UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE

FACULTAD DE INGENIERÍA EN CIENCIAS APLICADAS

CARRERA: INGENIERÍA AUTOMOTRÍZ

TRABAJO DE INTEGRACIÓN CURRICULAR

TEMA:

"ANÁLISIS FEM DEL CHASIS PARA MOTOS DOBLE PROPÓSITO DE ALTA CILINDRADA CON EL USO DE PARRILLA DE CARGA"

TRABAJO DE TITULACIÓN PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO AUTOMOTRIZ

Línea de investigación: Producción industrial y tecnología sostenible

AUTOR

Roberto Tobías Tulcán Enríquez

DIRECTOR

Ing. Jorge Luis Melo Obando MSc.

Ibarra-Ecuador

2026

UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE DIRECCIÓN DE BIBLIOTECA

AUTORIZACIÓN DE USO Y PUBLICACIÓN A FAVOR DE LA UNIDERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE

1.-IDENTIFICACIÓN DE LA OBRA

En cumplimiento del Art. 144 de la Ley de Educación Superior, hago la entrega del presente trabajo a la Universidad Técnica del Norte para que sea publicado en el Repositorio Digital Institucional, para lo cual pongo a disposición la siguiente información:

DATOS DE CONTACTO	
APELLIDOS Y NOMBRES:	Tulcán Enríquez Roberto Tobías

DATOS DE LA OBRA	
TÍTULO:	"Análisis FEM del chasis para motos doble propósito de alta cilindrada con el uso de parrilla de carga"
AUTOR (ES):	Tulcán Enríquez Roberto Tobías
FECHA: AAAAMMDD	24/09/2026
SOLO PARA TRABAJOS DE TITULACIÓN	
CARRERA/PROGRAMA:	**x GRADO ☐ POSGRADO**
TITULO POR EL QUE OPTA:	INGENIERO AUTOMOTRIZ
DIRECTOR/ ASESOR:	Ing. Jorge Melo, MSc. Ing. Carlos Mafla, PhD.

2. CONSTANCIAS

El autor (es) manifiesta (n) que la obra objeto de la presente autorización es original y se la desarrolló, sin violar derechos de autor de terceros, por lo tanto, la obra es original y que es (son) el (los) titular (es) de los derechos patrimoniales, por lo que asume (n) la

responsabilidad sobre el contenido de la misma y saldrá (n) en defensa de la Universidad en caso de reclamación por parte de terceros.

Ibarra, a los veinticuatro días, del mes de septiembre de 2026

EL AUTOR:



Firma……

Tulcán Enríquez Roberto Tobías

CERTIFICACIÓN DEL DIRECTOR DEL TRABAJO DE INTEGRACIÓN CURRICULAR

Ibarra, 24 de septiembre de 2026

Ing. Jorge Luis Melo Obando, MSc.

DIRECTOR DEL TRABAJO DE INTEGRACIÓN CURRICULAR

CERTIFICA:

Haber revisado el presente informe final del trabajo de Integración Curricular, el mismo que se ajusta a las normas vigentes de la Universidad Técnica del Norte; en consecuencia, autorizo su presentación para los fines legales pertinentes.

Validar únicamente en FirmaEC.
Firmado electrónicamente por:
JORGE LUIS MELO OBANDO

(f) ……

Ing. Jorge Luis Melo Obando, MSc.

C.C.: 1718346529

APROBACIÓN DEL COMITÉ CALIFICADOR

El Comité Calificado del trabajo de Integración Curricular "Análisis FEM del chasis para motos doble propósito de alta cilindrada con el uso de parrilla de carga" elaborado por Tulcán Enríquez Roberto Tobías, previo a la obtención del título de Ingeniero Automotriz, aprueba el presente informe de investigación en nombre de la Universidad Técnica del Norte:

Validar únicamente en FirmaEC.
Firmado electrónicamente por:
JORGE LUIS MELO OBANDO

(f):…….

Ing. Jorge Luis Melo Obando, MSc.

C.C.: *1718346529*

Validar únicamente en FirmaEC.
Firmado electrónicamente por:
CARLOS NOLASCO MAFLA YEPEZ

(f):…….

Ing. Carlos Nolasco Mafla Yépez, PhD.

C.C.: 0401447826

DEDICATORIA

Dedico este trabajo, fruto de esfuerzo, perseverancia y dedicación, principalmente a Dios, por brindarme fortaleza, sabiduría y la oportunidad de llegar hasta este importante logro de mi vida.

A mis padres Jesús y Marlene, pero en especial dedico este logro a mi madre, por ser mi principal fuente de inspiración y por acompañarme incondicionalmente durante cada etapa de mi formación, por cuidarme y brindarme tu amor incondicional no solo durante la carrera sino toda la vida. Te amo infinitamente; gracias por sus sacrificios, consejos y confianza y por enseñarme que, con esfuerzo y perseverancia, es posible alcanzar las metas que uno se propone.

A mis hermanos Germania y Stalin, a mi cuñada Yomaira y a mi sobrina Sofia, por su cariño y compañía a lo largo de este camino. Gracias por estar presentes en los momentos buenos y difíciles, por sus palabras de ánimo y por formar parte importante de mi vida y de este logro.

A mis amigos Esteban, Francisco, Leo, Liz, Aleja, por compartir conmigo esta etapa de la vida, por cada experiencia, enseñanza, momento de alegría y dificultad que vivimos juntos. De manera especial a mi novia Jhoanna, por ser una compañía valiosa, comprensión y apoyo constante en este camino; tu presencia hizo la diferencia.

Y de manera muy especial, dedico este logro a la memoria de aquellas personas que ya no se encuentran a mi lado, pero que permanecen siempre presentes en mi corazón. Este logro lleva consigo una parte de ellos y con profunda gratitud, se los dedico.

Roberto Tobías Tulcán Enríquez

AGRADECIMIENTO

En primer lugar, agradezco a Dios por brindarme la fortaleza, sabiduría y perseverancia necesarias para culminar esta etapa de mi formación profesional y permitirme superar cada uno de los desafíos que se presentaron durante este camino.

A mis padres y a mi familia, por su apoyo incondicional, confianza, comprensión y por estar presentes en cada momento de este proceso. Sus palabras de motivación y sus sacrificios han sido fundamentales para alcanzar este logro y continuar adelante.

Expreso mi sincero agradecimiento mi tutor de tesis Ing. Jorge Melo por su orientación, paciencia y compromiso durante el desarrollo de esta investigación. Puesto que, sus observaciones y recomendaciones fueron fundamentales para fortalecer y culminar satisfactoriamente esta investigación.

De igual manera, extiendo mi gratitud al Ing. Carlos Mafla por su asesoría técnica y sus precisas observaciones, las cuales fueron clave para la correcta estructuración de este documento y por la disposición de su motocicleta la cual fue la base de esta investigación.

Finalmente, a la Universidad Técnica del Norte, mi casa de estudios. Gracias por brindarme los conocimientos, las oportunidades y las herramientas científicas para formarme como profesional integro en el campo automotriz.

Roberto Tobías Tulcán Enríquez

RESUMEN EJECUTIVO

La instalación de portaequipajes en motocicletas doble propósito altera su diseño original, generando momentos de flexión críticos y concentraciones de tensión en el subchasis que provocan fallas por fatiga. Este trabajo evaluó y comparó, mediante el Método de Elementos Finitos, la integridad estructural de un bastidor multitubular con dos diseños de parrilla, proponiendo mejoras geométricas para garantizar la seguridad del vehículo. El proceso se estructuro bajo un enfoque de ingeniería asistida por computadora, comenzando con ingeniería inversa mediante escaneo 3D para la digitalización paramétrica del chasis; continuó con el modelado CAD del bastidor y de dos variantes de parrilla fabricadas en acero ASTM A36 (un diseño comercial tubular y un diseño propuesto en chapa metálica); y concluyó con la validación numérica. Se aplicaron las condiciones de carga máxima (pasajero: 784 N; equipaje: 352.8 N con factor de amplificación dinámica de 2) y se evaluó el criterio de fatiga de Goodman. Los resultados muestran que ambos conjuntos garantizan un diseño seguro a fatiga. El modelo tubular registró un esfuerzo de Von Mises de 126.5 MPa, una deflexión de 2.43 mm y un factor de seguridad (FS) de 1.97 en los tubos del chasis. El diseño en chapa arrojó un esfuerzo de 133.1 MPa, FS de 1.87 y 1.09 a la fatiga, lo que logró desplazar el punto crítico desde el marco principal hacia el componente intercambiable. Se concluye que la parrilla en chapa mejora la rigidez a la flexión al disminuir la deformación a 1.73 mm (mejora del 28.8%) y disminuye las tensiones localizadas en el chasis, validando el conformado de chapa como una opción eficiente.

Palabras clave: Análisis FEM, Fatiga, Von Mises, Deformación

ABSTRACT

The installation of luggage racks on dual-purpose motorcycles alters their original design, generating critical bending moments and stress concentrations in the subframe that lead to fatigue failures. This study evaluated and compared, using the finite element method, the structural integrity of a multi-tube frame with two rack designs, proposing geometric improvements to ensure the vehicle's safety. The process was structured using a computer-aided engineering approach, beginning with reverse engineering via 3D scanning for the parametric digitization of the frame; it continued with CAD modeling of the frame and two rack variants manufactured from ASTM A36 steel (a commercial tubular design and a proposed sheet-metal design); and concluded with numerical validation. Maximum load conditions were applied (passenger: 784 N; luggage: 352.8 N with a dynamic amplification factor of 2), and the Goodman fatigue criterion was evaluated. The results show that both assemblies ensure a fatigue-safe design. The tubular model recorded a von Mises stress of 126.5 MPa, a deflection of 2.43 mm, and a safety factor (SF) of 1.97 in the chassis tubes. The sheet-metal design yielded a stress of 133.1 MPa, a safety factor (SF) of 1.87, and a fatigue safety factor of 1.09, which shifted the critical point from the main frame to the interchangeable component. It is concluded that the sheet metal grille improves flexural stiffness by reducing deformation to 1.73 mm (a 28.8% improvement) and reduces localized stresses in the chassis, thereby validating sheet metal forming as an efficient option.

Keywords: FEM Analysis, Fatigue, von Mises, Deformation

LISTA DE SIGLAS

FEM. Método de los Elementos Finitos

FEA. Análisis de Elementos Finitos

CAD. Diseño Asistido por Computadora

CAE. Ingeniería Asistida por Computadora

ÍNDICE DE CONTENIDOS

CAPÍTULO I 19

INTRODUCCIÓN 19

1.1 Problema de investigación 19
1.1.1 Problemática para investigar 19
1.2 Objetivos 20
1.2.1 Objetivo general 20
1.2.2 Objetivos específicos 20
1.3 Formulación del problema de investigación 20
1.4 Justificación 21
1.5 Hipótesis o preguntas de investigación 22

CAPÍTULO II 24

MARCO TEÓRICO 24

2.1 Antecedentes 24
2.2 Motocicletas doble propósito de alta cilindrada 25
2.2.1 Características técnicas y condiciones de operación 25
2.2.2 Exigencias estructurales por terreno y solicitaciones de carga 26
2.3 Tipologías y materiales de chasis de motocicletas 27
2.3.1 Configuración de chasis 27
2.3.1.1 Chasis doble cuna 27
2.3.1.2 Chasis perimetral o de tipo “bean” 28
2.3.1.3 Chasis multitubular o tipo trellis 29
2.3.2 Caracterización de materiales aplicados al chasis 30
2.4 Funcionalidad estructural y dinámica vehicular 31
2.4.1 Influencia de la distribución de masa y geometría en el comportamiento bajo carga 32
2.5 Impacto de los sistemas de carga en la estructura 33
2.5.1 Tipologías de anclajes y aplicaciones portaequipaje 33

2.5.2 Variación de la distribución de carga estática y esfuerzos dinámicos 34
2.6 Análisis de puntos críticos y concentradores de esfuerzo 35
2.6.1 Evaluación de nodos de unión del subchasis y soportes laterales 35
2.7 Fundamentos de análisis por elementos finitos (FEM) 36
2.7.1 Conceptos fundamentales del método y modelado numérico aplicado..... 37
2.8 Criterios de seguridad y validación estructural 38
2.8.1 Criterio de resistencia (Von Mises) y rigidez elástica 39
2.8.2 Análisis de fatiga y estabilidad elástica 39
2.9 Optimización estructural mediante chapa metálica conformada..... 40
2.9.1 Teoría de perfiles de sección cerrada..... 41
2.9.2 Mecánica de láminas conformadas y refuerzo por geometría 41
2.9.3 Optimización topológica para la mitigación de concentradores de tensión .. 42
CAPÍTULO III 44
MATERIALES Y MÉTODOS 44
3.1 Materiales 44
3.2 Metodología..... 45
3.3 Requerimientos para el diseño de parrillas de carga en motocicletas 47
3.1.1 Selección de motocicleta para estudio..... 47
3.2.2 Cargas de diseño..... 48
3.4 Modelado CAD 50
3.4.1 Escaneo 3D de motocicleta..... 50
3.4.2 Modelado 3D del bastidor 54
3.4.3 Modelado 3D parrilla de carga original..... 55
3.4.4 Modelado 3D parrilla de carga optimizada 56
3.4.5 Ensamble de elementos en bastidor..... 58
3.5 Análisis por elementos finitos 60
3.5.1 Propiedades y dimensiones de material..... 60
3.5.2 Mallado..... 60
3.5.2.1 Calidad de malla del bastidor y parrilla original 62

3.5.3 Condiciones de borde para ensayo estático 63
3.5.3.1 Análisis estático estructural 63
3.5.3.2 Análisis a fatiga de la estructura 67
CAPÍTULO IV 70
RESULTADOS Y ANÁLISIS 70
4.1 Resultados correspondientes al análisis estructural con el uso de parrilla D0 70
4.2 Resultados correspondientes al análisis a fatiga de la estructura con parrilla D0 72
4.3 Resultados correspondientes al análisis estructural con el uso de parrilla D1 74
4.4 Resultados correspondientes al análisis a fatiga de la estructura con la parrilla D1 77
4.5 Resultados en miembros estructurales sometidos a mayores esfuerzos en diseño D0 vs D1 79
4.5.1 Esfuerzo elemento estructural 1 en diseño D0 79
4.5.2 Esfuerzo elemento estructural 1 en diseño D1 80
4.5.3 Esfuerzo elemento estructural 2 en diseño D0 81
4.5.4 Esfuerzo elemento estructural 2 en diseño D1 82
4.6 Comparación de resultados 83
4.6.1 Esfuerzos Von Mises en análisis estático estructural D0 vs D1 83
4.6.2 Deformación máxima en análisis estático estructural D0 vs D1 84
4.6.3 Factor de seguridad en el análisis estático estructural D0 vs D1 84
4.6.4 Comparación del resultado vida en el análisis a fatiga para el diseño D0 vs D1 85
4.6.5 Comparación del resultado factor de seguridad en el análisis a fatiga para el diseño D0 vs D1 86
4.7 Análisis de resultados 86
CAPÍTULO V 89
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES 89
5.1 Conclusiones 89
5.2 Recomendaciones 90

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS 91

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Propiedades mecánicas de materiales para chasis de motocicletas 31

Tabla 2. Materiales utilizados 44

Tabla 3. Datos técnicos de motocicleta CF650.....47

Tabla 4. Características escáner 3D 50

Tabla 5. Propiedades mecánicas Acero ASTM A36 60

Tabla 6. Comparación de resultados 88

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.....28

Figura 2.....29

Figura 3.....30

Figura 4.....46

Figura 5.....48

Figura 6.....51

Figura 7.....52

Figura 8.....53

Figura 9.....54

Figura 10.....55

Figura 11.....56

Figura 12.....57

Figura 13.....58

Figura 14.....59

Figura 15.....61

Figura 16.....62

Figura 17.....63

Figura 18.....64

Figura 19.....65

Figura 20.....66

Figura 21.....66

Figura 22.....67

Figura 23.....68

Figura 24.....68

Figura 25.....69

Figura 26.....70

Figura 27.....71

Figura 28.....72

Figura 29.....73

Figura 30.....74

Figura 31.....75

Figura 32.....76

Figura 33.....77

Figura 34.....78

Figura 35.....79

Figura 36.....80

Figura 37.....81

Figura 38.....82

Figura 39.....83

ÍNDICE DE ECUACIONES

Fórmula 1.....49

Fórmula 2.....49

CAPÍTULO I

INTRODUCCIÓN

Tema

Análisis FEM del chasis para motos doble propósito de alta cilindrada con el uso de parrilla de carga.

1.1 Problema de investigación

1.1.1 Problemática para investigar

Las motocicletas doble propósito de alta cilindrada han ganado popularidad en los últimos años debido a su excepcional capacidad para adaptarse a una gran variedad de terrenos, incluidos caminos irregulares y carreteras pavimentadas. Además de ser ampliamente utilizadas para uso personal, este medio de transporte también se emplea con frecuencia para actividades comerciales y de aventura, en las que normalmente se agregan portaequipajes para transportar maletas, herramientas y mercancía, entre otras cosas.

Sin embargo, estos cambios estructurales realizadas, no siempre tienen en cuenta un rediseño o refuerzo adecuado del chasis. Por lo que esta omisión puede generar fallas prematuras, disminución de su vida útil, deformaciones no deseadas e incluso riesgos de accidentes por pérdida de la estabilidad estructural, en especial cuando son sometidas a condiciones de carga externa o un uso prolongado en terrenos de difícil acceso.

Pese a los avances tecnológicos en simulación computacional, la falta de análisis específicos para chasis de motos doble propósito de alta cilindrada cuando se incorporan elementos adicionales como las parrillas de carga, pueden resultar en diseños subóptimos que no garantizan la seguridad ni el rendimiento esperado.

Por lo tanto, es necesario realizar un análisis detallado utilizando el Método de Elementos Finitos (FEM) puesto que, es una herramienta importante que nos ayuda a identificar áreas de mejora en el diseño, aumentar la vida útil de la misma, optimizar la distribución de tensiones, garantizar la seguridad del conductor y el rendimiento del vehículo en diversas condiciones de conducción.

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo general

Analizar el comportamiento estructural del chasis de la motocicleta doble propósito de alta cilindrada con la adición de parrillas de carga a través del Método de Elementos Finitos (FEM).

1.2.2 Objetivos específicos

- Modelar el chasis de la moto doble propósito de alta cilindrada y la parrilla de carga en software CAD.
- Implementar condiciones de cargas estáticas y dinámicas que representen el peso del piloto y el equipaje.
- Realizar un análisis FEM estático para evaluar la distribución de esfuerzos y deformaciones en el chasis bajo cargas adicionales.
- Identificar los puntos críticos de tensión en el chasis y la parrilla de carga, además proponer mejoras en el diseño para fortalecer las zonas críticas y optimizar el rendimiento.

1.3 Formulación del problema de investigación

Este proyecto tiene por objetivo realizar el análisis estructural del chasis para motos doble propósito de alta cilindrada mediante la utilización del Método de Elementos Finitos (FEM), considerando la influencia de una parrilla de carga adicional instalada en la parte trasera del vehículo, con el fin de evaluar los efectos mecánicos generados por la incorporación de esta. El trabajo se limita a un modelo de motocicleta representativo del segmento el cual será la CF Moto 650 y se centrará en condiciones de carga estática y dinámica típicas de su uso en carretera y terreno irregular.

El desarrollo comenzará por un modelado tridimensional del chasis (con y sin parrilla de carga) usando software CAD para modelado 3D y software CAE para la simulación FEM, el cual nos permitirá realizar una simulación aplicando cargas representativas del peso del usuario, parrilla y carga adicional.

En la siguiente fase, se identificará las zonas críticas de esfuerzo, deformación y posibles fallas estructurales para después hacer una comparación de materiales y geometrías con miras a una posible optimización estructural.

El enfoque del proyecto se limita al comportamiento estructural del chasis desde el punto de vista mecánico bajo escenarios de carga representativos. Y no se abordarán análisis térmicos, eléctricos, ni se realizará una validación experimental a escala real. Por ello, tampoco se considerarán configuraciones personalizadas de carga que varíen significativamente entre usuarios.

1.4 Justificación

La propuesta de análisis del chasis para motos doble propósito de alta cilindrada tiene por objetivo principal analizar el comportamiento estructural con la implementación de parrillas de carga. Puesto que la creciente demanda de este tipo de motos para entornos urbanos y rurales ha generado la necesidad de optimizar sus estructuras para soportar cargas adicionales esto requiere un análisis riguroso que garantice seguridad, durabilidad y un buen desempeño de hecho los beneficios técnicos y estructurales. Este proyecto se alinea con los Objetivos de Desarrollo Sostenible (ODS) particularmente el ODS 9 (Industria, Innovación e Infraestructura) y el ODS 11 (Ciudades y Comunidades Sostenibles) asimismo al proponer mejoras en el diseño de motocicletas que favorecen la movilidad eficiente y segura. La implementación de herramientas FEM en el diseño no solo incrementa la precisión estructural, sino que también reduce el desperdicio de materiales y acorta los ciclos de innovación tecnológica, promoviendo soluciones más respetuosas con el medio ambiente [1].

En este contexto, el uso del Método de Elementos Finitos (FEM) se ha consolidado como una herramienta clave para predecir el comportamiento mecánico del chasis ante diferentes condiciones de carga y esfuerzo, puesto que, a través del análisis de los efectos de diferentes perfiles de tubos en la estructura del chasis de una motocicleta eléctrica, los resultados demostraron que los tubos circulares presentan una mejor distribución de

tensiones, menor deformación y un rendimiento estructural superior frente a cargas dinámicas [2].

Por ello, se vuelve necesario evaluar con herramientas de simulación avanzada, el comportamiento del chasis bajo escenarios de carga realistas que incluyan tanto el peso del piloto y copiloto como el de las parrillas de carga. El análisis FEM ha demostrado ser una técnica eficiente y precisa para estimar tensiones, deformaciones y factores de seguridad en estructuras automotrices complejas, permitiendo detectar zonas críticas y optimizar diseños sin recurrir a ensayos destructivos costosos [3] [4].

Esta investigación busca llenar un vacío técnico importante en la literatura local e internacional sobre la resistencia estructural de chasises en motocicletas modificadas para carga, generando información de alto valor para diseñadores, ingenieros, fabricantes y usuarios finales de esta manera este estudio contribuye al diseño más seguro en adaptaciones y condiciones de uso intensivo promoviendo soluciones que respeten los límites estructurales del vehículo sin comprometer la seguridad del conductor así se espera que los resultados obtenidos puedan ser utilizados para futuras investigaciones en el campo del diseño estructural de motocicletas ligeras y movilidad adaptativa.

1.5 Hipótesis o preguntas de investigación

Este proyecto propone que el análisis y la optimización estructural del chasis para una motocicleta doble propósito de alta cilindrada mediante el Método de Elementos Finitos (FEM), permitirá identificar con precisión las variaciones en la distribución de esfuerzos de Von Mises tras la incorporación de una parrilla de carga. Se anticipa que el rediseño de los puntos de anclaje y la evaluación de la geometría de los perfiles tubulares mejorarán la rigidez estructural y aumentarán la vida útil del bastidor ante cargas adicionales, garantizando la seguridad del conductor en condiciones de uso mixto. Mediante simulaciones computacionales de cargas estáticas y dinámicas, se pretende confirmar la integridad mecánica del sistema, minimizando el riesgo de fallas prematuras por fatiga en escenarios de alta exigencia. En este escenario, se plantean cuestiones fundamentales como: ¿de qué manera la incorporación de una parrilla de carga afecta la distribución de esfuerzos y el factor de seguridad del chasis original?, ¿qué configuraciones geométricas

en los soportes aseguran una mayor durabilidad ante vibraciones y cargas dinámicas en terrenos irregulares?, ¿cómo influye el peso del equipaje y del acompañante en la deformación elástica de los componentes críticos del subchasis?, ¿de qué forma las simulaciones FEM pueden optimizar el diseño para fortalecer las zonas de mayor concentración de tensión sin incrementar excesivamente el peso del vehículo? y ¿cuáles son los límites estructurales de la CF Moto 650MT al ser adaptada para actividades comerciales o de aventura?. Responder a estas interrogantes facilitará la creación de una solución técnica segura y eficiente para las demandas de movilidad y carga en motocicletas de alta cilindrada.

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

2.1 Antecedentes

El diseño estructural de motocicletas ha evolucionado significativamente debido a las crecientes exigencias en términos de rendimiento, seguridad y adaptabilidad a condiciones extremas. En especial, las motos doble propósito de alta cilindrada, por lo que, deben responder a un uso mixto, lo cual impone requerimientos adicionales al chasis y a sus elementos estructurales, como las parrillas de carga. Estas cargas adicionales tanto estáticos como dinámicos pueden alterar la distribución de esfuerzos y reducir la vida útil del vehículo si no son consideradas en el diseño original [5].

