

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA

FACULTAD DE INGENIERÍA

ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA



UNS
UNIVERSIDAD
NACIONAL DEL SANTA

Modelamiento, simulación y diseño de un suspensor de ejes para un semirremolque plataforma tres ejes para la empresa FAMECA S.A.C.

Tesis para obtener el Título Profesional de Ingeniero Mecánico

AUTOR:

Bach. Alcalde Corcio, Diego Alonso

Codigo 0009-0005-1384-344X

ASESOR:

Ing. Risco Ojeda, Rusber Alberto

Codigo 0000-0003-0194-169X

Nuevo Chimbote – Perú

2026

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA
FACULTAD DE INGENIERIA
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA

CARTA DE CONFORMIDAD DEL ASESOR

La presente tesis para Título ha sido revisada y desarrollada en cumplimiento del objetivo propuesto y reúne las condiciones formales y metodológicas, estando en cuadro dentro de las áreas y líneas de investigación conforme el reglamento general para obtener el Título profesional en la Universidad Nacional del Santa de acuerdo con la denominación siguiente:

Tesis para obtener el Título Profesional de Ingeniero Mecánico

**“MODELAMIENTO, SIMULACIÓN Y DISEÑO DE UN SUSPENSOR DE EJES
PARA UN SEMIRREMOLQUE PLATAFORMA TRES EJES PARA LA EMPRESA
FAMECA S.A.C.”**

Autor:

Bach. Alcalde Corcio, Diego Alonso



Msc. Risco Ojeda Rusber Alberto
COD. ORCID 0000-003-0194-169X

DNI: 32903454

Asesor

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA
FACULTAD DE INGENIERIA
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA

CARTA DE CONFORMIDAD DEL JURADO

El presente trabajo de tesis titulado: **“MODELAMIENTO, SIMULACIÓN Y DISEÑO DE UN SUSPENSOR DE EJES PARA UN SEMIRREMOLQUE PLATAFORMA TRES EJES PARA LA EMPRESA FAMECA S.A.C.”**, para obtener el título profesional de Ingeniero Mecánico, presentado por el bachiller: Alcalde Corcio Diego Alonso con código de matrícula N°0201716038, que tiene como asesor al Msc. Risco Ojeda Rusber Alberto, según R.D. N° 392-2023-UNS-FI.

Ha sido revisado y aprobado el día 16 de octubre del 2026 por el siguiente jurado evaluador.



Msc. Escalante Espinoza, Nelder Javier
COD. ORCID 0000-0001-8586-3021
DNI: 32763819
Presidente



Msc. Calderón Rodríguez, Luis Carlos
COD. ORCID 0000-0002-9447-2257
DNI: 32977058
Secretario



Msc. Risco Ojeda Rusber Alberto
COD. ORCID 0000-0003-0194-169X
DNI: 32903454
Integrante

ACTA DE INSTALACIÓN PARA SUSTENTACIÓN INFORME FINAL DE TESIS

El día 14 del mes de agosto del año dos mil veintiséis, siendo las 11:00 am. En el Laboratorio de Uso Múltiple de la Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica-FI-UNS, en concordancia a lo dispuesto en el Oficio Múltiple N° 034-2022-UNS-CU-SG, se instaló el Jurado Evaluador designado mediante Resolución N°-110-2026-UNS-CFI, y de expedito según Resolución Decanal N° 413-2026-UNS-FI integrado por los docentes: **Msc. Nelver Javier Escalante Espinoza (presidente)**, **Msc. Luis Carlos Calderón Rodríguez (secretario)** y el **Msc. Rusber Alberto Risco Ojeda (Integrante)**, para dar inicio a la sustentación de la Tesis titulada: **"MODELAMIENTO, SIMULACIÓN Y DISEÑO DE UN SUSPENSOR DE EJE PARA UN SEMIRREMOLQUE PLATAFORMA TRES EJES PARA LA EMPRESA FAMECA SAC"**, presentado por el bachiller: **ALCALDE CORCIO DIEGO ALONSO**, con código de matrícula **N°0201716038**, quien fue asesorado por el Msc. Rusber Alberto Risco Ojeda, según Resolución Decanal N.º 392-2023-UNS-FI.

El Jurado Evaluador, después de deliberar sobre aspectos relacionados con el trabajo, contenido y sustentación del mismo, y con las sugerencias pertinentes en concordancia con el Reglamento General de Grados y Títulos, vigente, declaran aprobar:

BACHILLER	PROMEDIO VIGESIMAL	PONDERACIÓN
ALCALDE CORCIO DIEGO ALONSO	17	BUENO

Siendo las 12:00 p.m. del mismo día, se dio por terminado el acto de sustentación, firmando la presente acta en señal de conformidad.

Nuevo Chimbote, agosto 14 de 2026


Msc. Nelver Javier Escalante Espinoza
PRESIDENTE
Msc. Luis Carlos Calderón Rodríguez
SECRETARIO
Msc. Rusber Alberto Risco Ojeda
INTEGRANTE



Recibo digital

Este recibo confirma que su trabajo ha sido recibido por Turnitin. A continuación podrá ver la información del recibo con respecto a su entrega.

La primera página de tus entregas se muestra abajo.

Autor de la entrega:	Diego Alonso ALCALDE CORCIO
Título del ejercicio:	Tesis. 2026
Título de la entrega:	Modelamiento, simulación y diseño de un suspensor de ejes p...
Nombre del archivo:	IFT_Alcade_Corcio_Diego_Alonso_09_10_2026.pdf
Tamaño del archivo:	1.94M
Total páginas:	154
Total de palabras:	24,234
Total de caracteres:	139,691
Fecha de entrega:	09-oct-2026 03:53p. m. (UTC-0500)
Identificador de la entrega:	3055316323

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA



Modelamiento, simulación y diseño de un suspensor de ejes para un
vehículo todoterreno para la empresa FAMECA S.A.C.
Trabajo para obtener el Título Profesional de Ingeniero Mecánico

AUTOR:
Ing. Alvaro Corcio, Diego Alonso

ASESOR:
Ing. Rocio Ojeda, Walter Alberto
Código 0000-0003-0194-1000
Nueva Chimote - Perú
2026

Modelamiento, simulación y diseño de un suspensor de ejes para un semirremolque plataforma tres ejes para la empresa FAMECA S.A.C.

INFORME DE ORIGINALIDAD

10%

INDICE DE SIMILITUD

10%

FUENTES DE INTERNET

2%

PUBLICACIONES

3%

TRABAJOS DEL ESTUDIANTE

FUENTES PRIMARIAS

1	dspace.unitru.edu.pe Fuente de Internet	5%
2	juanferia.com Fuente de Internet	1%
3	repositorio.ucv.edu.pe Fuente de Internet	1%
4	repositorio.uns.edu.pe Fuente de Internet	<1%
5	hdl.handle.net Fuente de Internet	<1%
6	alicia.concytec.gob.pe Fuente de Internet	<1%
7	repositorio.upse.edu.ec Fuente de Internet	<1%
8	www.mdpi.com Fuente de Internet	<1%
9	Submitted to Universidad Andina del Cusco Trabajo del estudiante	<1%
10	Submitted to Universidad Nacional de Cajamarca Trabajo del estudiante	<1%
11	idoc.pub Fuente de Internet	<1%
12	repositorio.unap.edu.pe Fuente de Internet	<1%
13	repositorio.undac.edu.pe Fuente de Internet	<1%
14	repositorio.ucsm.edu.pe Fuente de Internet	<1%

doi.org

DEDICATORIA

A Dios, por ser mi guía y fortaleza en cada etapa de este camino, y por permitirme culminar esta meta que hoy se convierte en un motivo de gratitud.

A mis padres, por su amor incondicional, sus consejos y su esfuerzo constante, que han sido el impulso para seguir adelante aun en los momentos más difíciles.

A mis hermanas, por acompañarme en el camino de la vida; y a la memoria de mi hermana, que desde el cielo sigue siendo parte de cada uno de mis logros.

A mi familia, por su apoyo incondicional, por sus consejos, a mis abuelos Papá Victor y Mamá Ina, por siempre confiar en mí, y mis tías por siempre acompañarme en todo momento. A mi madrina por guiarme desde muy pequeño, les dedico esto con mucho cariño.

AGRADECIMIENTO

A Dios, por darme salud, paciencia y claridad para afrontar cada etapa del proceso de investigación.

A mis padres, por su respaldo absoluto, sus consejos y la confianza que depositaron en mí para culminar esta meta profesional.

A mis hermanas, por su apoyo y motivación en los momentos de mayor exigencia.

Agradezco de manera especial a mi enamorada, por su apoyo constante, comprensión y paciencia a lo largo del desarrollo de la presente tesis, brindándome ánimo y motivación en los momentos más exigentes de este proceso.

De manera especial, agradezco a mi asesor(a) de tesis, por su orientación académica y observaciones oportunas. Asimismo, agradezco a la empresa FAMECA S.A.C., por las facilidades brindadas e información proporcionada para el desarrollo del estudio titulado “Modelamiento, simulación y diseño de un suspensor de ejes para un semirremolque plataforma tres ejes para la empresa FAMECA S.A.C.”.

Índice general

DEDICATORIA	ii
AGRADECIMIENTO.....	iii
Índice general.....	iv
Índice de tablas	viii
Índice de figuras	ix
RESUMEN	xi
ABSTRACT	xii
Capítulo I: INTRODUCCIÓN	1
1.1. Descripción del problema.....	2
1.2. Objetivos.....	4
1.2.1. Objetivo General	4
1.2.2. Objetivos Específicos.....	4
1.3. Formulación de la hipótesis.....	4
1.4. Justificación e Importancia	5
1.4.1. Justificación Teórica	5
1.4.2. Justificación Económica.....	5
1.4.3. Justificación Tecnológica	5
1.4.4. Importancia	6
1.4.5. Aporte	7

1.4.6. Limitaciones	8
Capítulo II: MARCO TEÓRICO	9
2.1. Antecedentes de la investigación:	10
2.2. Marco Conceptual	18
2.2.1. Método de Lagrange y Función de Disipación.	18
2.2.2. Análisis de Espacio de Estado	18
2.2.3. Semirremolque	22
2.2.3.1. Semirremolque frigorífico	22
2.2.3.2. Semirremolque tauliner	23
2.2.3.3. Semirremolque basculante	24
2.2.3.4. Semirremolque portacontenedor	25
2.2.3.5. Semirremolque caja abierta	26
2.2.4. Sistema suspensor de ejes de un semirremolque	27
2.2.5. Esquema del Suspensor de Ejes	31
2.2.5.1. Cámara de Aire y Bolsa Neumática	31
2.2.5.2. Análisis de Cámara de Aire	32
2.2.5.3. El Neumático	34
2.2.5.4. El Eje	35
2.2.6. Cinemática del Eje Elevable	35
2.2.6.1. Cálculo Cinemático del mecanismo de Elevación	36

2.2.6.2. Ecuación Gobernante Condición de carga vertical	36
2.2.7. <i>Análisis de Cargas Estáticas y Dinámicas</i>	44
2.2.7.1. Cargas y su Importancia en el Diseño Estructural	44
2.2.7.2. Cargas Estáticas.....	44
2.2.7.3. Cargas Dinámicas.....	44
2.2.7.4. Importancias de las Cargas Dinámicas en Semirremolques.....	45
2.2.8. <i>Matlab</i>	45
2.2.9. <i>Autodesk Inventor</i>	46
2.2.10. Normas y criterios técnicos para el diseño estructural	46
2.2.10.1. Acero Estructural ASTM A36.....	46
2.2.10.2. Criterio de esfuerzo equivalente de Von Mises	47
Capítulo III: METODOLOGÍA.....	49
3.1. <i>Tipo de investigación</i>.....	50
3.2. <i>Enfoque de la investigación</i>.....	50
3.3. <i>Diseño de investigación</i>.....	51
3.4. <i>Alcance de investigación</i>	53
3.5. <i>Población y muestra</i>	53
3.6. <i>Operacionalización de las variables de estudio</i>.....	54
3.6.1. <i>Variable independiente</i>	54
3.6.2. <i>Variable dependiente</i>	55

3.7. Técnica e Instrumentos de recolección de datos	55
3.8. Técnicas de análisis de resultados	57
Capítulo IV: RESULTADOS Y DISCUSIONES	59
4.1. Análisis e interpretación de resultados.....	60
4.1.1. Determinación de las dimensiones del sistema de suspensor de ejes	60
4.1.2. Desarrollo de modelo matemático del suspensor de eje para un semirremolque plataforma de tres ejes.	64
4.1.3. Simulaciones del modelo desarrollado para evaluar su comportamiento bajo diversas condiciones de carga y operación.....	68
4.1.4. Diseño del sistema de suspensor de ejes basado en los resultados obtenidos del modelamiento y las simulaciones.....	74
4.2 Discusión	75
Capítulo V: CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	81
5.1 Conclusiones.....	82
5.2 Recomendaciones	83
Capítulo VI: REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	85
Capítulo VII: ANEXOS	93
Anexo 1. Matriz de consistencia	94
Anexo 2. Matriz de operacionalización de variables	95
Anexo 3. Contrastación de la Hipótesis.....	96
Anexo 4. Autorización.....	97

Anexo 5. Memoria de calculo	98
Anexo 6. Simulación y verificación del modelo	122
Anexo 7. Diseño y verificación estructural del brazo	130
Anexo 8. Planos.....	141

Índice de tablas

Tabla 1. Coordenadas verticales del sistema respecto al pivote O (geometría funcional)	60
Tabla 2. Selección de bolsa neumática y parámetro de dimensionamiento.....	61
Tabla 3. Datos y variables para calcular la constante de rigidez de la bolsa neumática K.....	66
Tabla 4. Comparación de resultados del MSEN con K estático vs K dinámico.....	68
Tabla 5. Resumen de verificación estructural del brazo por instante (0.1–2 s).....	74

Índice de figuras

Figura 1. Semirremolque Frigorífico	23
Figura 2. Semirremolque Tauliner	24
Figura 3. Semirremolque Basculante	25
Figura 4. Semirremolque Porta Contenedor	26
Figura 5. Semirremolque Caja Abierta	26
Figura 6. Mecanismo del eje elevable en condición elevada	28
Figura 7. Mecanismo del eje elevador en condición de rebote	29
Figura 8. Bosquejo del suspensor de Ejes	31
Figura 9. Cámara de Aire	32
Figura 10. Resorte Neumático	33
Figura 11. Mecanismo bajo carga vertical	37
Figura 12. Mecanismo en condición de frenado	38
Figura 13. DCL del mecanismo en condición de curva	40
Figura 14. Cinemática del mecanismo	42
Figura 15. Mecanismo de elevación	43
Figura 16. Diseño de investigación	52
Figura 17. Modelo tridimensional del suspensor de eje comercial de referencia (tipo SAF-Holland).	62
Figura 18. Dimensiones iniciales	63
Figura 19. Dimensiones finales	63
Figura 20. Diagrama de cuerpo libre de suspensor de eje en estado estático)	64
Figura 21. Diagrama de cuerpo libre 1° grado de libertad MSEN: (a) equilibrio estático; (b) posición genérica por peso del eje	67
Figura 22. Modelado en Simulink del modelo MSEN	69

Figura 23. Modelado en Simulink del modelo MSEN, mediante el método espacio de estados	70
Figura 24. Simulación de MSEN: Posición, Velocidad y Aceleración Vs Tiempo	70
Figura 25. Simulación MSEN: Fuerzas Vs tiempo.....	72
Figura 26. Simulación de MSEN con K dinámico Fuerzas Vs tiempo	73

RESUMEN

El estudio tuvo como objetivo general modelar, simular y diseñar el sistema de suspensor de ejes para un semirremolque plataforma de tres ejes para la empresa FAMECA S.A.C. Se desarrolló como investigación aplicada, con enfoque cuantitativo, diseño cuasi experimental, de corte transversal y de nivel descriptivo. La muestra estuvo conformada por un (1) sistema de suspensor de ejes (caso único) correspondiente a un semirremolque plataforma tres ejes. La técnica empleada fue la observación técnica y el instrumento fue una ficha de observación, mediante la cual se registraron parámetros geométricos y del modelo, así como salidas de simulación y verificación estructural obtenidas del software. Entre los resultados principales, se determinaron las posiciones verticales respecto al pivote O (apoyo de bolsa: 128.5 mm a 266.7 mm; centro del eje: 27 mm a 251 mm), se evidenció que el uso de K estático generó una respuesta no coherente (desplazamiento aproximado 400 mm), mientras que con K dinámico se obtuvo un comportamiento más consistente (descenso $\approx$ 150 mm y eje $\approx$ 120 mm sobre el piso), y se verificó el brazo del suspensor, registrándose esfuerzos de Von Mises entre 115.7 y 129.8 MPa y desplazamientos máximos entre 0.81 y 1.13 mm (0.1–2 s). En conclusión, el modelamiento, la simulación y la verificación estructural permitieron definir una configuración dimensional y un diseño del suspensor con respuesta operativa coherente en simulación y con márgenes estructurales aceptables según los criterios adoptados.

Palabras clave: Suspensor de ejes; semirremolque plataforma; modelamiento matemático; MATLAB/Simulink.

ABSTRACT

The overall objective of this study was to model, simulate, and design an axle suspension system for a three-axle flatbed semi-trailer for the company FAMECA S.A.C. It was conducted as applied research with a quantitative approach, a quasi-experimental, cross-sectional, and descriptive design. The sample consisted of one (1) axle suspension system (a single case) corresponding to a three-axle flatbed semi-trailer. The technique employed was technical observation, and the instrument used was an observation sheet, through which geometric and model parameters, as well as simulation and structural verification outputs obtained from the software, were recorded. Among the main results, the vertical positions relative to pivot O were determined (bag support: 128.5 mm to 266.7 mm; axle center: 27 mm to 251 mm). It was found that using static K resulted in an inconsistent response (approximate displacement of 400 mm), while dynamic K yielded more consistent behavior (descent $\approx$ 150 mm and axle $\approx$ 120 mm above the floor). The suspension arm was also verified, registering Von Mises stresses between 115.7 and 129.8 MPa and maximum displacements between 0.81 and 1.13 mm (0.1–2 s). In conclusion, the modeling, simulation, and structural verification allowed for the definition of a dimensional configuration and suspension design with a consistent operational response in simulation and acceptable structural margins according to the adopted criteria.

Keywords: Axle suspension; flatbed semi-trailer; mathematical modeling; MATLAB/Simulink.

Capítulo I: INTRODUCCIÓN

1.1. Descripción del problema

El transporte de productos mediante camiones en carreteras constituye un método crucial para llevar mercancías a su destino final; sin embargo, también representa un desafío significativo en términos de mantenimiento de la infraestructura vial (Lin et al., 2019). A nivel internacional, se ha reconocido que los vehículos comerciales, especialmente aquellos que trasladan cargas pesadas, contribuyen de manera sustancial al deterioro de las carreteras. Esta situación se ve agravada por la sobrecarga de dichos vehículos, la cual genera una presión excesiva en el punto de contacto entre los neumáticos y el asfalto, provocando daños inevitables en la superficie vial (Laiko et al., 2023). Además, se debe considerar que el arrastre por fricción de los neumáticos consume aproximadamente el 30 % de la energía necesaria para mantener una velocidad de 105 km/h. De hecho, una reducción del 10 % en esta resistencia podría disminuir el consumo de combustible en un 2 % (Bai et al., 2023).

En el contexto peruano, el servicio de transporte terrestre es ampliamente utilizado, con un predominio del uso de vehículos pesados, los cuales desempeñan un papel esencial en la funcionalidad del comercio de productos básicos. Este sector es vital, no solo para la recolección, movilización, almacenamiento y entrega de bienes, sino también porque actúa como el eslabón final en la cadena logística, asegurando que los productos lleguen de manera segura y eficiente al cliente final (Ministerio de Comercio Exterior y Turismo, 2015). No obstante, las empresas nacionales enfrentan un desafío crítico: la dependencia de la importación de sistemas de suspensión para ejes, dado que no existen compañías locales dedicadas a la producción de estos componentes.

Específicamente, la ausencia de compañías en Perú que se enfoquen en la producción de sistemas de suspensión para ejes obliga a empresas como FAMECA SAC, que se dedican a la fabricación de semirremolques, a importar estos sistemas desde el extranjero, lo que

conlleva altos costos de importación. La alta demanda de suspensores de ejes en la industria local se justifica por sus múltiples beneficios, tales como la reducción del desgaste del vehículo, la mejora en la estabilidad y control, la mayor capacidad de carga y el incremento del confort en la conducción.

Entre las principales causas de esta problemática se destaca la sobrecarga de los vehículos pesados, que provoca un desgaste acelerado de las carreteras, así como la falta de producción local de sistemas de suspensión para ejes, lo que obliga a las empresas a depender de importaciones costosas. A esto se suma la implementación insuficiente de tecnologías que podrían reducir la fricción y, por ende, el consumo de combustible, exacerbando la situación.

Este desgaste acelerado de las carreteras debido a la operación de vehículos pesados genera elevados costos de mantenimiento de la infraestructura vial. Asimismo, la dependencia de sistemas importados incrementa los costos operativos de las empresas, afectando negativamente la competitividad de la industria nacional. Además, la falta de adopción de tecnologías adecuadas no solo aumenta el consumo de combustible, sino que también incrementa los costos de operación, generando un impacto negativo tanto en la economía como en el medio ambiente.

Ante este panorama, se propone la investigación y fabricación local de sistemas de suspensión para ejes, adaptados a las necesidades específicas del mercado peruano. Esta alternativa no solo reduciría los costos de importación, sino que también contribuiría a la creación de empleo y al fortalecimiento de la industria nacional. Además, la implementación de tecnologías que disminuyan la fricción y el desgaste de los neumáticos podría mejorar la eficiencia del transporte y reducir el impacto ambiental. Por tanto, el objetivo principal es Modelar ,simular y diseñar el sistema de suspensor de ejes para un semirremolque de plataforma de tres ejes para la empresa FAMECA S.A.C., con el fin de reducir los costos

operativos de las empresas de transporte y mejorar la durabilidad de las carreteras, contribuyendo así al desarrollo económico y la sostenibilidad del sector.

Enunciado del Problema

¿Cómo se modela, simula y diseña el sistema de suspensor de ejes para un semirremolque de plataforma de tres ejes para la empresa FAMECA S.A.C.?

1.2. Objetivos

1.2.1. Objetivo General

Modelar, simular y diseñar el sistema de suspensor de ejes para un semirremolque de plataforma de tres ejes para la empresa FAMECA S.A.C.

1.2.2. Objetivos Específicos

- a) Determinar las dimensiones del sistema de suspensor de ejes en semirremolques de plataforma de tres ejes.
- b) Desarrollar un modelo matemático del suspensor de eje para un semirremolque plataforma de tres ejes.
- c) Implementar simulaciones del modelo desarrollado para evaluar su comportamiento bajo diversas condiciones de carga y operación.
- d) Diseñar el sistema de suspensor de ejes basado en los resultados obtenidos del modelamiento y las simulaciones.

1.3. Formulación de la hipótesis

El modelamiento matemático, la simulación y el diseño del sistema de suspensor de ejes para un semirremolque plataforma de tres ejes para la empresa para FAMECA S.A.C. permiten definir una configuración dimensional y estructural que presenta un comportamiento operativo coherente bajo condiciones de carga y operación, manteniendo esfuerzos y deformaciones dentro de límites admisibles del material y del servicio.

1.4. Justificación e Importancia

1.4.1. Justificación Teórica

Fueron inusuales y escasas las investigaciones sobre suspensores de semirremolques en el Perú, y aún no se contaba con estudios sobre este tema. Por lo tanto, este proyecto representó un paso adelante en el país. Con el propósito de comprender con mayor profundidad el funcionamiento de estos elementos, esta investigación permitió la creación de un modelo, la simulación y el diseño adaptados de manera precisa a las necesidades del entorno.

1.4.2. Justificación Económica

En el Perú no existían empresas que se dedicaran al diseño y fabricación de suspensores de ejes; por ello, se requirió importarlos, lo que generó costos adicionales y pérdida de tiempo para la empresa. En consecuencia, esta investigación incrementó su rentabilidad financiera. Mediante la elaboración de un modelo matemático y la ejecución del diseño con software, se evitó el uso de prototipos o enfoques destructivos, lo que se tradujo en una reducción de costos para la empresa.

1.4.3. Justificación Tecnológica

El proyecto generó un impacto positivo en el desempeño de la empresa, ya que, al lograr un diseño de suspensión de ejes, se facilitó la realización de mejoras en dicho diseño y se permitió obtener una solución más sólida en términos de confiabilidad. Además, este estudio constituyó uno de los primeros enfoques de su clase en la región, por lo que contribuyó a una comprensión más profunda y eficaz del funcionamiento de estas suspensiones de ejes.

La viabilidad de este proyecto se fundamentó en varios aspectos cruciales. En primer lugar, la necesidad de mejorar la eficiencia y la capacidad de carga de los semirremolques se

mantuvo como una preocupación constante en la industria del transporte. Un suspensor de eje diseñado de manera óptima contribuyó significativamente a mejorar el rendimiento de los vehículos de transporte de carga, al reducir el desgaste de los neumáticos, optimizar la distribución de peso y disminuir el consumo de combustible.

Asimismo, la viabilidad técnica se respaldó en el acceso a herramientas de diseño asistido por computadora (CAD) y software de simulación, lo que permitió modelar y analizar exhaustivamente el rendimiento del suspensor propuesto. Del mismo modo, la empresa FAMECA S.A.C., como contexto de aplicación del proyecto, expresó interés en la iniciativa y se mostró dispuesta a proporcionar datos, recursos y colaboración técnica. En términos de viabilidad financiera, se identificó la posibilidad de acceder a recursos de financiamiento mediante subvenciones de investigación o financiamiento interno de la institución académica. Además, el proyecto generó un retorno de inversión potencialmente significativo para FAMECA S.A.C. a través de la implementación de un suspensor de eje mejorado en su flota de semirremolques.

1.4.4. Importancia

Esta investigación fue relevante porque respondió a la falta de estudios y producción local de suspensores de ejes para semirremolques en el Perú. Al modelar, simular y diseñar un sistema adaptado a las necesidades nacionales, se redujo la dependencia de importaciones, disminuyendo costos y tiempos para empresas como FAMECA S.A.C. Además, promovió la innovación tecnológica, mejoró la eficiencia y capacidad de carga de los semirremolques, y fortaleció la competitividad del sector transporte.

1.4.5. Aporte

La presente investigación aporta al desarrollo de la ingeniería mecánica aplicada al transporte de carga en el Perú mediante el modelamiento matemático, la simulación y el diseño de un sistema suspensor de ejes para un semirremolque plataforma de tres ejes. A diferencia de la práctica habitual de importar este tipo de sistemas, el estudio desarrolla una metodología de diseño que puede servir como base para futuros desarrollos nacionales adaptados a las necesidades de la industria peruana.

Desde el punto de vista científico, el trabajo integra el modelamiento dinámico del mecanismo mediante el método de Lagrange y su representación en espacio de estados, permitiendo analizar el comportamiento del sistema a través de MATLAB/Simulink. Asimismo, incorpora la verificación estructural del brazo del suspensor mediante herramientas de diseño asistido por computadora, estableciendo una relación entre el análisis analítico y la simulación numérica.

Desde el punto de vista tecnológico, la investigación propone una configuración dimensional del suspensor de ejes y verifica su comportamiento bajo condiciones de operación, proporcionando una alternativa de diseño que puede emplearse como referencia para el desarrollo de futuros prototipos y optimizaciones.

Finalmente, desde el punto de vista práctico, los resultados obtenidos constituyen una base técnica para empresas fabricantes de semirremolques, como FAMECA S.A.C., al proporcionar criterios de diseño, modelamiento y validación que contribuyen a reducir la dependencia de sistemas importados y favorecen el desarrollo de soluciones nacionales para el sector del transporte de carga.

1.4.6. Limitaciones

La presente investigación se desarrolló considerando únicamente el sistema suspensor de ejes de un semirremolque plataforma de tres ejes de la empresa FAMECA S.A.C., por lo que los resultados son aplicables únicamente a esta configuración. La evaluación del diseño se realizó mediante modelamiento matemático, simulaciones en MATLAB/Simulink y análisis estructural, sin la fabricación ni validación experimental de un prototipo. Asimismo, el análisis se efectuó bajo las condiciones y parámetros establecidos en la investigación, sin considerar todas las condiciones reales de operación. Finalmente, los resultados dependen de los supuestos y parámetros adoptados durante el modelamiento y la simulación.

Capítulo II: MARCO TEÓRICO

2.1. Antecedentes de la investigación:

2.1.1 Antecedentes internacionales

Li et al. (2025) en el estudio: A driving feel oriented dynamic model for commercial vehicles. El estudio desarrolló e integró el modelo dinámico UniTruck para simular el “driving feel”, incorporando un modelo de cabina con características de soporte, guiado y corrección geométrica K&C, un modelo de bastidor rígido–flexible con excitación transitoria del tren motriz y un modelo de eje rígido con libertad de cabeceo; luego validó el modelo comparándolo con resultados de TruckSim y con datos de pruebas de campo. La “muestra” se constituyó por una configuración tractor–semirremolque modelada con 155 grados de libertad (86 en el tractor y 69 en el semirremolque). La verificación mostró alta consistencia entre UniTruck y TruckSim en escenarios de aceleración, frenado, estabilidad y confort, y además evidenció que la respuesta dinámica de la cabina en UniTruck se acercó más a los datos de campo que TruckSim en las validaciones de rolido/cabeceo. Se concluyó que UniTruck proporcionó una herramienta integral para describir y optimizar con mayor realismo el “dynamic feel” de vehículos comerciales, al quedar validado mediante comparación con TruckSim y con datos de pruebas de campo (incluyendo movimientos de cabina y fenómenos vibratorios).

Assadi et al.(2024) en la investigación titulada: Implementation of a Semi-active Auxiliary Axle for Lateral Stability of Articulated Heavy Vehicles at Extreme Loss of Control Limit, presentaron un estudio de modelamiento y simulación en el que desarrollaron un modelo lineal 3-GDL, implementaron un modelo no lineal en TruckSIM, y ejecutaron una cosimulación MATLAB/Simulink–TruckSIM incorporando un controlador difuso (FLC) para definir la tasa de fuerza de actuación y un control PID para regular la magnitud de dicha fuerza en la interfaz eje–rueda.La muestra/objeto de estudio correspondió a una combinación

tractor-semirremolque evaluada mediante una maniobra doble cambio de carril a 90 km/h en vía seca ($\mu = 0.85$), considerando dos escenarios de carga: 7000 kg ubicados a 4500 mm y 8000 mm detrás del punto de enganche. El resultado principal mostró que el eje auxiliar activo controló la amplificación trasera de la razón de guiñada y disminuyó significativamente las oscilaciones del ángulo de articulación, estabilizando el conjunto incluso después de completada la maniobra; además, en la segunda mitad del evento redujo la aceleración lateral en 0.2 g y se asoció con la prevención del levantamiento de una rueda y la recuperación del control. La conclusión principal indicó que la intervención del eje activo amortiguó picos de guiñada y aceleración lateral sin perjudicar la respuesta a mitad de maniobra, aportó un beneficio adicional de prevención de vuelco, y planteó que el enfoque constituyó un retrofit mínimo pero prometedor para mejorar de forma considerable la seguridad vial frente a la inestabilidad lateral de vehículos pesados articulados.

Czarnuch et al. (2023) en la investigación titulada: "Analysis of the Correctness of Mapping the Passage of a Semi-Trailer through a Road Obstacle on a Road Simulator" analizaron la validez de reproducir, en un simulador, el cruce real de un semirremolque sobre un obstáculo vial. El estudio se desarrolló con enfoque cuantitativo y combinó ensayos experimentales (pruebas en ruta y en banco MTS 320) con modelación numérica (modelo del vehículo para verificar la representación de fuerzas y respuestas). Se empleó un procedimiento de ensayo en el que se registraron señales durante el cruce real del obstáculo y luego se verificó la respuesta del simulador frente al perfil generado. Se utilizó un semirremolque NS3K triaxial de 13,8 m (masa en vacío 6300 kg) operado, para efectos del análisis, solo sobre un eje (se levantaron y bloquearon el primer y tercer eje), con el fin de aislar la respuesta de la suspensión. El vehículo se instrumentó con 19 sensores (aceleración, desplazamiento, presión de suspensión y galgas extensométricas). El cruce se realizó sobre un resalto (speed bump) de arco circular ($R = 0,8$ m) y altura 0,06 m, a 14, 18, 34 y 39 km/h. Los

resultados mostraron una correlación de 99% entre los resultados del simulador y los obtenidos en la prueba real en carretera, evidenciando una. Además, al comparar por RMS, el error de reproducción del simulador fue bajo (p. ej., 1% en aceleración, 6% en desplazamiento y 3% en presión). Se concluyó que el perfil generado por el simulador (como entrada vertical de desplazamiento) se pudo usar con éxito como señal de entrada para análisis teóricos similares, ya que redujo el error de representación frente a un perfil idealizado; en cambio, usar solo la forma teórica del obstáculo elevó el error hasta 24%, lo que indicó que debían considerarse factores adicionales (p. ej., resistencia a la rodadura y deformación del neumático).

Ibrahim et al. (2023), en la investigación titulada “Design optimization and production of a small-scale semi-trailer chassis for testing”, desarrollaron un estudio aplicado orientado a optimizar el diseño de un chasis de semirremolque a pequeña escala; se empleó modelado CAD en SOLIDWORKS 2020 y análisis por elementos finitos estático en ANSYS Workbench 2020 (elementos viga 2D), y se aplicaron técnicas de optimización ASO y RSO para ajustar espesores y anchos de secciones, reduciendo masa sin exceder el esfuerzo permitido. La muestra estuvo conformada por un prototipo equivalente a escala 1:6, fabricado en acero St. 37-2, el cual se sometió a dos casos de carga estática instrumentados con cuatro galgas extensométricas, replicándose cada montaje tres veces para verificar consistencia. La conclusión principal indicó que los ensayos experimentales validaron el modelo numérico, con desviaciones de esfuerzo/strain entre 7.75% y 10.24%, y que la optimización logró reducir la masa del chasis en 15.6% (además de disminuir deformación y esfuerzo máximo), evidenciando que el enfoque mejoró la seguridad estructural y la costo-efectividad del diseño.

Ha et al. (2022) en el estudio: Evaluation of Dynamic Load Reduction for a Tractor Semi-Trailer Using the Air Suspension System at all Axles of the Semi-Trailer”. La

investigación se desarrolló con enfoque cuantitativo, ya que propuso un modelo dinámico vertical completo del tractor–semirremolque, modeló la suspensión neumática con base en GENSYS, validó el modelo con ensayos reales y comparó el coeficiente de carga dinámica (DLC) bajo variaciones de velocidad y tipos de vía (A–F) según ISO 8608:2016. Se trabajó con un caso de estudio (un conjunto tractor–semirremolque), y la validación experimental se realizó midiendo variables en el 4.º eje (desplazamiento de masa no suspendida, espacio de suspensión, aceleración de masa suspendida y velocidad). Luego, el análisis comparativo del DLC se centró en los ejes 4.º, 5.º y 6.º del semirremolque en un rango de 20 a 100 km/h y en carreteras A–F. El semirremolque con suspensión neumática redujo el DLC en promedio entre 14,8% y 29,3% frente a la suspensión de ballestas, y las reducciones máximas se registraron en el tipo de vía E a 20 km/h (62,4% en el 4.º eje, 64,9% en el 5.º y 68,1% en el 6.º). El modelo dinámico propuesto se validó experimentalmente (error máximo 6,23% y correlación de Pearson $> 0,8$) y los resultados comparativos mostraron que la suspensión neumática redujo la carga dinámica en velocidades 20–100 km/h y en vías A–F, reforzando su ventaja para disminuir el daño vial.

