



ESPE
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

Análisis del comportamiento de los soportes con acción rápida en la horquilla, para optimizar el recambio del neumático de una motocicleta de competición MotoStudent.

Castro Guilcapi, Juan Carlos y Herrera Paredes, Carlos Andrés

Departamento de Ciencias Energía y Mecánica

Carrera de Ingeniería Automotriz

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

Ing. Torres Muñoz, Guido Rafael

21 de julio 2020



DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y

MECÁNICA

CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

CERTIFICACIÓN

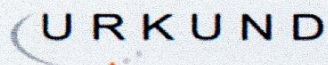
Certifico que el trabajo de titulación, "*ANÁLISIS DEL COMPORTAMIENTO DE LOS SOPORTES CON ACCIÓN RÁPIDA EN LA HORQUILLA, PARA OPTIMIZAR EL RECAMBIO DEL NEUMÁTICO PARA LA MOTOCICLETA DE COMPETICIÓN MOTOSTUDENT*" fue realizado por el señor *CASTRO GUILCAPI, JUAN CARLOS* y el señor *HERRERA PAREDES, CARLOS ANDRES*, el cual ha sido revisado y analizado en su totalidad por la herramienta de verificación de similitud de contenido; por lo tanto cumple con los requisitos legales, teóricos, científicos, técnicos y metodológicos establecidos por la Universidad de Fuerzas Armadas ESPE, razón por la cual me permito acreditar y autorizar para que lo sustenten públicamente.

Latacunga, 17 de Julio del 2020



ING. TORRES MUÑOZ, GUIDO RAFAEL

C.C.:1801624352



Urkund Analysis Result

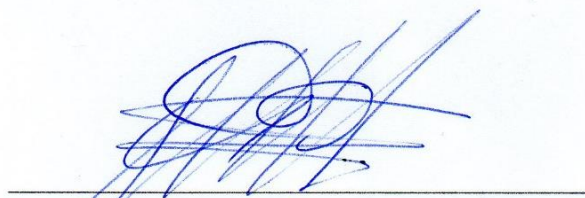
Analysed Document: TESIS CASTRO_HERRERA.pdf (D63480380)
Submitted: 2/5/2020 4:00:00 PM
Submitted By: jbolanos@difusion.com.mx
Significance: 7 %

Sources included in the report:

ANÁLISIS ESTRUCTURAL DEL BASTIDOR CARENADO PARA LA IMPLEMENTACIÓN DE LOS SISTEMAS MECÁNICOS DE UNA MOTOCICLETA TIPO CHOPPER ELÉCTRICA.pdf (D36487737)
 Proyecto_Investigacion_Carranza_Bohorquez.pdf (D56321447)
 2019-TFG-IndiceGeneral+Memoria-Arenas.pdf (D55183254)
 Rediseño Suspension delantera prototipo.pdf (D36073075)
 TFG - Memoria - Diseño y desarrollo del chasis de la moto eléctrica del Vilanova Electric Team, edición MS-2020.pdf (D63129761)
 TFG - Memoria - Diseño y desarrollo del chasis de la moto eléctrica del Vilanova Electric Team, edición MS-2020.pdf (D63155936)
 TESIS CORREGIDA URKUND.pdf (D34925139)
 ARCHIVO TESIS URKUND.pdf (D34574494)
 TESIS OSCAR TERMINADO-2.docx (D15062021)
 TESIS 22_09_2014.docx (D13884209)
 TESIS.pdf (D20745272)
<https://www.motociclismo.es/moto-verde/articulo/horquilla-aire-show-sff-air-tac>
<https://repositorio.unican.es/xmlui/bitstream/handle/10902/11469/395140.pdf?sequence=1>
<http://oa.upm.es/51066/>
<https://academica-e.unavarra.es/bitstream/handle/2454/21710/TFG-Francisco%20Labiano.pdf?sequence=1&isAllowed=y>
<https://bike.michelin.com/es/consejos/que-es-el-agarre-la-adherencia>
<http://dspace.espech.edu.ec/bitstream/123456789/4551/1/65T00177.pdf>
https://e-archivo.uc3m.es/bitstream/handle/10016/7525/PFC_Marta_Zarate_Fraga.pdf?sequence=1&isAllowed=y
https://addi.ehu.es/bitstream/10810/16216/3/3_Memoria.pdf
<https://repositorio.espe.edu.ec/bitstream/21000/9266/1/T-ESPEL-MAI-0494.pdf>
<https://academica-e.unavarra.es/bitstream/handle/2454/8845/578172.pdf?sequence=1&isAllowed=y>

Instances where selected sources appear:

58



ING. TORRES MUÑOZ, GUIDO RAFAEL
C.C.:1801624352



**DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y
MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ**

RESPONSABILIDAD DE AUTORIA

Nosotros, *CASTRO GUILCAPI, JUAN CARLOS* y *HERRERA PAREDES, CARLOS ANDRÉS*, con cédulas de ciudadanía 180424376-2 y 110455549-3, declaramos que el contenido, ideas y criterios del trabajo de titulación: "*ANÁLISIS DEL COMPORTAMIENTO DE LOS SOPORTES CON ACCIÓN RÁPIDA EN LA HORQUILLA, PARA OPTIMIZAR EL RECAMBIO DEL NEUMÁTICO PARA LA MOTOCICLETA DE COMPETICIÓN MOTOSTUDENT*" es de nuestra autoría y responsabilidad, cumpliendo con los requisitos legales, teóricos, científicos, técnicos, y metodológicos establecidos por la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, respetando los derechos intelectuales de terceros y referenciando las citas bibliográficas.

Latacunga, 17 de Julio del 2020

Castro Guilcapi, Juan Carlos

C.C.: 180424376-2

Herrera Paredes, Carlos Andrés

C.C.: 110455549-3



DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y

MECÁNICA

CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

AUTORIZACIÓN DE PUBLICACIÓN

Nosotros, *CASTRO GUILCAPI, JUAN CARLOS* y *HERRERA PAREDES, CARLOS ANDRES*, con cédulas de ciudadanía 180424376-2 y 110455549-3, autorizamos a la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE publicar el trabajo de titulación: "*ANÁLISIS DEL COMPORTAMIENTO DE LOS SOPORTES CON ACCIÓN RÁPIDA EN LA HORQUILLA, PARA OPTIMIZAR EL RECAMBIO DEL NEUMÁTICO PARA LA MOTOCICLETA DE COMPETICIÓN MOTOSTUDENT*" en el Repositorio Institucional, cuyo contenido, ideas y criterios son de nuestra responsabilidad.

Latacunga, 17 de Julio del 2020

Castro Guilcapi, Juan Carlos

C.C.: 180424376-2

Herrera Paredes, Carlos Andrés

C.C.: 110455549-3

DEDICATORIA

Quiero dedicar este trabajo primero a Dios quien me ha colmado de bendiciones permitiéndome culminar uno de mis grandes sueños.

A mi padre GONZALO CASTRO quien ha sido mi ejemplo y nunca me dejó desmayar con sus palabras alentadoras que me inspiraron para continuar en los malos momentos.

A mi madre NORMA GUILCAPI quien ha sido mi guía, mentora en mis años de estudios con fortaleza y empeño que me ha dado valor para superar los obstáculos en mi vida.

A mi esposa MARITZA y mi hijo JEAN CARLO quienes son la razón por la que lucho cada día y me han brindado su amor, comprensión y apoyo los amo.

A mis hermanos KATHERINE, ISMAEL, MATEO quienes me han acompañado siempre.

A mis abuelitos CARLOS CASTRO, MARÍA ADRIANO y JUAN GUILCAPI quienes han sido un apoyo en mi vida en especial a MARÍA MARTÍNEZ que para mí ha sido como mi madre en todo momento y nunca me ha desamparado.

Castro J.

DEDICATORIA

Este trabajo de titulación se los dedico a los pilares fundamentales de mi formación, tanto personal como profesional:

A mi papá HERNÁN HERRERA que me ha enseñado el respeto, honestidad y a confiar siempre en mí.

A mi madre ENMA PAREDES que siempre ha estado presente con su amor y comprensión incondicional.

A mis abuelitos maternos ROSITA OCHOA y VICENTE PAREDES, mis abuelitos paternos MARUJITA ÁLVAREZ y JUAN HERRERA quienes son muy importantes en mi vida.

A mis hermanos IVONNE y BYRON mis “enanos” gracias por ser los mejores, estar siempre apoyándome, aconsejándome y ayudándome cuando cometo mis errores.

Y con mucho amor a mis sobrinas hermosas MELANIE, AMELIA y LUCIANA que fueron mi motor principal para seguir siempre adelante.

Para todos ustedes siempre mi cariño y amor.

Herrera Carlos.

AGRADECIMIENTO

Agradezco a Dios por iluminarme en mi vida, cuidándome, bendiciéndome con sabiduría y fortaleza en cada etapa de mi vida. A mis padres: Norma Guilcapi y Gonzalo Castro a quienes agradezco por su amor, cariño y comprensión. Al apoyo de mis suegros Ángel Quisaguano y Estela Acosta.

A mis tíos y primos: Marcia, Jovita, Susana, Anita, Inés, Oswaldo, Rodrigo en especial a Carlos Castro y German Castro, quienes me han apoyado en todo momento y son como mis hermanos.

A mis cuñados y sobrinos: Isaac, Diego, Diana, Patricia, Alejandro, Alex, Melissa Yulissa y Brithany, quienes me han brindado su apoyo y son parte de mi familia.

A la Universidad de las Fuerzas Armadas “ESPE” extensión Latacunga por haberme abierto sus puertas, para enriquecer mis conocimientos que favorecerán mi vida profesional.

Un agradecimiento muy especial a mi tutor Ing. Guido Torres y al director de carrera Ing. Danilo Zambrano, quienes me han colaborado en todo momento con su orientación y guía académica.

Finalmente, a Carlos con quien después de muchos percances, conformamos un excelente equipo de trabajo gracias.

Castro J.

AGRADECIMIENTO

Agradezco a Dios por Brindarme salud y sabiduría durante toda mi vida, a mis padres Hernán y Enma por darme la vida, mis hermanos Ivonne y Byron por su apoyo incondicional, mis sobrinas Melanie, Amelia y Luciana por ser el motor de mi vida y a todos por ayudarme a ser el hombre que soy ahora.

A mis amigos de colegio Denisse, Rodrigo y Jorge que a pesar de la distancia siempre estarán en mi corazón, a mi familia universitaria “Los ñañitos brow” quienes me acompañaron durante todo este camino, mis compañeros de clase Alexis, Manuel, Alex, David, Boni. Un agradecimiento especial a PAULINA GARZON quien estuvo siempre presente brindándome su apoyo incondicional cuando más lo necesite, gracias por nunca perder la fe en mí.

A mi compañero de tesis JUAN que a pesar de las dificultades hemos culminado con éxito este proyecto.

A la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE extensión Latacunga por abrirme sus puertas y formarme como un gran profesional.

A nuestro tutor Ing. Guido Torres y Director de carrera Ing. Danilo Zambrano quienes nos brindaron todo su apoyo y supieron impartirnos valiosos conocimientos.

Herrera Carlos.

ÍNDICE DE CONTENIDOS

CARÁTULA	1
CERTIFICACIÓN	2
RESPONSABILIDAD DE AUTORÍA	4
AUTORIZACIÓN DE PUBLICACIÓN	5
DEDICATORIA	6
DEDICATORIA	7
AGRADECIMIENTO	8
AGRADECIMIENTO	9
ÍNDICE DE CONTENIDOS	10
ÍNDICE DE TABLAS	17
ÍNDICE DE FIGURAS	19
ÍNDICE DE ECUACIONES	23
RESUMEN	25
ABSTRACT	26
CAPÍTULO I	27
MARCO METODOLÓGICO DE LA INVESTIGACIÓN	27
1.1. Planteamiento del Problema.....	27
1.2. Antecedentes.....	28
1.3. Descripción resumida del proyecto	29
1.4. Justificación e Importancia	30
1.5. Proyectos relacionados y/o complementarios.....	31
1.6. Objetivos	32
1.6.1. Objetivo General	32

	11
1.6.2. Objetivos Específicos.....	32
1.7. Metas del proyecto	33
1.8. Hipótesis.....	34
1.9. Variables de la investigación	34
1.9.1. Variable Independiente	34
1.9.2. Variable Dependiente.....	35
1.10. Metodología de desarrollo del proyecto	35
CAPÍTULO II.....	38
MARCO TEÓRICO	38
2.1. Introducción.....	38
2.2. Competición MotoStudent	39
2.2.1. Apartados del Proyecto.....	40
2.2.2. Suspensión delantera según el reglamento	41
2.3. Conceptos básicos sobre suspensión.	41
2.3.1. Principios de la suspensión.....	41
2.4. Geometría básica de la motocicleta.....	44
2.4.1. Distancia entre ejes.....	45
2.4.2. El Angulo de lanzamiento	46
2.5. Suspensión delantera	47
2.5.1. Tipo de suspensión delantera	49
2.6. Selección del tipo de suspensión delantera y sujetadores de rueda.....	53
2.7. Masas en la suspensión delantera	55
2.7.1. Masa no suspendida delantera	56
2.7.2. Masa suspendida delantera	56
2.8. Modelo de suspensión de un grado de libertad	58

	12
2.8.1. Frecuencia fundamental del sistema de suspensión	59
2.8.2. Amortiguamiento	60
2.8.3. Frecuencia del sistema de suspensión amortiguado.....	60
2.8.4. Fuerza en la suspensión delantera	60
2.9. Sistema de freno delantero.....	61
2.9.1. Funcionalidad básica	62
2.10. Análisis de esfuerzos.....	63
2.10.1. Esfuerzo por Flexión	63
2.10.2. Esfuerzo por Corte:	65
2.10.3. Esfuerzo de Von Mises	65
2.11. Factor de seguridad.....	66
2.11.1. Materiales dúctiles	66
2.12. Selección de materiales.....	67
CAPÍTULO III.....	70
ANÁLISIS DE LOS COMPONENTES	70
3.1. Consideraciones Generales	70
3.1.1. Elementos de la Competencia	70
3.1.2. Parámetros Geométricos	71
3.1.3. Cálculo de masas suspendidas y no suspendidas	72
3.2. Análisis en la suspensión delantera.....	73
3.2.1. Masa suspendida delantera	73
3.2.2. Rigidez equivalente delantera	74
3.2.3. Cálculo del amortiguamiento.....	75
3.2.4. Cálculo de la Frecuencia del sistema de suspensión amortiguado	76
3.2.5 Cálculo de las Fuerzas en la suspensión	77

	13
3.2.6. Fuerza máxima sobre la suspensión delantera	82
3.3. Análisis del sistema de freno delantero	83
3.3.1. Cálculo de áreas de cilindros maestro y de caliper	84
3.3.2. Cálculo de Fuerza aplicada por el piloto	85
3.3.3. Cálculo de la fuerza máxima de frenado	87
3.4. Análisis del eje en la rueda delantera	87
3.4.1. Análisis de momentos en el eje delantero.....	90
3.4.2. Esfuerzo por Flexión en eje de la rueda.....	93
3.4.3. Esfuerzo por Corte en eje de la rueda.....	94
3.4.4. Cálculo del Esfuerzo de Von Mises en eje de la rueda	95
3.4.5. Factor de seguridad del eje de la rueda delantera	95
3.5. Análisis de esfuerzos en el pasador de los soportes	97
3.5.1. Esfuerzo por aplastamiento.....	98
3.5.2. Esfuerzo por corte.....	99
3.5.3. Cálculo del Esfuerzo de Von Mises en el pasador	100
3.5.4. Factor de seguridad del modelado del pasador	101
3.6. Análisis de pernos del caliper	101
3.6.1. Cálculo de las dimensiones del perno.....	101
3.6.2. Cálculo de las reacciones en el caliper	105
3.6.3. Cálculo del área transversal del perno	106
3.6.4. Cálculo carga de prueba	106
3.6.5. Precarga del perno.....	107
3.6.6. Rigidez del perno	108
3.6.7. Rigidez del material (Soporte).....	108
3.6.8. Rigidez del sistema	109

	14
3.6.9. Factor de seguridad del perno	110
3.7. Análisis de pernos en la tapa del soporte	110
3.7.1. Cálculo de las dimensiones del perno.....	110
3.7.2. Cálculo del área transversal del perno	113
3.7.3. Cálculo carga de prueba	114
3.7.4. Precarga del perno.....	114
3.7.5. Rigidez del perno	115
3.7.6. Rigidez del material (Soporte).....	115
3.7.7. Rigidez del sistema	116
3.7.8. Factor de seguridad del perno	116
CAPÍTULO IV	118
ANÁLISIS Y VALIDACIÓN.....	118
4.1. Análisis del soporte y sus componentes mediante elementos finitos.....	118
4.2. Análisis del soporte derecho.....	118
4.2.1. Mallado	118
4.2.2. Asignación de cargas en el soporte derecho	119
4.2.3. Deformación direccional en el eje Z	120
4.2.4. Determinación del máximo esfuerzo principal	120
4.2.5. Esfuerzos de Von Mises	121
4.2.6. Factor de seguridad	122
4.3. Análisis del soporte izquierdo	123
4.3.1. Mallado	123
4.3.2. Asignación de cargas en el soporte	124
4.3.3. Deformación direccional en el eje Z	124
4.3.4. Determinación del máximo esfuerzo principal	125

	15
4.3.5. Esfuerzos de Von Mises	126
4.3.6. Factor de seguridad	126
4.4. Análisis de la tapa del soporte	127
4.4.1. Mallado	128
4.4.2. Asignación de cargas en la tapa del soporte.....	128
4.4.3. Deformación direccional en el eje Y	129
4.4.4. Determinación del máximo esfuerzo principal	130
4.4.5. Esfuerzos de Von Mises	131
4.4.6. Factor de seguridad	131
4.5. Análisis del eje.....	132
4.5.1. Mallado	133
4.5.2. Asignación de cargas en el eje	133
4.5.3. Deformación direccional en el eje X	134
4.5.4. Determinación del máximo esfuerzo principal	135
4.5.5. Esfuerzos de Von Mises	136
4.5.6. Factor de seguridad	136
4.6. Análisis del pasador	138
4.6.1. Mallado	138
4.6.2. Asignación de cargas en el pasador	139
4.6.3. Deformación direccional en el eje X.....	139
4.6.4. Determinación del máximo esfuerzo principal	140
4.6.5. Esfuerzos de Von Mises	141
4.6.6. Factor de seguridad	141
CAPÍTULO V	143
PRUEBAS Y VERIFICACIONES.....	143

	16
5.1. Pruebas y Verificaciones	143
5.1.1. Verificaciones por pruebas estáticas de la competencia	143
5.1.2. Verificaciones por pruebas dinámicas de la competencia	146
5.1.3. Pruebas de recambio de neumático delantero	150
CAPÍTULO VI	155
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	155
6.1. Conclusiones	155
6.2. Recomendaciones	156
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	157
ANEXOS	160
ANEXOS A: Planos del soporte de los soportes con acción rápida	161
ANEXOS B: Reglamento de la Competencia Internacional MotoStudent	161

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1	<i>Operacionalización de la variable independiente. (análisis de soportes con acción rápida)</i>	34
Tabla 2	<i>Operacionalización de la variable dependiente. (optimización de tiempo) ...</i>	35
Tabla 3	<i>Metodología, instrumentación y laboratorios donde se llevará a cabo el proyecto.....</i>	36
Tabla 4	<i>Opciones de sistemas de suspensión delantera.....</i>	53
Tabla 5	<i>Valoración de las opciones para suspensión delantera</i>	54
Tabla 6	<i>Valoración de las opciones en soporte para sujeción de rueda delantera ...</i>	55
Tabla 7	<i>Elección del material.....</i>	68
Tabla 8	<i>Características físicas del material</i>	69
Tabla 9	<i>Características químicas del material</i>	69
Tabla 10	<i>Datos técnicos del aro y neumático delantero</i>	71
Tabla 11	<i>Parámetros geométricos iniciales</i>	71
Tabla 12	<i>Masas suspendidas</i>	72
Tabla 13	<i>Masas no suspendidas delanteras.....</i>	72
Tabla 14	<i>Valores de la función del desplazamiento, velocidad, aceleración.....</i>	81
Tabla 15	<i>Datos técnicos del sistema de freno delantero</i>	83
Tabla 16	<i>Dimensiones del perno</i>	102
Tabla 17	<i>Características del perno.....</i>	103
Tabla 18	<i>Dimensiones del perno</i>	111
Tabla 19	<i>Características del perno.....</i>	111
Tabla 20	<i>Resultados del análisis en el soporte derecho.....</i>	122
Tabla 21	<i>Resultados del análisis en el soporte izquierdo</i>	127

Tabla 22	<i>Resultados del análisis en la tapa del soporte</i>	132
Tabla 23	<i>Resultados del análisis en el eje</i>	137
Tabla 24	<i>Resultados del análisis en el pasador</i>	142
Tabla 25	<i>Resultados del análisis en el banco</i>	145
Tabla 26	<i>Resultados de la fuerza de los frenos</i>	146
Tabla 27	<i>Resultados de la prueba de frenado</i>	148
Tabla 28	<i>Resultados de la prueba de recambio con soportes convencionales</i>	152
Tabla 29	<i>Resultados de la prueba de recambio con soportes de acción rápida</i>	152
Tabla 30	<i>Resultados de las pruebas de recambio</i>	153

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1	<i>Árbol de planteamiento de los problemas</i>	27
Figura 2	<i>Salida de una de las carreras motostudent</i>	39
Figura 3	<i>Partes y fuerzas en la motocicleta</i>	42
Figura 4	<i>Parámetros geométricos</i>	45
Figura 5	<i>Distancia entre los ejes de la motocicleta</i>	46
Figura 6	<i>Angulo de lanzamiento de una motocicleta</i>	47
Figura 7	<i>Partes de la horquilla telescópica</i>	48
Figura 8	<i>Suspensión invertida</i>	50
Figura 9	<i>Suspensión delantera telelever</i>	51
Figura 10	<i>Horquilla atrasa</i>	52
Figura 11	<i>Suspensión girder</i>	52
Figura 12	<i>Masa no suspendida delantera</i>	56
Figura 13	<i>Distribución de las masas en la motocicleta</i>	57
Figura 14	<i>Modelo de la suspensión delantera de un grados de libertad</i>	59
Figura 15	<i>Componentes principales de un sistema de freno delantero</i>	61
Figura 16	<i>Pedal de freno delantero</i>	62
Figura 17	<i>Viga en flexión</i>	63
Figura 18	<i>Modelo de la suspensión delantera</i>	73
Figura 19	<i>Gráfica desplazamiento-tiempo</i>	78
Figura 20	<i>Gráfica de la velocidad-tiempo</i>	79
Figura 21	<i>Gráfica de aceleración-tiempo</i>	80
Figura 22	<i>Gráfica de fuerza</i>	81
Figura 23	<i>Descomposición de la fuerza de amortiguamiento</i>	82

	20
Figura 24 <i>Pedal de freno delantero.....</i>	85
Figura 25 <i>Esfuerzos sobre eje de la rueda delantera</i>	88
Figura 26 <i>Diagrama de cuerpo libre del eje</i>	88
Figura 27 <i>D.C.L. del eje con sus fuerzas descompuestas</i>	89
Figura 28 <i>Fuerzas y puntos de apoyo en el eje</i>	90
Figura 29 <i>Momento de flexión en el plano x/z.....</i>	90
Figura 30 <i>Momento de flexión en el plano y/z.....</i>	91
Figura 31 <i>Momento total en el eje</i>	92
Figura 32 <i>Esfuerzo de flexión en el eje.....</i>	94
Figura 33 <i>Resultados obtenidos en el programa "Mitcalc"</i>	96
Figura 34 <i>Aplicación de las fuerzas que actúan en el centro del soporte.....</i>	97
Figura 35 <i>Dimensiones del pasador y la tapa del soporte</i>	98
Figura 36 <i>Cargas que producen aplastamiento en el pasador.....</i>	98
Figura 37 <i>Cargas que producen corte en el pasador.....</i>	99
Figura 38 <i>Dimensiones de un perno.....</i>	102
Figura 39 <i>Cargas en las conexiones del caliper y el soporte</i>	105
Figura 40 <i>Dimensiones del perno</i>	111
Figura 41 <i>Análisis de la fuerza en la tapa del soporte.....</i>	117
Figura 42 <i>Malla en el soporte</i>	119
Figura 43 <i>Cargas en el soporte derecho.....</i>	119
Figura 44 <i>Deformación del modelado del soporte derecho.....</i>	120
Figura 45 <i>Máximo esfuerzo principal</i>	121
Figura 46 <i>Esfuerzo de von-mises</i>	121
Figura 47 <i>Factor de seguridad del soporte derecho</i>	122
Figura 48 <i>Malla en el soporte izquierdo.....</i>	123

	21
Figura 49 <i>Cargas en el soporte izquierdo</i>	124
Figura 50 <i>Deformación del modelado del soporte izquierdo</i>	125
Figura 51 <i>Máximo esfuerzo principal</i>	125
Figura 52 <i>Esfuerzo de von-mises</i>	126
Figura 53 <i>Factor de seguridad del soporte izquierdo</i>	127
Figura 54 <i>Malla de tapa del soporte</i>	128
Figura 55 <i>Cargas en la tapa del soporte</i>	129
Figura 56 <i>Deformación de la tapa respecto al eje y</i>	130
Figura 57 <i>Máximo esfuerzo principal en la tapa</i>	130
Figura 58 <i>Esfuerzo de von-mises</i>	131
Figura 59 <i>Factor de seguridad en la tapa del soporte</i>	132
Figura 60 <i>Mallado del eje</i>	133
Figura 61 <i>Cargas en el eje</i>	134
Figura 62 <i>Deformación en el eje respecto a x</i>	135
Figura 63 <i>Máximo esfuerzo principal en el eje</i>	135
Figura 64 <i>Esfuerzo de von-mises</i>	136
Figura 65 <i>Factor de seguridad del eje</i>	137
Figura 66 <i>Mallado del pasador</i>	138
Figura 67 <i>Cargas en el pasador</i>	139
Figura 68 <i>Deformación en el pasador respecto a x</i>	140
Figura 69 <i>Máximo esfuerzo principal en el pasador</i>	140
Figura 70 <i>Esfuerzo de von-mises</i>	141
Figura 71 <i>Factor de seguridad del pasador</i>	142
Figura 72 <i>Descripción grafica de la prueba de estática en seguridad en banco</i>	144
Figura 73 <i>Prueba de estática en seguridad en banco</i>	144

Figura 74 <i>Verificación de freno delantero</i>	145
Figura 75 <i>Adhesivo de validación de pruebas estáticas</i>	146
Figura 76 <i>Descripción grafica de la prueba de frenado</i>	147
Figura 77 <i>Desempeño del prototipo en prueba de frenado</i>	147
Figura 78 <i>Prototipo en el circuito motorland-españa</i>	149
Figura 79 <i>Adhesivo de validación de pruebas dinámicas</i>	150
Figura 80 <i>Soporte convencional de barra invertida</i>	151
Figura 81 <i>Soporte de acción rápida</i>	152
Figura 82 <i>Resultado de pruebas en recambio del neumático</i>	153

ÍNDICE DE ECUACIONES

Ecuación 1	<i>Masa suspendida delantera</i>	58
Ecuación 2	<i>Fuerza del sistema amortiguado</i>	61
Ecuación 3	<i>Esfuerzo por flexión</i>	64
Ecuación 4	<i>Esfuerzo por flexión para una barra circular</i>	64
Ecuación 5	<i>Esfuerzo cortante para sección transversal circular</i>	65
Ecuación 6	<i>Esfuerzo de von mises</i>	66
Ecuación 7	<i>Rigidez equivalente delantera</i>	75
Ecuación 8	<i>Amortiguamiento del sistema de suspensión</i>	75
Ecuación 9	<i>Frecuencia del sistema amortiguado</i>	76
Ecuación 10	<i>Función desplazamiento</i>	77
Ecuación 11	<i>Función de velocidad</i>	78
Ecuación 12	<i>Función de aceleración</i>	79
Ecuación 13	<i>Descomposición de la fuerza máxima</i>	83
Ecuación 14	<i>Área de cilindro maestro</i>	84
Ecuación 15	<i>Área de cilindro en el caliper</i>	85
Ecuación 16	<i>Fuerza realizada en el pedal de freno</i>	86
Ecuación 17	<i>Fuerza aplicada por el piloto</i>	86
Ecuación 18	<i>Fuerza aplicada por el piloto</i>	86
Ecuación 19	<i>Fuerza máxima de frenado</i>	87
Ecuación 20	<i>Momento para el plano x / z</i>	91
Ecuación 21	<i>Momento para el plano y / z</i>	92
Ecuación 22	<i>Momento total</i>	93
Ecuación 23	<i>Longitud de rosca</i>	103

		24
Ecuación 24	<i>Longitud de rosca</i>	103
Ecuación 25	<i>Agarre efectivo</i>	104
Ecuación 26	<i>Longitud de la parte roscada</i>	104
Ecuación 27	<i>Área transversal del perno</i>	106
Ecuación 28	<i>Carga de prueba</i>	107
Ecuación 29	<i>Precarga del perno</i>	107
Ecuación 30	<i>Rigidez del perno</i>	108
Ecuación 31	<i>Rigidez del material</i>	109
Ecuación 32	<i>Rigidez del sistema</i>	109
Ecuación 33	<i>Factor de seguridad del perno</i>	110
Ecuación 34	<i>Ecuación para evaluar la puntuación de frenado</i>	148

RESUMEN

El presente trabajo de titulación analiza el comportamiento de los soportes con acción rápida en la horquilla, para optimizar el recambio del neumático, aplicado a un prototipo de motocicleta para la Competencia Internacional MotoStudent desarrollada en la pista de MotorLand Aragón, en Alcañiz (Teruel), España. El estudio mediante fundamentación teórica basada en fuentes bibliográficas confiables como: tesis de ingeniera, revistas científicas y libros que respalden la metodología y cálculos aplicados. En primera instancia se realiza la valoración entre distintas alternativas para sistemas de suspensión delantera, analizando el aluminio AW 7021 que fue el material utilizado para la fabricación de los soportes, por sus propiedades físicas, químicas y disponibilidad en el medio, posteriormente se procede a realizar los cálculos, simulación en software (CAD-CAE) mediante elementos finitos y análisis de resultados aplicando las cargas máximas a la que estará expuesto el sistema, los cuales permiten evaluar la fiabilidad del mismo, comprendido por los soportes de la horquilla, pasadores, eje y tornillos de sujeción. La validación del comportamiento y optimización en los tiempos de recambio en los soportes de acción rápida, se realiza mediante el cumplimiento de pruebas estáticas, dinámicas y protocolo de prueba establecidas en el reglamento de la competencia MotoStudent.

