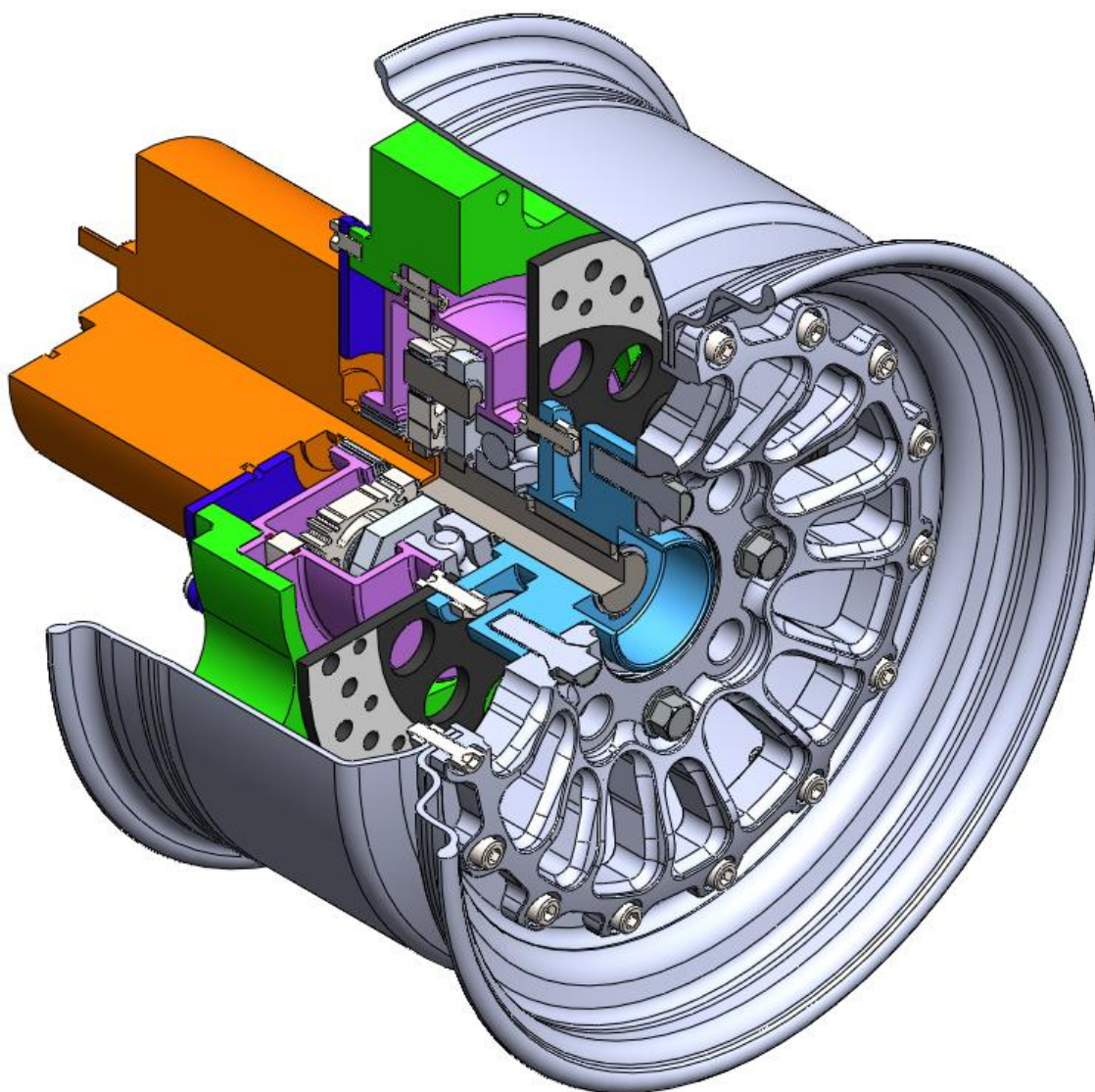


Figura 10.5. Vista de corte de sección del ensamblaje CAD 3D del sistema de transmisión IWM propuesto.

Las masas individuales de los componentes del sistema de transmisión propuesto, así como su masa total, se presentan en la Tabla 10.1.

Tabla 10.1. Lista de componentes del sistema de transmisión IWM propuesto.

Componente	Masa (g)
Engrane sol	63.94
Engranes planeta	299.19
Engrane anillo	518.30
Porta-satélites	169.17
Eje de entrada	60.62
Ejes de los engranes planeta	143.97
Eje de salida	369.49
Cuña de entrada	1.37
Cuñas de salida	21.64
Rodamiento de entrada	49
Rodamiento de los engranes planeta	30.6
Rodamiento de salida	531
Anillos de retención en el eje de entrada	2.68
Anillos de retención de los ejes de los engranes planeta	8.04
Anillos de retención en el eje de salida	11.4
Tapa frontal de la carcasa	318.31
Tapa posterior de la carcasa	404.73
Cubo de la rueda	774
Motor eléctrico Plettenberg Nova 15-70 B6 P3 LW	3,600
Masa total	7,377.45

De esta manera, se concluye con el desarrollo de un sistema de transmisión basado en motores en rueda (IWM), destinado a aplicaciones en vehículos eléctricos tipo Fórmula SAE, con una masa total aproximada de 7.38 kg.

Capítulo

11

Conclusiones

Retomando el objetivo principal y los objetivos específicos establecidos en la Sección 1, a continuación, se enumeran y se describen de manera resumida cómo fueron alcanzados a lo largo del desarrollo de este trabajo. Asimismo, se presentan los resultados más relevantes, destacando las contribuciones y hallazgos obtenidos durante la investigación.

- **Determinar la configuración del sistema de tracción del vehículo.**

En primera instancia, fue necesario establecer las características deseables del vehículo Fórmula SAE eléctrico, tales como velocidad máxima y aceleración. Con base en estos parámetros, se determinó que el sistema requería una potencia máxima equivalente a 64 kW y un torque máximo de 525 Nm. Posteriormente, se compararon distintos motores utilizados en vehículos FSAE eléctricos reportados en la literatura, considerando los tipos de tracción disponibles: AWD/RWD y AWD.

Tras la comparación de las opciones, se determinó que la configuración más adecuada consiste en una tracción en las cuatro ruedas (AWD) empleando motores Nova 15 70-B6 P30 LW. Con esta elección, es posible alcanzar una potencia máxima de 80 kW y un torque máximo de 1,097.6 Nm, superando los requerimientos iniciales del vehículo.

- **Especificar y seleccionar los componentes eléctricos del sistema.**

A partir de la selección del modelo del motor eléctrico (EM), fue posible determinar los demás componentes eléctricos del sistema de transmisión, los cuales incluyen el convertidor/inversor, el controlador y el paquete de baterías.

El controlador seleccionado corresponde al modelo MST 140-200, recomendado por el fabricante del motor elegido. En cuanto al inversor o convertidor, no fue necesario especificar

un modelo en particular, dado que la batería como los motores operan con corriente continua (DC).

El paquete de baterías se dimensionó tomando como referencia el reglamento oficial de la competencia y los requerimientos energéticos del vehículo para completar las pruebas. La energía necesaria se estimó mediante simulaciones en pista realizadas en el software OptimumLap, resultando un valor de 11 kWh. Siguiendo la metodología propuesta por Gritsenko *et al.* [19], se diseñó el paquete de baterías distribuido en una configuración 32s x 3p dividido en ocho secciones. De esta manera, se emplean 96 celdas modelo EPB097197VVP; cada sección proporciona un voltaje máximo de 15.6 V y una capacidad energética de 1.4 kWh. La autonomía del paquete de baterías es de aproximadamente 31 km, suficiente para cumplir con la duración del evento de resistencia (endurance) de la competencia.

- **Evaluar diferentes configuraciones del sistema de engranajes para determinar la que proporcione un equilibrio entre masa y potencia transmitida.**

Con base en la información disponible y revisada en el estado del arte, se concluyó que un sistema de transmisión basado en un tren de engranajes planetarios de ángulo recto constituye la opción más adecuada en comparación con otras configuraciones. Esta elección se justifica por los múltiples beneficios que ofrece, tales como un empaquetado compacto y ligero, altas relaciones de transmisión, elevada relación masa-torque, bajo volumen, conexión coaxial entre el motor y el eje de la rueda y una alta eficiencia. En consecuencia, se seleccionó un sistema de engranajes planetarios rectos dispuesto en un arreglo de una sola etapa con una relación de transmisión de 4.9.

Adicionalmente, se realizó un análisis cinemático a un tren de engranajes planetarios utilizando el software SolidWorks, con el objetivo de determinar la disposición mecánica más adecuada para el propósito previsto. Como resultado, se concluyó que la mejor configuración corresponde a un sistema planetario donde el engrane sol actúa como componente conductor, el engrane anillo permanece fijo y el porta-satélites funciona como elemento conducido.

- **Seleccionar el material de los componentes del sistema mecánico.**

Con base en la investigación sobre materiales usualmente empleados para los componentes mecánicos del sistema de transmisión y en la evaluación de sus propiedades mecánicas, se seleccionaron los siguientes:

- ✓ Engranajes: Acero DIN 1.6587.
- ✓ Ejes: Acero DIN 1.6565.
- ✓ Porta-satélites: Aleación de aluminio DIN 3.4365.
- ✓ Carcasa: Aleación de aluminio 6061-T6.

- **Diseñar a detalle los engranes del sistema.**

Para el diseño del engranaje, se calcularon inicialmente sus dimensiones mediante un conjunto de ecuaciones que permiten determinar los parámetros geométricos, incluyendo el

número de dientes. La terminología de un engranaje recto y las dimensiones calculadas se presentan en la Figura 7.1 y en la Tabla 7.1, respectivamente.

Posteriormente, se realizaron cálculos utilizando la ecuación de Lewis y la de Buckingham, con la finalidad de validar el diseño en términos de durabilidad y resistencia, previniendo posibles fallas en la estructura de los dientes de los engranes. Por ello, se siguieron las metodologías propuestas por Gupta *et al.* [22], White *et al.* [15], Patel *et al.* [16] y Kishore *et al.* [23], basadas en las normas AGMA.

Al finalizar este procedimiento, se concluyó que, de acuerdo con las condiciones resumidas en la Sección 7.6, el diseño propuesto del engranaje es seguro frente a fallas y roturas. El modelo geométrico CAD 3D inicial del sistema de engranajes planetarios se presenta en las Figuras 8.20 a 8.23, y su masa total es de aproximadamente 1,546.77 g.