2.1.2 Antecedentes nacionales

Cosmopolis (2023), en la tesis “Análisis estático y frecuencial en el chasis de un camión de 8T utilizando PRFV para reducir el consumo de combustible”, desarrolló una investigación aplicada, de enfoque cuantitativo y alcance correlacional, en la que se dimensionó el chasis y se ejecutaron simulaciones estático-frecuenciales para comparar el PRFV con el acero AISI 4135, empleándose la observación directa mediante archivos audiovisuales como técnica de recolección de datos. La muestra estuvo constituida por el modelo EICHER PRO-1110 (camión de 8T) como caso de estudio, considerándose como población a los camiones que consumían combustible fósil. La conclusión principal indicó que, al aplicar PRFV en el chasis, se redujo el peso del camión en 536 kg, lo que generó un ahorro de 438,4 L de combustible (S/ 1 995,31), y el chasis resistió una condición de sobrecarga de 120 kN sin perder sus propiedades mecánicas.

Chávez (2022) en la investigación titulada: Diseño de sistema auxiliar hidráulico direccional en semirremolque cama baja de 25 toneladas para reducir tiempo de transporte – Empresa de Transportes Shaday E.I.R.L.” desarrolló el estudio en Cajamarca, Perú. El trabajo se clasificó como investigación aplicada porque buscó resolver un problema específico mediante el desarrollo de un diseño mecánico, y se planteó un diseño cuasi experimental al no manipular intencionalmente las variables independientes para observar su influencia en la variable dependiente. En el apartado metodológico consultado, no se evidenció una declaración explícita del enfoque ni del alcance. La población estuvo conformada por semirremolques cama baja de 25 toneladas que circulaban en la región Cajamarca; la muestra consideró un semirremolque cama baja de 25 toneladas de la empresa SHADAY E.I.R.L., con muestreo no probabilístico intencionado, y la unidad de análisis fue el remolque cama baja de placa AXR-548. Se evidenció que, en la ruta Cajamarca–Tumbaden, el tiempo de

recorrido pasó de 7.2 horas a 5 horas con la instalación del sistema direccional. Se concluyó que, si se realizaba el montaje del sistema direccional, se obtendrían ahorros de tiempo y dinero para transportistas y contratistas, y se alcanzaría un margen de ganancia de 40% por jornada de transporte, además de contribuir a evitar accidentes y contratiempos.

Barzola (2021) en la tesis: Análisis dinámico estructural de un semirremolque tipo bombona para transporte de emulsión matriz con capacidad de 26.5 metros cúbicos, mediante simulaciones numéricas. El estudio se desarrolló con enfoque cuantitativo, porque estimó y comparó frecuencias naturales. Se trabajó con un diseño cuasi experimental de caso único, complementado con un ensayo modal operacional en campo (OMA), y se aplicaron tres vías de análisis: cálculo analítico, método de elementos finitos (ANSYS) y análisis modal experimental; el alcance fue descriptivo-comparativo al cotejar resultados entre métodos. La muestra estuvo constituida por un (1) semirremolque tipo bombona para transporte de emulsión matriz (capacidad 26.5 m³). En el ensayo OMA se midieron 40 puntos distribuidos en la estructura (20 por lado) y se procesaron los registros en el software correspondiente. Al comparar los dos primeros modos, se obtuvieron frecuencias de referencia (OMA) de 2.133 Hz y 2.843 Hz; el modelo analítico arrojó 1.70 Hz y 2.75 Hz, mientras que el MEF reportó 1.9299 Hz y 2.7167 Hz. Respecto al OMA, el error fue 20% (analítico) y 9.52% (MEF) para el primer modo, y 3.27% (analítico) y 4.44% (MEF) para el segundo modo. Se concluyó que existió congruencia entre los resultados del cálculo analítico, el análisis modal experimental y el MEF, por lo que el método y las condiciones de borde usadas en el modelo numérico pudieron imitarse en vehículos similares. Además, se determinó que la respuesta dinámica resultó crítica en el primer modo (oscilación en torno al eje transversal), el cual pudo asociarse a la posible destrucción del king pin por altas oscilaciones y se consideró el modo más probable en condiciones habituales de tránsito.

Rímac (2022) en la tesis titulada: Descripción y modelamiento de la suspensión secundaria neumática de un vehículo ferroviario, desarrolló un trabajo basado en análisis, modelamiento y simulación, donde derivó ecuaciones a partir del modelo Gensys, las implementó en Matlab-Simulink, construyó un modelo vertical del vehículo ferroviario (compatible con suspensión metálica y neumática), y realizó una primera validación con información de la bibliografía junto con una comparación de resultados entre ambos tipos de suspensión. Se desarrolló un enfoque de modelamiento matemático y simulación computacional, orientado a describir y comparar el comportamiento dinámico y el confort en cabina al emplear suspensión secundaria neumática frente a la metálica, sin desarrollar el sistema de control del conjunto neumático. Se trabajó con un caso de estudio (un modelo vertical de un vehículo ferroviario) y se consideraron sus componentes principales (cabina de pasajeros, bogies y juegos de ruedas) y los elementos conectores (suspensión primaria y secundaria). Se encontró que, en las simulaciones comparativas, la suspensión neumática resultó superior a la metálica en confort, al lograr menor ángulo de inclinación y menor aceleración vertical en cabina; además, la suspensión metálica llegó a duplicar el índice de confort obtenido por la neumática. Se concluyó que el modelo respondió acorde con lo esperado para el análisis planteado y que la suspensión secundaria neumática proporcionó un mejor desempeño en confort y estabilidad dinámica frente a la metálica, recomendándose una validación más exhaustiva por tratarse de un análisis principalmente cualitativo.

Vigo (2021) en la tesis: Análisis estructural de un semirremolque tipo tanque GLP mediante el acople FEM-SPH aplicando normas peruanas e internacionales. Se desarrolló mediante modelamiento y simulación computacional usando el acople FEM-SPH, abordando el análisis desde las perspectivas estructural y fluido. Se organizó en un proceso metodológico que incluyó configuración estructural, análisis estático y análisis dinámico, donde se empleó FEM para el análisis estático y SPH para el dinámico. El alcance se centró

en las matrices estructurales que soportaron el tanque a presión (tanque–bastidor, incluyendo tornamesa) y en la interacción fluido–estructura por chapoteo, desarrollando una simulación longitudinal en ANSYS y ABAQUS, sin construir un prototipo ni analizar sistemas eléctricos y neumáticos. Se analizó un caso de estudio correspondiente a un semirremolque tipo tanque GLP, focalizado en sus matrices estructurales y su interacción con el fluido durante el chapoteo. Se evidenció que la matriz de rompeolas oblicuos (5°) atenuó los esfuerzos del tornamesa y del bastidor posterior en 49% y 40%, respectivamente, frente a rompeolas convencionales. Se concluyó que el diseño del semirremolque tipo tanque GLP cumplió los requisitos normativos (nacionales e internacionales) y mantuvo un factor de seguridad mayor a 1; además, se consideró preferible incorporar rompeolas oblicuos (5°) por la reducción significativa de esfuerzos en componentes críticos

2.2. Marco Conceptual

2.2.1. Método de Lagrange y Función de Disipación.

El enfoque conocido como método de los multiplicadores de Lagrange o simplemente método de Lagrange se emplea para determinar los valores máximos y mínimos de una función que involucra varias variables, especialmente cuando existen restricciones en los valores que esas variables pueden tomar como entradas (Powell, 1978).

La función de Lagrange se convierte en una herramienta valiosa para la resolución de problemas de optimización. Este método nos brinda la capacidad de identificar tanto los máximos como los mínimos, aprovechando condiciones necesarias y suficientes para trabajar con múltiples variables en situaciones donde existen restricciones (Wang y Liu, 2022).

Esta función nos permite tener un sistema analítico para obtener las ecuaciones que describen el comportamiento físico de las partículas, pero esto no es una nueva teoría independiente de la teoría Newtoniana.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial(k)}{\partial(\dot{q}_i)} \right) - \frac{\partial(K)}{\partial(q_i)} = F_i (i = 1, 2, 3, \dots, n) \quad (1)$$

Donde:

q_i : coordenada generalizada [unidad]

$\dot{q}_i$: velocidad generalizada [unidad/tiempo]

F_i : fuerza generalizada [N](o la unidad que corresponda)

K (o k): energía/función definida [J]

2.2.2. Análisis de Espacio de Estado

La representación interna se fundamenta en tres ideas fundamentales (Valera, 2016). El estado de un sistema se refiere al conjunto mínimo de variables que, cuando se conocen en un momento específico $t = t_0$, junto con los datos de entrada, permiten prever el comportamiento futuro del sistema para cualquier tiempo subsiguiente $\forall t \geq t_0$.

Cada una de estas variables que proporciona información sobre el estado del sistema se denomina "variable de estado" y se suele representar con la letra "x". El número de variables de estado necesarias corresponde al orden del sistema. En otras palabras, si estamos tratando con un sistema de orden "n", nuestro vector de estado estará compuesto por "n" variables. En el contexto de sistemas continuos, este conjunto de "n" variables se llama "vector de estado" y se denota como "x(t)".

Una vez que hemos establecido las variables de estado, podemos crear un espacio de "n" dimensiones en el cual los ejes están relacionados con estas "n" variables de estado. Así, un punto en este espacio de estado representa el valor del estado del sistema en un momento específico

Para representar nuestro sistema, necesitaremos dos ecuaciones matriciales: la ecuación de estado y la ecuación de salida.

Para los sistemas lineales continuos, podemos suponer que el comportamiento dinámico del sistema se puede expresar como una ecuación diferencial de orden n que establece la relación entre la entrada u y la salida y del sistema (Wei et al. , 2020):

$$y^{(n)}(t) + a_{n-1}y^{(n-1)}(t) + \dots + a_0y(t) = b_0u(t) + \dots + b_mu^{(m)}(t) \quad (2)$$

Donde:

$y(t)$: salida del sistema [unidad de salida]

$u(t)$: entrada del sistema [unidad de entrada]

$y^{(n)}(t)$: k -ésima derivada temporal de $y(t)$ [unidad de salida/ s^k]

$u^{(m)}(t)$: k -ésima derivada temporal de $u(t)$ [unidad de entrada/ s^k]

a_i, b_j : coeficientes constantes (con unidades según el modelo)

En todo momento, es factible expresar un sistema de mayor orden mediante un conjunto de ecuaciones diferenciales de primer orden. En lugar de tener una sola ecuación diferencial de grado "n", obtendremos "n" ecuaciones diferenciales de primer orden. Cada una de estas "n" ecuaciones tendrá la siguiente forma general:

$$\frac{dx_i(t)}{dt} = \sum_{j=1}^n a_{ij}x_j(t) + \beta_i u(t) \quad (3)$$

Donde:

$x_i(t)$: i -ésima variable de estado [unidad de x_i]

$u(t)$: entrada del sistema [unidad de entrada]

a_{ij} : coeficiente del sistema [s^{-1}](si x_i y x_j tienen la misma unidad; si no, cambia según corresponda)

β_i : coeficiente de entrada [unidad de $x_i / (\text{unidad de } u \cdot s)$]

t : tiempo [s]

Podemos expresar de una forma más compacta, como:

$$\dot{x}(t) = A * x(t) + B * u(t) \quad (4)$$

Donde:

$x(t)$: vector de estados [unidad de cada estado]

$\dot{x}(t)$: derivada del vector de estados [unidad/s]

$u(t)$: vector de entrada [unidad de entrada]

A : matriz del sistema [s^{-1}](según unidades de x)

B : matriz de entrada [unidad de $x / (\text{unidad de } u \cdot s)$]

$$y(t) = C * x(t) \quad (5)$$

Donde:

$y(t)$: salida del sistema [unidad de salida]

$x(t)$: vector de estados [unidad de cada estado]

C : matriz de salida (o de observación), con unidades tales que $C x(t)$ produzca [unidad de salida]

Finalmente debemos obtener un modelo matemático del sistema que pueda predecir el funcionamiento de este, ara poder obtener un modelo matemático correcto podemos seguirlos siguientes pasos: Realizar un diagrama esquemático con todos los elementos del sistema y definir las variables; escribir las ecuaciones de cada componente utilizando para ello leyes físicas, con estas ecuaciones y el diagrama del sistema, obtener su modelo matemático verificar el funcionamiento del modelo comparando su respuesta con la respuesta experimental del sistema.

2.2.3. Semirremolque

Es un tipo de remolque que se utiliza en el transporte de carga, a diferencia de un remolque completo, un semirremolque no tiene un eje delantero y depende de un vehículo tractor para su movimiento (Cai y Xu, 2022). Algunas características clave de un semirremolque son:

Acoplamiento: La parte delantera de un semirremolque se apoya y se acopla en el camión tractor. Esto se logra mediante una quinta rueda, que es una placa de acoplamiento ubicada en la parte trasera del camión tractor (Nova, 2021).

Soporte de peso: Una gran parte del peso de un semirremolque es soportado por el camión tractor o por un conjunto de eje delantero desmontable conocido como dolly, o incluso por la cola de otro remolque, los propios ejes traseros del semirremolque también soportaron parte de su peso (Funding, 2019).

Longitud de carga: Debido a su diseño, un semirremolque puede tener un área de carga continua más larga en comparación con un remolque completo, esto le permite transportar objetos más largos, como troncos, tuberías, vigas y vías de ferrocarril (Merriam, 2023).

Equipamiento adicional: Un semirremolque generalmente está equipado con un tren de aterrizaje para soportarlo cuando está desacoplado, también puede tener luces, frenos y otros dispositivos de seguridad necesarios para su operación en carretera (Coding, 2023).

2.2.3.1. Semirremolque frigorífico

Se utiliza para transportar mercancías refrigeradas como flores y productos cárnicos. Estos semirremolques, pueden alcanzar una temperatura de entre -20 y +20 grados, e incorporan para ello equipos de frío Thermo King monotemperatura o multitemperatura (Feria, 2020).

Figura 1

Semirremolque Frigorífico



Nota. La figura muestra un semirremolque frigorífico. Fuente: Shukla et al. (2017).

2.2.3.2.Semirremolque tauliner

Es muy útil para el transporte de mercancías, puede abrir la lona por completo, lo que hace que sea más fácil la carga y descarga del remolque en comparación con un remolque cerrado. Una opción importante es, por ejemplo, un techo corredizo, también conocido como Edscha. Esto también le permite cargar y descargar desde arriba. Otra opción es un techo elevable, también conocido como Hubdach. Esto eleva ligeramente el techo, lo que facilita mucho la carga y descarga de mercancías con una carretilla elevadora (Feria, 2020).

Figura 2

Semirremolque Tauliner



Nota. La figura muestra un semirremolque Tauliner. Fuente: Shukla et al. (2017).

2.2.3.3. Semirremolque basculante

Facilita enormemente la carga y descarga de mercancías como arena y piedras, este semirremolque consta de una carrocería de aluminio o acero con un cilindro hidráulico que puede volcar fácilmente el cuerpo. El cilindro hidráulico casi siempre es accionado por la toma de fuerza de una cabeza tractora, es obligatorio en casi todo el mundo cubrir con una lona los volquetes con mercancías sueltas, con una cubierta electrónica esto puede hacerse automáticamente, y se puede controlar con un mando a distancia (Feria, 2020).

Figura 3

Semirremolque Basculante



Nota. La figura muestra un semirremolque Basculante. Fuente: Shukla et al. (2017).

2.2.3.4. Semirremolque portacontenedor

La longitud de los semirremolques chasis portacontenedor se expresa en pies, los contenedores (marítimos) también se miden así; por lo tanto, un contenedor de 40 pies que deba colocarse en un remolque también debe tener una longitud de 40 pies. Por ejemplo, con un chasis extensible es posible colocar dos contenedores de 20 pies en un remolque portacontenedores de 40 pies, todos los semirremolques chasis portacontenedor tienen cierres giratorios, que fijan los contenedores a los remolques (Feria, 2020).

Figura 4*Semirremolque Porta Contenedor*

Nota. La figura muestra un semirremolque porta contenedor. Fuente: Shukla et al. (2017).

2.2.3.5. Semirremolque caja abierta

También conocido como semirremolque plano, es un semirremolque estándar sin techo ni lona, estos remolques también suelen tener ejes estándar de 8 toneladas por eje (Feria, 2020).

Figura 5*Semirremolque Caja Abierta*

Nota. La figura muestra un semirremolque caja abierta. Fuente: Shukla et al. (2017).

2.2.4. Sistema suspensor de ejes de un semirremolque

Consta de un compresor de aire, bolsa de aire, válvulas y algunos elementos mecánicos de acoplamiento (Ha et al., 2022). El compresor de aire suministra aire a presión a las bolsas de aire para empujar o tirar del eje y colocarlo en posición elevada o bajada, las válvulas controlan el flujo de aire entre las bolsas de aire y el compresor de aire también se utilizan para expulsar el aire de la bolsa de aire (Li et al., 2020).

En el uso manual, las electroválvulas se controlan mediante interruptores montados en el panel de instrumentos de la cabina. Para elevar o bajar el eje, el conductor pulsa el interruptor correspondiente y el eje se acciona directamente, independientemente de las condiciones de vehículo.

Principio del suspensor de eje :El funcionamiento del sistema de elevación del eje se fundamenta únicamente en los principios de la mecánica sólida, el peso total de la unidad del eje, incluyendo el neumático y las cámaras de freno, es considerable; para elevar el eje, es necesario aplicar una fuerza que sea capaz de contrarrestar la capacidad de carga del mismo, esta fuerza contrapuesta se conoce como fuerza de elevación, el sistema completo se sustenta en diversos enlaces mecánicos (Shi et al., 2019).

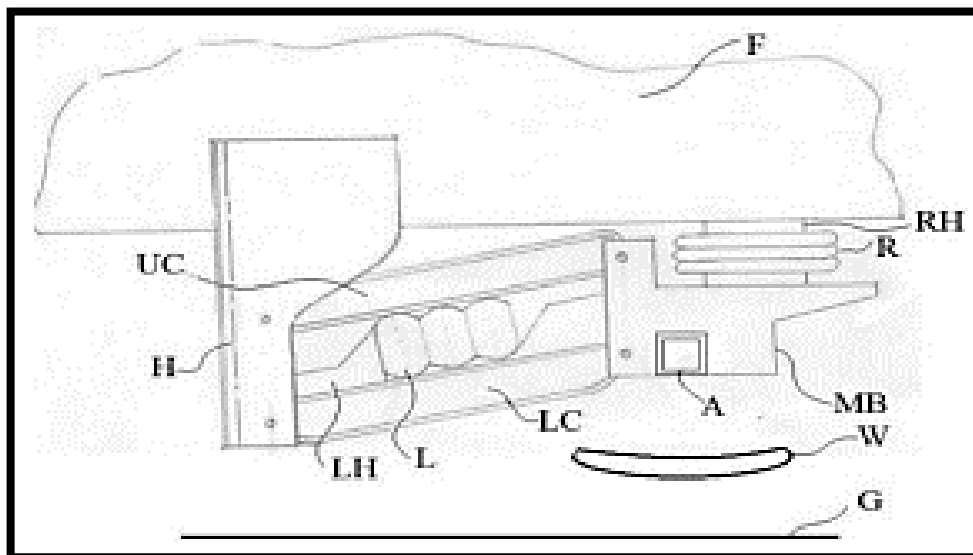
La ventaja de estos enlaces radica en la reducción de la fuerza necesaria para elevar el eje, en comparación con la capacidad real del mismo, las fuerzas de reacción generadas por los fuelles neumáticos para elevar el eje se transmiten de un enlace a otro, y estas fuerzas de reacción producen un momento en el punto de unión de los enlaces, generando así el movimiento de rotación (Fan et al., 2023).

Mecanismo de trabajo del suspensor de eje: La totalidad del sistema es activado mediante los fuelles de aire tanto del conductor como del elevador, y tanto la posición de elevación como de rebote del eje están determinadas por la correcta combinación y sincronización del aire comprimido en ambos fuelles (Chalin et al., 2013).

Condición de elevación: Para elevar el eje, es necesario permitir que el flujo de aire comprimido dentro del fuelle de aire se expanda hasta alcanzar su máxima extensión, al mismo tiempo que se libera todo el aire contenido en el interior del fuelle, cuando el fuelle de aire de elevación se expande, genera una fuerza de reacción en sentido contrario en ambos soportes que están en el eje (Sugisaki et al. ,2014). Esta fuerza de reacción se transmite al brazo en forma de un momento, dado que el brazo está articulado en ambos extremos, con la bolsa de aire y el eje, tal como se ilustra en la Figura 6.

Figura 6

Mecanismo del eje elevable en condición elevada



Nota. La figura muestra un mecanismo en condición elevada. Fuente: Shukla et al. (2017).

Donde:

F: Chasis vehículo.

UC: Brazo de control superior.

RH: Soporte de la bolsa neumática principal.

R: Bolsa neumática de suspensión.

H: Soporte colgante del chasis.

A: Eje.

MB: Soporte inferior de montaje.

W: Rueda.

G: Suelo.

LC: Brazo de control inferior.

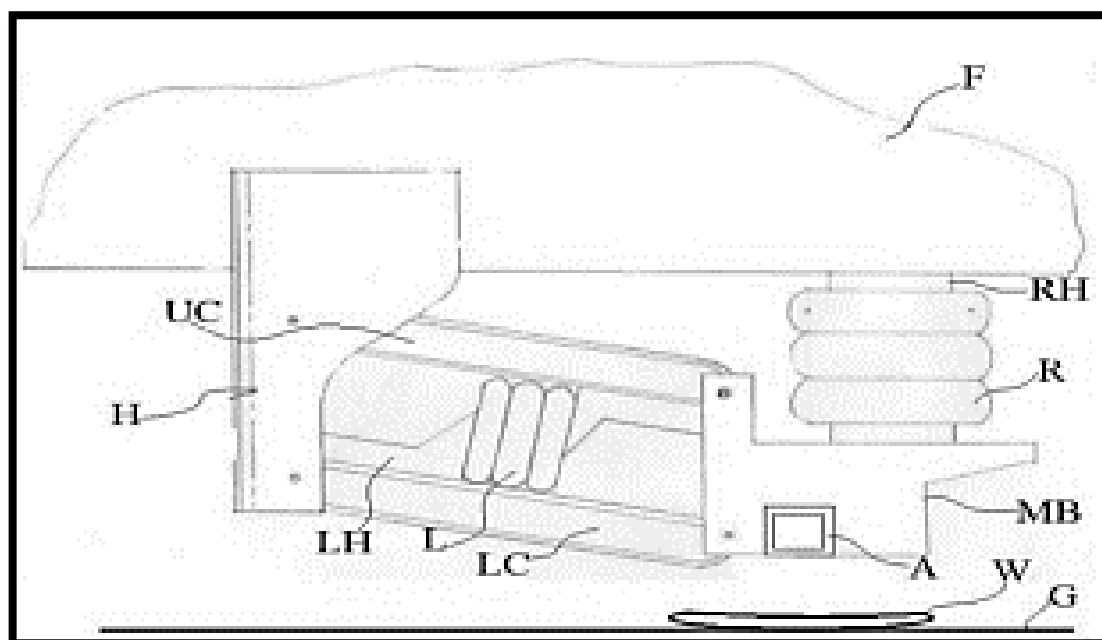
LH: Soporte de bolsa neumática de elevación.

L: Bolsa neumática de elevación.

Condición de rebote: Es una operación inversa al mecanismo de elevación, en este estado, el fuelle de aire del conductor se llena por completo con aire comprimido, mientras que el aire contenido en el fuelle de aire de elevación es liberado, como resultado, la fuerza de guía ahora ejerce su influencia en sentido descendente, consecuentemente, el eje se desplazará hacia abajo (Wada et al. , 2011).

Figura 7

Mecanismo del eje elevador en condición de rebote



Nota. La figura muestra un mecanismo en condición de rebote Fuente: Shukla et al. (2017).

Donde:

F: Chasis vehículo.

UC: Brazo de control superior.

RH: Soporte de la bolsa neumática principal.

R: Bolsa neumática de suspensión.

H: Soporte colgante del chasis.

A: Eje.

MB: Soporte inferior de montaje.

W: Rueda.

G: Suelo.

LC: Brazo de control inferior.

LH: Soporte de bolsa neumática de elevación.

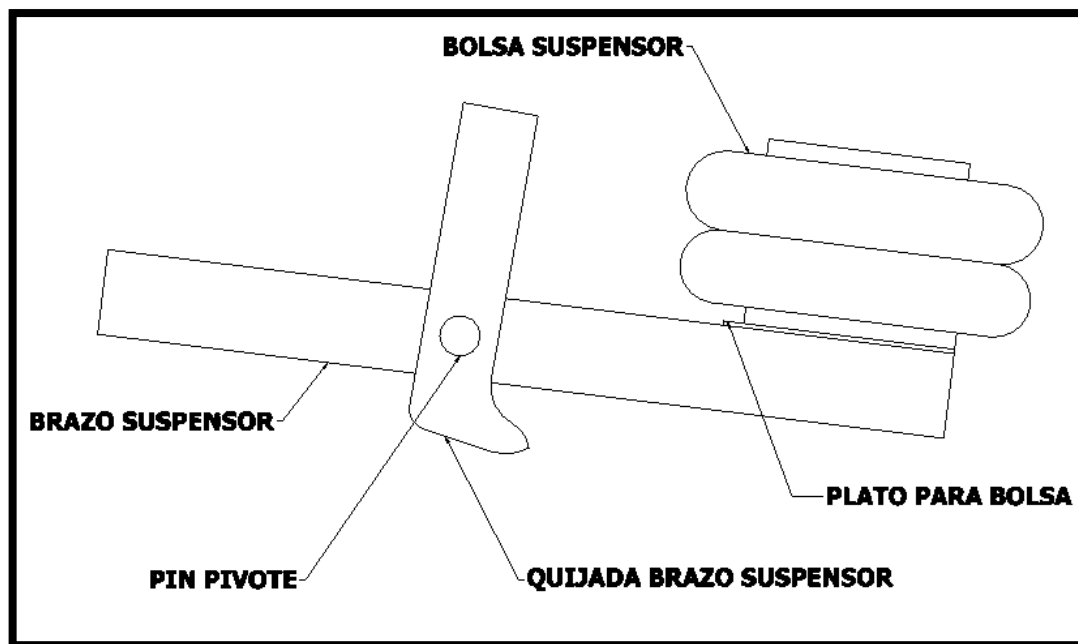
L: Bolsa neumática de elevación.

2.2.5. Esquema del Suspensor de Ejes

A continuación, presento un bosquejo del esquema del suspensor de ejes. El suspensor de ejes tendría dos grados de libertad, el primero es el movimiento vertical del eje y el segundo es el movimiento angular del suspensor.

Figura 8

Bosquejo del suspensor de Ejes



Nota. La figura muestra el bosquejo del suspensor. Fuente: Elaboración propia (2024).

2.2.5.1. Cámara de Aire y Bolsa Neumática

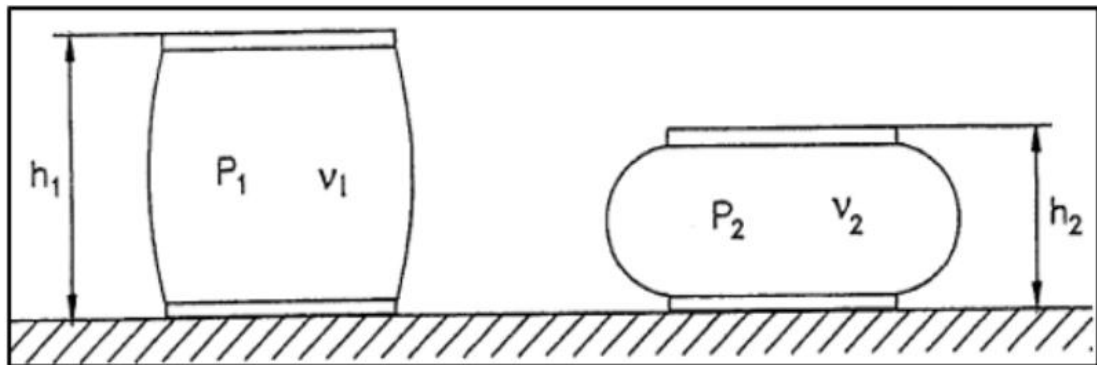
Una forma de describir una bolsa neumática es como una cantidad de aire comprimido contenida en un recipiente de manera que la presión del aire genera una fuerza en la dirección deseada (Muramatsu et al., 2023).

Cuando un vehículo equipado con bolsas neumáticas en su sistema de suspensión está en posición de reposo y se agrega o retira carga, la válvula de control de altura, también conocida como válvula niveladora, opera para ajustar la cantidad de aire en el resorte neumático, el objetivo principal es mantener constante la altura total deseada de la bolsa

neumática (Gómez, Montero, Martín, Chinchón y Ramón, 2023). Esto implica aumentar o disminuir la presión dentro de la bolsa neumática según sea necesario para proporcionar la fuerza de elevación requerida y equilibrar la nueva carga aplicada al vehículo.

Figura 9

Cámara de Aire



Nota. La figura muestra una cámara de aire. Fuente: Firestone (1992).

Donde:

P_1 : Presión interna en el estado inicial [N/m]

P_2 : Presión interna en el estado comprimido [N/m]

v_1 : Volumen interno en estado inicial [m^3]

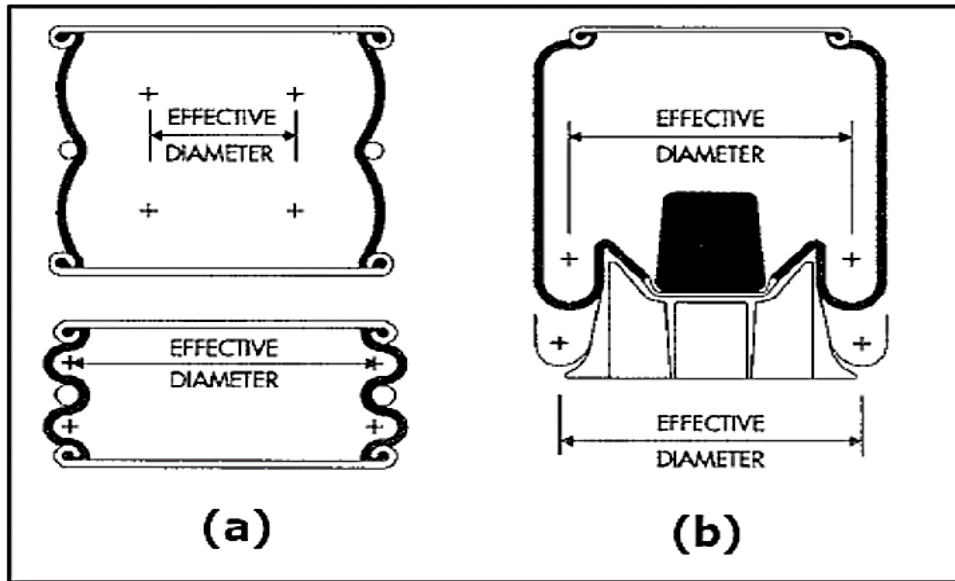
v_2 : Volumen interno en el estado comprimido [m^3]

h_1 : Altura inicial de la bolsa neumática [m]

h_2 : Altura final de la bolsa neumática [m]

2.2.5.2. Análisis de Cámara de Aire

Si tenemos un volumen de aire V_1 que está en un recipiente elástico (resorte neumático) y se encuentra a una presión p_1 , si en él se ejerce una fuerza F_1 , la Bolsa Neumática se comprime con lo cual habría un cambio de presión (p_2), volumen (v_2), Fuerza (F_2) y altura (h_2) (Izquierdo et al., 2001).

Figura 10*Resorte Neumático*

Nota. La figura muestra un resorte neumático. Fuente: Izquierdo (2001).

La rigidez de un resorte neumático se considera constante durante una pequeña variación de la fuerza y se define de la siguiente manera:

$$K = \frac{dF}{dh} \quad (6)$$

Donde:

K : rigidez del resorte neumático [N/m]

F : fuerza aplicada [N]

h : desplazamiento/deflexión [m]

Realizando el análisis matemático la rigidez para un instante específico sería:

$$K = -A^2 * p * \frac{n}{v} + (p - p_a) \frac{dS}{dh} \quad (7)$$

Donde:

K : rigidez del resorte neumático [N/m]

A : área efectiva [m²]

p : presión interna [Pa]

n : exponente politrópico [adimensional]

v : volumen del gas [m^3]

p_a : presión atmosférica [Pa]

S : área efectiva variable [m^2]

h : desplazamiento/deflexión [m]

Como podemos ver, la rigidez cambia con la presión y esta es diferente para cada estado de carga que se quiera analizar.

2.2.5.3. El Neumático

El componente fundamental que tiene un contacto directo con la superficie de la carretera es el neumático, las cualidades de los neumáticos son el principal factor que influye en el desempeño de un vehículo (Singh et al., 2019). Los neumáticos ejercen un impacto significativo en diversos aspectos, incluyendo la capacidad de manejo, la tracción, el confort durante la conducción y la eficiencia en el consumo de combustible del automóvil (Jazar, 2008).

La fuerza vertical del neumático F_x puede calcularse aproximadamente como una función lineal de la desviación normal del neumático Δx medida en el centro del neumático (Jazar, 2008).

$$F_x = K_x * \Delta x \quad (8)$$

Donde:

F_x : fuerza vertical del neumático en la dirección x [N]

K_x : rigidez del neumático en la dirección x [N/m]

Δx : desviación (deflexión) normal del neumático [m]

El coeficiente kx se llama rigidez del neumático en la dirección x .

2.2.5.4. El Eje

Un eje de camión es una parte integral del sistema de transmisión de cualquier vehículo de carga; básicamente, sirve como un enlace entre las ruedas, pudiendo estar conectado a estas y girar junto a ellas, o estar fijado al chasis u otros elementos del vehículo, permitiendo que las ruedas giren alrededor de él, la cantidad de ejes en un camión puede variar según su tamaño y propósito, y el término "eje de camión" puede referirse tanto al propio eje como a todos los componentes que lo componen, como el eje caja (Tretjakovas y Čereška, 2021).