PALABRAS CLAVE:

- **COMPETENCIA MOTOSTUDENT**
- **SISTEMA DE SUSPENSIÓN**
- **SOPORTE DE ACCIÓN RÁPIDA**

ABSTRACT

The present degree work analyses the behaviour of the supports with quick action on the fork, to optimize the replacement of the tyre, applied to a prototype motorcycle for the MotoStudent International Competition developed on the track of MotorLand Aragon, in Alcañiz (Teruel), Spain. The study by theoretical basis based on reliable bibliographic sources, engineer thesis, scientific journals and books that support the methodology and calculations applied. In the first instance, the evaluation is carried out between different alternatives for front suspension systems, analyzing the AW 7021 aluminium that was the material used for the manufacture of the supports for their physical, chemical properties and availability in the medium, subsequently proceeds to perform the calculations, simulation in software (CAD-CAE) are carried out by finite elements and results analysis applying the maximum loads to which the system will be exposed, which allow to evaluate the reliability of the system, including fork brackets, pins, shaft and fastening screws. The validation of the behavior and optimization in the spare times on the fast action media, is carried out by compliance with tests static, dynamic and testing protocol established in the regulation of the MotoStudent competition.

KEYWORDS:

- **MOTOSTUDENT COMPETITION**
- **SUSPENSION SYSTEM**
- **QUICK ACTION SUPPORT**

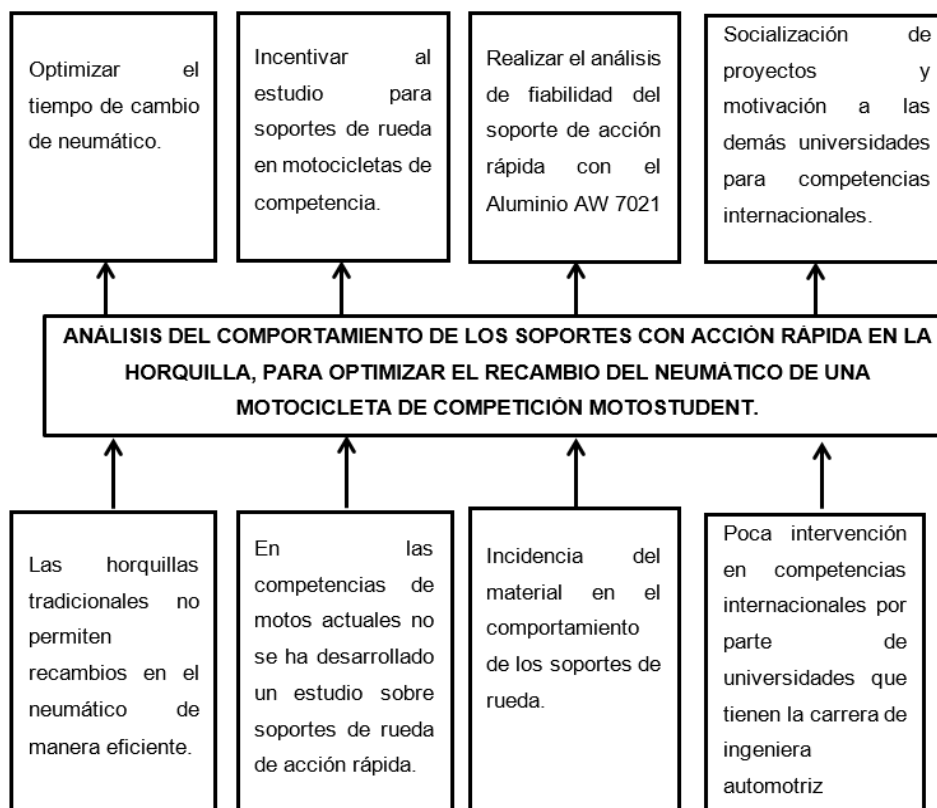
CAPÍTULO I

MARCO METODOLÓGICO DE LA INVESTIGACIÓN

1.1. Planteamiento del Problema

Figura 1

Árbol de planteamiento de los problemas



En la figura 1. Se observan las problemáticas y soluciones que se desarrollan mediante este proyecto, analizándose el comportamiento del soporte de acción rápida en la horquilla de una motocicleta, mediante software CAD-CAE en la “Competencia Internacional MotoStudent”.

El progreso tecnológico en el área de motociclismo ha ido desplegando nuevos métodos de modelado y fabricación, relacionado con la Ingeniería Mecánica, con este contexto es necesario optimizar el diseño de soportes con acción rápida en la horquilla delantera, para el recambio del neumático; ya que el tiempo es indispensable durante las competencias de motos GP o las 24 horas de Le Mans.

Para este propósito se realizará el análisis de los soportes con acción rápida en la horquilla mediante, cálculos, manejo de propiedades de materiales, pruebas dinámicas y estáticas, basándose en el cumplimiento del reglamento de la “Competencia Internacional MotoStudent”.

Con logros y experiencias alcanzados en la competencia generar un incentivo para investigaciones futuras, permitiendo el intercambio de conocimientos a otras universidades a nivel nacional e internacional.

1.2. Antecedentes

Relacionado a este proyecto, se dispone de un paper del Departamento de Energía y Mecánica de la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, publicado en la revista de “ENERGÍA MECÁNICA, INNOVACIÓN Y FUTURO” con el tema “DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE LOS SISTEMAS DE DIRECCIÓN, SUSPENSIÓN, FRENOS Y PLEGADO, EN UNA MOTOCICLETA ELÉCTRICA PLEGABLE” el cual tuvo como propósito implementar los sistemas bajo parámetros técnicos, a partir de un software CAD-CAE mediante el análisis de deformación, tensión a la fluencia y su factor de seguridad (De La Cruz, Zambrano, & Cruz, 2014).

De la misma manera consideraremos un proyecto de fin de carrera de la UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID con el tema “SIMULACIÓN DEL COMPORTAMIENTO DINÁMICO EN 3D DE UNA MOTOCICLETA EN FASE DE ACELERACIÓN Y FRENADA DURANTE LA TRAZADA DE UNA CURVA” para lo cual realizaron las simulaciones correspondientes en el programa Cosmos Motion, utilizando un modelo de la motocicleta Guzzi Daytona RS creado por José Pérez Alonso con el programa Solid Works (Zárate Fraga, 2009).

Este proyecto surge con la necesidad de optimizar el sistema de suspensión de la motocicleta para la competición MotoStudent.

1.3. Descripción resumida del proyecto

Se analizará el reglamento de la “Competencia Internacional MotoStudent” considerando bases digitales referentes a tipos de suspensiones delanteras, obteniendo la información base para desarrollar un correcto análisis.

Se investigará las propiedades del material seleccionado el cual constituye el elemento para el análisis de fiabilidad del componente.

Se efectuará el análisis de los soportes de la horquilla bajo condiciones máximas de esfuerzos, determinando que es un elemento confiable para una competencia de Motocicletas tipo GP.

Se realizará un análisis estático a los soportes de la horquilla con un software (CAD, CAE), obteniendo resultados de esfuerzos y resistencia de materiales.

Pruebas estáticas aplicando una carga horizontal y vertical, así como la optimización de tiempos de recambio de neumático delantero, mediante el protocolo establecido por la competencia.

Pruebas Dinámicas de frenado, Gymkhana y aceleración. Para cumplir los requisitos establecidos por MotoStudent.

1.4. Justificación e Importancia

En el análisis del soporte de acción rápida, en el software empleado se realiza bajo estándares de diseño, que cumplan con los requerimientos de la competición para obtener un soporte de acción rápida fiable y resistente bajo distintos parámetros de funcionamiento.

Las validaciones del soporte serán realizados en software y nos permitirá determinar el comportamiento que el elemento presenta al ser sometido a cargas estáticas, lo cual permite una visión más amplia de su fiabilidad y resistencia.

Las pruebas en pista en las cuales se evaluó, permitirán observar el comportamiento final de la horquilla ya ensamblada con todos los demás componentes de la motocicleta en pruebas de frenado y aceleración.

La competencia internacional MotoStudent se lleva a cabo en el circuito de MotorLand Aragón-España, en la cual reúne a equipos de universidades de todo el mundo y por el lapso de 3 semestres se ponen a prueba los conocimientos de los

estudiantes en el diseño, análisis y construcción de un prototipo de motocicleta de velocidad que deberá cumplir con normas establecidas en las fases MS1 y MS2 donde se evidencia el desempeño de cada prototipo.

Durante la competencia internacional MotoStudent se logra un intercambio de ideas y conocimientos, con la interacción con los diferentes equipos participantes, tomando de cada uno de ellos los mejores resultados que obtuvieron a lo largo de la realización de los prototipos.

Este proyecto será un aporte a la industria nacional de motocicletas para implementar los diseños y procesos de fabricación, que permitieren cumplir con parámetros de diseño modernos y novedosos ya que a nivel nacional se carece de normas que regulen la construcción de motocicletas.

1.5. Proyectos relacionados y/o complementarios

- Diseño e implementación de los sistemas de dirección, suspensión, frenos y plegado, en una motocicleta eléctrica plegable (De La Cruz, Zambrano, & Cruz, 2014).
- Simulación del comportamiento dinámico en 3D de una motocicleta en fase de aceleración y frenada durante la trazada de una curva (Zárate Fraga, 2009).

Estos proyectos son dirigidos al análisis del sistema de suspensión delantera mediante cálculos matemáticos y software dedicado.

1.6. Objetivos

1.6.1. Objetivo General

Analizar el comportamiento de los soportes con acción rápida en la horquilla, para optimizar el recambio del neumático de una motocicleta de competición MotoStudent.

1.6.2. Objetivos Específicos

- Investigar tipos de suspensiones delanteras para motocicletas, en bases digitales para generar un rendimiento óptimo.
- Análisis de selección para la suspensión delantera, que permita el reglamento de la “Competencia Internacional MotoStudent”.
- Determinar los criterios de selección del Material utilizado el soporte de acción rápida para la “Competencia Internacional MotoStudent”.
- Analizar el modelado del soporte de acción rápida, mediante cálculos y modelos matemáticos que cumplan funciones estructurales de diseño.
- Analizar el soporte de acción rápida, con pruebas estáticas en software dedicado (CAE) que validen el comportamiento.
- Validar el prototipo con pruebas en pista como aceleración, gynkhana y frenado, para verificación de resistencia del soporte de acción rápida.
- Validar el desempeño del soporte de acción rápida, mediante método experimental, establecido por la competencia MotoStudent.

1.7. Metas del proyecto

- La investigación bibliográfica se realizará en artículos científicos disponiendo de una base de diferentes horquillas, lo que permite el cumplimiento del reglamento de la “Competencia Internacional MotoStudent” en los primeros 30 días.
- Analizar las propiedades físicas y químicas del material seleccionado para la fabricación del soporte de acción rápida cumpliendo con los parámetros establecidos en la “Competencia Internacional MotoStudent”, durante los siguientes 60 días.
- Para los 60 días posteriores se realizarán los cálculos de cargas máximas a las cuales estarán aplicadas a los soportes rueda delantera.
- Análisis de los componentes con los cuales interactúa los soportes de rueda en software dedicado (CAE) con las cargas máximas que se generan en el sistema, en los 60 días siguientes.
- Validar el comportamiento de los soportes con las pruebas realizadas en la V edición de la competencia MotoStudent en pruebas estáticas y dinámicas, tanto con cargas puntuales en el prototipo y desafíos en pista como: aceleración, ginkhana y frenado para los 30 días posteriores.
- Al finalizar los 240 días se verifica si la optimización el tiempo de cambio de neumático, se cumple de acuerdo al protocolo de prueba, establecido por el reglamento de la competencia, satisfaciendo las necesidades de motociclistas que compiten en las carreras de GP, durante los siguientes 60 días.

1.8. Hipótesis

Los soportes con acción rápida en la horquilla, permitirán optimizar el recambio del neumático para la motocicleta de competición MotoStudent

1.9. Variables de la investigación

1.9.1. Variable Independiente

Tabla 1

Operacionalización de la variable independiente. (análisis de soportes con acción rápida)

Concepto	Categorías	Indicadores	Ítems	Técnica	Instrumentos
El análisis de los soportes de acción rápida permitirá optimizar el recambio del neumático para la motocicleta de competición MotoStudent.	Mecánico	Esfuerzo de torsión	N.m ²	Software dedicado (CAE)	Protocolo de prueba
		Esfuerzo de corte	N.m ²	Software dedicado (CAE)	Protocolo de prueba
		Esfuerzo de tensión	N.m ²	Software dedicado (CAE)	Protocolo de prueba
		Fuerza horizontal	Newton	Experimental Prueba de laboratorio	Protocolo de prueba
		Fuerza vertical	Newton	Experimental Prueba de laboratorio	Protocolo de prueba

1.9.2. Variable Dependiente

Tabla 2

Operacionalización de la variable dependiente. (optimización de tiempo)

Concepto	Categorías	Indicadores	Ítem	Técnica	Instrumento
Tiempo	Mecánico	Segundos	s	Experimental Prueba de laboratorio Medición	Protocolo de Prueba

1.10. Metodología de desarrollo del proyecto

Método Inductivo

Este método permitirá realizar un estudio y comparación de los diferentes tipos de suspensión delantera de motocicletas de competición para seleccionar la opción óptima, con la finalidad de llegar a conclusiones generales.

Método Deductivo

En este método se aplicará los parámetros obtenidos para realizar el estudio de un nuevo diseño de las bases de la suspensión delantera para moto de competición que será puesto a pruebas para investigar su comportamiento.

Método Analítico

Por medio de este método se realizará el modelamiento y la simulación de las bases de la suspensión delantera en el software dedicado, aplicando parámetros obtenidos y reglamento de la competición para su posterior análisis.

Método experimental

Aquí se realizará distintas pruebas a la suspensión delantera modelado tanto en el software dedicado, así como pruebas en banco y pista interpretando los resultados adquiridos.

Tabla 3

Metodología, instrumentación y laboratorios donde se llevará a cabo el proyecto.

Táctica/Método	Descripción	Instrumento/Equipo	Laboratorio
Método Inductivo	Este método permitirá realizar un estudio y comparación de los diferentes tipos de suspensión delantera de motocicletas de competición para seleccionar la más óptima, con la finalidad de llegar a conclusiones generales.	<ul style="list-style-type: none"> • Software dedicado • Laptop 	<ul style="list-style-type: none"> • Universidad de las Fuerzas Armadas "ESPE"
Método Deductivo	En este método se aplicará los parámetros obtenidos para realizar el estudio de un nuevo diseño de las bases de la suspensión delantera para moto de competición que será puesto a pruebas para investigar su comportamiento.	<ul style="list-style-type: none"> • Laptop • Software dedicado 	<ul style="list-style-type: none"> • Universidad de las Fuerzas Armadas "ESPE"
Método Analítico	Aquí se realizará el modelamiento y la simulación de las bases de la suspensión delantera en el software dedicado, aplicando parámetros obtenidos y reglamento de la competición para su posterior construcción.	<ul style="list-style-type: none"> • Laptop • Software dedicado • Prensa hidráulica 	<ul style="list-style-type: none"> • Universidad de las Fuerzas Armadas "ESPE"

Táctica/Método	Descripción	Instrumento/Equipo	Laboratorio
Método experimental.	Por medio de paradigma se realizará distintas pruebas a la suspensión delantera modelado tanto en el software dedicado, así como pruebas en banco y pista interpretando los resultados adquiridos.	<ul style="list-style-type: none">• Laptop• Software dedicado	<ul style="list-style-type: none">• Laboratorio de Mecánica

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

2.1. Introducción

Al diseñar un sistema de suspensión de horquillas, se debe tomar en cuenta que la motocicleta debe garantizar una respuesta sensible a las irregularidades de la pista. Con el aumento de la deflexión del resorte, las fuerzas de amortiguamiento deben aumentar progresivamente.

En las motocicletas de competición modernas, el recorrido de suspensión de las horquillas se ha reducido, por lo que la rigidez de los muelles es mayor. Esto no interviene con el confort, sino que es solo un signo del aumento significativo de la calidad de las horquillas. Durante el movimiento del resorte, la fuerza de la rueda siempre contrarresta la suma de la fuerza del resorte y la fuerza de fricción, de modo que la rigidez del resorte se puede aumentar al disminuir la fuerza de fricción. Otro factor que se involucra es la rueda delantera que gracias a la elasticidad del neumático ayuda a la amortiguación, cuya dureza es mayor a la del resorte de la horquilla.

Una de las pruebas mecánicas que se ejecutan en la competencia es la del desmontaje y montaje completo del grupo de la rueda delantera, por lo que se toma esa prueba como parte del análisis del comportamiento en los soportes con acción rápida de la horquilla, optimizando el recambio de rueda y siendo presentada como una innovación en el prototipo.

2.2. Competición MotoStudent

La competencia MotoStudent es la mayor competición universitaria de motocicletas del mundo presentada, la cual es promovida por la Fundación Moto Engineering y TechnoPark MotorLand. La duración de la competencia es de tres semestres, en la cual estudiantes de ingeniería de todo el mundo diseñarán, construirán a partir de elementos comunes y probarán sus prototipos en diferentes pruebas técnicas junto con la carrera final aplicando sus conocimientos adquiridos durante sus años de estudio, así como su creatividad y sus habilidades innovadoras. Sus proyectos serán valorados en todas las fases: desde la creación de un plan empresarial real aplicado al sector industrial, hasta la construcción física de una motocicleta de competición bajo normativa inspirada en la FIM Moto3 (Heraldo de Aragón, 2019).

Figura 2

Salida de una de las carreras motostudent



Nota: Tomado de (Heraldo de Aragón, 2019)

2.2.1. Apartados del Proyecto

El proyecto MS1 abarca los siguientes apartados:

Concept development. – El propósito de la primera etapa de la fase MS1 es verificar si la idea es técnicamente viable, realizando el análisis de las diferentes alternativas de diseño en base a los diferentes sistemas funcionales genéricos como: estructura, tren motriz, suspensión, ruedas, frenos, aerodinámica entre otros. (MotoStudent, 2017)

Product desing. - En esta etapa el equipo participante genera la documentación necesaria para llevar el diseño a cabo. La documentación debe contener y detallar los siguientes cálculos:

- Cálculos de detalle de esfuerzos (cargas) dinámicos y estáticos.
- Cálculos estructurales
- Cálculos termodinámicos.
- Cálculos de prestaciones, incluyendo aerodinámica si procede.
- Documentación para la fabricación: planos principales acotados y conjuntos.
- Descripción de compra de componentes comerciales.
- Plan de validación y prototipo definitivo, que asegure la correcta integración futura de los componentes y las prestaciones.

Prototyping and testing. - Este apartado es el encargado del proceso de fabricación real del prototipo, para ello cada equipo debe fabricar, comprar, montar y probar los

componentes del diseño, con la finalidad de corroborar lo teórico (simulaciones, diseño y cálculos) con el producto físico.

Business plan. – El plan de trabajo refleja los detalles del modelo de negocios, para la fabricación en masa y comercialización del producto.

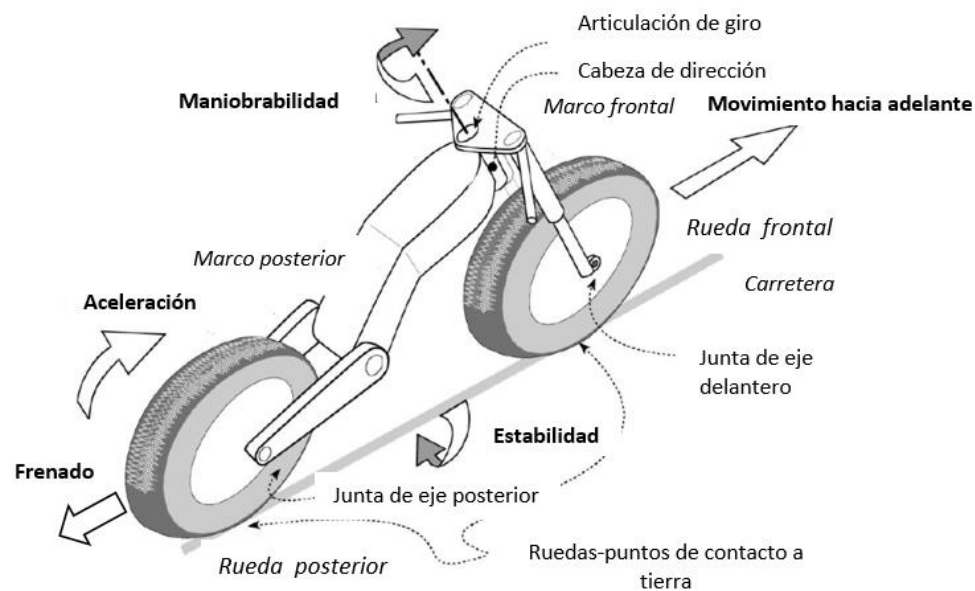
2.2.2. Suspensión delantera según el reglamento

De acuerdo al reglamento (MotoStudent, 2017) los sistemas de suspensión delantera de cualquier tipo: horquilla convencional, horquilla invertida, telelever, duolever, basculante delantero, etc.

2.3. Conceptos básicos sobre suspensión.

2.3.1. Principios de la suspensión

De acuerdo con el autor (Salazar Salazar, 2016) las suspensiones son las encargadas de minimizar los impactos de imperfecciones del terreno y de mantener las ruedas en contacto con el suelo, conjuntamente con la transferencia de peso debido a la aceleración y frenado de la motocicleta. Para su análisis se determina la constante de amortiguamiento la cual dará la capacidad de adherencia a la carretera:

Figura 3*Partes y fuerzas en la motocicleta***Nota:** Tomado de (Cossalter, 2006)**a. Manejabilidad**

La manejabilidad nos indica la facilidad, el estilo y el tacto con que la motocicleta responde a nuestras acciones. Depende fundamentalmente de la geometría, la rigidez del chasis, el peso, su distribución y del tipo de neumáticos y su tamaño. (Labiano Mezquíriz & Estremera Carrera, 2016).

Este tipo de horquilla telescópica transmite al conductor o piloto la confianza al momento de conducir, debido a que sostiene la moto de adelante en el caso de frenado y a su vez permite la correcta dirección del manillar a la rueda.

b. Adherencia o agarre a la carretera

Se define como adherencia a la capacidad de la cubierta para responder, en cualquier circunstancia, a las acciones impuestas por el motociclista (frenada, motricidad, curvas).

Mientras que el agarre responde a la acción de la motocicleta para mantenerse en contacto con el suelo a través de los neumáticos. Ambas operaciones dependen esencialmente de la composición de mezclado de goma y presión de inflado del neumático. (Michelin, 2017)

Para pistas secas con neumático deportivo el valor de rozamiento se asume en 1 y para carretera mojada de 0,5 .(Robinson, 1992)

c. Estabilidad

La estabilidad se define como la tendencia a volver a la posición de equilibrio después de sufrir una perturbación. Las motocicletas de carretera suelen tener recorrido de muelle entre 120 y 200 mm. La horquilla telescópica cumple simultáneamente las siguientes funciones de guiar la rueda, suspensión, amortiguación, soporte de par de frenado. Esta integración de las funciones conduce a un diseño extremadamente compacto con poco peso y poca masa de inercia alrededor del eje de la dirección. (Stoffregen, 2007, p. 297)

d. Movimientos lineales y angulares

Los movimientos que realiza una motocicleta pueden ser lineales o angulares.

De acuerdo con el autor (Labiano Mezquíriz & Estremera Carrera, 2016) los movimientos lineales de una motocicleta son:

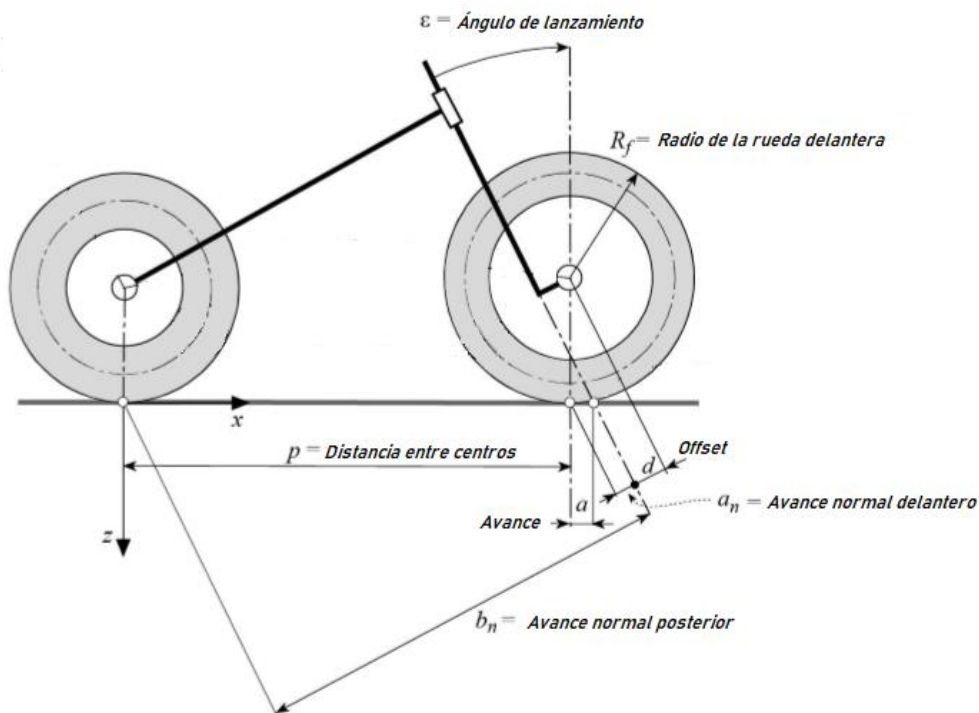
- Longitudinales (hacia delante): el motor y los frenos se encargan de controlar este movimiento.
- Verticales (hacia arriba o hacia abajo): estos movimientos se deben a las irregularidades del terreno.
- Laterales (hacia los lados): estos se deben principalmente al viento lateral.