- **Desarrollar el modelo geométrico CAD 3D del sistema de transmisión.**

Además del tren de engranajes planetarios, fue necesario determinar y diseñar los demás componentes mecánicos que conforman un sistema de transmisión IWM. Basándose en las metodologías revisadas en el estado del arte y en las geometrías de diseños existentes, se definieron los siguientes componentes:

- ✓ Ejes
- ✓ Cuñas y cuñeros
- ✓ Porta-satélites
- ✓ Rodamientos
- ✓ Anillos de retención
- ✓ Sellos tipo O-Ring
- ✓ Carcasa
- ✓ Rin
- ✓ Disco y pinza de freno
- ✓ Cubo de la rueda
- ✓ Plato del motor
- ✓ Tornillería

Los procedimientos realizados y los modelos geométricos CAD 3D individuales se describen con detalle en la Sección 8. El ensamblaje CAD 3D de todos los componentes se presenta en las Figuras 8.42 y 8.43, y la lista completa de componentes se muestra en la Tabla 8.13.

- **Evaluar numéricamente el comportamiento del sistema de transmisión propuesto.**

Se realizaron tres evaluaciones numéricas distintas, cada una destinada a predecir un comportamiento específico del sistema de transmisión IWM propuesto. La primera evaluación consistió en un análisis cinemático realizado mediante el software de SolidWorks, con el objetivo de verificar que la configuración mecánica de planetaria previamente establecida cumple con el comportamiento deseado: incrementar el torque y reducir la velocidad del motor Nova 15-70-B6 P30 LW según la relación de transmisión de 4.9. Los

resultados obtenidos fueron consistentes con lo esperado y se presentan gráficamente en las Figuras 9.3 y 9.4.

La segunda evaluación se llevó a cabo en OptimumLap, con el objetivo de estimar el tiempo de vuelta en pista de un vehículo FSAE eléctrico considerando sus características de diseño, el tipo de tracción y el sistema de transmisión IWM propuesto, en comparación con los vehículos FSAE reportados en la literatura científica.

Las simulaciones se realizaron sobre circuitos oficiales de ediciones pasadas de la competencia, correspondientes a los eventos de “Autocross” y “Endurance” (resistencia). Estas pistas fueron seleccionadas porque representan las pruebas contrarreloj de la competencia, donde se otorga mayor puntuación a los vehículos que logran menores tiempos por vuelta.

Los resultados de esta evaluación se resumen en la Tabla 9.1, donde se evidencia que el vehículo FSAE eléctrico equipado con el sistema de transmisión IWM propuesto muestra un mejor desempeño en términos de tiempo en ocho de las nueve pistas simuladas. Por lo tanto, se concluye que un vehículo eléctrico tipo FSAE diseñado con las características establecidas en la Sección 3 y equipado con este sistema de transmisión podría obtener una mayor puntuación en los eventos de “Autocross” y “Endurance” en una competencia real.

Por último, se llevó a cabo un análisis estructural estático y un análisis de fatiga utilizando ANSYS en su versión estudiantil, con la finalidad de verificar la resistencia estructural del diseño del tren de engranajes propuesto y validar que los cálculos teóricos realizados en las secciones 7.2 a 7.5 son consistentes.

Los resultados del análisis estático se presentan en las Figuras 9.29 a 9.31, mostrando una deformación total máxima de 0.01822 mm, un esfuerzo de von Mises máximo de 222.89 MPa y un factor de seguridad de 3.81.

Por otro lado, el análisis de fatiga indica que el diseño inicial del tren de engranajes planetarios propuesto, considerando el historial de fluctuación del torque en pista, presenta una vida mínima de 79140 ciclos y un daño máximo de 1.2636×10^{-5} . El parámetro de vida representa el número de vueltas en pista que el tren de engranajes podría soportar antes de presentar fallas por fatiga. En consecuencia, los resultados obtenidos permitieron realizar una optimización topológica, logrando obtener una mayor reducción de masa sin comprometer la resistencia estructural.

Se aplicó una optimización topológica con el objetivo de reducir la masa de los engranes y, de esta manera, contribuir al objetivo principal de disminuir la masa no suspendida. Con base en los resultados de la optimización, mostrados en la Figura 9.43, se realizaron las debidas modificaciones pertinentes a la geometría inicial de los engranes.

La nueva geometría fue sometida a las mismas condiciones de simulación estructural estática y análisis de fatiga que el modelo inicialmente propuesto, obteniéndose los resultados presentados en las Figuras 9.47 a 9.51. El sistema de engranajes planetarios optimizado

presentó una reducción de masa del 42.94% respecto al diseño original propuesto, alcanzando una masa total de 882.6 g.

Por su parte, el análisis de fatiga reveló una vida mínima de 105,510 ciclos y un daño máximo acumulado de 9.4774×10^{-6} . Dado que la vida calculada es considerablemente superior a las veintidós vueltas (el máximo de vueltas que realiza un vehículo en el evento de endurance) y el porcentaje de daño es muy bajo, se concluye que el diseño optimizado es seguro y resistente.

- **Generar una maqueta virtual del sistema de transmisión de accionamiento eléctrico en ruedas para el vehículo eléctrico tipo FSAE optimizado.**

Se desarrolló una maqueta virtual del sistema de transmisión de accionamiento eléctrico en ruedas (IWM) para el vehículo eléctrico tipo FSAE propuesto. Esta maqueta se muestra en las Figuras 10.1 a 10.5, presentando el ensamblaje desde diferentes perspectivas. La masa aproximada de cada sistema por rueda es 7.38 kg, lo que resulta en una masa no suspendida total de 29.52 kg considerando las cuatro ruedas del vehículo.

- **Diseñar un sistema de transmisión con accionamiento eléctrico en ruedas para vehículos eléctricos tipo Fórmula SAE, enfocado en disminuir su masa, mejorar la relación de transmisión e incrementar su eficiencia.**

Mediante la metodología propuesta, se logró diseñar un sistema de transmisión tipo IWM para vehículos eléctricos FSAE, cumpliendo con el objetivo principal de reducir la masa no suspendida y total. Durante el desarrollo del diseño se consideró la masa como un factor crítico en la selección y dimensionamiento de los componentes.

Entre los procedimientos empleados destacan: la elección de un motor eléctrico que permitiera un sistema de transmisión más liviano, la optimización de la anchura de los engranes dentro de los límites de seguridad, la selección de rodamientos ligeros y la optimización topológica del tren de engranajes, con el fin de lograr un sistema más compacto, eficiente y ligero.

De esta manera, se logró obtener el conjunto de engranes planetarios más ligeros entre los evaluados en la literatura, con una masa de 882.6 g, cuya comparación se visualiza en la Tabla 11.1. Por otro lado, la masa total del sistema de transmisión asciende a 78.72 kg, considerando los 6 kg correspondientes de los cuatro controladores MST 140-200 y los 43.2 kg del paquete de baterías.

Asimismo, se logró mejorar la relación de transmisión, ajustándola a las necesidades operativas del vehículo y garantizando así el desempeño deseado en pista con respecto a los tiempos de vuelta. Esto permitió diseñar un tren de engranajes más simple en comparación con los sistemas planetarios evaluados en la literatura para aplicaciones similares. En la Tabla 11.1 se muestra esta comparativa, donde se describen los valores de las masas y las observaciones que justifican la mejora de la relación de transmisión.

Tabla 11.1. Comparativa del tren de engranajes planetarios propuesto con los reportados en la literatura.

Tren de engranajes planetarios	Relación de transmisión	Número de engranes planeta	Masa (kg)	Observaciones
Propuesto	4.9	3	0.883	El sistema de engranajes propuesto cuenta con una relación de transmisión que requiere de una única etapa planetaria y tres engranes planeta. Esto permite el diseño de un tren de engranajes más simple.
White <i>et al.</i> [15]	14.82	3	2.3	La relación de transmisión conlleva el uso de dos etapas. Esto implica el diseño de una caja de transmisión más compleja y pesada, la eliminación de concentricidad entre el motor eléctrico y la rueda, y la implementación de una mayor cantidad de componentes mecánicos.
Patel <i>et al.</i> [16]	3	3	6.67	El diseño de un tren de engranajes planetarios considerando la relación de transmisión mínima posible para esta configuración (3:1) significa el diseño de un engrane sol más grande que el engrane planeta. En el caso de los autores, este factor implicó el diseño de un tren de engranajes más pesado y de mayores dimensiones.
Rohithraj y Arun Sundar [18]	3.25	4	1.5	Si bien el tren de engranajes es ligero, el uso de cuatro engranes planeta involucra el uso de más componentes mecánicos como un eje y un rodamiento adicionales. Por lo tanto, mayor complejidad.
Bakshi <i>et al.</i> [10]	6.316	3	3.2	Una mayor relación de transmisión a la propuesta implica el diseño de engranes más voluminosos y pesados.
Daled y Schoenaers [9]	3.52	3	2.2	El tren de engranajes de estos autores se constituye de una sola etapa de engranes más grandes y pesados que los del sistema propuesto.