El análisis por elementos finitos (FEM) ha demostrado ser una herramienta eficaz para evaluar el comportamiento mecánico de los bastidores de motocicletas sometidos a condiciones de carga reales a través del modelado y simulación computacional es posible predecir zonas críticas de concentración de esfuerzos y mejorar la distribución de carga optimizando el diseño sin necesidad de recurrir a pruebas destructivas costosas [6]. Este tipo de análisis ha sido aplicado exitosamente en motocicletas de tipo Trail y urbanas validando la utilidad del FEM para proyectos de rediseño estructural [7].

Dentro de estudios recientes se ha demostrado que la forma geométrica y el tipo de perfil utilizado en el chasis como tubos circulares frente a tubos cuadrados tienen un impacto directo en la rigidez la resistencia al pandeo y la capacidad de absorción de impactos [8]. Esto es especialmente relevante en motocicletas sometidas a sobrecarga por accesorios no contemplados originalmente, como parrillas porta equipaje, que generan puntos adicionales de aplicación de fuerza y afectan las condiciones de frontera del sistema estructural.

Además, el uso de herramientas como CAD y la integración del análisis FEM permiten evaluar no solo el comportamiento bajo carga estática sino también la respuesta

vibracional del chasis detectando posibles resonancias estructurales que pueden poner en riesgo la integridad del vehículo a largo plazo [9] [10]. Esto es importante al momento de considerar la seguridad del conductor y la durabilidad del sistema ante las condiciones reales de uso.

Por ello el presente proyecto se enfoca en aplicar técnicas de modelado tridimensional y análisis estructural FEM sobre un chasis de motocicleta doble propósito de alta cilindrada, incluyendo la consideración de cargas generadas por el uso de parrillas de carga. El objetivo es identificar posibles fallas estructurales, proponer mejoras en el diseño y contribuir a la generación de conocimiento técnico sobre motocicletas adaptadas a contextos de uso mixto, rurales y de carga.

2.2 Motocicletas doble propósito de alta cilindrada

El diseño de estas máquinas supone un reto de ingeniería considerable debido a las exigencias opuestas de su naturaleza híbrida. El chasis debe poseer la rigidez necesaria para asegurar la estabilidad dinámica en carretera a altas velocidades, pero a la vez debe de ser lo suficientemente elástico para absorber impactos en condiciones off-road. En este segmento de más de 600 cc, el control de las masas suspendidas es vital; la estructura tiene que cargar componentes pesados y depósitos de combustible de gran capacidad sin degradar la relación peso-potencia. Por lo tanto, se requiere un bastidor que funcione como un disipador eficiente de energía ante las cargas dinámicas y los esfuerzos cíclicos del terreno [11].

2.2.1 Características técnicas y condiciones de operación

Estas motocicletas presentan una arquitectura robusta pensada para alojar plantas motrices de gran cilindrada. Esta disposición concentra una masa estática considerable en la zona central del vehículo, lo que obliga al bastidor a utilizar perfiles tubulares de mayor espesor y refuerzos en los puntos de anclaje. De hecho el uso de suspensiones con recorridos de entre 200 mm y 250 mm no solo eleva el despeje al suelo y la distancia entre ejes, sino que también incrementa los momentos flectores y exige una mayor rigidez torsional para evitar que el chasis pierda su alineación bajo condiciones de carga pesada

[12]. En cuanto a su operación, el uso dual de estas máquinas implica un régimen de trabajo sumamente exigente. Durante la conducción en terrenos no pavimentados, las irregularidades del relieve introducen excitaciones dinámicas continuas que obligan a la suspensión a trabajar en amplitudes críticas. Al producirse impactos severes que provocan el tope de los amortiguadores (*bottom-out*), la energía no disipada se transfiere instantáneamente como una fuerza de impacto hacia el tubo de la dirección y el subchasis.

Adicionalmente, el funcionamiento de estos motores a bajas revoluciones genera un elevado torque instantáneo y vibraciones forzadas, sometiendo al chasis a un estado transitorio de esfuerzos combinados de flexión y torsión cíclica; por lo tanto, la estructura requiere un comportamiento elástico óptimo para mitigar la fatiga del material y evitar la aparición de fisuras en entornos de servicio severo [13].

2.2.2 Exigencias estructurales por terreno y solicitaciones de carga

El comportamiento estructural del bastidor depende de las cargas dinámicas generadas por las irregularidades del camino. Al transitar por terrenos accidentados, los neumáticos experimentan aceleraciones verticales que se traducen en cargas de impacto y fatiga de alto ciclo. Estas excitaciones se transmiten a través de los ejes y se amplifican por la masa del conjunto, induciendo momentos flectores máximos en la cuna inferior del chasis [14]. Por consiguiente, la sección estructural requiere una configuración geométrica de disipar la concentración de esfuerzos de flexión y corte, evitando fallas prematuras por fatiga del material.

El análisis tensional debe incorporar las cargas útiles, representadas por el peso del conductor, el acompañante y el sistema de equipaje posterior. Esta masa suspendida actúa directamente sobre la sección trasera de la motocicleta, generando un momento flector en voladizo y esfuerzos de torsión respecto a los puntos de acoplamiento principales [14].
La presencia de un soporte posterior desplaza el centro de gravedad del vehículo lo cual altera la distribución nominal de reacciones e introduce fuerzas de tracción en los tirantes superiores y de compresión en los puntales inferiores del bastidor esto exige una rigidez

estructural localizada para prevenir deformaciones permanentes o el colapso geométrico de la estructura.

2.3 Tipologías y materiales de chasis de motocicletas

La selección de la tipología geométrica y la composición metalúrgica del bastidor determina el comportamiento dinámico y la resistencia estructural del vehículo. También el chasis actúa como la columna vertebral que soporta los componentes mecánicos la carga útil y la rigidez necesaria para mantener la alineación cinemática bajo solicitaciones severas, su efectividad depende de una relación óptima entre la geometría del conjunto y las propiedades mecánicas de los materiales, buscando maximizar la resistencia a la fatiga sin incrementar el peso bruto del vehículo. La evolución de estos componentes ha permitido el desarrollo de configuraciones específicas adaptadas a las exigencias operativas mediante el uso de aceros de alta resistencia o aleaciones de aluminio. La integración de estos materiales responde a la necesidad de mitigar los esfuerzos nominales inducidos por el terreno y el tren motriz. Este equilibrio entre material y fuerzas dinámicas establece la base para analizar arquitecturas estructurales concretas como los diseños de doble cuna, perimetrales y multitubulares tipo Trellis, los cuales distribuyen las tensiones según su geometría [15].

2.3.1 Configuración de chasis

2.3.1.1 Chasis doble cuna

La arquitectura geométrica de un bastidor determina los caminos de carga a través de los cuales se disipan los esfuerzos operativos. La configuración de doble cuna se caracteriza por un diseño clásico donde los tubos descendentes pasan por debajo del bloque motor, rodeándolo y cerrando el circuito estructural en el eje del basculante. Como se observa en la Figura 1**,** esta disposición constructiva ofrece una resistencia elevada ante cargas estáticas verticales directas, siendo mecánicamente eficiente para soportar el peso de plantas motrices convencionales; sin embargo, exhibe limitaciones en su rigidez torsional bajo condiciones de flexión lateral extrema en virajes de alta velocidad debido a la baja inercia de su sección transversal tubular [16].

Figura 1.

Estructura del chasis tipo doble cuna para motocicletas de doble propósito.



Tomado de: Tribó [16]

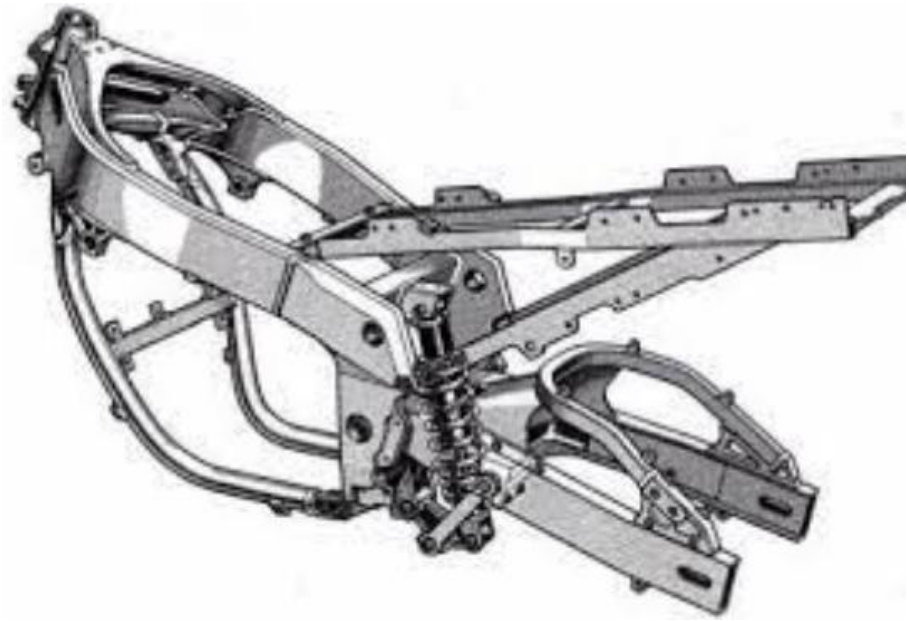
2.3.1.2 Chasis perimetral o de tipo “bean”

La geometría perimetral utiliza dos vigas principales de sección rectangular o poligonal que abrazan lateralmente el motor por la zona superior, conectando de forma directa y lineal al tubo de dirección con el pivote del basculante. Este diseño minimiza las longitudes de los brazos de palanca internos, lo que incrementa la rigidez torsional y flexional del conjunto [16].

Como se observa en la Figura 2 esta alta resistencia ante esfuerzos torsionales transversales optimiza la estabilidad direccional del vehículo bajo aceleraciones laterales severas, transfiriendo de manera más uniforme las fuerzas provenientes de los sistemas de suspensión hacia el nodo central de la estructura.

Figura 2.

Estructura de chasis perimetral de doble viga con optimización de rigidez torsional.



Tomado de: Tribó [16].

2.3.1.3 Chasis multitubular o tipo trellis

Esta configuración consiste en una red de tubos de sección circular dispuestos en forma de triangulación estructural este entramado aprovecha la teoría de estructuras articuladas, donde cada miembro tubular trabaja predominante bajo esfuerzos puros de tracción o compresión axial, eliminando los momentos flectores locales generalizados y aprovechando la inercia propia del perfil para mitigar deformaciones prematuras.

Esta disposición optimiza la eficiencia estructural, permitiendo fabricar un bastidor con una alta rigidez torsional global y un peso total significativamente menor en comparación con los diseños tradicionales [16], cuya distribución de nos y celdas triangulares se presenta en la Figura 3. Así mismo, la redundancia geométrica del entramado favorece una transferencia de cargas más distribuidas hacia los puntos de anclaje del motor, mejorando la respuesta dinámica del conjunto ante irregularidades del terreno.

Figura 3.

Bastidor multitubular tipo trellis con geometría para optimización de carga.



Tomado de: Tribó [16].

2.3.2 Caracterización de materiales aplicados al chasis

La selección del material para manufactura de un chasis exige un balance crítico entre el límite elástico, la rigidez y la densidad volumétrica del componente. Las aleaciones de acero de alta resistencia y baja aleación, como el acero al cromo molibdeno (AISI 4130), constituyen la opción predominante para estructuras sometidas a regímenes severos de fatiga cíclica gracias a su elevado módulo de elasticidad, lo que otorga una óptima capacidad de absorción de impactos antes de la deformación plástica o fallas estructurales catastróficas en los puntos críticos del chasis.

La necesidad de reducir la masa suspendida total ha impulsado la integración de aleaciones de aluminio como el 6061-T6 en arquitecturas de alto desempeño. Aunque el aluminio posee un módulo de elasticidad menor en comparación con el acero, su baja densidad permite diseñar secciones transversales con mayor momento de inercia sin penalizar su peso bruto del vehículo, requiriendo un análisis riguroso de sus propiedades

metalúrgicas debido a la pérdida local de resistencia en las zonas afectadas por el calor de la soldadura [16]. Los parámetros mecánicos fundamentales que gobiernan el comportamiento y la selección de estas aleaciones comerciales se recopilan comparativamente en la **Tabla 1.**

Tabla 1. Propiedades mecánicas de materiales para chasis de motocicletas

Material	Densidad (kg/m^3)	Módulo de Young (GPa)	Límite elástico (MPa)
Acero A36	7850	200	250
Acero 4130 (Chromoly)	7850	205	435
Aluminio 6061-T6	2700	68.9	276

2.4 Funcionalidad estructural y dinámica vehicular

El chasis de una motocicleta opera como núcleo de transferencia de cargas dinámicas, donde la rigidez estructural condicione las variables cinemáticas y la estabilidad direccional del vehículo [17]. Durante situaciones transitorias de alta demanda mecánica, tales como el frenado severo o el viraje en curvas rápidas, las fuerzas inerciales y las relaciones del neumático inducen momentos torsionales que intentan desalinear el eje del tubo de la dirección respecto al eje del basculante posterior. Una deflexión angular imprevista en esta sección altera transitoriamente el ángulo de avance (*caster)* y el avance (*trail*), modificando la geometría de la dirección y reduciendo la predictibilidad en la respuesta del vehículo [18].

A su vez, el acoplamiento mecánico entre la rigidez del bastidor y el comportamiento del sistema de suspensión define la eficiencia en la disipación de frecuencias excitadoras provenientes del terreno. Cuando la motocicleta experimenta aceleraciones laterales en ángulos de inclinación pronunciados, los sistemas de amortiguación telescópica convencional pierden capacidad reactiva axial, transfiriendo la absorción de las irregularidades directamente a la elasticidad lateral del chasis. Un diseño estructural con una flexibilidad torsional localizada y controlada en el plano transversal actúa como un

elemento de suspensión secundaria no amortiguada, evitando la saturación mecánica de los neumáticos y neutralizando las pérdidas abruptas de adherencia en regímenes transitorios [19].

2.4.1 Influencia de la distribución de masa y geometría en el comportamiento bajo carga.

La reubicación de masas hacia los extremos de la motocicleta altera el acoplamiento entre los modos vibracionales de guiñada y balanceo, induciendo fenómenos de inestabilidad resonante conocidos como *weave* y *wobble.* Este reajuste dinámico de las fuerzas normales redefine las frecuencias naturales de la estructura y pude provocas desalineaciones transitorias en los planos de guiado de ambas ruedas, afectando severamente la predictibilidad de la trayectoria direccional del vehículo.

Ante este incremento de carga, las arquitecturas basadas en tuberías circulares distribuyen los esfuerzos de torsión pura con mayor homogeneidad bidireccional en comparación con las configuraciones de sección cuadrada, las cuales concentran tensiones críticas en sus aristas. Para mitigar deflexiones elásticas que alteren los parámetros geométricos de la dirección, el flujo de carga resultante debe derivarse eficazmente hacia los nodos de interconexión principales y los puntos de anclaje de las suspensiones [17].

Por consiguiente, la comprensión de estos fenómenos mecánicos e inestables fundamenta la necesidad de evaluar numéricamente el comportamiento del bastidor auxiliar mediante herramientas computacionales. Al simular las condiciones de operación severas con la carga máxima de diseño, es posible mapear las zonas críticas de concentración de esfuerzos que no son evidentes en un análisis estático simple. Este enfoque analítico permite optimizar la geometría del componente y reforzar localmente los puntos de sujeción antes de la fase de manufactura, garantizando que las modificaciones estructurales resguarden tanto la rigidez torsional global del chasis como la estabilidad dinámica de la motocicleta en orden de marcha [19]. Dicho procedimiento asegura que la integridad del conjunto soporte de manera eficaz las solicitaciones transitorias, minimizando el riesgo de fatiga prematura bajo ciclos de carga prolongados.

Adicionalmente, este rigor en la validación computacional reduce la incertidumbre en el desempeño del material, permitiendo la reducción de masa mediante el aligeramiento estratégico de zonas con bajas reservas de resistencia.

2.5 Impacto de los sistemas de carga en la estructura

La adición de estructuras periféricas de almacenamiento altera la respuesta mecánica global del chasis debido a la introducción de fuerzas inerciales y momentos de torsión y flexión combinados no contemplados en el diseño nominal del vehículo de fábrica. El acoplamiento de herrajes laterales o superiores modifica la distribución de rigidez del conjunto, forzando a que los tubos estructurales y las uniones soldadas del subchasis posterior operen bajo un régimen de fatiga multiaxial fluctuante ante las excitaciones dinámicas del terreno [20].

Por lo tanto, la presencia de estas masas externas justifica plenamente una evaluación computacional mediante elementos finitos (FEM), que aísle y cuantifique los flujos de tensión resultantes en los nodos críticos de sujeción, permitiendo determinar los coeficientes de seguridad reales y predecir el comportamiento mecánico del bastidor bajo condiciones severas de sobrecarga.

2.5.1 Tipologías de anclajes y aplicaciones portaequipaje

La selección del acoplamiento mecánico determina el traspaso de solicitaciones directas entre el accesorio de almacenamiento y el bastidor vehicular. Los sistemas de fijación rígida mediante pernos pasantes restringen por completo los grados de libertad de la carga, unificando cinemáticamente ambos cuerpos en un solo bloque, aunque padecen de una marcada discrepancia de elasticidad que induce un cizallamiento localizado en las roscas ante el asentamiento de masas sostenidas [21].

Por el contrario, las configuraciones basadas en los sistemas de tres puntos aprovechan las zonas de mayor momento de inercia de la sección transversal del bastidor, forzando a que los tirantes del portaequipajes disipen la energía predominante bajo vectores de

tracción y compresión pura, lo que previene la flexión local de los tubos y evita el pandeo elástico.

Por consiguiente, el análisis de las tipologías de sujeción fundamenta la importancia de modelar paramétricamente el comportamiento de los pernos y placas de fijación mediante herramientas computacionales. Al identificar en el software de elementos finitos cómo interactúa mecánicamente el portaequipajes con los nodos del chasis original, es posible proponer un diseño de interfaz optimizado que mitigue la concentración de esfuerzos sin alterar la integridad estructural del bastidor [20]. Este enfoque conceptual permite evaluar de forma analítica las uniones críticas y garantizar una adecuada transferencia de cargas bajo condiciones severas de operación en terrenos irregulares, resguardando la rigidez del conjunto antes de la fase de manufactura.

2.5.2 Variación de la distribución de carga estática y esfuerzos dinámicos

La fijación del equipaje altera el equilibrio vectorial de la motocicleta en reposo, generando un estado de precarga estática que desplaza el centro de masas en general y somete al bastidor posterior a un momento flector constante. Esta condición estacionaria redefine las fuerzas normales sobre los puntos de apoyo del chasis, induciendo un campo de deformación elástica inicial que reduce el margen de resistencia elástica disponible del material antes de alcanzar su límite de fluencia [22].

Sin embargo, al iniciar la marcha este estado tensional es condicionado por un surgimiento de fuerzas dinámicas transitorias provocadas por las aceleraciones iniciales del vehículo y las irregularidades geométricas del relieve vial, dichas excitaciones mecánicas actúan de forma cíclica sobre la masa suspendida del sistema de carga, amplificando los vectores de fuerza verticales por efecto de la aceleración gravitacional instantánea, lo que genera picos de tensión fluctuante concentrados en las interfaces de unión y transiciones de sección del subchasis.

Por consiguiente, la interacción entre solicitaciones estacionarias y los impactos dinámicos subraya la importancia de evaluar estas variaciones de carga mediante un

análisis de transitorios empleando el método de elementos finitos (FEM) [22]. Modelar el comportamiento estructural del chasis considerando únicamente las fuerzas estáticas de diseño resultaría insuficiente para un entorno operativo real, dado que los coeficientes de amplificación dinámica en terrenos irregulares multiplican las magnitudes de esfuerzo nominales. El mapeo numérico de estos campos de esfuerzo variables permite cuantificar con precisión los factores de seguridad dinámicos y predecir las zonas con mayor susceptibilidad a la falla mecánica, aportando los datos analíticos necesarios para validar geométricamente el bastidor auxiliar bajo las condiciones severas propias de una motocicleta doble propósito [22].

2.6 Análisis de puntos críticos y concentradores de esfuerzo

La presencia de discontinuidades geométricas abruptas en la arquitectura del chasis, tales como perforaciones de sujeción, transiciones de sección transversal y cordones de soldadura interrumpe la continuidad de las líneas de flujo de tensión mecánica dentro del material [23]. Esta perturbación origina gradientes de deformación localizada donde la magnitud del esfuerzo local supera ampliamente el valor nominal calculado para la sección transversal neta, manifestando el denominado efecto teórico de entalla o factor de concentración de esfuerzos. En las uniones soldadas del bastidor, las alteraciones metalúrgicas de la zona afectada por el calor introducen concentradores microscópicos y tensiones residuales de tracción que degradas localmente la homogeneidad estructural [24].

Por lo tanto, el mapeo riguroso de estos puntos críticos es indispensable para identificar las regiones propensas a la nucleación de grietas, justificando el uso de mallas de alta densidad en el análisis por elementos finitos para capturar con precisión matemática los picos de esfuerzo real en las interfaces más vulnerables de la estructura.

2.6.1 Evaluación de nodos de unión del subchasis y soportes laterales

Los puntos de interconexión entre el triángulo central del chasis y el bastidor auxiliar trasero constituyen zonas de alta vulnerabilidad estructural debido a los cambios drásticos en la rigidez flexo torsional de los perfiles coplanares. La introducción de soportes

laterales para el portaequipajes rompe la simetría de la sección transversal, forzando a que las uniones atornilladas o soldadas actúen como puentes de transferencia de esfuerzos cortantes concentrados [24]. En estas interfaces, la proximidad entre los agujeros de fijación y los filetes de soldadura genera una superposición de campos de tensión locales, donde la restricción cinemática del herraje impide la libre deformación elástica de las paredes del tubo, acelerando los mecanismos de daño localizado bajo solicitaciones fluctuantes [23].

Por consiguiente, la caracterización de estos puntos de acoplamiento justifica el desarrollo de un modelado paramétrico subestructural mediante submallados refinados en las regiones de contacto y filetes de unión. Al aislar numéricamente las zonas donde las platinas de los soportes laterales se vinculan a los nodos del subchasis, el análisis por elementos finitos permite mapear con precisión el gradiente de esfuerzos y evaluar la efectividad de incorporar cartelas de refuerzo o transiciones suaves de radio geométrico [24].

2.7 Fundamentos de análisis por elementos finitos (FEM)

El Método de los Elementos Finitos (FEM) constituye una metodología numérica y computacional avanzada orientada a la resolución de ecuaciones diferenciales parciales en dominios continuos caracterizados por geometrías complejas, condiciones de contorno altamente restrictivas y heterogeneidad en las propiedades consecutivas de los materiales [25]. El principio fundamental del método radica en la discretización del dominio continuo, subdividiéndolo en una topología finita de subdominios interconectados denominados elementos. Dentro de cada uno de estos subdominios, las variables del campo desconocidas se aproximan mediante funciones de forma polinómica que interpolan los desplazamientos en los nodos, logrando así transformar el operador diferencial continuo en un sistema algebraico de ecuaciones lineales acotado y soluble computacionalmente [26].

La formulación matemática subyacente se asienta sobre el principio de los residuos ponderados, empleando predominantemente el método de Galerkin para proyectar el

residuo tensional sobre el mismo espacio funcional de las funciones de interpolación, lo que minimiza el error global de aproximación. Este enfoque variacional asegura que la solución numérica satisfaga las ecuaciones de equilibrio elástico e integral en todo el continuo tridimensional, consolidando al método como la herramienta estándar para el análisis de mecánica estructural aplicada [25].

No obstante, la convergencia y la estabilidad de la solución dependen críticamente de la calidad métrica del mallado espacial; por ello, la generación de la malla debe mitigar la distorsión geométrica y evitar elementos con relaciones de aspecto excesivas o ángulos agudos que induzcan el mal condicionamiento numérico de la matriz de rigidez global [26].

Bajo esta perspectiva, la selección del orden polinómico del elemento y el control adaptativo de la densidad de la malla definen el compromiso entre la precisión del campo tensional y el costo computacional del modelo. Mientras que los elementos lineales ofrecen una rápida resolución a costa de un potencial endurecimiento artificial por cortante, los elementos de orden superior capturan con mayor fidelidad los gradientes de deformación severes en zonas de transición geométrica [25].

Una vez acopladas las matrices de rigidez locales y aplicadas las restricciones cinemáticas y los vectores de fuerza externos, el sistema linealizado se resuelve para determinar los desplazamientos nodales; a partir de estos. Se deducen los tensores de deformación y los campos de esfuerzo equivalente mediante el criterio de fluencia de Von Mises, sentando las bases para los análisis predictivos de fatiga mecánica bajo regímenes de carga variables.