Mientras que los movimientos angulares de la motocicleta son:

- Movimiento de inclinación: se produce al inclinar la motocicleta para trazar una curva.
- Movimiento de guiñada: principalmente se produce cuando se gira alrededor de una curva, aunque también puede producirse debido al viento lateral.
- Movimiento de cabeceo: se produce al acelerar, al frenar o al sobrepasar irregularidades debido a la transferencia de carga.

2.4. Geometría básica de la motocicleta

La geometría básica de la motocicleta tiene tres factores: la distancia entre ejes, el ángulo de lanzamiento y el avance, cada factor se comporta de manera distinta, al unir estos comportamientos se puede determinar las características de una motocicleta como: agilidad, estabilidad y aceleración.

Figura 4*Parámetros geométricos***Nota:** Tomado de (Cossalter, 2006)

2.4.1. Distancia entre ejes

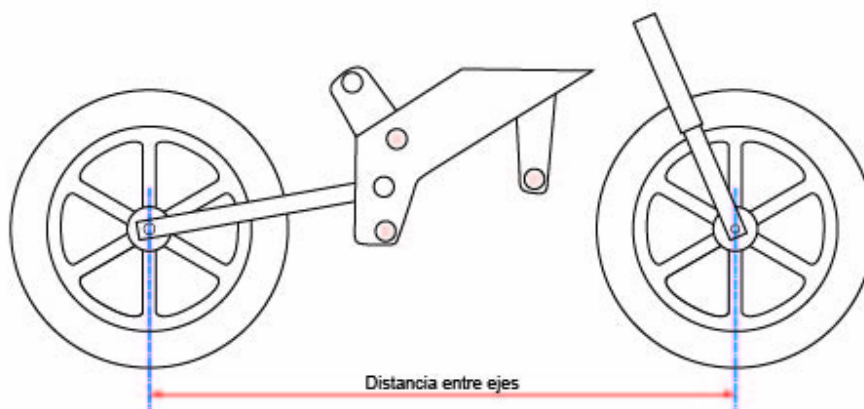
Se define como la distancia que existe entre el eje de la rueda delantera y el eje de la rueda trasera media en milímetros.

Por tanto, a mayor distancia entre ejes mayor estabilidad disminuyendo su agilidad al momento de maniobrar, caso contrario si la distancia de ejes es corta la estabilidad disminuye y la agilidad incrementa. El valor de la distancia entre ejes varía según el tipo de motocicleta. (Cossalter, 2006, p. 12)

- Desde 1200 mm en el caso de patinetes scooter pequeños
- Hasta 1300 mm para motocicletas ligeras de 125 cc
- Hasta 1350 mm para motocicletas de desplazamiento medio de 250 cc
- Hasta 1600 mm o mayor para motos de turismo con mayor cilindraje.

Figura 5

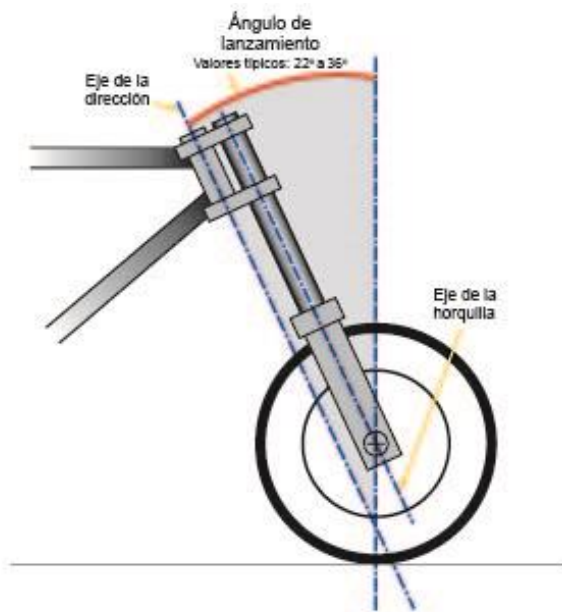
Distancia entre los ejes de la motocicleta



Nota: Tomado de (PubliMotos, 2017)

2.4.2. El Angulo de lanzamiento

La medida base para el ángulo de lanzamiento son los grados, se define como la inclinación que el eje de la dirección tiene hacia atrás. Normalmente dicho ángulo varía entre 22 y 29°, de esta manera se determina el avance que tendrá la moto. Como se observa en la Figura 5 el eje de la dirección y el eje de la horquilla, que con la vertical forma el ángulo de lanzamiento. (Cossalter, 2006, p. 13)

Figura 6*Angulo de lanzamiento de una motocicleta***Nota:** Tomado de (PubliMotos, 2017)

2.5. Suspensión delantera

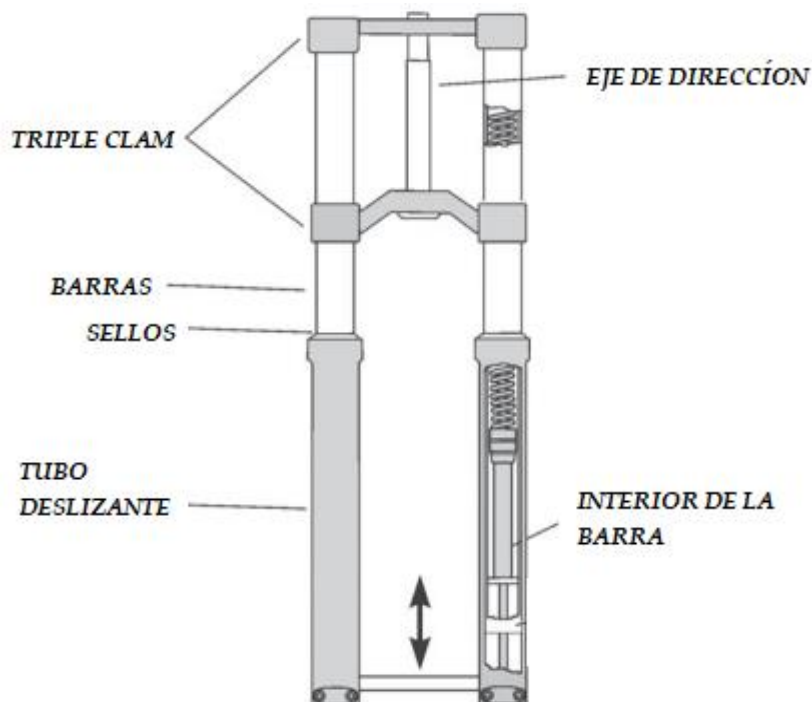
Las tareas y los requisitos deben cumplir la suspensión delantera son:

- Buena respuesta de la suspensión y amortiguación.
- Guía precisa, pero de baja fricción de las ruedas.
- Resistente a la torsión y transmisión de las fuerzas que actúan sobre la rueda.
- Manejabilidad suave y sin juego.
- Bajo peso y bajo momento de inercia alrededor del eje de dirección.
- Asegurar espacio de instalación para frenos suficientemente grandes.
- Permitir un fácil montaje de la rueda.
- Susceptibilidad al desgaste.

Existe un gran número de diferentes sistemas de guía de ruedas delanteras en la historia del desarrollo de motocicletas, sin embargo, para las motocicletas de alto rendimiento solo dos sistemas podrían imponer la horquilla de ajuste y la horquilla telescópica. La razón de esto se debe a que, con la alineación adecuada de las ruedas, solo estos dos tipos proporcionan un recorrido suficiente que es esencial para motocicletas rápidas y con mayores exigencias de comodidad. Debido a su construcción compacta y encapsulada, sus propiedades de suspensión son las adecuadas y proporcionan la apariencia delgada y elegante. (Stoffregen, 2007, p. 307)

Figura 7

Partes de la horquilla telescópica



Nota: Tomado de (Stoffregen, 2007, p. 307)

Actualmente existen diferentes tipos de suspensión delantera a continuación, se describirá brevemente los más utilizados.

2.5.1. Tipo de suspensión delantera

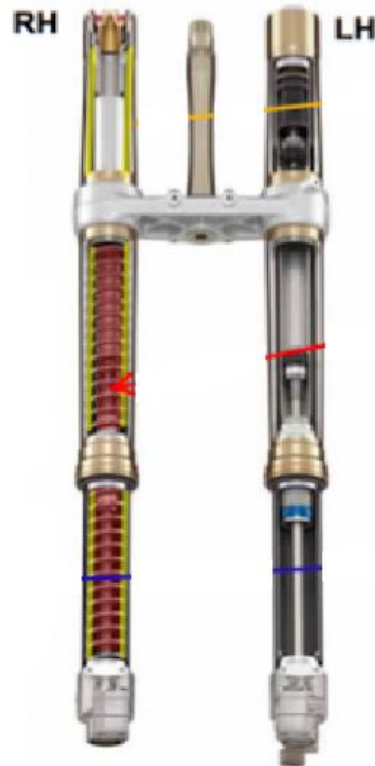
a. Horquilla Invertida

La horquilla invertida actualmente es la más utilizada por los fabricantes de motocicletas, está formada por dos brazos que unen la rueda con la dirección, formados por dos tubos de diferente diámetro: el menor llamado barra se introduce en otro de diámetro mayor llamado botella. (Salazar Salazar, 2016)

En la precisión de fabricación de las horquillas invertidas son muy altas las exigencias. Lo que hace que los buenos tenedores sean muy caros. Fácil respuesta y baja fricción se logran solo con el paralelismo absoluto de las patas de la horquilla, por lo que no solo el soporte y los propios tubos deslizantes junto con el eje deben ser editados con precisión ya que también representan piezas de precisión. Los ajustes entre deslizamiento y tubo vertical deben ser bien tolerado porque las desviaciones afectan negativamente las propiedades de deslizamiento y afecta el confort de conducción. Igualmente importante es la igualdad de las fuerzas de resorte y amortiguador. (Stoffregen, 2007, p. 299)

Figura 8

Suspensión invertida

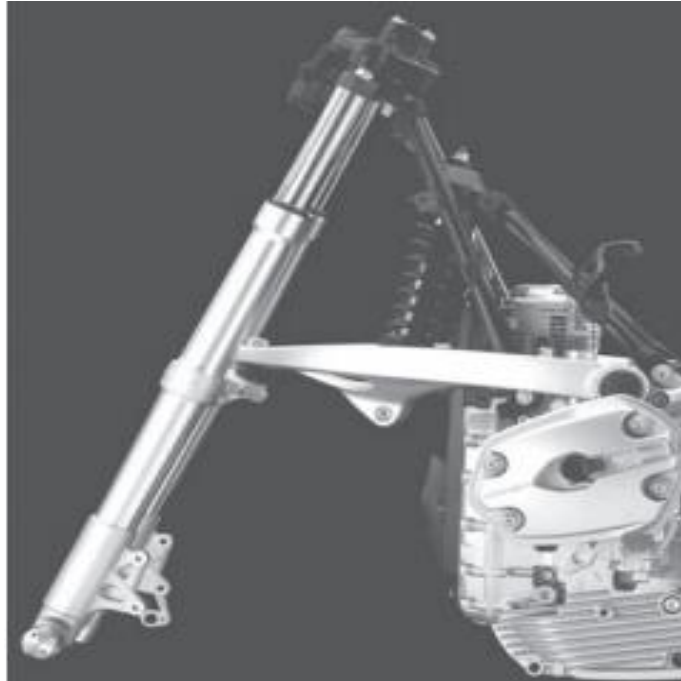


Nota: Tomado de (Albenda, Marcos;, 2016)

b. Suspensión Telelever

La suspensión delantera Telelever es un sistema de suspensión alternativo desarrollado por la empresa BWM en 1993. (Labiano Mezquíriz & Estremera Carrera, 2016).

Mejora el confort a la hora de conducir debido a que separa la función de dirección de la suspensión. Es un sistema compuesto por una horquilla telescópica, un puente entre las botellas de la horquilla, un brazo basculante y un amortiguador.

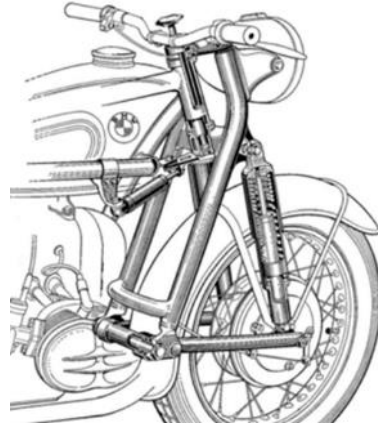
Figura 9*Suspensión delantera telelever*

Nota: Tomado de (Stoffregen, 2007, p. 305)

c. Horquilla Atrasada

La horquilla atrasada (lading link) nace en los años 70 como una alternativa a la horquilla telescópica. Se caracteriza principalmente por proporcionar mayor estabilidad y manejo.

Utiliza basculantes independientes, que se conecta en el extremo de la columna de dirección logrando girar con respecto al punto de unión con esta. La suspensión se lleva a cabo por medio de la compresión de un par de amortiguadores que conectan el basculante con la columna de dirección. (Del Buono González, 2018)

Figura 10*Horquilla atrasa***Nota:** Tomado de (Del Buono González, 2018)**d. Girder**

La suspensión de Girder consiste en un par de montajes fijados a una abrazadera triple, mediante un resorte colocado generalmente entre los basculantes superior e inferior. (Smith, 2011)





Figura 11*Suspensión girder***Nota:** Tomado de (Smith, 2011)

2.6. Selección del tipo de suspensión delantera y sujetadores de rueda

De acuerdo a los tipos presentados de suspensión se establece un cuadro comparativo en donde se especifica a detalle cada uno de estos en la tabla (4).

Tabla 4

Opciones de sistemas de suspensión delantera

Opción 1: Suspensión de Horquilla invertida	Opción 2: Suspensión Telelever	Opción 3: Suspensión de Horquilla atrasada	Opción 3: Suspensión Girder
			
Características			
<ul style="list-style-type: none"> • Formada por dos barras de amortiguadores hidráulicos • En los cuales en su interior se encuentran los muelles. 	<ul style="list-style-type: none"> • Consta de dos barras deslizantes como la suspensión de horquilla telescópica con la diferencia que esta incluye un trapecio oscilante que se ancla al bastidor de la motocicleta. 	<ul style="list-style-type: none"> • Conformada por dos amortiguadores que se anclan a un basculante delantero. 	<ul style="list-style-type: none"> • Utilizada en motocicletas chopper • Formado de unos mecanismos de basculante que albergan un muelle en la mitad de estos.
Ventajas			
<ul style="list-style-type: none"> • Diseño simple • Facilidad de adaptación y fabricación • Es más ligera que otras suspensiones. 	<ul style="list-style-type: none"> • Posee barras deslizantes de menor diámetro que los de las horquillas telescópica • Permite una mejor adherencia a la carretera • Permite mayor absorción de las fuerzas producidas por la frenada. 	<ul style="list-style-type: none"> • Presenta mayor rigidez. 	<ul style="list-style-type: none"> • Diseño estético y atractivo para motos clásicas • Mayor resistencia torsional.
Desventajas			
<ul style="list-style-type: none"> • Demasiado hundimiento en frenada. 	<ul style="list-style-type: none"> • Al ser una estructura influye a tener mayor peso. • Dificultada de Fabricación. 	<ul style="list-style-type: none"> • Tipo de suspensión muy antiguo. • Usa un mecanismo basculante. 	<ul style="list-style-type: none"> • Tipo de suspensión no usada para motocicletas de competencias.

A continuación, se evalúa conforme a los parámetros establecidos, las valoraciones estarán definidas como: Buena 3, Regular 2 y Mala 1.

Tabla 5

Valoración de las opciones para suspensión delantera

Opción	Fabricación	Peso	Rigidez	Costo	Deformación	Estética	Diseño	Puntaje
Horquilla invertida	3	2	2	3	3	3	3	19
Telelever	2	3	3	2	3	2	2	17
Horquilla atrasada	2	3	3	2	3	2	2	17
Girder	1	3	3	1	2	3	3	16

Se selecciona la horquilla invertida para ser usada en el prototipo de motocicleta. Esta suspensión cuenta con barras deslizantes hidráulicas que de acuerdo a las características mencionadas en la tabla (4) y (5) es ideal para la motocicleta.

Este tipo de sistema separa las funciones de guía de rueda, suspensión, dotando a la motocicleta de un sencillo, efectivo, y confortable sistema de amortiguación al conducir. Además, suministra una fiable estabilidad proporcional muy necesaria dentro de las pruebas de MotoStudent.

Otro aspecto por considerar es que debido a su horquilla el sistema no presenta el fenómeno de hundimiento ante frenadas bruscas, permitiendo frenar cuando la motocicleta se incline en curvas pronunciadas.

Tabla 6

Valoración de las opciones en soporte para sujeción de rueda delantera

Opción 1: Soportes de la Horquilla invertida	Opción 2: Soporte con acción rápida
	
<ul style="list-style-type: none"> El sistema es formado por soportes convencionales que se instalan en las barras. 	<ul style="list-style-type: none"> El sistema cuenta con sujetadores elaborados de Aluminio AW7021, con forma de gancho que permiten un fácil, rápido y seguro proceso de montaje y desmontaje de la rueda delantera.

La mayoría de las motocicletas de hoy en día, utilizan horquillas invertidas para la suspensión frontal, por otro lado, para el cambio de ruedas frontales se utiliza pistolas neumáticas para poder retirar las ruedas y una válvula unidireccional para sacar el conjunto de la mordaza, como se puede apreciar en la evidencia de videos de las carreras Heures donde BMW y KAWASAKI usan este tipo de sistemas de recambio de neumáticos.

Para el soporte de acción rápida solamente se removerá la rueda, mediante el mecanismo que posee, además permite asegurar y centrar de forma ideal la rueda frontal.

2.7. Masas en la suspensión delantera

Con el fin de analizar la suspensión delantera, se debe considerar la masa suspendida y la masa no suspendida del sistema.

2.7.1. Masa no suspendida delantera

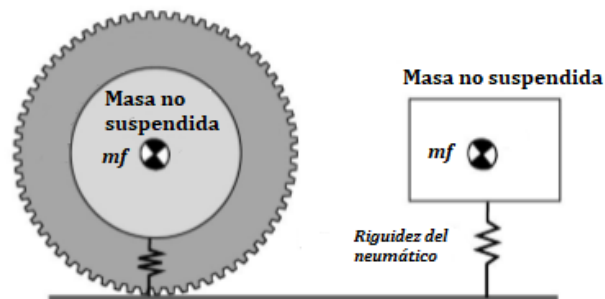
Conforma todas las masas que se encuentra por debajo de la suspensión y no tienen efectos sobre la suspensión, por ejemplo: Rueda, disco de frenos, mordaza de freno, eje de rueda, etc. Cuyo valor es restado de la masa suspendida delantera.

Los valores de rigidez de los neumáticos son de 6 a 12 veces la rigidez de la suspensión. Por lo tanto, la masa no suspendida está conectada al suelo con un resorte que corresponde a la rigidez del neumático. (Cossalter, 2006, p. 203)

Como se muestra en la figura (12).

Figura 12

Masa no suspendida delantera



Nota: Tomado de (Cossalter, 2006)

2.7.2. Masa suspendida delantera

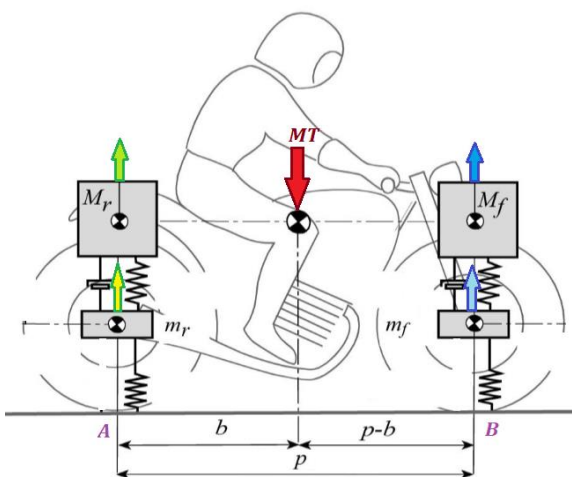
Se considera la masa que está por encima de la suspensión delantera, para determinarla, se realiza una sumatoria de momentos tomando en cuenta la geometría

de la motocicleta y la masa total de la motocicleta, que está compuesta por: motor, chasis, piloto, etc.

La masa total MT se ejerce en el centro de gravedad de la motocicleta, de la cual se distribuye para las dos ruedas como se observa a continuación.

Figura 13

Distribución de las masas en la motocicleta



Nota: Tomado de (Cossalter, 2006)

Teniendo así la masa suspendida delantera M_f y la masa no suspendida m_f , en la parte frontal de la motocicleta donde se analizará.

Para el cálculo de la masa no suspendida realizamos una sumatoria de momentos en el punto A de la figura (12).

$$\sum M_A \psi = 0$$

$$(MT * b) - (M_f * p) - (m_f * p) = 0$$

Despejando M_f :

$$M_f = MT * \frac{b}{p} - m_f$$

Ecuación 1

Masa suspendida delantera

Nota: Tomado de (Cossalter, 2006, p. 209)

Donde:

M_f = Masa suspendida delantera

MT = Masa total de la motocicleta piloto

m_f = Masa no suspendida delantera

b = Distancia entre el punto de contacto de la rueda posterior
y el centro de gravedad

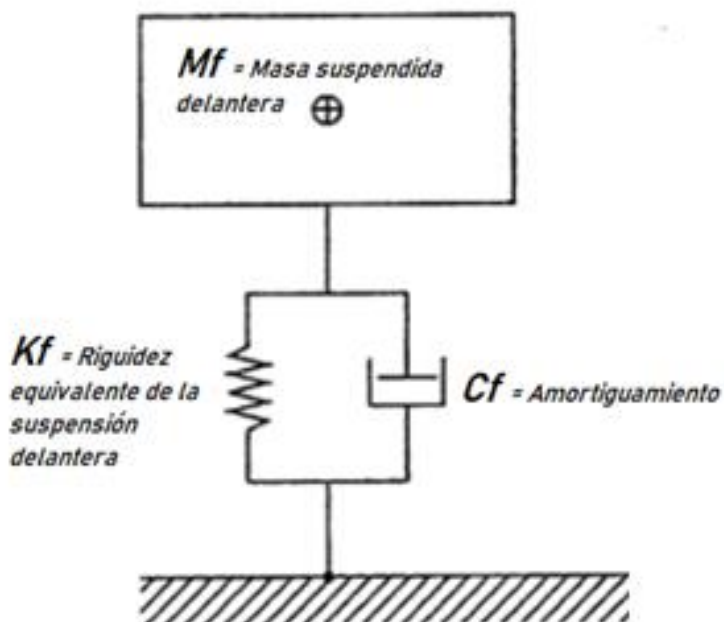
p = Distancia entre centros

2.8. Modelo de suspensión de un grado de libertad

En la figura (14) se muestra el modelo de suspensión de un grado de libertad que consta de una masa M_f que se mueve solo de forma vertical y está suspendida por un muelle de rigidez K_f y un amortiguador C_f .

Figura 14

Modelo de la suspensión delantera de un grados de libertad



Nota: Tomado de (Aparicio, 2001)

2.8.1. Frecuencia fundamental del sistema de suspensión

En los vehículos las irregularidades en la pista y acciones de las masas producen vibraciones que afectan al confort, estabilidad y adherencia con el suelo. Los valores de las vibraciones son calculados por las frecuencias que se presentan en el sistema de suspensión. (Aparicio, 2001, p. 467)

La suspensión delantera tiene una rigidez menor que la suspensión posterior por lo tanto la frecuencia de la sección delantera es inferior a la frecuencia de la sección posterior. (Cossalter 2006, pag.210)

2.8.2. Amortiguamiento

El amortiguador es un elemento que minimiza la propagación de impacto, cuyo movimiento lineal produce resistencia mecánica, su característica importante es que no tiende a volver a su posición inicial como lo hace un resorte. Esto provoca pérdida de energía que es necesaria para evitar oscilaciones incontroladas en la suspensión.

Si no existiera amortiguamiento, el resorte se comprimiría tanto que almacenaría energía potencial y que a medida que el resorte vuelve a su longitud normal, esta energía potencial se transferiría por completo a la masa de la motocicleta en forma de energía cinética. Esto causaría que la suspensión se extendiera más allá de su posición normal. (Foale, 2006, p. 166)

2.8.3. Frecuencia del sistema de suspensión amortiguado

La frecuencia se considera el amortiguamiento, si ya se conoce el valor de la rigidez de la suspensión K_f y el valor del amortiguamiento C_f , se calcula la frecuencia del sistema amortiguado.

2.8.4. Fuerza en la suspensión delantera

El sistema de un grado de libertad como muestra la figura (14), describe la ecuación que representa el fenómeno como:

$$M_f * x'' + C_f x' + K_f * x = F(t)$$

Ecuación 2

Fuerza del sistema amortiguado

Nota: Tomado de (Aparicio, 2001, p. 474)

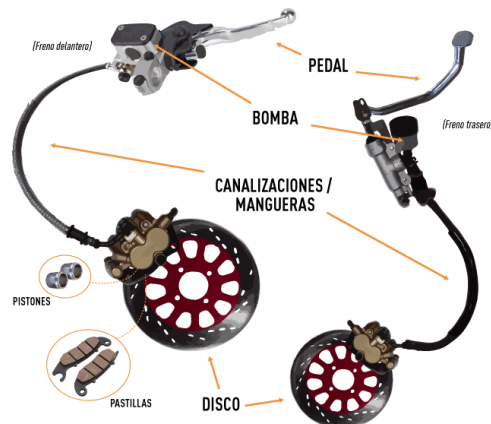
La fuerza del resorte es proporcional al desplazamiento y la fuerza de rozamiento es proporcional a la velocidad. (Aparicio, 2001, p. 474)

2.9. Sistema de freno delantero.

Un sistema de frenado efectivo es vital para buenos tiempos de vuelta, ya que permite al conductor mantener altas velocidades durante más tiempo en las rectas antes de frenar al llegar a las curvas. Al mismo tiempo que es una parte fundamental para la seguridad del piloto, (Seward, Derek, 2014). En la figura (15) se muestran los componentes principales de un sistema de freno delantero:

Figura 15

Componentes principales de un sistema de freno delantero



Nota: Tomado de (Revista Autopartes, 2020)

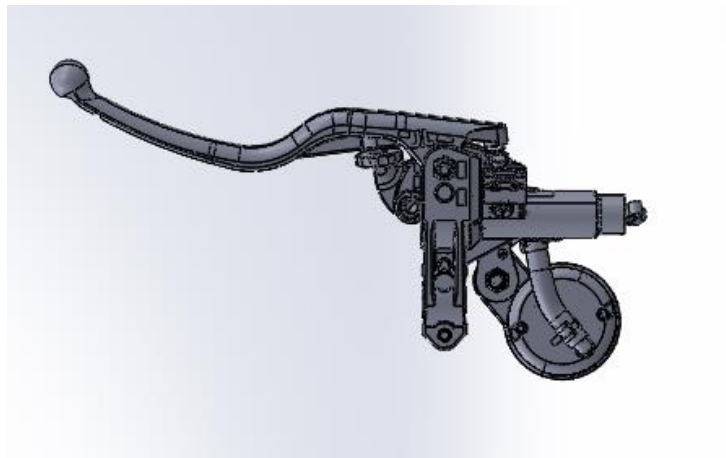
Los discos de freno están hechos de hierro fundido, por sus propiedades térmicas y de fricción adecuadas para la aplicación. Para motocicletas se usa discos con un espesor aproximado de 4mm. Y en el caso de ser para carreras al tener más energía para disiparse se necesitarán discos ventilados. Un elemento clave del sistema de frenado es el líquido hidráulico de calidad que posea una temperatura de operación segura más alta que el estándar. (Seward, Derek, 2014)

2.9.1. Funcionalidad básica

El pedal de freno es un multiplicador de la fuerza aplicada que se transmite al cilindro maestro.