Finalmente, el sistema de transmisión IWM propuesto contribuye a incrementar la eficiencia del vehículo, ya que se espera que ofrezca un mejor desempeño en relación al tiempo de vuelta, manteniendo un consumo de energía comparable con respecto a los sistemas reportados en estudios previos.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] A. P. Abas, J. E. D. Yong, T. M. I. Mahlia & M. A. Hannan, «Techno-economic analysis and environmental impact of electric vehicle,» IEEE Access, vol. 7, pp. 98565-98578, 2019.
- [2] A. Albatayneh, M. N. Assaf, D. Alterman & M. Jaradat, «Comparison of the overall energy efficiency for internal combustion engine vehicles and electric vehicles.,» Rigas Tehniskas Universitates Zinatniskie Raksti, vol. 24, n° 1, pp. 669-680, 220.
- [3] K. Deepak, M. A. Frikha, Y. Benômar, M. El Baghdadi & O. Hegazy, «In-wheel motor drive systems for electric vehicles: State of the art, challenges, and future trends,» Energies, vol. 16, n° 7, p. 3121, 2023.
- [4] P. Spanoudakis, G. Moschopoulos, T. Stefanoulis, N. Sarantinoudis, E. Papadokokolakis, I. Ioannou, S. Piperidis, L. Doitsidis & N. C. Tsourveloudis, «Efficient gear ratio selection of a single-speed drivetrain for improved electric vehicle energy consumption,» Sustainability, vol. 12, n° 21, p. 9254, 2020.
- [5] T.-F. Zach & M.-C. Dulescu, «The Topological Optimization and the Design for Additive Manufacturing of a Steering Knuckle for Formula SAE Electric Vehicle,» MATEC Web of Conferences, vol. 343, p. 04011, 2021.
- [6] A. Mohammod, M. Chowdhury, M. N. Islam, K. Rasool, H. S. Lee & S.-O. Chung, «Analysis of power requirement of a prototype four-wheeled electric vehicle under different off-road conditions,» IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, vol. 733, n° 1, p. 012018, 2021.
- [7] H. J. Stadtfeld, «Introduction to electric vehicle transmissions,» Gear Technology, vol. 37, n° 7, pp. 42-50, 2020.
- [8] M. De Carlo & G. Mantriota, «Electric vehicles with two motors combined via planetary gear train.,» Mechanism and Machine Theory, vol. 148, p. 103789, 2020.
- [9] H. Daled & R. Schoenaers, «Design and realization of a lightweight mechanical drivetrain for an electric formula student racecar.,» KU Leuven, 2014.
- [10] S. Bakshi, P. Dhillon & T. Maruvada, «Design and optimization of planetary gearbox for a formula student vehicle.,» SAE International Journal of Materials and Manufacturing, vol. 7, n° 3, pp. 688-697, 2014.
- [11] D. Korobkov & U. O.V., «Choice of the Traction Motor for the Electric Racing Car “Formula Student”,» Procedia Engineering, vol. 150, pp. 283-288, 2016.
- [12] X. Hu, H. Guo, H. Qian, X. Ding & Y. Yang, «Development of a high-power-density motor for formula SAE electric race car,» IECON 2017-43rd Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society, pp. 6618-6622, 2017.
- [13] E. Carraro, M. Degano, M. Morandin & N. Bianchi, «Formula SAE electric competition: Electrical motor design,» 2013 International Electric Machines & Drives Conference, pp. 1142-1148, 2013.

- [14] M. Cezayirlioğlu & M. Büyük, «Development of wheel hub motor drive application in electric vehicles,» Sabanci University Program for Undergraduate Research (PURE), 2017-2018.
- [15] G. White, G. Cunningham & D. Doyle, «Design of an Electric Drive Transmission for a Formula Student Race Car,» SAE International Journal of Advances and Current Practices in Mobility, vol. 1, n° 2019-01-1295, pp. 1345-1351, 2019.
- [16] T. Patel, A. Dubey & L. B. Rao, «Design and analysis of an epicyclic gearbox for an electric drivetrain,» Int J Recent Technol Eng, vol. 8, n° 3, pp. 6834-6842, 2019.
- [17] A. R. Guia, R. A. Silva, I. A. Pires y T. A. C. Maia, «In-Wheel Traction Motor: a Case Study for Formula SAE Electric,» Congresso Brasileiro de Automática-CBA, vol. 2, n° 1, 2020.
- [18] N. Rohithraj & A. S. S., «Formula Electric Vehicle Wheel Hub Design and Optimization for in-Hub Motor in Rear Wheel Drive Configuration,» International Journal of Engineering Research & Technology (IJERT), vol. 9, n° 07, pp. 122-126, 2020.
- [19] A. V. Gritsenko, V. D. Shepelev & A. V. Lopukhov, «Selection and Calculation of the Formula Student Racecar Battery,» In Proceedings of the 6th International Conference on Industrial Engineering (ICIE 2020), vol. 6, pp. 390-398, 2021.
- [20] A. V. Gritsenko, V. D. Shepelev & M. V. Nasarov, «Matching the Transmission and Electric Motor Characteristics of a Formula Student Racecar,» International Conference on Industrial Engineering, pp. 284-293, 2021.
- [21] B. S. Reddy & K. K. Mahato, «Calculation, design and analysis of two stage single speed gearbox for all terrain vehicle for baja sae,» Materials Today: Proceedings, vol. 46, pp. 7187-7203, 2021.
- [22] A. Gupta, V. P. Yashvanth & L. B. Rao, «Design of gears using aluminium 6061-T6 alloy for formula SAE steering system,» Recent Trends in Mechanical Engineering: Select Proceedings of ICIME 2020, pp. 489-505, 2020.
- [23] S. N. Kishore, A. V. V. Reddy & L. B. Rao, «Design and optimization of spur gears in a single stage reduction gear box,» Materials Today: Proceedings, vol. 60, pp. 2010-2017, 2022.
- [24] D. Case, «Formula SAE,» SAE INTERNATIONAL, [En línea]. Available: <https://www.fsaeonline.com/page.aspx?pageid=c4c5195a-60c0-46aa-acbf-2958ef545b72>.
- [25] W. Kucinski, R. Liang, C. Davis & M. Masucci, «Formula Electric In-Hub Motor System for Formula SAE Electric,» University of Wisconsin - Madison, Wisconsin, 2017.
- [26] P. A. Aune, «A Four Wheel Drive System for a Formula,» Norwegian University of Science and Technology, Trondheim, 2016.
- [27] F. Salek, A. A. S. Resalati & M. and Babaie, «Energy Assessment of the Electric Powertrain System of a Formula Student Electric Race Car,» SAE Technical Paper, 2022.

- [28] E. Águeda Casado, J. L. García Jiménez, T. Gómez Morales, J. Gracia González & J. M. Navarro, *Mecánica del vehículo*, Madrid: Ediciones Paraninfo, S.A., 2014.
- [29] F. A. Machado, P. J. Kollmeyer, D. G. Barroso & A. Emadi, «Multi-Speed Gearboxes for Battery Electric Vehicles: Current Status and Future Trends,» *IEEE Vehicular Technology*, vol. 2, pp. 419-435, 2021.
- [30] D. Alvarez Mantaras, P. Luque Rodríguez & C. Vera, *Ingeniería del automóvil. Sistemas y comportamiento dinámico: sistemas y comportamiento dinámico*, Madrid, 2004.
- [31] Q. Dong, H. Qi, X. Liu & Y. Wang, «Calibration and optimization of an electric vehicle powertrain system,» *Journal of the Chinese Institute of Engineers*, vol. 41, nº 7, pp. 539-546, 2018.
- [32] National Research Council of the National Academies, *Overcoming barriers to deployment of plug-in electric vehicles*, Washington DC: National Academy of Sciences, 2015.
- [33] D. Meng, M. Tian, L. Miao, Y. Wang, J. Hu & B. Gao, «Design and modeling of an in-wheel two-speed AMT for electric vehicles,» *Mechanism and Machine Theory*, vol. 163, 2021.
- [34] A. E. Sarasua, M. G. Molina, D. H. Pontoriero & P. E. Mercado, «Sistemas de almacenamiento basados en baterías para su utilización en microrredes eléctricas,» *Sodebras*, vol. 9, nº 97, pp. 90-97, 12 Junio 2014.
- [35] G. Wu, X. Zhang & Z. Dong, «Powertrain architectures of electrified vehicles: Review, classification and comparison,» *Journal of the Franklin Institute*, vol. 352, nº 2, pp. 425-448, 2015.
- [36] X. Xu, J. Chen, Z. Lin, Y. Qiao, X. Chen, Y. Zhang, Y. Xu y Y. Li, «Optimization design for the planetary gear train of an electric vehicle under uncertainties,» *Actuators*, vol. 11, nº 2, p. 49, 2022.
- [37] J. C. Borja, J. Fernoll y J. S. De Herrero, *Sistema de transmisión y frenado*, Macmillan Profesional, SA, 2009.
- [38] N. Wattananaphakaseam, N. Sittisang, N. Phengsalae y D. Dipasquale, «Topology Optimization of an aircraft engine gearbox,» *Journal of Physics: Conference Series*, vol. 1983, nº 1, p. 012023, 2021.
- [39] C. Lv, Y. Yang y D. an Zhan, «Topology optimization of wheel drive planetary carrier,» *Journal of Physics: Conference Series*, vol. 1965, nº 1, p. 012127, 2021.
- [40] M. P. Bendsøe y O. Sigmund, «Material interpolation schemes in topology optimization,» *Archive of applied mechanics*, vol. 69, nº 9, pp. 635-654, 1999.
- [41] J. Wu, O. Sigmund y J. P. Groen, «Topology optimization of multi-scale structures: a review,» *Structural and Multidisciplinary Optimization*, vol. 63, nº 3, pp. 1455-1480, 2021.
- [42] SAE International, «Formula SAE,» [En línea]. Available: <https://www.fsaeonline.com/>.