La función de un eje de camión es diversa: desempeña un papel en el mantenimiento de la alineación de dos ruedas en paralelo, contribuye al soporte del peso del vehículo y cualquier carga, y puede formar parte integral de los sistemas de dirección, suspensión y control, en ciertos camiones, el eje del camión se encarga de transferir la energía desde el eje de transmisión a las ruedas, y para lograr este sistema se requiere la colaboración de varios otros componentes junto al eje del camión (Peng et al., 2023).

$$d = \left(\frac{32}{\pi} * \frac{1}{\sigma_{adm}} * \sqrt{M^2 + (K_t * Y)^2} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (9)$$

Donde:

d : diámetro del eje [m]

σ_{adm} : esfuerzo admisible del material [Pa]

M : momento flector [N·m]

K_t : factor de corrección/concentración

Y : momento torsor (torque) [N·m]

π : constante pi

2.2.6. Cinemática del Eje Elevable

Al diseñar el sistema de elevación, se deben tener en cuenta ciertos factores, tales como (Gottschalk, 2013):

- La fuerza de elevación debe ser menor para levantar el eje

- El mecanismo debe tener la altura de elevación máxima permitida.
- Debe generarse una menor fuerza de reacción en las articulaciones de los enlaces en diversas situaciones de carga dinámica.
- El peso bruto de todo el mecanismo debería ser menor.

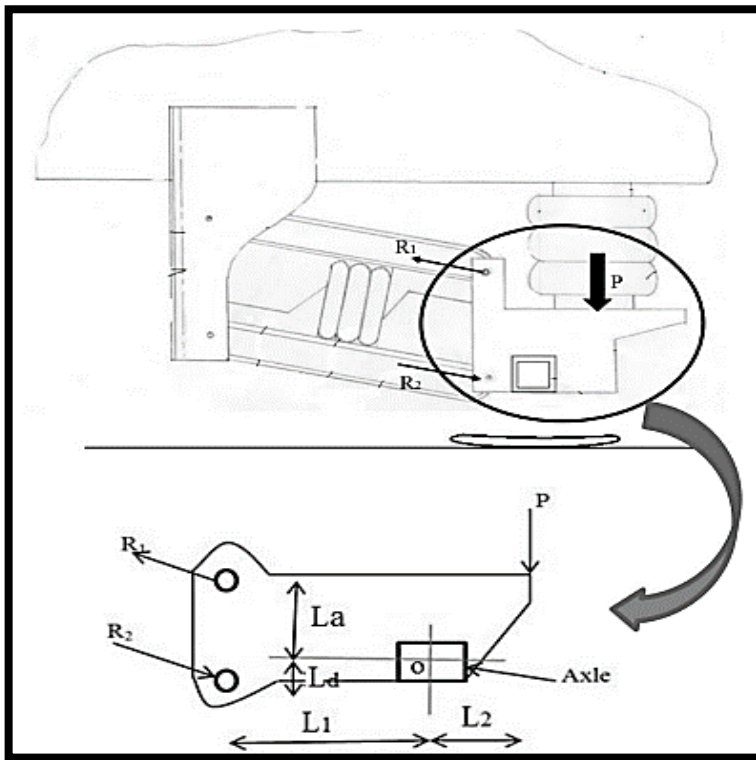
Todos estos factores mencionados pueden abordarse a través del análisis de la cinemática del eje elevable, y según los resultados obtenidos, es posible modificar el diseño.

2.2.6.1. Cálculo Cinemático del mecanismo de Elevación

En el estudio de la cinemática del mecanismo, se toman en cuenta principalmente cuatro categorías de condiciones de carga, las cuales son (Kaps, 2011): Fuerza de elevación, carga vertical, condición de frenado, condición de curvas.

2.2.6.2. Ecuación Gobernante Condición de carga vertical

La fuerza vertical aplicada al eje se transmite mediante el fuelle de aire del conductor desde el chasis hasta el eje. Por lo general, se asume que esta fuerza vertical genera una reacción en las articulaciones de los enlaces, pero en situaciones dinámicas, debido a las variaciones en la amplitud de la fuerza vertical, la magnitud de esta fuerza puede superar la condición de carga establecida. Para garantizar la seguridad del diseño, se considera que la amplitud máxima de carga es tres veces mayor que la condición de carga establecida (Gillespie, 2021).

Figura 11*Mecanismo bajo carga vertical*

Nota. La figura muestra un mecanismo diagrama de cuerpo libre. Fuente: Shukla et al. (2017).

Tomando momento con respecto al punto O.

$$\sum M_O = 0 \quad (10)$$

Donde:

M_O : momento (suma de momentos) respecto al punto O [N·m]

O: punto de referencia para el cálculo de momentos

$$P \times L_2 = R_1 \times L_a \cos\theta - R_1 \times L_1 \sin\theta + R_2 \times L_d \cos\theta + R_2 \times L_1 \sin\theta \quad (11)$$

Donde:

P: carga aplicada [N]

L_2 : brazo de palanca asociado a P [m]

R_1 : reacción/fuerza en el apoyo 1 [N]

R_2 : reacción/fuerza en el apoyo 2 [N]

L_a : distancia (brazo) correspondiente al término $R_1 * L_a$ [m]

L_d : distancia (brazo) correspondiente al término $R_2 * L_d$ [m]

L_l : distancia (brazo) asociada a los términos con $\sin \theta$ [m]

θ : ángulo de inclinación [rad]

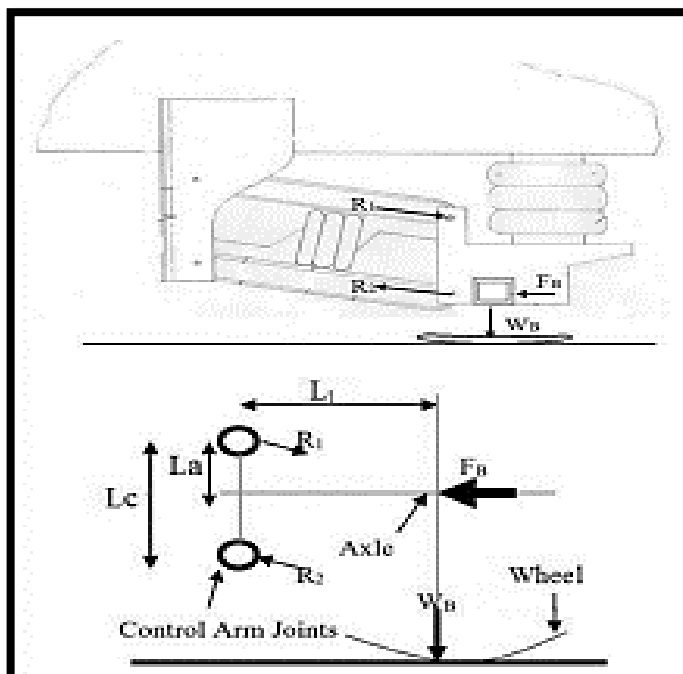
$\sin \theta$: función seno del ángulo θ

$\cos \theta$: función coseno del ángulo θ

Condición de frenado: A la velocidad estándar del vehículo de gran tonelaje, se considera que, al aplicar los frenos de la rueda de forma brusca, se generará una fuerza de frenado en el eje (Gillespie, 2021).

Figura 12

Mecanismo en condición de frenado



Nota. La figura muestra un diagrama de cuerpo libre de un mecanismo en condición de frenado. Fuente: Shukla et al. (2017)

Condición de equilibrio de fuerzas

$$\sum F_H = 0 \quad (12)$$

$$F_B + R_2 \cos \theta = R_1 \cos \theta \quad (13)$$

$$\sum F_Y = 0 \quad (14)$$

$$W_8 = (R_2 - R_1) \sin \theta \quad (15)$$

De la ecuación (12) y ecuación (14).

$$\frac{W_B}{F_B} = \tan \theta \quad (16)$$

Tomando momento con respecto a la articulación del brazo de control inferior

$$\sum M_2 = 0 \quad (17)$$

$$F_B \times (L_c - L_a) - W_B \times L_1 - R_1 \times L_c \cos \theta = 0 \quad (18)$$

Donde:

$\sum F_H$: suma de fuerzas en la dirección horizontal [N]

F_H : componente horizontal de fuerza [N]

$\sum F_Y$: suma de fuerzas en la dirección vertical [N]

F_Y : componente vertical de fuerza [N]

F_B : fuerza aplicada/reacción en el punto B [N]

R_1 : reacción/fuerza en el apoyo o punto 1 [N]

R_2 : reacción/fuerza en el apoyo o punto 2 [N]

W_B : carga/peso actuante en B [N]

θ : ángulo de inclinación [rad] (o [°], según se trabaje)

$\sin \theta$: función seno de θ

$\cos \theta$: función coseno de θ

$\tan \theta$: función tangente de θ

ΣM_2 : suma de momentos respecto al punto 2 [$N \cdot m$]

M_2 : momento respecto al punto 2 [$N \cdot m$]

L_a : distancia/brazo de palanca $L_a[m]$

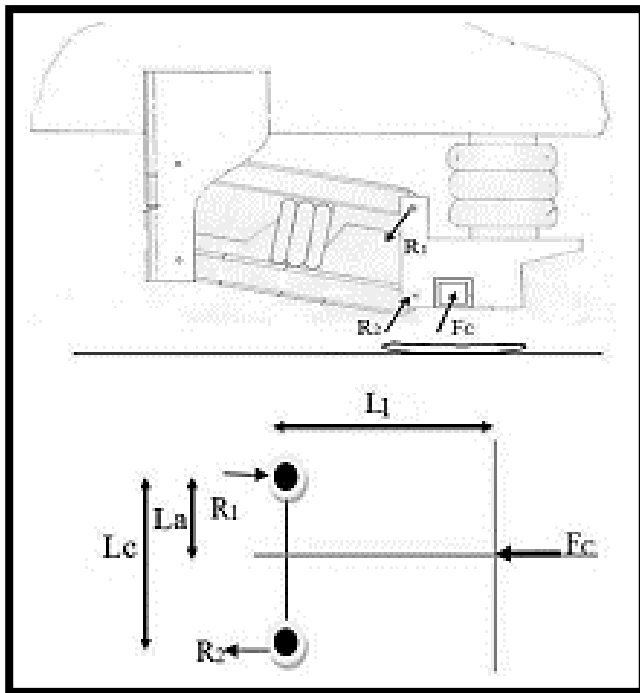
L_c : distancia/brazo de palanca $L_c[m]$

L_1 : distancia/brazo de palanca $L_1[m]$

Condición de curvas: Cuando el vehículo gira, las ruedas, debido a su ángulo de deslizamiento, generan una fuerza de reacción en el eje, conocida como reacción de la curva. Es evidente que la fuerza en las curvas será más pronunciada en el eje motriz (Mchenry, 1968).

Figura 13

DCL del mecanismo en condición de curva



Nota. La figura muestra un mecanismo DCL. Fuente: Shukla et al. (2017)

Condición de equilibrio de fuerzas

$$R_2 - R_1 = F_c \quad (19)$$

Donde:

R_2 : reacción/fuerza en el apoyo o punto 2 [N]

R_1 : reacción/fuerza en el apoyo o punto 1 [N]

F_c : fuerza resultante (o fuerza de contacto, según tu modelo) [N]

Tomando momento con respecto a la articulación del brazo de control superior:

$$R_2 \times L_c = F_c \times L_a \quad (20)$$

Donde:

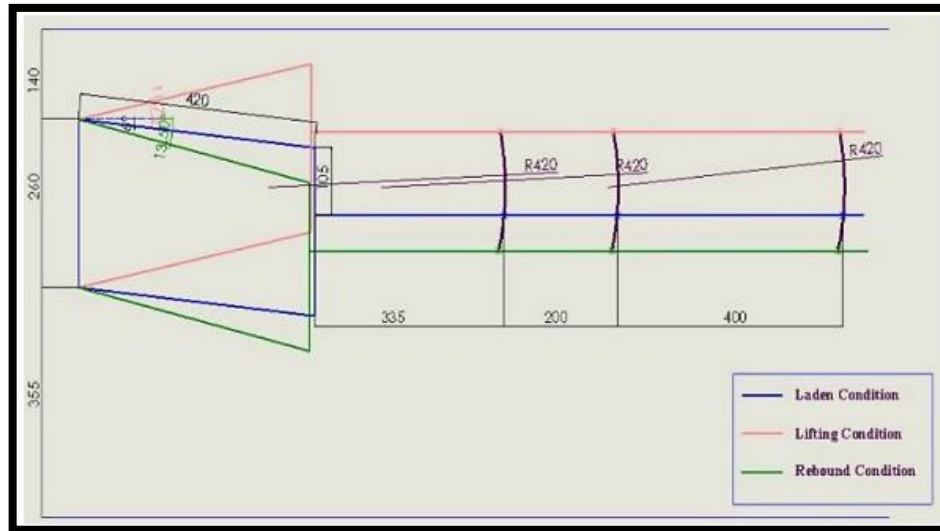
R_2 : reacción/fuerza en el apoyo o punto 2 [N]

F_c : fuerza resultante (o fuerza de contacto) [N]

L_c : brazo de palanca/distancia L_c [m]

L_a : brazo de palanca/distancia L_a [m]

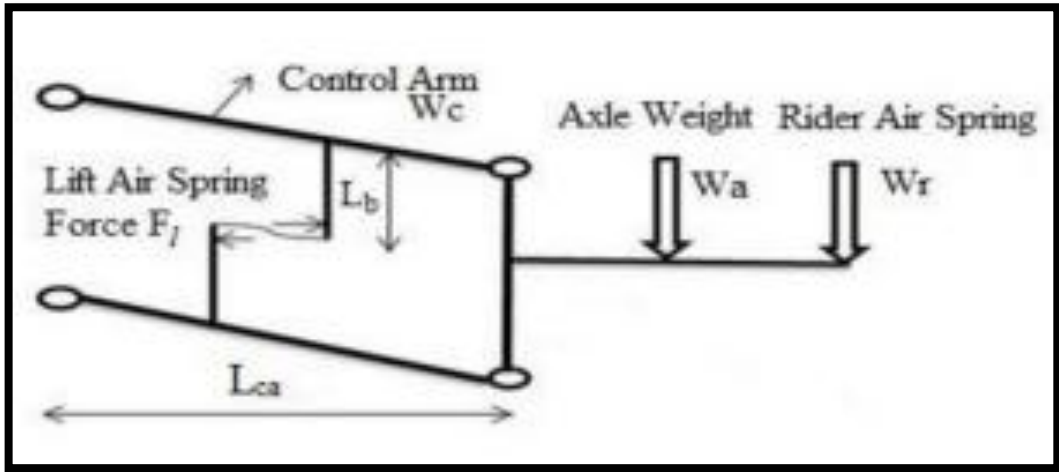
Fuerza de elevación: Para lograr un diseño óptimo del mecanismo, es esencial desarrollar un modelo que pueda operar con una fuerza de elevación mínima requerida para elevar un eje de 10 toneladas, por lo tanto, un análisis cinemático exhaustivo de todo el mecanismo resulta fundamental (Shukla et al., 2017).

Figura 14*Cinemática del mecanismo*

Nota. La figura muestra la cinemática del mecanismo. Fuente: Shukla et al. (2017)

En las situaciones de elevación y rebote, se ha notado que todo el mecanismo de elevación sigue una trayectoria curva. A pesar de la rotación de las cargas en diferentes orientaciones que afecta al mecanismo, este tiene un punto central distinto, pero su radio de rotación permanece constante.

A partir del análisis de la conexión cinemática, se determinó que el radio de la trayectoria curva coincide con la longitud del brazo de control ($L = 420 \text{ mm}$), tal como se muestra en la Figura 14. En consecuencia, durante las condiciones de elevación o rebote, el brazo de momento se mantiene igual a 420 mm, por lo que el momento se expresa como $M = F \cdot 0.420 \text{ m}$ respecto al punto de giro.

Figura 15*Mecanismo de elevación*

Nota. La figura muestra un diagrama de cuerpo libre de un mecanismo de elevación.

Fuente: Shukla et al. (2017).

Tomando un momento con respecto a ese punto del arco:

$$2F_l \times L_b = (W_a + W_r + 2W_c) \times L_{ca} \quad (21)$$

Donde:

F_l : fuerza aplicada en el punto l [N]

L_b : brazo de palanca/distancia L_b [m]

W_a : peso/carga W_a [N]

W_r : peso/carga W_r [N]

W_c : peso/carga W_c [N]

L_{ca} : brazo de palanca/distancia L_{ca} [m]

2.2.7. Análisis de Cargas Estáticas y Dinámicas

2.2.7.1. Cargas y su Importancia en el Diseño Estructural

Una carga es una fuerza externa que actúa sobre un cuerpo o estructura y que puede generar esfuerzos internos, deformación y desplazamientos, el análisis de cargas es esencial en diseños vehiculares porque permite garantizar la seguridad, durabilidad y funcionalidad de componentes estructurales, tales como los ejes, bastidores y sistemas de suspensión (Gyenes, Mitchell & Phillips, 1992). Un diseño que no incorpora correctamente los efectos de las cargas puede resultar en fallas prematuras, fatiga estructural o incluso colapsos bajo condiciones reales de operación (Rosato, 2003).

2.2.7.2. Cargas Estáticas

Las cargas estáticas son fuerzas que se aplican lentamente a una estructura o que varían tan poco con el tiempo que sus efectos inerciales pueden ser despreciados en el análisis, estas cargas generalmente se asocian al peso propio del vehículo y de su carga útil cuando este está detenido o en movimiento uniforme sin perturbaciones importantes (Marcin et al., 2025).

En el contexto de semirremolques, la carga estática típica puede considerarse como la fuerza vertical resultante del peso del vehículo y de su carga distribuida sobre los ejes, sin efectos de aceleraciones o irregularidades en el pavimento, este tipo de análisis usa ecuaciones de equilibrio estático ($\sum F = 0$, $\sum M = 0$) para determinar esfuerzos, reacciones y tensiones en los elementos estructurales (Marcin et al., 2025).

2.2.7.3. Cargas Dinámicas

A diferencia de las cargas estáticas, las cargas dinámicas son fuerzas que cambian con el tiempo y pueden tener variaciones significativas en magnitud, dirección y punto de aplicación, estas cargas surgen principalmente por aceleraciones, vibraciones, impactos y movimiento relativo entre superficies (Marcin et al., 2025).

Las cargas dinámicas incluyen: componentes de inercia debidas a aceleraciones verticales y horizontales, fuerzas de impacto causadas por variaciones bruscas del perfil de la carretera, vibraciones generadas por el movimiento continuo del vehículo, el resultado es que una estructura sometida a cargas dinámicas experimenta esfuerzos significativamente mayores que bajo condiciones estáticas equivalentes, esto se debe a que la fuerza efectiva incluye además fuerzas de inercia, que dependen de la masa de los componentes y de la aceleración inducida durante el movimiento (Marcin et al., 2025).

2.2.7.4. Importancias de las Cargas Dinámicas en Semirremolques

La consideración de cargas dinámicas en el diseño de semirremolques de tres ejes es un aspecto fundamental para garantizar la seguridad estructural y la durabilidad del sistema de suspensión. A diferencia de las cargas estáticas, que representan únicamente el peso propio del vehículo y la carga útil distribuida sobre los ejes, las cargas dinámicas incorporan los efectos de aceleraciones verticales, longitudinales y transversales generadas durante la operación real del vehículo (Zamzam et al., 2025). Estas aceleraciones son inducidas principalmente por irregularidades del perfil de la carretera, cambios de velocidad, frenadas, curvas y maniobras bruscas, produciendo incrementos temporales en los esfuerzos internos de los componentes estructurales (Zamzam et al., 2025).

2.2.8. Matlab

Es un lenguaje de programación y un entorno de cálculo numérico desarrollado por MathWorks. MATLAB es una herramienta muy utilizada por ingenieros y científicos para analizar datos, desarrollar algoritmos y crear modelos (Egert y Kreutz, 2023). MATLAB es un lenguaje basado en matrices que permite la expresión más natural de las matemáticas computacionales, es una plataforma de programación diseñada específicamente para los ingenieros y científicos, para analizar y diseñar sistemas y productos que transforman nuestro mundo (MathWorks, 2023). MATLAB es un software propietario y se utiliza en una amplia

gama de aplicaciones, desde la investigación académica hasta la industria (Ozgur, Colliau, Rogers y Hughes, 2021).

2.2.9. Autodesk Inventor

El software de diseño Autodesk Inventor es una aplicación de automatización de diseño mecánico que permite a los diseñadores esbozar ideas rápidamente, experimentar con características y dimensiones y producir modelos y dibujos detallados (Syarifudin et al., 2021). Mediante Autodesk Inventor se puede aprovechar la capacidad de realizar CAD 3D, animaciones y simulaciones de los componentes diseñados. Asimismo, la aplicación permite generar ensambles de las piezas diseñadas, exportarlas a diferentes formatos, generar planos de detalle de las piezas generadas, entre otras herramientas.

2.2.10. Normas y criterios técnicos para el diseño estructural

2.2.10.1. Acero Estructural ASTM A36

El acero ASTM A36 corresponde a un acero estructural al carbono empleado en elementos y componentes destinados a aplicaciones estructurales generales. La especificación ASTM A36/A36M establece los requisitos relacionados con las propiedades mecánicas y químicas del material, incluyendo parámetros como resistencia a la tracción, límite de fluencia y elongación. Asimismo, contempla su utilización en elementos estructurales fabricados mediante procesos de unión como soldadura, siempre que se empleen procedimientos adecuados al material y al servicio requerido (ASTM International, 2019).

En la presente investigación, el ASTM A36 se empleó como material de referencia para el diseño y la verificación estructural del brazo del sistema suspensor de ejes. La selección de este material permitió establecer las propiedades mecánicas necesarias para evaluar los esfuerzos y desplazamientos obtenidos mediante el análisis estructural.

Es importante señalar que la ASTM A36/A36M constituye una especificación del

material, por lo que su utilización en la investigación permite sustentar la selección de las propiedades mecánicas utilizadas en la simulación estructural.

2.2.10.2. Criterio de esfuerzo equivalente de Von Mises

El criterio de Von Mises constituye uno de los criterios empleados para evaluar el inicio de la fluencia de materiales dúctiles sometidos a estados de esfuerzo multiaxiales. Este criterio considera los esfuerzos principales y permite expresar el estado combinado de esfuerzos mediante un esfuerzo equivalente. La condición de fluencia se alcanza cuando el esfuerzo equivalente de Von Mises alcanza el valor asociado a la fluencia del material (Wright, 2011).

Matemáticamente, el esfuerzo equivalente de Von Mises puede expresarse como:

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2}} \quad (22)$$

Donde:

- σ_{VM} = esfuerzo equivalente de Von Mises
- $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ = esfuerzos principales

Para la presente investigación, este criterio fue utilizado para evaluar la respuesta estructural del brazo del suspensor. El esfuerzo equivalente obtenido mediante la simulación fue comparado con el límite de fluencia adoptado para el acero ASTM A36, permitiendo determinar si la configuración propuesta permanecía dentro del régimen elástico considerado en el diseño.

Tabla 1.*Normas, criterios, métodos y herramientas técnicas empleadas.*

Elemento técnico	Tipo	Aplicación en la investigación
ASTM A36/A36M	Especificación técnica del material	Selección del acero estructural empleado para el brazo del suspensor y definición de sus propiedades mecánicas para la evaluación estructural.
Criterio de Von Mises	Criterio de fluencia	Evaluación del esfuerzo equivalente generado en el brazo del suspensor y comparación con el límite de fluencia adoptado para el material.
Método de Lagrange	Método de mecánica analítica	Obtención de las ecuaciones de movimiento del sistema dinámico del suspensor a partir de las energías del sistema.
Representación en espacio de estados	Método de representación matemática	Conversión del modelo dinámico a un conjunto de ecuaciones de primer orden para su implementación y simulación.
MATLAB/Simulink	Herramienta computacional	Implementación y simulación del modelo matemático para evaluar la respuesta dinámica del sistema.
Autodesk Inventor	Herramienta CAD/CAE	Modelamiento tridimensional y verificación estructural del brazo del suspensor.

Nota: Elaboración propia con base en ASTM Internacional (2019), Wright (2011) y

MathWorks (2026)

Capítulo III:

METODOLOGÍA

3.1. Tipo de investigación

La investigación aplicada se orienta a resolver un problema concreto, usando conocimiento científico y técnico para proponer, optimizar o validar una solución en un contexto real. Su finalidad principal no es solo describir un fenómeno, sino generar un resultado utilizable (producto, diseño, procedimiento o mejora) con verificación (Arias y Covinos, 2021).

En este estudio, la investigación se desarrolló como aplicada porque se buscó obtener un diseño verificable del suspensor de ejes para un semirremolque de FAMECA S.A.C., integrando el modelamiento, la simulación y el diseño como dimensiones operativas de la variable independiente. Asimismo, se midió el desempeño con indicadores de comportamiento operativo (desplazamientos con K estático y dinámico), esfuerzo (Von Mises máx.) y desplazamiento (máximo), lo que permitió sustentar una solución técnica con resultados cuantificables.

3.2. Enfoque de la investigación

El enfoque cuantitativo se basa en la medición numérica de variables y en el análisis de datos expresados en magnitudes, con el fin de describir, comparar o verificar comportamientos mediante procedimientos sistemáticos. Este enfoque utiliza indicadores, unidades y escalas para obtener resultados objetivos y reproducibles (Arias y Covinos, 2021).

En esta investigación, el enfoque se aplicó porque las variables se midieron con indicadores numéricos y verificables: en la variable independiente “suspensor de ejes” se registraron longitudes, coordenadas, rigidez K , masas, fuerzas y distancias; y en la variable dependiente “desempeño” se evaluaron desplazamientos (con K estático y dinámico), el

esfuerzo Von Mises máximo y el desplazamiento máximo, con unidades y escala de razón, permitiendo comparar y sustentar el diseño.

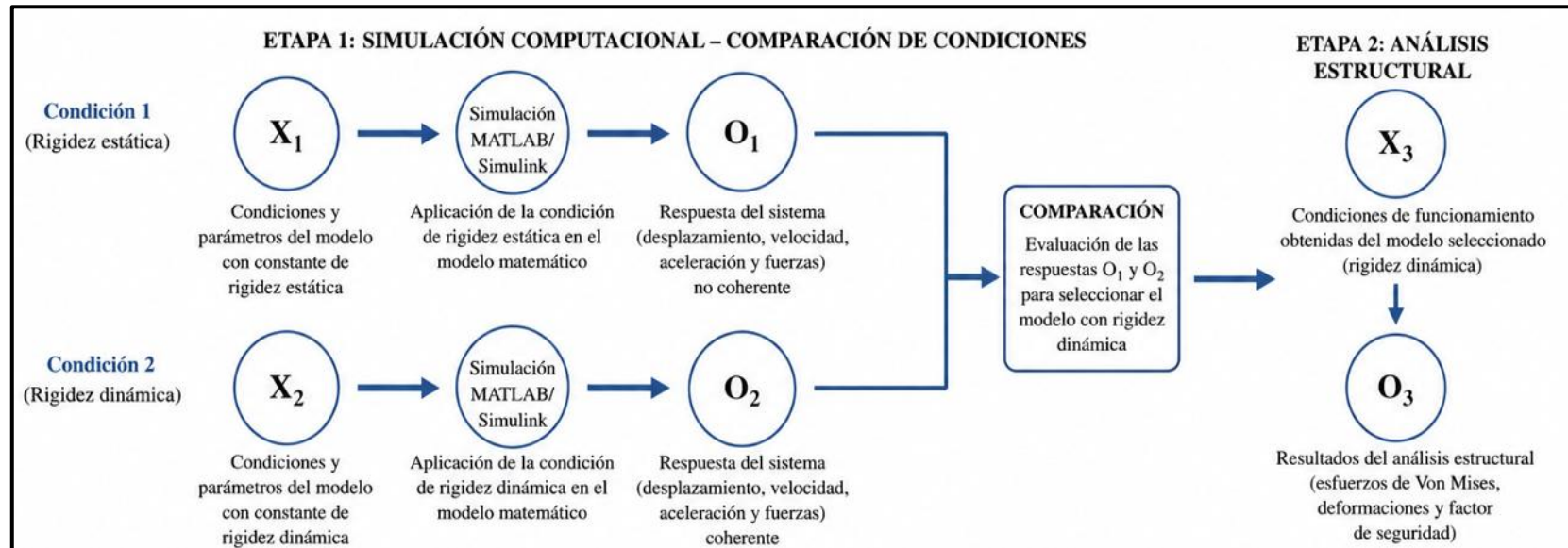
3.3. Diseño de investigación

El diseño cuasi-experimental se caracteriza por trabajar con unidades de estudio preestablecidas, sin una selección aleatoria. Asimismo, permite controlar o manipular la variable independiente con la finalidad de observar los efectos producidos sobre la variable dependiente. (Arias y Covinos, 2021).

En esta investigación, el diseño se desarrolló como cuasiexperimental, transversal y descriptivo, debido a que se trabajó con una configuración previamente definida del sistema suspensor de ejes (M), sobre la cual se establecieron condiciones y parámetros de análisis (X) mediante el modelamiento matemático, la simulación computacional y la verificación estructural, permitiendo observar y registrar la respuesta del sistema (O) a través de los indicadores establecidos. Asimismo, los datos correspondientes a la caracterización del sistema fueron obtenidos en un periodo determinado y los resultados numéricos permitieron describir su comportamiento y sustentar la propuesta de diseño.

Figura 16

Diseño de investigación



X_1 : Primera condición de análisis del modelo utilizando la constante de rigidez estática.

O_1 : Respuesta obtenida mediante la simulación computacional con la constante de rigidez estática (respuesta no coherente).

X_2 : Segunda condición de análisis del modelo utilizando la constante de rigidez dinámica.

O_2 : Respuesta obtenida mediante la simulación computacional con la constante de rigidez dinámica (respuesta coherente).

X_3 : Condiciones de funcionamiento del sistema obtenidas del modelo seleccionado (rigidez dinámica) utilizadas para el análisis estructural.

O_3 : Resultados del análisis estructural del brazo del suspensor (esfuerzos de Von Mises, deformaciones y factor de seguridad).

Nota: La comparación entre O_1 y O_2 permite determinar qué constante de rigidez representa de manera coherente el comportamiento del Sistema.

3.4. Alcance de investigación

El alcance descriptivo se orienta a caracterizar y detallar un fenómeno u objeto de estudio, identificando sus propiedades, componentes y comportamiento observable, sin buscar establecer relaciones causales generales. Para ello, emplea mediciones e indicadores que permiten presentar el estado, las magnitudes y la forma en que se manifiesta (Hadi et al., 2023).

En esta investigación, el alcance se desarrolló como descriptivo porque el suspensor de ejes se caracterizó mediante la variable independiente y sus dimensiones (modelamiento, simulación y diseño), registrándose longitudes, coordenadas, rigidez, masas, fuerzas y distancias, así como escenarios simulados y material/configuración. Asimismo, el desempeño se describió con indicadores de comportamiento operativo, esfuerzo Von Mises y desplazamiento máximo.

3.5. Población y muestra

La unidad de análisis se entiende como el elemento específico sobre el cual se observa, mide y registra información en una investigación, de modo que representa el “caso” concreto donde se aplican las variables, dimensiones e indicadores definidos (Hadi et al., 2023).

En este estudio, la unidad de análisis se definió como el sistema de suspensor de ejes correspondiente a un semirremolque plataforma de tres ejes de FAMECA S.A.C., porque sobre ese conjunto se registraron las dimensiones del modelamiento, simulación y diseño y, a partir de ello, se evaluó el desempeño mediante comportamiento operativo, esfuerzo y desplazamiento.

La población se concibe como el conjunto total de elementos que comparten características comunes y sobre los cuales se pretende describir o inferir resultados dentro del alcance del estudio (Arias y Covinos, 2021).

En esta investigación, la población estuvo conformada por los sistemas de suspensor de ejes aplicables a semirremolques plataforma de tres ejes vinculados al contexto de FAMECA S.A.C., dado que el trabajo se enfocó en describir y evaluar un sistema de ese tipo bajo condiciones de modelamiento, simulación y diseño definidas.

La muestra es una parte seleccionada de la población que se analiza directamente para obtener información medible; cuando no se emplea aleatoriedad, la selección responde a criterios técnicos de pertinencia, accesibilidad o representatividad del caso (Hadi et al., 2023).

En el estudio, la muestra se seleccionó mediante muestreo no probabilístico por criterio intencional, y se conformó por un (1) sistema de suspensor de ejes (caso único), porque dicho sistema cumplió las condiciones necesarias para registrar indicadores del modelamiento (geometría y parámetros), ejecutar la simulación (escenarios comparados) y concretar el diseño (material/configuración) con verificación del desempeño.

El tiempo de muestreo describe el momento o corte temporal en el que se recolectan los datos; un diseño transversal recoge la información en un único corte, sin seguimiento longitudinal del objeto de estudio (Arias y Covinos, 2021).

En esta investigación, el tiempo de muestreo fue transversal, porque la información se recopiló en una sola etapa de evaluación, correspondiente al registro de dimensiones y parámetros del modelo, la ejecución de simulaciones en MATLAB/Simulink y la verificación estructural del diseño, consolidándose los resultados en un único corte del proceso analítico.

3.6. Operacionalización de las variables de estudio

3.6.1. Variable independiente

La variable independiente (VI), “Suspensor de ejes”, se organiza en tres dimensiones: Modelamiento, Simulación y Diseño. En Modelamiento, los indicadores fueron las longitudes principales del conjunto, las coordenadas verticales (estado inicial), las coordenadas verticales (estado final), la rigidez del sistema, las masas, la fuerza de la bolsa y las

distancias; en todos estos indicadores se empleó escala de razón. En Simulación, el indicador fue la comparación de escenarios simulados (K estático vs K dinámico), trabajándose en escala de razón. En Diseño, los indicadores fueron el material definido para fabricación y la configuración estructural, los cuales se consignaron en escala nominal.

3.6.2. Variable dependiente

La variable dependiente (VD), “Desempeño del suspensor de ejes”, se estructuró en tres dimensiones: Comportamiento operativo, Esfuerzo y Desplazamiento. En Comportamiento operativo, los indicadores fueron el desplazamiento con K estático y el descenso con K dinámico, ambos en escala de razón. En la dimensión Esfuerzo, el indicador fue el Von Mises máximo, registrado en escala de razón. Finalmente, en la dimensión Desplazamiento, el indicador fue el desplazamiento máximo, también en escala de razón.

3.7. Técnica e Instrumentos de recolección de datos

La observación técnica consiste en identificar, registrar y sistematizar información objetiva de un fenómeno u objeto de estudio, sin manipularlo físicamente, utilizando criterios previamente definidos. En estudios con software, la observación se centra en las salidas numéricas y gráficas generadas por el modelamiento, la simulación y la verificación (Arias y Covinos, 2021).

En esta investigación, la observación técnica se aplicó porque el suspensor de ejes se evaluó mediante resultados obtenidos del modelamiento y la simulación en software, registrándose dimensiones geométricas y parámetros del modelo, así como salidas de desempeño (desplazamientos, Von Mises y deformaciones). Dichos valores se recopilaron directamente de los reportes/resultados del programa y se sistematizaron para el procesamiento de datos.

La ficha de observación es un formato estructurado que permite registrar datos de

manera ordenada según variables, dimensiones e indicadores, asegurando consistencia en la captura de información. Facilita la tabulación y el análisis cuantitativo posterior (Arias y Covinos, 2021).