Figura 16

Pedal de freno delantero



Nota: Tomado de (MotoStudent, 2017)

El cilindro maestro contiene un pistón de diámetro especificado que presuriza el fluido en el sistema.

Las mangueras hidráulicas transmiten la presión a los cilindros esclavos que están contenidos dentro del caliper. Los pistones de los cilindros esclavos se mueven para generar contacto entre las pastillas y el disco. (Seward, Derek, 2014)

2.10. Análisis de esfuerzos

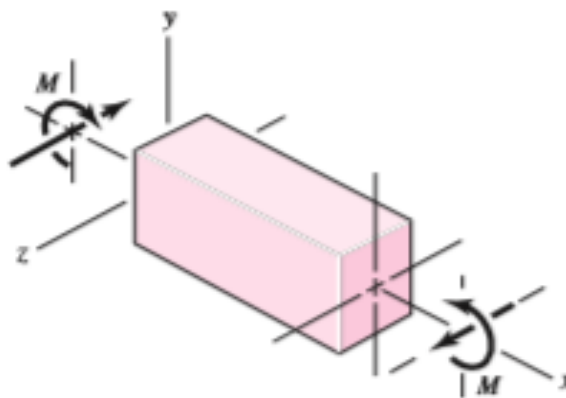
La distribución de fuerza que actúa en un punto sobre una superficie tendrá componentes llamados esfuerzo normal y esfuerzo cortante tangencial, respectivamente. Los esfuerzos normales y cortantes se identifican con las letras griegas σ (sigma) y τ (tau), respectivamente. (Shigley, 2012)

2.10.1. Esfuerzo por Flexión

El eje de la rueda al ser el elemento de conexión entre la rueda y la suspensión delantera, se encuentra en flexión por tanto se lo considera como una viga con un momento flexionante M . (Shigley, 2012)

Figura 17

Viga en flexión



Nota: Tomado de (Shigley, 2012)

$$\sigma_f = \frac{M * C}{I}$$

Ecuación 3

Esfuerzo por flexión

Nota: Tomado de (Shigley, 2012)

Donde:

M = Momento total ejercido

C = Distancia hacia el centroide del área

I = Momento de Inercia

La tabla A-18 de (Shigley, 2012), menciona que cuando se tiene una sección circular el Momento de Inercia:

$$I = \frac{\pi d^4}{64}$$

El centroide para una sección circular es el radio:

$$c = \frac{d}{2}$$

Reemplazando *I* y *C* en la ecuación:

$$\sigma_f = \frac{32M}{\pi d^3}$$

Ecuación 4

Esfuerzo por flexión para una barra circular

Nota: Tomado de (Shigley, 2012)

Donde:

M = Momento total ejercido

d = Diametro del eje

2.10.2. Esfuerzo por Corte:

Producido por una fuerza, que actúa de forma paralela al área, ubicado en el punto donde se aplica la misma, en la tabla 3-2 de (Shigley, 2012), menciona que para una sección transversal circular, reemplazando con la fórmula del área se tiene:

$$\tau_{max} = \frac{16V}{3\pi d^2}$$

Ecuación 5

Esfuerzo cortante para sección transversal circular

Nota: Tomado de (Shigley, 2012)

Donde:

V = Carga total aplicada

d = Diametro del eje

2.10.3. Esfuerzo de Von Mises

La teoría de la energía en la deformación máxima permite determinar la falla por fluencia que ocurre cuando la energía de deformación total por unidad de volumen, alcanza o excede la energía de deformación por unidad de volumen, correspondiente a la resistencia a la fluencia en tensión o en compresión del mismo material, (Shigley, 2012). Para un esfuerzo plano tenemos:

$$\sigma_{VON} = \sqrt{(\sigma_x)^2 - (\sigma_x * \sigma_y) + (\sigma_y)^2 + 3(\tau)^2}$$

Ecuación 6

Esfuerzo de von mises

Nota: Tomado de (Shigley, 2012)

Donde:

σ_x = *Esfuerzo Flexionante en x*

σ_y = *Esfuerzo Flexionante en y*

τ = *Esfuerzo Cortante*

2.11. Factor de seguridad

Es una medida de la seguridad relativa “N”, de un componente bajo la acción de algunos tipos de carga: corte, tensión y torsión para lo cual se establece una relación a partir de dichos esfuerzos reales aplicados y la resistencia del material. (Mott, 2006)

2.11.1. Materiales dúctiles

- **N = 1.25 a 2.0.** El diseño de estructuras bajo cargas estáticas, para los que se posea un alto grado de confianza de la mayoría de los datos de diseño.
- **N = 2.0 a 2.5.** Diseño de elementos de máquinas bajo cargas dinámicas con una confianza promedio en todos los datos de diseño.
- **N = 2.5 a 4.0.** Diseño de estructuras estáticas o elementos de máquinas bajo cargas dinámicas con incertidumbre acerca de las cargas, propiedades de los materiales, análisis de esfuerzos o el ambiente.

- **$N = 4.0$ o más.** Diseño de estructuras estáticas o elementos de máquinas bajo cargas dinámicas con incertidumbre en cuanto alguna combinación de cargas, propiedades del material, análisis de esfuerzos o el ambiente. El deseo de dar una seguridad adicional a componentes críticos puede justificar también el empleo de estos valores (Mott, 2006).

2.12. Selección de materiales

Para seleccionar el material (Mott, 2006), plantea que se debe tener claridad de los requisitos y funciones del diseño del producto y del elemento particular. El diseñador debe considerar interrelaciones como las siguientes:

- Las funciones del componente.
- La forma del componente.
- El material con el cual se debe fabricar el componente.
- El proceso de manufactura usado para producir el componente.

Se deben detallar los requisitos generales de funcionamiento del componente.

Ellos se incluyen, por ejemplo.

- La naturaleza de las fuerzas aplicadas al componente.
- Los tipos y magnitudes de los esfuerzos creados por la fuerza aplicada.
- La deformación admisible del componente en sus puntos críticos.
- Las conexiones con otros componentes del producto.

- El ambiente en el que debe funcionar el componente.
- El tamaño físico y el peso del componente.
- Factores estéticos que se esperan del componente y del producto en general.
- Las metas de costos del producto en su totalidad, y del componente particular.
- Anticipar los procesos de manufactura disponibles.

Tomando en cuenta las consideraciones anteriores se procede a la investigación de los materiales que se usan para construir los soportes de acción rápida. (Mott, 2006)

Tabla 7

Elección del material

Características	Acero	Aluminio AW 7021	Fibra de Carbono
Accesibilidad	3	2	1
Punto de fluencia	2	2	3
Costo	3	1	1
Peso	1	2	3
Facilidad e Manufactura	3	3	1
Capacidad de reciclado	2	3	1
Estética	1	3	2
Valoración	15	16	12

3 Excelente – 2 Bueno – 1 Regular

En base a los parámetros señalados anteriormente, se determina que el material seleccionado para el maquinado de los soportes de acción rápida es el Aluminio AW7021, el cual presenta una mayor resistencia y dureza, por lo que es apto para aplicaciones de maquinado, entre sus características presenta gran facilidad de manufactura, capacidad de reciclado y una mejor estética en su acabado. La composición química se detalla a continuación:

Tabla 8*Características físicas del material*

Descripción	Valores
Dureza (HBW)	110-120 HB
Límite de tracción (TS)	460 MPa
Resistencia máxima a la tensión (Sut)	350 - 380 MPa
Elongación %	2.5 – 4.5
Coefficiente de Poisson	0.34
Módulo de elasticidad	70 GPa
Resistencia a la fluencia	310

Nota: Recuperado de (Iron Board Labs Ltd., 2009)

Tabla 9*Características químicas del material*

Elementos	Porcentaje
Zinc (Zn)	5.45% Máximo
Magnesio (Mg)	1.67%
Hierro (Fe)	0.17%
Cobre (Cu)	0.11%
Silicio (Si)	0.08%
Manganeso (Mn)	0.05%
Cromo (Cr)	0.02%
Titanio (Ti)	0.02 % Mínimo

Nota: Recuperado de (Iron Board Labs Ltd., 2009)

En la tabla (9) se observa las propiedades químicas del material utilizado en la fabricación de los soportes el cual presenta una alta concentración de Zinc en su composición química, designado como aluminio AW7021 en las normas europeas. Este formulado para la formación primaria de productos forjados, es tratado con una solución térmica y envejecida artificial, para cumplir con las propiedades mecánicas designadas por la Asociación de Aluminio (AA).

CAPÍTULO III

ANÁLISIS DE LOS COMPONENTES

3.1. Consideraciones Generales

A continuación, se detalla los parámetros necesarios para el análisis de los soportes de rueda con acción rápida, obtenidos tanto del reglamento de la competencia MotoStudent y del diseño de la motocicleta.

3.1.1. Elementos de la Competencia

La competencia MotoStudent proporciona a los diferentes equipos inscritos una serie de elementos, cuya instalación en el prototipo de motocicleta es obligatoria, para lo cual se mencionan a continuación:

a. Aro y Neumático Delantero

El aro y el neumático delantero están normalizados de acuerdo a los parámetros de la competencia MotoStudent, los datos técnicos de los componentes se detallarán en la tabla (10).

Tabla 10*Datos técnicos del aro y neumático delantero*

Aro	
Marca	OZ Motorbike
Rin	17 in
Peso	2.15 kg
Neumático	
Marca	Dunlop MotorSport
Modelo	KR149
Codificación	95/70R17
Diámetro desde el central	576 mm
Ancho	88 mm
Peso	2.73 kg
Presión en Frio	1.7-1.8 bar
Presión en Caliente	2.0-2.3 bar

Nota: Recuperado de (MotoStudent, 2017)

3.1.2. Parámetros Geométricos

Para iniciar el análisis, se establece los parámetros como: ángulo de lanzamiento, distancia entre centros de rueda, radio de la rueda delantera y distancia del eje de la rueda respecto al eje de dirección.

En esta sección se establece la geometría básica de la motocicleta enfocada en el análisis la parte delantera.

Tabla 11*Parámetros geométricos iniciales*

Descripción	Variable	Magnitud
Ángulo de lanzamiento	ϵ	23°
Distancia entre centros	p	1330 mm
Distancia entre el punto de contacto de la rueda posterior y el centro de gravedad	b	722 mm
Radio de la rueda delantera	R_f	288 mm
Altura al centro de gravedad	h	560

3.1.3. Cálculo de masas suspendidas y no suspendidas

Las masas suspendidas de la moto son todas aquellas que se encuentran por encima de la suspensión delantera incluyendo la del piloto para lo cual se utiliza los valores que se presentan en la siguiente tabla.

Tabla 12

Masas suspendidas

Descripción	Valor
Bastidor	37 kg
Basculante	21 kg
Carenado	6 kg
Motor	35 kg
Suspensión posterior	5 kg
Suspensión delantera	25 kg
Tanque de Combustible	2 kg
Accesorios	9 kg
Piloto	70 kg
Total, de la Motocicleta y piloto	210 kg

Las masas no suspendidas de la moto son las que no tienen efecto en la suspensión se encuentran por debajo de la mismas.

Tabla 13

Masas no suspendidas delanteras

Descripción	Valor
Neumático, Aro delantero, Eje de Rueda y Disco de Freno	7 kg
Sujetador de eje de rueda izquierdo	0.83 kg
Sujetador de eje de rueda derecho	1.25 kg
Mordaza de Freno delantero	1.05 kg
Total	10.1 kg

3.2. Análisis en la suspensión delantera

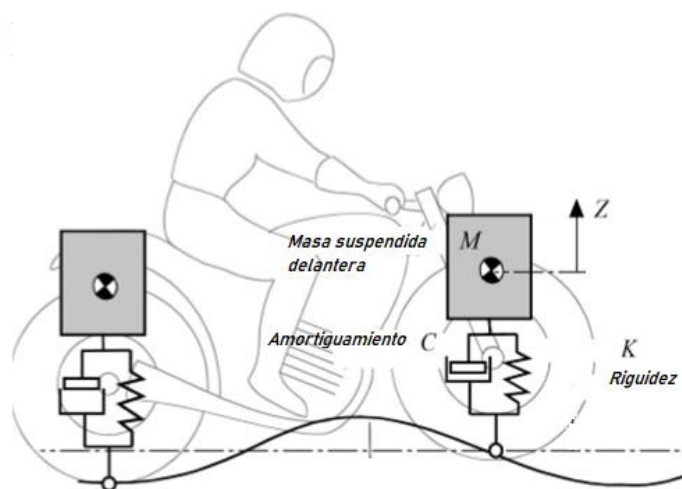
(Aparicio, 2001, p. 473) menciona que en un estudio de la suspensión de un vehículo es útil comenzar analizando separadamente los diferentes movimientos entre masas suspendida y no suspendidas, con el objeto de facilitar la comprensión de los fenómenos, para lo cual utilizaremos el modelo de un grado de libertad.

3.2.1. Masa suspendida delantera

En la figura (18), se representan las diferentes consideraciones para el cálculo de la masa suspendida delantera.

Figura 18

Modelo de la suspensión delantera



Nota: Tomado de (Cossalter, 2006)

Mediante la sumatoria de momentos se determina la masa suspendida en la parte delantera de la motocicleta:

$$M_f = MT * \frac{b}{p} - m_f$$

Donde:

M_f = Masa suspendida delantera

MT = Masa total de la motocicleta y piloto (210 kg)

m_f = Masa no suspendida delantera (10.1 kg)

b = Distancia entre el punto de contacto de la rueda posterior y el centro de gravedad (722 mm)

p = Distancia entre centros (1330 mm)

$$M_f = 210 \text{ kg} * \frac{722 \text{ mm}}{1330 \text{ mm}} - 10.1 \text{ kg}$$

$$\mathbf{M_f = 103.9 \text{ kg}}$$

3.2.2. Rigidez equivalente delantera

Conocida como constante del resorte esta influye directamente en la fuerza de amortiguamiento, y para su análisis es necesario establecer los parámetros de frecuencia fundamental de $\omega_n = 1\text{Hz}$, y el amortiguamiento ξ del orden de 0,25. (Aparicio, 2001, p.478)

$$K_f = 4 * \pi^2 * M_f$$

Ecuación 7

Rigidez equivalente delantera

Nota: Tomado de (Aparicio Izquierdo, Vera Álvarez, & Díaz López, 2001)

Donde:

$M_f =$ Masa suspendida delantera (103.9 kg)

$$K_f = 4 * \pi^2 * 103.9 \text{ Kg}$$

$$K_f = 4.1 \text{ KN/m}$$

3.2.3. Cálculo del amortiguamiento

El sistema de suspensión posee amortiguamiento para evitar oscilaciones incontroladas, este cálculo se realiza con la siguiente ecuación.

$$C_f = \xi * 2 * \sqrt{K_f * M_f}$$

Ecuación 8

Amortiguamiento del sistema de suspensión

Nota: Tomado de (Aparicio Izquierdo, Vera Álvarez, & Díaz López, 2001)

Donde:

$C_f =$ Amortiguamiento del sistema de suspensión

$\xi =$ Factor de Amortiguamiento 0.25

$K_f =$ Rigidez equivalente delantera 4 kN/m

$M_f =$ Masa suspendida delantera 103.9 kg

$$C_f = 2 * 2.25 \sqrt{4 \text{ kN/m} * 103.9 \text{ kg}}$$

$$C_f = 10.32 \text{ kNs/m}$$

3.2.4. Cálculo de la Frecuencia del sistema de suspensión amortiguado

Para determinar la frecuencia se considera el amortiguamiento de nuestra suspensión, la masa suspendida delantera y la rigidez de la suspensión:

$$\omega_d = \frac{1}{2\pi} * \sqrt{\frac{K_f}{M_f} - \left(\frac{C_f}{M_f * 2}\right)^2}$$

Ecuación 9

Frecuencia del sistema amortiguado

Nota: Tomado de (Aparicio Izquierdo, Vera Álvarez, & Díaz López, 2001)

Donde:

ω_d = Frecuencia del sistema amortiguado

K_f = Rigidez equivalente delantera ($4 \frac{\text{kN}}{\text{m}}$)

M_f = Masa suspendida delantera (103.9 kg)

C_f = Amortiguamiento del sistema de suspensión (10.32 kNs/m)

$$\omega_d = \frac{1}{2\pi} * \sqrt{\frac{4.1 \text{ kN/m}}{103.9 \text{ kg}} - \left(\frac{10.32 \text{ kNs/m}}{103.9 \text{ kg} * 2}\right)^2}$$

$$\omega_d = 0.036 \text{ Hz}$$

3.2.5 Cálculo de las Fuerzas en la suspensión

Para el análisis de fuerzas en un sistema de suspensión utilizaremos el modelo matemático de un grado de libertad que consta de una masa M_f que se mueve solo de forma vertical y está suspendida por un muelle de rigidez K_f y un amortiguador C_f , obteniendo la ecuación (2):

$$M_f * x'' + C_f x' + K_f * x = F(t)$$

Los valores anteriores calculados de M_f , C_f , K_f e igualando la fuerza a cero, en condiciones iniciales, posición 0,15 metros, velocidad 0 m/s, como una función de transferencia aplicando la opción de “resolvedor diferencial” denominado `exp = DSolve` en el software (Wolfram Mathematica).

$$\text{exp} = \text{DSolve}[\{103.9 * x''[t] + 10320 * x'[t] + 4100 * x[t] = 0\}]$$

Para compilar todos los datos por medio de software se debe establecer el valor de desfase, correspondiente al ángulo de paso 6.28° . Para un resorte de compresión, el ángulo de inclinación debe ser $\alpha = 5 - 9^\circ$. (Martínez, 2013)

Obtenemos la función desplazamiento:

$$X[t] == 0.150e^{-99.326t}(-0.004e^{0.398t}\text{Cos}[6.28t] + 1. e^{98.927t}\text{Sin}[6.28t])$$

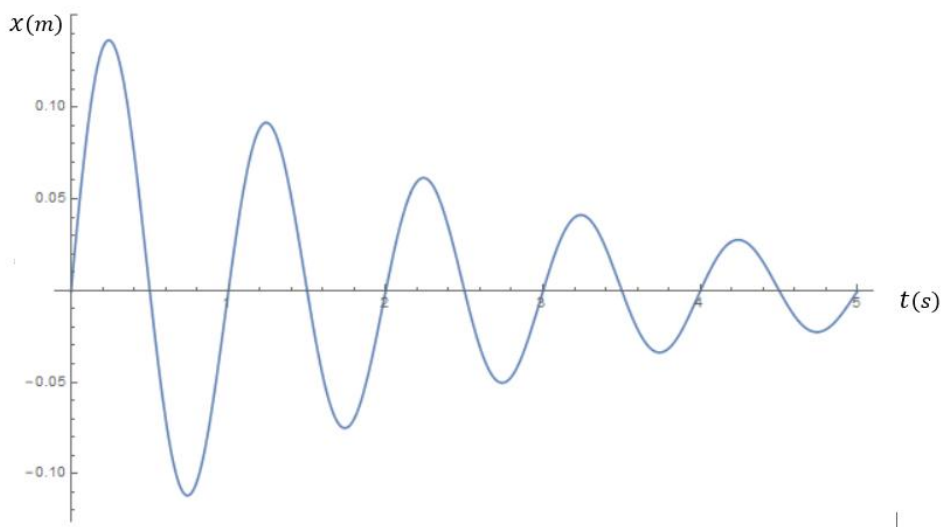
Ecuación 10

Función desplazamiento

Está dada en función del tiempo, cuya grafica es:

Figura 19

Gráfica desplazamiento-tiempo



El análisis de la función desplazamiento-tiempo bajo las condiciones anteriormente mencionadas, indica el máximo desplazamiento 0,13 metros en un tiempo de 0,2 segundos y como mínimo 0,0002 m en 0,5 segundos

Para el análisis de la velocidad derivamos la función de desplazamiento en función del tiempo:

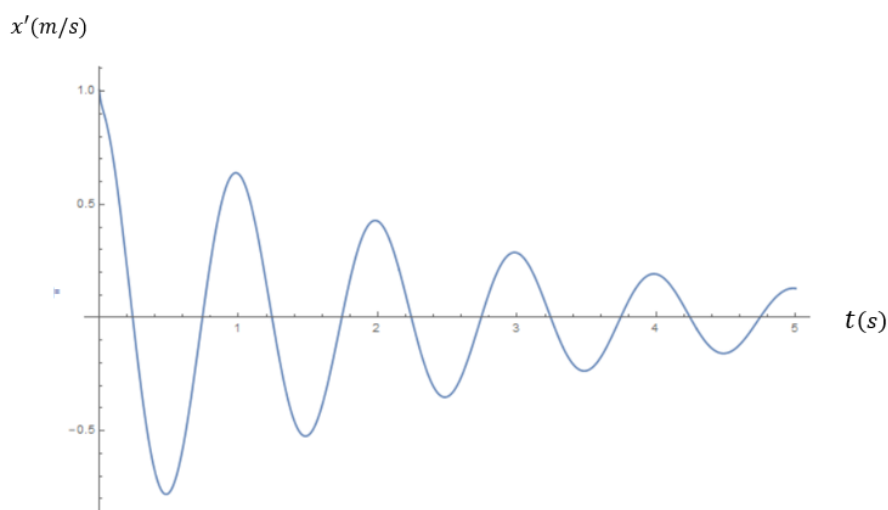
$$\begin{aligned}
 x'[t] = & 14.959e^{-99.326t}(-0.004e^{0.398t}\text{-Cos}[6.28t_] + 1. e^{98.927t}\text{-Sin}[6.28t_]) \\
 & + 0.150e^{-99.326t}(-0.002e^{0.398t}\text{-Cos}[6.28t_] + 6.28e^{98.927t}\text{-Cos}[6.28t_]) \\
 & + 0.025\text{Sin}[6.28t_] + 98.927e^{98.927t}\text{-Sin}[6.28t_])
 \end{aligned}$$

Ecuación 11

Función de velocidad

Figura 20

Gráfica de la velocidad-tiempo



El análisis de la función velocidad-tiempo se tiene una velocidad máxima de 1 m/s en 0 segundos y una velocidad mínima de 0,17 m/s en 0,7 segundos.

La ecuación diferencial de aceleración se obtiene derivando la velocidad, con ayuda de las diferentes características que presenta el programa (Wolfram Mathematica), para el cálculo diferencial y grafica de funciones:

$$\begin{aligned}
 x''[t] = & 1485.847e^{-99.326t}(-0.004e^{0.398t}\text{-Cos}[6.28t_] + 1. e^{98.927t}\text{-Sin}[6.28t_]) \\
 & - 29.919e^{-99.326t}(-0.002e^{0.398t}\text{-Cos}[6.28t_] + 6.28e^{98.927t}\text{-Cos}[6.28t_]) \\
 & + 0.025e^{0.398t}\text{-Sin}[6.28t_] + 98.927e^{98.927t}\text{-Sin}[6.28t_]) \\
 & + 0.151e^{-99.326t}(0.158e^{0.398t}\text{-Cos}[6.28t_] + 1242.528e^{98.927t}\text{-Cos}[6.28t_]) \\
 & + 0.020e^{0.398t}\text{-Sin}[6.28t_] + 9747.189e^{98.927t}\text{-Sin}[6.28t_])
 \end{aligned}$$

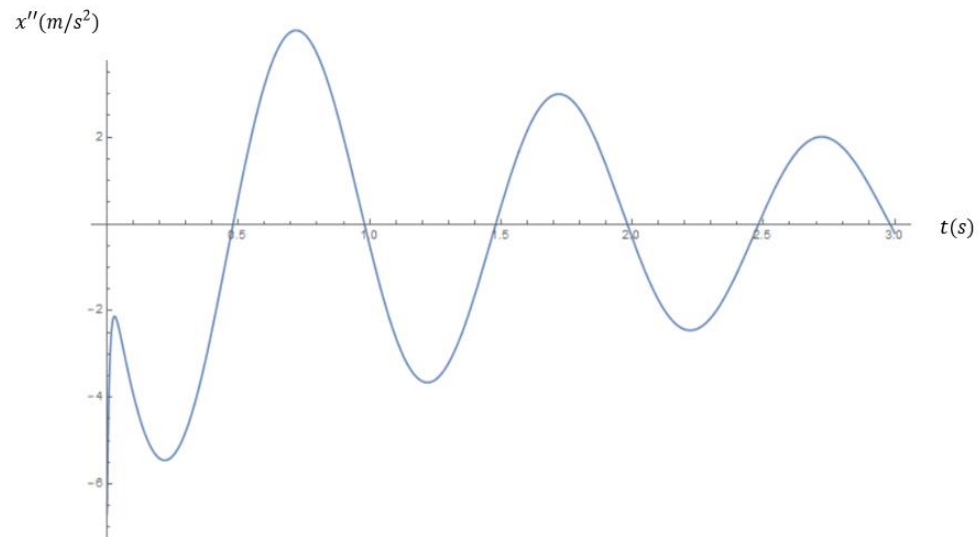
Ecuación 12

Función de aceleración

La expresión de la aceleración viene dada en función del tiempo, cuya gráfica es:

Figura 21

Gráfica de aceleración-tiempo



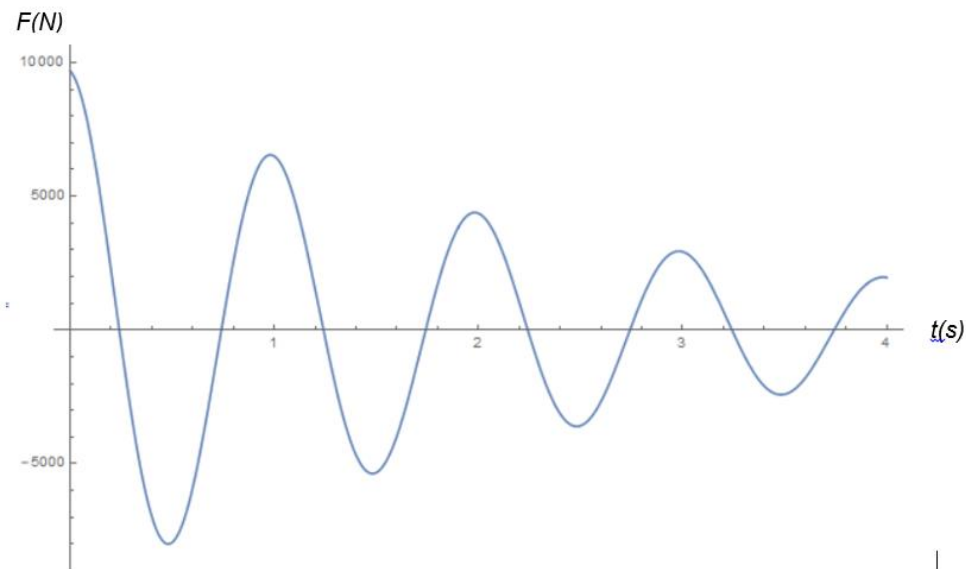
El análisis de la función aceleración - tiempo muestra una desaceleración del sistema teniendo como una aceleración máxima de $-6,67\text{m/s}^2$ en 0,01 segundos y una aceleración mínima de $-0,49\text{m/s}^2$ en 1 segundo.