2.7.1 Conceptos fundamentales del método y modelado numérico aplicado

El modelado numérico aplicado a sistemas estructurales demanda la traslación de las propiedades mecánicas reales del material hacia un modelo constitutivo idealizado dentro del entorno virtual. En el régimen del análisis elástico lineal, el comportamiento del sólido se rige por la ley de Hooke generalizada, asumiendo homogeneidad e isotropía para

simplificar el acoplamiento numérico del tensor de elasticidad. A partir de estas propiedades, el algoritmo computacional calcula la matriz de rigidez elemental para cada componente de la malla discretizada, integrando numéricamente las ecuaciones de compatibilidad cinemática mediante la cuadratura de Gauss para aproximar con exactitud el comportamiento tensional en los puntos de integración internos [25].

Derivado de estas directrices matemáticas, la validez del modelo numérico está sujeta a la ejecución de un análisis de convergencia de malla que independice los resultados del tamaño de los elementos virtuales Al refinar progresivamente la densidad de la discretización en las regiones con gradientes de tensión elevados, el error de aproximación numérica disminuye asintomáticamente hasta estabilizar los valores de esfuerzo equivalente calculados [26]. Este procedimiento de control de calidad asegura que las singularidades de esfuerzos sean identificadas de manera oportuna y que el dominio tenga exactitud dentro de la rigidez estructural del componente analizado, proporcionando una base predictiva robusta para la optimización geométrica y la evaluación de factores mecánicos.

2.8 Criterios de seguridad y validación estructural

El diseño de componentes sometidos a condiciones operativas severas exige la definición de criterios de seguridad rigurosos que garanticen la integridad estructural y prevengan fallas catastróficas en servicio. Estos criterios se fundamentan en la determinación de estados límite, los cuales delimitan la frontera entre el comportamiento elástico seguro y el inicio de la deformación plástica irreversible o la fractura del material [27]. La cuantificación de estos límites se viabiliza mediante la introducción de factores de seguridad de diseño, coeficientes analíticos que absorben las incertidumbres asociadas a las propiedades del material, las variaciones en los métodos de manufactura y las sobrecargas imprevistas en el entorno operacional [28].

Por consiguiente, el establecimiento de márgenes de seguridad normalizados provee el marco analítico obligatorio para juzgar la viabilidad de una estructura, exigiendo que toda predicción teórica sea contrastada mediante protocolos de validación que certifiquen que

las tensiones de trabajo se mantienen por debajo de los umbrales de fluencia admisibles del material.

2.8.1 Criterio de resistencia (Von Mises) y rigidez elástica

El criterio de distorsión de Von Mises constituye la formulación analítica estándar para evaluar el límite de resistencia en materiales dúctiles sometidos a estados de esfuerzos multiaxiales complejos. Este principio postula que la fluencia elástica comienza cuando la segunda invariante del tensor de desviadores de esfuerzo alcanza un valor crítico, permitiendo reducir un estado tensional tridimensional a un único escalar denominado esfuerzo de Von Mises. Al contrastar este valor escalar frente al límite elástico uniaxial del material, se determina con precisión matemática la proximidad del componente hacia la deformación plástica irreversible, identificando las regiones volumétricas que operan bajo regímenes de carga severos donde la energía de distorsión acumulada amenaza la estabilidad del sólido [28].

A partir de este escenario, el análisis estructural debe complementar la resistencia a la fluencia con la evaluación de la rigidez global para mitigar deflexiones geométricas excesivas en condiciones de servicio. Mientras que el criterio de Von Mises gobierna la integridad local del material, la rigidez elástica define la capacidad del conjunto para oponerse a la deformación ante cargas externas, dependiendo directamente del módulo de elasticidad volumétrico y del momento de inercia de las secciones transversales [27]. De este modo, la cuantificación simultánea de ambos parámetros mecánicos permite validar que la estructura conserve su alineación cinemática y no experimente deformaciones elásticas excesivas que afecten dinámicamente a los componentes adyacentes, estableciendo los límites admisibles para la optimización estructural [28].

2.8.2 Análisis de fatiga y estabilidad elástica

El análisis de fatiga bajo regímenes de carga cíclica variable resulta indispensable para predecir la vida útil remanente de los componentes sometidos a vibraciones operacionales prolongadas. A diferencia de las fallas por sobrecarga estática, la fatiga mecánica induce la degradación del material de forma progresiva mediante la acumulación de daño

microscópico local, gobernado por la relación entre la amplitud del esfuerzo alternante y el número de ciclos de operación. La caracterización de este fenómeno permite identificar si los componentes estructurales operan por debajo del límite de resistencia a la fatiga del material o si, por el contrario, se encuentran expuestos a mecanismos de nucleación y propagación de grietas que comprometan la seguridad estructural a mediano plazo bajo condiciones dinámicas de servicio [28].

A partir de este escenario, la integridad de los elementos estructurales tubulares debe evaluarse simultáneamente bajo el criterio de estabilidad elástica para prevenir fallas por pandeo estructural. El pandeo elástico constituye una inestabilidad geométrica súbita que ocurre cuando las fuerzas de compresión axiales alcanzan la carga crítica de Euler, provocando deflexiones transversales severas antes de que el material alcance su límite de fluencia analítico [27]. De este modo, la modelación analítica de la estabilidad elástica complementa las predicciones de fatiga, asegurando que los perfiles delgados mantengan su configuración geométrica original y no experimenten colapsos estructurales imprevistos debido a la pérdida de rigidez geométrica ante solicitaciones de compresión severas [28].

2.9 Optimización estructural mediante chapa metálica conformada

La integración de componentes fabricados a partir de chapa metálica conformada representa una de las estrategias más eficientes en el diseño de motocicletas modernas para lograr una reducción sustancial de masa sin disminuir la capacidad de carga. Este enfoque analítico sustituye los elementos macizos o perfiles comerciales pesados por estructuras aligeradas de pared delgada, donde la disposición geométrica del material se diseña meticulosamente para alinearse con las trayectorias de los esfuerzos principales [29]. Mediante la manipulación de la forma, el plegado de precisión y la configuración de secciones óptimas, es posible maximizar el rendimiento mecánico global del bastidor, garantizando que el material trabaje de manera homogénea y eficiente ante las solicitaciones estáticas y dinámicas del entorno operativo.

2.9.1 Teoría de perfiles de sección cerrada

La selección de geometrías tubulares o prismáticas de pared delgada responde a la necesidad de maximizar la eficiencia de masa en elementos expuestos a solicitaciones mecánicas combinadas. En contraste con los perfiles de sección abierta las configuraciones de sección cerrada o tipo cajón (*Box Section)* presentan una rigidez torsional significativamente superior debido a la continuidad del flujo de cortante que se desarrolla a lo largo de todo el perímetro de la sección transversal [30]. Esta distribución perimetral continua minimiza las distorsiones por alabeo y optimiza la resistencia estructural frente a momentos flectores y torsores simultáneos, permitiendo una reducción drástica del espesor de pared de la chapa sin comprometer la estabilidad global del bastidor bajo cargas de operación severas.

El comportamiento analítico de estas secciones se fundamenta en la teoría de torsión de miembros de pared delgada donde el esfuerzo cortante medio se distribuye de manera uniforme a través del espesor de la lámina. Al aplicar un par torsor externo la configuración cerrada genera una trayectoria de corte cerrada que maximiza el área encerrada por la línea media de la pared del perfil, un parámetro gobernado por la primera fórmula de Bredt [30]. Esta característica geométrica no solo eleva el módulo de torsión elástico del conjunto, sino que restringe eficazmente el desplazamiento relativo entre los nodos de la estructura, consolidando al perfil tipo cajón como una solución óptima para absorber las fuerzas asimétricas provenientes de las irregularidades del terreno y la dinámica de la conducción.

2.9.2 Mecánica de láminas conformadas y refuerzo por geometría

El procesamiento de chapas metálicas mediante operaciones de plegado, embutición o rolado modifica localmente las propiedades mecánicas intrínsecas del componente debido al fenómeno de endurecimiento por deformación en frío (acritud). Al superar el límite de fluencia inicial del material durante el conformado, se induce una redistribución de dislocaciones a nivel cristalino que incrementa la resistencia a la tracción y la dureza en las zonas de doblez, reduciendo localmente la ductilidad, pero aportando una mayor

rigidez estructural pasiva [30]. Este cambio microestructural debe ser considerado analíticamente, ya que las zonas plasticidad actúan como nervios endurecidos que alteran la respuesta elástica global de la pieza ante solicitaciones externas.

Así mismo, la introducción deliberada de pliegues, estampados o nervaduras en la lámina permite manipular el momento de inercia de la sección transversal de manera óptima sin añadir masa adicional al conjunto. Este principio de refuerzo por geometría incrementa sustancialmente la rigidez local a la flexión y eleva la resistencia al pandeo localizado al que son susceptibles las paredes delgadas. Mediante la configuración estratégica de estas corrugaciones o pestañas periféricas, es posible distribuir las cargas concentradas y disipar las frecuencias vibracionales inducidas por la marcha, permitiendo el uso de espesores mínimos de chapa y garantizando la estabilidad estructural del Chasis en las condiciones de servicio más severas [29].

2.9.3 Optimización topológica para la mitigación de concentradores de tensión

La distribución eficiente de material dentro de un dominio tridimensional predefinido se viabiliza mediante algoritmos numéricos de optimización topológica, los cuales evalúan localmente la densidad del material para maximizar la rigidez global bajo restricciones de masa específicas. En las estructuras de chapa conformada, los cambios bruscos de sección, los radios de curvatura mínimos, las ventanas de alivio y los puntos de unión soldada constituyen discontinuidades geométricas críticas donde las líneas de flujo de esfuerzo se comprimen severamente. Estas regiones experimentan una amplificación tensional local gobernada por el factor teórico de concentración de esfuerzos, actuando como los principales núcleos de nucleación de grietas y falla prematura bajo solicitaciones fatiga cíclica [29].

Al aplicar la optimización topológica guiada por las ecuaciones de fatiga y criterios de falla elástica, el diseño de la chapa experimenta una transición geométrica donde las esquinas angulares y las transiciones ortogonales se sustituyen por perfiles orgánicos de curvatura variable y transiciones suaves. Esta remodelación analítica distribuye de manera homogénea las trayectorias de las fuerzas ortotrópicas a lo largo del bastidor,

disipando los picos de esfuerzo cortante y normal. Como resultado, la mitigación efectiva de los concentradores de tensión no solo eleva el límite de resistencia a la fatiga del chasis en las zonas de mayor demanda dinámica, sino que, valida la eliminación de material sobrante en áreas de baja solicitación, consolidando una estructura de alta eficiencia mecánica y peso mínimo [30].

CAPÍTULO III

MATERIALES Y MÉTODOS

3.1 Materiales

El desarrollo experimental y numérico de esta investigación se fundamenta en la integración de componentes mecánicos, equipos de digitalización tridimensional y herramientas de ingeniería asistida por computadora (CAE), los cuales se detallan de forma general en la **Tabla 2.**

Tabla 2. Materiales utilizados

Motocicleta	**Equipos**	**Softwares**
CFMOTO 650MT	Escáner Einstar	EXStar
	Computadora	SolidWorks
		Ansys (versión educativa)

La selección de la motocicleta CFMOTO 650MT como unidad experimental se justifica por su geometría de bastidor multitubular, característica predominante en motocicletas de turismo y doble propósito de cilindrada media-alta. A pesar de que el diseño original contempla márgenes de seguridad de fábrica, las modificaciones posteriores para el anclaje de sistemas de carga son una práctica común. Por los tanto, el estudio de este modelo es clave para diagnosticar de forma numérica la alteración en el flujo de líneas de fuerza y predecir los puntos críticos de falla estructural en el subchasis ante condiciones severas de carga estática y dinámica.

La necesidad de alcanzar una alta fiabilidad en este diagnóstico numérico obligó a descartar las herramientas de medición convencionales, ya que la compleja disposición de las uniones soldadas, ángulos y curvaturas del chasis original habría introducido errores milimétricos sistemáticos capaces de alterar el modelo virtual. Frente a esta limitación geométrica, se implementó un proceso de ingeniería inversa mediante un escáner Einstar 3D de luz estructurada. Este equipamiento facilitó la captura tridimensional exacta de la volumetría y las tolerancias físicas reales de la motocicleta. Posteriormente, el archivo en bruto se trasladó al software EXStar, donde se ejecutaron

rutinas de alineación, filtrado de ruido ambiental y optimización de la nube de puntos, obteniendo como resultado una malla poligonal limpia y estructuralmente coherente.

El procesamiento de la información continuo con la transferencia de esta malla digital al entorno CAD de SolidWorks para iniciar la reconstrucción paramétrica del bastidor original. En este espacio virtual se modelaron minuciosamente las dos alternativas de parrillas portaequipaje destinadas a la comparativa: la estructura tubular de tipo comercial y el diseño propio basado en chapa metálica, cuidando que ambas configuraciones se acoplaran a los mismos puntos de sujeción que el fabricante dispone en la motocicleta. Completar esta fase de modelado sólido resultó indispensable debido a que los archivos poligonales crudos que entrega el escáner no poseen densidad ni propiedades de masa configurables. Por lo tanto, la conversión geométrica a volúmenes paramétricos fue el paso obligatorio para poder asignar las características del material y dejar el conjunto listo para la etapa de cálculo.

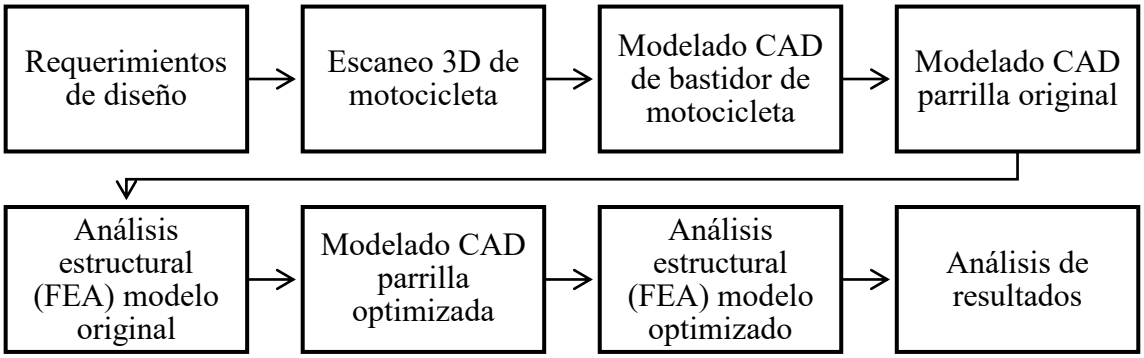
Con los bloques sólidos complemente integrados, el flujo de trabajo pasó a la etapa de validación numérica dentro de la plataforma de elementos finitos Ansys (versión educativa). Una vez exportado el ensamble se configuraron las condiciones de contorno simulando los efectos reales del peso del acompañante y el equipaje, ajustados mediante factores de amplificación dinámica para representar el tránsito en terrenos difíciles. La potencia de cálculo de este software (FEM) facilitó la resolución de las ecuaciones de rigidez del sistema, permitiendo identificar geográficamente los puntos críticos de concentración de esfuerzos a través de mapas de contorno a color. Así mismo, este entorno hizo posible promediar el desgaste mecánico a largo plazo aplicando el criterio de fatiga de Goodman, lo que sirvió para ratificar la viabilidad y seguridad de las modificaciones geométricas planteadas sin tener que asumir los costos ni los riesgos de construir prototipos en un laboratorio físico.

3.2 Metodología

Durante el desarrollo de este trabajo se llevó a cabo el proceso metodológico que se muestra en la Figura 4.

Figura 4.

Metodología para el desarrollo del proyecto



La metodología planteada para el desarrollo del trabajo de grado se estructura de manera secuencial, permitiendo integrar procesos de modelado CAD, simulación mediante el Método de Elementos Finitos (FEM) y optimización estructural del sistema conformado por el chasis y la parrilla de carga de una motocicleta doble propósito de alta cilindrada.

En la primera etapa se establecieron los requerimientos de diseño, donde se definen las condiciones de trabajo, restricciones geométricas, capacidad de carga y parámetros mecánicos necesarios para el estudio. Posteriormente se realiza el escaneo 3D de la motocicleta a fin de obtener información geométrica precisa del bastidor y de los elementos estructurales involucrados, a partir de la información obtenida mediante el escaneo 3D se desarrolla el modelado CAD del bastidor de la motocicleta, generando un modelo digital que pueda ser modificable y también analizarlo mediante las simulaciones computacionales con base en este modelo se procede al modelado CAD de la parrilla de carga original denominada como diseño D0, considerando sus dimensiones, puntos de anclaje y configuración estructural inicial.

Una vez obtenido el modelo original D0, se ejecuta el análisis estructural y a fatiga mediante el Método de Elementos Finitos, aplicando condiciones de carga. Este análisis permite determinar la distribución de esfuerzos, deformaciones, concentraciones de tensión y puntos críticos tanto en el bastidor como en la parrilla.

Con base en los resultados obtenidos del análisis del modelo original D0, se desarrolló una propuesta en chapa metálica correspondiente al modelo optimizado D1. En esta etapa se modificó el diseño de la parrilla de carga con el objetivo de reducir concentraciones de esfuerzo, mejorar la distribución de cargas y aumentar la rigidez estructural del sistema.

Seguidamente el modelo optimizado D1 es sometido nuevamente a un análisis estructural y a fatiga bajo las mismas condiciones de carga establecidas previamente permitiendo comparar el comportamiento mecánico entre el diseño original y el diseño optimizado, de esta manera se realizó el análisis de resultados donde se evaluaron los niveles de esfuerzo, deformación y factores de seguridad obtenidos en ambos modelos, identificando las zonas críticas y verificando la efectividad de las mejoras implementadas en la propuesta de optimización estructural.

3.3 Requerimientos para el diseño de parrillas de carga en motocicletas

3.1.1 Selección de motocicleta para estudio

La caracterización geométrica y de masa de la motocicleta representa el fundamento operativo para la correcta formulación del modelo de cálculo matemático. En esta investigación, se seleccionó como unidad experimental una motocicleta del fabricante CF MOTO, modelo 650MT, cuyas especificaciones de fábrica determinantes para el proceso de codificación y diseño se recopilan en la **Tabla 3.**

Tabla 3. Datos técnicos de motocicleta CF650

Parámetro	Detalle
Masa de motocicleta	213 kg
Tipo de bastidor	Estructura tubular de acero
Longitud máxima	2150 mm
Anchura máxima	835 mm
Altura máxima	1332 mm
Distancia entre ejes	1415 mm
Altura de asiento	840 mm

La integración de estas variables físicas en el estudio no es estrictamente descriptiva, si no que condiciona directamente el comportamiento cinemático en las simulaciones computacionales. Por ejemplo, relacionar la masa en vacío de 213 kg con la distancia entre ejes de 1415 mm es fundamental para establecer el centro de gravedad y el reparto estático de pesos entre trenes, magnitudes que sufren una alteración crítica al incorporar parrillas porta equipaje en la sección posterior, así la naturaleza del bastidor, construido como una estructura multitubular de acero, define los parámetros de elasticidad del material y las zonas donde se concentrarán los momentos flectores máximos que resolverá el software de elementos finitos.

Finalmente, los límites dimensionales de anchura 835 mm y longitud máxima 2150 mm actúan como restricciones geométricas obligatorias; estas aseguran que la propuesta de optimización de la parrilla no exceda los márgenes que comprometerían la estabilidad aerodinámica permitido por las normativas de tránsito vigentes.

3.2.2 Cargas de diseño

Para definir las cargas de diseño se consideró condiciones reales de trabajo del sistema de carga de la motocicleta en estudio. Como se observa en Figura 5, se llevó a cabo el pesaje de la parrilla original con el baúl completamente cargado. De esta manera se obtuvo una referencia de carga de diseño real de acuerdo con el uso de la motocicleta, en donde se evidenció una masa total (m_c) de 18 kg. Este valor funciona como la línea base para el cálculo de la fuerza gravitacional aplicada sobre el subchasis, sirviendo como el punto de partida técnico para deducir los vectores de fuerza posteriormente serán afectados por coeficientes de amplificación dinámica, ya que permite proyectar analíticamente el incremento de los esfuerzos instantáneos provocados por las aceleraciones verticales, impactos por bache y vibraciones mecánicas que experimenta la estructura tubular al transitar por terrenos irregulares.

Figura 5.

Pesaje de parrilla original con baúl completamente cargado



Se aplicó un factor de cargas variables de 2 a fin de garantizar el diseño, de esta manera se considera aplicaciones o condiciones de carga que sobrepasen el uso normal de la parrilla, así como también cambios producidos por los efectos dinámicos en la conducción. De esta manera la fuerza de carga (F_c) a aplicar en la parrilla se determina con la siguiente ecuación de la siguiente manera:

Fórmula 1

$$\boldsymbol{Fuerza\ carga\ = Masa\ total\ x\ Factor\ de\ amplificación\ dinámica\ x\ Gravedad}$$

$$F_c = 18\ kg\ x\ 2\ x\ 9{,}8\ \frac{m}{s^2}$$

$$F_c = 352{,}8\ N$$

También se tomó en cuenta para el análisis estructural que la motocicleta puede transportar a dos personas, para lo cual se consideró un peso de 80 kg por persona lo que permitió determinar el peso de cada pasajero (P_p) con la siguiente ecuación de la siguiente manera:

Fórmula 2

$$\boldsymbol{Peso\ pasajero = Masa\ por\ ocupante\ x\ Gravedad}$$

$$P_p = 80\ kg\ x\ 9{,}8\ \frac{m}{s^2}$$

$$P_p = 784\ N$$

3.4 Modelado CAD

3.4.1 Escaneo 3D de motocicleta

Para modelar en el software CAD el bastidor de la motocicleta se utilizó un proceso de escaneo 3D a fin de digitalizar el modelo original debido a la ausencia de planos y la complejidad del mismo. Para ellos se utilizó un escáner modelo Einstar de Shining que se detalla en la **Tabla 4** las características.

Tabla 4. Características escáner 3D

CARACTERÍSTICA	DETALLE
Modo de escaneo	Escaneo de luz estructurada
Distancia del punto	0,1mm ~ 3mm
Distancia de trabajo	Distancia de trabajo efectiva: 160 mm-1400 mm; Distancia de trabajo óptima: 400 mm
Campo de visión máximo	434 mm*379 mm (bajo la distancia de trabajo óptima)
Velocidad de escaneo	980.000 puntos/s, hasta 14 FPS
Modos de alineación	Alineación de características, alineación híbrida, alineación de texturas, marcadores globales
Escaneo de textura	Sí
Escaneo al aire libre	Sí
Interfaz	USB2.0 o superior
Formatos de salida	OBJ; STL; CAPA; P3; 3MF
Configuración básica de la computadora	SO: Win10, 64 bits; Tarjeta gráfica: NVIDIA GTX1050; Memoria de vídeo: ≥4GB; Procesador: I7-7700H; Memoria: ≥16GB

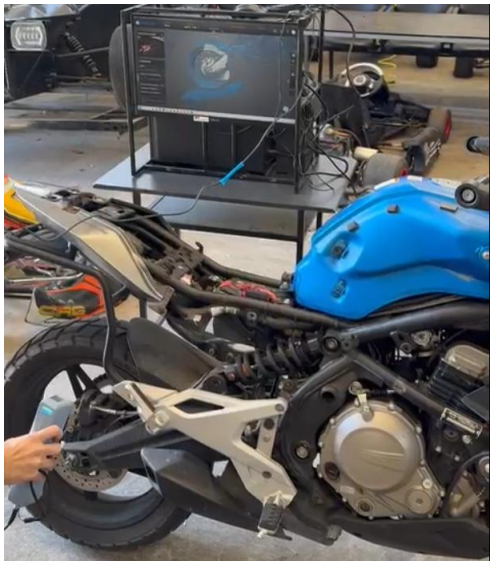
Tomado de: Einstar 3D S [31]

Para realizar el escaneo 3D fue necesario desmontar el carenado de la motocicleta puesto que se requiere tener acceso visual a los tubos que conforman el bastidor de la motocicleta.

Como se observa en la Figura 6, no fue necesario el uso de marcadores ya que se tiene mucha variación de características geométricas por lo que el escáner puede ubicarse fácilmente y detectar las superficies a escanear, una facilidad operativa que se debe a que la motocicleta carece de superficies completamente planas o uniformes. Al contrario, la presencia de los tubos curvos del chasis, las formas del motor y los diferentes componentes mecánicos actúan como puntos de referencia naturales que el equipo reconoce sobre la marcha, permitiendo que el software identifique estos relieves y variaciones en tiempo real para determinar su ubicación espacial exacta a medida que se desplaza alrededor de la motocicleta.

Figura 6.