En el estudio, la ficha de observación se utilizó para anotar los indicadores de la variable independiente (modelamiento, simulación y diseño) y de la variable dependiente (comportamiento operativo, esfuerzo y desplazamiento). En ella se consignaron las unidades y valores obtenidos del software (mm, m, kg, N, N/m y MPa), permitiendo consolidar la información como base del procesamiento y análisis de resultados.

En esta investigación, los datos obtenidos fueron confiables porque se extrajeron directamente de las salidas del modelamiento y la simulación en software (parámetros, reportes y resultados numéricos), se registraron de manera estandarizada en una ficha de observación según variables, dimensiones e indicadores, y se mantuvieron unidades y criterios uniformes (mm, m, kg, N, N/m, MPa). Además, los resultados se contrastaron entre escenarios (K estático vs K dinámico) y se verificó su coherencia física y estructural (compatibilidad geométrica, esfuerzos y desplazamientos), lo que redujo errores de registro y facilitó la trazabilidad mediante evidencias (tablas/figuras/anexos).

En esta investigación, la ficha se sometió a la revisión de un panel de expertos con experiencia en diseño mecánico/vehicular y análisis CAE. Cada experto evaluó la correspondencia de los ítems con la matriz de operacionalización (VI: Modelamiento, Simulación y Diseño; VD: Comportamiento operativo, Esfuerzo y Desplazamiento), verificando la claridad de los campos, la congruencia de unidades (mm, m, kg, N, N/m, MPa) y la trazabilidad del dato desde los reportes del software. Con base en sus observaciones, la ficha se ajustó en redacción, orden y precisión de criterios de registro para evitar ambigüedades y asegurar uniformidad en la captura de resultados.

3.8. Técnicas de análisis de resultados

La estadística descriptiva se utiliza para organizar, resumir y presentar datos mediante tablas, valores representativos y medidas como máximos, mínimos, rangos o promedios, sin realizar generalizaciones probabilísticas. En cambio, la estadística inferencial se emplea cuando se busca inferir resultados de una muestra hacia una población, aplicando estimación o contrastes de hipótesis bajo supuestos de muestreo (Hadi et al., 2023).

En esta investigación, se aplicó estadística descriptiva porque los resultados se sistematizaron y se resumieron mediante tablas y valores numéricos provenientes del software, considerando indicadores del modelamiento (longitudes, coordenadas, K, masas, fuerzas y distancias) y del desempeño (desplazamientos/descensos, Von Mises máximo y desplazamiento máximo). Además, se realizó un análisis comparativo entre escenarios de simulación (K estático vs K dinámico) para identificar diferencias de respuesta y coherencia operativa; por ello, no se aplicaron técnicas inferenciales, ya que no se requirió estimar parámetros poblacionales ni ejecutar pruebas de hipótesis con base probabilística.

Tabla 2.*Técnicas e instrumentos*

OBJETIVO ESPECIFICO	TECNICA	INSTRUMENTO	INFORMACION OBTENIDA
Determinar las dimensiones del sistema suspensor de eje	Observación técnica	Ficha de observación	Dimensiones geométricas, posiciones del mecanismo y parámetros del sistema
Desarrollar el modelo matemático del suspensor de eje	Análisis documental y modelamiento matemático	Ficha de registro de ecuaciones y parámetros	Variables, ecuaciones del sistema, propiedades del material y parámetros del modelo
Implementar simulaciones del modelo desarrollado	Simulación computacional	MATLAB/SIMULINK	Desplazamiento, velocidades, aceleraciones y fuerzas del sistema
Diseñar el sistema suspensor de eje	Diseño asistido por computadora	AUTODESK INVENTOR PROFESSIONAL	Esfuerzos de Von mises, deformaciones y factor de seguridad del brazo del suspensor

Nota: Elaboración propia

Capítulo IV: RESULTADOS Y DISCUSIONES

4.1. Análisis e interpretación de resultados

4.1.1. Determinación de las dimensiones del sistema de suspensor de ejes

En la Tabla 1 se exhibieron las coordenadas verticales clave (respecto al punto O, pivote del brazo y origen del sistema) que definieron la posición inicial y la posición final del suspensor de eje, junto con su condición operativa (eje apoyado o elevado).

Tabla 3

Coordenadas verticales del sistema respecto al pivote O (geometría funcional)

Condición	Estado de la bolsa neumática	Coordenada vertical del punto de apoyo de la bolsa (mm)	Coordenada vertical del centro del eje (mm)	Condición funcional del eje
Posición inicial	Desinflada	128.5	27	El eje transmitió carga al piso
Posición final	Inflada (altura recomendada)	266.7	251	El eje se elevó y no transmitió carga al piso
Cambio (final – inicial)	—	+138.2	+224	Se produjo el levantamiento del eje

Nota. Coordenadas verticales expresadas en mm y referidas al pivote O; “Cambio” corresponde a (final – inicial) y la condición funcional indica si el eje transmite o no carga al piso.

Se identificó que, al pasar de la posición inicial a la final, la coordenada vertical del apoyo de la bolsa aumentó 138.2 mm, mientras que la coordenada del centro del eje aumentó 224 mm. Esto evidenció que el desplazamiento del eje fue mayor que el incremento vertical asociado al apoyo de la bolsa, lo que reflejó el efecto geométrico del brazo/palanca del sistema.

Estas coordenadas describieron la geometría operativa mínima para cumplir la función del suspensor: en la condición inicial el eje quedó en contacto (soportando carga), y en la

condición final el eje quedó elevado, cumpliendo la dimensión de funcionamiento (descarga del eje cuando no se requiere su uso) y la dimensión de geometría (posiciones y referencias respecto a O). Obtenido de Figura 18, Figura 19.

En la Tabla 2 se exhibió la información de dimensionamiento asociada a la bolsa neumática seleccionada, la cual condicionó la altura de trabajo y, por tanto, la geometría final del sistema.

Tabla 4

Selección de bolsa neumática y parámetro de dimensionamiento

Ítem	Selección/valor	Rol en el dimensionamiento
Bolsa neumática	Firestone Airstroke Style 21-2 (W01-358-6800)	Componente base del levantamiento (referencia de selección)
Altura recomendada de diseño	10.5 in	Definió la condición de inflado asociada a la posición final y el levantamiento del eje
Aplicación	Suspensor de ejes en plataforma tridem	Aseguró compatibilidad con el sistema de suspensión analizado

Nota. La altura recomendada (10.5 in) define la condición de inflado de diseño; incluir, si aplica, la equivalencia $10.5 \text{ in} = 266.7 \text{ mm}$ para mantener consistencia de unidades.

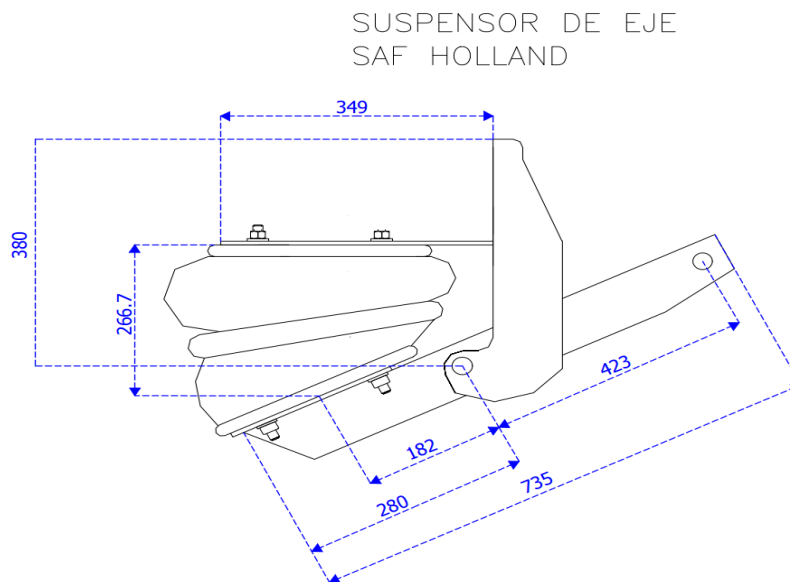
Se observó que la selección de la bolsa y su altura recomendada se usaron como parámetro directo para fijar la condición de trabajo del sistema, con el propósito de asegurar un comportamiento adecuado del suspensor en operación (posición de inflado asociada al levantamiento).

La elección de la bolsa y su altura de diseño se alineó con la dimensión de geometría, porque estableció una referencia de posición para el sistema, y con la dimensión de funcionamiento, porque permitió alcanzar el estado operativo en el que el eje se elevó y dejó de transmitir carga. Obtenido Firestone

En la Figura 17, se presentó el modelo 3D del suspensor comercial utilizado como base.

Figura 17

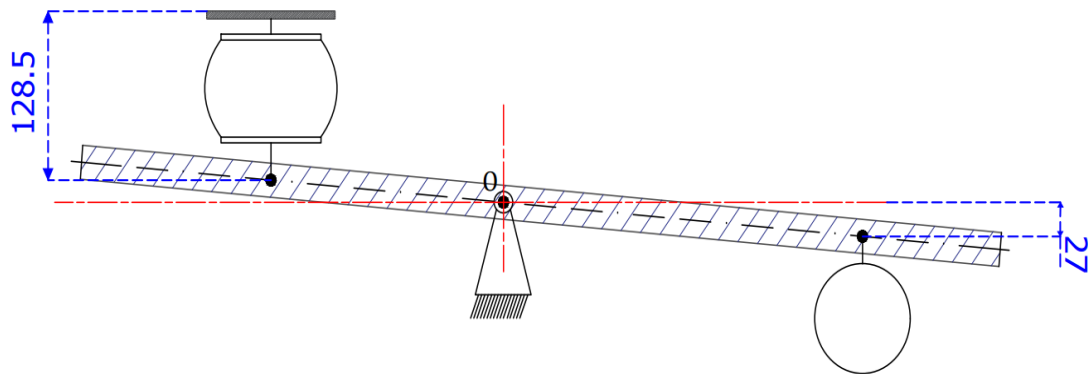
Modelo tridimensional del suspensor de eje comercial de referencia (tipo SAF-Holland).



Nota. Modelo 3D del suspensor comercial de referencia usado para identificar geometría y puntos de anclaje.

En la Figura 17, se mostró el modelo tridimensional del suspensor de eje comercial de referencia tipo SAF Holland, en el que se apreciaron las dimensiones principales del conjunto. Se observaron la altura total del sistema, el espesor y la altura efectiva del resorte de aire, así como la longitud del brazo y las distancias entre los puntos de anclaje al bastidor y el centro del eje. Obtenido Autodesk Inventor

En la Figura 18 se exhibió la condición geométrica inicial del sistema, donde se representó el eje apoyado y la bolsa neumática desinflada.

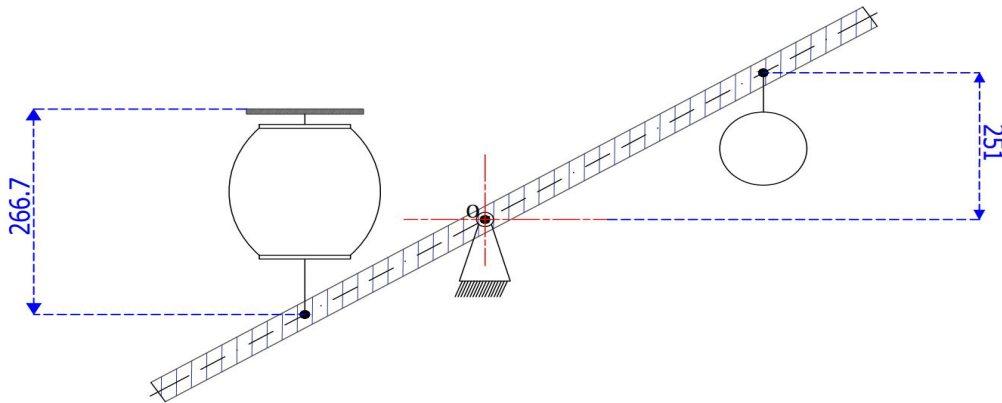
Figura 18*Dimensiones iniciales*

Nota. Geometría inicial con bolsa desinflada y eje apoyado; las dimensiones corresponden al estado de referencia para el dimensionamiento del mecanismo.

Se identificó que, en la posición inicial, la bolsa se encontró desinflada y el brazo mantuvo su posición más baja; en esa condición el eje se representó apoyado sobre el piso, lo que confirmó transmisión de carga. Esta figura sustentó el “punto de partida” del dimensionamiento: la geometría inicial no solo ubicó referencias del sistema, sino que explicó el funcionamiento en carga (eje activo apoyado), alineándose con el objetivo 1 en la dimensión de geometría/funcionamiento. Obtenido Autodesk AutoCAD

En la Figura 19 se exhibió la condición geométrica final del sistema, donde se representó el eje elevado al inflarse la bolsa hasta su altura de trabajo.

Figura 19*Dimensiones finales*



Nota. Geometría final con bolsa inflada a altura de trabajo; representa la condición en la que el eje queda elevado y deja de transmitir carga.

Se observó que, al inflarse la bolsa, el brazo cambió de posición y el eje se elevó; esta condición se describió como el estado en el que el eje ya no transmitió carga al piso.

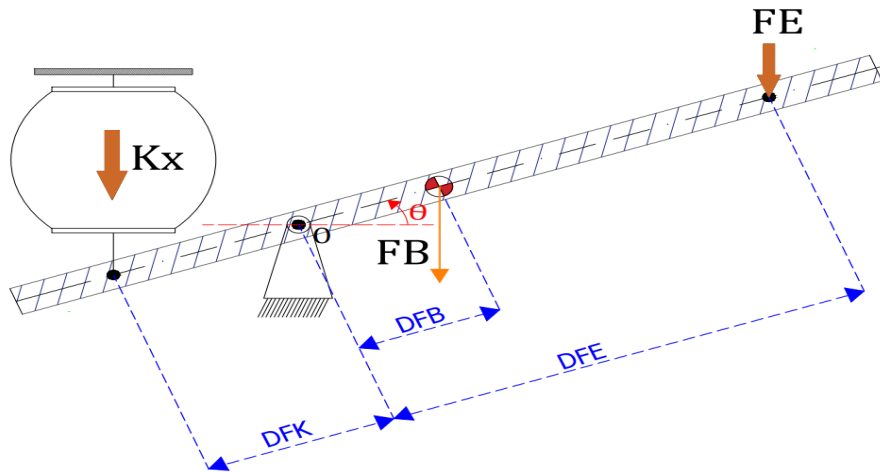
Esta figura confirmó el cumplimiento funcional del suspensor (descarga del eje) y cerró la dimensión geométrica del objetivo 1 al mostrar la configuración final que el diseño debía reproducir para garantizar el levantamiento efectivo. Obtenido Autodesk AutoCAD

4.1.2.Desarrollo de modelo matemático del suspensor de eje para un semirremolque plataforma de tres ejes.

En la Figura 20 se exhibió el diagrama de cuerpo libre del suspensor en condición estática, usado como base para plantear equilibrio y relacionar fuerzas con distancias geométricas del mecanismo.

Figura 20

Diagrama de cuerpo libre de suspensor de eje en estado estático (Fuente: Adaptado suspensor de eje SAF HOLLAND)



Nota. Diagrama de cuerpo libre en condición estática; los momentos se plantean respecto a O para relacionar fuerzas y brazos de palanca del mecanismo.

Se identificaron explícitamente las magnitudes que gobernaron el equilibrio: distancias desde puntos de aplicación al punto de referencia O , y fuerzas asociadas a la bolsa neumática, al peso del brazo y al peso del eje suspendido. Este enfoque permitió estructurar el modelo estático mediante sumatorias de momentos.

La figura operó como “puente” entre geometría y ecuaciones: al fijar brazos de palanca y fuerzas equivalentes, se justificó el planteamiento matemático del equilibrio estático, el cual sirvió para hallar una constante de rigidez equivalente (K estático) mediante la Ley de Hooke como una fuerza equivalente, $F = K * x$ donde, K sería la constante de rigidez equivalente y x el desplazamiento de la bolsa.

En la Tabla 3 se exhibieron las condiciones de diseño de la bolsa seleccionada y las variables intermedias requeridas por el procedimiento para calcular la constante de rigidez del manual de la bolsa Firestone, a este K se le llamara K dinámico y se comparara con el K estatico, para ver con cual de estas dos el sistema funciona de manera coherente.

Se indicó que la bolsa empleada fue Firestone 21-2 con altura de diseño de 10.5 pulgadas y presión de trabajo de 100 psi g, siguiendo un manual de diseño con pasos secuenciales (carga efectiva, área efectiva y variables de área/volumen a $\pm 1/2$ pulgada).

Tabla 5

Datos y variables para calcular la constante de rigidez de la bolsa neumática K dinámico

Ítem	Símbolo / Dato	Descripción (según procedimiento)
Altura de diseño	10.5 in	Condición base de cálculo
Presión de trabajo	100 psi g	Presión manométrica a altura de diseño
Carga efectiva	Q1	Se calculó para altura y presión definidas
Área efectiva	A1	Se obtuvo a partir de Q1
Áreas a $\pm 1/2$ in	AAc, AAee	Área efectiva por debajo/encima de la altura de diseño
Volúmenes	V1, Vcc, Vee	Volumen interno a altura de diseño y a $\pm 1/2$ in

Nota. Variables y datos del procedimiento para estimar la rigidez K dinámico de la bolsa; las áreas y volúmenes se evaluaron alrededor de la altura de diseño ($\pm 1/2$ in) y la presión se expresa en psi g (manométrica).

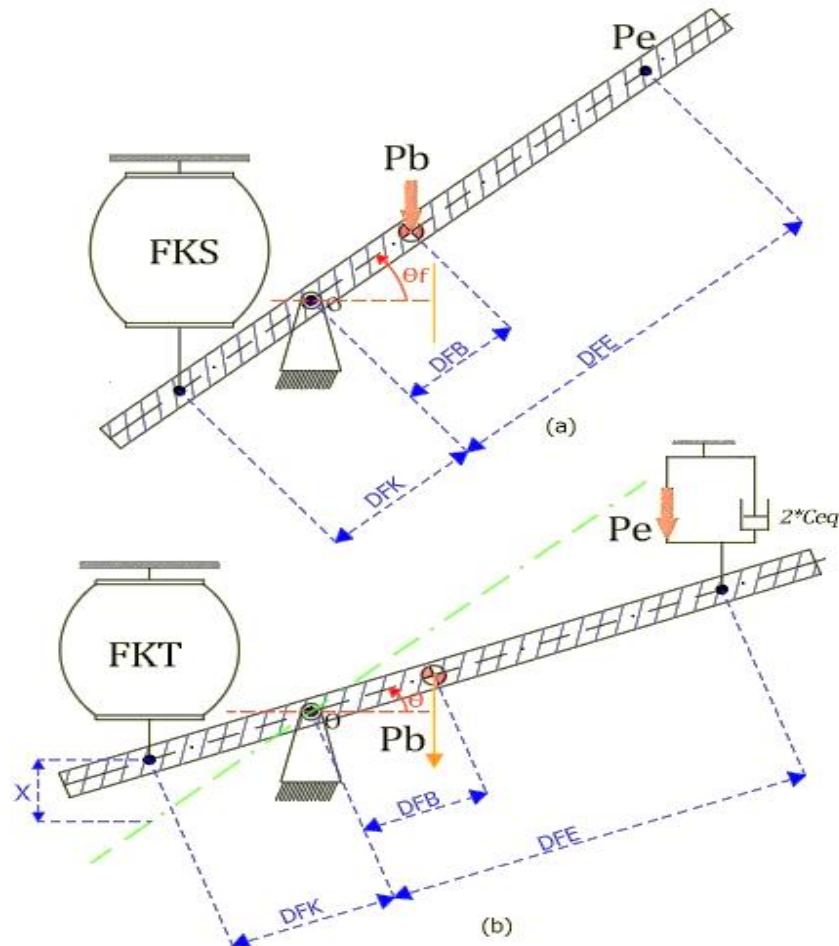
Se evidenció que el cálculo de K se estructuró en etapas: primero se fijaron altura y presión; luego se determinó carga y área efectivas; finalmente se identificaron áreas/volúmenes alrededor del punto de operación para reemplazarlos en la ecuación de rigidez vertical.

Este bloque sustentó la definición del parámetro K como entrada esencial del modelo matemático. No obstante, también se precisó que para completar el cálculo se requirió la masa del brazo del mecanismo, la cual aún no se había definido y se obtendría del modelo CAD en Autodesk Inventor. Obtenido Figura [A3-8]

En la Figura 21 se exhibió el esquema del modelo MSEN como una barra rígida de 1 grado de libertad, distinguiendo la posición de equilibrio y una posición genérica asociada a un desplazamiento angular positivo provocado por la fuerza transmitida desde el eje, lo que generó compresión de la bolsa neumática.

Figura 21

Diagrama de cuerpo libre 1° grado de libertad MSEN: (a) equilibrio estático; (b) posición genérica por peso del eje



Nota. Modelo dinámico de 1 GD con coordenada generalizada θ ; la bolsa se idealiza como elemento elástico de rigidez K y la excitación se representa mediante la fuerza F_e .

Se observó que el modelo representó el brazo como barra rígida con masa y momento de inercia, suspendida por un elemento elástico de rigidez K (bolsa neumática) y excitada por una fuerza externa F_e . Además, se describió el vínculo entre el giro θ y la compresión de la bolsa, preparando el paso a la ecuación de movimiento rotacional y a la formulación energética (Lagrange) para consistencia del modelo.

La figura consolidó el modelo dinámico mínimo (1 GDL) y fijó la coordenada generalizada θ como variable de estado del sistema. Con ello, el objetivo de “desarrollar un

modelo matemático” se alineó directamente con la dimensión evaluada, porque se dejó establecido cómo se conectaron fuerzas externas, rigidez de la bolsa y dinámica rotacional para derivar una ecuación diferencial susceptible de resolverse por espacios de estado.

4.1.3. Simulaciones del modelo desarrollado para evaluar su comportamiento bajo diversas condiciones de carga y operación.

En la Tabla 4 se exhibió la comparación sintética de los resultados del modelo MSEN bajo dos parametrizaciones de rigidez (K estático y K dinámico), resaltando la coherencia física del desplazamiento y la condición operativa del eje respecto al nivel del piso.

Tabla 6

Comparación de resultados del MSEN con K estático vs K dinámico

Caso simulado	Condición de referencia	Resultado principal reportado	Coherencia física / criterio operativo
MSEN con K estático	Posición más alta del levantador: 278 mm (máximo estiramiento de bolsa)	Desplazamiento aproximado: 400 mm	Se consideró incoherente, porque implicó que el eje bajaría por debajo del piso; se indicó rango operativo esperado 50–100 mm sobre el suelo
MSEN con K dinámico	Comparación posterior al caso estático	El eje bajó 150 mm y quedó a 120 mm sobre el piso	Se calificó como simulación más real y se concluyó que el sistema dinámico representó mejor el problema

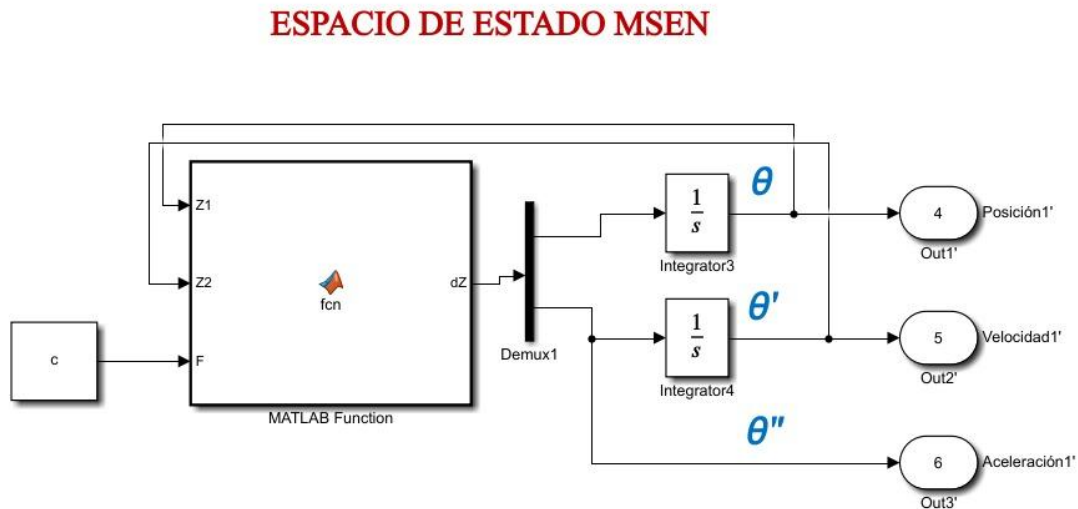
Nota. Comparación de respuesta del MSEN usando K estático y K dinámico; especificar explícitamente el referencial de altura (sobre piso vs respecto a O) para evitar ambigüedad.

Se identificó que el caso con K estático, evaluado desde la posición de 278 mm, produjo un desplazamiento de 400 mm, lo cual se describió como físicamente incoherente por implicar descenso por debajo del nivel del piso; además, se dejó establecido un rango operativo esperado de 50 a 100 mm sobre el suelo para mantener coherencia con el

En la Figura 23 se exhibió el modelado en Simulink del modelo MSEN mediante el método de espacio de estados, usado para contrastar la equivalencia con el enfoque anterior.

Figura 23

Modelado en Simulink del modelo MSEN, mediante el método espacio de estados



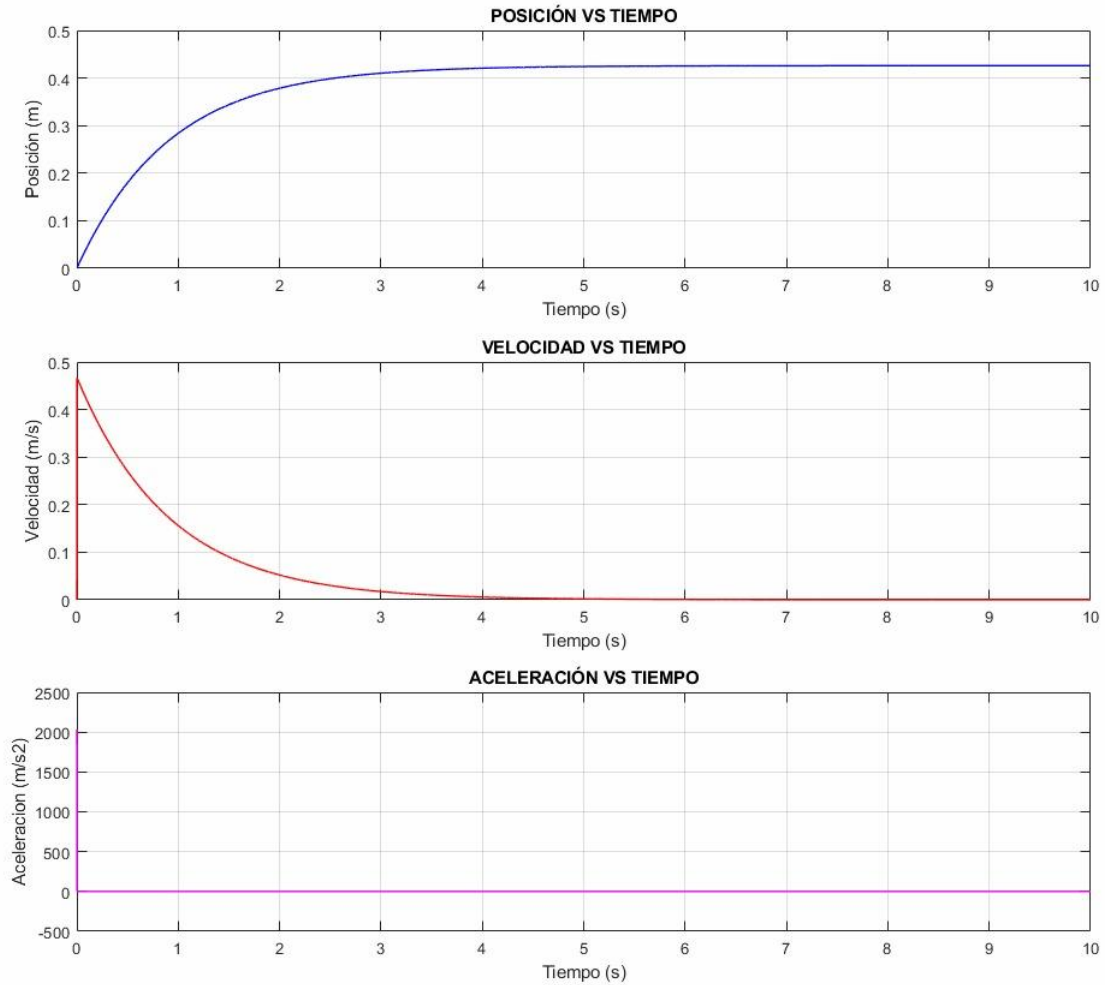
Nota. Implementación del MSEN en Simulink mediante espacio de estados; se usa para verificar equivalencia de resultados frente al modelo alternativo.

Se identificó que el MSEN se simuló bajo espacio de estados y que, al compararse con el modelo mecánico del MSEN, se reportaron resultados equivalentes con superposición de curvas. Esta equivalencia significó que el modelo quedó verificado internamente por consistencia entre formulaciones, lo que fortaleció la validez de los resultados de respuesta vs tiempo y de fuerzas utilizados para evaluar el comportamiento bajo distintas rigideces.

En la figura 24, se exhibieron las salidas temporales del MSEN que describieron la respuesta cinemática del sistema durante la simulación con el K estático.

Figura 24

Simulación de MSEN: Posición, Velocidad y Aceleración Vs Tiempo



Nota. Historias temporales de posición, velocidad y aceleración del MSEN; indicar unidades (p. ej., mm, mm/s, mm/s²) y el intervalo de simulación.

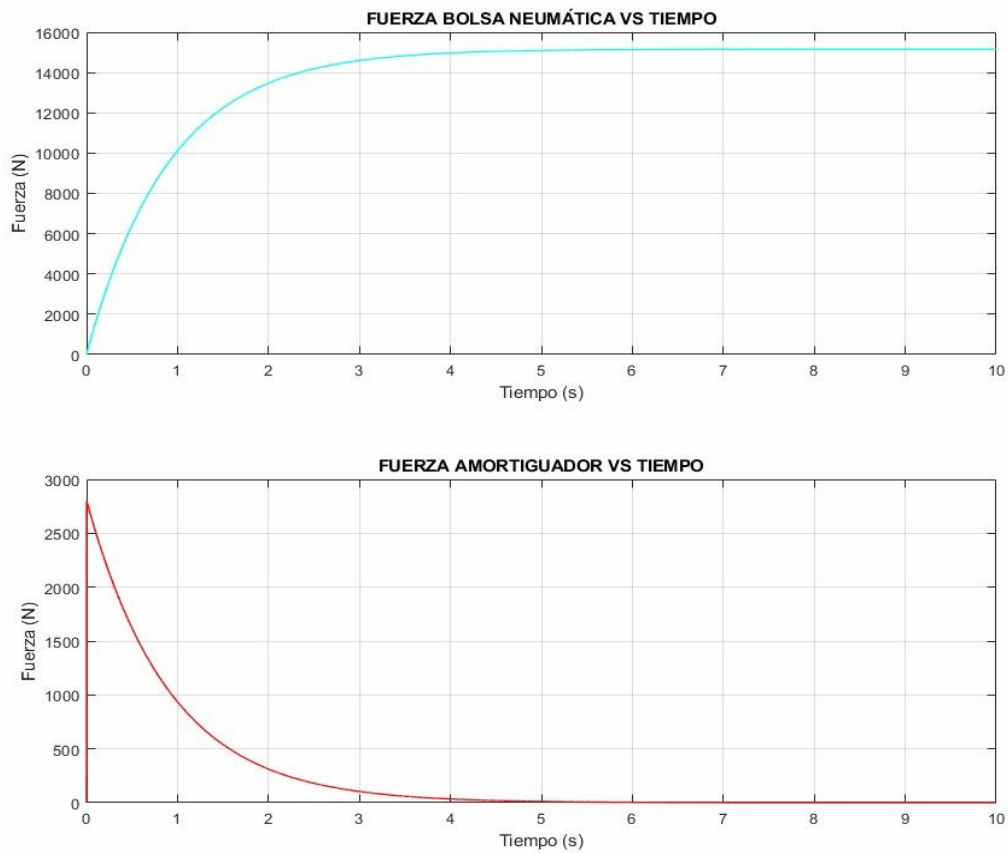
Se reportó que se obtuvieron y presentaron los valores de posición, velocidad y aceleración en función del tiempo, lo que permitió observar la evolución de la respuesta durante la corrida del modelo.

Estas salidas representaron la evidencia directa de la “respuesta dinámica” exigida por el objetivo 3, ya que describieron cómo varió el estado del sistema en el tiempo y permitieron contrastar si el comportamiento se mantuvo dentro de un rango operativo razonable.

En la Figura 25, se exhibieron las fuerzas calculadas para la bolsa y el amortiguador a lo largo del tiempo durante la simulación.

Figura 25

Simulación MSEN: Fuerzas Vs tiempo.



Nota. Fuerzas internas de la bolsa y del amortiguador en función del tiempo; definir símbolos (p. ej., F_{bolsa} , $F_{\text{amortiguador}}$) y unidades (N).

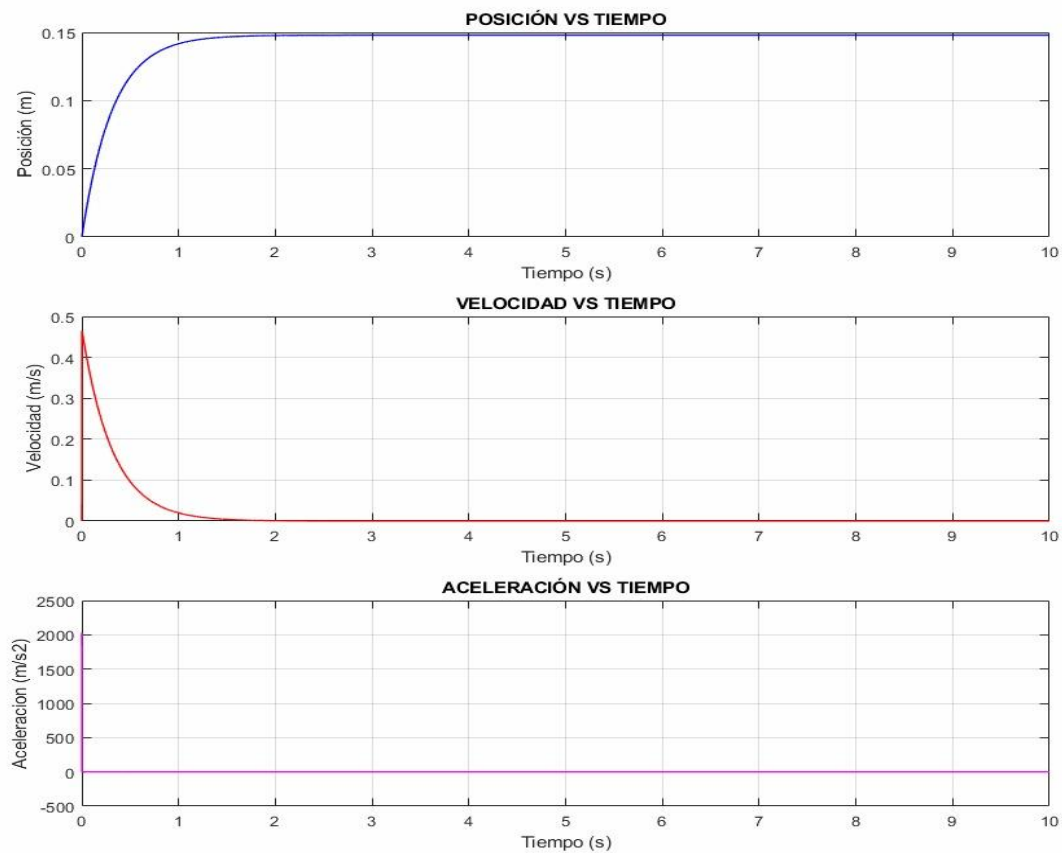
Se indicó que se obtuvieron los valores de fuerzas de la bolsa y del amortiguador para cada instante de tiempo, lo que permitió visualizar su variación durante la respuesta simulada.