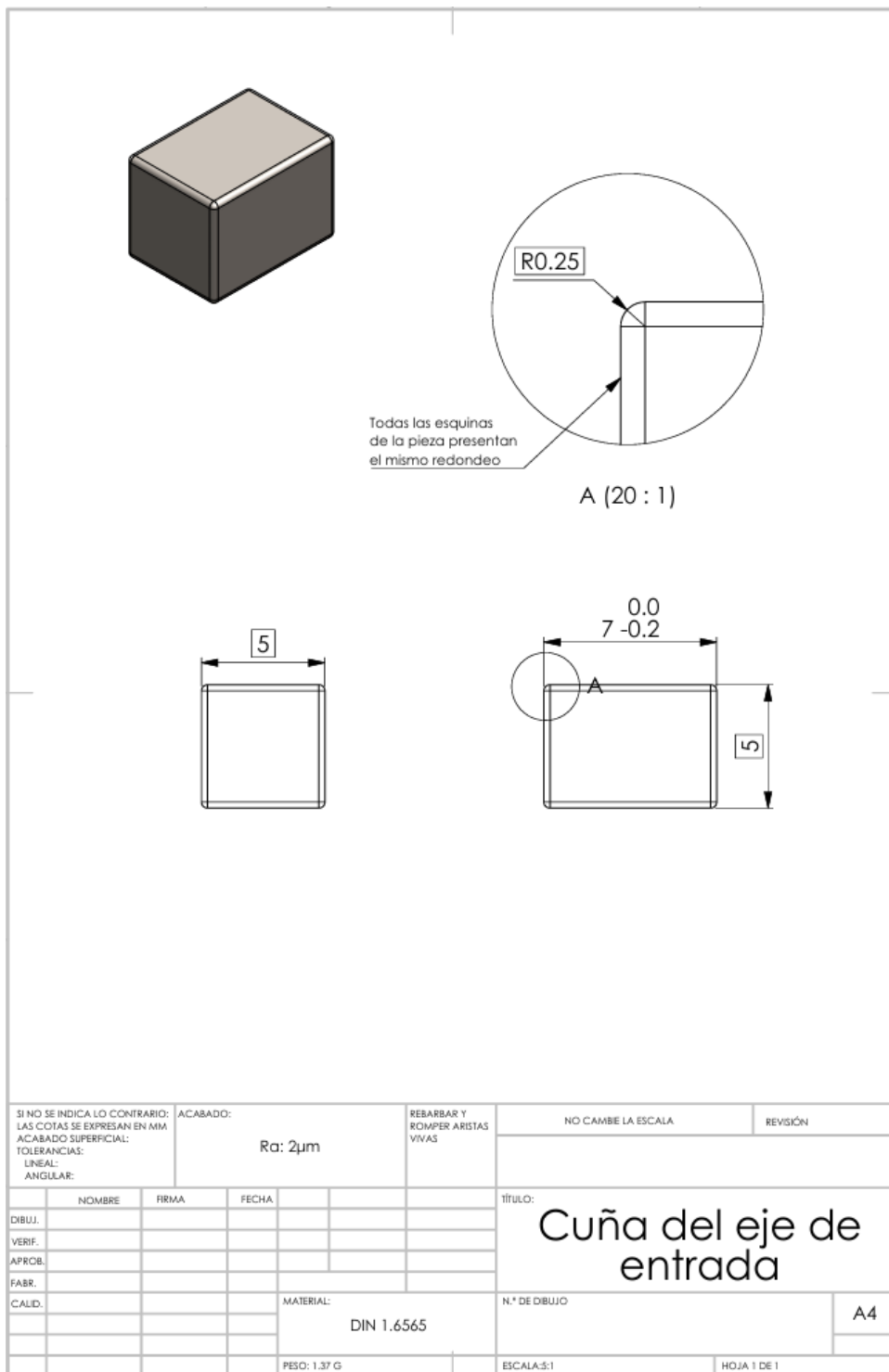
- [43] S. Schumacher, S. Schmid, P. Wieser, R. Stetter y M. Till, «Design, simulation and optimization of an electrical drive-train,» *Vehicles*, vol. 3, n° 3, pp. 390-405, 2021.
- [44] T. Drage, J. Kalinowski y T. Bräunl, «Integration of drive-by-wire with navigation control for a driverless electric race car,» *IEEE Intelligent transportation systems magazin*, vol. 6, n° 4, pp. 23-33, 2014.
- [45] Hoosier, «Hoosier Racing Tire,» 2024. [En línea]. Available: https://www.hoosiertire.com/news/article/64377/Tire_Specs.
- [46] Emrax, «Emrax Innovative e-drives,» [En línea]. Available: <https://emrax.com/e-motors/emrax-208/>.
- [47] Plettenberg, «Plettenberg Motors,» [En línea]. Available: <https://plettenbergmotors.com/wp-content/uploads/2025/02/NOVA-15-70-B6-P30-40-160V.pdf>.
- [48] M. Liben, «Powertrain Architecture, Simulation, and Controls,» Madison.
- [49] MatWeb, «MatWeb,» 2025. [En línea]. Available: <https://apm.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=2ab813ffa05d40329dffe0ee7f58b5de>.
- [50] MatWeb, «MatWeb,» 2025. [En línea]. Available: <https://apm.matweb.com/search/datasheet.aspx?MatGUID=79453c96c12e41af909612a498d0f2cb&ckck=1>.
- [51] MatWeb, «MatWeb,» 2025. [En línea]. Available: <https://apm.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=4f19a42be94546b686bbf43f79c51b7d>.
- [52] E. Mirabet Lemos y L. Martínez Delgado, « Razón de contacto en engranajes cilíndricos rectos con socavado,» *Ingeniería mecánica 3*, vol. 8, n° 1, pp. 19-24, 2007.
- [53] R. G. & N. J. K. Budynas, *Shigley's mechanical engineering design*, vol. 9, New York: McGraw-Hill, 2011, p. 650.
- [54] A. Alarcón Cano, «Diseño de un sistema de tracción eléctrico con el motor en rueda,» *Universitat Politècnica de Catalunya. Escola Tècnica Superior d'Enginyeria Industrial de Barcelona*, Barcelona, 2017.
- [55] R. L. Mott, *Diseño de elementos de máquinas*, México: PEARSON EDUCACIÓN, 2006.
- [56] I. Omorusi, «Design and Construction of an Electrically Operated Paint Mixing Machine,» *Journal of Engineering Research and Reports*, vol. 14, n° 3, pp. 20-29, 2020.
- [57] Intermec, «Intermec,» [En línea]. Available: https://www.intermec.com.co/Pdf/cunas_y_cuneros_estandar.pdf.
- [58] OPAC, «Opac Components,» 2024. [En línea]. Available: <https://www.opac.net/>.
- [59] SKF, «SKF México,» [En línea]. Available: <https://www.skf.com/mx>.

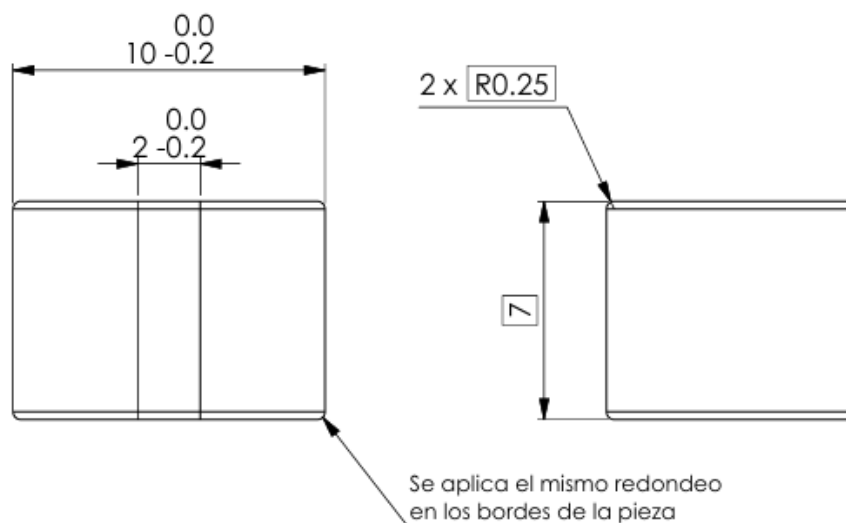
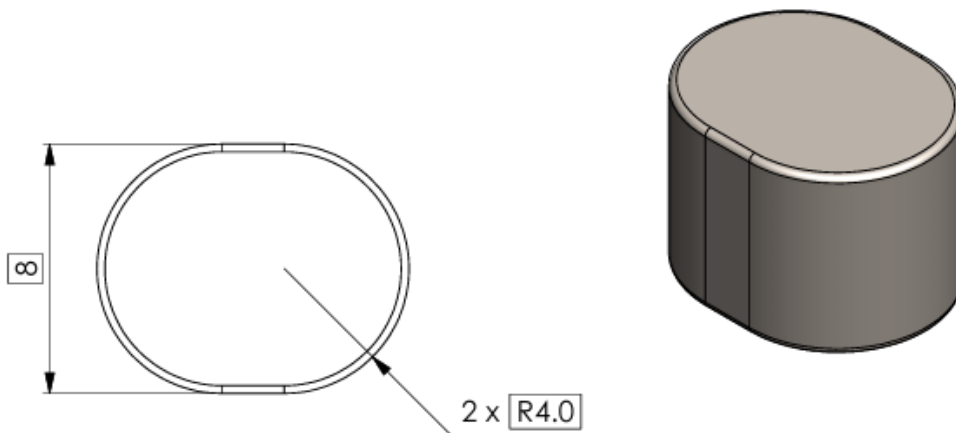
- [60] A. G. Mestrallet, «Criterios de inter - extrapolación para la determinación de los factores de carga en rodamientos,» REVISTA FACULTAD DE CIENCIAS EXACTAS, FÍSICAS Y NATURALES, vol. 1, n° 2, pp. 41-43, 2014.
- [61] Oil Seal Nak S.L., «osn,» 2025. [En línea]. Available: <https://web.osn.es/index.html>.
- [62] R. Lacasa Chamizo, «Lacasa Chamizo, R. (2019). Diseño de una transmisión planetaria para un vehículo de formula SAE,» 2019.
- [63] Parker, «Parker,» 2025. [En línea]. Available: <https://www.parker.com/mx/es/home.html>.
- [64] American Gear Manufacturers Association, «AGMA,» [En línea]. Available: <https://www.agma.org/>.
- [65] S. Orlando, «TRANSMISSION DESIGN FOR A FORMULA STUDENT ELECTRIC RACE CAR: Geartrain evolution for transition from 13” to 10” rims,» Torino, 2023.
- [66] Keizer Wheels, «Keizer Aluminum Wheels,» 2025. [En línea]. Available: <https://keizerwheels.com/>.
- [67] I. Hooper, «Development of in-wheel motor systems for formula sae electric vehicles,» Australia, 2011.
- [68] OptimumG Vehicle Dynamics Solutions, «OptimumG,» [En línea]. Available: <https://optimumg.com/product/optimumlap/>.
- [69] J. Pérez Blanco, «Design of the systems of an Electric Powertrain for a Formula Student,» Universidad de Navarra, Pamplona, 2020.
- [70] J. Badal, «Analysis of different powertrain configurations for a formula style electric race car,» 2019.
- [71] ENepAQ, «enepaq,» 2025. [En línea]. Available: <https://enepaq.com/>.
- [72] Hongkong Mingda Industrial Corporation, «Hongkong Mingda Industrial Int'l Co.,» 2025. [En línea]. Available: <https://www.hkmingda.com/>.
- [73] Ansys, «Ansys,» 2025. [En línea]. Available: <https://www.ansys.com/>.
- [74] A. P. Agrawal, S. Ali y S. Rathore, «Finite element stress analysis for shape optimization of spur gear using ANSYS,» Materials Today: Proceedings, vol. 64, pp. 1147-1152, 2022.
- [75] M. Karthick, C. S. Ramakrishna, P. R. N. Gudadhe, S. Baskar, Renu y R. Kumar, «Contact stress analysis of xylon coated spur gear using ANSYS workbench,» Materials Today: Proceedings, 2023.
- [76] L. Guanjin y L. Wenyi, «Modal analysis of planetary gear train based on ANSYS Workbench,» 2018 15th International Conference on Ubiquitous Robots (UR), pp. 920-925, 2018.
- [77] G. W. Stachowiak y A. W. Batchelor, Engineering tribology, Butterworth-heinemann, 2025.
- [78] M. W. Akram, «Fatigue modeling of composite ocean current turbine blade,» 2010.