Proceso de escaneo 3D

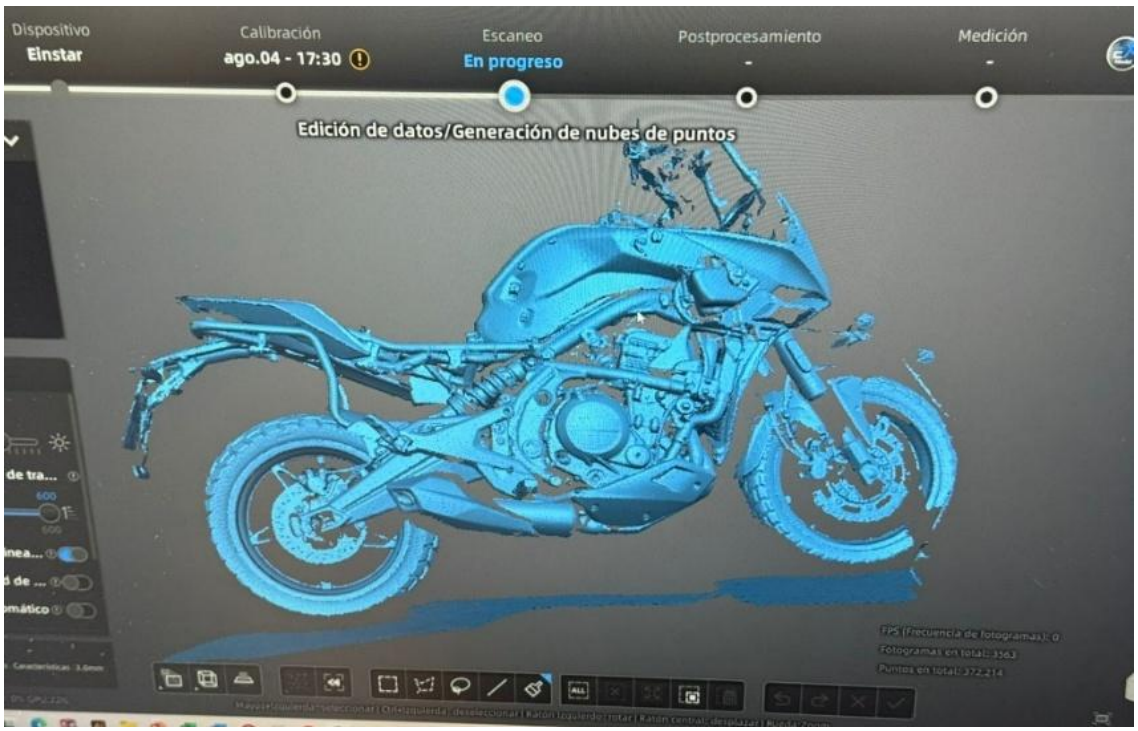


Una vez escaneada la motocicleta se procesó la nube de puntos como se observa en la Figura 7, eliminando elementos tipo basura que incrementan el peso del archivo a procesar significativamente. Este procedimiento de depuración digital resulta indispensable, ya que durante la captura óptica el escáner registra de manera inevitable

objetos del taller, el suelo o reflejos parásitos que no corresponden a la estructura del vehículo. Al filtrar y purgar estos vértices innecesarios a través del software de postprocesamiento, se optimiza el consumo de memoria RAM y la capacidad de cómputo del sistema, lo cual agiliza la conversión posterior de la nube de puntos en una malla poligonal limpia y facilita un modelado CAD mucho más fluido y libre de errores de reconstrucción geométrica.

Figura 7.

Nube de puntos del escaneo de la motocicleta.



Se obtuvo un archivo en formato STL como se observa en la Figura 8 que sirvió de base para el diseño paramétrico del bastidor. Esta extensión de archivo almacena la información geométrica en tres dimensiones a través de una malla compuesta por miles de pequeños triángulos acoplados lo que da como resultado una réplica digital tridimensional muy detallada de la superficie exterior de la motocicleta. En esta fase del desarrollo, dicho modelo digital funciona como una plantilla o guía visual de alta precisión dentro del software de diseño asistido por computadora CAD.

A partir de esta malla, es posible calcar, tomar medidas y reconstruir detalladamente la disposición de los tubos, diámetros y puntos de unión del chasis, garantizando que los nuevos elementos diseñados se adapten perfectamente a las dimensiones reales y respeten la configuración del vehículo original sin cometer errores de ajuste.

Figura 8.

Archivo STL de la motocicleta escaneada



Se realizó también el escaneo 3D y digitalización de la parrilla de carga original montada en la motocicleta en formato STL como se observa en la figura 9. La importancia de digitalizar el conjunto completo en esta posición radica en identificar las zonas críticas donde el peso del baúl genera los mayores momentos de flexión y concentración de esfuerzos sobre los puntos de sujeción, al disponer del modelo digital exacto de la pieza de fábrica y sus uniones, el software permite evaluar cómo se distribuye la carga físicamente en el espacio real de la motocicleta, esto proporciona los datos necesarios para que se puedan diseñar refuerzos estructurales localizados en los puntos correctos logrando que el nuevo sistema soporte las fuerzas de conducción diaria sin añadir peso innecesario a la parte posterior del vehículo.

Figura 9.

Archivo STL de parrilla de carga original



3.4.2 Modelado 3D del bastidor

Para el proceso de modelado del bastidor se utilizó principalmente herramientas de croquis 3D, creación de planos, croquis 2D, y operaciones de extrusión, barrido y corte que permitieron obtener un sólido correspondiente a la estructura tubular con los distintos diámetros que posee.

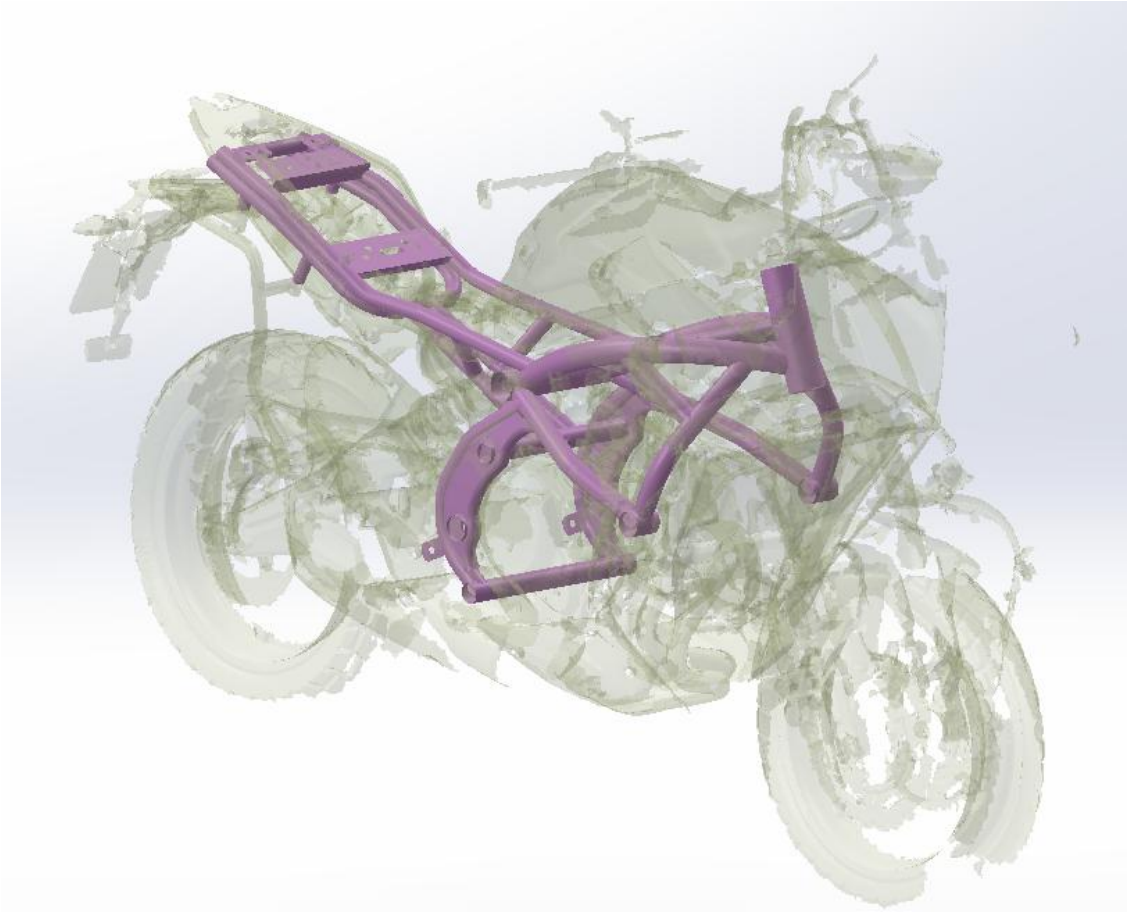
En la Figura 10 se observa el modelo 3D del bastidor de la motocicleta realizado en base al escaneo 3D y considerando los diámetros y espesores de tubos medidos en la motocicleta con la ayuda de un calibrador Vernier.

Esta combinación de técnicas mecánicas y digitales da la certeza que el chasis virtual no será solo una aproximación visual si no una réplica exacta en cuanto a dimensiones y grosores al verificar cada medida de forma manual se garantiza que el sólido final sea

totalmente fiel a la estructura original lo que resulta indispensable para que las simulaciones de resistencia posteriores reflejen con precisión el comportamiento real del vehículo bajo condiciones de carga.

Figura 10.

Modelado 3D en base al escaneo del bastidor



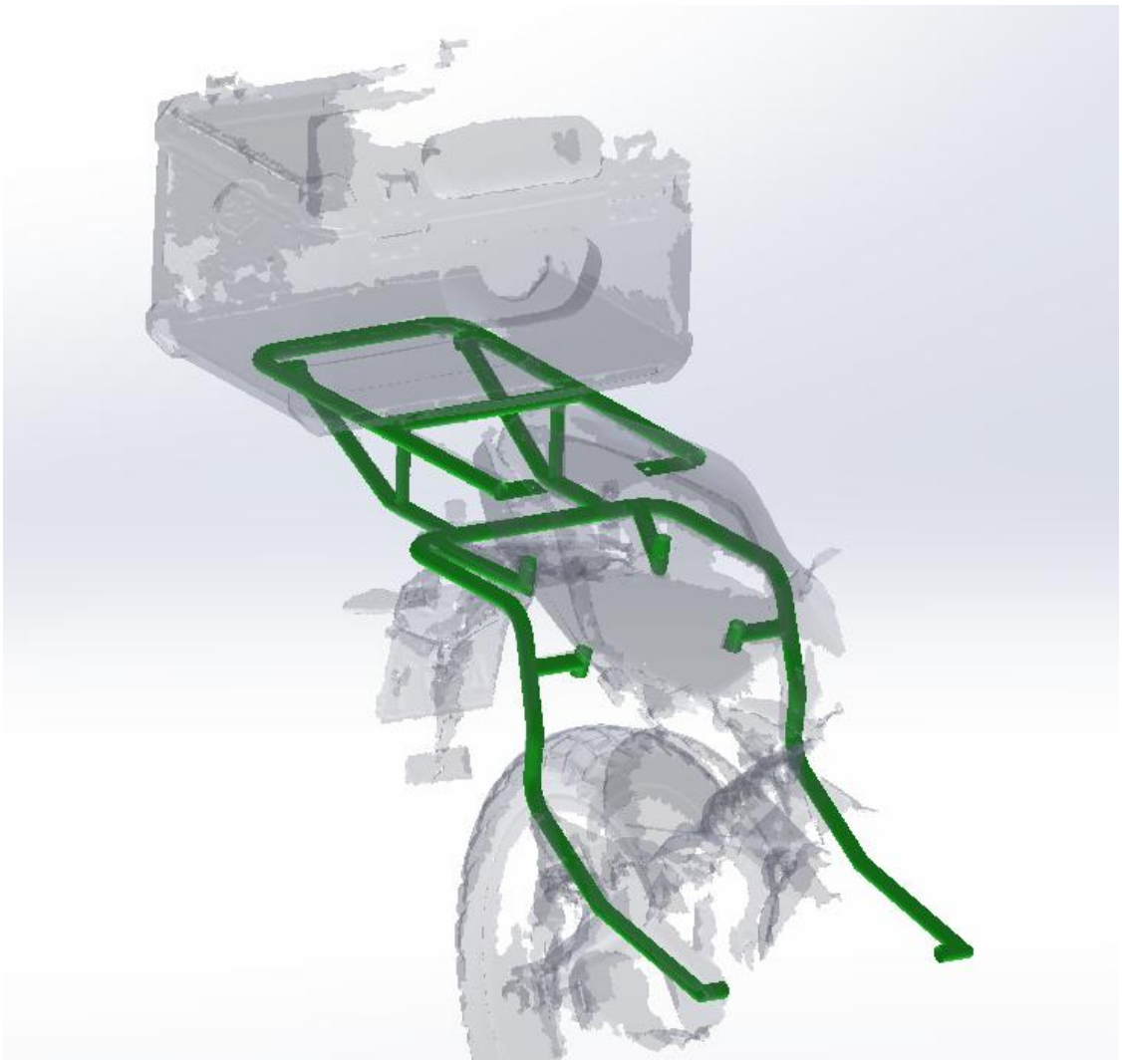
3.4.3 Modelado 3D parrilla de carga original

Como se observa en la Figura 11 se modeló la parrilla de carga original usando de referencia el escaneo 3D, en donde se ubicó los seis puntos de anclaje que posee la misma para sujeción al bastidor de la motocicleta. Definir con precisión estas uniones es indispensable porque representan las zonas críticas por donde se transmite el peso del equipaje hacia el chasis del vehículo. Al recrear digitalmente la posición de estos acoples

mecánicos, el modelo virtual queda preparado para evaluar cómo se distribuyen las fuerzas reales durante la conducción, lo que asegura que cualquier modificación posterior mantenga el equilibrio estructural y encaje perfectamente en los pernos originales sin necesidad de realizar modificaciones forzadas.

Figura 11.

Modelado 3D en base al escaneo de la parrilla original



3.4.4 Modelado 3D parrilla de carga optimizada

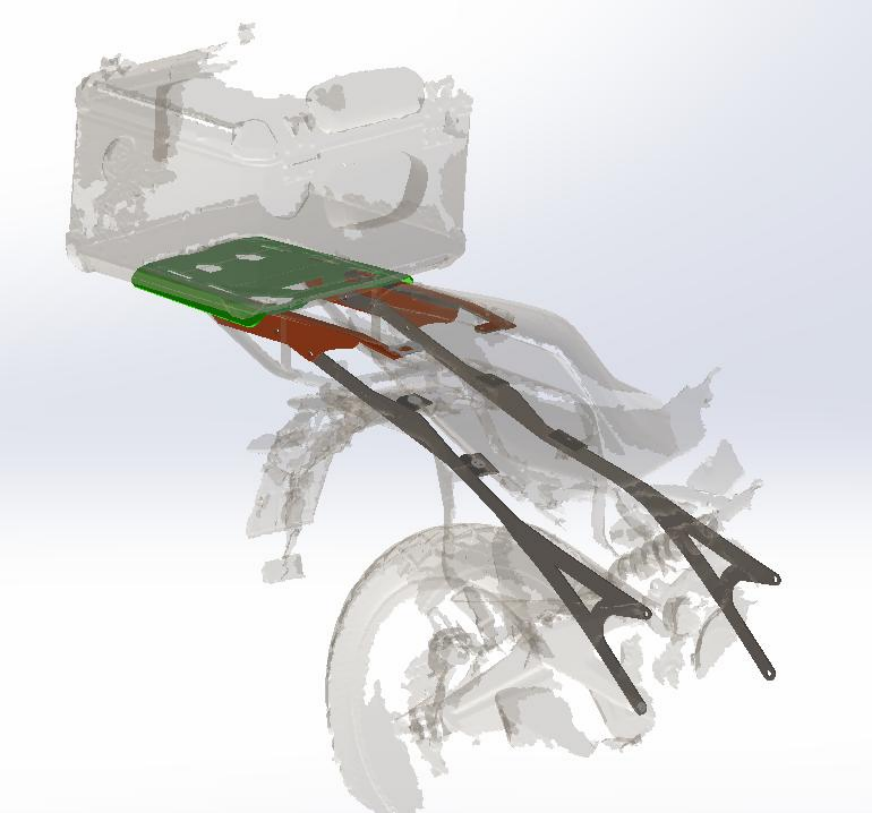
En la Figura 12 se detalla el modelo de la parrilla optimizada para lo cual se utilizó chapa metálica en lugar de tubos. El diseño consta de cinco elementos: una base de parrilla

central, dos brazos principales que se anclan en las sujeciones originales del bastidor, dos soportes que se sujetan en el bastidor bajo el asiento y permiten además unirse mediante pernos a los brazos principales y a la base de parrilla.

Este diseño permite el uso de la parrilla con o sin el baúl de carga lo cual genera una ventaja sobre el diseño original puesto que el mismo está limitado a usarse únicamente con el baúl. El diseño optimizado también es más compacto en cuanto a los brazos principales de manera que no existan muchos elementos separados de la motocicleta. También se ha dispuesto un anclaje adicional al bastidor, con ello se tiene ocho puntos de sujeción pensados en distribuir los esfuerzos de mejor manera.

Figura 12.

Modelado 3D en base al escaneo de la parrilla optimizada

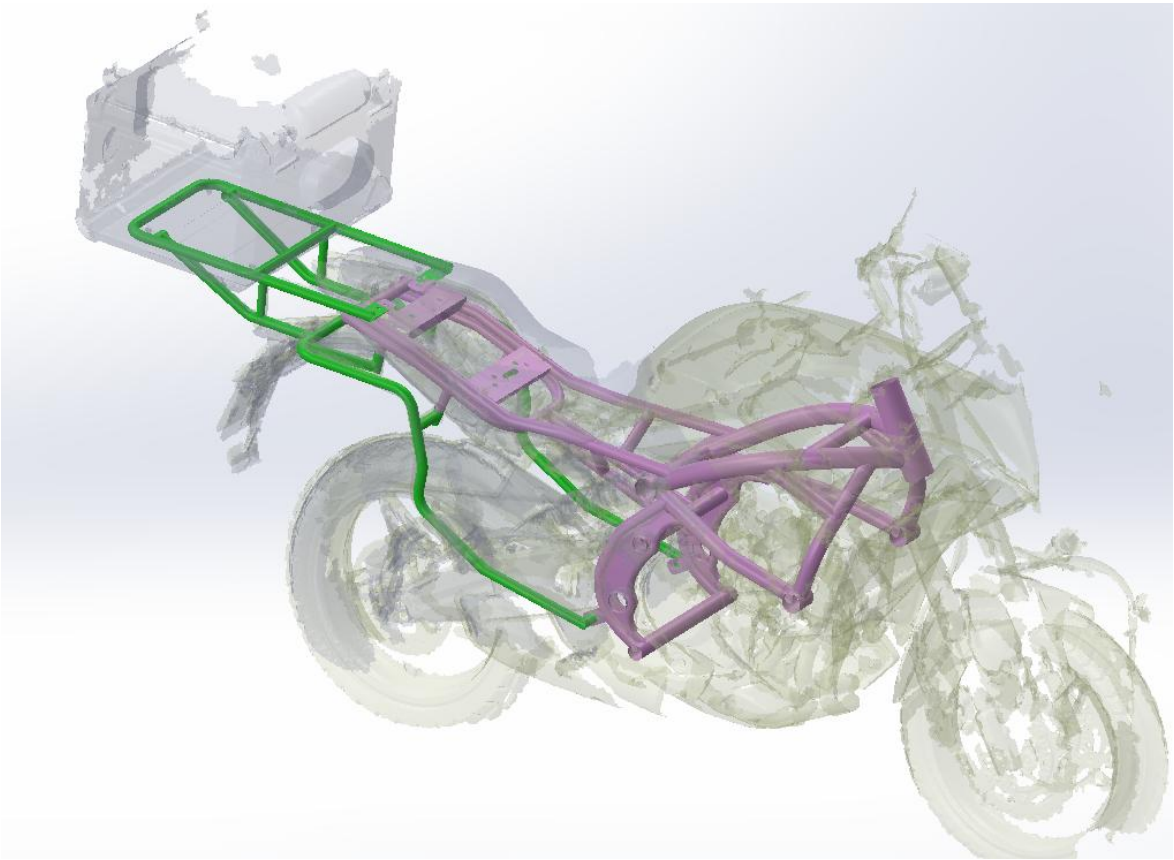


3.4.5 Ensamble de elementos en bastidor

El ensamble mostrado en la Figura 13 permitió verificar la ausencia de interferencias entre elementos a fin de evitar errores en las simulaciones computacionales. Esta comprobación es fundamental ya que, en el entorno digital, es posible que dos piezas ocupen el mismo espacio físico por un error de diseño, algo que en la realidad dañaría los componentes al intentar ensamblarlos. Al asegurar que la parrilla y el chasis coinciden perfectamente, se garantiza que el modelo virtual se comporte exactamente igual que la motocicleta real. Por lo tanto, los análisis de resistencia posteriores serán completamente fiables, ya que las fuerzas se transmitirán de manera correcta a través de los puntos de unión sin que se produzcan fallos por un mal acoplamiento en el programa.

Figura 13.

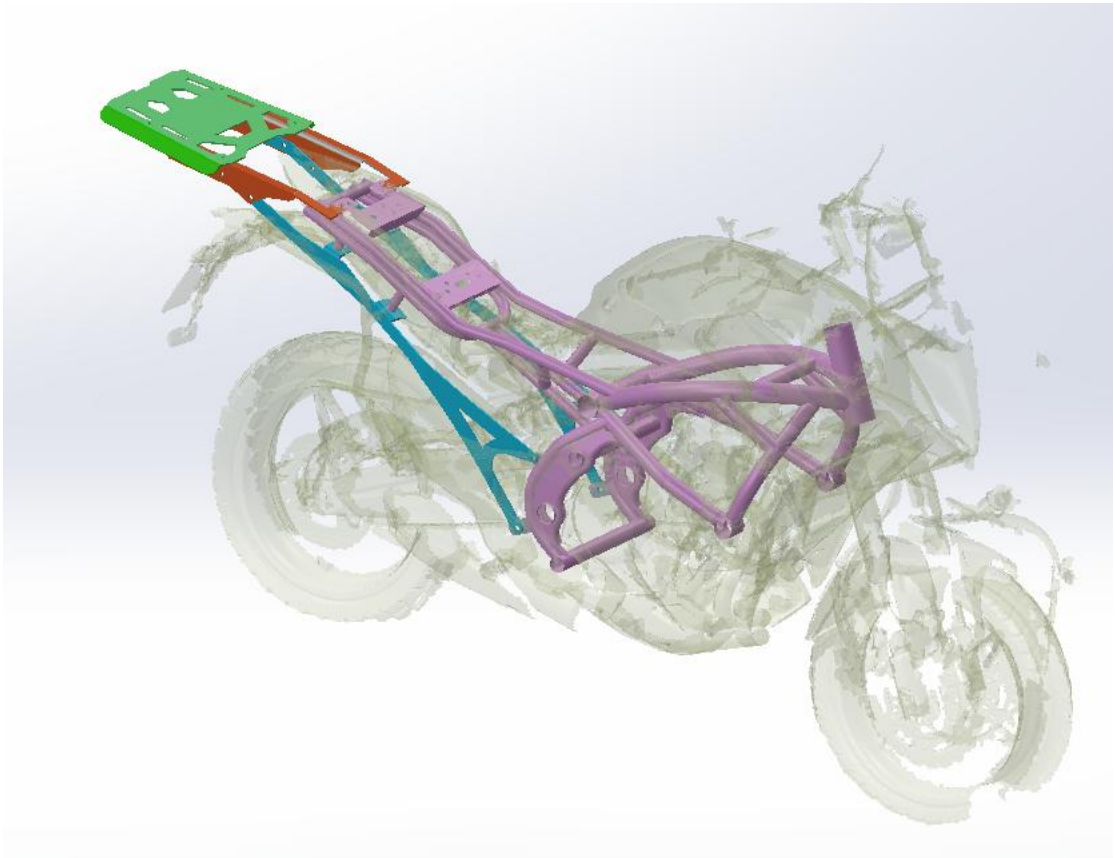
Ensamble de parrilla modelo original en bastidor



El diseño optimizado se ensambló en el bastidor de la motocicleta verificando que no existan interferencias con el bastidor, carenado u otros elementos de la motocicleta. Como se aprecia en la Figura 14, la integración de los nuevos soportes laterales de refuerzo, se adaptan con precisión a la silueta del vehículo. Esta validación es crucial al introducir una geometría modificada, ya que no solo se debe asegurar el acople en los puntos de sujeción, si no también garantizar que la nueva estructura respete las líneas plásticas de la carrocería, el espacio del asiento y el libre movimiento de los componentes cercanos. Al confirmar digitalmente que existe un margen de separación adecuado con las tapas y accesorios externos, se previene que las vibraciones normales del camino provoquen roces, desgastes prematuros o roturas en los materiales más frágiles. De este modo, la propuesta optimizada demuestra ser completamente funcional y viable.

Figura 14.

Ensamble de parrilla modelo optimizado en bastidor



3.5 Análisis por elementos finitos

Se realizó un análisis estructural estático en el software de simulación, para lo cual se consideró los parámetros detallados a continuación.

3.5.1 Propiedades y dimensiones de material

El material utilizado para el análisis es el acero estructural ASTM A36, disponible en el mercado nacional cuyas propiedades físicas y mecánicas se detallan en la **Tabla 5**. Siendo los valores más relevantes y que son importantes para el análisis estructural son el límite elástico de 250 MPa y el esfuerzo último de 400 MPa.