Estas funciones se reemplazan en la ecuación de fuerza y el software determina la función y la gráfica fuerza-tiempo:

$$103.9 * x''[t] + 10320 * x'[t] + 4100 * x[t] = F[t]$$

Figura 22

Gráfica de fuerza



El análisis de la función de la fuerza-tiempo de nuestro sistema de suspensión encontramos una fuerza máxima de 9684.49 N en 0s.

Tabla 14

Valores de la función del desplazamiento, velocidad, aceleración

t s	x[t] m	x'[t] m/s	x''[t] m/s²	F[t] N
0	0,0006	1,000	-6,674	9684,89
0,1	0,085	0,70	-3,927	7180,25
0,2	0,132	0,218	-5,409	2226,2
0,3	0,127	-0,309	-4,787	-3167,66
0,4	0,076	-0,682	-2,449	-6981,6
0,5	0,0002	-0,775	-0,610	-7932,48
0,6	-0,069	-0,575	3,211	-5889,71
0,7	-0,108	-0,179	4,429	-1834,99
0,8	-0,104	0,252	3,924	-2584,46
0,9	-0,062	0,558	2,012	5713,44
1	-0,0003	0,635	-0,494	6498,81

3.2.6. Fuerza máxima sobre la suspensión delantera

Los valores que se detallan a continuación se obtuvieron de la Tabla (14) donde se muestra el desplazamiento, velocidad, aceleración y fuerza en función del tiempo:

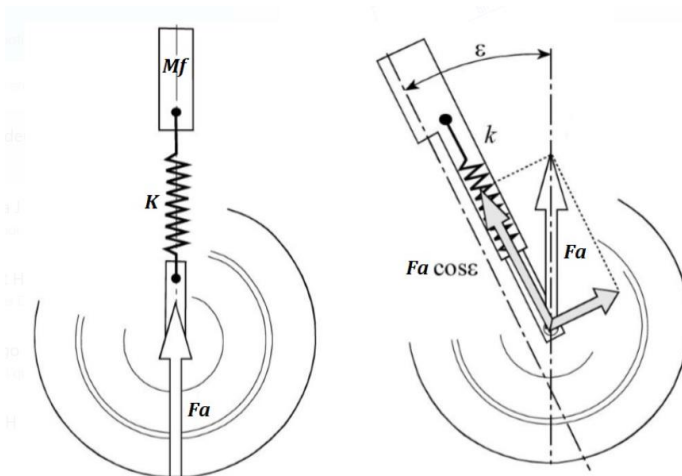
$$F_{amax} = 9684,89 \text{ N} \quad \text{Cuando} \quad t = 0s$$

El análisis realizado determina la fuerza máxima que se tiene en la suspensión, ya que al ejercer una fuerza superior el resorte tiende a fallar perdiendo sus propiedades elásticas para regresar a su estado en reposo.

Para cálculos de la suspensión, se ubica en forma vertical, pero al aplicar como carga en los elementos del soporte de acción rápida, consideramos que la motocicleta consta con ángulo de lanzamiento de $\varepsilon = 23^\circ$ y la suspensión está constituida por dos barras de amortiguación, lo cual se analiza para el siguiente cálculo.

Figura 23

Descomposición de la fuerza de amortiguamiento



Nota: Tomado de (Cossalter, 2006)

$$F_{Amax} = \frac{F_{amax} * \cos \varepsilon}{2}$$

Ecuación 13

Descomposición de la fuerza máxima

Donde:

F_{Amax} = Fuerza máxima de amortiguamiento descompuesta

F_{amax} = Fuerza máxima de amortiguamiento (9684,89 N)

ε = Angulo de lanzamiento (23°)

$$F_{Amax} = \frac{9684,89 \text{ N} * \cos 23^\circ}{2}$$

$$\mathbf{F_{Amax} = 4457,49 \text{ N}}$$

3.3. Análisis del sistema de freno delantero

Para realizar el análisis del comportamiento de los soportes, debemos calcular la fuerza de frenado máximo, que proporciona el sistema de freno delantero en condiciones óptimas. Se considera las características del mismo en la tabla (15).

Tabla 15

Datos técnicos del sistema de freno delantero

Sistema de freno delantero	
Marca	J Juan Racing
Diámetro de cilindro maestro (d_{mf})	12.7 mm
Dimensiones de pedal de freno (P_1/P_2)	184 / 25 mm
Diámetros de cilindro en el caliper (d_{sf1} y d_{sf2})	30 y 34 mm
Presión del sistema (P_{bf})	70 bar (7N/mm ²)

Nota: Tomado de (MotoStudent, 2017)

3.3.1. Cálculo de áreas de cilindros maestro y de caliper

Para el cálculo de áreas de los cilindros se utilizarán los diámetros que se muestran en la tabla (15).

a. Área de cilindro maestro

$$A_{mf} = \frac{\pi * d_{mf}^2}{4}$$

Ecuación 14

Área de cilindro maestro

Nota: Tomado de (Seward, Derek, 2014)

Donde:

A_{mf} = *Area de cilindro maestro.*

d_{mf} = *diametro de cilindro maestro*

$$A_{mf} = \frac{\pi * (12.7 \text{ mm})^2}{4}$$

$$A_{mf} = 126.67 \text{ mm}^2$$

b. Área total de cilindros en el caliper

Para el cálculo del área del pistón esclavo se debe considerar que el caliper posee dos pistones teniendo el siguiente análisis.

$$A_{sf} = \frac{\pi * (d_{sf1}^2 + d_{sf2}^2)}{4}$$

Ecuación 15

Área de cilindro en el caliper

Nota: Tomado de (Seward, Derek, 2014)

Donde:

A_{sf} = Área total de cilindro en el caliper.

d_{sf1} = Diámetro del primer cilindro (30 mm).

d_{sf2} = Diámetro del segundo cilindro (34mm).

$$A_{sf} = \frac{\pi * (30^2 + 34^2)}{4}$$

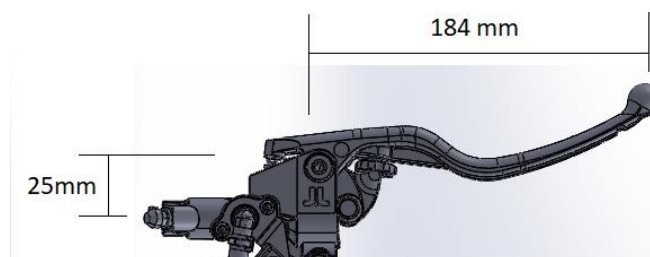
$$A_{mf} = 1614.77 \text{ mm}^2$$

3.3.2. Cálculo de Fuerza aplicada por el piloto

En el análisis de la fuerza aplicada por el piloto, se debe considerar que la fuerza realizada en el pedal en un sistema de freno delantero de motocicleta, será igual a la fuerza aplicada en cilindro ya que consta de una sola bomba. (Seward, Derek, 2014)

Figura 24

Pedal de freno delantero



Nota: Tomado de (MotoStudent, 2017)

$$F_b = F_f = P_{bf} * A_{mf}$$

Ecuación 16

Fuerza realizada en el pedal de freno

Nota: Tomado de (Seward, Derek, 2014)

$$F_{driver} = \frac{F_b}{P_1/P_2}$$

Ecuación 17

Fuerza aplicada por el piloto

Nota: Tomado de (Seward, Derek, 2014)

Donde:

F_{driver} = Fuerza aplicada por el piloto

P_{bf} = Presion en el sistema (7 N/mm²)

A_{mf} = Area de cilindro maestro (1236,67 mm²).

P_1 = Longitud del pedal (184 mm)

P_2 = Longitud de palanca al vastago del cilindro (25 mm)

$$F_{driver} = \frac{P_{bf} * A_{mf}}{P_1/P_2}$$

Ecuación 18

Fuerza aplicada por el piloto

Nota: Tomado de (Seward, Derek, 2014)

$$F_{driver} = \frac{7 \frac{N}{mm^2} * 1236.67 mm^2}{184 mm / 25 mm}$$

$$F_{driver} = 120.47 N$$

3.3.3. Cálculo de la fuerza máxima de frenado

El cálculo de la fuerza máxima de frenado es necesario, para el análisis de esfuerzos en los distintos componentes de los soportes.

$$F_{cf} = P_{bf} * A_{sf}$$

Ecuación 19

Fuerza máxima de frenado

Nota: Tomado de (Seward, Derek, 2014)

Donde:

P_{bf} = Presion en el sistema (7 N/mm²).

A_{sf} = Area total de cilindro en el caliper (1614,77 mm²).

$$F_{cf} = 7 \frac{N}{mm^2} * 1614.77 mm^2$$

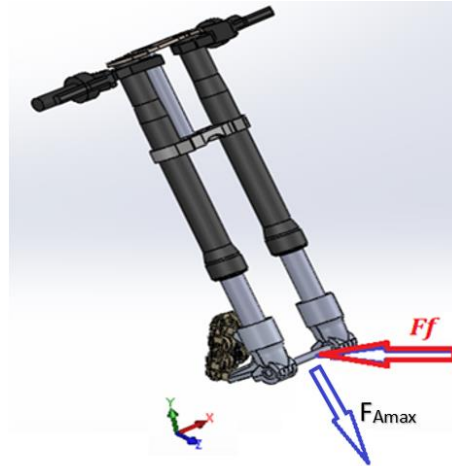
$$F_{cf} = 11303.39 N$$

3.4. Análisis del eje en la rueda delantera

Las cargas críticas que se ejercen sobre el eje de la rueda, como se observa a continuación son la fuerza máxima de amortiguamiento (F_{Amax}) y la fuerza máxima de frenado (F_{cf}).

Figura 25

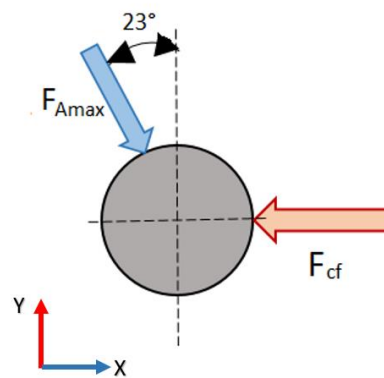
Esfuerzos sobre eje de la rueda delantera



Este elemento se encuentra sometido a flexión y cortante, se realiza el análisis considerando las fuerzas a las que está sometido el eje de la rueda delantera. Para lo cual se realiza el diagrama de cuerpo libre del eje, el mismo que se analiza en el programa "MITCalc".

Figura 26

Diagrama de cuerpo libre del eje



Componente en X:

$$F_{Amax X} = F_{Amax} * \sin 23^\circ$$

$$F_{Amax X} = 4457,49 N * \sin 23^\circ$$

$$F_{Amax X} = \mathbf{1741,68 N}$$

Componente en Y:

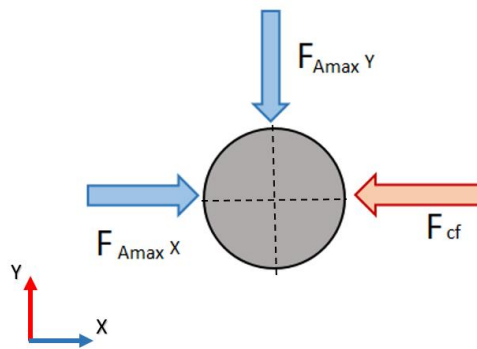
$$F_{Amax Y} = F_{Amax} * \cos 23^\circ$$

$$F_{Amax Y} = 4457,49 N * \cos 23^\circ$$

$$F_{Amax Y} = \mathbf{4103,14 N}$$

Figura 27

D.C.L. del eje con sus fuerzas descompuestas



$$\sum F_x = F_{Amax X} - F_{cf}$$

$$\sum F_x = 1741,68 N - 5651,7 N$$

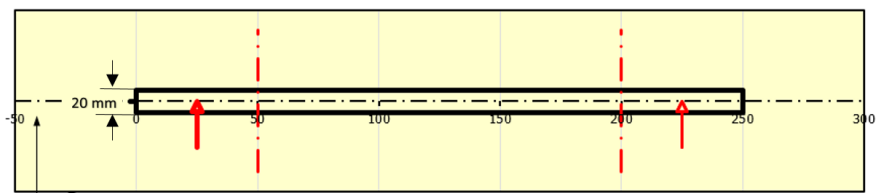
$$\sum F_x = \mathbf{-3910,02 N}$$

3.4.1. Análisis de momentos en el eje delantero

Se considera como puntos de apoyo los rodamientos ubicados en el aro y las fuerzas que actúan ubicadas en el centro de apoyo para cada soporte.

Figura 28

Fuerzas y puntos de apoyo en el eje

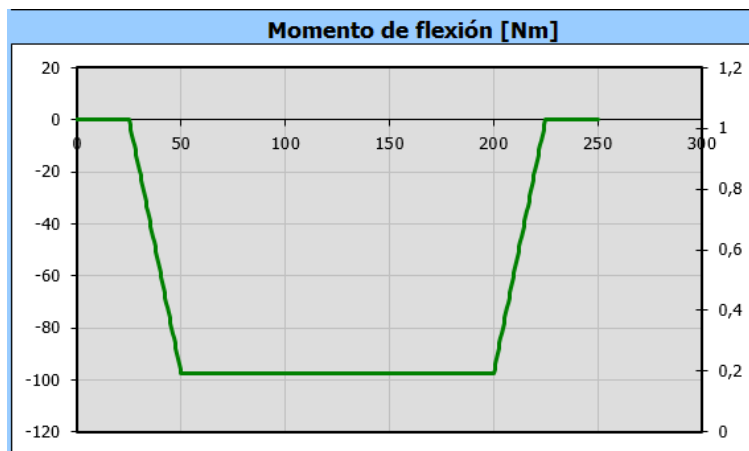


a. Momento flexionante en el plano X/Z

En el plano X/Z se analiza la fuerza resultante del amortiguamiento y el máximo frenado.

Figura 29

Momento de flexión en el plano x/z



$$M_{a1} = \sum F_x * x$$

Ecuación 20

Momento para el plano x / z

Donde:

M_{a1} = Momento para el plano X / Z

$\sum F_x$ = Sumatoria de fuerzas en el eje x (-3910,02 N)

x = Distancia del rodamiento en el aro al centro al punto de apoyo (25 mm)

$$M_{a1} = -3910,02 \text{ N} * 25\text{mm}$$

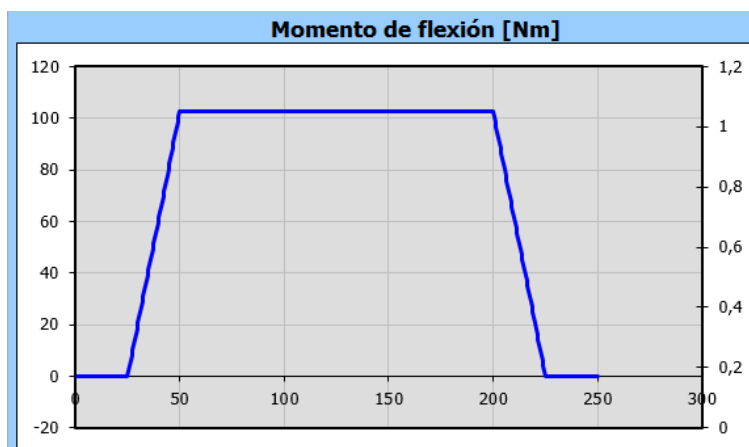
$$M_{a1} = -97750,5 \text{ Nmm}$$

b. Momento flexionante en el plano Y/Z

En el plano Y/Z se analiza la fuerza resultante del amortiguamiento en el eje Y.

Figura 30

Momento de flexión en el plano y/z



$$M_{a2} = F_{AmaxY} * x$$

Ecuación 21

Momento para el plano y / z

Donde:

M_{a2} = Momento para el plano Y / Z

F_{AmaxY} = Fuerza de amortiguamiento en Y (4103,14 N)

x = Distancia del rodamiento en el aro al centro al punto de apoyo (25 mm)

$$M_{a2} = 4103,14 \text{ N} * 25\text{mm}$$

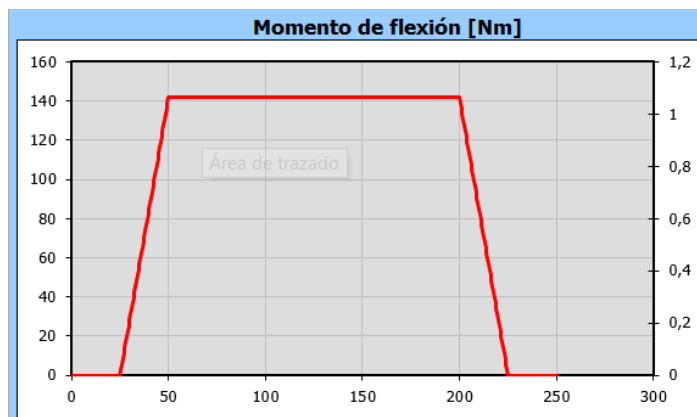
$$M_{a2} = 102578,5 \text{ Nmm}$$

c. Momento flexionante total en el eje

Para determinar el momento total realizamos un sumatoria al cuadrado de los momentos generadas por la transferencia de carga máxima y la fuerza de frenad máximo:

Figura 31

Momento total en el eje



$$M_{aT} = \sqrt{(M_{a1})^2 + (M_{a2})^2}$$

Ecuación 22

Momento total

Donde:

M_{a1} = Momento para el plano X / Z (97750,5 Nmm)

M_{a2} = Momento para el plano Y / Z (102578,5 Nmm)

$$M_{aT} = \sqrt{(97750,5 \text{ Nmm})^2 + (102578,5 \text{ Nmm})^2}$$

$$\mathbf{M_{aT} = 141695,12 \text{ Nmm}}$$

3.4.2. Esfuerzo por Flexión en eje de la rueda

Con el valor del momento total que se ejerce sobre el eje de la rueda, calculamos mediante la ecuación (4) que determina el esfuerzo por flexión:

$$\sigma_f = \frac{32M_{aT}}{\pi d^3}$$

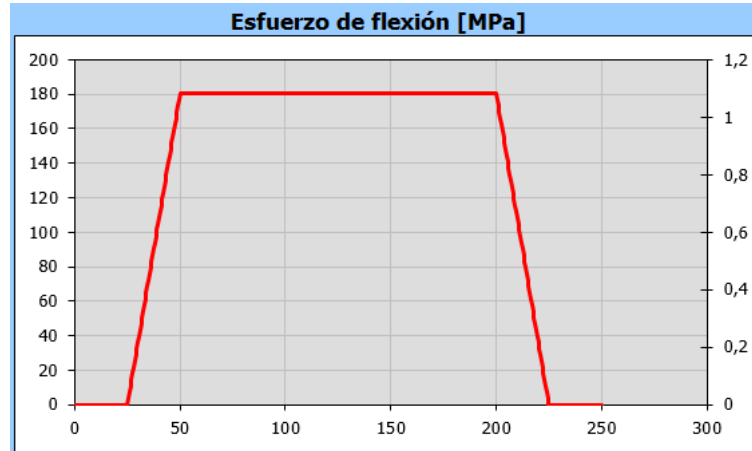
Donde:

M_{aT} = Momento total (141695,12 Nmm)

d = Diametro del eje (20 mm)

$$\sigma_f = \frac{32(141695,12 \text{ Nmm})}{\pi(20\text{mm})^3}$$

$$\mathbf{\sigma_f = 180,41 \text{ MPa}}$$

Figura 32*Esfuerzo de flexión en el eje***3.4.3. Esfuerzo por Corte en eje de la rueda**

(Shigley, 2012) menciona que el esfuerzo por corte para una sección transversal circular está dado por la ecuación (5):

$$\tau_{max} = \frac{16V}{3\pi d^2}$$

Cuando

$$V = \sqrt{(F_{Amax})^2 + (\sum F_x)^2}$$

Tenemos

$$\tau_{max} = \frac{16\sqrt{(F_{Amax})^2 + (\sum F_x)^2}}{3\pi d^2}$$

Donde:

V = Carga total aplicada

d = Diámetro del eje (20 mm)

$$\tau_{max} = \frac{16\sqrt{(3910,02)^2 + (4103,14)^2}}{3\pi(20)^2}$$

$$\tau_{max} = 24,05 MPa$$

3.4.4. Cálculo del Esfuerzo de Von Mises en eje de la rueda

Se tiene el esfuerzo por flexión y corte en el eje de la rueda a continuación se calcula el esfuerzo de Von Mises mediante la ecuación (6):

$$\sigma_{VON} = \sqrt{(\sigma)^2 + 3(\tau_{max})^2}$$

Donde:

σ = Esfuerzo Flexionante (180,41 MPa)

τ_{max} = Esfuerzo Cortante (24.05 MPa)

$$\sigma_{VON} = \sqrt{(180,41 MPa)^2 + 3(24.05 MPa)^2}$$

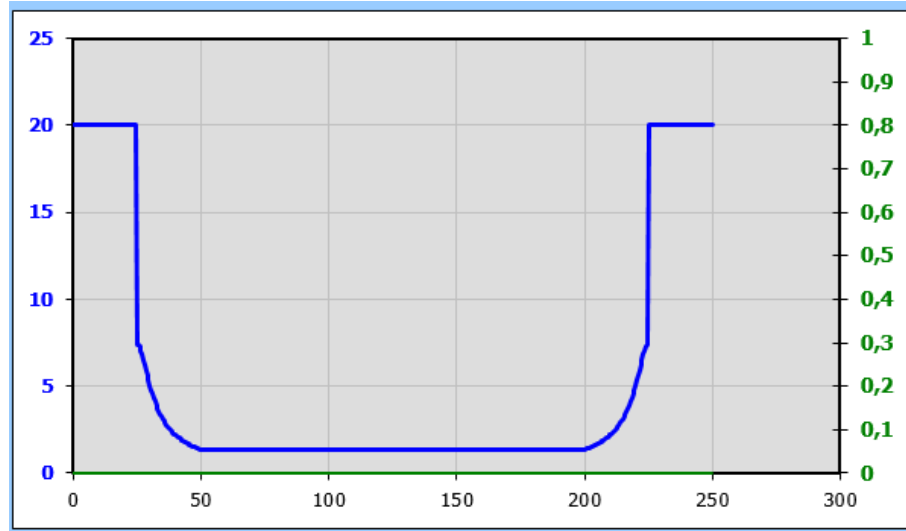
$$\sigma_{VON} = 185,15 MPa$$

3.4.5. Factor de seguridad del eje de la rueda delantera

En los resultados del programa se muestra un valor de factor de diseño de 1,51 el cual es verificado a continuación:

Figura 33

Resultados obtenidos en el programa "Mitcalc"



$$N = \frac{S_y}{\sigma_{VON}}$$

Donde:

S_y = Limite a la Fluencia del Material (250 MPa)

σ_{VON} = Esfuerzo de Vom mises (185,15 Mpa)

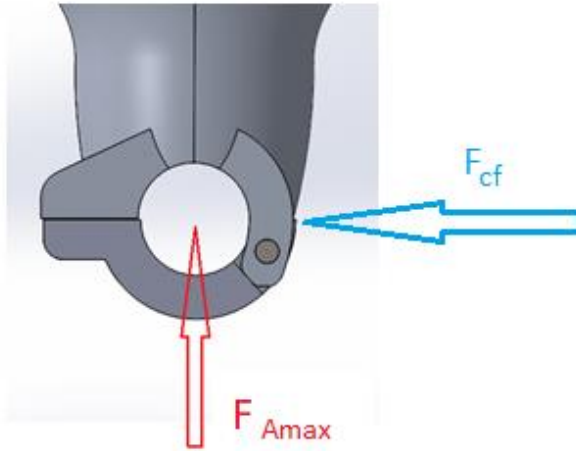
$$N = \frac{250}{185,15}$$

$$N = 1,35$$

3.5. Análisis de esfuerzos en el pasador de los soportes

Figura 34

Aplicación de las fuerzas que actúan en el centro del soporte.



$$F_{ep} = \sqrt{(F_{Amax})^2 + (F_{cf})^2}$$

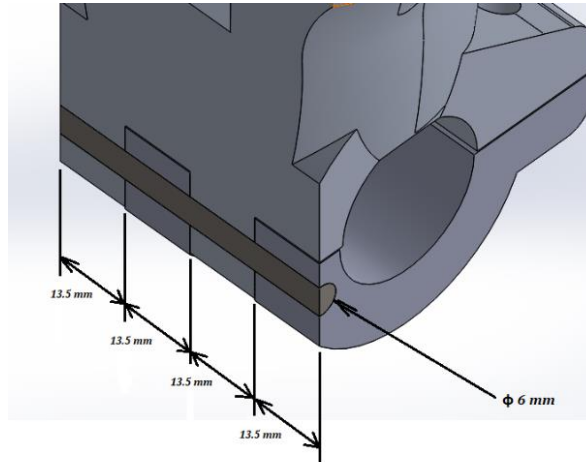
$$F_{ep} = \sqrt{(4457,49 \text{ N})^2 + (5651,7 \text{ N})^2}$$

$$F_{ep} = 7197,98 \text{ N}$$

Se aplica la carga máxima amortiguamiento y de frenado sobre el área de contacto del eje con el soporte.

Figura 35

Dimensiones del pasador y la tapa del soporte

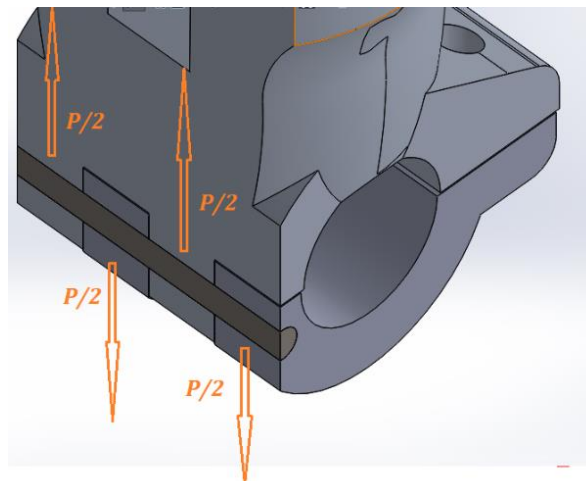


3.5.1. Esfuerzo por aplastamiento

A continuación, se describe las cargas que generan aplastamiento en el pasador, la carga está dividida en dos secciones como se observa en la figura (36):

Figura 36

Cargas que producen aplastamiento en el pasador



$$\sigma = \frac{\frac{F_{ep}}{2}}{d * t}$$

Donde:

σ = Esfuerzo de Aplastamiento

F_{ep} = Carga aplicada (7197,98 N)

d = Diámetro del pasador (6 mm)

t = Distancia de contacto del pasador (13.5 mm)

$$\sigma = \frac{7197,98 \text{ N}/2}{(6\text{mm} * 13.5\text{mm})}$$

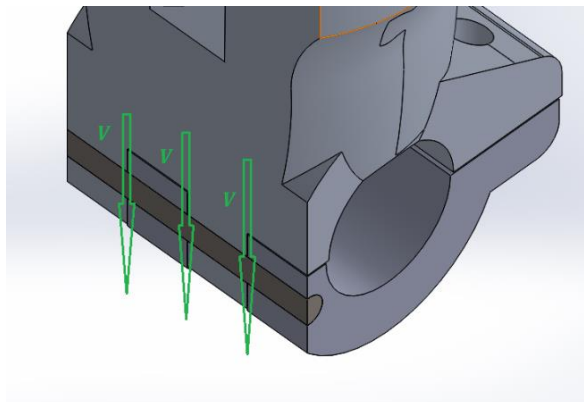
$$\sigma = 4,43 \text{ MPa}$$

3.5.2. Esfuerzo por corte

A continuación, se describe como las cargas ejercen un esfuerzo cortante sobre el pasador.