La obtención de fuerzas en el tiempo significó que el modelo no solo entregó salidas cinemáticas, sino también esfuerzos internos/acciones del sistema, lo que completó la evaluación de la dimensión de simulación y respuesta dinámica para sustentar decisiones posteriores de parametrización y verificación.

En la Figura 26, se exhibió la corrida del MSEN empleando el K del manual de la bolsa Firestone, o también K dinámico con la finalidad de obtener una respuesta más consistente con el funcionamiento real del levantador.

Figura 26

Simulación de MSEN con K dinámico Fuerzas Vs tiempo



Nota. Fuerzas vs tiempo del MSEN usando K dinámico; muestra la respuesta bajo la parametrización seleccionada por coherencia operativa del levantador.

Se observó que, bajo esta simulación, el eje bajó 150 mm y quedó a 120 mm del nivel del piso, y se afirmó que este resultado representó una simulación más real para el levantador de eje.

Este comportamiento significó que la parametrización dinámica representó mejor el sistema dentro de su rango de operación, lo que permitió concluir que el sistema dinámico fue el más adecuado para describir el problema en el marco del objetivo 3.

4.1.4. Diseño del sistema de suspensor de ejes basado en los resultados obtenidos del modelamiento y las simulaciones.

En la Tabla 5 se exhibieron los resultados numéricos de verificación estructural del brazo del suspensor por instante de tiempo, considerando la posición del eje, el esfuerzo equivalente de Von Mises y el desplazamiento máximo, dentro del intervalo evaluado entre 0 y 2 s, utilizando las fuerzas dadas del programa MATLAB con el K dinámico que mejor coherencia de trabajo tuvo en el sistema.

Tabla 7

Resumen de verificación estructural del brazo por instante (0.1–2 s)

t (s)	Posición del eje A (mm)	Von Mises (MPa)	Desplazamiento máx. (mm)	Factor de seguridad (FS)*
0.1	38	115.7	0.81	2.16
0.5	118	129.8	0.824	1.93
1.0	142	125.0	1.10	2.00
1.5	147	125.0	1.12	2.00
2.0	148	125.0	1.13	2.00

Nota. Resumen de verificación estructural por instante (0.1–2 s); el factor de seguridad se calculó como $FS = \sigma_{perm} / \sigma_{VM}$, usando $\sigma_{perm} = 250$ MPa como criterio de fluencia (precisar material si corresponde).

Se identificó que la posición del eje aumentó progresivamente desde 38 mm hasta 148 mm conforme avanzó el tiempo, mientras que el esfuerzo Von Mises varió entre 115.7 MPa y 129.8 MPa, alcanzando su máximo en $t=0.5$ s. Asimismo, el desplazamiento máximo se mantuvo en el orden de milímetros y creció hasta 1.13 mm al final del intervalo ($t=2$ s). Este comportamiento significó que la condición más demandante para el diseño se concentró en $t=0.5$ s por presentar el mayor esfuerzo equivalente, aunque el margen de seguridad se mantuvo por encima de 1 al compararse con la fluencia adoptada (250 MPa). Además, la respuesta tendió a estabilizarse hacia el final del intervalo de análisis, lo que respaldó que la verificación se realizó en una ventana temporal representativa para sustentar el diseño estructural del brazo.

4.2 Discusión

Objetivos	Antecedentes	Discusiones	Resultados
a) Determinar las dimensiones del sistema de suspensor de ejes en semirremolques de plataforma de tres ejes.	Las investigaciones sobre sistemas de suspensión y mecanismos de elevación señalan que la definición adecuada de la geometría y de las condiciones iniciales y finales resulta fundamental para obtener un comportamiento funcional coherente del sistema. Li et al. (2025) y Czarnuch et al. (2023) destacan la importancia de establecer correctamente la configuración geométrica y las condiciones de operación para	Se determinaron las dimensiones del sistema de suspensor considerando la geometría funcional respecto al pivote O y las condiciones del eje en estado apoyado y elevado. El punto de apoyo de la bolsa neumática presentó una variación de 128.5 mm a 266.7 mm, mientras que el centro del eje varió de 27 mm a 251 mm. Esta variación permitió establecer el recorrido funcional necesario para pasar de la condición de eje apoyado a eje elevado. El incremento de 138.2 mm en el punto de apoyo de la bolsa produjo un incremento de 224 mm en el centro del	Se establecieron las dimensiones funcionales del sistema respecto al pivote O. El apoyo de la bolsa neumática varió de 128.5 mm a 266.7 mm, mientras que el centro del eje varió de 27 mm a 251 mm. Se adoptó además una altura recomendada de diseño de 10.5 in para la bolsa neumática, estableciéndose una configuración final que permitió reproducir el levantamiento del eje.

	reproducir mediante simulación el comportamiento de sistemas vehiculares. Asimismo, Ha et al. (2022) resaltan la importancia funcional de la suspensión neumática durante la operación.	eje, evidenciando un efecto de amplificación geométrica asociado al mecanismo de palanca. Estos resultados son coherentes con los antecedentes revisados, debido a que una adecuada definición geométrica permite establecer posiciones funcionales reproducibles y utilizar dichas posiciones como condiciones de diseño.	
b) Desarrollar un modelo matemático del suspensor de eje para un semirremolque plataforma de tres ejes.	Los estudios relacionados con el modelamiento de sistemas vehiculares muestran que los modelos matemáticos permiten representar el comportamiento dinámico de mecanismos complejos mediante parámetros	Se desarrolló un modelo matemático basado en un sistema de un grado de libertad, integrando la formulación dinámica y el parámetro equivalente de rigidez de la bolsa neumática. El modelo permitió representar la respuesta del suspensor mediante variables de posición,	Se desarrolló el modelo dinámico del suspensor mediante un sistema de un grado de libertad (MSEN), utilizando los parámetros geométricos, masas, fuerzas y rigidez equivalente del sistema. El modelo fue implementado posteriormente en

	equivalentes. La utilización de modelos simplificados permite analizar variables como desplazamiento, velocidad, aceleración y fuerzas internas antes de realizar modificaciones físicas en el sistema. Los antecedentes revisados resaltan además la necesidad de verificar la consistencia interna de los modelos para asegurar que los resultados obtenidos correspondan al comportamiento físico representado.	velocidad y aceleración, así como las fuerzas internas asociadas al sistema. La formulación permitió establecer una relación entre la geometría del mecanismo y los parámetros dinámicos necesarios para posteriormente realizar las simulaciones. La consistencia del modelo fue posteriormente comprobada mediante la comparación de representaciones equivalentes, lo que permitió reducir la posibilidad de que las diferencias observadas fueran producto de la implementación numérica.	MATLAB/Simulink y permitió obtener las variables de posición, velocidad, aceleración y fuerzas internas necesarias para evaluar el comportamiento del mecanismo.
c) Implementar simulaciones del	Los antecedentes relacionados con simulación vehicular	Se implementaron simulaciones en MATLAB/Simulink para evaluar la	Con K estática se obtuvo un desplazamiento aproximado de 400

modelo desarrollado para evaluar su comportamiento bajo diversas condiciones de carga y operación.	señalan que los modelos deben producir respuestas físicamente coherentes y verificables. Li et al. (2025) resaltan la utilidad de modelos dinámicos para reproducir el comportamiento de sistemas tractor–semirremolque, mientras que Czarnuch et al. (2023) destacan la importancia de comparar resultados de simulación y mediciones para reducir errores de reproducción. Estos antecedentes respaldan la utilización de simulaciones como herramienta para evaluar el comportamiento del sistema	respuesta dinámica del suspensor. Primero se comprobó la equivalencia entre las representaciones del modelo mediante la comparación de sus curvas de respuesta. Posteriormente se compararon dos condiciones de rigidez: K estática y K dinámica. Con K estática se obtuvo un desplazamiento aproximado de 400 mm, generando una posición del eje por debajo del nivel del piso, por lo que esta condición fue considerada físicamente no coherente. En cambio, con K dinámica se obtuvo un descenso cercano a 150 mm y una posición final del eje alrededor de 120 mm sobre el piso, representando una respuesta más	mm, considerado no coherente debido a que el eje alcanzó una posición por debajo del piso. Con K dinámica, el sistema presentó un descenso aproximado de 150 mm y una posición final del eje de aproximadamente 120 mm sobre el piso. Además, se obtuvieron las historias temporales de posición, velocidad y aceleración, así como las fuerzas internas del sistema.
---	---	--	--

	antes de su implementación física.	consistente con la condición de elevación. Por tanto, la simulación permitió identificar que la selección adecuada del parámetro de rigidez fue determinante para representar correctamente el comportamiento operativo del suspensor.	
d) Diseñar el sistema de suspensor de ejes basado en los resultados obtenidos del modelamiento y las simulaciones.	Los antecedentes sobre diseño y análisis estructural mediante simulación señalan que la utilización de métodos numéricos permite evaluar componentes sometidos a diferentes condiciones de carga antes de su fabricación. Barzola (2021) reportó la utilidad de la	A partir de los resultados del modelamiento y de las simulaciones se diseñó el brazo del suspensor empleando ASTM A36 como material base. La verificación estructural se realizó durante el intervalo de 0.1 a 2 s, considerando los esfuerzos equivalentes de Von Mises y los desplazamientos máximos. Los esfuerzos se encontraron entre 115.7 MPa	Se definió el diseño del brazo del suspensor utilizando ASTM A36. Los esfuerzos de Von Mises estuvieron entre 115.7 y 129.8 MPa, con el máximo en $t = 0.5$ s. Los desplazamientos máximos variaron entre 0.81 y 1.13 mm. El factor de seguridad se encontró aproximadamente entre 1.93 y 2.16,

comparación entre métodos analíticos y elementos finitos para verificar componentes, mientras que Vigo (2021) mostró que la simulación estructural permite comparar configuraciones mediante variables como esfuerzo y desplazamiento. Estos antecedentes respaldan el empleo de la verificación estructural como criterio para sustentar decisiones de diseño.	y 129.8 MPa, alcanzándose la mayor demanda en $t = 0.5$ s. Los desplazamientos máximos estuvieron entre 0.81 mm y 1.13 mm, evidenciando un comportamiento globalmente rígido. Asimismo, el factor de seguridad se mantuvo aproximadamente entre 1.93 y 2.16, indicando un margen estructural aceptable de acuerdo con el criterio adoptado. Estos resultados son consistentes con los antecedentes que señalan la utilidad de la simulación estructural para sustentar decisiones de diseño sin depender exclusivamente de prototipos físicos.	por lo que el diseño presentó un margen estructural aceptable bajo las condiciones simuladas.
---	--	---

Capítulo V: CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1 Conclusiones

1. Se determinó las dimensiones operativas del sistema de suspensor de ejes del semirremolque plataforma de tres ejes, estableciéndose las posiciones verticales respecto al pivote O : el punto de apoyo de la bolsa varió de 128.5 mm a 266.7 mm y el centro del eje de 27 mm a 251 mm, confirmándose el recorrido funcional entre el estado inicial y final.
2. Se desarrolló el modelo matemático del suspensor de eje integrando un planteamiento estático para definir parámetros base y un modelo dinámico de un grado de libertad. El sistema quedó parametrizado con valores representativos: $K = 237\,800.73[\text{N/m}]$, $M_e = 664[\text{kg}]$, $M_b = 11.9[\text{kg}]$, $F_b = 15\,161.02[\text{N}]$, además de las distancias geométricas características del mecanismo.
3. Se implementó simulaciones en MATLAB/Simulink y se verificó la consistencia entre representaciones equivalentes del modelo. Asimismo, se evidenció que el uso de $K_{\text{estático}}$ generó una respuesta no coherente (desplazamiento aproximado de 400 mm), mientras que con $K_{\text{dinámico}}$ se obtuvo un comportamiento más realista, registrándose un descenso cercano a 150 mm y una posición final del neumático de alrededor de 120 mm sobre el nivel del suelo.
4. Se definió el diseño del brazo del suspensor considerando el material ASTM A36 y se verificó su desempeño estructural bajo cargas derivadas del modelo, evaluándose instantes entre 0.1 s y 2 s. Los esfuerzos de Von Mises se mantuvieron entre 115.7 MPa y 129.8 MPa, y los desplazamientos máximos entre 0.81 mm y 1.13 mm, lo que confirmó márgenes de seguridad aceptables respecto al criterio de fluencia adoptado.

5.2 Recomendaciones

- Se recomienda a la Gerencia de Operaciones de FAMECA S.A.C. implementar un protocolo interno de verificación geométrico-operativa del levantamiento, donde se registren en una ficha estándar las alturas respecto al pivote O y su equivalencia respecto al nivel del piso, incorporando además posiciones intermedias del recorrido y tolerancias de montaje; con ello se reducirá ambigüedad en inspección, se evitarán interferencias y se asegurará repetitividad del eje elevado.
- Se recomienda a la Universidad Nacional del Santa y a laboratorios académicos de modelamiento/simulación ampliar la base del trabajo incorporando en el modelo del suspensor amortiguamiento equivalente y una representación de la bolsa neumática que considere variación por presión/volumen y rango de carrera, complementando la parametrización (K , masas e inercias) con una calibración mínima basada en datos técnicos o mediciones controladas, a fin de aumentar fidelidad y transferibilidad del modelo para futuras investigaciones.
- Se recomienda a consultoras de ingeniería y equipos CAE que desarrollen simulaciones de mecanismos similares definir criterios cuantitativos de aceptación previos a cualquier decisión de diseño (por ejemplo, rango admisible de altura final del eje sobre el piso, límites de respuesta dinámica y rangos de fuerzas internas) y ejecutar un análisis de sensibilidad paramétrica (rigidez, amortiguamiento, carga y geometría), de modo que se descarte parametrización físicamente inviable y se demuestre robustez del comportamiento simulado.
- Se recomienda al taller metalmecánico responsable de fabricación y al área de control de calidad complementar la verificación por esfuerzos y desplazamientos con una revisión de fabricabilidad (espesores comerciales, tolerancias, proceso de corte/soldadura, inspección) e incorporar una evaluación de fatiga y detalles constructivos (uniones, soldaduras,

perforaciones y concentradores), además de considerar escenarios críticos (sobrecarga e impactos), para asegurar que el desempeño numérico se mantenga bajo servicio real y no solo en condiciones ideales de simulación.

- Se recomienda a los futuros bachilleres que utilicen esta investigación como base considerar que el modelo matemático desarrollado constituye una idealización del sistema suspensor de ejes mediante un grado de libertad. Para futuras investigaciones se recomienda ampliar el modelo incorporando grados de libertad y variables adicionales que permitan representar con mayor aproximación las condiciones reales de operación del semirremolque, considerando situaciones dinámicas como el paso por irregularidades de la vía, rompemuelleres y circulación en curvas. Asimismo, se recomienda realizar los cálculos y simulaciones correspondientes para evaluar la respuesta del sistema ante dichas condiciones y complementar los resultados mediante una validación experimental.

Capítulo VI: REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Arias Gonzáles, J. L. y Covinos Gallardo, M. (2021). *Diseño y metodología de la investigación*. ENFOQUES Consulting EIRL.
https://gc.scalahed.com/recursos/files/r161r/w26022w/Arias_S2.pdf
- Assadi, M. I., Mashahdi, B., y Kasiri Bidhandi, S. (2024). Implementation of a semi-active auxiliary axle for lateral stability of articulated heavy vehicles at extreme loss of control limit. *International Journal of Automotive and Mechanical Engineering*, 21(2), 11235–11246. <https://doi.org/10.15282/ijame.21.2.2024.5.0868>
- ASTM International. (2019). Standard specification for carbon structural steel (ASTM A36/A36M-19). ASTM International. ASTM A36/A36M-19
- Bai, L., Zhang, Z., Peng, X., Gao, Z., Zhao, Y., y Liang, K. (2023). Application of omics technology in the storage and transportation of agricultural products. *Frontiers in Sustainable Food Systems*, 7, Article 1249199.
<https://doi.org/10.3389/fsufs.2023.1249199>
- Barzola Osorio, R. A. (2021). *Análisis dinámico estructural de un semirremolque tipo bombona para transporte de emulsión matriz con capacidad de 26.5 metros cúbicos, mediante simulaciones numéricas* [Tesis de maestría, Pontificia Universidad Católica del Perú].
- Bonsignore, A. (2001). *Auxiliary axles—An axle manufacturers perspective* (SAE Technical Paper). SAE International.
- Cai, H., y Xu, X. (2022). Lateral stability control of a tractor-semitrailer at high speed. *Machines*, 10(8), 716. <https://doi.org/10.3390/machines10080716>
- Chalin Thomas, N., et al. (2013, 3 de septiembre). *Adjustable run height lift axle suspension system* (Patente de EE. UU. N.º US 8522933 B2). United States Patent and Trademark Office.

- Chavez Vallejos, J. E. (2022). *Diseño de sistema auxiliar hidráulico direccional en semirremolque cama baja de 25 toneladas para reducir tiempo de transporte - Empresa de Transportes Shaday E.I.R.L.* [Tesis de pregrado, Universidad César Vallejo].
- Cosmopolis Pol, G. (2023). *Análisis estático y frecuencial en el chasis de un camión de 8T utilizando PRFV para reducir el consumo de combustible* [Tesis de pregrado, Universidad Católica Santo Toribio de Mogrovejo]. Repositorio USAT. <http://hdl.handle.net/20.500.12423/7160>
- Czarnuch, A., Stembalski, M., Szydłowski, T. y Batory, D. (2023). Analysis of the correctness of mapping the passage of a semi-trailer through a road obstacle on a road simulator. *Sensors*, 23, 8225. <https://doi.org/10.3390/s23198225>
- Egert, J., y Kreutz, C. (2023). Rcall: An R interface for MATLAB. *SoftwareX*, 21, 101276. <https://doi.org/10.1016/j.softx.2022.101276>
- Fan, C., Zheng, Y., Wang, B., Zhou, Y., y Sun, M. (2023). Damage identification method for tied arch bridge suspender based on quasi-static displacement influence line. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 200, 110518. <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2023.110518>
- Feria, J. (2020). Tipos de semirremolques en carretera. *Juan Feria*. <https://juanferia.com/tipos-de-semirremolques-en-carretera/>
- Firestone. (1992). *Airride design guide: Suspension applications*.
- Gillespie, T. (2021). *Fundamentals of vehicle dynamics*. SAE International. <https://www.sae.org/books/fundamentals-vehicle-dynamics-revised-edition-r-506>
- Gómez, P. S., Montero, J. S., Martín, J. E. T., Chinchón-Payá, S., y Ramos, N. R. (2023). Decreased useful life in air chamber reinforced concrete elements under sanitary floors by carbonation corrosion. *Case Studies in Construction Materials*, 19, e02390. <https://doi.org/10.1016/j.cscm.2023.e02390>

- Gottschalk, M. (2013). *Sistemas de suspensión del eje elevador que incorporan resortes helicoidales de compresión*.
- Gyenes, L., Mitchell, C. G. B., & Phillips, S. D. (1992). Dynamic pavement loads and tests of road-friendliness for heavy vehicle suspensions (SAE Technical Paper No. 103197721). SAE International.
- Ha, D. V., Tan, V. V., Niem, V. T. y Sename, O. (2022). *Evaluation of dynamic load reduction for a tractor semi-trailer using the air suspension system at all axles of the semi-trailer*. Actuators, 11(1), 12. <https://doi.org/10.3390/act11010012>
- Hadi Mohamed, M. M., Martel Carranza, C. P., Huayta Meza, F. T., Rojas León, C. R. y Arias Gonzáles, J. L. (2023). *Metodología de la investigación: Guía para el proyecto de tesis*. Instituto Universitario de Innovación Ciencia y Tecnología Inudi Perú. <https://doi.org/10.35622/inudi.b.073>
- Hivarkar, M., Sirsat, S., Tilekar, P., y Gawande, S. (2018). Diseño y análisis de un mecanismo de eje en L para un vehículo de carga pesada. *International Journal for Scientific Research and Development*, 6.
- Ibrahim, A. M., Ali, A. M., y Kamel, H. (2023). Design optimization and production of a small-scale semi-trailer chassis for testing. *Journal of Engineering and Applied Science*, 70, Article 35. <https://doi.org/10.1186/s44147-023-00201-z>
- Izquierdo, F., y Díaz y Díaz, V. (2001). *Teoría de los vehículos automóviles*. Universidad Politécnica de Madrid.
- Jazar, R. (2008). *Vehicles dynamics: Theory and application*.
- Kaps, H. (2011). *Asegurar la carga en el transporte por carretera: ¿quién sabe la verdad?* Bermen.

- KeepCoding. (2023). ¿Qué son multiplicadores de Lagrange? *KeepCoding*.
<https://keepcoding.io/blog/que-son-multiplicadores-de-lagrange/>
- Keles, T., Guvenc, L., y Altug, E. (2019). Sistema inteligente de caída y elevación del eje de elevación controlado por ECU para camiones pesados. *Engineering Science and Technology*, 885–893.
- Laiko, O., Ilchenko, S., Maslii, N., y Demianchuk, M. (2023). Scholarly research and applied approach to the interdependence of manufacture and transportation of products based on intermodality and multimodality. *Science and Innovation*, 19(1).
<https://doi.org/10.15407/scine19.01.086>
- Li, H., Li, S., Sun, W., y Yang, Z. (2020). Stability study of articulated vehicles fitted with hydraulically interconnected suspension. *Hunan Daxue Xuebao/Journal of Hunan University Natural Sciences*, 47(2).
<https://doi.org/10.16339/j.cnki.hdxzbzkb.2020.02.004>
- Li, L., Guan, H., Duan, C., Jiang, L., y Zhan, J. (2025). A driving feel oriented dynamic model for commercial vehicles. *Scientific Reports*, 15, 13228. <https://doi.org/10.1038/s41598-025-95775-4>
- Lin, C., Zhou, X., y Gong, B. (2019). Trusted measurement and evaluation for intelligent transportation system products: A case study for traffic signal controller. *Advances in Mechanical Engineering*, 11(3). <https://doi.org/10.1177/1687814019829597>
- Marcin Mieteń, J., Seńko, J., Caban, J., Szczeńniak, K., & Walkiewicz, M. (2025). Research on dynamic loads acting on a vehicle caused by the road profile with different surfaces. *Applied Sciences*, 15(24), 13106. <https://doi.org/10.3390/app152413106>
- MathWorks. (2026). State-space models. MATLAB & Simulink. State-Space Models

- Mchenry, R. (1968). Un análisis de la dinámica de los automóviles durante los movimientos simultáneos en las curvas y en marcha.
- Meriam, J. L., Kraige, L. G., & Bolton, J. N. (2018). *Engineering mechanics: Dynamics* (9th ed.). Wiley.
- Merriam, W. (2023). *Merriam-Webster.com Dictionary*. www.merriam-webster.com
- Ministerio de Comercio Exterior y Turismo. (2015). *Guía de orientación al usuario del transporte terrestre*.
- Muramatsu, S., Kohata, Y., Hira, E., Momoi, Y., Yamamoto, M., Takamatsu, S., y Itoh, T. (2023). Margined horn-shaped air chamber for body-conduction microphone. *Sensors*, 23(9), 4565. <https://doi.org/10.3390/s23094565>
- NovaTrans. (2021). Software de gestión de flotas. *NovaTrans*. <https://www.novatrans.es/blog/diferencia-entre-remolque-y-semirremolque/>
- Ozgur, C., Colliau, T., Rogers, G., y Hughes, Z. (2021). MATLAB vs. Python vs. R. *Journal of Data Science*, 15(3). [https://doi.org/10.6339/jds.201707_15\(3\).0001](https://doi.org/10.6339/jds.201707_15(3).0001)
- Peng, C., Hu, X., Bao, J., Jiang, Y., Li, S., y Nantung, T. (2023). Traffic input module for mechanistic-empirical pavement design with weigh-in-motion data. *International Journal of Transportation Science and Technology*, 12(4). <https://doi.org/10.1016/j.ijtst.2022.09.001>
- Powell, M. J. D. (1978). Algorithms for nonlinear constraints that use Lagrangian functions. *Mathematical Programming*, 14(1), 224–248. <https://doi.org/10.1007/BF01588967>
- Rimac Peralta, C. A. (2022). *Descripción y modelamiento de la suspensión secundaria neumática de un vehículo ferroviario* [Tesis de licenciatura, Pontificia Universidad Católica del Perú].

- Rosato, D. (2003). Dynamic Loads: Plastics Engineered Product Design. Sci Rep
<https://doi.org/10.1016/B978-185617416-9/50003-X>Get rights and content
- Shi, H., Wang, J., Dai, H., y Wu, P. (2019). Crack mechanism and field test of the metro safety hanger. *Jixie Gongcheng Xuebao/Journal of Mechanical Engineering*, 55(6).
<https://doi.org/10.3901/JME.2019.06.122>
- Shukla, J., Grinspan, A., y Subramanian, J. (2017). Design and analysis of lifting pusher drop axle for heavy commercial vehicle. *SAE International Journal of Commercial Vehicles*, 10(1). <https://doi.org/10.4271/2017-01-9176>
- Singh, R. K., Mondal, S., Ruj, B., Sadhukhan, A. K., y Gupta, P. (2019). Interaction of three categories of tyre waste during co-pyrolysis: Effect on product yield and quality. *Journal of Analytical and Applied Pyrolysis*, 141. <https://doi.org/10.1016/j.jaap.2019.05.007>
- Sugisaki, N., Kurokawa, S., Okada, J., y Kanehisa, H. (2014). Difference in the recruitment of hip and knee muscles between back squat and plyometric squat jump. *PLOS ONE*, 9(6), e101203. <https://doi.org/10.1371/journal.pone.0101203>
- Surcel, M., y Bonsi, A. (2015). Impacto de los ejes elevadores en el ahorro de combustible y la reducción de emisiones de GEI. *SAE International Journal of Commercial Vehicles*, 8(2). <https://doi.org/10.4271/2015-01-2874>
- Syarifudin, S., Supriyadi, A., Sanjaya, F. L., Fatkhurrozak, F., y Hendrawan, A. B. (2021). Workshop peningkatan kompetensi motor bakar bagi peserta didik kelas XII jurusan teknik bisnis sepeda motor SMK Muhammadiyah Kramat Kabupaten Tegal. *Jurnal Abdimas PHB*, 4(1).
- The MathWorks, Inc. (2023). *MATLAB y Simulink*.
- TopMark Funding. (2019). What is a semi-truck? *TopMark Funding*.
<https://www.topmarkfunding.com/what-is-a-semi-truck/>

- Tretjakovas, J., y Čereška, A. (2021). The truck trailer suspension axles failure analysis and modelling. *Transport*, 36(3). <https://doi.org/10.3846/transport.2021.14964>
- Ugur, O., Keles, T., Koc, Z., Guner, S., Durus, M., Altug, E., y Guvenc, L. (2013). *Desarrollo de un sistema de eje elevable automático para camiones con suspensión mecánica*. Universidad Okan de Estambul, Facultad de Ingeniería y Arquitectura.
- Valera, Á. (2016). *Modelado y control en el espacio de estados*. Universidad Politécnica de Valencia.
- Vigo Mendoza, E. R. (2021). *Análisis estructural de un semirremolque tipo tanque GLP mediante el acople FEM-SPH aplicando normas peruanas e internacionales* [Tesis de pregrado, Universidad de Ingeniería y Tecnología].
- Wada, K., Tanaka, H., Suyama, T., Kimura, H., y Yamamoto, T. (2011). The rebound condition of dust aggregates revealed by numerical simulation of their collisions. *The Astrophysical Journal*, 737(1), 36. <https://doi.org/10.1088/0004-637X/737/1/36>
- Wang, L., y Liu, X. (2022). Decentralized optimization over the Stiefel manifold by an approximate augmented Lagrangian function. *IEEE Transactions on Signal Processing*, 70. <https://doi.org/10.1109/TSP.2022.3182883>
- Wei, Q., Li, H., y Wang, F. Y. (2020). Parallel control for continuous-time linear systems: A case study. *IEEE/CAA Journal of Automatica Sinica*, 7(4). <https://doi.org/10.1109/JAS.2020.1003216>
- Zamzam, O., Ramzy, A.A., Abdelaziz, M. et al. Structural performance evaluation of electric vehicle chassis under static and dynamic loads. *Sci Rep* 15, 5168 (2025). <https://doi.org/10.1038/s41598-025-86924->

Capítulo VII: ANEXOS

Anexo 1. Matriz de consistencia

TITULO	FORMULACIÓN DEL PROBLEMA	HIPÓTESIS	OBJETIVOS	VARIABLES
Modelamiento, simulación y diseño de un suspensor de ejes para un semirremolque plataforma tres ejes para la empresa FAMECA S.A.C.	Problema General:		Objetivo General:	
	¿Cómo se modela, simula y diseña el sistema de suspensor de ejes para un semirremolque de plataforma de tres ejes para la empresa FAMECA S.A.C.?		Modelar, simular y diseñar el sistema de suspensor de ejes para un semirremolque de plataforma de tres ejes para la empresa FAMECA S.A.C.	
	Problemas Específicos:		Objetivos Específicos:	
	¿Cuáles son las dimensiones del sistema de suspensor de ejes en un semirremolque de plataforma de tres ejes?	El modelamiento matemático, la simulación y el diseño del sistema de suspensor de ejes para un semirremolque plataforma de tres ejes para la empresa FAMECA S.A.C. permiten definir una configuración dimensional y estructural que asegura un comportamiento operativo coherente bajo condiciones de carga y operación, manteniendo esfuerzos y deformaciones dentro de límites admisibles del material y del servicio.	Determinar las dimensiones del sistema de suspensor de ejes en semirremolques de plataforma de tres ejes.	
	¿Cuál es el modelo matemático del suspensor de eje para un semirremolque plataforma de tres ejes?		Desarrollar un modelo matemático del suspensor de eje para un semirremolque plataforma de tres ejes.	
	¿Qué comportamiento presenta el sistema en las simulaciones del modelo bajo diversas condiciones de carga y operación?		Implementar simulaciones del modelo desarrollado para evaluar su comportamiento bajo diversas condiciones de carga y operación.	Variable independiente: Suspensor de ejes Variable dependiente: Desempeño del suspensor de ejes
	¿Cómo queda el diseño del sistema de suspensor de ejes a partir de los resultados del modelamiento y las simulaciones?		Diseñar el sistema de suspensor de ejes basado en los resultados obtenidos del modelamiento y las simulaciones.	

Anexo 2. Matriz de operacionalización de variables

Variable	Definición Conceptual	Definición Operacional	Dimensión	Indicador	Escala
VI: Suspensor de ejes	El suspensor de eje es un sistema utilizado en semirremolques para mejorar la distribución de la carga, garantizar la estabilidad del eje y reducir el desgaste debido a la fatiga (Muramatsu et al., 2023).	Se operacionalizó describiendo y cuantificando el suspensor de ejes mediante tres dimensiones: (i) Modelamiento, registrando la geometría del mecanismo (longitudes principales y coordenadas verticales en estado inicial/final) y los parámetros del modelo (rigidez K, masas, fuerza de la bolsa y distancias); (ii) Simulación, ejecutando en MATLAB/Simulink escenarios comparativos del sistema (con K estático y K dinámico); y (iii) Diseño, especificando el material y la configuración estructural resultante del conjunto.	Modelamiento	Longitudes principales del conjunto	Razón
				Coordenadas verticales (estado inicial)	Razón
				Coordenadas verticales (estado final)	Razón
				Rigidez del sistema	Razón
				Masas	Razón
				Fuerza de la bolsa	Razón
				Distancias	Razón
				Escenarios simulados comparados (K estático vs K dinámico)	Razón
VD: Desempeño del suspensor de ejes	Grado en que el suspensor cumple con el funcionamiento esperado y con una respuesta mecánica aceptable bajo condiciones simuladas y verificadas.	Se operacionalizó midiendo el desempeño del suspensor mediante tres dimensiones: (i) Comportamiento operativo, usando los desplazamientos/descensos obtenidos en simulación (caso con K estático y caso con K dinámico); (ii) Esfuerzo, mediante el esfuerzo equivalente máximo Von Mises del análisis estructural; y (iii) Desplazamiento, mediante el desplazamiento máximo del análisis estructural, todos con sus unidades correspondientes.	Diseño	Material definido para fabricación configuración estructural	Nominal
			Comportamiento operativo	Desplazamiento con K estático	Razón
				Descenso con K dinámico	Razón
			Esfuerzo	Von Mises máx.	Razón
			Desplazamiento	Desplazamiento máx.	Razón

Anexo 3. Contrastación de la Hipótesis

Componente de la hipótesis	Criterio de comprobación	Resultado obtenido	Resultado de la contrastación
Comportamiento operativo	El sistema debe presentar una respuesta coherente durante la elevación del eje	Con K dinámico se obtuvo un descenso aproximado de 150 mm y una posición final del eje de aproximadamente 120 mm sobre el nivel del piso	Cumple
Comportamiento del modelo	La respuesta obtenida debe ser físicamente coherente con la condición de operación	Con K estático se obtuvo un desplazamiento aproximado de 400 mm, considerado no coherente; con K dinámico se obtuvo una respuesta más realista	Cumple con K dinámico
Esfuerzo estructural	El esfuerzo máximo de Von Mises debe encontrarse dentro del límite admisible establecido para el material	Se obtuvieron esfuerzos de Von Mises entre 115.7 y 129.8 MPa	Cumple
Desplazamiento estructural	El desplazamiento máximo debe encontrarse dentro del límite admisible establecido para el diseño	Se obtuvieron desplazamientos máximos entre 0.81 y 1.13 mm	Cumple
Configuración estructural	La configuración definida debe responder satisfactoriamente bajo las condiciones de carga simuladas	La configuración seleccionada presentó una respuesta operativa coherente y márgenes estructurales aceptables	Cumple

A partir de la comparación de los resultados obtenidos con los criterios establecidos, se evidencia que la configuración dimensional y estructural definida mediante el modelamiento matemático, la simulación y el diseño presenta un comportamiento operativo coherente bajo las condiciones de carga y operación simuladas. De igual manera, los valores obtenidos de esfuerzo de Von Mises y desplazamiento máximo se encontraron dentro de los límites admisibles establecidos para el diseño, según los criterios considerados en la verificación estructural.