Tabla 5. Propiedades mecánicas Acero ASTM A36

Propiedad	Valor	Unidad
Densidad	7,85	g/cc
Esfuerzo último	400	MPa
Límite elástico	250	MPa
Módulo de elasticidad	200	GPa
Relación de Poisson	0,26	-

Tomado de: MatWeb [32].

La elección de este tipo de acero responde principalmente a su excelente viabilidad comercial, su facilidad para ser soldado en el taller y su comportamiento mecánico predecible bajo cargas de tensión y compresión. En el ámbito del análisis por elementos finitos, el límite elástico representa la frontera de seguridad del material; es decir, es la fuerza máxima que los tubos y soportes pueden soportar sin sufrir una deformación permanente. Por otro lado, el esfuerzo último define la resistencia total antes de que ocurra una rotura física. Utilizar estos parámetros estandarizados dentro del software de simulación garantiza que los resultados obtenidos sobre el comportamiento de la estructura sean totalmente reales.

3.5.2 Mallado

Para el proceso de simulación FEM, el diseño se lo ha llevado a cabo bajo modelado de elementos superficiales en todo lo que corresponde a los perfiles estructurales y los

elementos sólidos existentes en la motocicleta. A los elementos superficiales se les ha dado el espesor respectivo de acuerdo con las mediciones realizadas en físico tanto al bastidor como a la parrilla.

El proceso de mallado se lo ha efectuado con malla para elementos de superficie o 2D. A continuación, se muestran ciertas características de la malla.

Como se detalla en la Figura 15, la calidad de la malla es crucial para obtener resultados precisos en simulaciones. Una malla de buena calidad tendrá métricas dentro de rangos aceptables, representará correctamente la física del problema y capturará los detalles de la geometría. Es importante verificar las métricas y mejorar la malla si es necesario.

Para la validación de calidad de malla se utilizó el criterio "Element Quality", el cual oscila entre 0 y 1, siendo 0 la calidad más baja (inaceptable) y 1 la más alta (excelente). Para el análisis de la estructura se obtuvo un valor promedio de 0.,87 que indica que el mallado es muy bueno dando confiabilidad a los resultados de las simulaciones.

Figura 15.

Espectro de métrica de calidad de malla.

Skewness mesh metrics spectrum:

Excellent	Very good	Good	Acceptable	Bad	Unacceptable
0-0.25	0.25-0.50	0.50-0.80	0.80-0.94	0.95-0.97	0.98-1.00

Orthogonal Quality mesh metrics spectrum:

Unacceptable	Bad	Acceptable	Good	Very good	Excellent
0-0.001	0.001-0.14	0.15-0.20	0.20-0.69	0.70-0.95	0.95-1.00

Tomado de: Ardila [33].

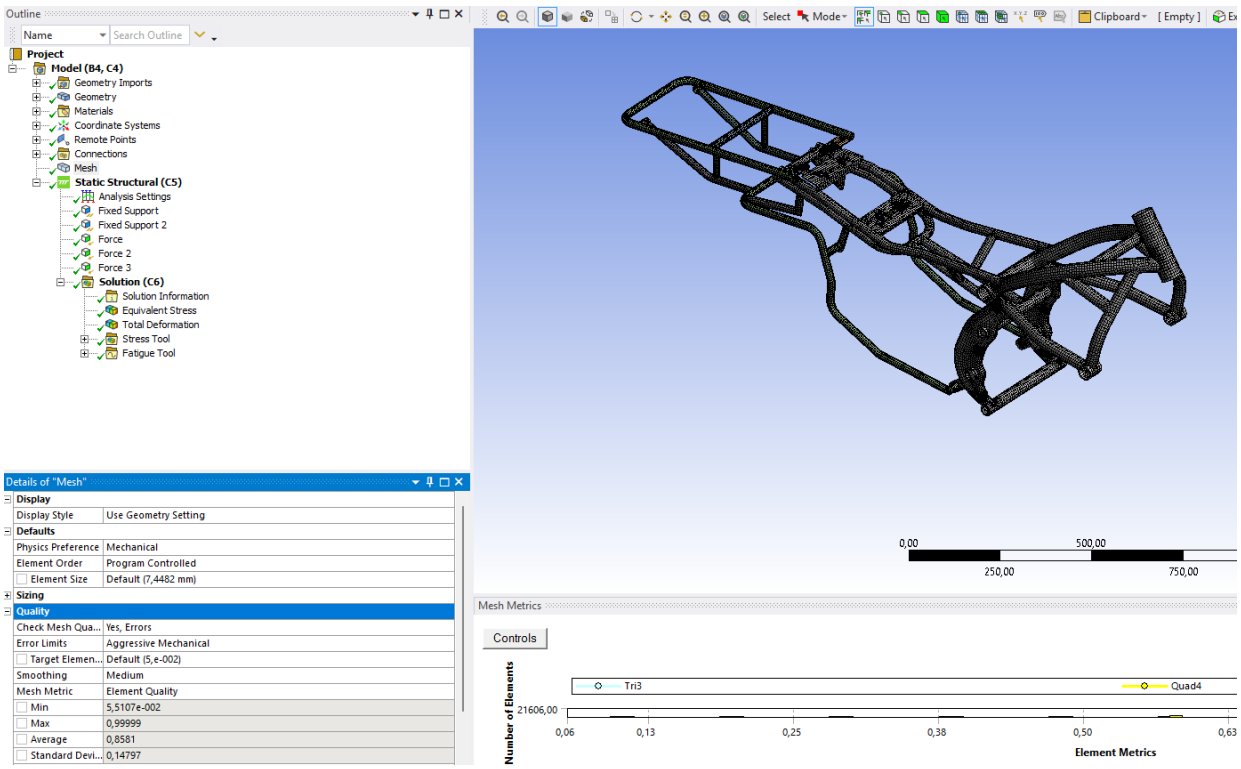
3.5.2.1 Calidad de malla del bastidor y parrilla original

Luego de realizar el mallado tipo Shell del bastidor y parrilla original se obtuvo un número total de nodos de 42225 y número total de elementos de 41868.

En la Figura 16, se puede apreciar la calidad de malla obtenida para el diseño del bastidor y parrilla original objeto de análisis, esta configuración define la red de puntos sobre la cual el software calculará cómo se distribuyen las fuerzas y deformaciones en la estructura real de la motocicleta. Considerando el criterio de validación antes nombrado se tiene un valor promedio de 0.85 lo que se estaría dentro de un rango muy bueno para el conjunto original. Este resultado garantiza que los cálculos matemáticos se realizan con total estabilidad, otorgado una base sólida y de alta confiabilidad para los resultados de resistencia estructural que se obtengan.

Figura 16.

Mallado de la estructura del bastidor y parrilla original



3.5.3 Condiciones de borde para ensayo estático

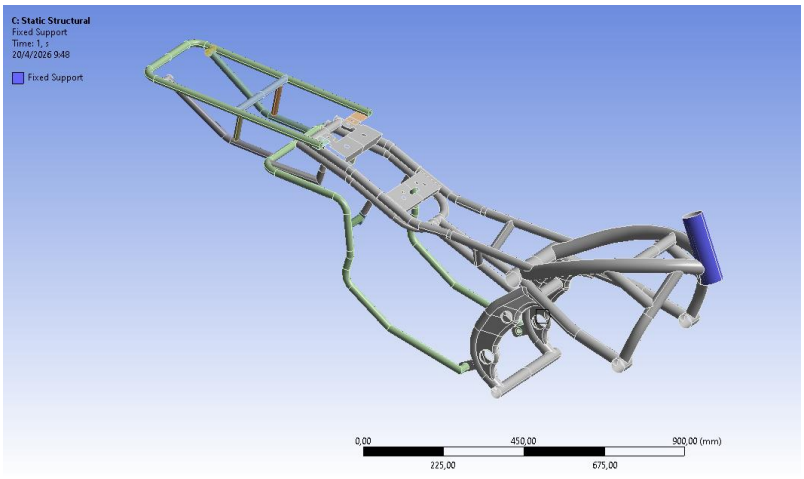
Dentro del análisis FEM que se ha llevado a cabo a la estructura conjunta corresponde en primera instancia a un análisis estático estructural y a continuación un análisis en condiciones de fatiga o sometida a cargas cíclicas a la estructura.

3.5.3.1 Análisis estático estructural

De acuerdo con la geometría real de la motocicleta, las condiciones de borde ubicadas en este ensayo fueron las que se detallan a continuación, ubicando las restricciones de movimiento y cargas aplicadas; comenzando con el soporte de suspensión delantera que quedaron restringidos los desplazamientos en direcciones longitudinal, transversal y vertical, como se observa en la Figura 17. Esta restricción de apoyo fijo representa físicamente el punto donde la rueda delantera de la motocicleta se apoya con firmeza contra el pavimento a través de las barras de la horquilla, al inmovilizar este extremo de la estructura dentro del software se simula con precisión el punto de pivotaje y resistencia natural del vehículo. Esto resulta indispensable para que, al momento de aplicar las cargas simuladas del equipaje en la parte trasera, el chasis reaccione y se flexione de forma realista en lugar de simplemente desplazarse, asegurando que las tensiones calculadas en los tubos del bastidor correspondan a una situación de conducción real.

Figura 17.

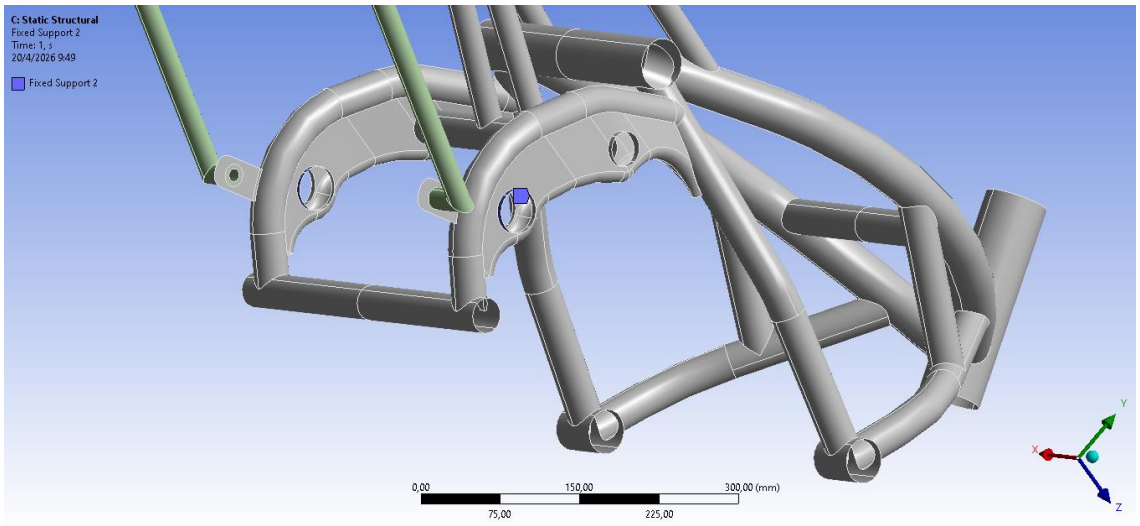
Soporte fijo en el soporte de la suspensión delantera



Soporte de suspensión posterior: Restringido los desplazamientos en direcciones longitudinal, transversal y vertical, según la Figura 18. Esta condición de frontera representa físicamente el pasador o eje basculante, el cual conecta el chasis principal con el sistema de amortiguación trasera de la motocicleta. Al anular los grados de libertad en este punto estratégico, se define el segundo pilar de apoyo del vehículo, esta restricción es indispensable para evitar que la estructura gire de forma libre. De este modo, al mantenerse fijos tanto el frente como el área posterior, el programa puede calcular de forma correcta cómo se comprime y flexiona el bastidor intermedio, garantizando que el flujo de tensiones responda fielmente a las fuerzas estáticas producidas por la carga en un escenario en reposo.

Figura 18.

Soporte fijo en el soporte de la suspensión posterior

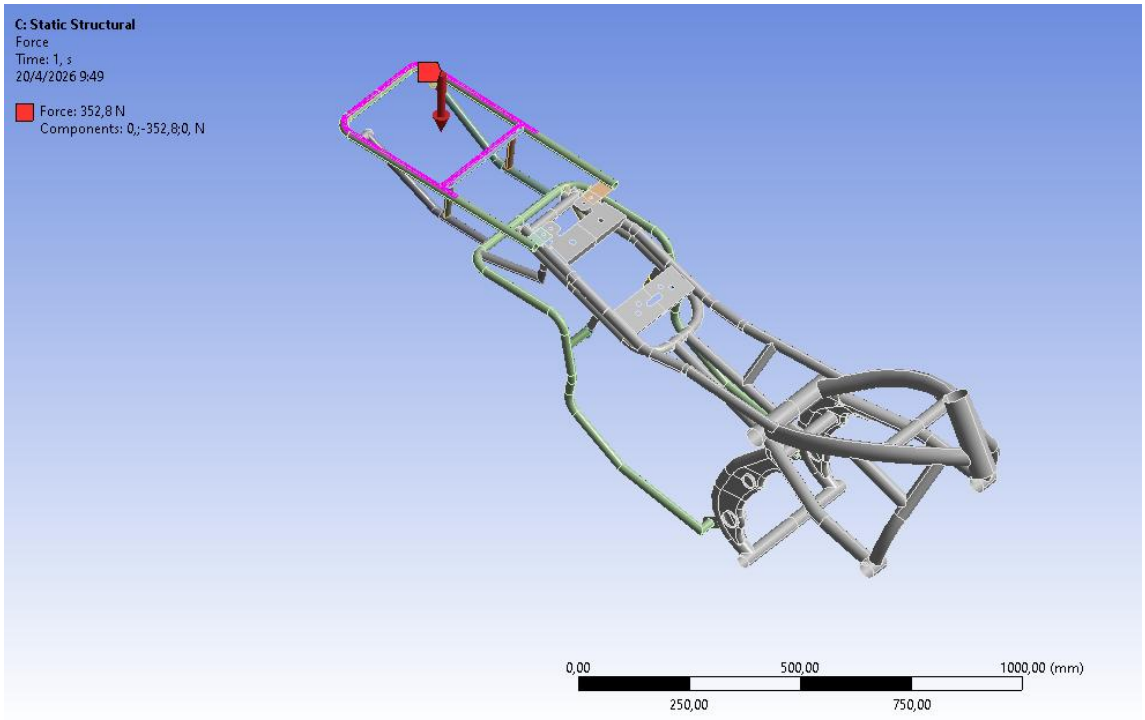


Peso del maletero lleno: 352.8 N vertical y hacia abajo considerando un peso máximo del maletero de 36 Kg según la Figura 19. La aplicación de este valor en forma de vector de fuerza es un paso indispensable para simular la condición más crítica a la que se someterá la estructura trasera. Esta fuerza se obtiene al multiplicar la masa máxima permitida del equipaje por la aceleración de la gravedad traduciendo ese peso físico en una carga constante de presión que empuja directamente sobre la base de la parrilla, al dirigir este esfuerzo de manera estrictamente vertical y descendente, el programa recrea con total

exactitud la acción de la gravedad terrestre sobre el equipaje cuando la motocicleta se encuentra detenida o en marcha constante. Este planteamiento permite analizar si los puntos de apoyo y los tubos del chasis son capaces de soportar de manera continua este esfuerzo de flexión sin fatigarse ni sufrir deformaciones permanentes.

Figura 19.

Aplicación de carga correspondiente al peso del maletero

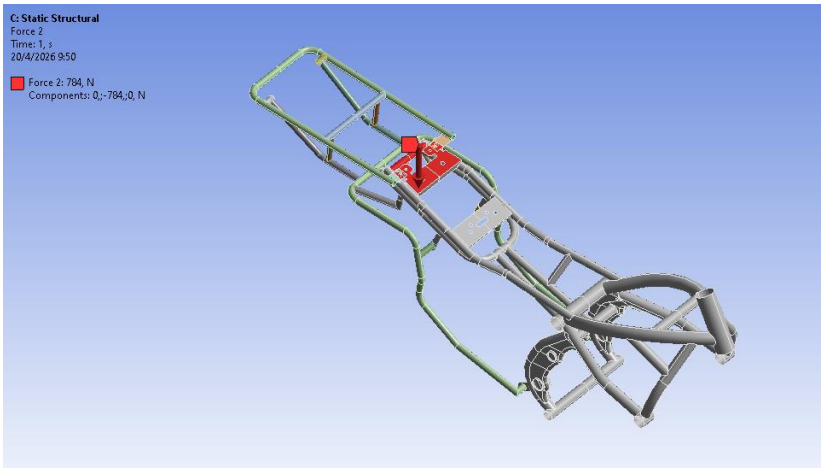


Peso del acompañante: 784 N vertical y hacia abajo, considerando una persona con un peso promedio de 80 Kg según se observa en la Figura 20. Esta fuerza se localiza específicamente sobre la zona media del subchasis, que corresponde al área del asiento destinada al segundo ocupante, el cual representa uno de los esfuerzos más elevados que soporta el vehículo en condiciones normales de uso.

Al situar este valor en su posición real, la simulación puede evaluar cómo reacciona el bastidor ante un escenario de viaje compartido, analizando el efecto combinado de ambas cargas al mismo tiempo.

Figura 20.

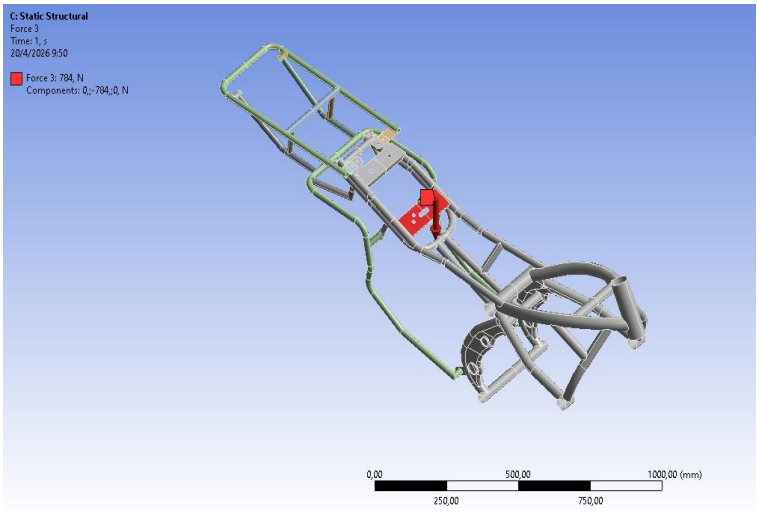
Aplicación de carga correspondiente al peso del acompañante



Peso del piloto: 784 N vertical y hacia abajo, considerando una persona con un peso promedio de 80Kg, como se observa en la figura 21 aplicado en la base del asiento. Esta fuerza se sitúa intencionalmente en la sección delantera, que es el espacio que ocupa habitualmente el conducto de la motocicleta. A diferencia de los componentes de peso que se ubican en el extremo de la parte trasera, la masa del conductor incide directamente sobre la zona central de la estructura tubular, lo que permite que el esfuerzo se distribuya de forma más equilibrada hacia ambos ejes del vehículo.

Figura 21.

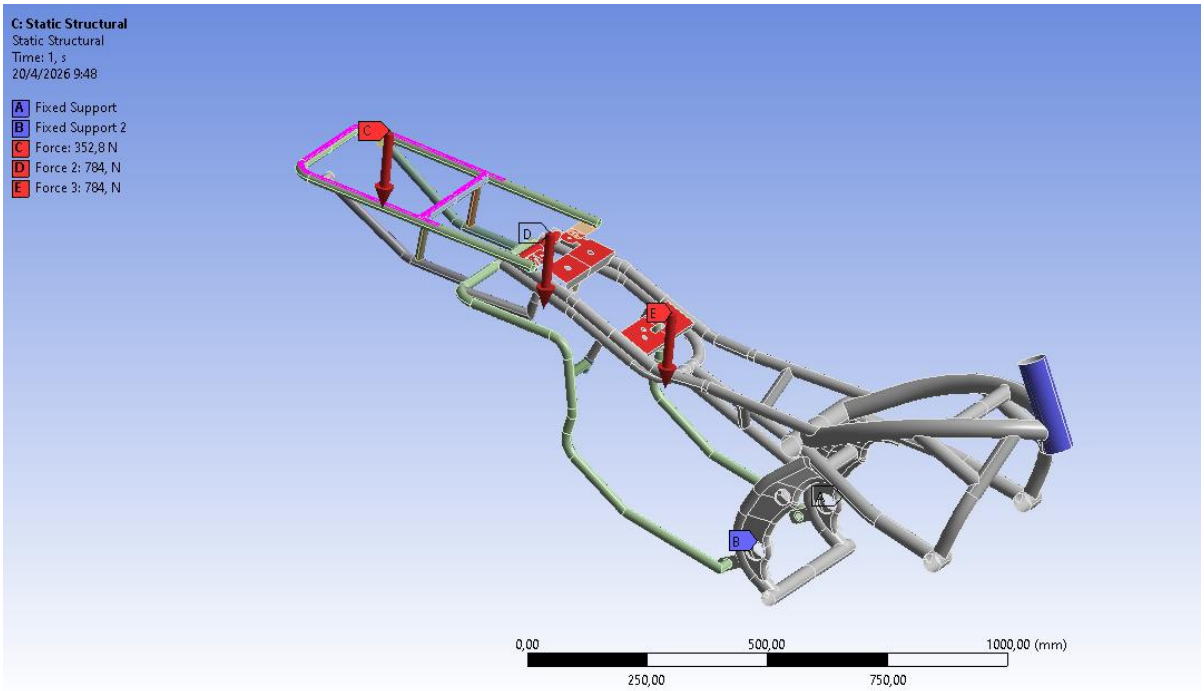
Aplicación de carga correspondiente al peso del piloto



En la Figura 22 se muestran todas las condiciones de borde generales usadas para la realización del análisis estático a la estructura de la motocicleta al usar la parrilla D0. Esta vista consolidada es fundamental porque permite evaluar el comportamiento del chasis bajo un escenario de carga simultánea, que es la situación real y más exigente a la que se enfrentará el vehículo en carretera.

Figura 22.

Condiciones de borde para análisis estático FEM



3.5.3.2 Análisis a fatiga de la estructura

Para este ensayo las restricciones y cargas serán las mismas que se usaron para el ensayo estático considerando ciertos parámetros adicionales que implica el análisis a fatiga. La Figura 23 muestra los parámetros que se han usado para este el análisis a fatiga.

La fatiga se analizó considerando los resultados de esfuerzo, el cual trabaja de forma cíclica, se somete a la estructura solo a compresión mediante ciclos de aplicación, es decir, comprime y libera en el paso del tiempo simulando condiciones reales como es el trabajo al cual está sometida la estructura. Para este tipo de carga se usó el tipo Zero – Based.

Complementando este tipo de análisis es clave porque permite evaluar el desgate progresivo que sufre el acero bajo un uso constante.

Figura 23.

Parámetros para ensayo a fatiga.

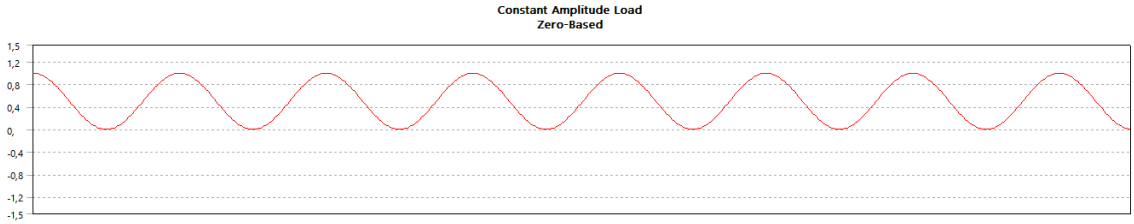
Details of "Fatigue Tool"

Domain	
Domain Type	Time
Materials	
Fatigue Strength Factor (Kf)	1,
Loading	
Type	Zero-Based
Scale Factor	1,
Definition	
Display Time	End Time
Options	
Analysis Type	Stress Life
Mean Stress Theory	Goodman
Stress Component	Equivalent (von-Mises)
Life Units	
Units Name	cycles
1 cycle is equal to	1, cycles

La Figura 24 muestra la aplicación cíclica del esfuerzo basado en Zero - Based. De acuerdo con el tipo Zero – Based al no existir un esfuerzo medio igual a cero, se requiere la aplicación de teorías de corrección de esfuerzo promedio que para este caso se usó la teoría de Goodman ya que esta es principalmente usada para materiales dúctiles, puesto que ofrece un equilibrio seguro y lineal entre la resistencia a la tracción (Sut) y el límite de resistencia a la fatiga (Se), además de ser un criterio conservador.

Figura 24.