- [79] W. Wang, J. Li, J. Pan, H. Chen, P. Quian y W. Chen, «Residual strength degradation model of 18CrNiMo7-6 forged steel,» *Advances in Mechanical Engineering*, vol. 11, n° 4, p. 1687814019842763, 2019.
- [80] N. Guragain, R. Bista, P. Nepal, B. Timilsina y S. Surendra, «An Experimental and Numerical Investigation on Fatigue Life Cycle of Leaf Spring,» *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, vol. 1314, n° 1, p. 012002, 2024.
- [81] Y. Murakami, T. Takagi, K. Wada y H. Matsunaga, «Essential structure of SN curve: Prediction of fatigue life and fatigue limit of defective materials and nature of scatter,» *International Journal of Fatigue*, vol. 146, p. 106138, 2021.

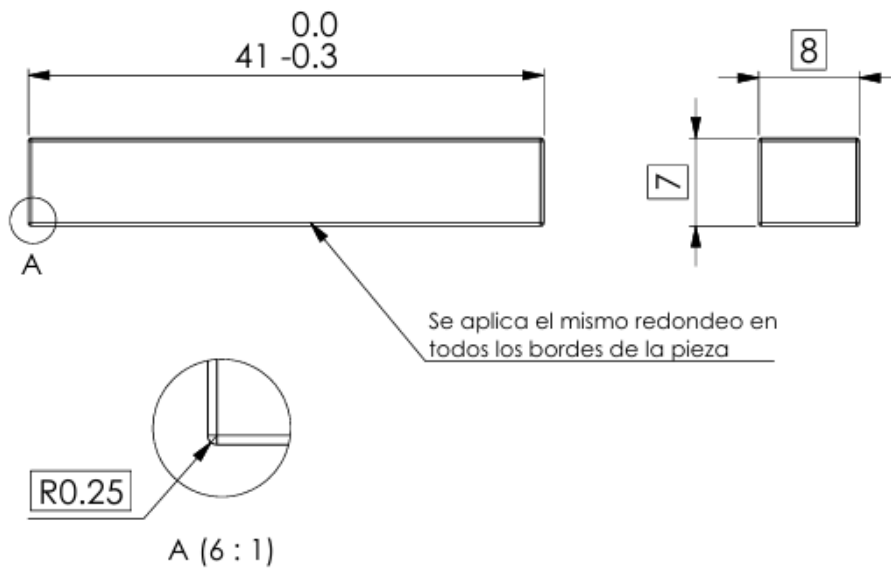
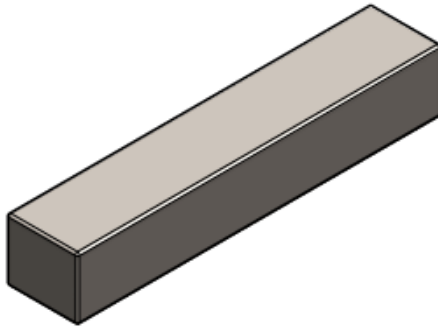
ANEXO A

Dibujos de manufactura de las cuñas





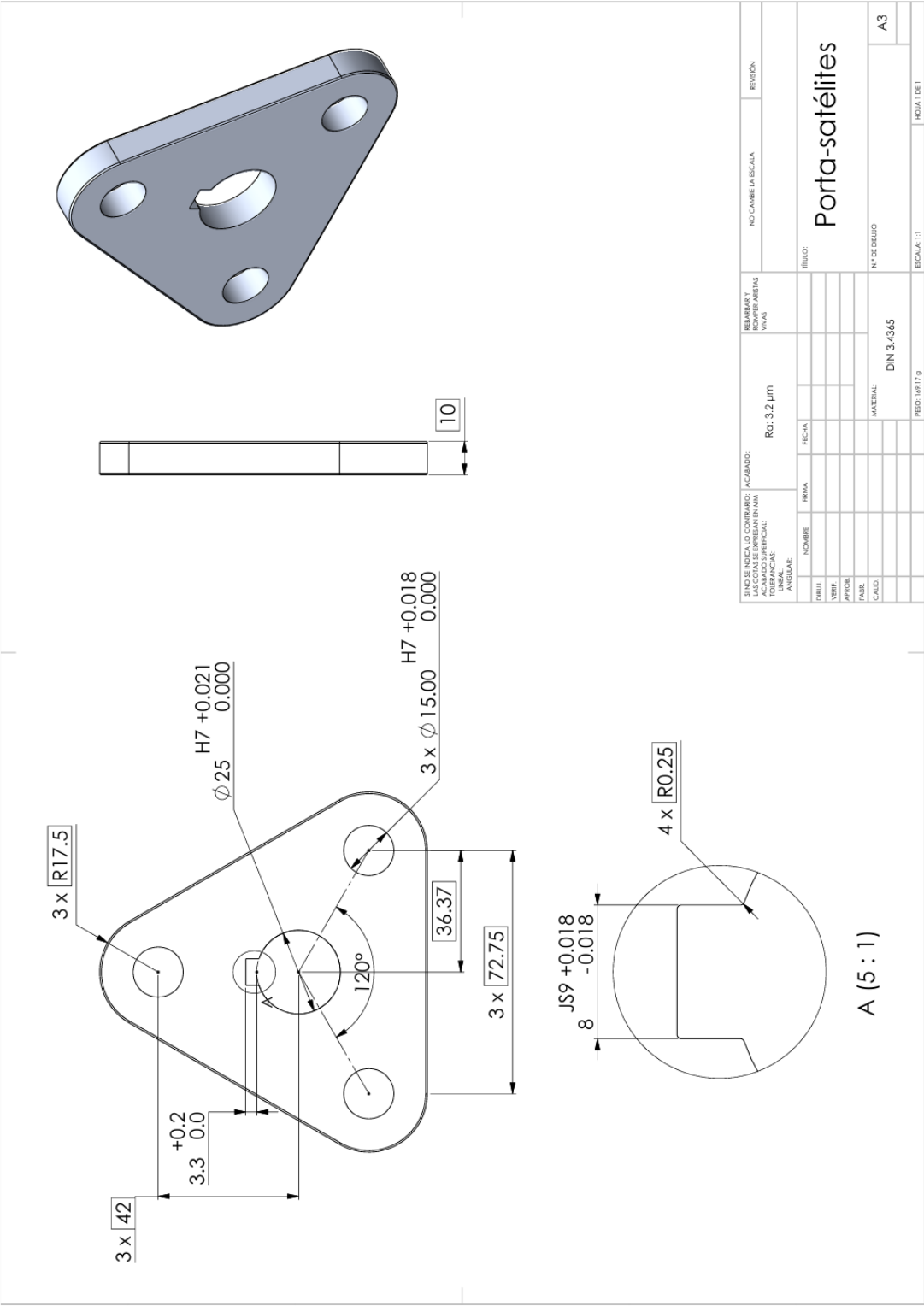
SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:				ACABADO: Ra: 2 µm		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		NO CAMBIE LA ESCALA		REVISIÓN	
NOMBRE				FIRMA		FECHA		TÍTULO:			
DIBUJ.				VERIF.		APROB.		Cuña del eje de salida			
FABR.				CALID.		MATERIAL:		(Acoplamiento para el porta-satélites)			
						DIN 1.6565		N.º DE DIBUJO			
						PESO: 3.64 g		A4			
						ESCALA: 3:1		HOJA 1 DE 1			



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:		ACABADO: Ra: 2 μ m		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		NO CAMBIE LA ESCALA		REVISIÓN	
NOMBRE		FIRMA		FECHA		TÍTULO:			
DIBUJ.						Cuña del eje de salida			
VERIF.						(Acoplamiento para el cubo de la rueda)			
APROB.									
FABR.									
CALID.						MATERIAL:		N.º DE DIBUJO	
						DIN 1.6565		A4	
						PESO: 18 g		ESCALA: 2:1	
								HOJA 1 DE 1	

ANEXO B

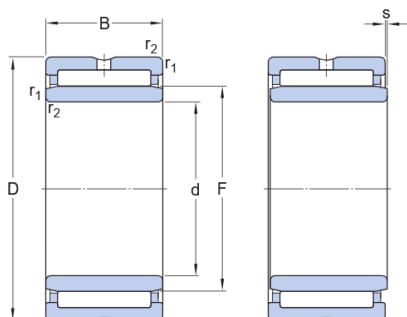
Dibujo de manufactura del porta-satélites



ANEXO C

Secciones transversales y dimensiones de los rodamientos seleccionados [50]

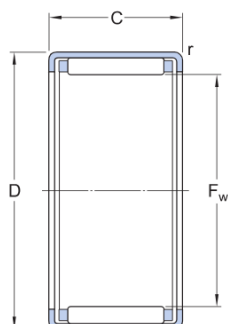
- SKF NKI 15/20



Dimensiones

d	15 mm	Diámetro del agujero
D	27 mm	Diámetro exterior
B	20 mm	Ancho
F	19 mm	Diámetro del camino de rodadura del aro interior
$r_{1,2}$	min. 0.3 mm	Dimensión del chaflán del aro exterior
s	max. 0.5 mm	Desplazamiento axial admisible de un aro del rodamiento con respecto al otro desde la posición normal

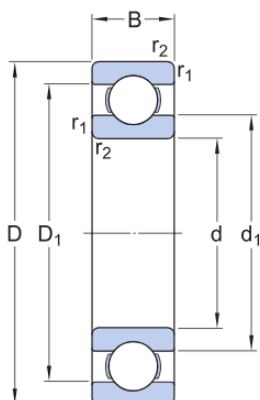
- SKF HK 1512



Dimensiones

F_w	15 mm	Diámetro debajo de los rodillos
D	21 mm	Diámetro exterior
C	12 mm	Ancho
r	min. 0.8 mm	Dimensión del chaflán del casquillo (aro exterior)