Por lo tanto, se acepta la hipótesis de investigación, debido a que los resultados obtenidos respaldan que el modelamiento matemático, la simulación y el diseño permiten definir una configuración dimensional y estructural del sistema de suspensor de ejes que presenta un comportamiento operativo coherente y un desempeño estructural admisible bajo las condiciones simuladas.

Anexo 4. Autorización

CARTA DE AUTORIZACIÓN PARA EL USO DE INFORMACIÓN TÉCNICA

Trujillo, 31 de julio de 2026

FAMECA S.A.C.
RUC: 20132108294

Por medio de la presente, la empresa FAMECA S.A.C. autoriza al bachiller Diego Alonso Alcalde Corcio, identificado con DNI N.º 71223062, a utilizar información técnica relacionada con el diseño y fabricación de semirremolques, estrictamente necesaria para el desarrollo de la investigación titulada:

"Modelamiento, simulación y diseño de un suspensor de eje para un semirremolque plataforma tres ejes para la empresa FAMECA S.A.C."

La autorización comprende el uso de información técnica, dimensiones, datos de diseño y demás información requerida para fines exclusivamente académicos, destinada a la elaboración, presentación y sustentación de la mencionada tesis en la Universidad Nacional del Santa, con el compromiso de mantener la confidencialidad de la información que la empresa considere de carácter reservado.

La presente autorización no implica la transferencia de derechos de propiedad intelectual ni autoriza el uso de la información para fines comerciales distintos a los señalados.

Sin otro particular, se expide la presente para los fines que estime convenientes.

Atentamente,



Anexo 5. Memoria de calculo

Identificación de necesidades de la empresa FAMECA S.A.C.

La empresa FAMECA S.A.C. busca producir internamente los brazos del levantador de ejes, con el propósito de reducir dependencia externa y consolidar capacidades de diseño y fabricación. En ese marco, la fabricación propia de estos componentes permitiría:

- Constituir una inversión con beneficios sostenibles en el largo plazo.
- Implementar la producción interna de brazos para levantadores de eje.
- Reducir costos asociados a la importación de sistemas de suspensión.
- Abrir la posibilidad de ingresar al mercado nacional como fabricante de estos componentes.
- Fortalecer la comprensión técnica del funcionamiento del sistema de suspensores de ejes, facilitando mejoras futuras.

Dimensionamiento del brazo del suspensor de eje

Con el fin de determinar las dimensiones necesarias para el diseño del brazo de suspensión, se toma como referencia un suspensor de eje SAF-Holland disponible físicamente en las instalaciones de FAMECA. Debido a la ausencia de planos oficiales del fabricante, se realiza un levantamiento directo de medidas sobre el componente real, garantizando que el diseño se base en condiciones reales de montaje.

A partir de las dimensiones registradas en campo, se desarrolla un modelo tridimensional del suspensor en Autodesk Inventor, lo que permite definir con mayor precisión las cotas principales de posicionamiento y las referencias geométricas del conjunto. La Figura [A3-1] presenta el esquema del suspensor modelado, donde se identifican las dimensiones más

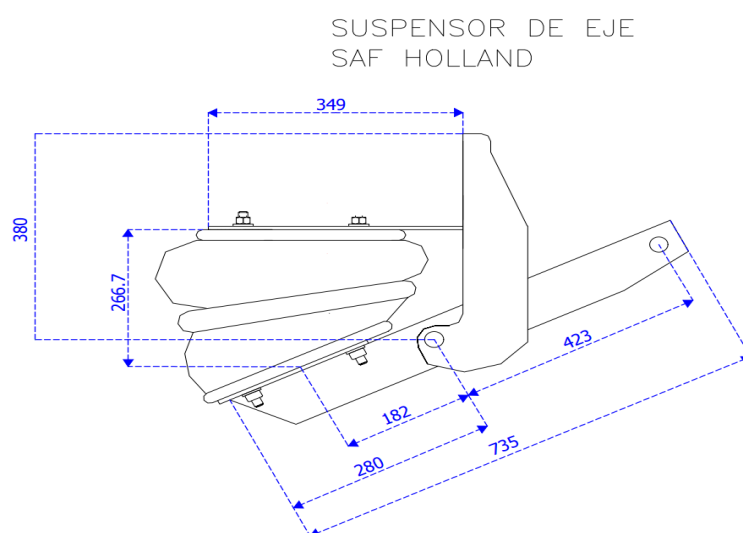
relevantes utilizadas como base para el diseño del brazo.

En consecuencia, el modelo obtenido asegura la correspondencia entre el diseño propuesto y las condiciones reales de instalación en la plataforma, aumentando la compatibilidad dimensional y disminuyendo el riesgo de interferencias o reprocesos durante la fabricación y el montaje.

Dimensionamiento según la bolsa neumática

Para el proyecto se selecciona la bolsa neumática Firestone Airstroke Style 21-2 (W01-358-6800), debido a su compatibilidad con el sistema analizado y su desempeño comprobado en aplicaciones equivalentes. Esta bolsa presenta una altura de diseño recomendada de 10.5 in (266.7 mm), valor que resulta consistente con los requerimientos operativos de suspensores de ejes en semirremolques tipo plataforma tridem, favoreciendo un funcionamiento estable del sistema durante el ciclo de elevación y descenso.

Figura [A4-1]. Suspensor de ejes



Fuente: Levantador de eje SAF-Holland.

Posición inicial

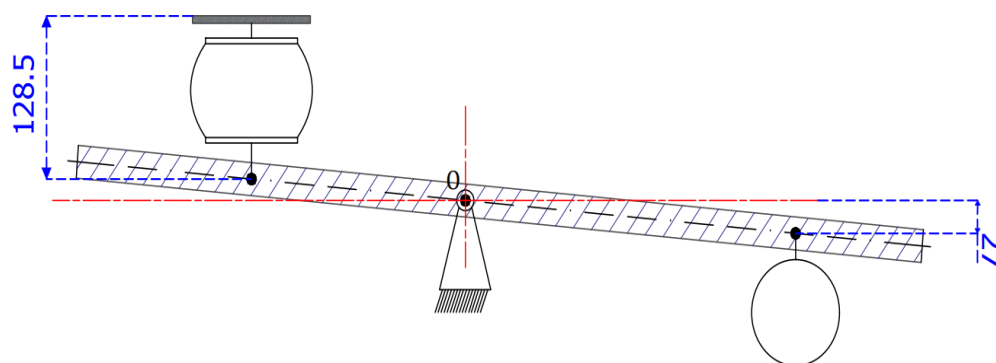
Para el análisis geométrico se define el punto O como el origen del sistema de coordenadas, el cual corresponde al pivote del brazo de suspensión. En adelante, todas las medidas verticales se expresan respecto a este punto de referencia.

En la condición inicial, la bolsa neumática se encuentra desinflada, por lo que el brazo permanece en su posición inferior. En este estado, el eje del semirremolque (representado por la circunferencia de la llanta apoyada en el piso) transmite carga al suelo.

Según las mediciones realizadas, se obtienen las siguientes coordenadas verticales respecto al pivote O:

- Coordenada vertical del punto de apoyo de la bolsa: 128.5 mm
- Coordenada vertical del centro del eje: 27 mm

Figura [A4-2]. Dimensiones iniciales.



Fuente: Levantador de eje SAF-Holland.

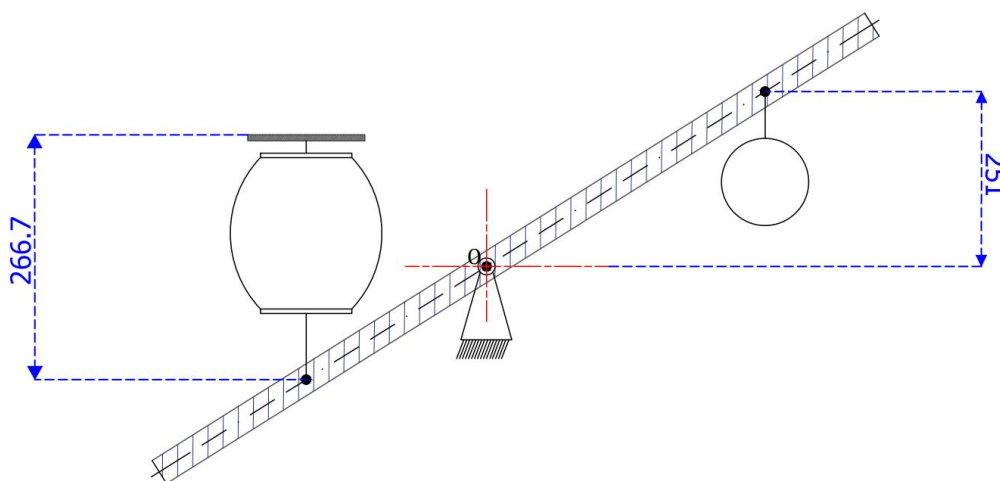
Posición final

En la condición final, la bolsa neumática se infla hasta alcanzar su altura de diseño recomendada, generando el levantamiento del eje. Manteniendo el punto O como referencia (pivote del brazo y origen del sistema de coordenadas), se determinan las siguientes coordenadas:

- Coordenada vertical del punto de apoyo de la bolsa respecto a O: 266.7 mm
- Coordenada vertical del centro del eje: 251 mm

Este estado representa la condición en la que el eje se encuentra elevado y, por tanto, no transmite carga al piso. Su correcta definición resulta fundamental para verificar que el sistema cumpla la función de descarga de ejes cuando no se requiere la intervención del eje adicional.

Figura [A4-3]. Dimensiones finales.



Fuente: Levantador de eje SAF-Holland.

Consideraciones iniciales

En la formulación de los modelos estático y dinámico intervienen dos masas principales: la masa del eje a levantar (M_e) y la masa del brazo del suspensor (M_b). La masa del eje (M_e) se establece a partir de las especificaciones del componente real; sin embargo, la masa del brazo (M_b) y su momento de inercia (I_b) se mantienen inicialmente en forma simbólica, debido a que sus valores definitivos se obtendrán a partir del modelo tridimensional desarrollado en Autodesk Inventor.

Asimismo, las expresiones matemáticas de ambos modelos se presentan en forma general, conservando las ecuaciones en términos de constantes y variables. Este enfoque permite transparentar el procedimiento, facilita la trazabilidad de los supuestos y asegura una implementación directa en MATLAB, donde se ingresarán los valores numéricos para ejecutar simulaciones y contrastar la consistencia entre el modelo estático y el dinámico.

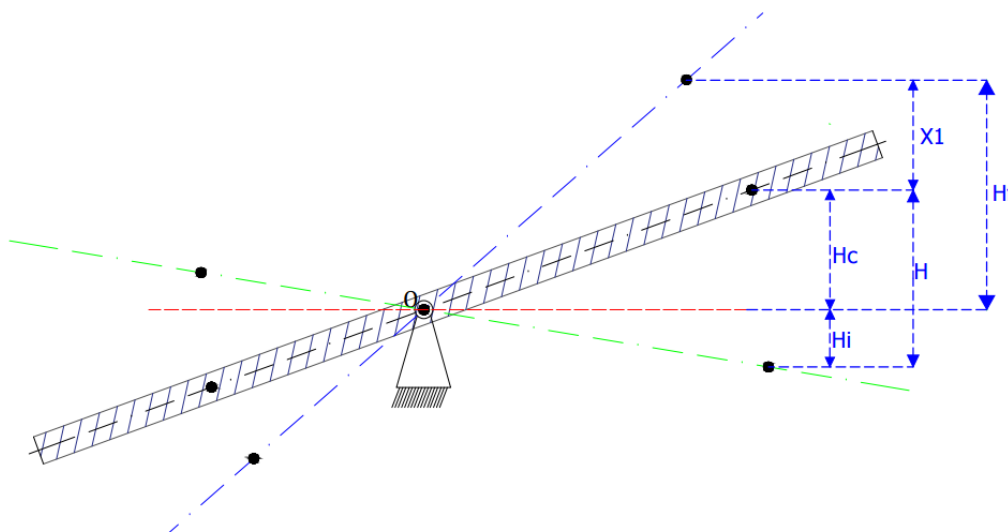
MODELO ESTÁTICO

El análisis estático constituye la primera etapa en la modelación del sistema levantador de ejes, ya que permite estimar la constante de rigidez K asociada al conjunto neumático–brazo. Para ello, se considera la suspensión neumática SAF-Holland RL-300 (configuración RL-300-13), cuyo recorrido vertical máximo es 8.20 in (208.3 mm); en este estudio, dicho recorrido se restringe a 200 mm por criterio de operación y geometría del mecanismo.

En este planteamiento se emplean las posiciones inicial y final del eje para establecer las distancias geométricas y los desplazamientos requeridos. De este modo, se obtiene una representación simplificada del comportamiento estático del brazo del suspensor, en la que se evalúan únicamente las condiciones de equilibrio entre fuerzas y desplazamientos. El valor de K calculado en esta etapa se contrastará posteriormente con el obtenido mediante el modelo

dinámico, con la finalidad de verificar la coherencia entre ambos enfoques.

Figura [A4-4]. Dimensiones iniciales del modelo estático.



Fuente: Propia.

En la figura se incorporan las siguientes variables geométricas:

- H_c : distancia vertical desde el origen del sistema de coordenadas (punto O) hasta la posición asociada al máximo recorrido del eje.
- X_1 : desplazamiento vertical desde la altura recomendada de trabajo de la bolsa neumática hasta la altura alcanzada por el eje en el máximo recorrido.

A partir de la geometría del sistema se consideran las relaciones:

$$H = H_i + H_c$$

$$H_f = H_c + X_1$$

Con los valores levantados:

- $H_c = 173 \text{ mm}$
- $X_1 = 78 \text{ mm} \Rightarrow H_f = 173 + 78 = 251 \text{ mm}$
- $a = 182 \text{ mm}$
- $b = 423 \text{ mm}$

Determinación de X_2 (desplazamiento efectivo transmitido al brazo)

Para completar el cálculo del modelo estático se requiere X_2 , que representa el desplazamiento vertical efectivo asociado a la rotación del brazo en la condición final.

1) Cálculo de θ_f :

$$\sin(\theta_f) = \frac{H_f}{b} = \frac{251}{423} = 0.593$$

$$\theta_f = \arcsin(0.593) = 36.4^\circ$$

2) Cálculo de θ :

Se plantea:

$$b \sin(\theta_f - \theta) = H_c$$

Definiendo $\varphi = \theta_f - \theta$:

$$\sin(\varphi) = \frac{H_c}{b} = \frac{173}{423} = 0.409 \approx 0.41$$

$$\varphi = \arcsin(0.41) = 24.2^\circ$$

Entonces:

$$\theta = \theta_f - \varphi = 36.4^\circ - 24.2^\circ = 12.2^\circ$$

3) Cálculo de X_2 :

$$X_2 = a \sin(\theta_f) - a \sin(\theta_f - \theta)$$

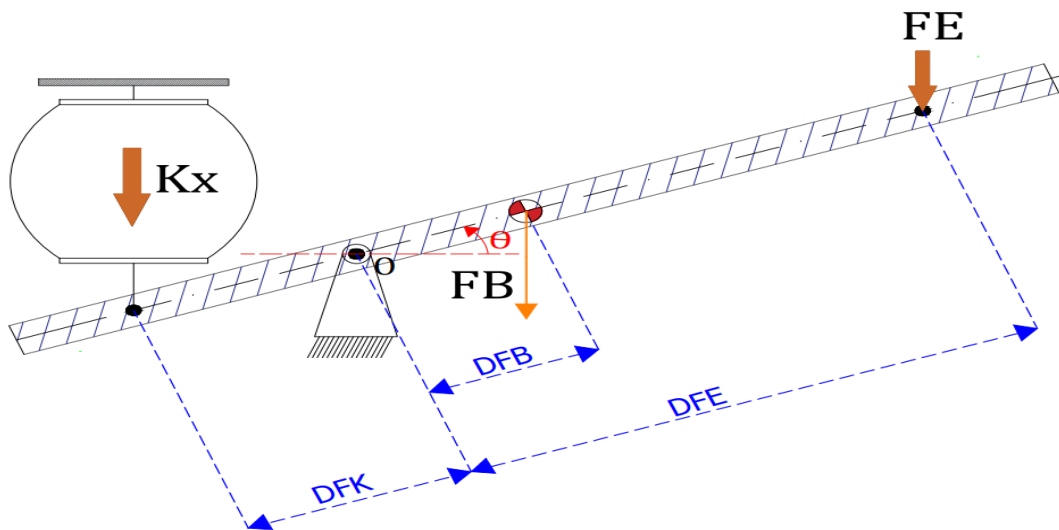
Como $(\theta_f - \theta) = \varphi$:

$$X_2 = a [\sin(36.4^\circ) - \sin(24.2^\circ)]$$

$$X_2 = 182 (0.593 - 0.41) = 33.4 \text{ mm}$$

Cálculo de la rigidez K en el modelo estático

Figura [A4-5]. Rigidez K en el modelo estático



Fuente: Propia.

Se definen las distancias para el equilibrio de momentos respecto al punto O :

- DF_K : distancia desde el punto de aplicación de la fuerza de la bolsa neumática hasta O .
- DF_B : distancia desde el centro de masa del brazo hasta O .
- DF_E : distancia desde el centro de masa del eje suspendido hasta O .

Asimismo:

- F_K : fuerza ejercida por la bolsa neumática sobre el brazo.
- $F_B = M_b g$: peso equivalente del brazo (masa M_b).
- $F_E = M_e g$: peso equivalente del eje suspendido (masa M_e).

Como el comportamiento estático se aproxima mediante una ley lineal del elemento neumático equivalente, se adopta:

$$F_K = K X_2$$

Aplicando la sumatoria de momentos en O (con el mismo brazo de palanca proyectado mediante $\cos \theta$, que se simplifica en la ecuación):

$$(F_K) DF_K \cos \theta - (M_b g) DF_B \cos \theta - (M_e g) DF_E \cos \theta = 0$$

Eliminando $\cos \theta$ y reemplazando $F_K = K X_2$:

$$K X_2 DF_K = M_b g DF_B + M_e g DF_E$$

Por tanto, la constante de rigidez estática queda:

$$K = \frac{M_b g DF_B + M_e g DF_E}{X_2 DF_K}$$

Finalmente, la relación fuerza–desplazamiento utilizada en las simulaciones se expresa como:

$$F = K x$$

CALCULO DE LA FUERZA DE LA BOLSA

Con el propósito de determinar la rigidez de la bolsa neumática mediante las curvas técnicas del fabricante Firestone, fue necesario calcular previamente la fuerza de trabajo que actúa sobre la bolsa. Para ello, se determinó el peso neto del eje y se representó el brazo suspensor como

una barra rígida. Posteriormente, aplicando la condición de equilibrio mediante la sumatoria de momentos respecto al punto de pivote O, se obtuvo la expresión que permitió calcular la fuerza de trabajo de la bolsa neumática.

Peso neto del eje (M_e)

El eje suspendido está constituido por el tubo estructural principal y los componentes asociados al conjunto rueda-masa giratoria, tales como tambor, bocamaza, tapas, aro y neumáticos, además del brazo asociado al conjunto neumático.

Pesos de las partes del eje

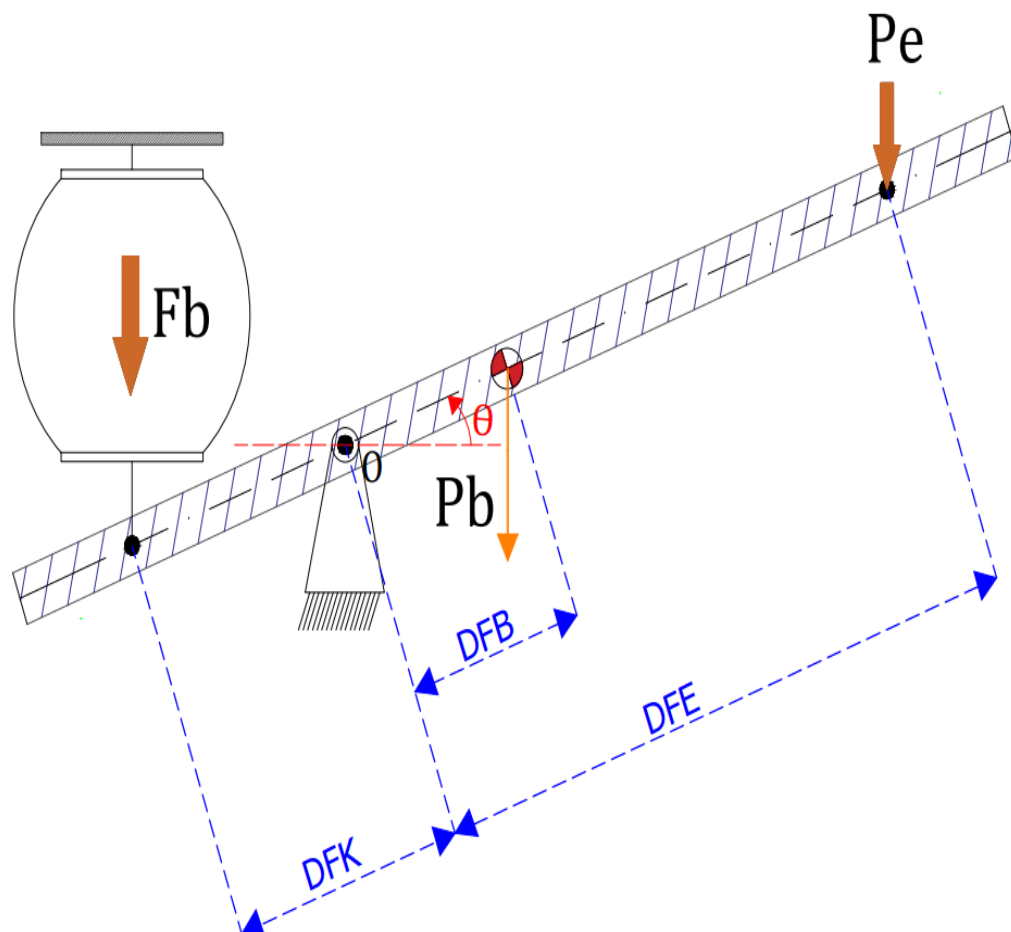
Descripción	Peso
Tubo eje (T_e)	139.88 kg
Tambor (T)	61.88 kg
Bocamaza (B)	30.00 kg
Tapa de bocamaza (T_b)	0.85 kg
Aro europeo (A)	32.86 kg
Neumático 425-65 R22.5 (N)	81.50 kg
Brazo de suspensión neumática (BN)	55.00 kg

La masa total del eje se calcula como:

$$M_{eje} = T_e + 2(T) + 2(B) + 2(T_b) + 2(A) + 2(N) + 2(BN)$$

$$M_{eje} = 664 \text{ kg}$$

Figura [A4-6]. Diagrama de cuerpo libre del suspensor de eje en estado estático.



Fuente: Adaptado de suspensor de eje SAF-Holland.

Fuerza estática transmitida por el eje (F_b)

Tomando como referencia el equilibrio del modelo estático y aplicando $\sum M_O = 0$, se obtiene:

$$F_b DF_K \cos \theta - (M_b g) DF_B \cos \theta - (M_e g) DF_E \cos \theta = 0$$

Simplificando:

$$F_b = \frac{M_b g DF_B + M_e g DF_E}{DF_K}$$

Cálculo de la rigidez de la bolsa neumática (Firestone)

Para el cálculo de la constante de rigidez de la bolsa neumática se selecciona la Firestone Airstroke 21-2 (dos fuelles, altura de diseño 10.5 in) con presión de trabajo 100 psi g. Firestone establece un procedimiento basado en tablas y parámetros de volumen/área efectiva, resumido a continuación:

1. Se definen las características de operación de la bolsa (altura y presión).
2. A partir de tablas, se determina la carga efectiva Q_1 para dicha condición.
3. Con Q_1 se obtiene el área efectiva A_1 .
4. Se define la carga de trabajo del sistema.
5. Se determina el área efectiva para la carga de trabajo.
6. De tablas se obtienen los parámetros: A_c , A_e , V_1 , V_c , V_e .
7. Se calcula la rigidez vertical con:

$$K = [(P_g + 14.7)(A_c(V_1/V_c)^{1.38} - A_e(V_1/V_e)^{1.38}) - 14.7(A_e - A_c)] \frac{\text{lb}}{\text{in}}$$

Donde:

K : tasa de resorte vertical (lb/in)

- P_g : presión manométrica a altura de diseño (psi)

- A_c : área efectiva 0.5 in por debajo de la altura de diseño (in^2)
- A_e : área efectiva 0.5 in por encima de la altura de diseño (in^2)
- V_1 : volumen interno a altura de diseño (in^3)
- V_c : volumen interno 0.5 in por debajo (in^3)
- V_e : volumen interno 0.5 in por encima (in^3)

Se precisa que para completar este cálculo se requiere la masa del brazo y parámetros geométricos del modelo. Dichos valores se obtienen del modelo CAD en Autodesk Inventor, donde se determinan con precisión las propiedades físicas (masa e inercia) y se habilita el uso correcto de las tablas del fabricante.

Modelo de 1 grado de libertad como barra rígida (MSEN)

Se adopta un modelo de **un grado de libertad** para representar el brazo como barra rígida con rotación θ alrededor de O . La barra posee masa M_b y momento de inercia lateral I . El sistema incluye:

- un elemento elástico equivalente de rigidez K (bolsa neumática),
- amortiguamiento equivalente C_{eq} ,
- y una fuerza externa asociada al peso del eje suspendido.

De donde:

$$F_{KS} = \frac{M_b g D F_B}{D F_K}$$

F_{KS} representa la fuerza necesaria para que el brazo permanezca en equilibrio sin rotación.

(b) Posición genérica por rotación positiva θ

Cuando el eje transmite carga, se genera una rotación θ , produciendo compresión en la bolsa neumática.

- Fuerza total de la bolsa:

$$F_{KT} = F_{KS} + Kx$$

- Desplazamiento de la bolsa en función de la rotación:

$$x = D F_K \sin \theta$$

- Movimiento vertical del eje:

$$x_e = D F_E \sin \theta$$

Entonces:

$$F_{KT} = \frac{M_b g D F_B}{D F_K} + K D F_K \sin \theta$$

Fuerza del amortiguador (equivalente)

Asumiendo dos unidades equivalentes (por eso aparece el factor 2):

$$F_C = -2C_{eq}\dot{x}_e$$

Como:

$$\dot{x}_e = \frac{d}{dt}(DF_E \sin \theta) = DF_E \cos \theta \dot{\theta}$$

Resulta:

$$F_C = -2C_{eq} DF_E \cos \theta \dot{\theta}$$

Ecuación de movimiento rotacional

Usando $\sum M_O = I_0 \ddot{\theta}$ y considerando el teorema de Steiner:

$$I_0 = I + M_b DF_B^2$$

La ecuación general se expresa como:

$$M_e g DF_E \cos \theta + M_b g DF_B \cos \theta - 2C_{eq}(DF_E)^2 \cos \theta \dot{\theta} - \left(\frac{M_b g DF_B}{DF_K} \right. \\ \left. + K DF_K \sin \theta \right) DF_K \cos \theta = I_0 \ddot{\theta}$$

Para desviaciones angulares pequeñas ($\sin \theta \approx \theta$, $\cos \theta \approx 1$):

$$(I + M_b DF_B^2) \ddot{\theta} + 2C_{eq} (DF_E)^2 \dot{\theta} + K (DF_K)^2 \theta = M_e g DF_E$$

Verificación mediante Lagrange

Se definen:

- Energía cinética:

$$T = \frac{1}{2} I_0 \dot{\theta}^2$$

- Energía potencial elástica:

$$V = \frac{1}{2} K x^2 = \frac{1}{2} K (DF_K \theta)^2$$

- Función de disipación de Rayleigh:

$$R = \frac{1}{2} (2C_{eq}) \dot{x}_e^2 = \frac{1}{2} (2C_{eq}) (DF_E \dot{\theta})^2$$

Aplicando la ecuación de Lagrange con disipación, se obtiene la misma ecuación diferencial linealizada, confirmando consistencia del modelo.

Solución por espacio de estados

Se define:

$$Z_1 = \theta, Z_2 = \dot{\theta}$$

$$\dot{Z}_1 = Z_2$$

$$\dot{Z}_2 = \ddot{\theta} = \frac{M_e g DF_E - K(DF_K)^2 Z_1 - 2C_{eq}(DF_E)^2 Z_2}{I + M_b DF_B^2}$$

Forma matricial:

$$\dot{Z} = \underbrace{\begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\frac{K(DF_K)^2}{I + M_b DF_B^2} & -\frac{2C_{eq}(DF_E)^2}{I + M_b DF_B^2} \end{bmatrix}}_{\tilde{A}} Z + \underbrace{\begin{bmatrix} 0 \\ \frac{M_e g DF_E}{I + M_b DF_B^2} \end{bmatrix}}_{\tilde{B}}$$

Diseño del suspensor de ejes

Con las ecuaciones del modelo matemático definidas, se procede al diseño del levantador de eje tomando como referencia el sistema comercial SAF-Holland únicamente como guía geométrica y funcional. Para fabricación se selecciona acero ASTM A36, manteniendo la geometría base y las condiciones de carga definidas. Los planos, alternativas y especificaciones se presentan en los anexos correspondientes.

Propiedades del acero ASTM A36

Propiedades mecánicas

- Esfuerzo de fluencia (mínimo): 250 MPa
- Resistencia a la tracción: 550 MPa
- Elongación mínima en 50 mm: 22 %

Propiedades físicas

- Densidad: 7.85 g/cm³

Parámetros obtenidos del modelo CAD (Inventor)

Para completar las variables del modelo, se obtuvieron del modelo desarrollado en Inventor

los siguientes valores:

$$M_b = 11.9 \text{ kg}, DFB = 0.032 \text{ m}, I = 0.56133 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$$

Cálculo de F_b y conversión a lbf

Con el último dato requerido para operar con tablas de Firestone, se calcula:

$$F_b = \frac{M_b g DFB + M_e g DF_E}{DF_K}$$

Reemplazando:

$$\boxed{F_b = 15161.02 \text{ N}}$$

Conversión a libra-fuerza:

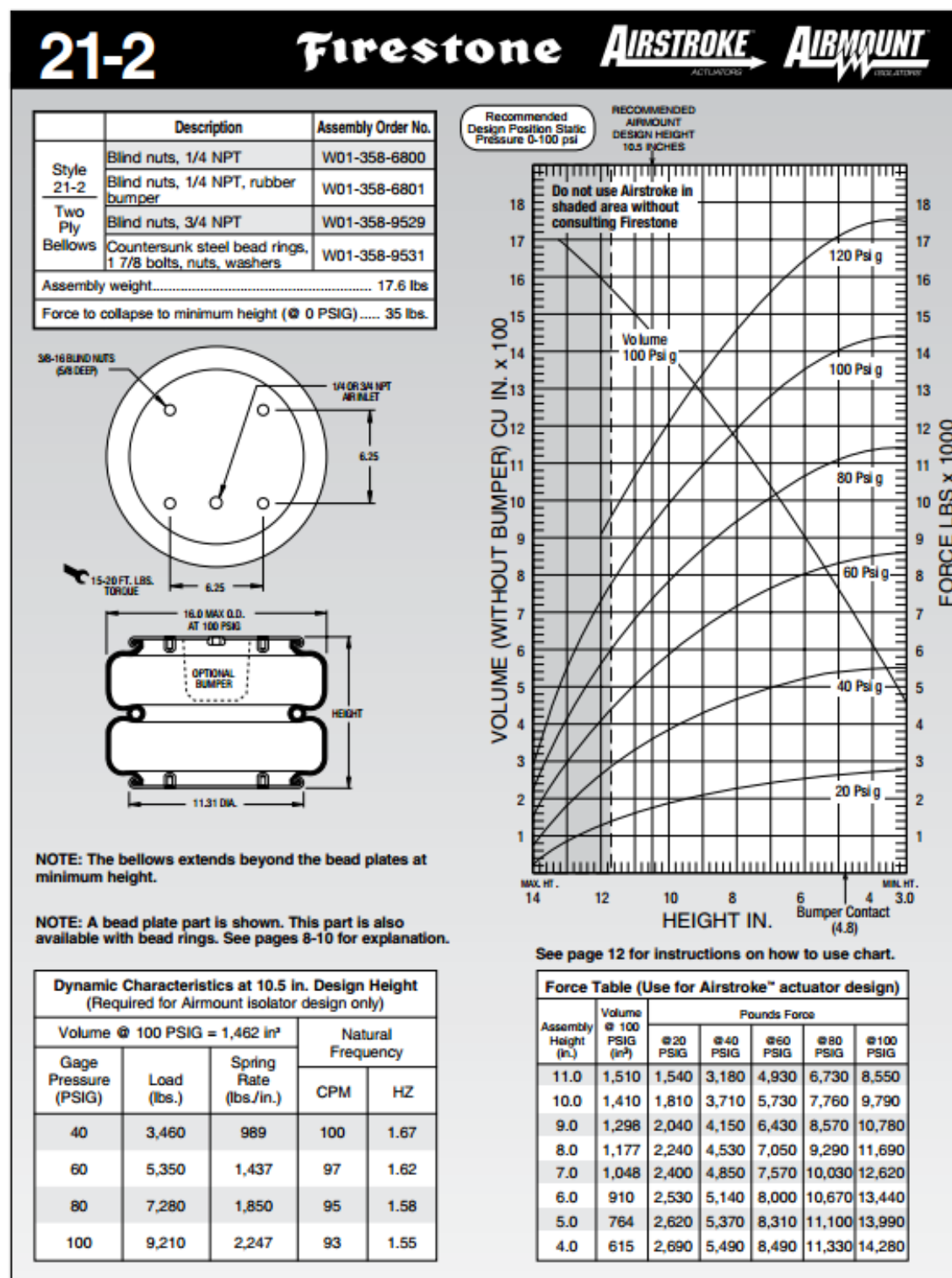
$$F_b = \frac{15161.02}{4.44822} = \boxed{3408.334 \text{ lb}_f}$$

Cuadro de valores requeridos para el cálculo de la rigidez K (bolsa neumática)

Para estimar la rigidez vertical equivalente de la bolsa neumática **Firestone Airstroke 21-2**, se establecieron los parámetros de operación y las alturas de evaluación definidas por el manual del fabricante:

Símbolo	Descripción	Valor
H	Altura de trabajo (altura de diseño)	10.5 in
$H_{(1/2)+}$	Altura 0.5 in por encima de H	11.0 in
$H_{(1/2)-}$	Altura 0.5 in por debajo de H	10.0 in
P	Presión de trabajo (referencial del sistema)	100 psig
Q	Carga de trabajo (a partir del equilibrio)	3408.334 lbf

Figura [A4-8]. Tablas Bolsa Neumática



Obtención de parámetros desde el manual Firestone

Con el valor de Q , se ubicó la carga en la curva del **manual Firestone** correspondiente al modelo 21-2. Se observó que el comportamiento carga–deflexión se encontraba entre curvas de **20 psig** y **40 psig**; por criterio conservador se adoptó la curva superior (**40 psig**) para extraer los valores de referencia (ver Figura).