Aplicación cíclica del esfuerzo

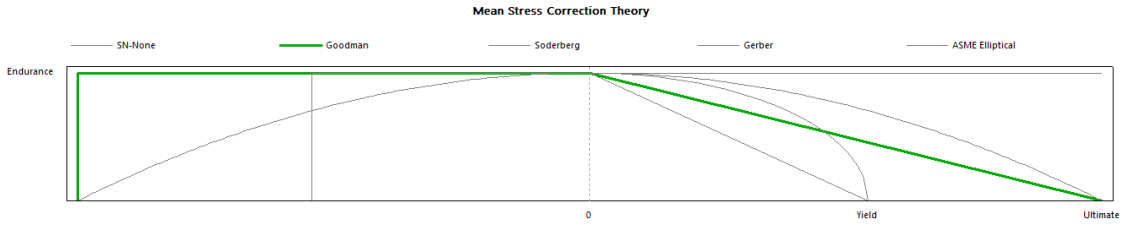


En la Figura 25 se muestra cómo trabaja el criterio de Goodman. Este método establece una frontera de seguridad lineal que conecta el límite de resistencia a la fatiga del material

en el eje vertical con el esfuerzo último a la tracción en el eje horizontal. La utilidad práctica de este diagrama radica en que define una zona segura para el diseño de la parrilla, cualquier combinación de esfuerzo medio y esfuerzo alternante que se calcule durante los ciclos de carga y que se sitúe por debajo de esta línea diagonal garantiza que la estructura no fallará por fatiga, sin importar cuántos ciclos de trabajo acumule. Al emplear este criterio conservador en el software, se valida matemáticamente que las tensiones fluctuantes producidas por el equipaje y el movimiento de la motocicleta se mantienen dentro de límites totalmente tolerables por el acero, asegurando que no ocurran roturas inesperadas durante el uso real.

Figura 25.

Criterio de Goodman para análisis a fatiga



CAPÍTULO IV

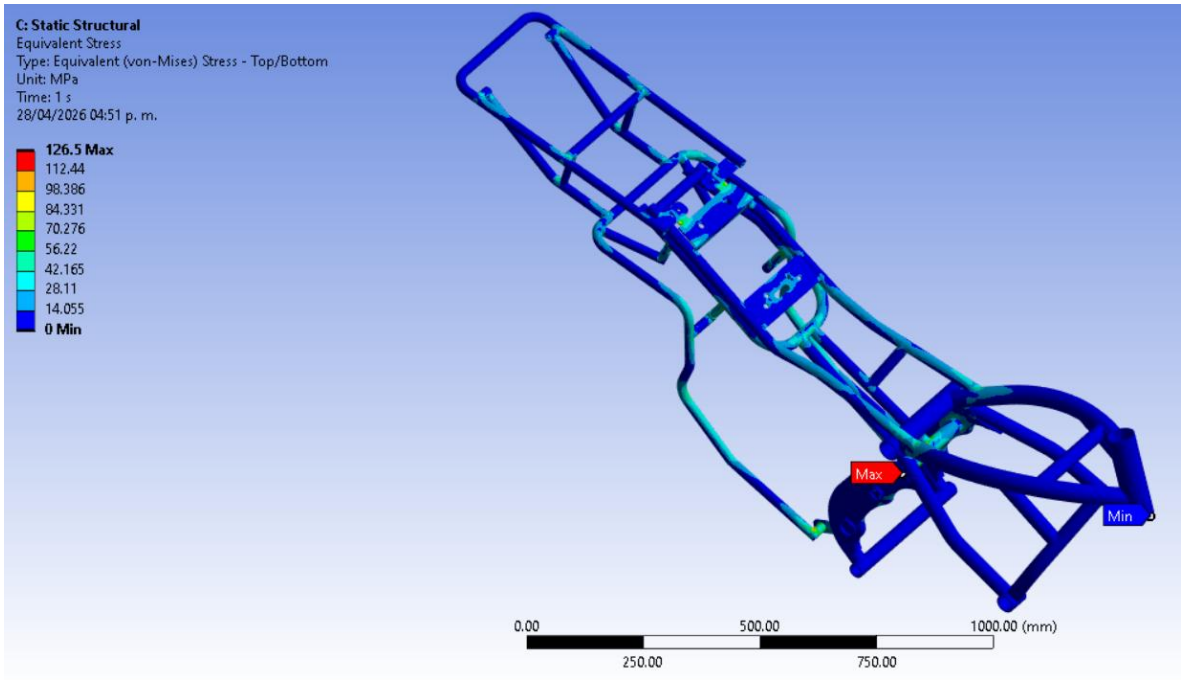
RESULTADOS Y ANÁLISIS

4.1 Resultados correspondientes al análisis estructural con el uso de parrilla D0

En el primer análisis estructural correspondiente al diseño conformado íntegramente por tubo redondo tanto en el chasis como en la parrilla, se obtuvo un esfuerzo máximo de Von Mises de 126.5 MPa. Este valor se localiza principalmente en la zona central de la motocicleta, con una concentración más marcada hacia el costado derecho del chasis. Como se observar en la Figura 26, la distribución de esfuerzos evidencia que el chasis es el elemento crítico dentro de esta configuración, al concentrar las mayores solicitaciones bajo las condiciones de carga analizadas.

Figura 26.

Esfuerzo de Von Mises del ensayo estructural D0

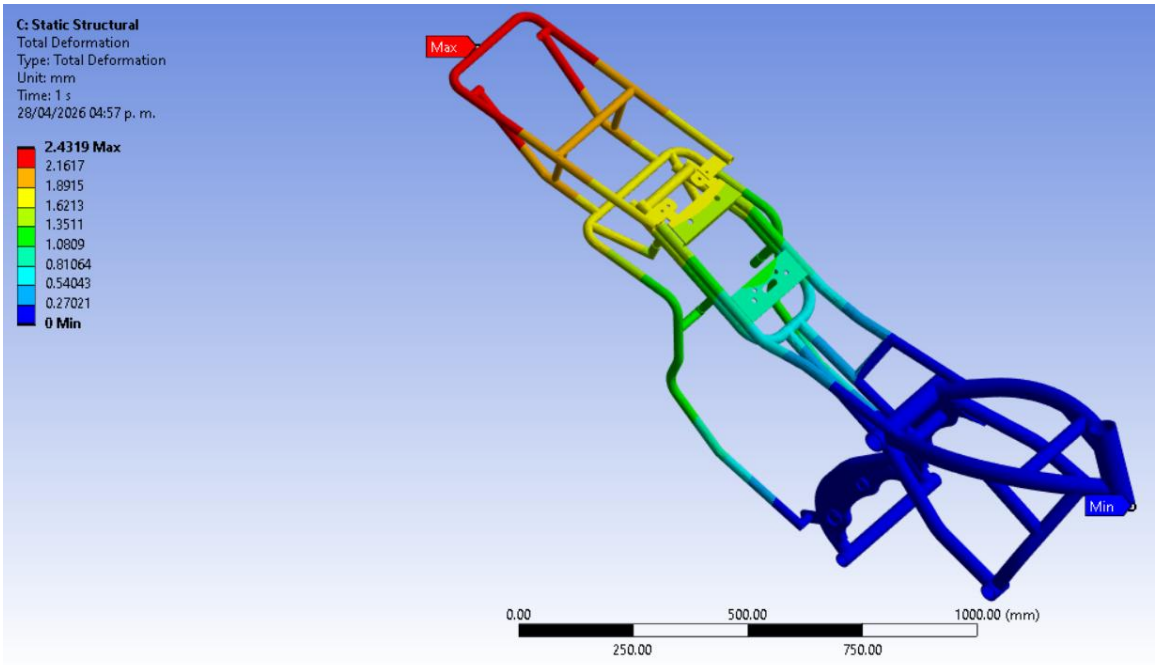


En el diseño D0, se obtuvo una deformación máxima de 2.43 mm, localizada en la parte posterior de la parrilla, específicamente en el último tubo transversal. Como se logra apreciar en la Figura 27, este resultado indica que la mayor flexibilidad del sistema se

concentra en el extremo posterior, zona que tiende a experimentar mayores desplazamientos debido a su posición alejada de los puntos principales de soporte.

Figura 27.

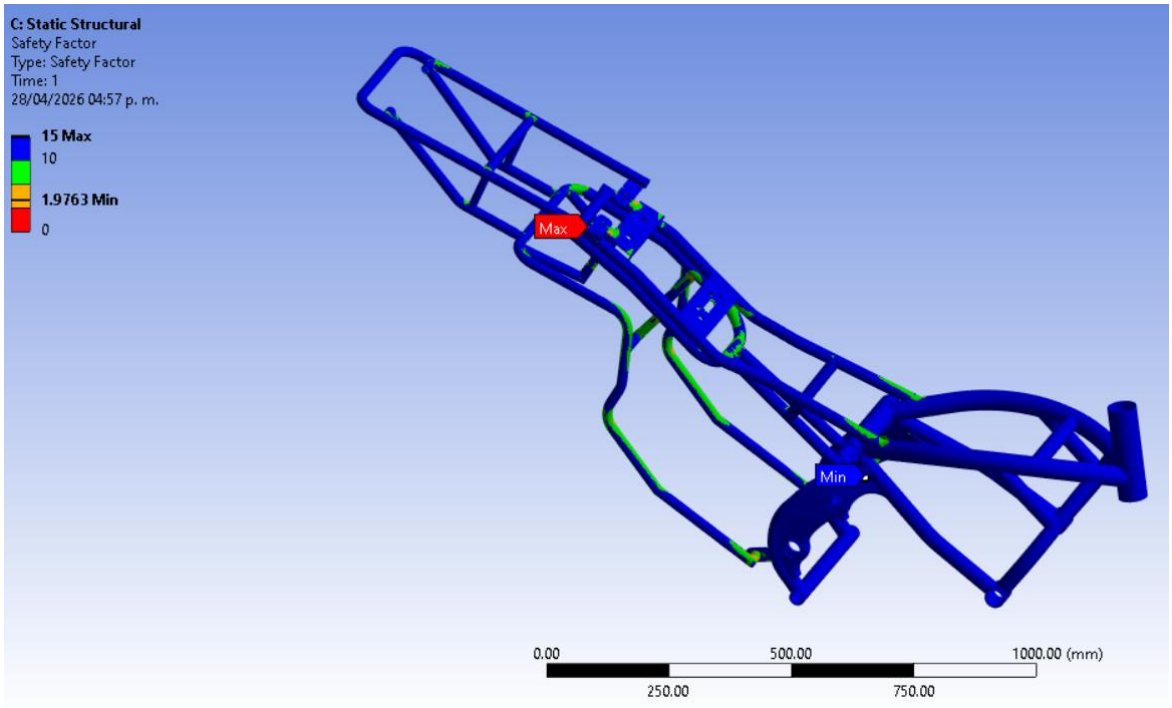
Deformación Total del análisis estructural D0



Como se aprecia en la Figura 28, para el diseño D0 se obtuvo un factor de seguridad mínimo de 1.97. Este valor se asocia a las zonas donde se concentran los mayores esfuerzos principalmente en el chasis y evidencia que la estructura mantiene un margen adecuado frente al límite de fluencia del material bajo las condiciones de carga analizadas, este margen garantiza que la estructura absorberá con total seguridad los picos de fuerza dinámicos provocados por baches y frenadas bruscas. De este modo, se descarta cualquier riesgo de deformación plástica o falla imprevista en los puntos críticos de acople al bastidor. Este coeficiente de seguridad, al superar ampliamente la unidad, confirma que la topología del bastidor opera dentro de un régimen elástico controlado, validando la suficiencia estructural del diseño frente a solicitaciones severas.

Figura 28.

Factor de Seguridad del análisis estructural D0



4.2 Resultados correspondientes al análisis a fatiga de la estructura con parrilla D0

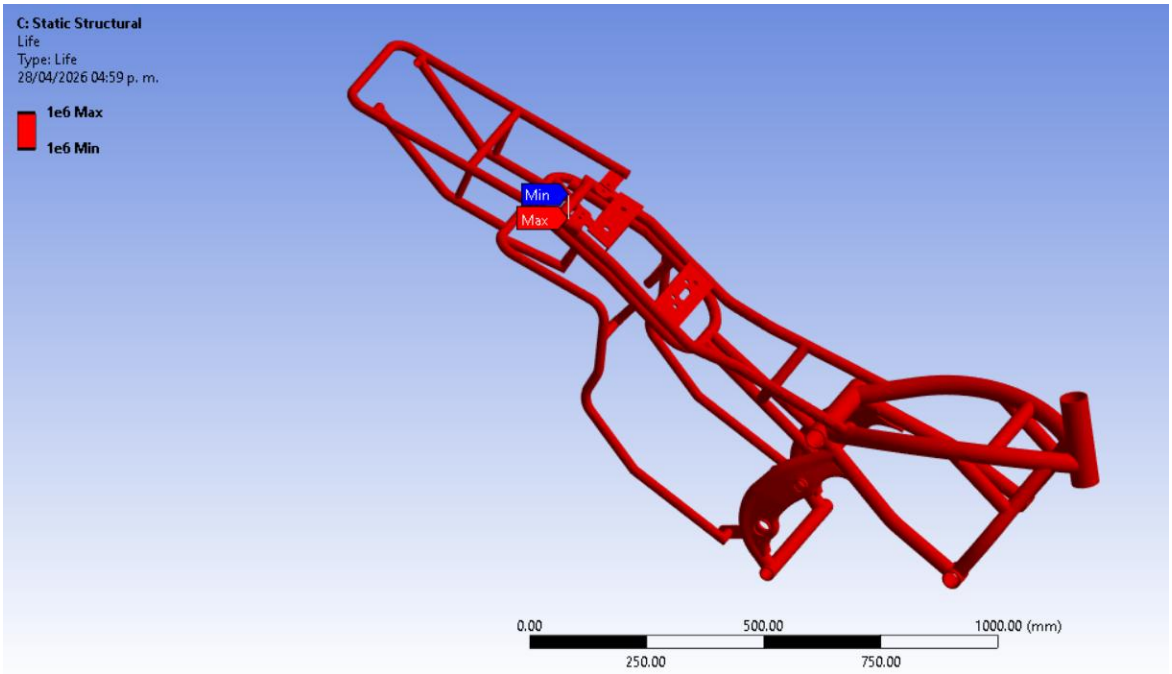
Como resultado del ensayo a fatiga se consideró los resultados de vida y factor de seguridad. La vida de la estructura se determina en cuanto al número de ciclos que soportaría la estructura que para materiales dúctiles un millón de ciclos se considera vida infinita.

Tal como se representa en la Figura 29, en el primer análisis a fatiga, correspondiente al diseño conformado completamente por tubo redondo, se evaluó el comportamiento estructural bajo el enfoque esfuerzo–vida (S–N), considerando la teoría de esfuerzo medio de Goodman y una condición de carga del tipo Zero Based. Como resultado, se obtuvo una vida útil de 1×10^{6} ciclos, valor que, dentro de los criterios convencionales de diseño a fatiga, se interpreta como vida infinita. Este resultado indica que la estructura es capaz

de soportar las solicitaciones cíclicas aplicadas sin presentar falla por fatiga dentro del rango de operación previsto.

Figura 29.

Resultado Vida en análisis a fatiga D0



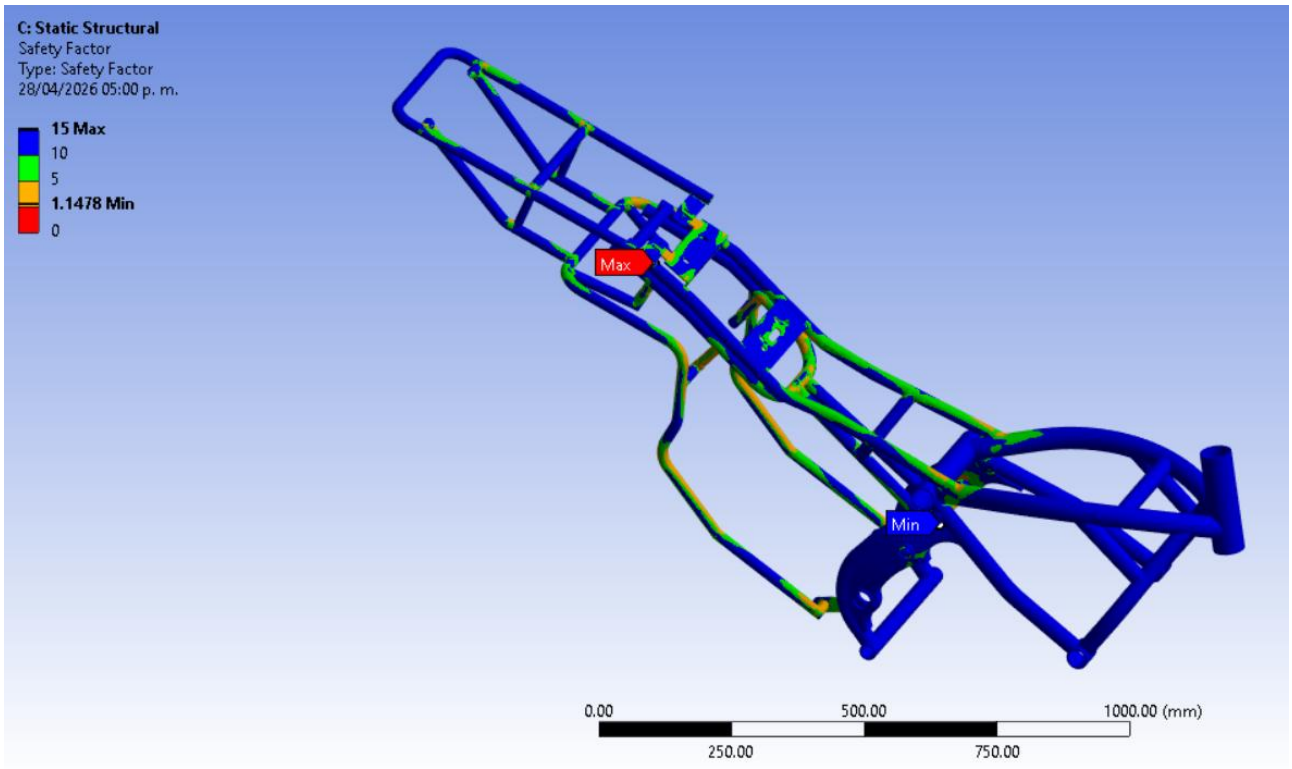
En este diseño D0 dentro del análisis a fatiga, correspondiente al diseño completamente tubular, se evaluó adicionalmente el factor de seguridad considerando una vida útil de 1×10^6 ciclos. Como resultado, se obtuvo un FS de 1.14, como se muestra en la Figura 30, lo que indica que la estructura posee un margen de seguridad ligeramente superior al límite de falla por fatiga bajo las condiciones de carga establecidas. Este valor, aunque cercano a la unidad, es coherente con el criterio de vida infinita previamente determinado, confirmando que el diseño cumple con los requisitos mínimos de resistencia a fatiga**.**

Esta respuesta estructural sugiere que el componente opera en una zona de seguridad aceptable, donde las tensiones alternantes se mantienen bajo control evitando la nucleación de microgrietas durante la vida operativa proyectada. Además, al superar el umbral crítico, se corrobora que la geometría seleccionada y las dimensiones de los

perfiles tubulares son capaces de disipar las cargas cíclicas sin comprometer la integridad del bastidor.

Figura 30.

Factor de seguridad en fatiga D0



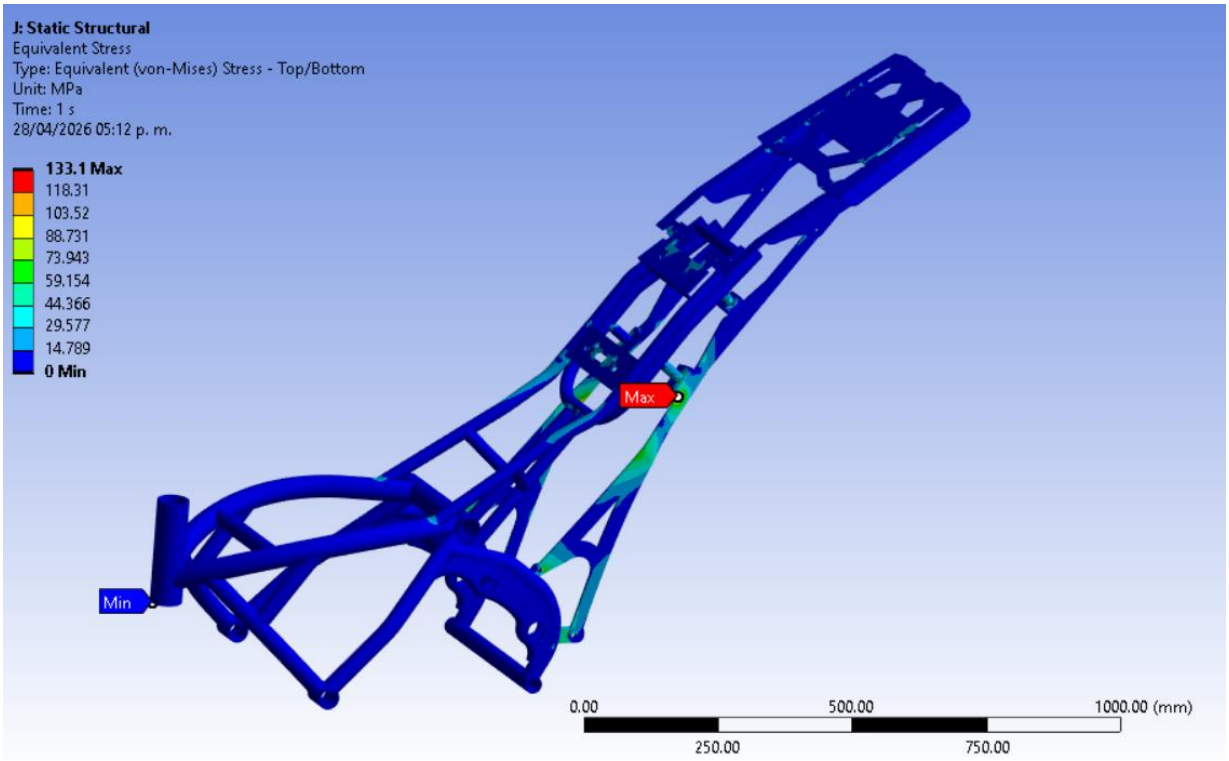
4.3 Resultados correspondientes al análisis estructural con el uso de parrilla D1

Por otro lado, en el segundo análisis, donde se mantiene el chasis de tubo redondo, pero se sustituye la parrilla por una estructura de chapa metálica, como se observa en la Figura 31, se determinó un esfuerzo máximo de Von Mises de 133.1 MPa.

En este caso, la máxima concentración de esfuerzos se presenta en el larguero izquierdo de la parrilla. Este resultado pone en evidencia un cambio en el comportamiento estructural del conjunto, ya que la zona crítica deja de estar ubicada en el chasis y se traslada hacia la parrilla, indicando que este nuevo elemento es el que absorbe en mayor medida las solicitaciones.

Figura 31.

Esfuerzo de Von Mises del ensayo estructural D1



Para el diseño D1, donde la parrilla ha sido rediseñada utilizando chapa metálica, se registró una deformación máxima de 1.73 mm, como se logra apreciar en la Figura 32, ubicada también en la zona posterior, pero específicamente en la base de la parrilla. Este comportamiento sugiere una mayor rigidez del conjunto en comparación con el primer diseño, ya que se evidencia una reducción en la magnitud de la deformación máxima.

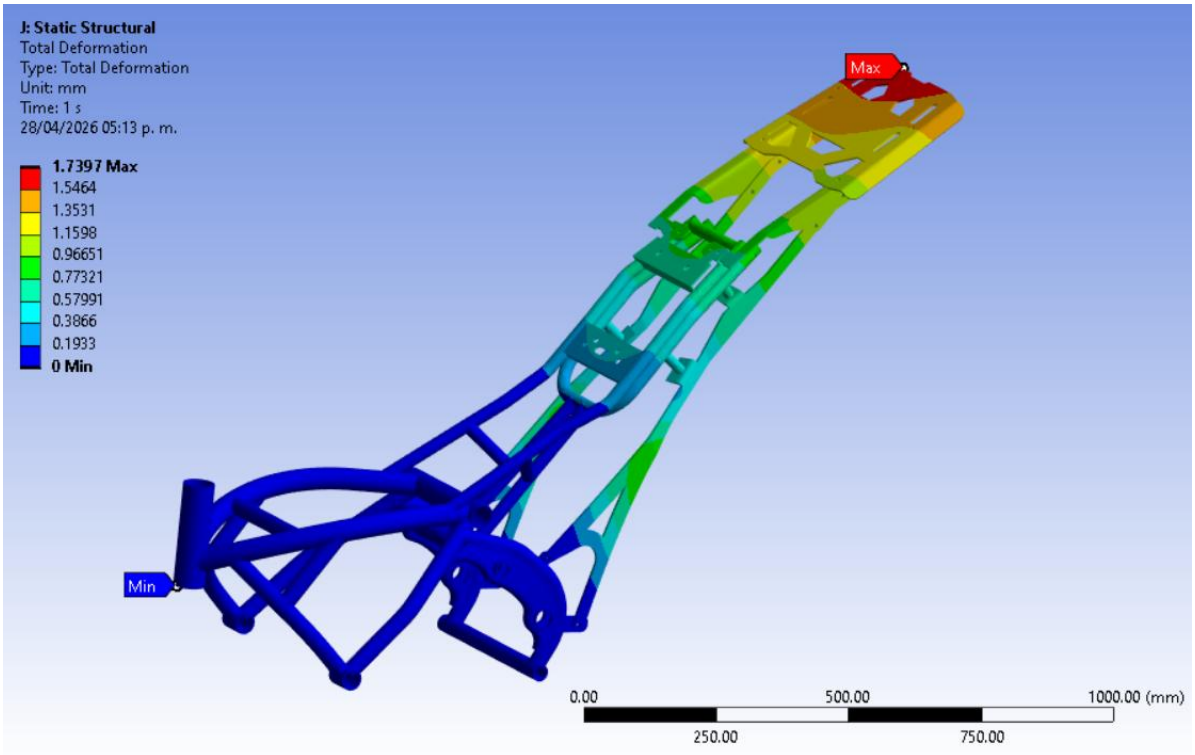
Esta mejora en la respuesta elástica es atribuible a la optimización de la sección transversal y a la mayor eficiencia en la distribución del flujo de esfuerzos propia de la chapa conformada, la cual permite una respuesta más robusta ante cargas de flexión.