- SKF 6405

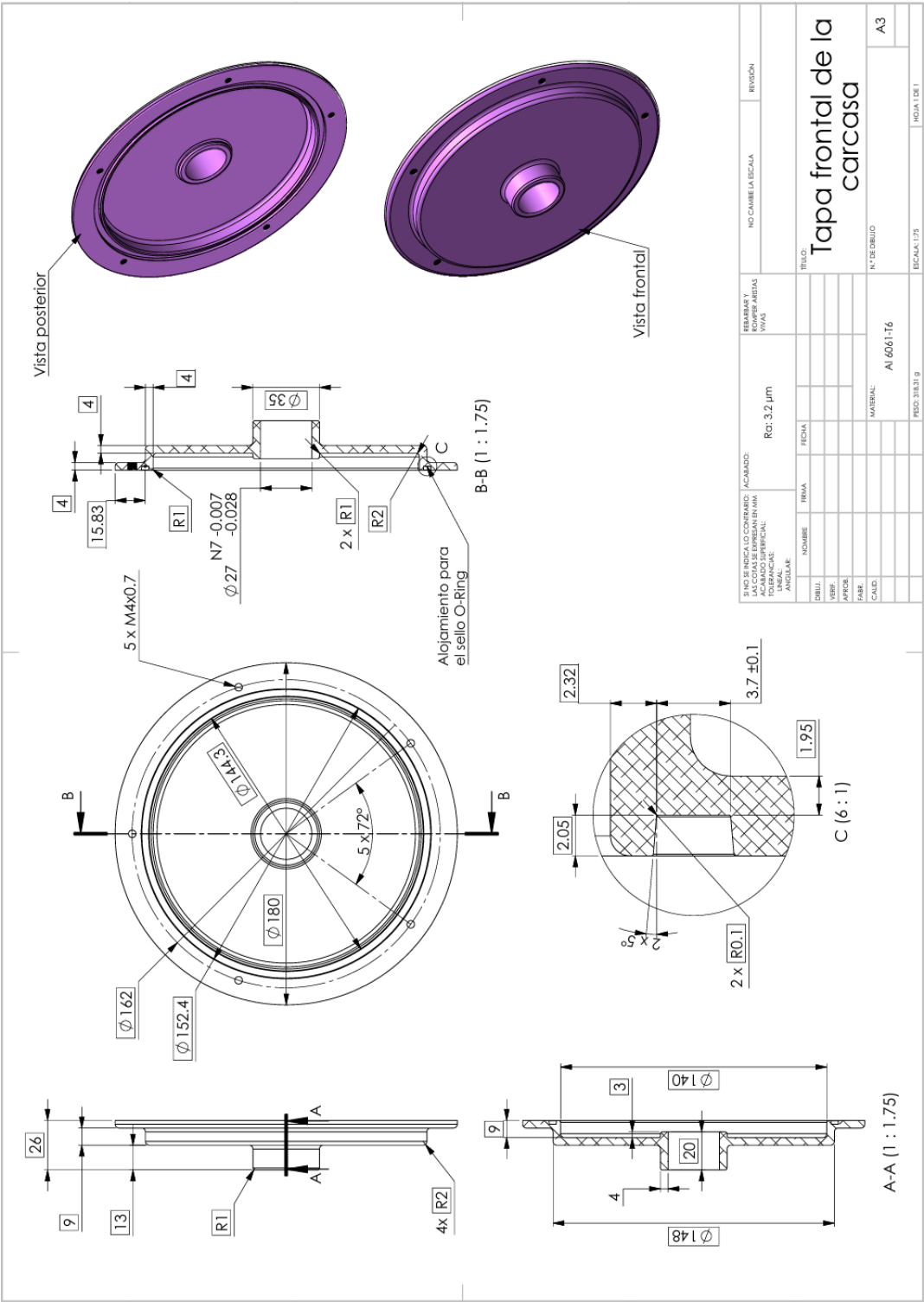


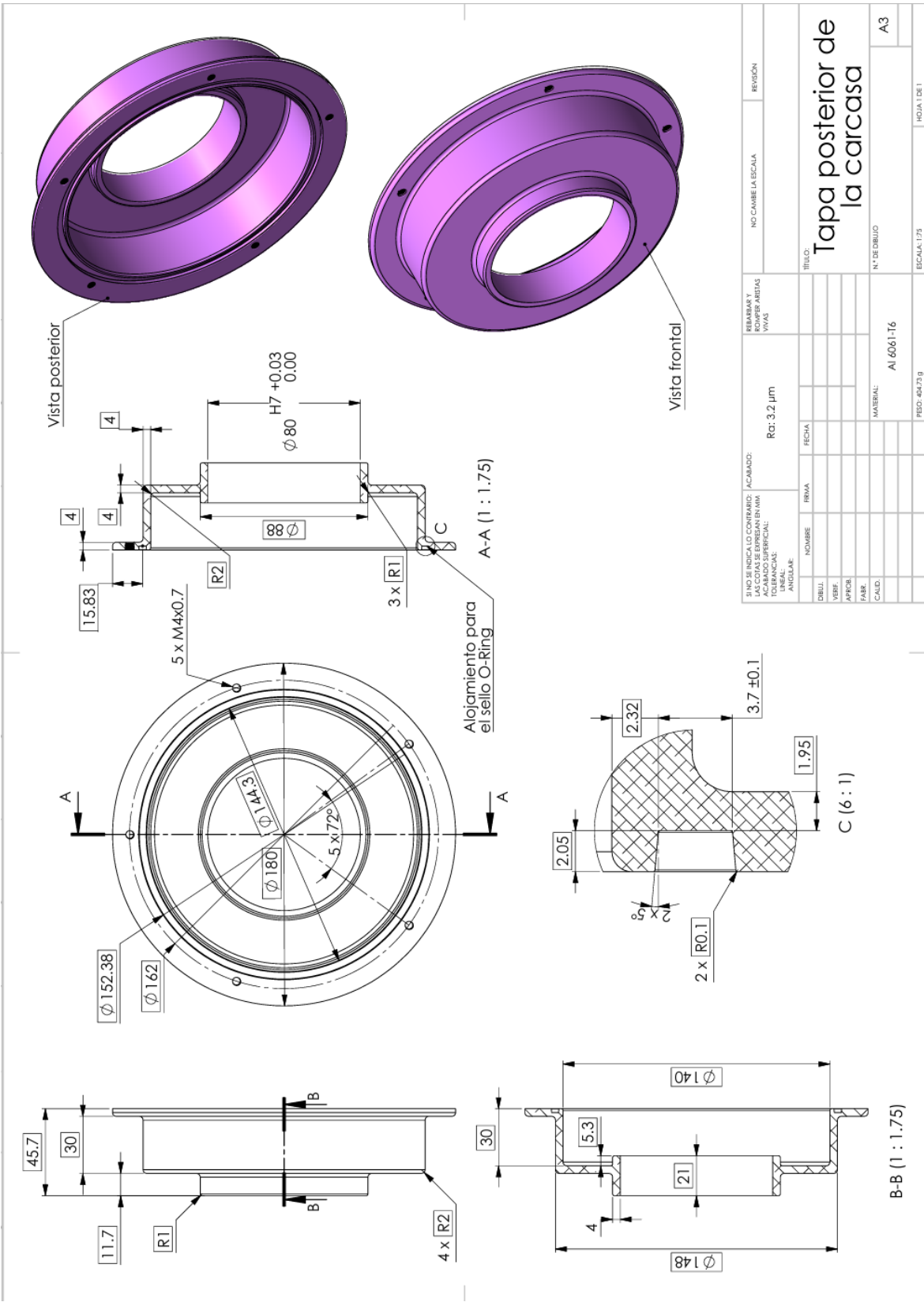
Dimensiones

d	25 mm	Diámetro del agujero
D	80 mm	Diámetro exterior
B	21 mm	Ancho
d_1	≈ 45.42 mm	Diámetro del resalte
D_1	≈ 62.9 mm	Diámetro del resalte
$r_{1,2}$	min. 1.5 mm	Dimensión del chaflán