Figura 37

Cargas que producen corte en el pasador



Para el cálculo del esfuerzo donde: $V = F_{ep}/3$, por los puntos de corte generados en el pasador.

$$\tau = \frac{16 * \frac{F_{ep}}{3}}{3 * (\pi * d^2)}$$

Donde:

τ = *Esfuerzo de corte*

F_{ep} = *Carga aplicada (7197,98 N)*

d = *Diámetro del pasador (6 mm)*

$$\tau = \frac{16 * \frac{7197,98 N}{3}}{3 * (\pi * (6mm)^2)}$$

$$\tau = 113,15 MPa$$

3.5.3. Cálculo del Esfuerzo de Von Mises en el pasador

Una vez calculado el esfuerzo por flexión por corte en el pasador procedemos a calcular el esfuerzo de Von Mises mediante la ecuación (6):

$$\sigma_{VON} = \sqrt{(\sigma)^2 + 3(\tau)^2}$$

Donde:

σ = *Esfuerzo Flexionante (44,43 MPa)*

τ = *Esfuerzo Cortante (84,85 Mpa)*

$$\sigma_{VON} = \sqrt{(44,43 \text{ MPa})^2 + 3(113,15 \text{ MPa})^2}$$

$$\sigma_{VON} = 200,95 \text{ MPa}$$

3.5.4. Factor de seguridad del modelado del pasador

$$N = \frac{S_y}{\sigma_{VON}}$$

Donde:

S_y = Limite a la Fluencia del Material (250 MPa)

σ_{VON} = Esfuerzo de Von mises (153,53 MPa)

$$N = \frac{250}{200,95}$$

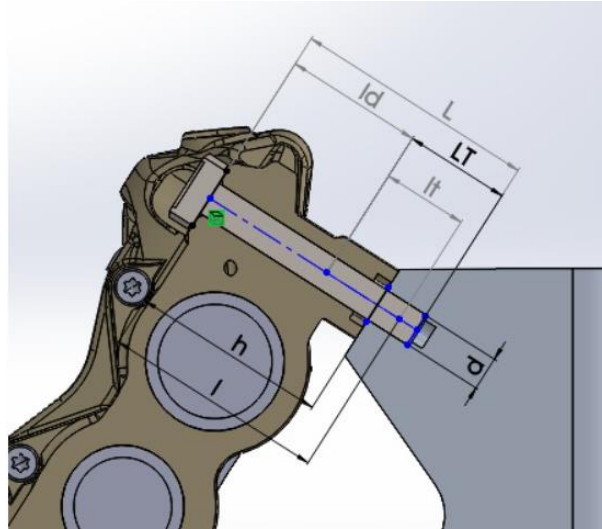
$$N = 1,24$$

3.6. Análisis de pernos del caliper

Los pernos de sujeción del caliper con el soporte se analizan considerando sus dimensiones, cargas, rigidez del sistema y material.

3.6.1. Cálculo de las dimensiones del perno

Parar el análisis de esfuerzos es necesario determinar las dimensiones del perno, los cuales fueron proporcionados por la competencia MotoStudent:

Figura 38*Dimensiones de un perno***Tabla 16***Dimensiones del perno*

Descripción	Valores
Longitud (L)	60 (mm)
Altura de perforación en el caliper (h)	50 (mm)
Diámetro mayor nominal (d)	10 (mm)

Nota: Tomado de (MotoStudent, 2017)

De la información proporcionada por la competencia sobre las dimensiones del caliper, los cuales se proporcionaron con pernos M10.

De las tablas 8-1, 8-11 y 8-15 de Shigley obtenemos los datos e información de los pernos:

Para un perno grado 8.8 M10:

Tabla 17*Características del perno*

Descripción	Valores
Área de esfuerzo de tensión (At)	58 (mm ²)
Resistencia de prueba mínima Sp	600 (MPa)
Condición del perno, acabado negro	K =0.3

Nota: Tomado de (Shigley, 2012)

a. Longitud de rosca

$$LT = 2 * d + 6$$

Ecuación 23

Longitud de rosca

Nota: Tomado de (Shigley, 2012)

Donde:

d = Diámetro mayor nominal de perno (10 mm)

$$LT = 2 * 10 \text{ mm} + 6$$

$$LT = 26 \text{ mm}$$

b. Longitud de la parte útil sin rosca

$$ld = L - LT$$

Ecuación 24

Longitud de rosca

Nota: Tomado de (Shigley, 2012)

Donde:

ld = longitud de la parte util sin rosca

L = Longitud del perno (60 mm)

LT = Longitud de la rosca (26 mm)

$$ld = 60 \text{ mm} - 26 \text{ mm}$$

$$ld = 34 \text{ mm}$$

c. Agarre efectivo:

$$l = h + \frac{d}{2}$$

Ecuación 25

Agarre efectivo

Nota: Tomado de (Shigley, 2012)

Donde:

$h =$ altura de la perforacion en el caliper (50 mm)

$d =$ diametro mayor nominal (10 mm)

$$l = 50 \text{ mm} + 10 \text{ mm}/2$$

$$l = 55 \text{ mm}$$

d. Longitud de la parte roscada:

$$lt = l - ld$$

Ecuación 26

Longitud de la parte roscada

Nota: Tomado de (Shigley, 2012)

Donde:

$l =$ agarre efectivo (55 mm)

$ld =$ Longitud de la parte útil sin rosca (34 mm)

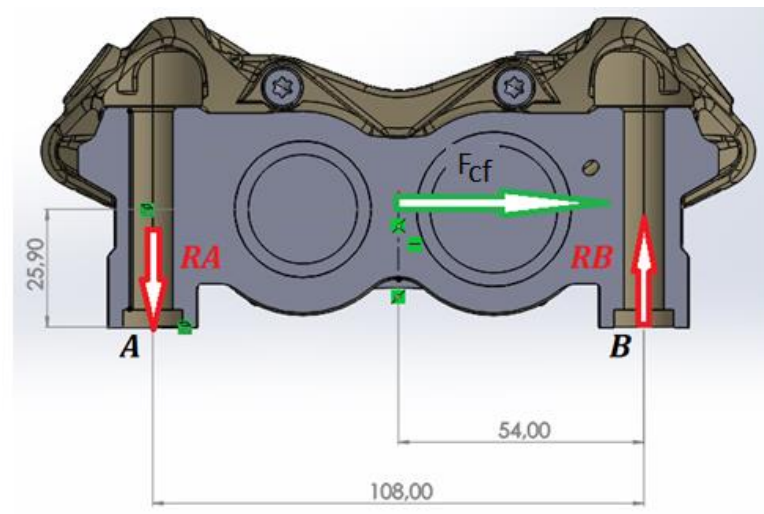
$$lt = 55 \text{ mm} - 34 \text{ mm}$$

$$lt = 21 \text{ mm}$$

3.6.2. Cálculo de las reacciones en el caliper

Figura 39

Cargas en las conexiones del caliper y el soporte



Se determinan las reacciones en la fijación al soporte denominadas RA y RB donde se aplica la sumatoria de momentos en el punto A.

$$\sum MB = 0$$

$$RA * 54\text{mm} - F_{cf} * 25.9 \text{ mm} = 0$$

$$RA = F_{cf} * \frac{25.9\text{mm}}{54\text{mm}}$$

$$RA = 5651,69 \text{ N} * \frac{25.9\text{mm}}{54\text{mm}}$$

$$RA = 2710,72 \text{ N}$$

$$\sum MB = 0$$

$$RB * 54mm - F_{cf} * 25.9 mm = 0$$

$$RA = F_{cf} * \frac{25.9mm}{54mm}$$

$$RB = 5651,69 N * \frac{25.9mm}{54mm}$$

$$RB = 2710,72 N$$

3.6.3. Cálculo del área transversal del perno

$$Ad = \frac{\pi * d^2}{4}$$

Ecuación 27

Área transversal del perno

Nota: Tomado de (Shigley, 2012)

Donde:

d = Diámetro mayor nominal de perno (10 mm)

$$Ad = \frac{\pi * 10^2}{4}$$

$$Ad = 78.54 mm^2$$

3.6.4. Cálculo carga de prueba

La carga de prueba es la fuerza máxima que un perno puede soportar sin sufrir una deformación permanente. (Shigley, 2012)

$$F_p = A * S_p$$

Ecuación 28*Carga de prueba***Nota:** Tomado de (Shigley, 2012)

Donde:

*At = Área de esfuerzo de tensión (58 mm²)**Sp = Resistencia de prueba mínima (600 MPa)*

$$F_p = 58 \text{ mm}^2 * 600 \text{ MPa}$$

$$F_p = 34800 \text{ N}$$

3.6.5. Precarga del perno

Es la fuerza de sujeción, a la que se llama precarga F_i , la cual se ha aplicado considerando conexiones permanentes:

$$F_i = 0.9 * F_p$$

Ecuación 29*Precarga del perno***Nota:** Tomado de (Shigley, 2012)

Donde:

Fp = Carga de Prueba (34800 N)

$$F_i = 0.9 * 34800 \text{ N}$$

$$F_i = 31320 \text{ N}$$

3.6.6. Rigidez del perno

De la tabla 8-8 de Shigley tenemos un módulo de elasticidad para el perno de E = 207 GPa.

$$kb = \frac{Ad * At * E}{Ad * lt + At * ld}$$

Ecuación 30

Rigidez del perno

Nota: Tomado de (Shigley, 2012)

Donde:

E = Módulo de elasticidad del perno (207 GPa)

At = Área de esfuerzo de tensión (58 mm²)

Ad = Área transversal del perno (78.54 mm²)

lt = Longitud de la parte roscada (21 mm)

ld = Longitud de la parte util sin rosca (34 mm)

$$kb = \frac{78.54 \text{ mm}^2 * 58 \text{ mm}^2 * 207 \text{ GPa}}{78.54 \text{ mm}^2 * 21 \text{ mm} + 58 \text{ mm}^2 * 34 \text{ mm}}$$

$$kb = 260.39$$

3.6.7. Rigidez del material (Soporte)

De la tabla 8-8 de Shigley tenemos un módulo de elasticidad para el aluminio de E = 71 GPa, A = 0.79670, B=063816.

$$km = A * e^{\left(\frac{B*d}{52}\right)} * Em *$$

Ecuación 31*Rigidez del material***Nota:** Tomado de (Shigley, 2012)

Donde:

d = Diametro mayor nominal del perno (10 mm)

$$km = 0.79670 * e^{\left(\frac{0.63816*10}{52}\right)} * 71 * 10$$

$$km = 639.516$$

3.6.8. Rigidez del sistema

$$C = \frac{kb}{kb + km}$$

Ecuación 32*Rigidez del sistema***Nota:** Tomado de (Shigley, 2012)

Donde:

*kb = Rigidez del perno (260.39)**km = Rigidez del material (639.516)*

$$C = \frac{260.39}{260.39 + 639.516}$$

$$C = 0.29$$

3.6.9. Factor de seguridad del perno

$$N = \frac{S_p * A_t - F_i}{C * R_A}$$

Ecuación 33

Factor de seguridad del perno

Fuente: (Shigley, 2012)

Donde:

S_p = Resistencia de prueba mínima (600 MPa)

A_t = Área transversal (58 mm²)

F_i = Fuerza de sujecion (31320 N)

C = Rijidez del sistema (0.29)

R_A = Fuerza de sujecion (2710,72 N)

$$N = \frac{600 * 58 - 31320}{0,29 * 2710,72}$$

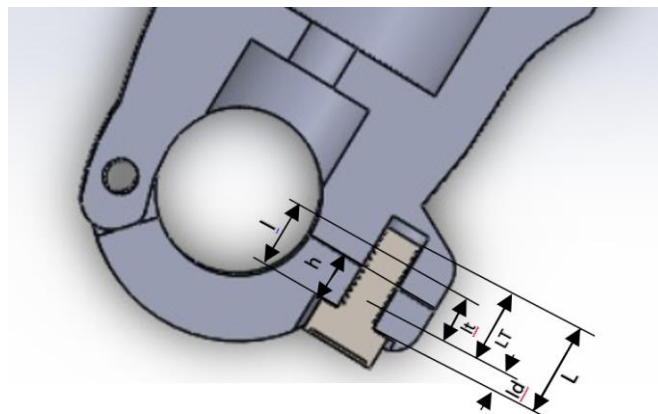
$$N = 4,42$$

3.7. Análisis de pernos en la tapa del soporte

Se analiza los pernos para verificar la seguridad al ser los encargados de mantener al eje en el alojamiento del soporte.

3.7.1. Cálculo de las dimensiones del perno

Parar el análisis de Esfuerzos es necesario determinar las dimensiones del perno, utilizados como fijación en la parte posterior del soporte:

Figura 40*Dimensiones del perno***Tabla 18***Dimensiones del perno*

Descripción	Valores
Longitud (L)	25,4 (mm)
Altura de la tapa (h)	10 (mm)
Diámetro mayor nominal (d)	8 (mm)

De la información obtenida por medición del perno se determina que es un perno M6. Las tablas 8-1, 8-11 y 8-15 de Shigley se utilizan para obtener los datos complementarios para el análisis:

Para un perno grado 8.8 M6:

Tabla 19*Características del perno*

Descripción	Valores
Área de esfuerzo de tensión (A_t)	36,6 (mm ²)
Resistencia de prueba mínima S_p	600 (MPa)
Condición del perno, acabado negro	$K = 0.3$

Nota: Tomado de (Shigley, 2012)

a. Longitud de rosca

$$LT = 2 * d + 6$$

Donde:

d = Diámetro mayor nominal de perno (8 mm)

$$LT = 2 * 8 \text{ mm} + 6$$

$$LT = 22 \text{ mm}$$

b. Longitud de la parte útil sin rosca

$$ld = L - LT$$

Donde:

ld = longitud de la parte util sin rosca

L = Longitud del perno (25,4 mm)

LT = Longitud de la rosca (22 mm)

$$ld = 25,4 \text{ mm} - 22 \text{ mm}$$

$$ld = 3,4 \text{ mm}$$

c. Agarre efectivo

$$l = h + \frac{d}{2}$$

Donde:

h = altura de la perforacion en el caliper (10 mm)

d = diametro mayor nominal (8 mm)

$$l = 10 \text{ mm} + 8 \text{ mm}/2$$

$$l = 14 \text{ mm}$$

d. Longitud de la parte roscada

$$l_t = l - l_d$$

Donde:

$l =$ agarre efectivo (14 mm)

$l_d =$ Longitud de la parte útil sin rosca (3,4 mm)

$$l_t = 14 \text{ mm} - 3,4 \text{ mm}$$

$$l_t = 10,6 \text{ mm}$$

3.7.2. Cálculo del área transversal del perno

$$A_d = \frac{\pi * d^2}{4}$$

Donde:

$d =$ Diámetro mayor nominal de perno (8 mm)

$$A_d = \frac{\pi * 8^2}{4}$$

$$A_d = 50,26 \text{ mm}^2$$

3.7.3. Cálculo carga de prueba

La carga de prueba nos permite definir la fuerza máxima que soporta el perno, para este caso sometido al esfuerzo de tensión antes de sufrir una deformación irreversible.

$$Fp = At * Sp$$

Donde:

At = Área de esfuerzo de tensión (36,6 mm²)

Sp = Resistencia de prueba mínima (600 MPa)

$$Fp = 36,6 \text{ mm}^2 * 600 \text{ MPa}$$

$$Fp = 21960 \text{ N}$$

3.7.4. Precarga del perno

Es la fuerza de sujeción, a la que se llama precarga *Fi* la cual se genera al realizar el ajuste en la tapa del soporte.

Considerando conexiones permanentes:

$$Fi = 0.9 * Fp$$

Donde:

Fp = Carga de Prueba (21960 N)

$$F_i = 0.9 * 21960 N$$

$$F_i = 19764 N$$

3.7.5. Rigidez del perno

Se establece el módulo de elasticidad de la tabla 8-8 de para el perno en $E = 207(\text{GPa})$ para el acero.

$$kb = \frac{Ad * At * E}{Ad * lt + At * ld}$$

Donde:

$E =$ Modulo de elasticidad del perno (207 GPa)

$At =$ Área de esfuerzo de tensión (36,6 mm²)

$Ad =$ Área transversal del perno (50,26 mm²)

$lt =$ Longitud de la parte roscada (10,6 mm)

$ld =$ Longitud de la parte util sin rosca (3,4 mm)

$$kb = \frac{50,26 \text{ mm}^2 * 36,6 \text{ mm}^2 * 207 \text{ GPa}}{50,26 \text{ mm}^2 * 10,6\text{mm} + 36,6\text{mm}^2 * 3,4\text{mm}}$$

$$kb = 579,4$$

3.7.6. Rigidez del material (Soporte)

Shigley en la tabla 8-8 establece el un módulo de elasticidad para el aluminio de $E_m = 71 (\text{GPa})$, $A = 0.79670$, $B=063816$.

$$km = A * e^{\left(\frac{B*d}{52}\right)} * Em * d$$

Donde:

$d =$ *Diametro mayor nominal del perno (8 mm)*

$$km = 0.79670 * e^{\left(\frac{0.63816*8}{52}\right)} * 71 * 8$$

$$km = 499,21$$

3.7.7. Rigidez del sistema

$$C = \frac{kb}{kb + km}$$

Donde:

$kb =$ *Rigidez del perno (579,4)*

$km =$ *Rigidez del material (499,21)*

$$C = \frac{579,4}{579,4 + 499,21}$$

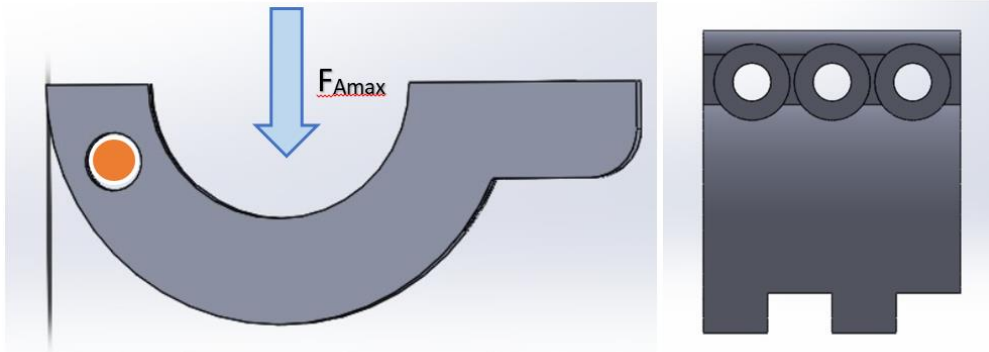
$$C = 0,537$$

3.7.8. Factor de seguridad del perno

El análisis del factor de seguridad se basa en la fuerza aplicada dividida para el número de pernos que conforman el mecanismo de acción rápida.

Figura 41

Análisis de la fuerza en la tapa del soporte



$$N = \frac{S_p * A_t - F_i}{C * \frac{F_{Amax}}{n_{pernos}}}$$

Donde:

S_p = Resistencia de prueba mínima (600 MPa)

A_t = Área transversal (36,6 mm²)

F_i = Fuerza de sujeción (19764 N)

C = Rigidez del sistema (0,537)

F_{Amax} = Fuerza en el perno (4103,14N)

n_{pernos} = Numero de pernos empleados en el sistema (3 pernos)

$$N = \frac{600 * 36,6 - 19764}{0,537 * \frac{4103,14}{3}}$$

$$N = 2,99$$

CAPÍTULO IV

ANÁLISIS Y VALIDACIÓN

4.1. Análisis del soporte y sus componentes mediante elementos finitos

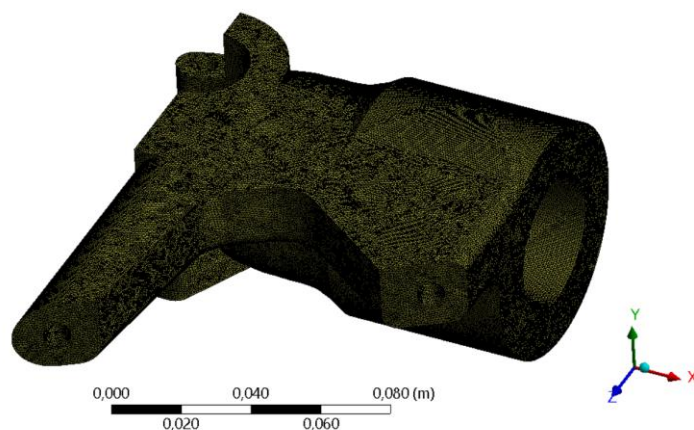
El análisis del soporte y sus componentes, lo realizaremos colocando las cargas determinadas de amortiguamiento y máximo frenado, mediante un módulo FEA (Finite Element Analysis) en el software ANSYS 2019 R3, seleccionando el bloque de estudio Static Structural el cual permite definir parámetros respecto al material para cada elemento y las cargas aplicadas.

4.2. Análisis del soporte derecho

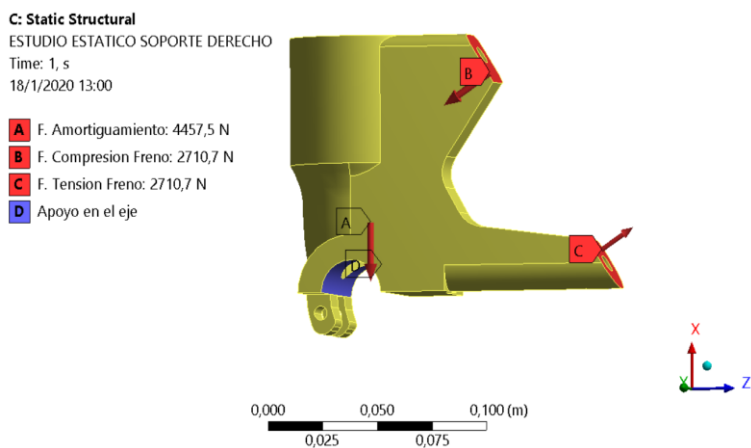
Para obtener resultados óptimos de fiabilidad del componente, se desarrolla el estudio estableciendo su mallado y las cargas aplicadas.

4.2.1. Mallado

Con el programa ANSYS 2019 R3 se ejecuta un mallado tetraédrico con un valor Jacobiano de 1,0103 que es el valor más cercano a 1, el cual determina la calidad de la malla.

Figura 42*Malla en el soporte***4.2.2. Asignación de cargas en el soporte derecho**

Las cargas aplicadas son de tipo puntual, una de amortiguamiento producida por la transferencia de carga y fuerza máxima de freno. El valor de las cargas se detalla en la figura (43):

Figura 43*Cargas en el soporte derecho*

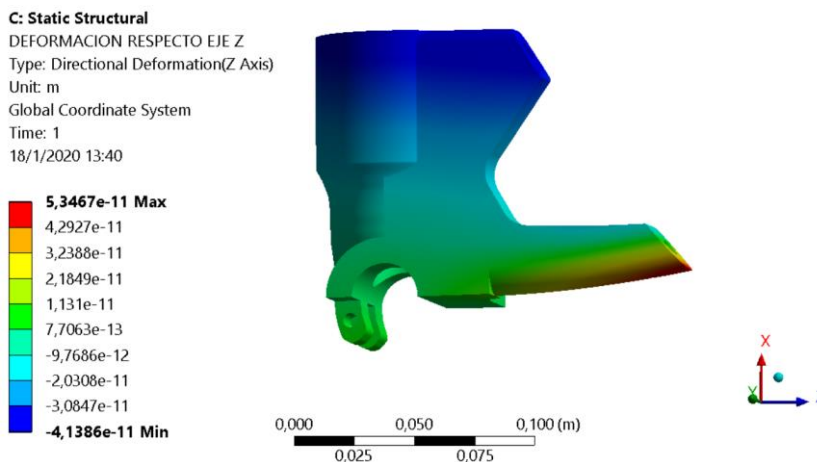
Para el punto de anclaje se determinó como apoyo, el alojamiento del eje ya que este soporta las fuerzas máximas. Fuerza de amortiguamiento $F_{Amax} = 4457,5$ (N) colocada en dirección del eje del amortiguador y las reacciones en los puntos de apoyo del caliper generadas por el sistema de freno, las cuales producen esfuerzos de compresión y tensión $R_A = R_B = 2710,7$ (N).

4.2.3. Deformación direccional en el eje Z

En la figura (44) se observa la máxima deformación en la parte inferior del soporte donde se ancla el caliper, con un valor de $5,34 \times 10^{-8}$ (mm).

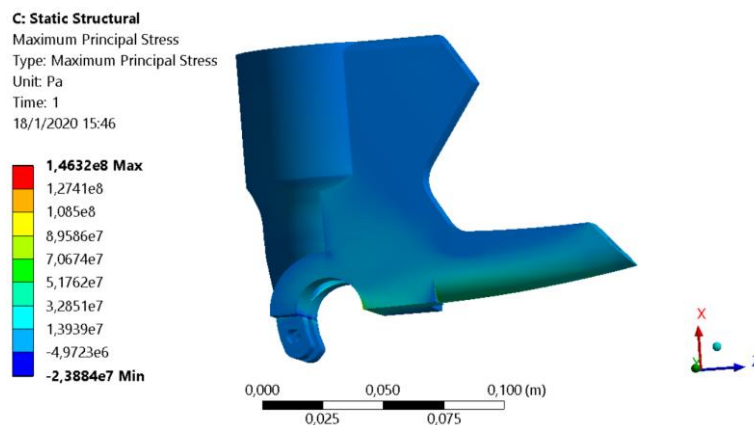
Figura 44

Deformación del modelado del soporte derecho



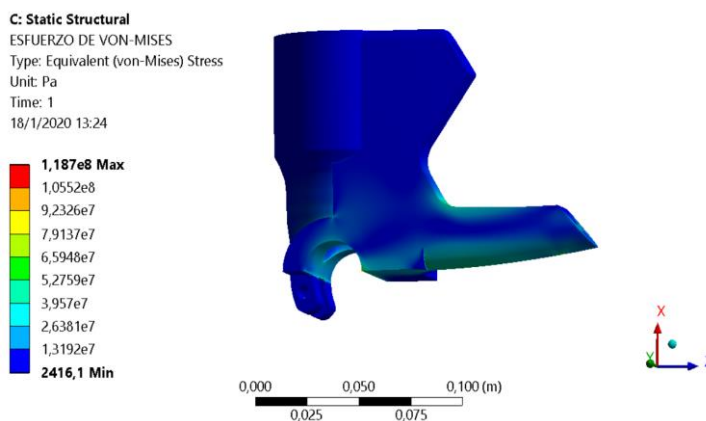
4.2.4. Determinación del máximo esfuerzo principal

El máximo esfuerzo que tiene el soporte es en la parte inferior de anclaje del caliper 146,32 (MPa) donde se produce la deformación máxima al aplicar el freno.

Figura 45*Máximo esfuerzo principal*

4.2.5. Esfuerzos de Von Mises

Como se observa en la figura (46) el esfuerzo máximo de Von Mises es 118,7 (MPa), cuyo punto más crítico es el anclaje inferior del caliper. El esfuerzo mínimo es 2,41 (KPa) en la parte superior del soporte, estos valores no superan el esfuerzo último de fluencia del material que es 310 (MPa).

Figura 46*Esfuerzo de von-mises*

4.2.6. Factor de seguridad

El programa determina un factor de seguridad máximo de 15 y como mínimo de 2,695 en la parte propensa a falla.