Adicionalmente esta reducción en el desplazamiento relativo confirma que la configuración geométrica propuesta logra una mejor integración con el chasis principal minimizando las deflexiones geométricas perjudiciales durante la operación, por esto la rigidez incrementada no solo eleva la estabilidad estructural del componente, si no que

asegura una mejor respuesta dinámica ante las vibraciones y fuerzas asimétricas que inciden sobre la estructura de carga.

Figura 32.

Deformación Total del análisis estructural D1



Como se observa en la Figura 33, en el diseño D1, basado en la utilizando de chapa metálica, se determinó un factor de seguridad mínimo de 1.87. En este caso, el valor más crítico se encuentra en la parrilla, lo cual es coherente con la redistribución de esfuerzos previamente observada. A pesar de ser ligeramente inferior al del primer diseño, este valor continúa dentro de un rango aceptable para aplicaciones estructurales, dependiendo de los criterios de diseño adoptados.

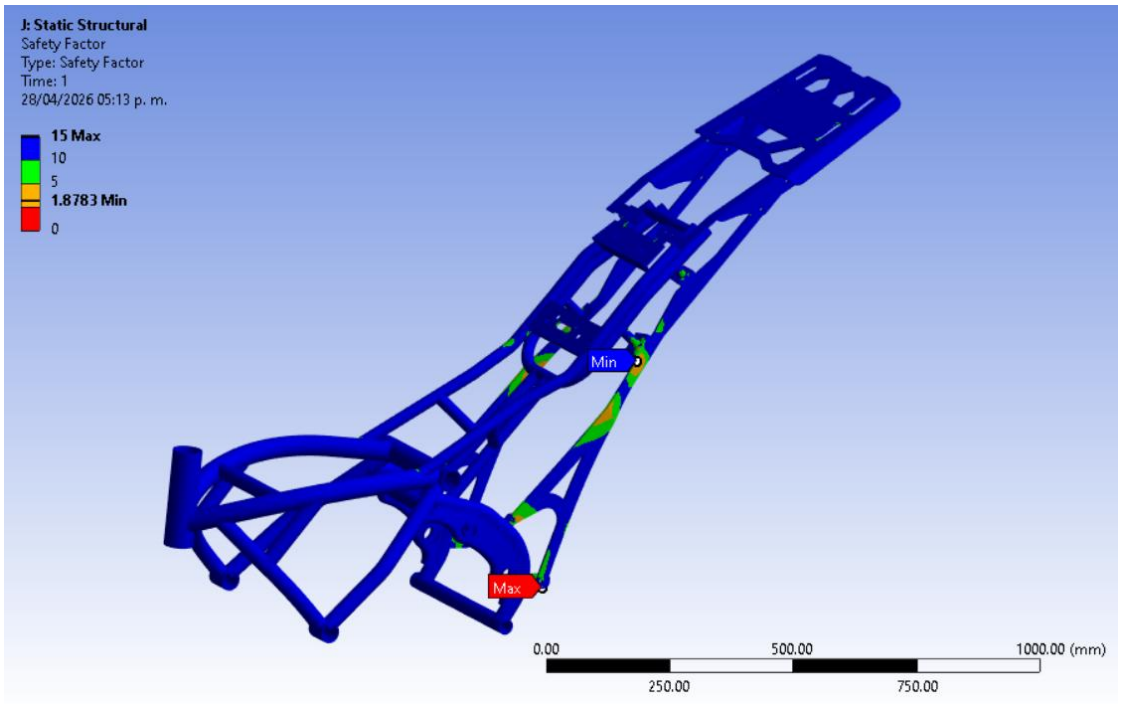
Esta ligera variación en el coeficiente no compromete la integridad del componente dado que se mantiene un margen de reserva suficiente para absorber sobrecargas operacionales sin alcanzar la zona de fluencia del material, de esta manera el resultado obtenido valida que la transición hacia la geometría de chapa conformada permite un uso más eficiente

del material logrando una reducción de masa significativa mientras se sostiene una suficiencia estructural robusta.

Por lo tanto, el diseño D1 demuestra un balance técnico óptimo, donde la capacidad de carga se preserva bajo un régimen de seguridad confiable, demostrando su viabilidad frente a las solicitaciones dinámicas impuestas por las condiciones de servicio reales.

Figura 33.

Factor de Seguridad del análisis estructural D1

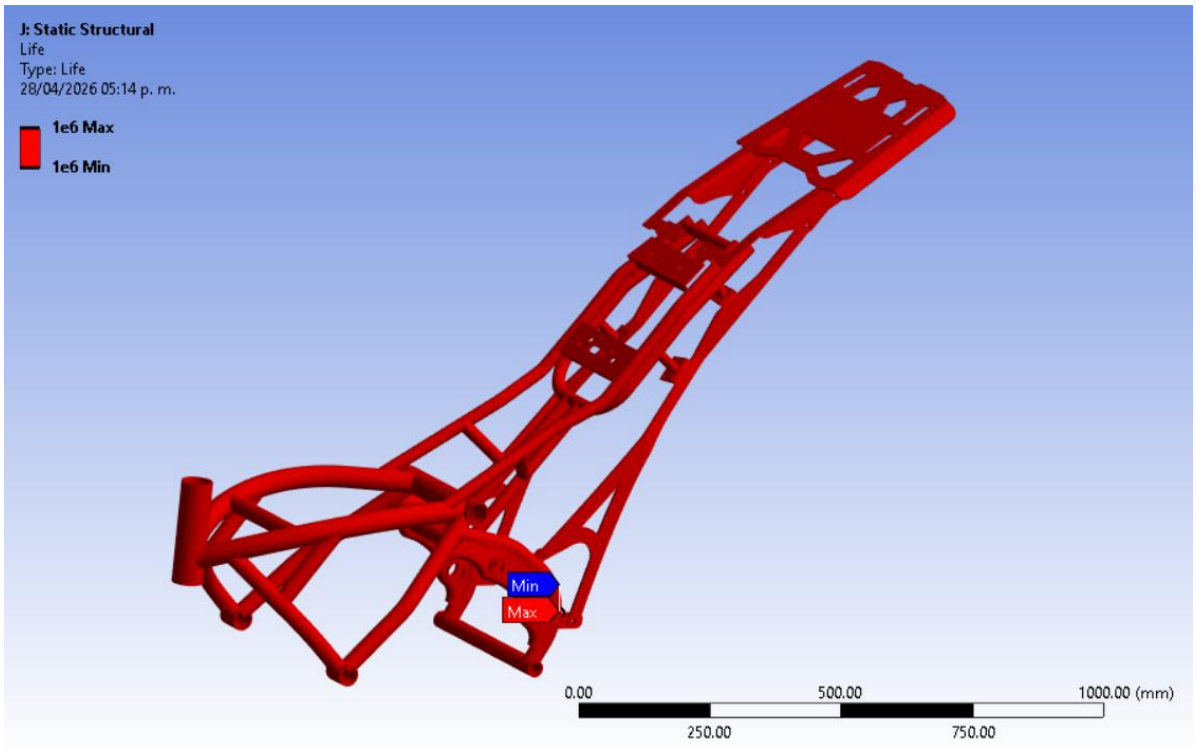


4.4 Resultados correspondientes al análisis a fatiga de la estructura con la parrilla D1

En este análisis se emplearon las mismas condiciones de evaluación: método esfuerzo–vida, criterio de Goodman y carga Zero Based. En este caso, se obtuvo igualmente una vida útil de 1×10^6 ciclos, lo que también se traduce como vida infinita. Como se evidencia en la Figura 34, este comportamiento evidencia que, a pesar de las modificaciones geométricas y la redistribución de esfuerzos observada en el análisis estático, la estructura mantiene un desempeño adecuado frente a cargas cíclicas.

Figura 34.

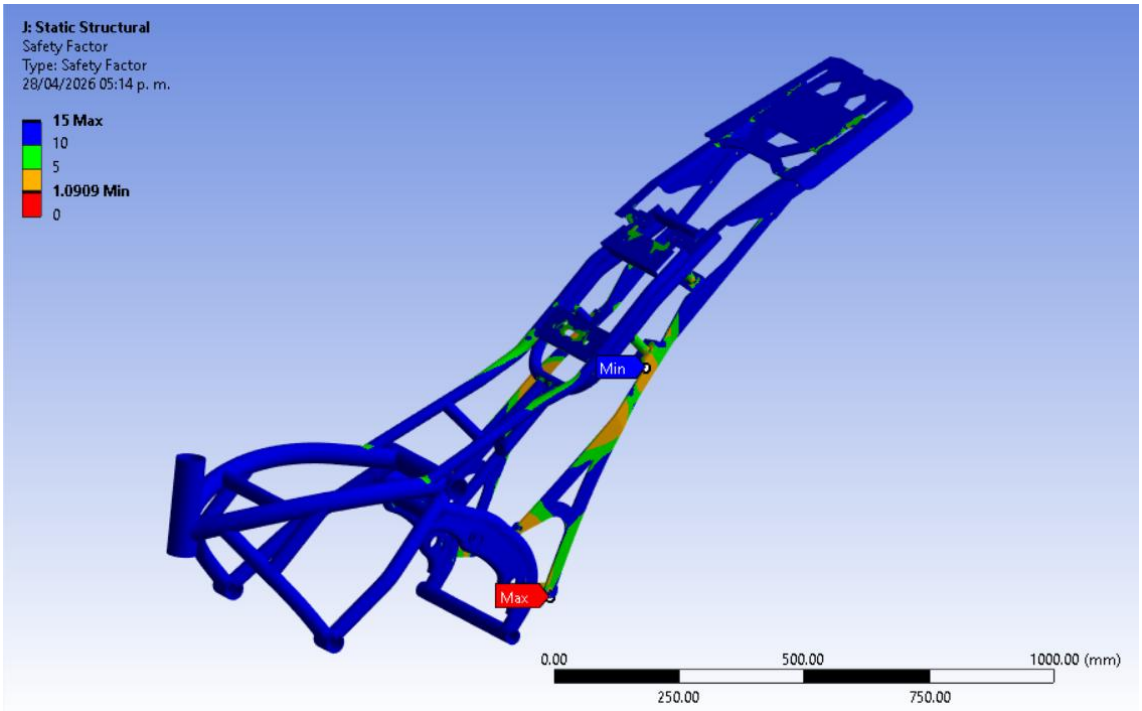
Resultado Vida en análisis a fatiga D1



Por otro lado, como se aprecia en la Figura 35, en el diseño D1 y bajo las mismas condiciones de fatiga, se determinó un factor de seguridad de 1.09 para el mismo número de ciclos. Este resultado al igual que en el caso anterior se encuentra por encima del umbral de falla, lo que valida el comportamiento a fatiga del diseño, por esto el valor ligeramente inferior sugiere un margen de seguridad más reducido en comparación con el diseño completamente tubular. Esta reducción en el coeficiente es una consecuencia directa de la mayor complejidad geométrica inherente a los componentes de chapa, donde las concentraciones de esfuerzos locales suelen ser más pronunciadas que en secciones tubulares simples. No obstante, al mantenerse por encima de la unidad, el diseño conserva la integridad estructural necesaria para resistir el crecimiento de grietas ante los ciclos de carga cíclica proyectados.

Figura 35.

Factor de seguridad en fatiga D1



4.5 Resultados en miembros estructurales sometidos a mayores esfuerzos en diseño D0 vs D1

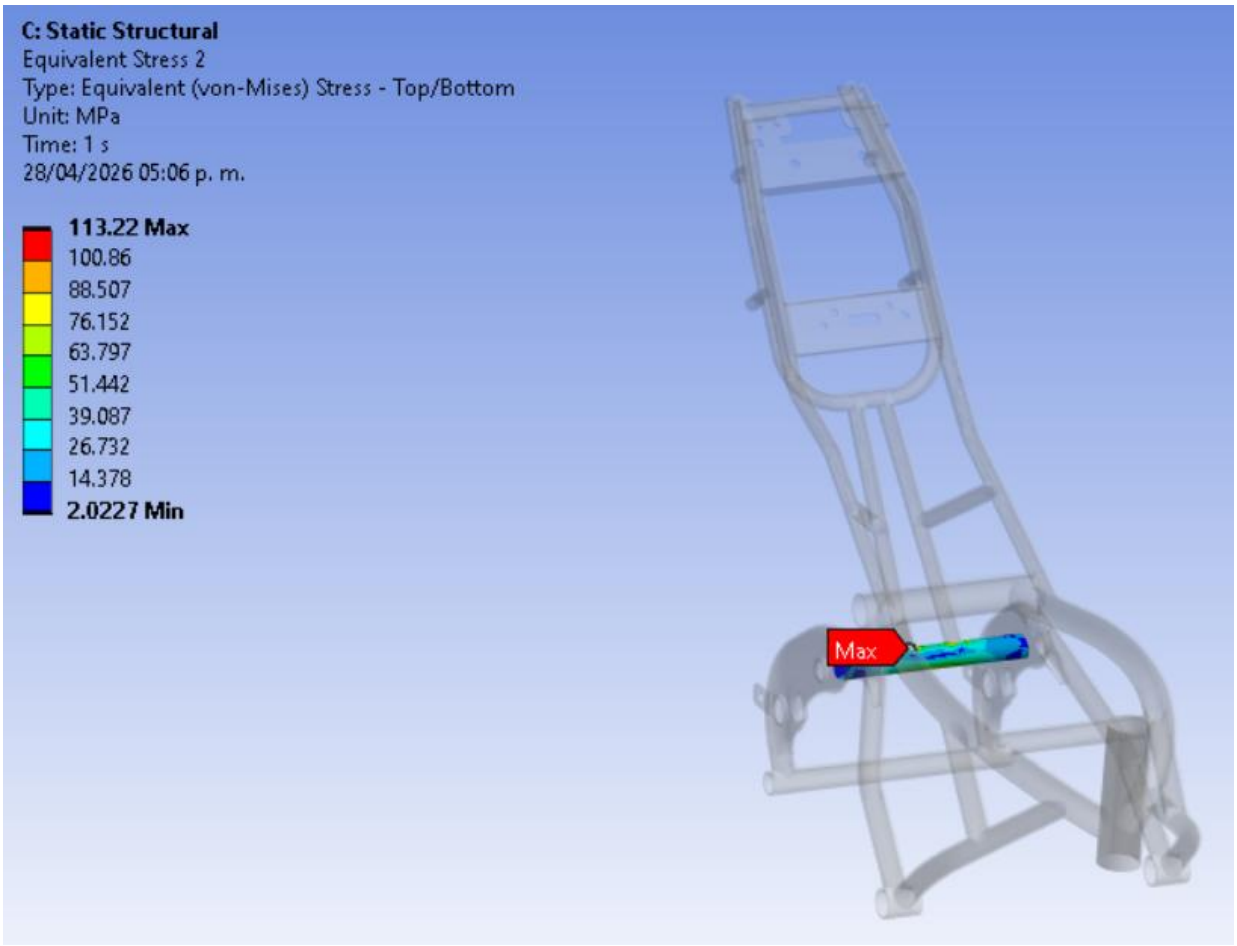
4.5.1 Esfuerzo elemento estructural 1 en diseño D0

En el análisis correspondiente al diseño completamente tubular, se evaluaron los esfuerzos en un mismo elemento estructural del chasis con el fin de identificar su nivel de solicitación bajo las condiciones de carga establecidas. Como se logra apreciar en la Figura 36, de resultado se obtuvo un esfuerzo de 113.22 MPa, lo que evidencia que en esta configuración el chasis asume una proporción significativa de las cargas aplicadas, así este comportamiento es coherente con la distribución de esfuerzos observada previamente donde el chasis actúa como el principal elemento resistente del sistema. Esta reducción en el coeficiente es una consecuencia directa de la mayor complejidad geométrica inherente a los componentes de chapa donde las concentraciones de esfuerzos locales suelen ser más pronunciadas que en secciones tubulares simples. No obstante, al

mantenerse por encima de la unidad, el diseño conserva la integridad estructural necesaria para resistir el crecimiento de grietas ante ciclos de cara cíclica proyectados.

Figura 36.

Esfuerzo Elemento Estructural 1 En Diseño D0



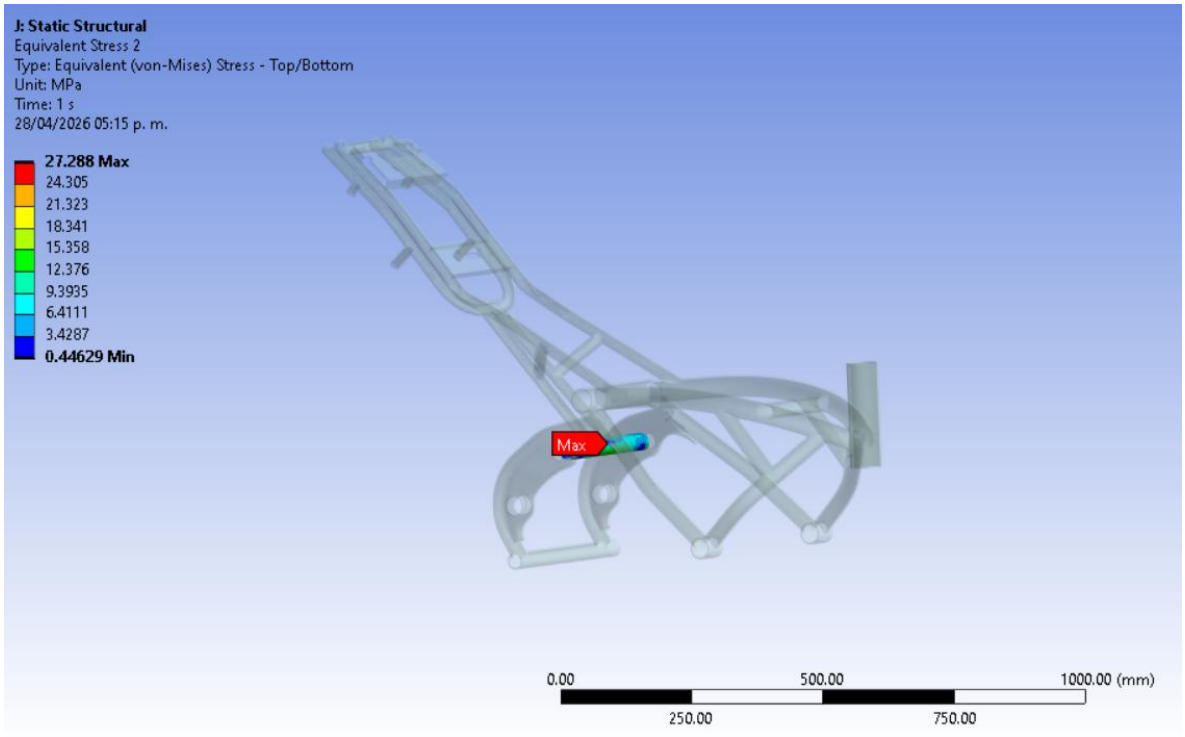
4.5.2 Esfuerzo elemento estructural 1 en diseño D1

Por otro lado, en la Figura 37 se observa el análisis del diseño que incorpora una parrilla de chapa metálica, se examinó el mismo elemento estructural del chasis bajo condiciones equivalentes. En este caso, el esfuerzo registrado fue de 27.28 MPa, valor considerablemente inferior al obtenido en el diseño tubular. Este resultado demuestra que la inclusión de la parrilla de chapa metálica contribuye a una redistribución más eficiente

de las cargas, reduciendo de manera significativa las solicitaciones en el chasis y transfiriendo parte de estas hacia la parrilla.

Figura 37.

Esfuerzo Elemento Estructural 1 En Diseño D1

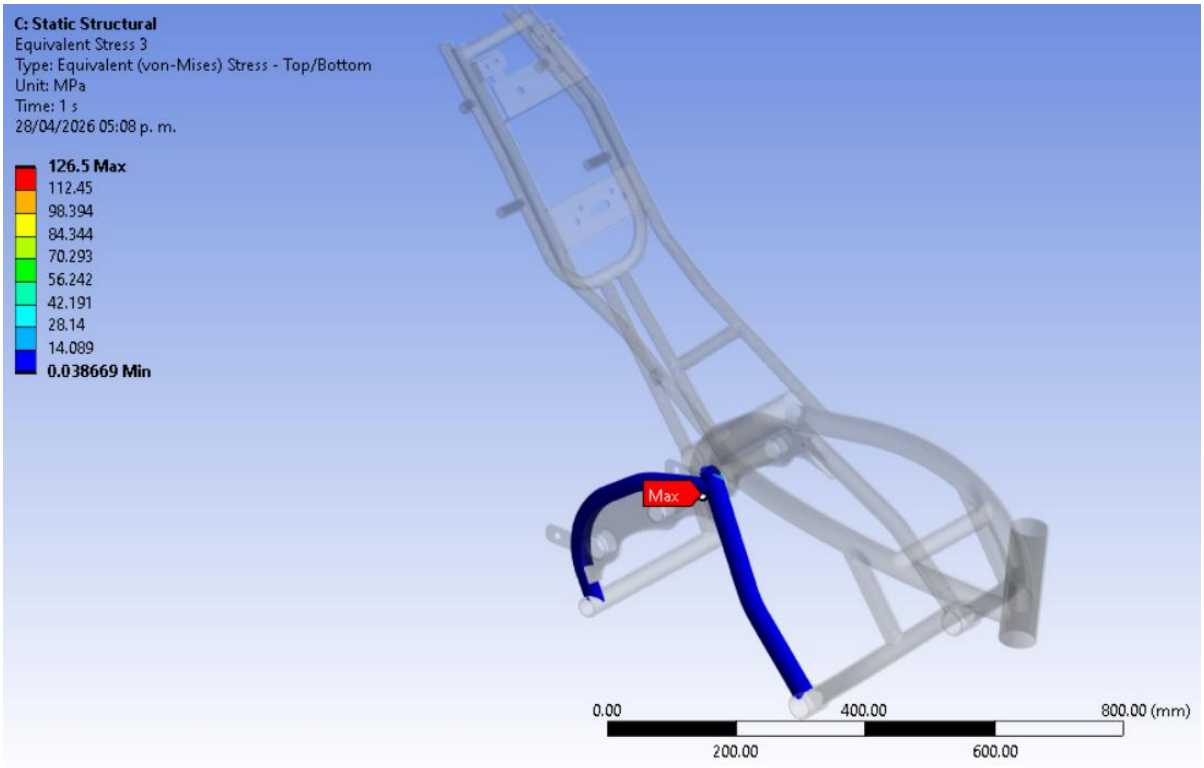


4.5.3 Esfuerzo elemento estructural 2 en diseño D0

En el análisis correspondiente al diseño completamente tubular, como se observa en la Figura 38, se evaluó un segundo elemento estructural del chasis con el fin de determinar su nivel de solicitación bajo las condiciones de carga establecidas. Como resultado se obtuvo un esfuerzo de 126.5 MPa, evidenciando nuevamente que en esta configuración, el chasis concentra una parte importante de las cargas aplicadas, de esta manera, este valor confirma la tendencia observada en el comportamiento global del sistema, donde los elementos del chasis actúan como los principales responsables de resistir las solicitaciones. Dicha magnitud de tensión demuestra que el diseño tubular gestiona eficazmente las cargas de servicio dentro del margen elástico del material, situándose significativamente por debajo del límite de fluencia nominal.

Figura 38.