ANEXO D

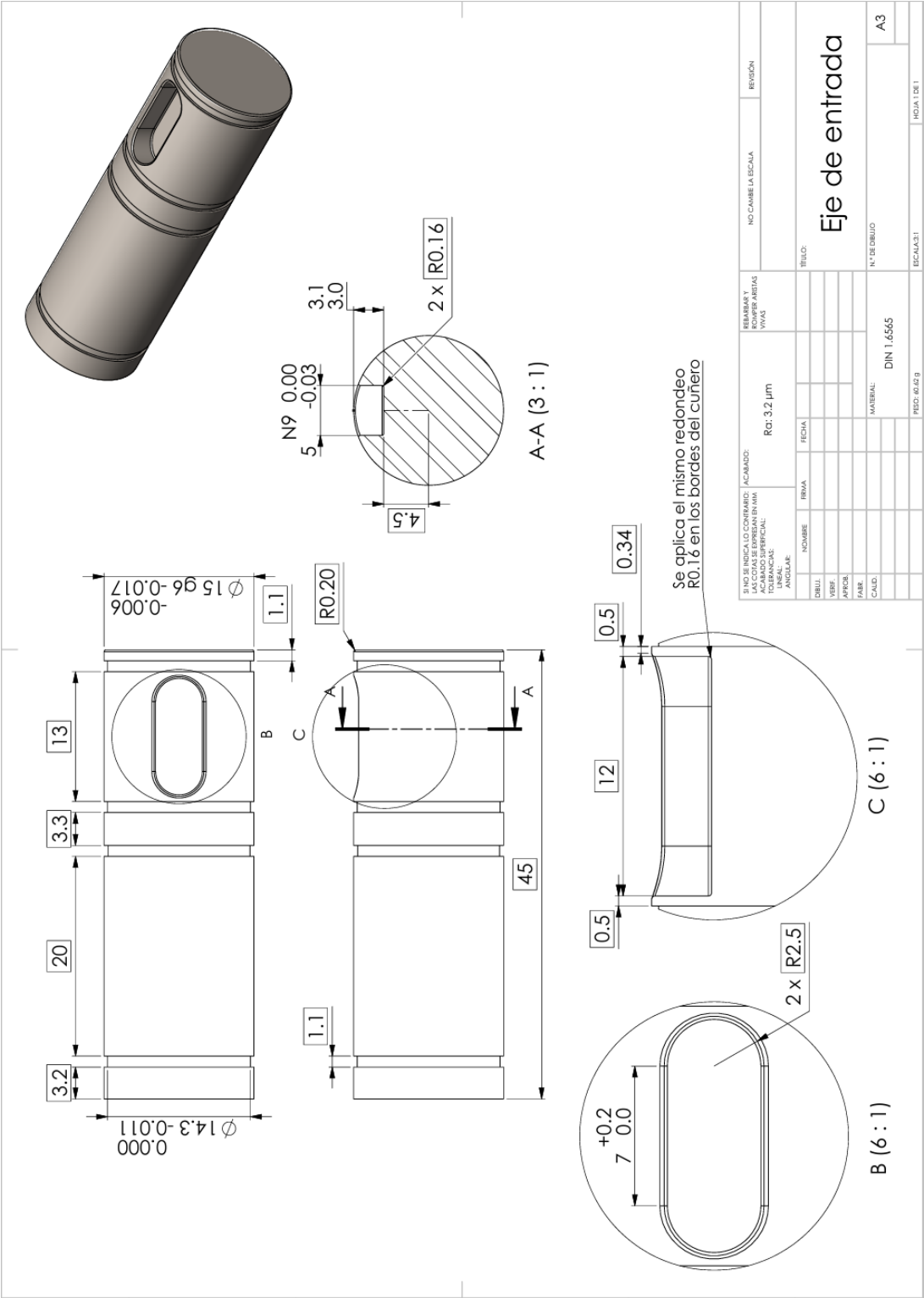
Dibujo de manufactura de la carcasa

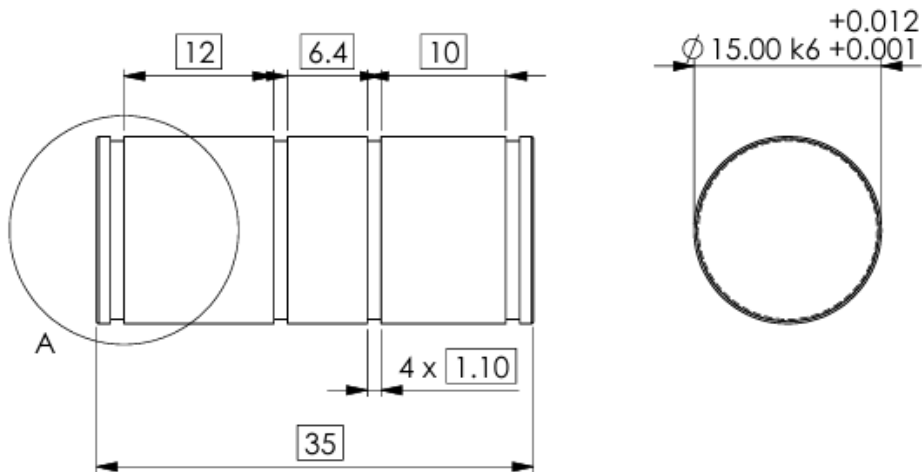
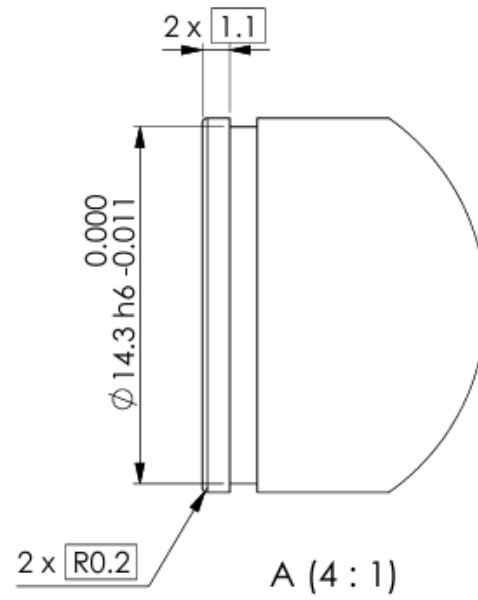
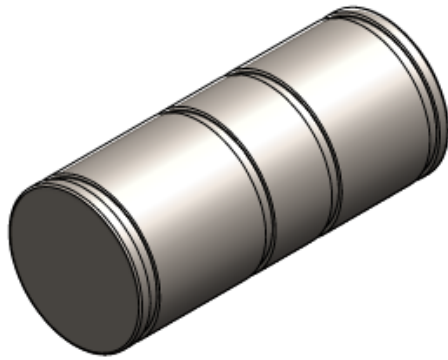




ANEXO E

Dibujos de manufactura de los ejes





SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:				ACABADO: 3.2 μ m		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		NO CAMBIE LA ESCALA		REVISIÓN	
						TÍTULO: Eje del engrane planeta					
NOMBRE		FIRMA		FECHA		MATERIAL: DIN 1.6565		N.º DE DIBUJO		A4	
DIBUJ.						PESO: 47.99 g		ESCALA: 2:1		HOJA 1 DE 1	
VERIF.											
APROB.											
FABR.											
CALID.											

ANEXO F

Parámetros técnicos de la celda EPB097197VVP [72]

	Doc. No.	EP220331007
	Rev.	V.1.01
	Model No.	EPB097197VVP

1、范围

Scope

本规格书描述了由香港明達科技發展有限公司生产的高倍率聚合物锂离子电池有关参考技术指标及测试方法、使用要求。

This specification describes the technical parameter, testing method and using requirement of polymer Li-ion battery manufactured by HONGKONG MINGDA INDUSTRIAL INT'L CO., LIMITED.

2、主要技术参数

Main Technical Parameter

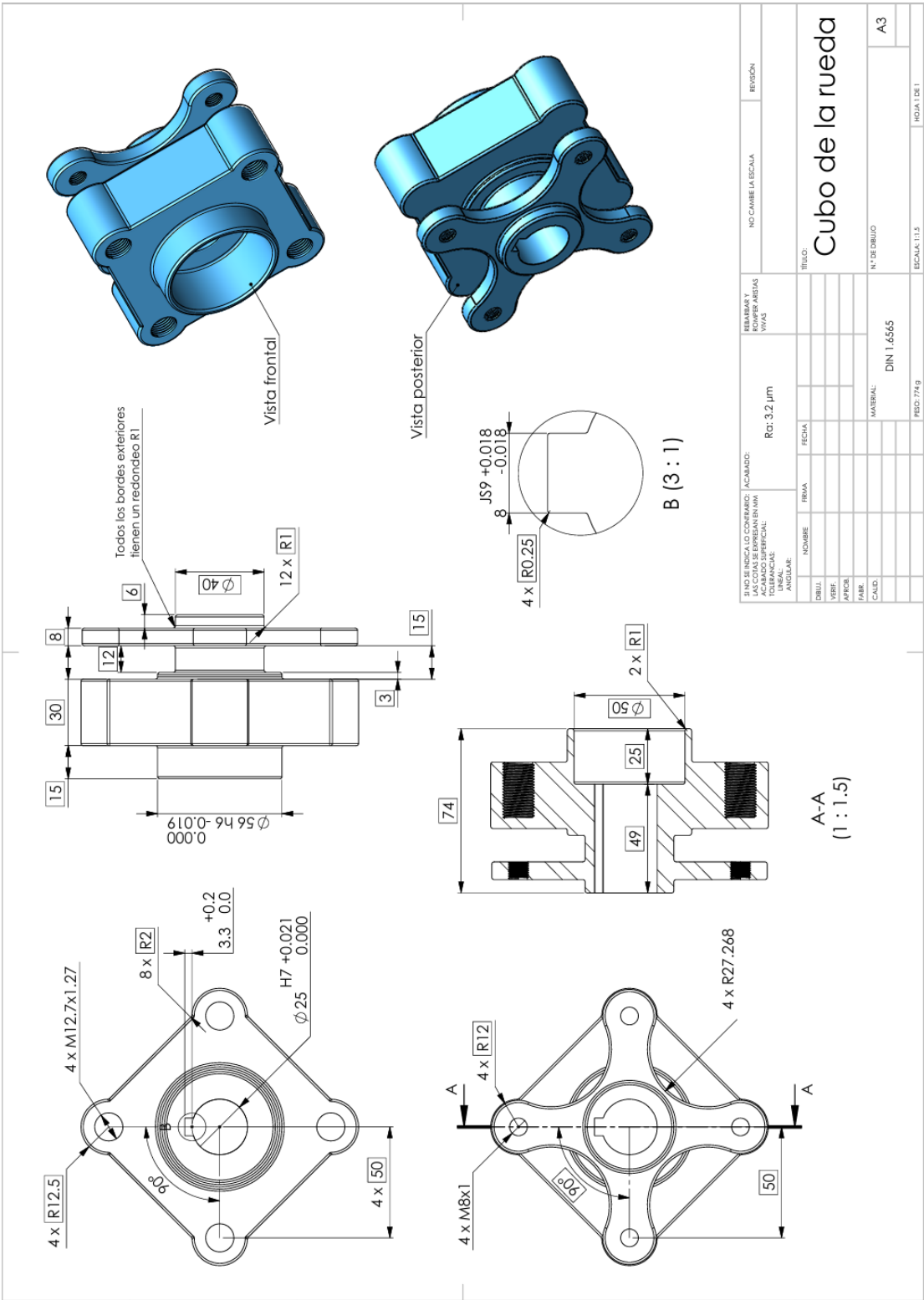
2.1 电芯和电池组规格参数 Technical Parameter Of Cell and Pack:

项目 Item	电芯 Cell	成品 Pack	备注 Remark
1. 主要化学成分 Cell Chemistry	LiCoO2	N/A	
2. 标称容量 Rated Capacity	30000mAh	N/A	电芯标准充电后 0.2C 放电至 2.75V Fully Discharge to 2.75V @ 0.2C. after the cell standard charge
3. 额定电压 Rated Voltage	3.90V	N/A	平均放电电压 Average Discharge Voltage (discharged at 1CmA)
4. 内阻 Internal Resistance	Typical: 0.65mΩ; Max: 1.0mΩ	N/A	通过电芯的正负极耳测试 Measure the resistance with the cathode and anode tab
5. 最大连续放电电流 Max. Constant Discharge Current	150A	N/A	5C
6. 最大峰值放电电流 Max. Peak Current	300A	N/A	10C
7. 峰值电流放电时间 Time for peak discharge current	3S	N/A	
8. 放电截止电压 Discharge Cut-off Voltage	2.75V	N/A	2.75V/Cell
9. 最大持续充电电流 Max. Constant Charge Current	60A	N/A	2CmA *
10. 最大峰值充电电流 Max. Peak Charge Current	120A	N/A	4CmA *
11. 最大峰值电流充电时间 Time for peak charge current	3S	N/A	
12. 充电截止电压 Charging Cut-off Voltage	4.45V	N/A	4.45V/Cell
13. 尺寸 Product Size	N/A	N/A	
14. 重量 Weight	450g	N/A	±20g
15. 工作温度范围 Range of Work Temperature	充电 Charge		0~+45°C Can be charged at 60°C, but may cause swell
	放电 Discharge		-20~+60°C

* The cell can achieve constant charging of 5C and peak charging of 10C for fields with low requirements of cycle life, for KERS systems.