Figura 47

Factor de seguridad del soporte derecho

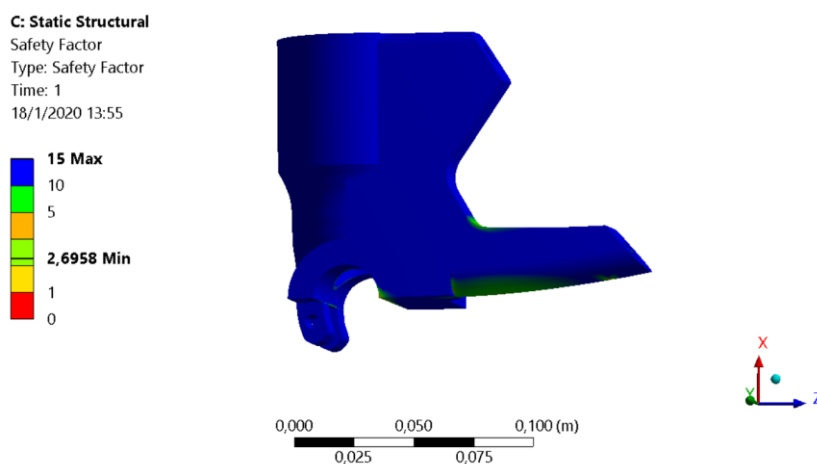


Tabla 20

Resultados del análisis en el soporte derecho

Resultados obtenidos en el análisis	
Deformación direccional en el eje Z	Max: $5,34 * 10^{-8}$ – Min: $4,1 * 10^{-8}$ (mm)
Máximo esfuerzo principal	Max: 146,32 (MPa) - Min: 23,8 (MPa)
Esfuerzos de Von Mises	Max: 118,7 (MPa) - Min 2,41 (KPa)
Factor de diseño	Max: 15 – Min: 2,69

En la tabla se evidencia que el esfuerzo máximo producido por las cargas no supera el límite de fluencia del material, las deformaciones son críticas en la parte inferior del soporte donde se fija el caliper de freno y se tiene un factor de seguridad de 2,69 que cumple los requisitos de diseño.

4.3. Análisis del soporte izquierdo

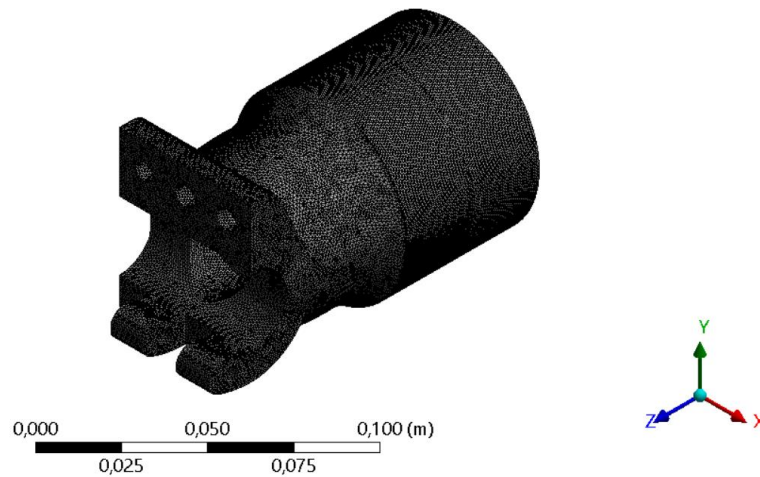
En este soporte los resultados son confiables debido a que su estudio está definido por parámetros que garantizan su fiabilidad como son su mallado y las cargas aplicadas.

4.3.1. Mallado

Con el software CAE se ejecuta un mallado tetraédrico, en la cual se obtiene un mallado con valor Jacobiano de 1,0015.

Figura 48

Malla en el soporte izquierdo



4.3.2. Asignación de cargas en el soporte

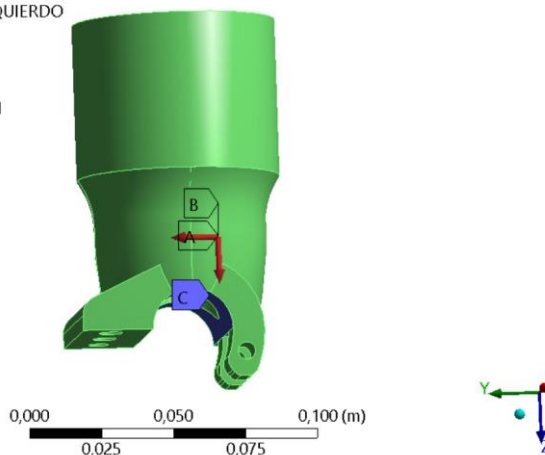
Las cargas aplicadas son puntuales descritas como: fuerza de amortiguamiento producida por la transferencia de carga y la reacción en el eje producida por la máxima fuerza de frenado. El valor de las cargas se detalla en la figura (49):

Figura 49

Cargas en el soporte izquierdo

C: Static Structural
ESTUDIO ESTATICO SOPORTE IZQUIERDO
Time: 1, s
18/1/2020 16:52

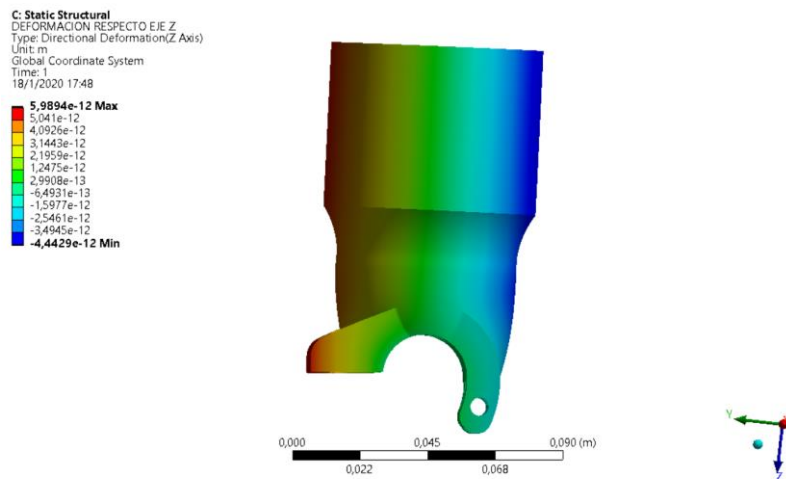
- A** F. Amortiguamiento: 4457,5 N
- B** F. Freno: 5651,7 N
- C** Apoyo en el eje



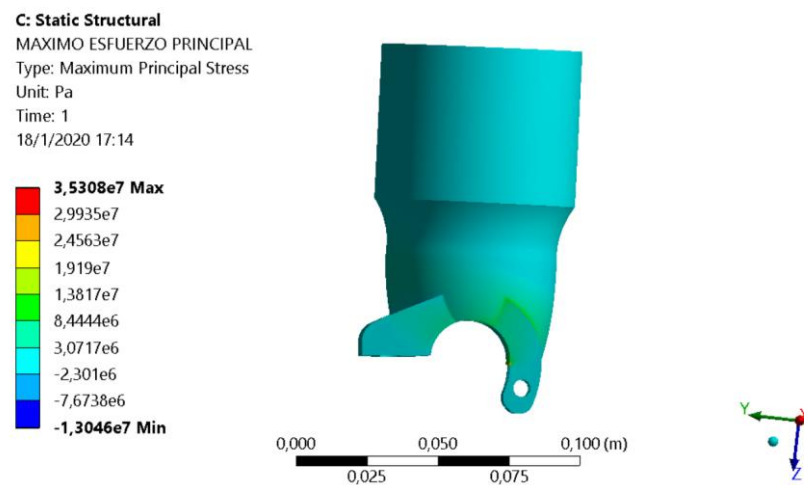
La fuerza de amortiguamiento $F_{Amax} = 4457,5$ (N) se ubica en el alojamiento del amortiguador, para la fuerza frenado se divide la fuerza máxima de freno $F_{cf} = 11303,39$ (N), considerando que existen dos puntos de apoyo $F_{freno} = 5651,7$ (N).

4.3.3. Deformación direccional en el eje Z

En la figura se observa la máxima deformación en la parte posterior del soporte, con un valor de $5,98 * 10^{-9}$ (mm).

Figura 50*Deformación del modelado del soporte izquierdo***4.3.4. Determinación del máximo esfuerzo principal**

El máximo esfuerzo principal es 35,3 (MPa) en el soporte aplicada a la sección del cuello, al reaccionar frente a la máxima fuerza de frenado.

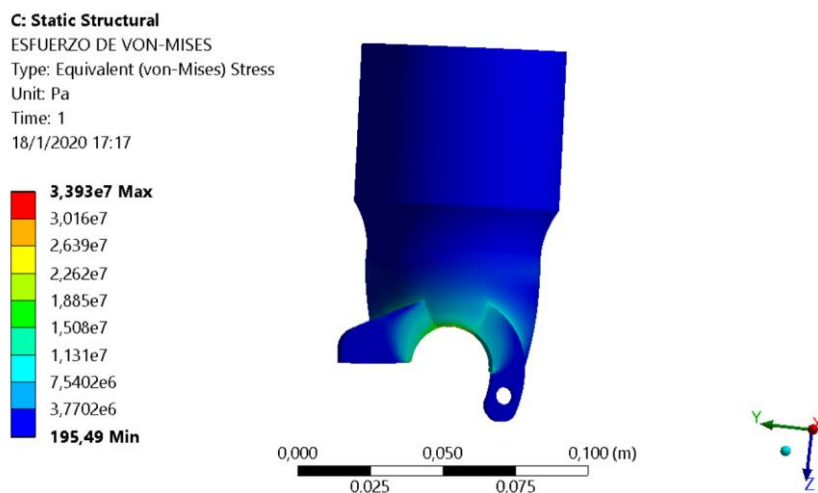
Figura 51*Máximo esfuerzo principal*

4.3.5. Esfuerzos de Von Mises

El esfuerzo máximo de Von Mises es 33,93 (MPa), cuyo punto más crítico es en el punto de contacto con el eje. El esfuerzo mínimo es 195,49 (Pa) en la parte superior del soporte.

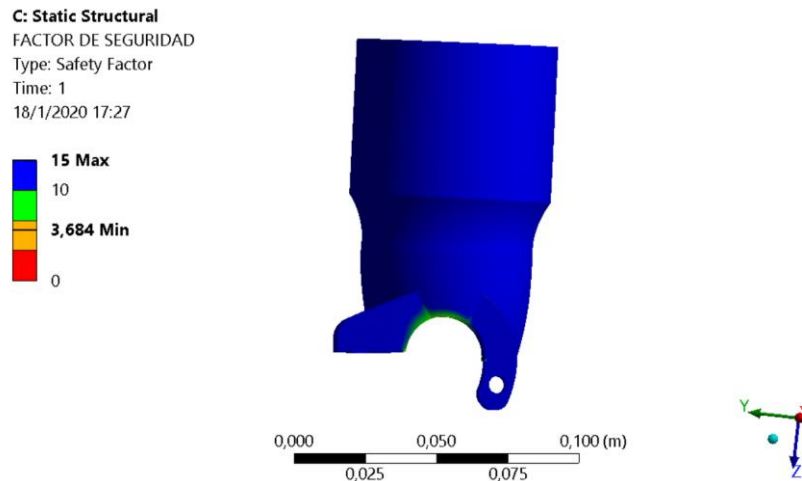
Figura 52

Esfuerzo de von-mises



4.3.6. Factor de seguridad

El programa determina un factor de seguridad máximo de 15 y como mínimo de 3,684 en el alojamiento del eje.

Figura 53*Factor de seguridad del soporte izquierdo***Tabla 21***Resultados del análisis en el soporte izquierdo*

Resultados obtenidos en el análisis	
Deformación direccional en el eje Z	Max: $5,98 * 10^{-9}$ – Min: $2,99 * 10^{-10}$ (mm)
Máximo esfuerzo principal	Max: 35,3 (MPa) - Min: -13,04 (MPa)
Esfuerzos de Von Mises	Max: 33,9 (MPa) - Min 195,49 (Pa)
Factor de diseño	Max: 15 – Min: 3,68

Se evidencia que el esfuerzo máximo producido por las cargas demuestra que la deformación crítica es en el área de contacto con el eje, y se tiene un factor de seguridad que cumple los requisitos de diseño.

4.4. Análisis de la tapa del soporte

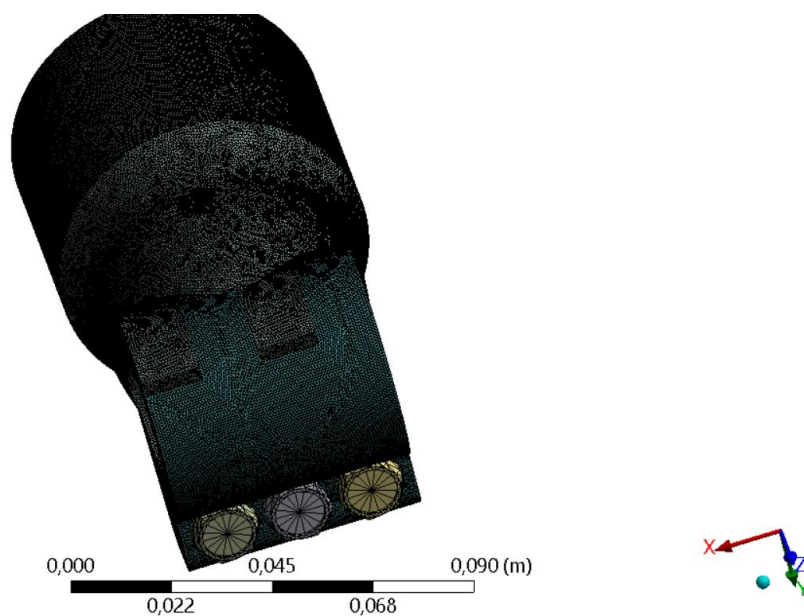
Se analiza la tapa del soporte para los dos casos ya que las fuerzas que actúan en ellas son iguales mismo que estará definido por parámetros que garantizan su fiabilidad como son su mallado y las cargas aplicadas.

4.4.1. Mallado

Con el software CAE se utiliza el mismo tipo de mallado, pero bajo un criterio de diseño diferente debido a su aplicación de fuerzas el punto fijo se considera en la base del amortiguador y las fuerzas se aplican en la zona de alojamiento del eje, ejecutando para el análisis un mallado tetraédrico.

Figura 54

Malla de tapa del soporte

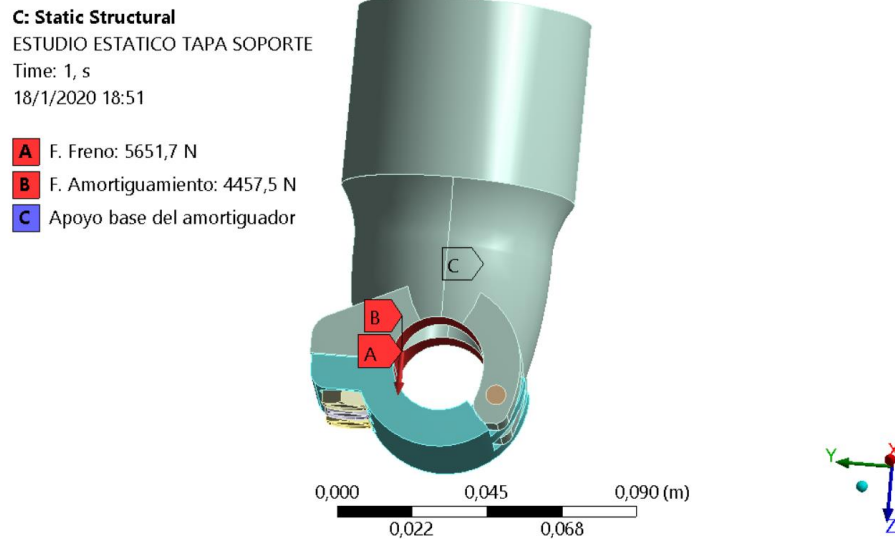


4.4.2. Asignación de cargas en la tapa del soporte

Las cargas aplicadas son distribuidas en el área de contacto con el eje descrito como: fuerza de amortiguamiento y la reacción por la máxima fuerza de frenado, el valor de las cargas se detalla en la figura (55):

Figura 55

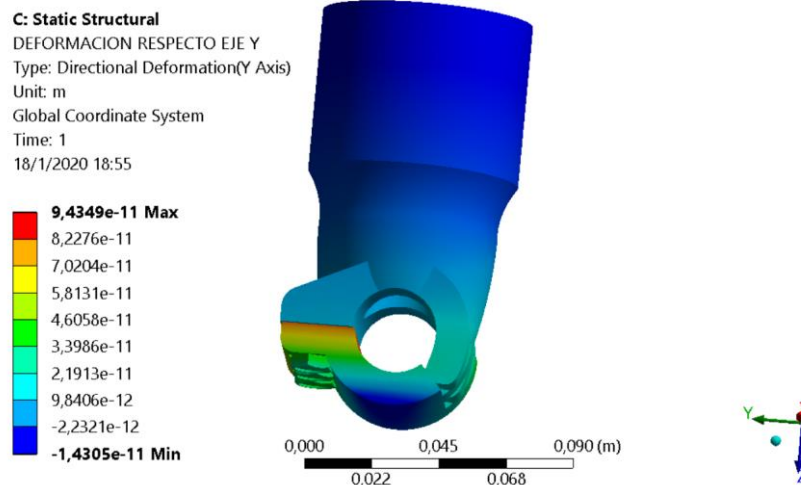
Cargas en la tapa del soporte



El análisis de la tapa del soporte se realiza colocando como punto de apoyo, el agujero donde se aloja la barra de suspensión, con la fuerza de freno $F_{\text{freno}} = 5651,7$ (N) y la de amortiguamiento $F_{\text{Amax}} = 4457,5$ (N).

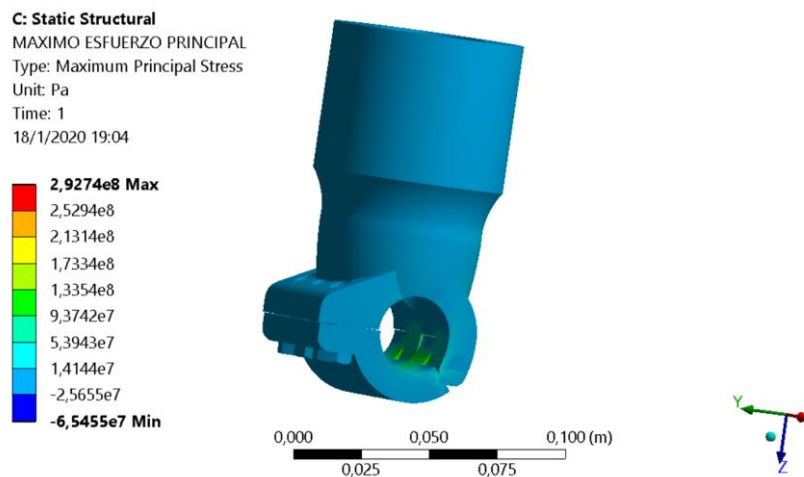
4.4.3. Deformación direccional en el eje Y

Se observa la máxima deformación en la junta comprendida entre el soporte y la tapa, con un valor de $9,49 \times 10^{-8}$ (mm).

Figura 56*Deformación de la tapa respecto al eje y*

4.4.4. Determinación del máximo esfuerzo principal

La tapa presenta el máximo esfuerzo principal de 292,74 (MPa), en la junta entre la tapa y el soporte, donde se aloja el pasador.

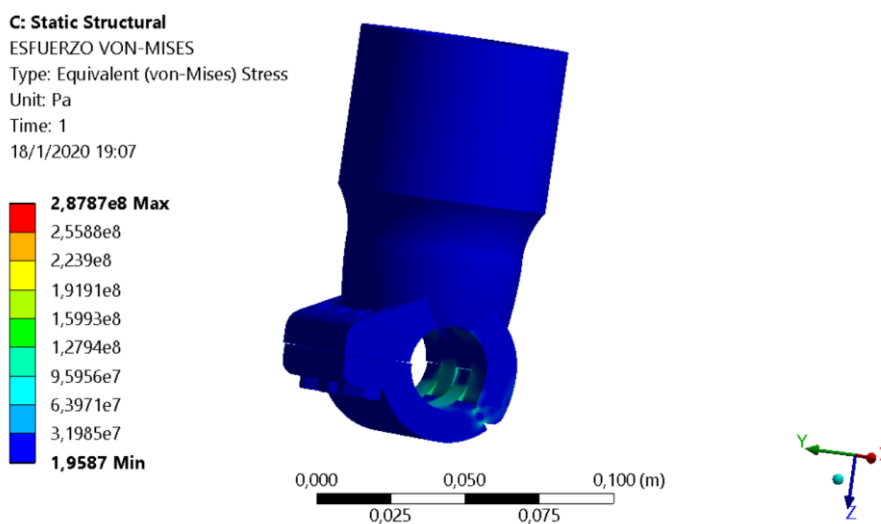
Figura 57*Máximo esfuerzo principal en la tapa*

4.4.5. Esfuerzos de Von Mises

En la figura se muestra el esfuerzo máximo de Von Mises es 287,8 (MPa), cuyo punto más crítico en la junta donde se aloja el pasador. El esfuerzo mínimo es 1,95 (Pa), en la junta de los pernos de anclaje de la tapa.

Figura 58

Esfuerzo de von-mises

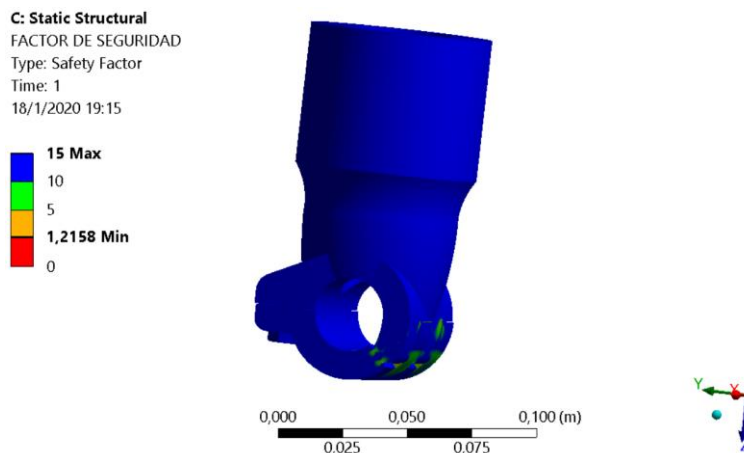


4.4.6. Factor de seguridad

El programa determina un factor de seguridad máximo de 15 y como mínimo de 1,216 en el alojamiento del eje.

Figura 59

Factor de seguridad en la tapa del soporte

**Tabla 22**

Resultados del análisis en la tapa del soporte

Resultados obtenidos en el análisis	
Deformación direccional en el eje Y	Max: $9,49 \times 10^{-8}$ – Min: $9,84 \times 10^{-9}$ (mm)
Máximo esfuerzo principal	Max: 292,74 (MPa) - Min: -65,45 (MPa)
Esfuerzos de Von Mises	Max: 287,87 (MPa) - Min 1,95 (Pa)
Factor de diseño	Max: 15 – Min: 1,216

En la tabla (22) se muestra el esfuerzo máximo producido por las cargas, estas generan la deformación crítica en el alojamiento del pasador de unión, entre el soporte y la tapa determinándose un factor de seguridad de 1,216 que cumple los requisitos de diseño.

4.5. Análisis del eje

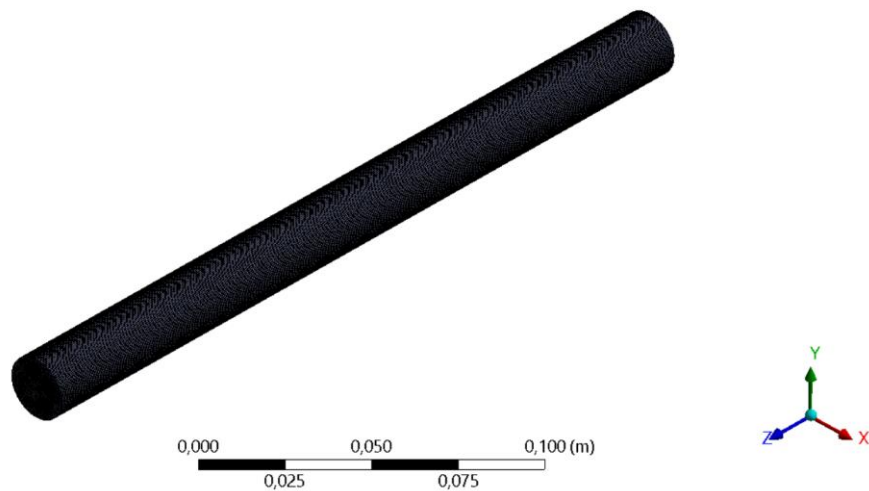
El modelado del eje de la rueda delantera, de acuerdo con resultados de los cálculos y el software ingresamos las cargas, posteriormente se realiza la simulación y su análisis.

4.5.1. Mallado

Con el software se realiza un mallado tetraédrico que es la representación del modelo en divisiones de elementos finitos, los cuales se definen por longitud, ancho y altura en un espacio tridimensional con un valor Jacobiano de 1,0089.

Figura 60

Mallado del eje

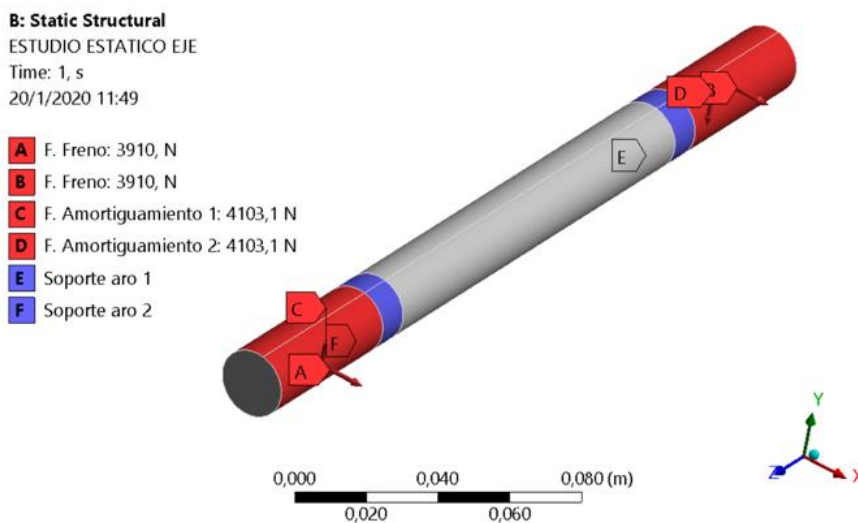


4.5.2. Asignación de cargas en el eje

Las cargas que actúan sobre el eje son la fuerza máxima de frenado y amortiguamiento.

Figura 61

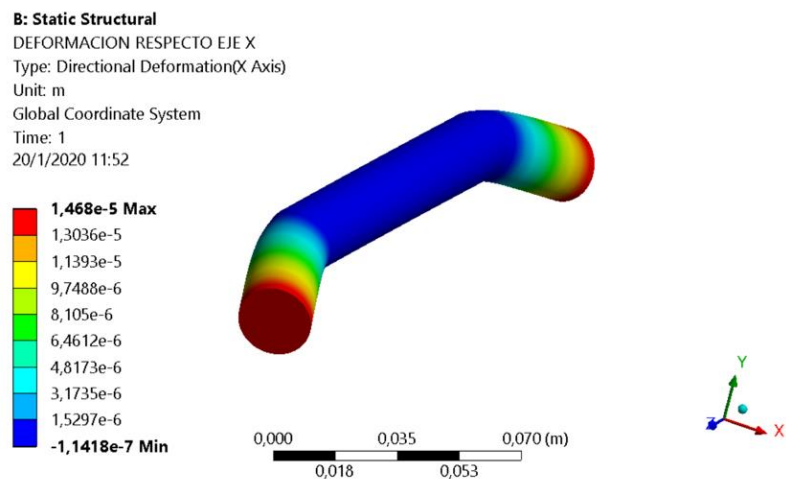
Cargas en el eje



Los puntos de apoyo para el análisis del apoyo se ubicaran en el área de contacto con los rodamientos del aro. Las fuerzas aplicadas son las calculadas en el apartado (3.4) $F_{A_{max}Y} = 4103,1$ (N) y $F_X = 3910,02$ (N), las cuales se ubican en el área de contacto con los soportes.