Esfuerzo Elemento Estructural 2 En Diseño D0



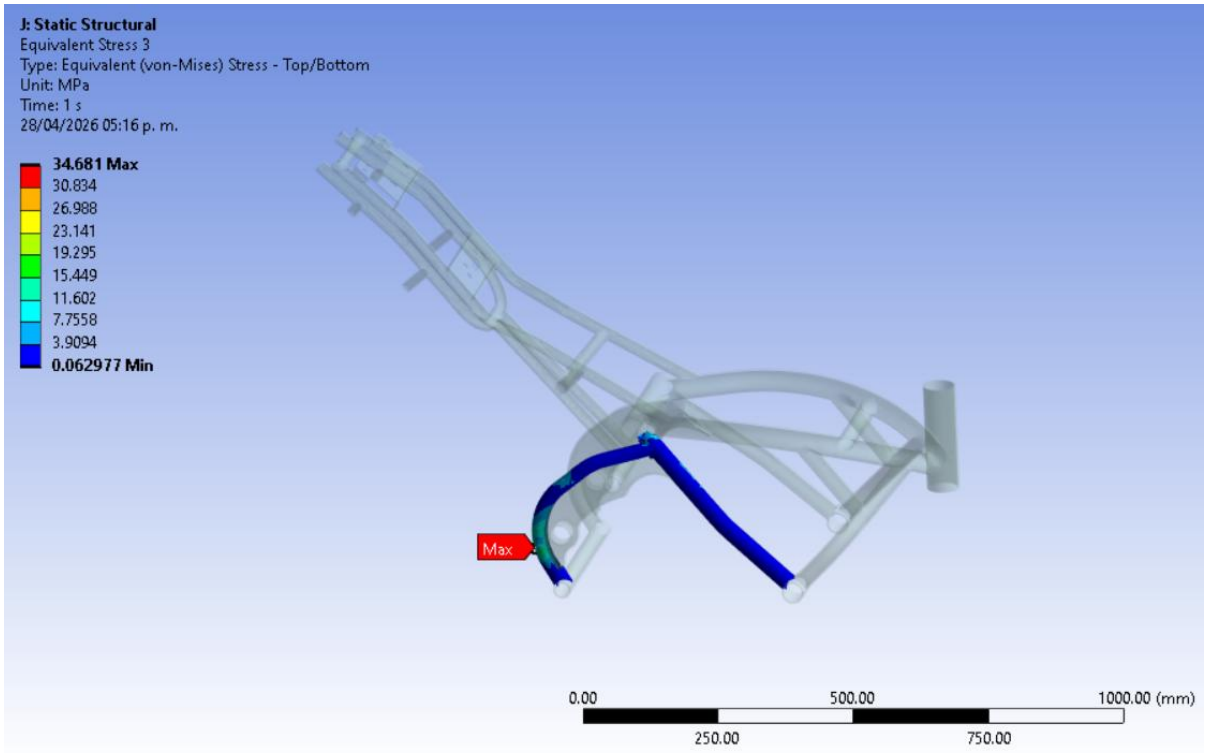
4.5.4 Esfuerzo elemento estructural 2 en diseño D1

Tal como se representa en la Figura 39, el análisis del diseño que incorpora una parrilla de chapa metálica, se examinó el mismo elemento estructural bajo condiciones equivalentes. En este caso, el esfuerzo registrado fue de 34.68 MPa, mostrando una reducción significativa en comparación con el diseño tubular. Este resultado refuerza la evidencia de que la inclusión de la parrilla de chapa metálica permite una redistribución más eficiente de las cargas, disminuyendo considerablemente las solicitaciones en los elementos del chasis y contribuyendo a un comportamiento estructural más equilibrado**.**

Esta disminución en el nivel tensional es una consecuencia directa de la mayor capacidad de absorción y reparto de cargas que aporta la nueva geometría, permitiendo que la estructura secundaria actúe como un elemento de refuerzo activo.

Figura 39.

Esfuerzo Elemento Estructural 2 En Diseño D1



4.6 Comparación de resultados

4.6.1 Esfuerzos Von Mises en análisis estático estructural D0 vs D1

Al comparar ambos diseños, se observa que el primer modelo, conformado completamente por tubo redondo, presenta un esfuerzo máximo de 126.5 MPa, mientras que el segundo modelo, que incorpora una parrilla de chapa metálica, alcanza un valor ligeramente superior de 133.1 MPa. Desde el punto de vista cuantitativo el incremento de esfuerzo en el segundo diseño es moderado lo que indica que ambas configuraciones trabajan dentro de un rango similar de solicitaciones.

De esta manera la diferencia más relevante radica en la distribución de los esfuerzos. Así en el primer diseño las mayores concentraciones se localizan en el chasis específicamente en la zona central y el costado derecho lo que sugiere que este componente es el principal elemento estructural resistente. De esta manera en el segundo diseño la zona crítica se

desplaza hacia el larguero izquierdo de la parrilla evidenciando que la incorporación de la chapa metálica modifica la ruta de transmisión de cargas y transfiere una mayor responsabilidad estructural a este elemento. Este cambio implica que, aunque el segundo diseño presenta un esfuerzo máximo ligeramente mayor también logra descongestionar el chasis redistribuyendo las cargas hacia la parrilla. Desde una perspectiva de diseño, esto puede ser favorable o desfavorable dependiendo de los criterios de ingeniería adoptados, como la capacidad resistente del material de la parrilla, su rigidez y los factores de seguridad asociados.

4.6.2 Deformación máxima en análisis estático estructural D0 vs D1

Al comparar los resultados de deformación entre ambos diseños, se evidencia una diferencia significativa en el comportamiento estructural. El primer diseño que está constituido completamente por tubo redondo presenta una deformación máxima de 2.43 mm, mientras que el segundo diseño que incorpora una parrilla de chapa metálica reduce este valor a 1.73 mm. De esta manera la disminución representa una mejora en términos de rigidez estructural ya que el segundo modelo experimenta menores desplazamientos bajo las mismas condiciones de carga.

Junto a la diferencia en magnitud también se observa una variación en la localización de la deformación máxima. En el primer diseño esta se concentra en el último tubo transversal de la parrilla evidenciando que los elementos tubulares en voladizo presentan una mayor tendencia a la flexión. En virtud de ello en el segundo diseño la deformación máxima se ubica en la base posterior de la parrilla lo que sugiere una mejor distribución de cargas a lo largo de la estructura debido a la incorporación de la chapa metálica. Con estos resultados el segundo diseño ofrece un comportamiento más rígido y eficiente al reducir tanto la magnitud de la deformación como la concentración de desplazamientos en elementos puntuales.

4.6.3 Factor de seguridad en el análisis estático estructural D0 vs D1

Al comparar los valores de factor de seguridad (FS) entre ambos diseños, se observa que el primer modelo presenta un FS mínimo de 1.97, mientras que el segundo modelo

alcanza un valor de 1.87. Desde el punto de vista cuantitativo la diferencia entre ambos es reducida lo que indica que las dos configuraciones mantienen niveles de seguridad estructural similares bajo las condiciones de carga evaluadas.

Sin embargo, la diferencia más relevante se encuentra en la ubicación del punto crítico, en el primer diseño el menor factor de seguridad se localiza en el chasis lo cual es coherente con la concentración de esfuerzos en este componente. Mientras que en el segundo diseño el valor mínimo de FS se desplaza hacia la parrilla evidenciando nuevamente el cambio en la distribución de cargas debido a la incorporación de la chapa metálica aunque el segundo diseño presenta un FS ligeramente inferior ambos valores se mantienen dentro de rangos aceptables para aplicaciones estructurales típicas, sin embargo el primer diseño ofrece un margen de seguridad ligeramente mayor en el elemento principal (chasis) mientras que el segundo transfiere parte de esta responsabilidad estructural a la parrilla.

En conjunto, esto sugiere que el primer diseño es ligeramente más conservador en términos de seguridad, mientras que el segundo diseño optimiza la distribución de cargas, aunque con una leve reducción en el margen de seguridad del elemento más solicitado.

4.6.4 Comparación del resultado vida en el análisis a fatiga para el diseño D0 vs D1

Al comparar los resultados de fatiga entre ambos diseños, se observa que tanto el primer modelo (tubo redondo en chasis y parrilla) como el segundo modelo (chasis tubular y parrilla de chapa metálica) alcanzan una vida útil de 1×10^{6} ciclos, lo cual se interpreta, bajo los criterios convencionales del método esfuerzo–vida (S–N), como vida infinita.

Desde el punto de vista cuantitativo esto indica que no existe una diferencia significativa en la durabilidad a fatiga entre ambas configuraciones bajo las condiciones de carga evaluadas, además considerando que en ambos casos se empleó la teoría de esfuerzo medio de Goodman y una carga del tipo Zero Based, los resultados son directamente comparables. Esto permite afirmar que, pese a las diferencias observadas en la distribución de esfuerzos y deformaciones en el análisis estático, dichas variaciones no afectan de manera determinante la resistencia a fatiga del conjunto.

En términos de desempeño, ambos diseños garantizan un comportamiento adecuado frente a cargas cíclicas, sin evidenciar zonas críticas que comprometan la vida útil dentro del rango analizado. Por lo tanto, la selección entre uno u otro diseño no estará condicionada por criterios de fatiga, sino más bien por aspectos como la rigidez estructural, la distribución de esfuerzos y el factor de seguridad previamente analizados.

4.6.5 Comparación del resultado factor de seguridad en el análisis a fatiga para el diseño D0 vs D1

Al comparar los valores de factor de seguridad a fatiga (FS) para ambos diseños, se observa que el primer modelo, conformado completamente por tubo redondo, presenta un valor de 1.14, mientras que el segundo modelo, que incorpora una parrilla de chapa metálica, alcanza un FS de 1.09. Desde el punto de vista cuantitativo la diferencia entre ambos es reducida, lo que indica que los dos diseños poseen un comportamiento similar frente a solicitaciones cíclicas para una vida útil de 1×10^6 ciclos.

No obstante el primer diseño ofrece un margen de seguridad ligeramente superior, lo que implica una mayor holgura frente al inicio de falla por fatiga. En contraste el segundo diseño, aunque cumple con los requisitos de resistencia a fatiga al mantener un FS mayor que la unidad presenta un margen más ajustado lo que lo hace relativamente más sensible a variaciones en las condiciones de carga concentraciones de esfuerzos o posibles imperfecciones del material. En términos generales ambos diseños son aceptables desde el punto de vista de fatiga, ya que garantizan vida infinita bajo las condiciones analizadas. Sin embargo, el primer diseño resulta levemente más conservador, mientras que el segundo optimiza otros aspectos estructurales a costa de reducir ligeramente el margen de seguridad a fatiga.

4.7 Análisis de resultados

A partir de los análisis estructurales realizados, se evidencia que ambos diseños cumplen con los criterios mínimos de resistencia y durabilidad bajo las condiciones de carga evaluadas. En términos de esfuerzo, el diseño completamente tubular presenta un valor máximo de 126.5 MPa, mientras que el diseño con parrilla de chapa metálica alcanza 133.1 MPa, mostrando un ligero incremento, no obstante la diferencia más relevante no

radica únicamente en la magnitud del esfuerzo sino en su distribución ya que en el segundo diseño la zona crítica se traslada del chasis hacia la parrilla modificando el comportamiento estructural del conjunto, en cuanto a la deformación el diseño con chapa metálica demuestra una mejora significativa al reducir el desplazamiento máximo de 2.43 mm a 1.73 mm, lo que evidencia un incremento en la rigidez global del sistema este comportamiento se complementa con los resultados del factor de seguridad estático donde ambos diseños presentan valores aceptables (1.97 para el diseño tubular y 1.87 para el diseño con chapa), siendo el primero ligeramente más conservador.

Desde el punto de vista de fatiga, ambos diseños alcanzan una vida útil de 1×10^6 ciclos lo que se traduce como vida infinita bajo el enfoque esfuerzo–vida y el criterio de Goodman con carga Zero Based. Sin embargo, al analizar el factor de seguridad a fatiga se observa que el diseño tubular presenta un valor de 1.14 frente a 1.09 del diseño con chapa metálica lo que indica nuevamente un margen de seguridad ligeramente mayor en el primer caso aunque ambos se mantienen dentro de rangos aceptables.

Finalmente el análisis detallado de elementos específicos del chasis permite evidenciar la principal ventaja del diseño con parrilla de chapa metálica. En los elementos evaluados, los esfuerzos se reducen significativamente de 113.22 MPa a 27.28 MPa y de 126.5 MPa a 34.68 MPa, lo que confirma una redistribución eficiente de las cargas y una disminución considerable de las solicitaciones en el chasis.

En general se puede indicar que, aunque el diseño completamente tubular presenta un comportamiento ligeramente más conservador en términos de factor de seguridad, el diseño con parrilla de chapa metálica ofrece ventajas estructurales importantes, tales como una mayor rigidez y una notable reducción de esfuerzos en el chasis. Por lo tanto el uso de chapa metálica en la parrilla se considera viable y técnicamente favorable siempre que se garantice que este componente cumpla con los requisitos de resistencia y seguridad establecidos ya que permite optimizar la distribución de cargas y mejorar el desempeño estructural global del sistema, la siguiente **Tabla 6** sintetiza los parámetros comparativos analizados, permitiendo visualizar la relación entre las mejoras en el desempeño estructural y los márgenes de seguridad obtenidos en cada variante:

Tabla 6. Comparación de resultados

Parámetro de Evaluación	Diseño D0 (Tubular)	Diseño D1 (Chapa)	Diferencia/Observación
Esfuerzo Máximo [MPa]	126.5	133.1	Ligero incremento en D1
Deformación Máxima [mm]	2.43	1.73	Mejora en rigidez (28.8%)
Factor de Seguridad (Estático)	1.97	1.87	Ambos cumplen criterios
Factor de Seguridad (Fatiga)	1.14	1.09	Ambos cumplen vida infinita
Esfuerzo Elemento 1 [MPa]	113.22	27.28	Reducción significativa
Esfuerzo Elemento 2 [MPa]	126.5	34.68	Reducción significativa

CAPÍTULO V

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1 Conclusiones

- Se logró la digitalización y parametrización tridimensional exacta del chasis estructural de la motocicleta y de las dos variantes de estudio; la parrilla tubular (D0) y la alternativa basada en chapa metálica (D1). Este modelado sólido permitió definir con rigor de ingeniería las restricciones geométricas y puntos de sujeción, dejando listo el ensamble para una discretización y mallado eficientes en la etapa de preprocesamiento CAE.
- Se parametrizó correctamente el entorno de simulación introduciendo los vectores de fuerza equivalentes a la masa del piloto, acompañante y el volumen máximo de equipaje. Al simular el régimen dinámico mediante el método esfuerzo-vida y aplicar el criterio de corrección de Goodman bajo cargas cíclicas *zero-based*, se determinó que ambas estructuras superan el umbral de 1 x 10^6 ciclos. Esto valida que mecánicamente ambos componentes ingresan en la zona de vida infinita bajo las solicitaciones cíclicas de compresión-liberación modeladas.
- Los resultados numéricos demostraron que la geometría de sección cerrada y el incremento de los apoyos de la parrilla de chapa metálica aumentan sustancialmente la rigidez flexional del conjunto trasero. Esto se evidenció al registrar una reducción del 28.8% en el desplazamiento elástico máximo en el voladizo, el cual bajó de 2.43 mm a 1.73 mm, contrarrestando la flexibilidad estructural excesiva del diseño tubular original que compromete la estabilidad cinemática de la motocicleta en orden de marcha.
- El análisis FEM estático localizó el punto crítico del diseño tubular directamente sobre los tubos del chasis del vehículo, alcanzando una tensión de 126.5 MPa. El rediseño de chapa metálica solucionó eficientemente esta problemática al aislar mecánicamente el chasis, reduciendo sus esfuerzos a un rango seguro de 27.28 MPa a 34.68 MPa; sin embargo, trasladó el punto de concentración de tensiones

hacia su propio larguero izquierdo con un valor de 133.1 MPa, lo que ajustó el factor de seguridad estático a 1.87 y el de fatiga a 1.09.

5.2 Recomendaciones

- Se sugiere simplificar los modelos CAD para futuras simulaciones, eliminando roscas o redondeos pequeños que no aportan rigidez a la estructura. Esto limpia la geometría, reduce notablemente el tiempo de mallado en el software y evita errores de convergencia al exportar los ensambles.
- Se recomienda complementar este estudio en próximas investigaciones mediante un Análisis Dinámico Transitorio (*Transient Structural*). Esto permitirá evaluar de forma más real el impacto de las fuerzas dinámicas (fuerzas G) y las vibraciones provocadas por las irregularidades del terreno o baches durante la conducción *off-road*.
- Para mejorar la rigidez a la flexión sin aumentar el espesor ni el peso de la lámina de acero, se recomienda añadir pestañas dobladas en los bordes de la parrilla D1. Esto incrementa mecánicamente su momento de inercia y la hace más resistente a doblarse bajo carga.
- Se recomienda modificar el larguero izquierdo de la parrilla D1 aumentando localmente el espesor de la chapa. Al concentrar el cambio solo en esta zona crítica, se mejoran los márgenes de seguridad frente a cargas estáticas y cíclicas (fatiga) sin perder la ligereza que caracteriza a la propuesta.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

[1] V. Jamadar, "Recent Trends in Automation and Automobile Engineering Topology Optimization and Lightweight Chassis Design for Electric Vehicles: A Review Based on Finite Element Analysis", [Online]. Available: http://www.hbrppublication.com

[2] N. O. T. Simanjuntak, Z. M. T. Htoo, and M. Singh, "Finite element analysis of electric motorcycle frame using SolidWorks: A comparative study of circular tube and square tube," *Journal of Engineering Researcher and Lecturer*, vol. 2, no. 2, pp. 50–55, Jul. 2023, doi: 10.58712/jerel.v2i2.46.

[3] L. Zhang, C. Lu, and K. Tieu, "Fatigue Analysis of a Motorcycle Frame System Based on a Road Test and the Finite Element Method," *Materials Science Forum*, vol. 773–774, pp. 842–850, Nov. 2013, doi: 10.4028/www.scientific.net/MSF.773-774.842.

[4] X. Wang, P. Sun, W. Zuo, and J. Bai, "Multi-objective optimization of automobile body frame considering weight, rigidity, and frequency for conceptual design," *Advances in Mechanical Engineering*, vol. 14, no. 2, Feb. 2022, doi: 10.1177/16878132221078495.

[5] C. Filipe and L. Vieira, "FACULDADE DE ENGENHARIA DA UNIVERSIDADE DO PORTO Structural Evaluation of a Motorcycle Frame," 2014.

[6] S. Hadimani and S. Sridhar, "Modelling And Structural Analysis Of Two Wheeler Chasis Frame," 2018. [Online]. Available: www.ijedr.org

[7] M. Bagawan, M. Krishna, P. Kumar, K. Krishna, T. Fatima, and V. Haygriva, "Design and analysis of electric motorcycle chassis frame," *Mater. Today Proc.*, May 2023, doi: 10.1016/j.matpr.2023.05.072.

[8] V. N. B. P. Sodisetty, A. Pandey, D. Iyer, and N. Kumar, *Torsional Stiffness Analysis of a Tubular Space-frame Chassis*. 2019. doi: 10.4271/2019-28-0033.

[9] S. Hiremath, N. Kumar, and L. Rathod, "IJESRT INTERNATIONAL JOURNAL OF ENGINEERING SCIENCES & RESEARCH TECHNOLOGY MODAL ANALYSIS OF TWO WHEELER CHASIS," *International Journal of Engineering Sciences*, vol. 5, no. 7, 2016, doi: 10.5281/zenodo.56899.

[10] Y. Feng and X. Jun, "Dynamic-characteristic analysis and improvement of 125 motorcycle body structure," in *IOP Conference Series: Materials Science and*

Engineering, IOP Publishing Ltd, Dec. 2019. doi: 10.1088/1757-899X/677/3/032078.

[11] V. Cossalter, A. Doria, M. Massaro, and L. Taraborrelli, "Experimental and numerical investigation on the motorcycle front frame flexibility and its effect on stability," *Mech. Syst. Signal Process.*, vol. 60–61, pp. 452–471, 2015, doi: https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2015.02.011.

[12] S. Tabak and R. Ekici, "Investigation of Mechanical Behaviors of Motorcycle Frames Designed from Steel and Hybrid Materials under Static and Dynamic Loading," *Gazi University Journal of Science*, vol. 38, no. 1, pp. 342–370, Mar. 2025, doi: 10.35378/gujs.1455348.

[13] I. G. N. Kesawa and Ir. I. Iskandar, "Analysis of Material Failure Due to Rigidity Changes on a Motorcycle Frame Body Structure," *Saudi Journal of Engineering and Technology*, vol. 7, no. 3, pp. 156–164, Mar. 2022, doi: 10.36348/sjet.2022.v07i03.007.

[14] H. M. Dai, B. H. Chen, C. M. Hsu, C. L. Lin, and C. F. Yang, "Analyses of Full-load, Modal, and Fatigue Life of Electric Motorcycle Frame Using Finite Element Software ANSYS," *Sensors and Materials*, vol. 35, no. 8, pp. 2817–2829, 2023, doi: 10.18494/SAM4461.

[15] M. Bocciolone, F. Cheli, M. Pezzola, and R. Viganò, "Static and dynamic properties of a motorcycle frame: experimental and numerical approach," 2005. [Online]. Available: www.witpress.com,

[16] Tribó Arnau Milla, "ESTUDIO MEDIANTE EL MEF DEL COMPORTAMIENTO DEL CHASIS DE UNA MOTOCICLETA," Sep. 2015.

[17] Gonzales Fernández Óscar, "Diseño, modelización y fabricación de un chasis para una motocicleta de competición," Sep. 2012.

[18] Casajús Luis, "Geometría de la motocicleta," 2006. [Online]. Available: www.centro-zaragoza.com

[19] L. Taraborrelli, V. Favaron, and A. Doria, "The effect of swingarm stiffness on motorcycle stability: experimental measurements and numerical simulations."

[20] Molina Redrobán Rodrigo Daniel, Jiménez González Emilio Leonardo, and Chica Castro Luis Antonio, "Diseño mediante simulación de la estructura para una motocicleta eléctrica," vol. 5, no. 1, pp. 28–43, Nov. 2019, doi: 10.23857/dc.v5i1.991.

[21] Ramírez Salamea Edson Dahirí and Sarango Quizhpe Richard Eduardo, "Análisis De Prestaciones Mecánicas Del Chasis Y Basculante De Una Motocicleta Eléctrica Utilizando Software (CAE).," 2024.

[22] Duchitanga Merchán José Francisco and Roa Reinoso José Luis, ""Medición de esfuerzos y deformaciones por cargas estáticas en el chasis de una motocicleta eléctrica.," 2024.

[23] K. L. Molski, P. Tarasiuk, and G. Glinka, "Stress concentration at cruciform welded joints under axial and bending loading modes," Aug. 2020, doi: 10.1007/s40194-020-00966-4/Published.

[24] P. Liao, R. Zhao, X. Wei, Y. Jia, L. Cui, and Y. Wang, "Stress concentration coefficients of optimized cope-hole welded detail," *Journal of Modern Transportation*, vol. 25, no. 4, pp. 279–286, Dec. 2017, doi: 10.1007/s40534-017-0141-y.

[25] W. K. Liu, S. Li, and H. S. Park, "Eighty Years of the Finite Element Method: Birth, Evolution, and Future," Oct. 01, 2022, *Springer Science and Business Media B.V.* doi: 10.1007/s11831-022-09740-9.

[26] S. Behseresht, Y. H. Park, A. Love, and O. A. Valdez Pastrana, "Application of Numerical Modeling and Finite Element Analysis in Fused Filament Fabrication: A Review," Sep. 01, 2024, *Multidisciplinary Digital Publishing Institute (MDPI)*. doi: 10.3390/ma17174185.

[27] F. P. Beer, E. R. Johnston, J. T. DeWolf, and D. F. Mazurek, *Mechanics of Materials*, 8th ed. New York, NY: McGraw-Hill, 2020.

[28] R. G. Budynas and J. K. Nisbett, *Shigley's Mechanical Engineering Design*, 11th ed. New York, NY: McGraw-Hill, 2020.

[29] W. C. Young, R. G. Budynas, and A. M. Sadegh, *Roark's Formulas for Stress and Strain*, 9th ed. New York, NY: McGraw-Hill, 2020.

[30] J. M. Gere and B. J. Goodno, *Mechanics of Materials*, 9th ed. Boston, MA: Cengage Learning, 2017.

[31] S. 3D, "Einstar: Escáner 3D portátil para el consumidor," 2026. [Online]. Available: https://www.shining3d.com/es/einstar-esc%C3%A1ner-3d-port%C3%A1til-para-el-consumido/

[32] MatWeb, “Acero ASTM A36, laminado en caliente,” 2026. [Online]. Available: https://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=d1844977c5c8440cb9a3a967f8909c3a&ckck=1

[33] J. G. Ardila-Marín, D. A. Hincapié-Zuluaga, and J. A. Sierra-del-Río, “Independencia de malla en tubos torsionados para intercambio de calor: Caso de estudio,” *Revista de la Facultad de Ciencias*, vol. 5, no. 1, pp. 124–140, 2016, doi: 10.15446/rev.fac.cienc.v5n1.54231.