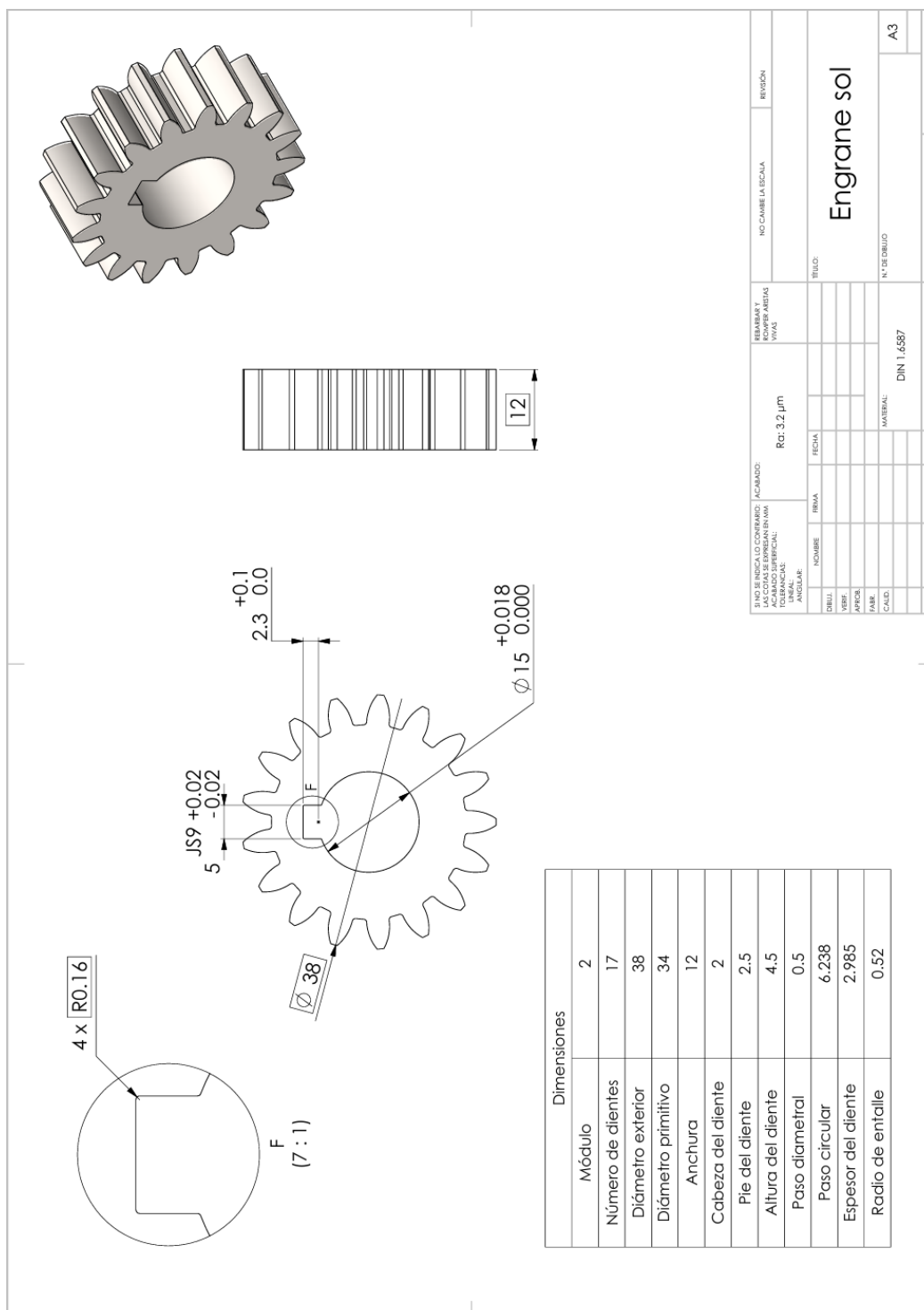
ANEXO G

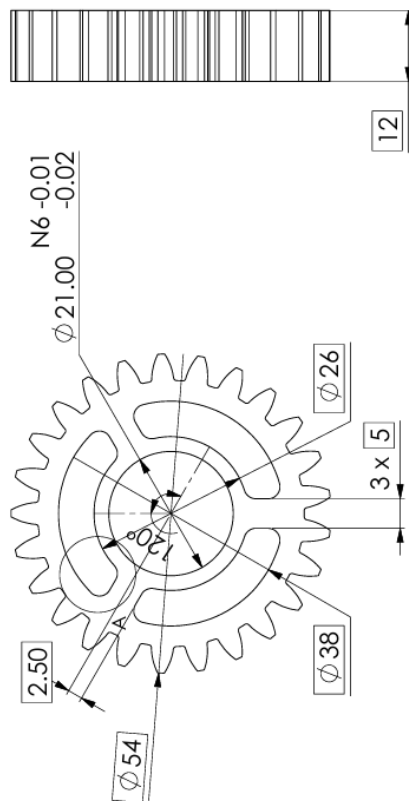
Dibujo de manufactura del cubo de la rueda



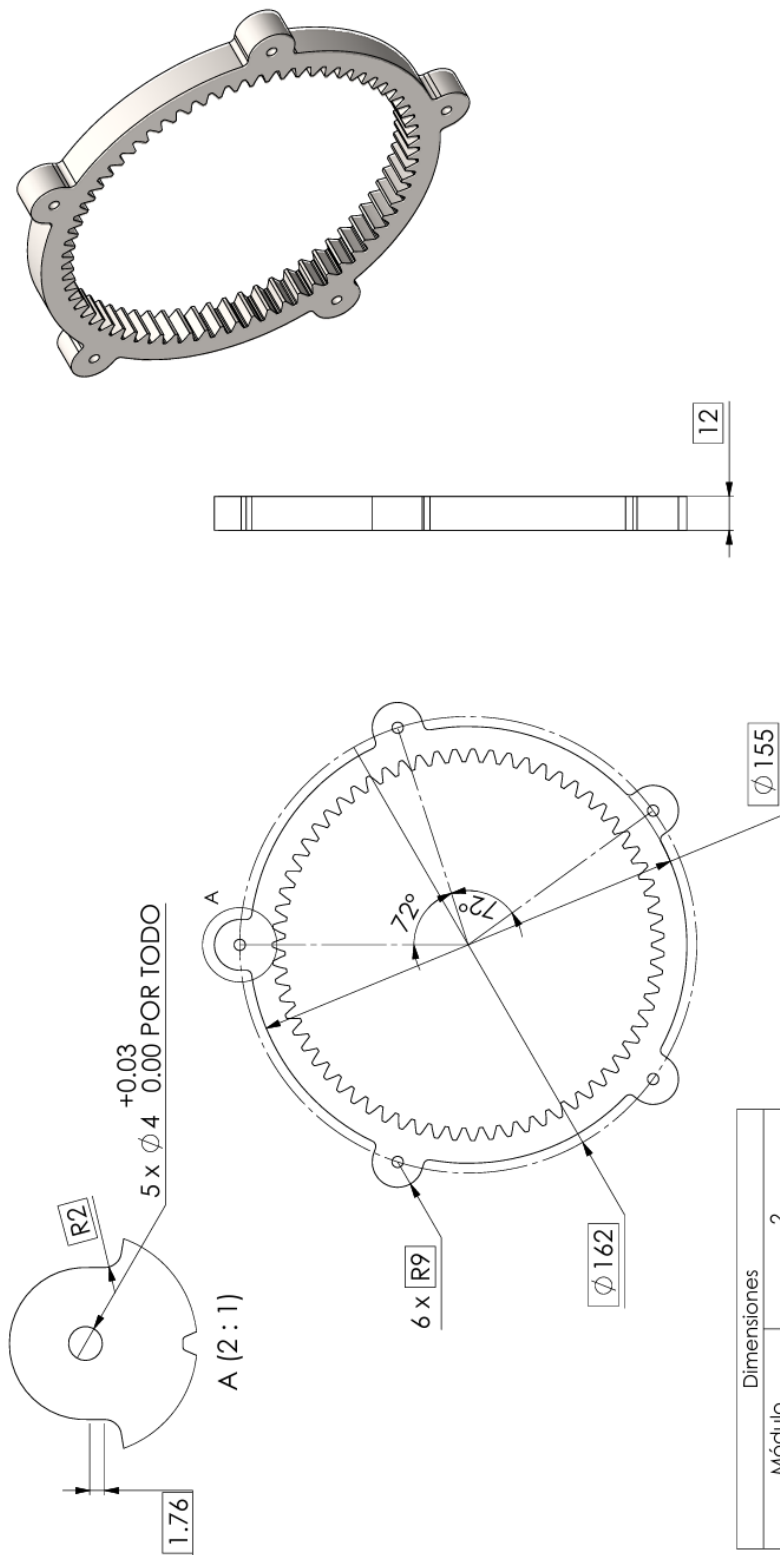
ANEXO H

Dibujos de manufactura de los engranes optimizados





SI NO SE INDICÓ CONTRATO: ACABADO: ACABADO SUPERFICIAL:		REBAMAY Y REPARACIONES VIVAS		NO CAMBIE LA ESCALA		REVISIÓN	
LINEAS: ANGLEARE:		FECHA:		TÍTULO:			
				Engrane planeta			
				N.º DE DIBUJO			
				MATERIAL:			
				DIN 1.6587			
				A3			



Dimensiones	
Módulo	2
Número dientes	67
Diámetro externo	162
Diámetro primitivo	134
Anchura	12
Cabeza del diente	2
Pie del diente	2.5
Altura del diente	4.5
Paso diametral	0.5
Paso circular	6.238
Espesor del diente	2.985
Radio de entalle	0.52

SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: ACABADO SUPERFICIAL EN MM TOLERANCIAS: ANGULARES:		ACABADO: Ra: 3.2 µm		REBARBAR Y ACABADO DE VUELOS		NO CAMBIA LA ESCALA		REVISIÓN	
DIBUJ.	NOMBRE	FECHA	FECHA	TÍTULO:					
VERIF.									
APROB.									
FABR.									
CALD.									
MATERIAL: DIN 1.6587				N.º DE DIBUJO		ESCALA: 1:1.5		HOJA 1 DE 1	
				MED: 5183 g					

Engrane anillo

A3