De la gráfica se obtuvieron los siguientes parámetros:

1) A la altura de trabajo $H = 10.5 \text{ in}$ (curva 40 psig)

- $Q_1 = 3445 \text{ lb}_f$
- $V_1 = 1460 \text{ in}^3$ (volumen asociado a la altura de diseño)
- Área efectiva:

$$A_1 = \frac{Q_1}{P} = \frac{3445}{40} = 86.125 \text{ in}^2$$

Presión manométrica equivalente para la carga de trabajo:

$$P_g = \frac{Q}{A_1} = \frac{3408.334}{86.125} = 39.57 \text{ psig}$$

2) $H_{(1/2)+} = 11 \text{ in}$

- $V_e = 1510 \text{ in}^3$
- $Q_e = 3180 \text{ lb}_f$
- Área efectiva:

$$A_e = \frac{Q_e}{40} = \frac{3180}{40} = 79.5 \text{ in}^2$$

3) $H_{(1/2)-} = 10 \text{ in}$

- $V_c = 1410 \text{ in}^3$
- $Q_c = 3710 \text{ lb}_f$
- Área efectiva:

$$A_c = \frac{Q_c}{40} = \frac{3710}{40} = 92.75 \text{ in}^2$$

Con estos resultados se consolidó la siguiente tabla de parámetros:

Parámetro	Valor	Unidad
P_g	39.57	lb/in ² (psig)
A_c	92.75	in ²
A_e	79.50	in ²
V_1	1460	in ³
V_e	1510	in ³
V_c	1410	in ³

Cálculo de la rigidez K de la bolsa

Se empleó la ecuación del manual Firestone para la tasa de resorte vertical:

$$K = [(P_g + 14.7)(A_c(V_1/V_c)^{1.38} - A_e(V_1/V_e)^{1.38}) - 14.7(A_e - A_c)] \frac{\text{lb}_f}{\text{in}}$$

Sustituyendo:

$$K = [(39.57 + 14.7)(92.75(1460/1410)^{1.38} - 79.5(1460/1510)^{1.38}) - 14.7(79.5 - 92.75)] \frac{\text{lb}_f}{\text{in}}$$

$$K = 1357.725 \text{ lb}_f/\text{in}$$

Convirtiendo a SI:

$$K \approx 2.38 \times 10^5 \text{ N/m}$$

Tabla consolidada de variables para implementación en MATLAB

Variable	Descripción	Valor
M_b	Masa del brazo suspensor	11.9 kg
DF_B	Distancia del punto de acción del peso del brazo a O	0.032 m
I	Momento de inercia del brazo suspensor	0.56133 kg·m ²
M_e	Masa del eje	664 kg
DF_E	Distancia del punto de acción del peso del eje a O	0.423 m
DF_K	Distancia del punto de acción de la bolsa a O	0.182 m
F_b	Fuerza de la bolsa neumática	15161.02 N
K_e	Rigidez vertical de la bolsa (modelo estático)	82607.3149 N/m
K_d	Rigidez vertical de la bolsa (modelo dinámico)	237800.73 N/m

Constante de amortiguamiento equivalente C_{eq}

Para la simulación dinámica en MATLAB/Simulink se adoptó el coeficiente de amortiguamiento equivalente del sistema. De acuerdo con el documento base consultado, se consideró:

$$C_{eq} = 6966.7 \text{ N/m}$$

En adelante, este parámetro se incorporará en el término disipativo del modelo (Rayleigh/amortiguamiento equivalente), permitiendo representar la pérdida de energía durante el movimiento del brazo y del eje suspendido.

Anexo 6. Simulación y verificación del modelo

MODELADO SISTEMA MECANICO MSEN

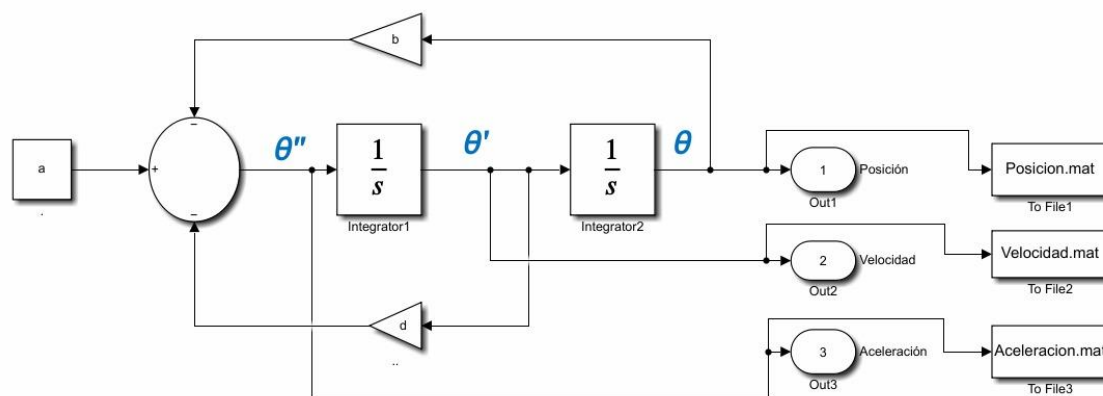


Figura 4 Modelado en Simulink del modelo M

Fuente: Propia

ESPACIO DE ESTADO MSEN

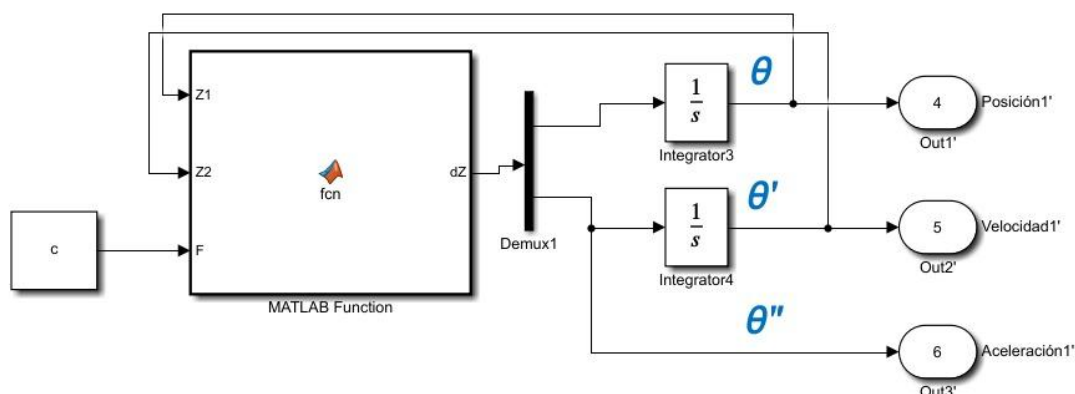
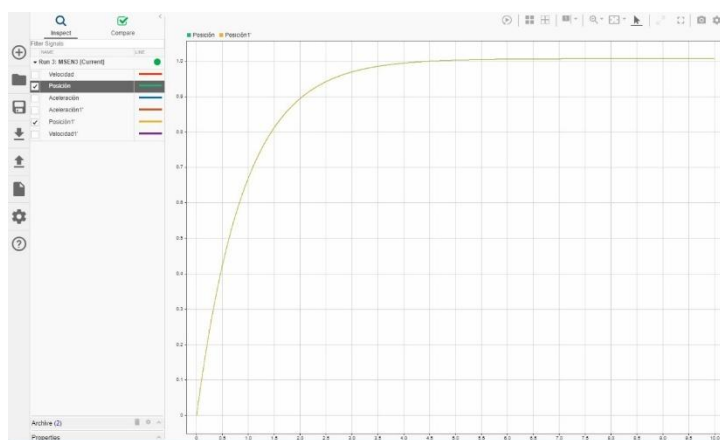


Figura 5 Modelado en Simulink del modelo MSEN, mediante el método espacio de estados

Fuente: Propia

A partir de la programación desarrollada en MATLAB-SIMULINK, se llevaron a cabo las simulaciones correspondientes. Los modelos presentados en la Figura 4 y la Figura 5 generan resultados equivalentes, lo cual permite validar el comportamiento del modelo propuesto. En las figuras mencionadas se puede observar que las gráficas se encuentran superpuestas, lo que refuerza la coherencia entre ambos enfoques de modelado.

Para el K estático



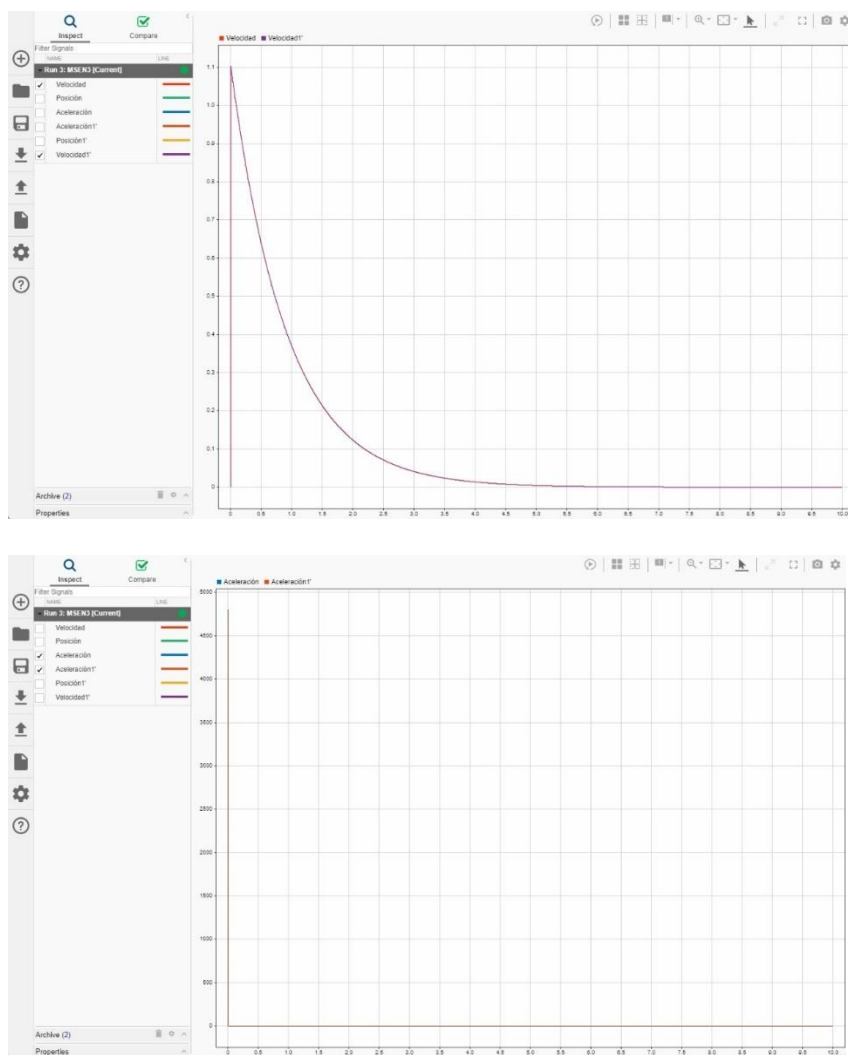


Figura Simulación de MSEN con K estático,

Los valores obtenidos para la posición, la velocidad y la aceleración se presentan a continuación.

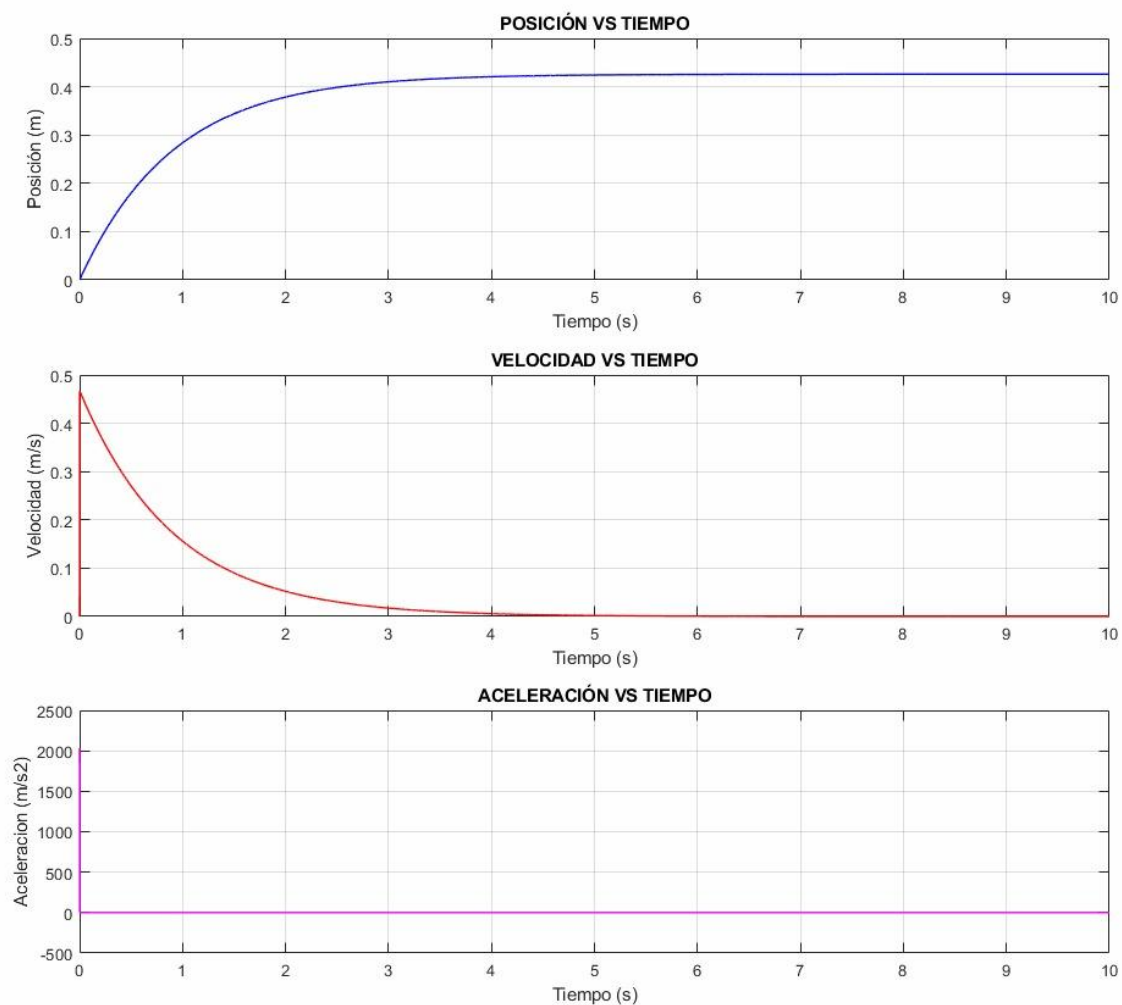


Figura Simulación de MSEN. Posición, Velocidad y Aceleración Vs Tiempo

Fuente: Propia

También obtenemos los valores de las fuerzas de la bolsa del amortiguador para cada instante de tiempo

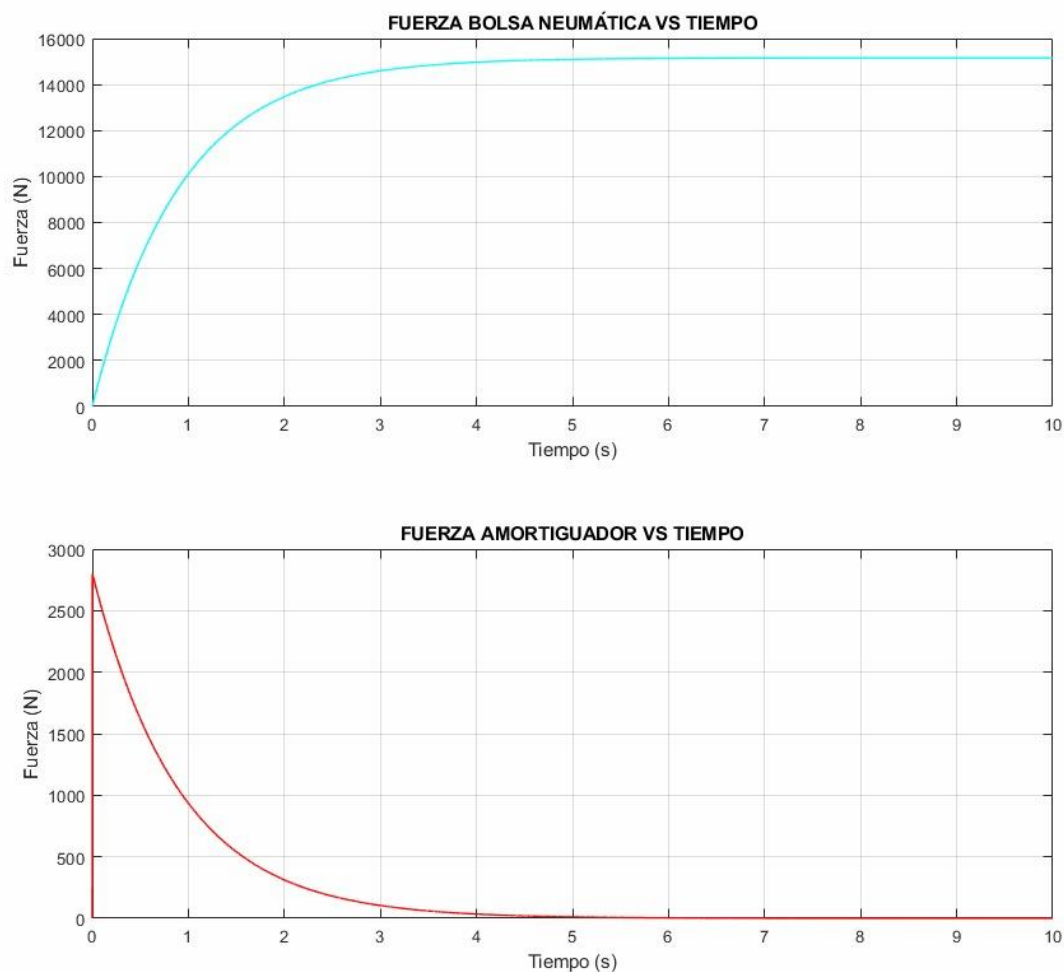


Figura Simulación MSEN Fuerzas Vs tiempo

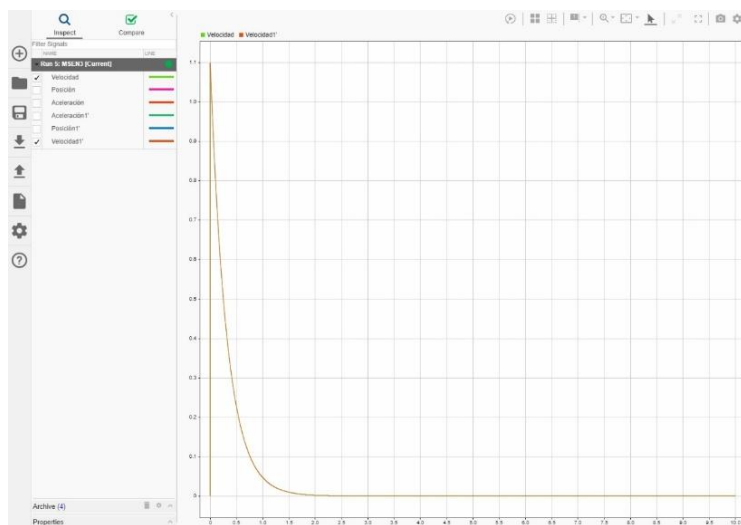
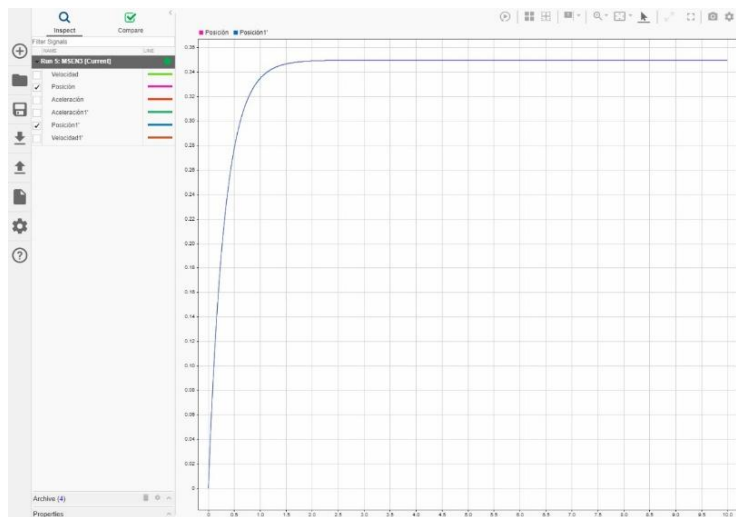
ANÁLISIS RESULTADOS K ESTÁTICO

Se observa que el análisis se realiza considerando la posición más alta del levantador de eje, ubicada a 278 mm del suelo, correspondiente al punto de máximo estiramiento de la bolsa neumática. Al aplicar la rigidez estática (k) para evaluar la compresión producida por el peso del eje, se obtiene un desplazamiento aproximado de 400 mm. Este valor resulta físicamente incoherente, ya que indicaría que el eje descendería por debajo del nivel del piso.

Este resultado evidencia que el modelo estático utilizado no representa adecuadamente el comportamiento real del sistema, posiblemente debido a la naturaleza no lineal de la bolsa neumática o a una estimación inexacta del parámetro de rigidez. Por lo

tanto, se requiere una revisión del modelo, considerando las características reales del elemento elástico y las limitaciones geométricas del mecanismo, de modo que el desplazamiento obtenido se mantenga dentro del rango operativo esperado (50 a 100 mm sobre el nivel del suelo).

Para K dinámico



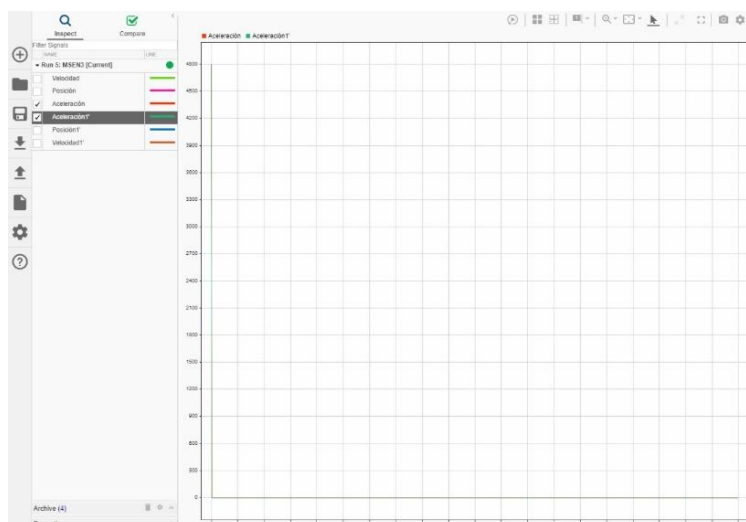
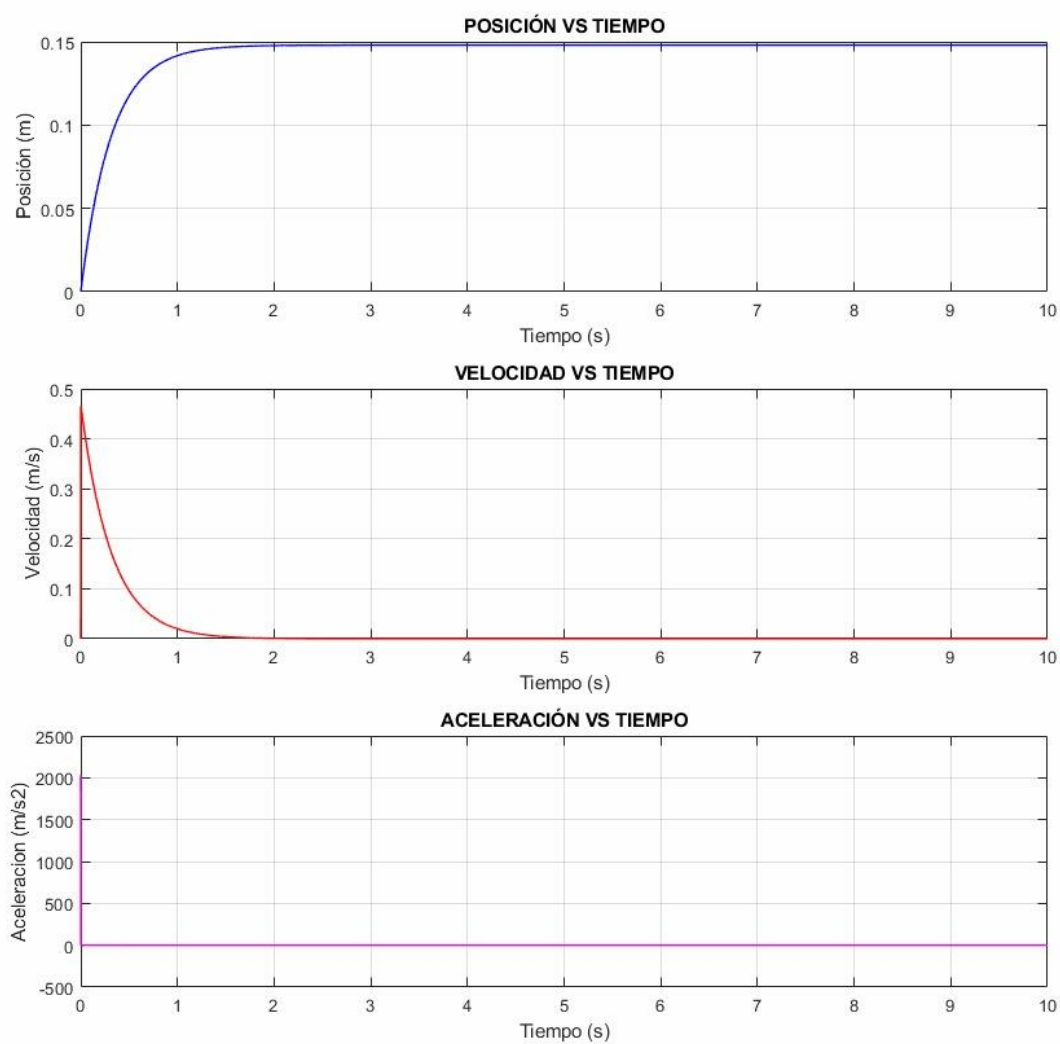


Figura Simulación de MSEN con K dinámico,



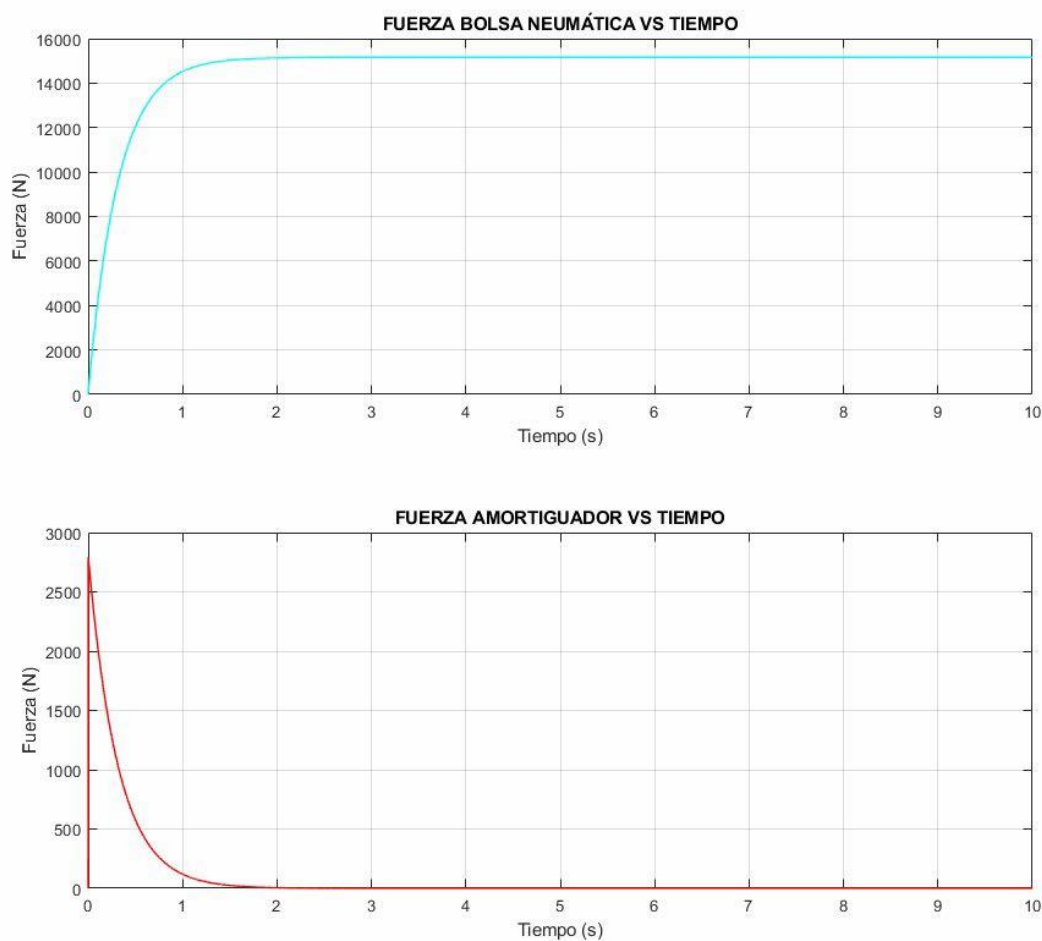


Figura Simulación MSEN Fuerzas Vs tiempo

Se observa en el análisis que el eje desciende 150 mm y queda a 120 mm respecto al nivel del piso. Esta holgura resulta adecuada para el levantamiento del eje, considerando que el rango mínimo recomendado suele ubicarse entre 50 y 100 mm. Además, este análisis corresponde a una simulación de carácter más realista para el sistema levantador de eje.

Luego de realizar las simulaciones, se determina que el modelo dinámico es el que mejor representa el comportamiento del sistema y, por tanto, el que se ajusta con mayor precisión al problema estudiado.

Anexo 7. Diseño y verificación estructural del brazo

Comprobación de la Resistencia Estructural del Brazo del Suspensor de Eje

Para evaluar la resistencia estructural del brazo del suspensor de eje, se empleará el software de análisis por elementos finitos Autodesk Inventor. En este programa se analizará el esfuerzo de fluencia de acuerdo con el modelo matemático seleccionado.

Se desarrolla un programa en Matlab (ver anexo) que extrae los datos de las gráficas obtenidas para el modelo MSEN, el cual proporciona las fuerzas correspondientes a un instante de tiempo específico. Estos valores se transferirán a Inventor para efectuar el análisis estático.

El factor de seguridad se calculará considerando como esfuerzo permisible el esfuerzo de fluencia del material. En este caso, se utilizará un valor de $\sigma_x = 250 \text{ MPa}$.

Resultado del análisis del brazo suspensor de eje

En el software Autodesk Inventor Nastran se realiza el análisis del brazo del suspensor de eje, la masa del eje se aproxima a 700 kg con la finalidad de considerar una condición conservadora del sistema.

Según lo mostrado en la figura, las fuerzas varían dentro del intervalo de tiempo comprendido entre 0 y 2 segundos, después del cual estas se estabilizan, indicando que el movimiento se ha detenido.

Se efectuarán cinco análisis correspondientes a diferentes instantes de tiempo: 0.1 s, 0.5 s, 1 s, 1.5 s y 2 s.

1. $t = 0.1s$

Posición del eje: A 38 mm

Fuerza ejercida por la bolsa al brazo ($FKBt$): 12032.5N

Fuerza ejercida por el amortiguador al brazo ($FKBt$): 2000N

El esfuerzo Von Mises resulta en: 115.7 MPa

Por lo que su factor de seguridad es:

$$FS = \frac{250}{117.3} = 2.13$$

El desplazamiento máximo es de: 0.81 mm

2. $t = 0.5s$

Posición del eje: A 118 mm

Fuerza ejercida por la bolsa al brazo ($FKBt$): 12038.5 N

Fuerza ejercida por el amortiguador al brazo ($FKBt$): 579 N

El esfuerzo Von Mises resulta en: 129.8 MPa

Por lo que su factor de seguridad es:

$$FS = \frac{250}{129.8} = 1.97 = 2$$

El desplazamiento máximo es de: 0.824 mm

3. $t = 1s$

Posición del eje: A 142 mm

Fuerza ejercida por la bolsa al brazo ($FKBt$): 14510 N

Fuerza ejercida por el amortiguador al brazo ($FKBt$): 120 N

El esfuerzo Von Mises resulta en: 125 MPa

Por lo que su factor de seguridad es:

$$FS = \frac{250}{125} = 2$$

El desplazamiento máximo es de: 1.10 mm

4. $t = 1.5s$

Posición del eje: A 147 mm

Fuerza ejercida por la bolsa al brazo ($FKBt$): 15027.3 N

Fuerza ejercida por el amortiguador al brazo ($FKBt$): 25 N

El esfuerzo Von Mises resulta en: 125 MPa

Por lo que su factor de seguridad es:

$$FS = \frac{250}{125} = 2$$

El desplazamiento máximo es de: 1.12mm

5. $t = 2s$

Posición del eje: A 148 mm

Fuerza ejercida por la bolsa al brazo ($FKBt$): 15132.4N

Fuerza ejercida por el amortiguador al brazo ($FKBt$): 5N

El esfuerzo Von Mises resulta en: 125 MPa

Por lo que su factor de seguridad es:

$$FS = \frac{250}{125} = 2$$

Máximo desplazamiento: 1.13 mm

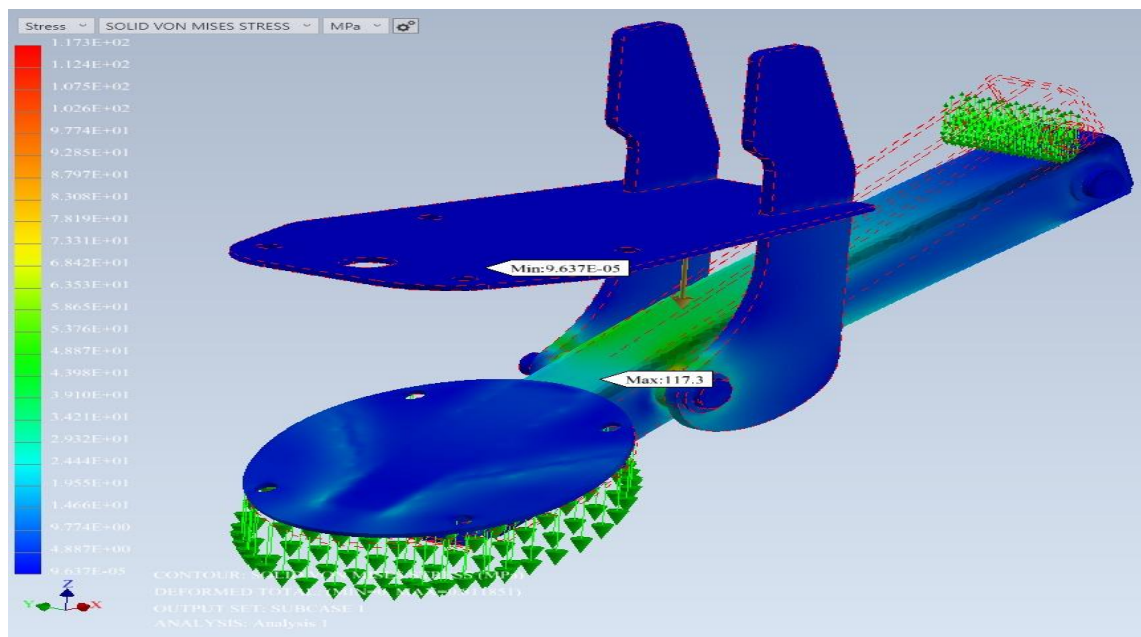


Figura: Resultado de esfuerzo para Von Mises para $t = 0.1$ s

Fuente: Propia

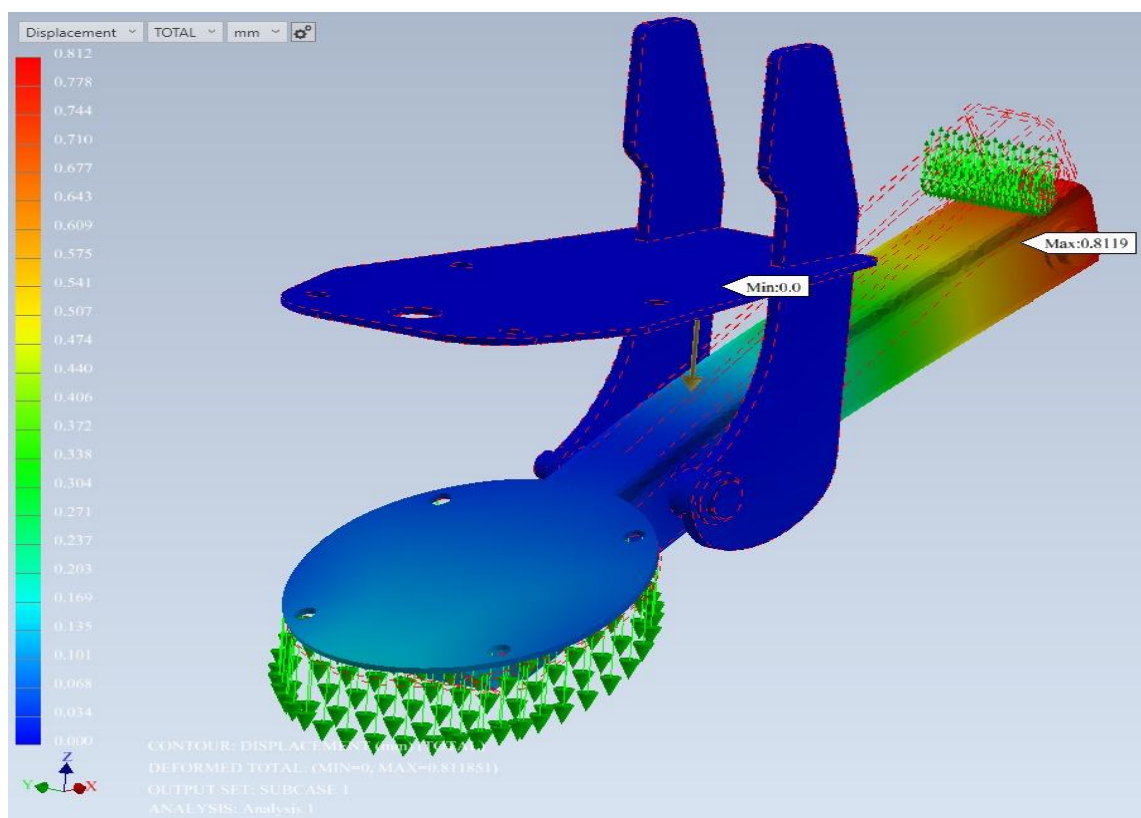


Figura: Resultado de desplazamiento para $t = 0.1$ s

Fuente: Propia

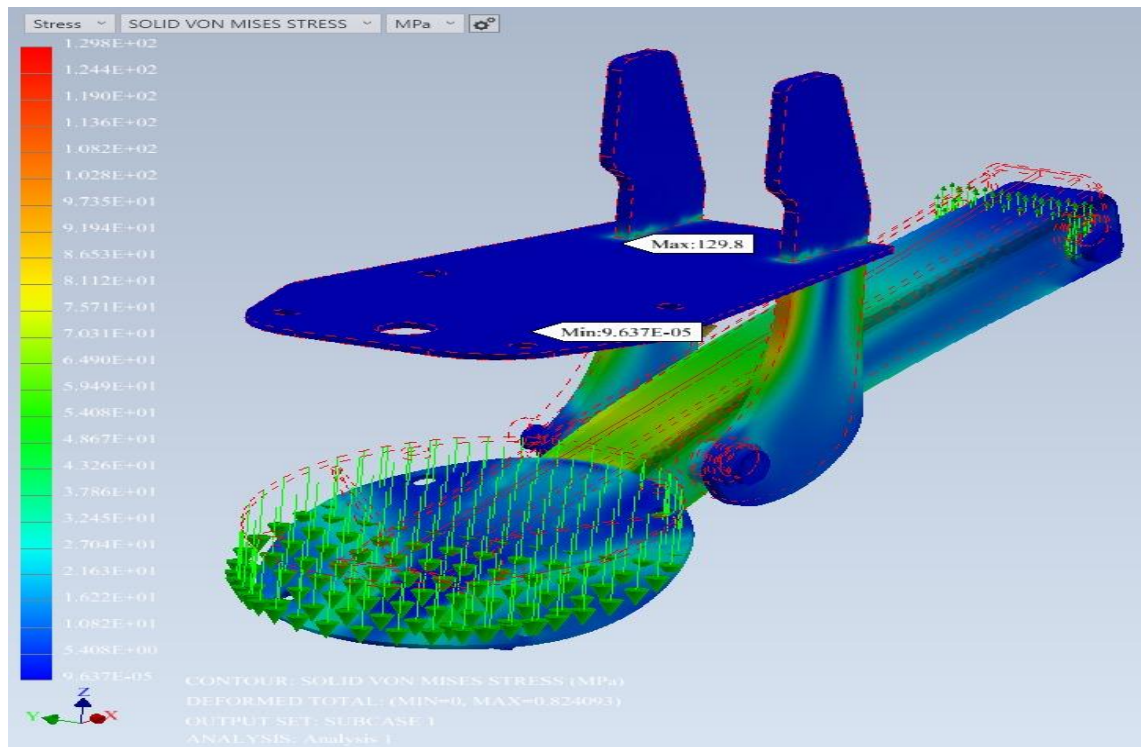


Figura: Resultado de esfuerzo para Von Mises para $t = 0.5$ s

Fuente: Propia

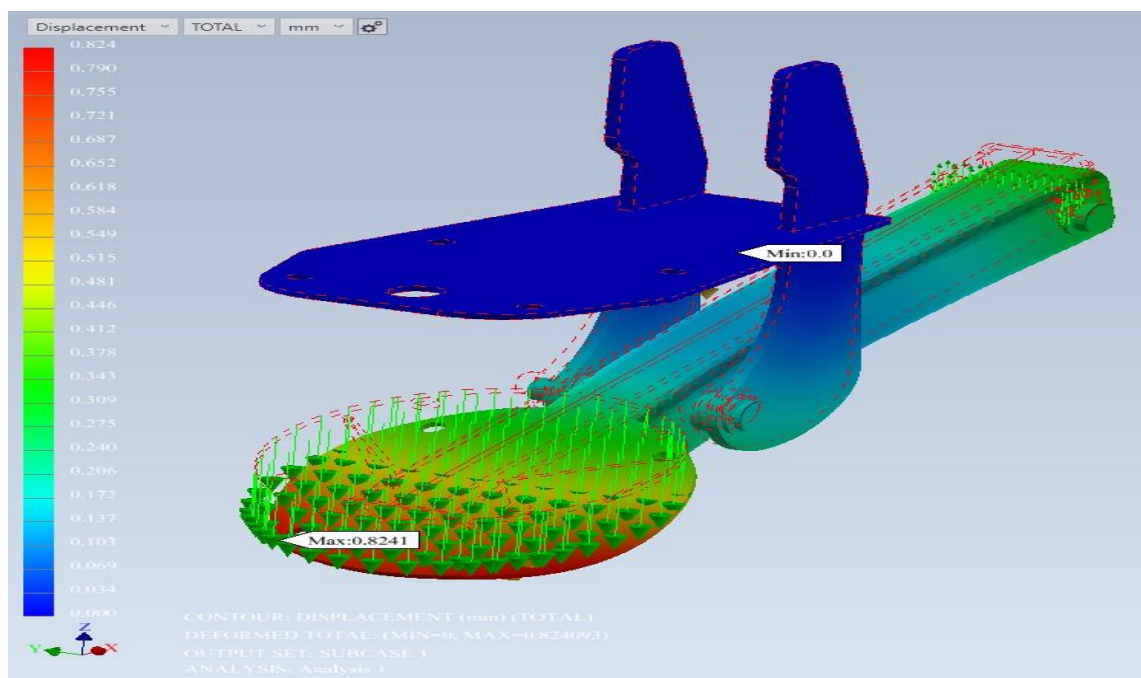


Figura: Resultado de desplazamiento para $t = 0.5$ s

Fuente: Propia

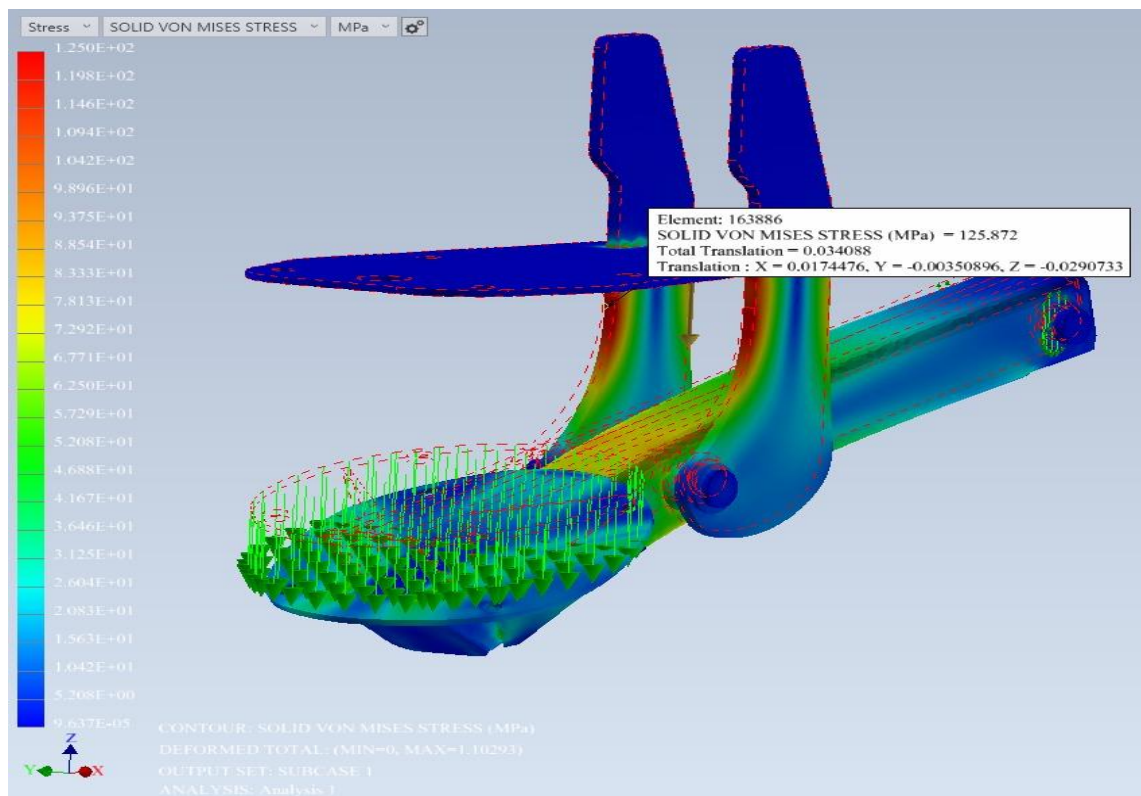


Figura: Resultado de esfuerzo para Von Mises para $t = 1$ s

Fuente: Propia

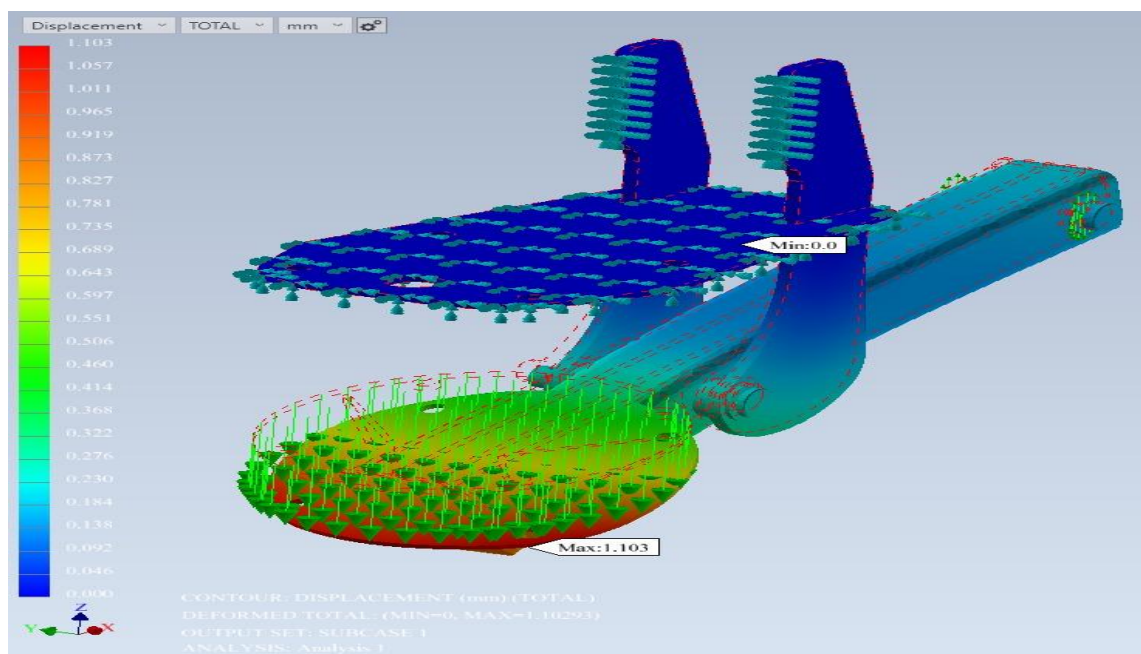


Figura: Resultado de desplazamiento para $t = 1$ s

Fuente: Propia

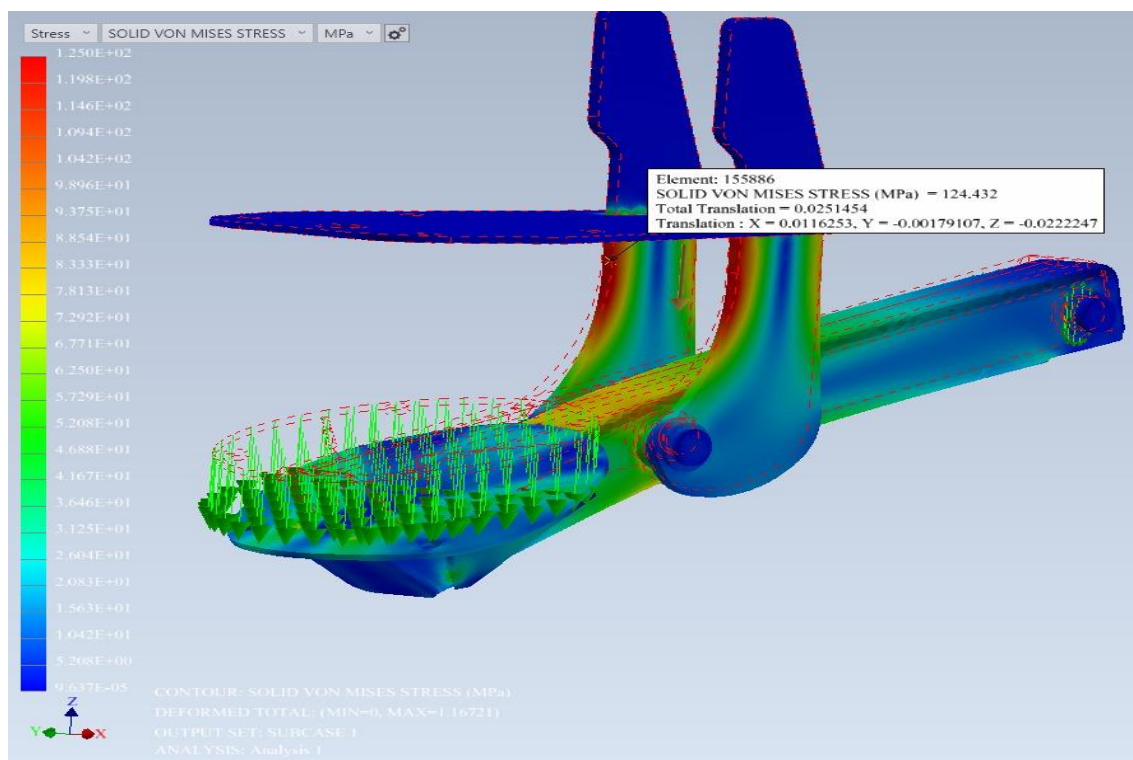


Figura: Resultado de esfuerzo para Von Mises para $t = 1.5$ s

Fuente: Propia

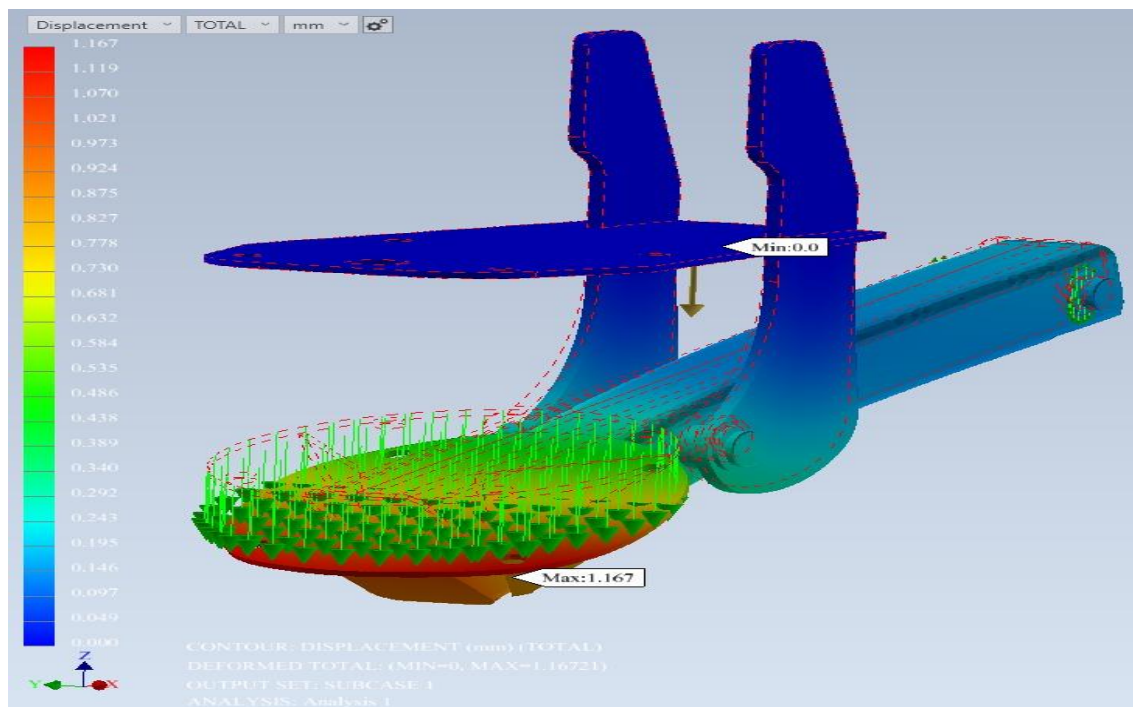


Figura: Resultado de desplazamiento para $t = 1.5$ s

Fuente: Propia

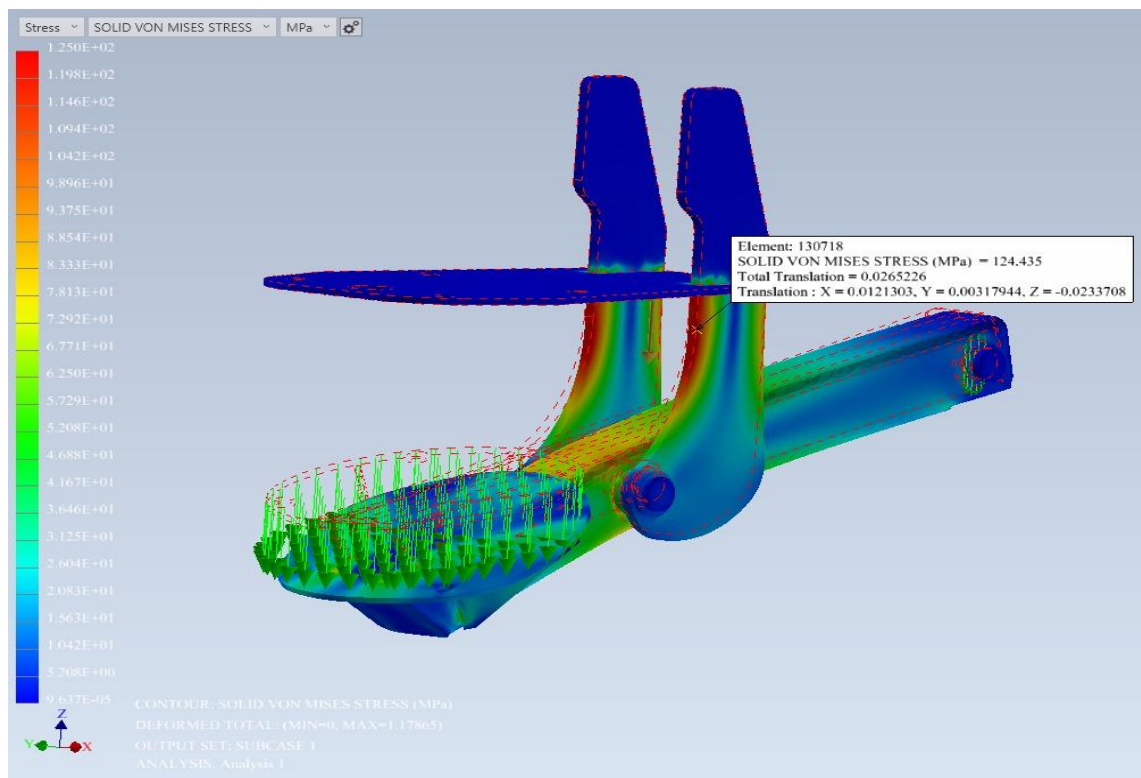


Figura: Resultado de esfuerzo para Von Mises para $t = 2$ s

Fuente: Propia

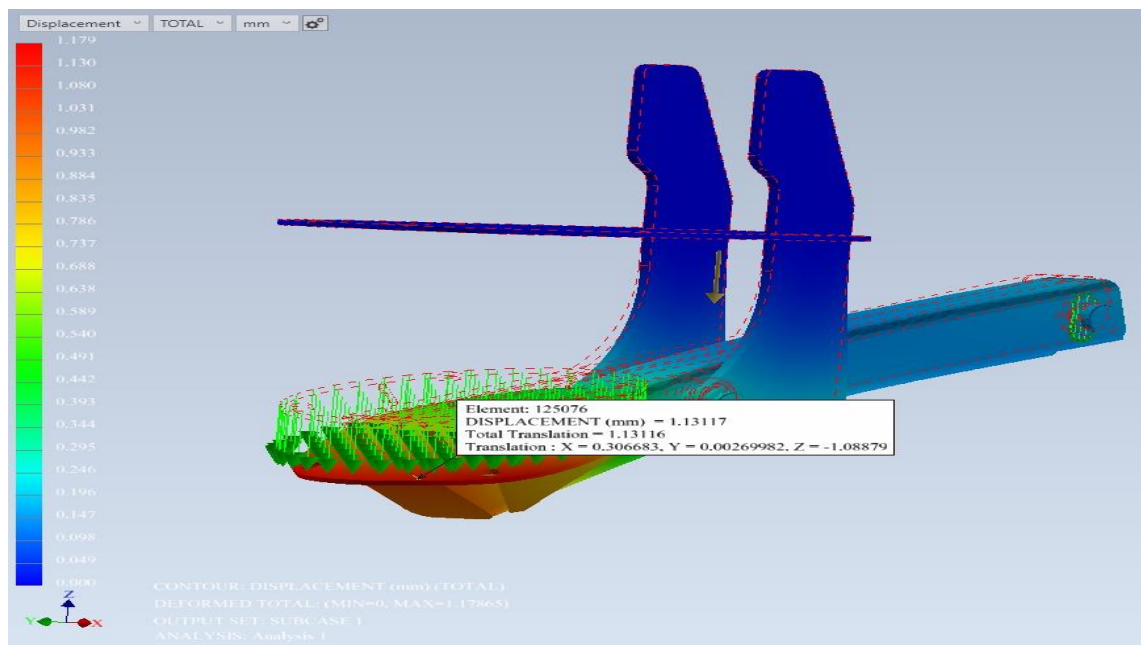


Figura: Resultado de desplazamiento para $t = 2$ s

Fuente: Propia

MSEN (MODELO ESTATICO)

```
%Programa para obtencion de datos para nuestro analisis del Brazo de Suspension
%Creado por: Diego Alcalde Corcio
%Modelo MSEN_ESTATICO
%-----
clc; clear; close all;
```

Masas:

```
Mb=11.9; % kg
Me=664; % kg
g=9.81; % gravedad m/s2
```

Variables Geometricas del SUSPENSOR:

```
DFK=0.182; % m
DFB=0.032; % m
DFE=0.423; % m
```

Variables de posicion conocidas del SUSPENSOR:

```
Hc=0.173; % m
X1=0.078; % m
a=0.182; % m
b=0.423; % m
```

Calculo del K estatico del SUSPENSOR:

```
Hf=Hc+X1;
thetaf=asin(Hf/b);
theta=thetaf-asin(Hc/b);
X2=a*sin(thetaf)-a*sin(thetaf-theta);

Kest=(Mb*g*DFB+Me*g*DFE)/X2
```

MSEN (MODELO DINAMICO)

```
%Programa para obtencion de datos para nuestro analisis del Brazo de Suspension
%Creado por: Diego Alcalde Corcio
%Modelo MSEN_DINAMICO
%-----
clc; clear; close all;
```

Masas del SUSPENSOR:

```
Mb=11.9; % kg
Me=664; % kg
I=0.56133; % Kg.m2
```

Variables Geometricas del SUSPENSOR:

```
DFK=0.182; % m
DFB=0.032; % m
DFE=0.423; % m
thetai=37.7*pi/180; %rad
```

Valores de Elementos Mecanicos del SUSPENSOR:

```
K=1357.725*175.12; % N/m
%K=82607.5; % N/m
Ceq=6966.7; %Ns/m
```

Calculo de variables del SUSPENSOR:

```
g=9.81; % gravedad m/s2
FE=Me*g; % N
FB=Mb*g; % N
c=FE*DFE; % Nm
```

Ecuacion diferencial del SUSPENSOR:

$$\ddot{\theta} + d \dot{\theta} + b\theta = a$$

$$x = \text{DFK}(\theta)$$

$$v = \text{DFK} \dot{\theta}$$

$$a = \text{FK} \ddot{\theta}$$

donde:

```
a=(Me*g*DFE)/(I+Mb*DFB^2);
b=K*(DFK^2)/((I+Mb*DFB^2));
d=(2*Ceq*DFE^2)/((I+Mb*DFB^2));
```

Ejecutando en Simulink:

```
sim("MSEN3.slx");
```

Exportando datos de Simulink a Matlab:

```
load('Posicion.mat');
load('Velocidad.mat');
load('Aceleracion.mat');
```

Graficas para el SUSPENSOR:

```

%Grafica x vs t
t=Posicion.time;
theta=Posicion.data;
x=DFK*theta;
xe=DFE*theta;
figure(1)
subplot(3,1,1)
plot(t,xe,'b','LineWidth',1)
grid on
xlabel('Tiempo (s)')
ylabel('Posición (m)')
title('POSICIÓN VS TIEMPO')
%Grafica v vs t
t=Velocidad.time;
vtheta=Velocidad.data;
v=DFK*vtheta;
ve=DFE*vtheta;
subplot(3,1,2)
plot(t,ve,'r','LineWidth',1)
grid on
xlabel('Tiempo (s)')
ylabel('Velocidad (m/s)')
title('VELOCIDAD VS TIEMPO')
%Grafica a vs t
t=Aceleracion.time;
atheta=Aceleracion.data;
aa=DFK*atheta;
ae=DFE*atheta;
subplot(3,1,3)
plot(t,ae,'m','LineWidth',1)
grid on
xlabel('Tiempo (s)')
ylabel('Aceleracion (m/s2)')
title('ACELERACIÓN VS TIEMPO')

```

Valores para cualquier tiempo deseado:

```

tx= 0.0208  ;%Ingresa el tiempo deseado
FKS=(Mb*g*DFB)/(DFK);
Xtheta=interp1(t,x,tx);
Vtheta=interp1(t,v,tx);
Atheta=interp1(t,aa,tx);
FKt=FKS+K*(Xtheta)

```

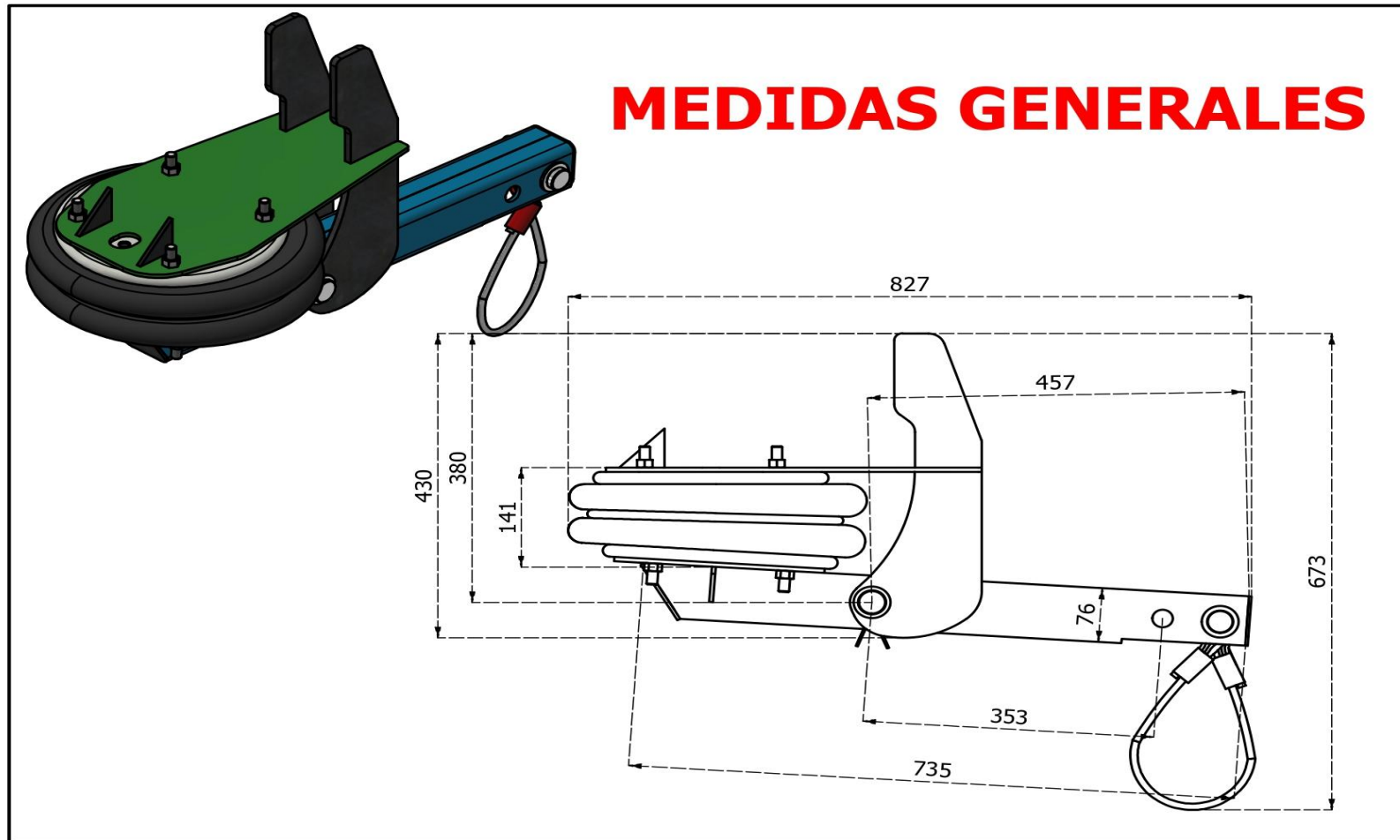
Graficas de los elementos Mecanicos:

```

FKtt=FKS+K*(x);
Fctt=2*Ceq*v;
figure(2)
subplot(2,1,1)
plot(t,FKtt,'c','LineWidth',1)
grid on
xlabel('Tiempo (s)')
ylabel('Fuerza (N)')
title('FUERZA BOLSA NEUMÁTICA VS TIEMPO')
subplot(2,1,2)
plot(t,Fctt,'r','LineWidth',1)
grid on
xlabel('Tiempo (s)')
ylabel('Fuerza (N)')
title('FUERZA AMORTIGUADOR VS TIEMPO')

```

Anexo 8. Planos



LISTA DE PIEZAS

ITEM	QTY	PART NUMBER	PERFIL	DESCRIPTION
1	1	BASE QUIJADA	PL	6.0x251x451
2	2	QUIJADA LEVANTADOR	PL	9.5x159x430
3	1	BOLSA 64605		
4	1	PLATO BRAZO	PL	6.0XØ255
5	1	CANAL BRAZO DER	C	6.0x38x76x38 L=735
6	1	CANAL BRAZO IZQ	C	6.0x38x76x38 L=735
7	1	PIN 01	BAR	ø25 x 145
8	2	ANILLO PLANO	PL	ø45x ø32 x 4.0
9	1	PIN 02	BAR	ø25 x 90
10	1	BOCINA BRAZO	T.N.	ø43 x ø30 L=98
11	8	TUERCA HEXAGONAL		1/2"
12	2	PASADOR		1/4" x 3"
13	1	TAPA DEL	PL	4.0 x 76 x 90
14	1	TAPA POST	PL	4.0 x 76 x 70
15	2	ARGOLLA ESTROBO		
16	2	AMARRE ESTROBO		
17	1	CADENA ESTROBO		
18	2	ESCUADRA SOP	PL	6.0 x 55 x 55
19	2	CARTELA REFUERZO	PL	4.5 x 50 x 50