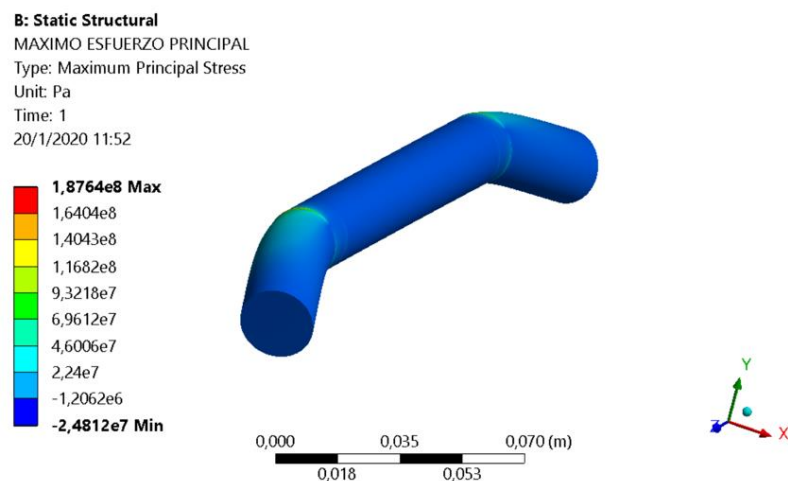
4.5.3. Deformación direccional en el eje X

Se observa la máxima deformación en el centro del eje con un valor de $1,46 \cdot 10^{-2}$ (mm).

Figura 62*Deformación en el eje respecto a x*

4.5.4. Determinación del máximo esfuerzo principal

El eje presenta el máximo esfuerzo principal de 187,64 (MPa) en la junta entre la tapa y el soporte, donde se aloja el pasador.

Figura 63*Máximo esfuerzo principal en el eje*

4.5.5. Esfuerzos de Von Mises

El esfuerzo máximo de Von Mises tiene como valor 187,78 (MPa), y como mínimo un valor de 8,36 (Pa) el cual el cual se produce al aplicar el freno.

Figura 64

Esfuerzo de von-mises

B: Static Structural

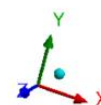
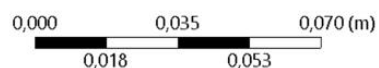
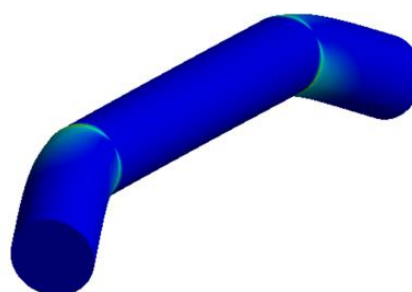
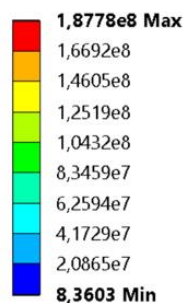
ESFUERZO VON MISES

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: Pa

Time: 1

20/1/2020 11:55

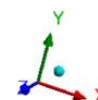
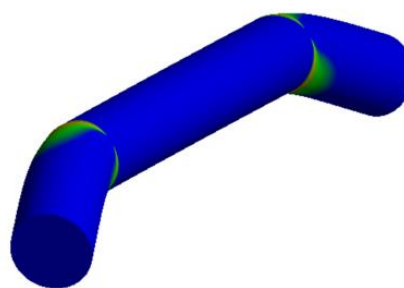


4.5.6. Factor de seguridad

El programa determina un factor de seguridad máximo de 15 y como mínimo de 1,33 en la junta con los cojinetes internos del aro.

Figura 65*Factor de seguridad del eje*

B: Static Structural
 FACTOR DE SEGURIDAD
 Type: Safety Factor
 Time: 1
 20/1/2020 11:55

**Tabla 23***Resultados del análisis en el eje*

Resultados obtenidos en el análisis	
Deformación direccional en el eje X	Max: $1,46 * 10^{-2}$ – Min: $- 1,14 * 10^{-4}$ (mm)
Máximo esfuerzo principal	Max: 187,64 (MPa) - Min: -1,20 (MPa)
Esfuerzos de Von Mises	Max: 187,78 (MPa) - Min 8,36 (Pa)
Factor de diseño	Max: 15 – Min: 1,33
Factor de diseño calculado	1,35

Se analiza los resultados obtenidos mediante el software y se compara con los valores previamente calculados teniendo un factor de seguridad de 1,35 dentro del rango simulado y se verifica que el eje es apto para la aplicación.

4.6. Análisis del pasador

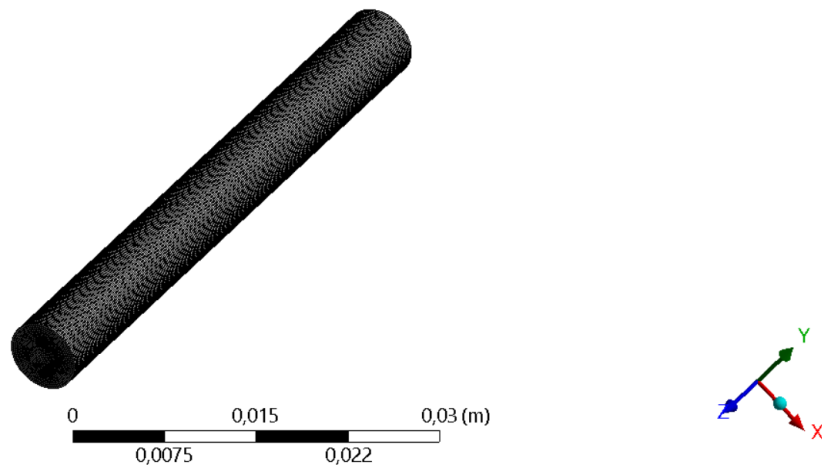
El pasador de la tapa, se analiza de acuerdo a las condiciones de máximo frenado y amortiguamiento, siendo uno de los elementos encargados de la funcionalidad del soporte.

4.6.1. Mallado

Se realiza un mallado tetraédrico con el fin de obtener resultados más fiables mediante la aplicación del método de elementos finitos, con el valor Jacobiano de 1,015.

Figura 66

Mallado del pasador



4.6.2. Asignación de cargas en el pasador

Para analizar el pasador se considera la carga de frenado y amortiguamiento las cuales se colocan por secciones.

Figura 67

Cargas en el pasador

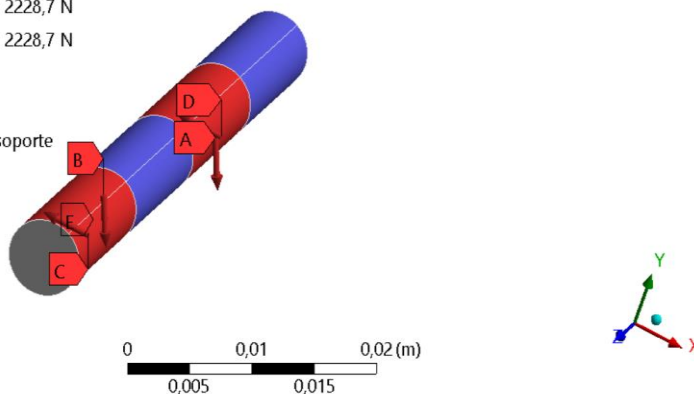
B: Static Structural

ESTUDIO ESTATICO PASADOR

Time: 1, s

20/1/2020 13:26

- A** F. Amortiguamiento: 2228,7 N
- B** F. Amortiguamiento: 2228,7 N
- C** F. Freno: 2825,8 N
- D** F. Freno: 2825,8 N
- E** Apoyo en la ranura soporte



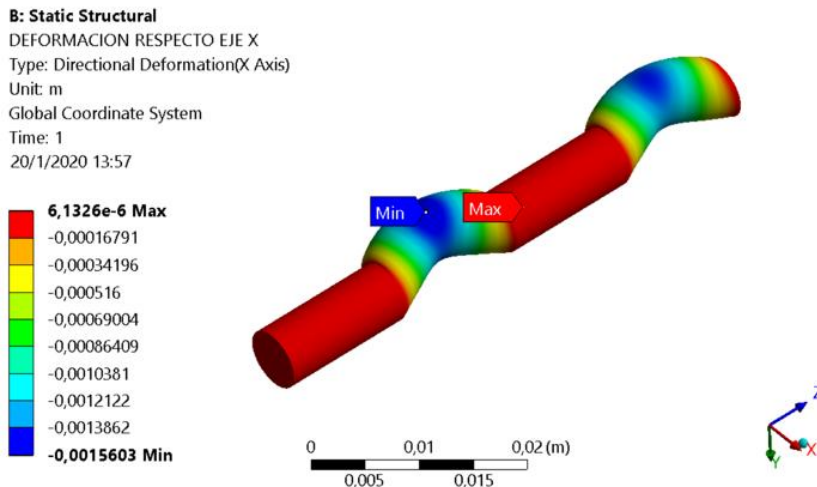
Se considera como puntos de apoyo al área de contacto del alojamiento del pasador en el soporte. Al tener dos áreas de contacto, las fuerzas que se aplican se dividen Tanto como la fuerza de amortiguamiento $F_{Amax} = 2228,7$ (N) y de freno $F_{freno} = 2825,8$ (N)

4.6.3. Deformación direccional en el eje X

La máxima deformación que se observa está en las intersecciones del soporte con la tapa, con un valor de 0,15 mm.

Figura 68

Deformación en el pasador respecto a x

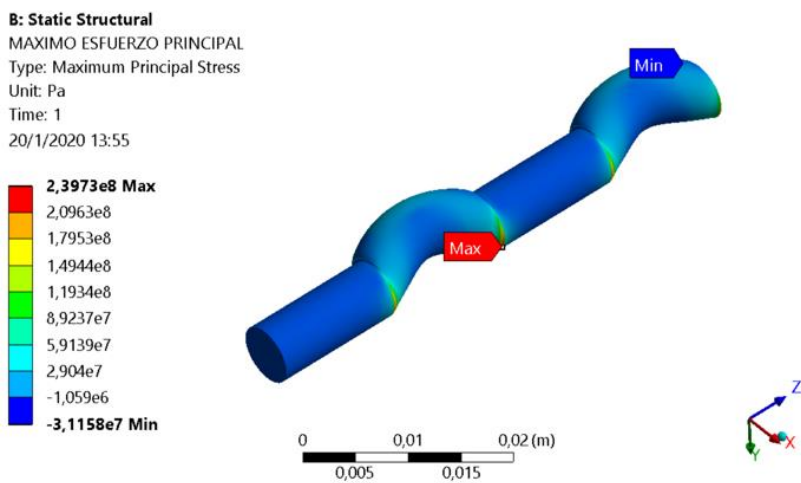


4.6.4. Determinación del máximo esfuerzo principal

El pasador presenta el máximo esfuerzo principal 239,73 (MPa) en los puntos de corte.

Figura 69

Máximo esfuerzo principal en el pasador

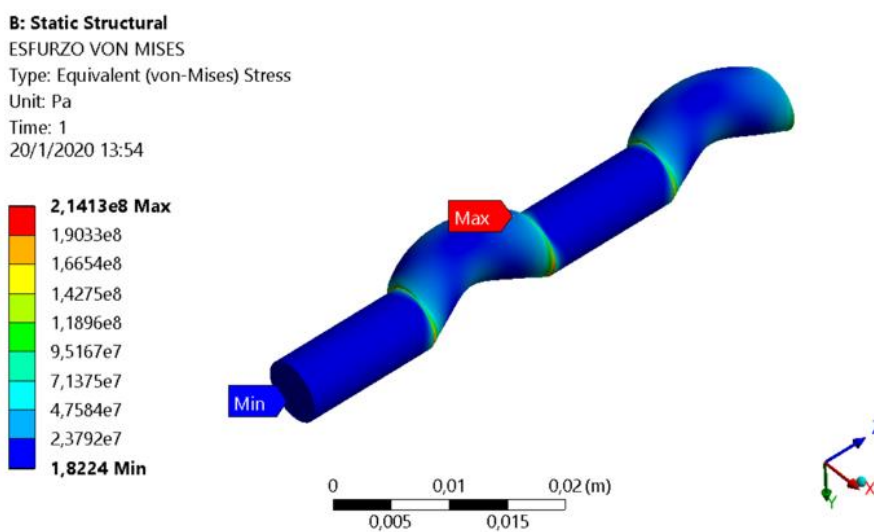


4.6.5. Esfuerzos de Von Mises

El máximo esfuerzo de Von Mises tiene como valor 214,13 (MPa), además el esfuerzo mínimo con valor de 1,82 (Pa) el cual está en la sección del pasador alojado en el soporte.

Figura 70

Esfuerzo de von-mises



4.6.6. Factor de seguridad

El programa determina un factor de seguridad máximo de 15 y como mínimo de 1,40 en el alojamiento del eje.

Figura 71

Factor de seguridad del pasador

B: Static Structural
 FACTOR DE SEGURIDAD
 Type: Safety Factor
 Time: 1
 20/1/2020 13:55

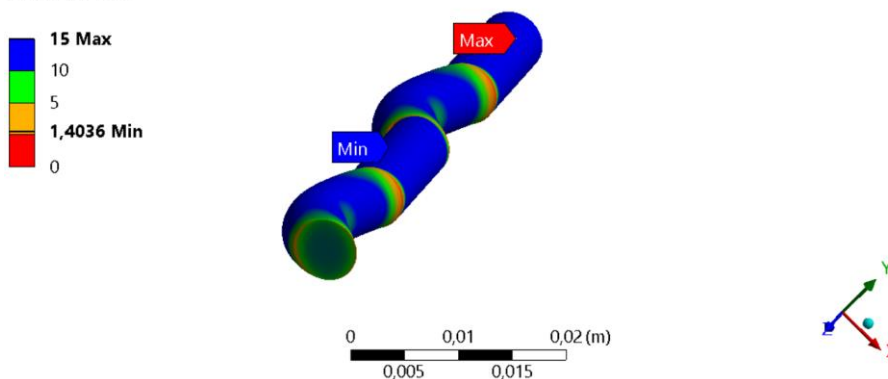


Tabla 24

Resultados del análisis en el pasador

Resultados obtenidos en el análisis	
Deformación direccional en el eje X	Max: $6,13 \times 10^{-3}$ – Min: $-0,15$ (mm)
Máximo esfuerzo principal	Max: 239,73 (MPa) - Min: -31,15 (MPa)
Esfuerzos de Von Mises	Max: 214,13 (MPa) - Min 1,82 (Pa)
Factor de diseño	Max: 15 – Min: 1,40
Factor de diseño calculado	1,24

El resultado del factor de seguridad es comparado con el calculado se aproximándose al valor obtenido por la simulación y se valida con un factor de diseño de 1,40 que demuestra que el material logra soportar las cargas descritas.

CAPÍTULO V

PRUEBAS Y VERIFICACIONES

5.1. Pruebas y Verificaciones

Las pruebas estáticas en banco y dinámicas se realizan por la competencia MotoStudent, se llevan a cabo en el Technical Control Area, y para validación de la hipótesis del recambio de neumático delantero serán descritas a continuación:

5.1.1. Verificaciones por pruebas estáticas de la competencia

El reglamento técnico de MotoStudent (Anexo 1) en la sección “E”, se detallan los parámetros de verificación del correcto desempeño de todos los sistemas en la motocicleta.

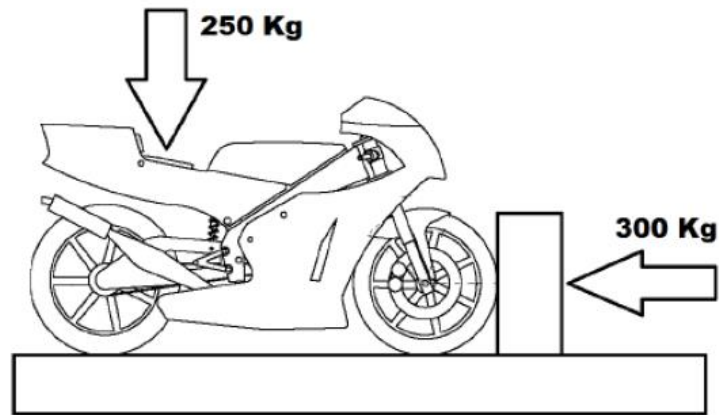
a. Verificación de la suspensión delantera en banco de pruebas

El cuerpo técnico de la organización para comprobar la rigidez del chasis, correcto ensamblaje y trabajo del sistema de suspensión, somete la motocicleta a cargas en el banco de ensayos.

Las cargas se aplican de forma progresiva una vertical de 250 Kg hacia la rueda delantera y de forma horizontal 300 Kg sobre el asiento.

Figura 72

Descripción grafica de la prueba de estática en seguridad en banco



Nota: Tomado de (MotoStudent, 2017)

En la figura (73) se muestra el proceso de verificación que realiza la competencia para valorar la integridad estructural de la motocicleta.

Figura 73

Prueba de estática en seguridad en banco



Tabla 25*Resultados del análisis en el banco*

Carga Aplicada	Observación
Vertical 250 kg.	Sin deformación estructural
Frontal 300 Kg.	Sin deformación estructural

Nota: Tomado de (MotoStudent, 2017)

b. Verificación de frenos

La competencia verifica el correcto funcionamiento de los frenos delanteros mediante un frenómetro de rodillos.

Figura 74*Verificación de freno delantero*

Para superar el hito el freno debe generar una fuerza de frenado base superior a 0,3 (KN) en la rueda delantera.

Los datos de la prueba se muestran en la siguiente tabla.

Tabla 26*Resultados de la fuerza de los frenos*

Freno	Valor
Delantero	0.38 KN
Posterior	0.32 KN

Nota: Tomado de (MotoStudent, 2017)

c. Verificación de pruebas estáticas

Después de culminar con las pruebas estáticas exitosamente el jurado considera la motocicleta apta para seguir en la competición marcándola con el adhesivo correspondiente.

Figura 75*Adhesivo de validación de pruebas estáticas*

5.1.2. Verificaciones por pruebas dinámicas de la competencia

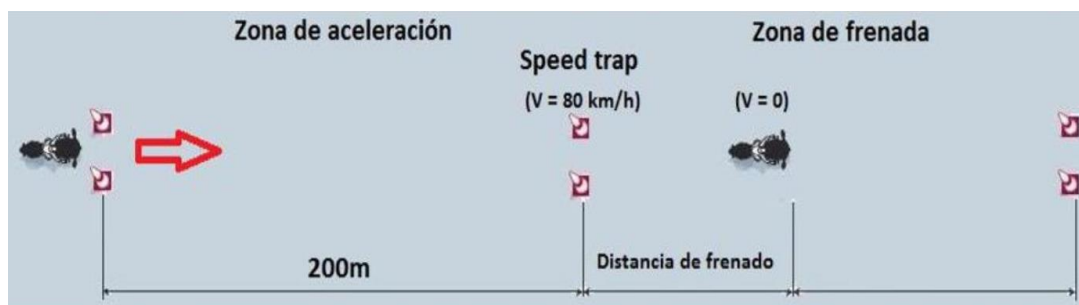
La organización realiza de la misma manera una serie de pruebas dinámicas para validar el prototipo las cuales serán descritas a continuación.

a. Prueba de frenado

El piloto deberá alcanzar una velocidad mínima de 80 km/h en la zona de aceleración y aplicar los frenos, para evaluar la distancia recorrida desde ese punto hasta llegar a detenerse en su totalidad como se muestra en la figura (76).

Figura 76

Descripción grafica de la prueba de frenado



Nota: Tomado de (MotoStudent, 2017)

Los resultados obtenidos de las cinco pruebas se mostrarán a continuación mostrando el promedio de la velocidad alcanzada, distancia d frenado y aceleración.

Figura 77

Desempeño del prototipo en prueba de frenado

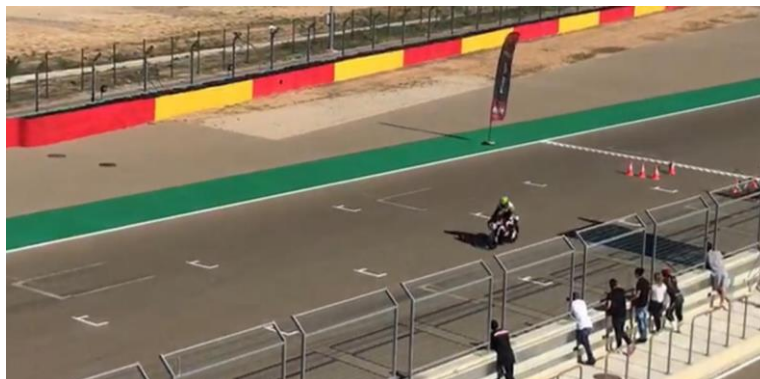


Tabla 27*Resultados de la prueba de frenado*

Medición	Velocidad Teórica	Velocidad Registrada en el Velocímetro	Distancia de Frenado	Tiempo de Frenado
1	80 km/h	89 km/h	25 m	2.37 s
2	80 km/h	91 km/h	23 m	2.22 s
3	80 km/h	87 km/h	21.6 m	2.2 s
4	80 km/h	88 km/h	21.4 m	2.1 s
5	80 km/h	89 km/h	21.5 m	2.2 s
Promedio	80 km/h	89 km/h	22.5 m	2.218 s

Nota: Tomado de (MotoStudent, 2017)

Partiendo de los datos obtenidos se realiza la valoración de la prueba mediante la ecuación:

$$\frac{M_F - D}{M_F - P_F} = \frac{60 - P}{59}$$

Ecuación 34*Ecuación para evaluar la puntuación de frenado***Nota:** Tomado de (MotoStudent, 2017)

Donde:

 M_F = Distancia de la frenada mas eficiente (21.4 m) P_F = Distancia de la frenada menos eficiente (25 m) D = Distancia de la frenada a evaluar (22.5 m) P = Puntuacion de la frenada a evaluar

$$\frac{21.4 - 22.5}{21.4 - 25} = \frac{60 - P}{59}$$

$$P = 42$$

La puntuación alcanzada en la competencia sobre 60 puntos es favorable para la verificación dinámica del prototipo.

b. Verificación dinámica de seguridad en pista

Un piloto designado por la competencia realiza una serie de pruebas de manejabilidad a la motocicleta para verificar su correcto funcionamiento, tanto en conducción suave como agresiva.

Posterior a las verificaciones realizadas el piloto deberá dar una vuelta completa al circuito MotorLand-España

Figura 78

Prototipo en el circuito motorland-españa



c. Verificación de pruebas dinámicas

E prototipo es apto para la carrera, al cumplir exitosamente las pruebas dinámicas, la competencia coloca el adhesivo correspondiente.

Figura 79

Adhesivo de validación de pruebas dinámicas



5.1.3. Pruebas de recambio de neumático delantero

Las pruebas de recambio del neumático se realizan mediante el método comparativo entre el soporte convencional de la horquilla invertida y el soporte con acción rápida, considerando el promedio de tiempo necesario para realizar el proceso que se describirá a continuación.

a. Proceso de prueba para el recambio del neumático delantero

El proceso se realiza bajo los mismos pasos determinados en la competencia.
(MotoStudent, 2017)

1. La motocicleta deberá estar debidamente embancada para realizar la prueba.
2. Los participantes deberán colocarse de pie junto a la motocicleta, al iniciar el cronometraje de la prueba.

3. Retirar el neumático delantero por completo y ubicarlo frente a la motocicleta para posteriormente levantar las manos.
4. Volver a colocar el neumático asegurándose que el ajuste sea el adecuado y ponerse de pie.
5. Se detiene el cronometro y se coloca el resultado en tablas para su posterior análisis.

b. Desarrollo de pruebas de recambio del neumático.

Se realiza las pruebas de recambio para la validación de la hipótesis bajo los parámetros descritos.

Figura 80

Soporte convencional de barra invertida



Tabla 28

Resultados de la prueba de recambio con soportes convencionales

Medición	Tiempo de Recambio
1	98 s
2	96 s
3	94 s
4	96 s
5	93 s
Promedio	95,4 s

Figura 81

Soporte de acción rápida

**Tabla 29**

Resultados de la prueba de recambio con soportes de acción rápida

Medición	Tiempo de Recambio
1	70 s
2	67 s
3	69 s
4	67 s
5	69 s
Promedio	68,4 s

c. Análisis de pruebas de recambio del neumático.

En la tabla (30) comparativa se muestran los resultados obtenidos de las pruebas de recambio.

Tabla 30

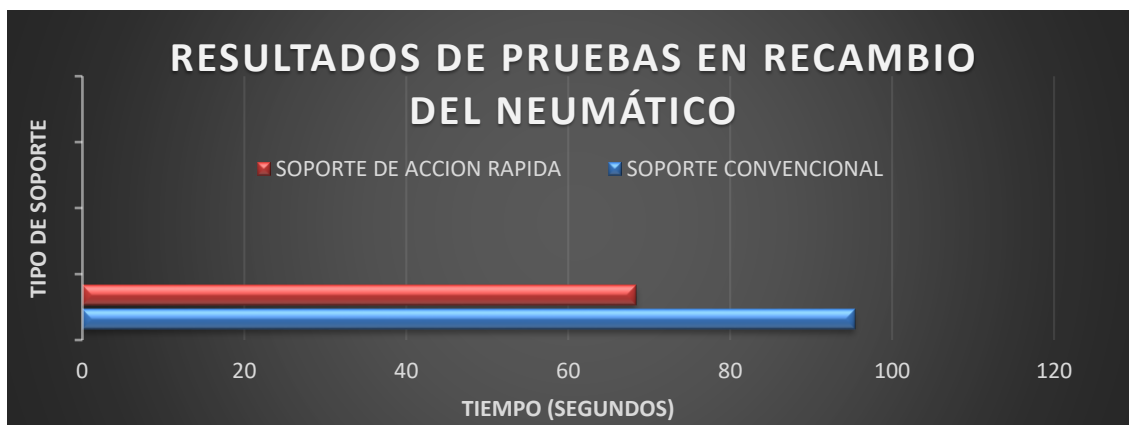
Resultados de las pruebas de recambio

Medición	Tiempo de Recambio (Convencional)	Tiempo de Recambio (Acción Rápida)	Diferencia de tiempos
1	98 s	70 s	28 s
2	96 s	67 s	29 s
3	94 s	69 s	25 s
4	96 s	67 s	29 s
5	93 s	69 s	24 s
Promedio	95,4 s	68,4 s	26,1 s

El soporte convencional presenta mayor número de elementos, en relación al sistema de acción rápida, el cual está conformado en un solo conjunto esto genera una gran ventaja en el recambio ya que permite centrar y manipular los componentes de una manera más eficiente.

Figura 82

Resultado de pruebas en recambio del neumático



En la figura (82) se corrobora que la hipótesis “Los soportes con acción rápida en la horquilla, permitirá optimizar el recambio del neumático para la motocicleta de competición MotoStudent”, al tener una optimización de tiempo en 26,1 segundos, lo cual representa un 28,3% en relación a un soporte convencional de una horquilla invertida.

CAPÍTULO VI

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1. Conclusiones

- Se obtuvo 19 puntos sobre 21 en el cuadro valorativo, destacándose en: fabricación, costo y estética, razones por las cuales se implementó en el prototipo.
- El aluminio AW 7021 es seleccionado con 16 puntos de 21 en la valoración, presentando una resistencia a la tensión de 350-380 (MPa), límite elástico de 310 (MPa) y con 5,45% de Zinc en su composición química.
- Las cargas máximas que se aplican en el soporte son la del sistema de amortiguación 4457,49 (N), con una frecuencia de 0,036 (Hz) y la fuerza de frenado de 5651,78 (N), son una presión en el sistema de 70 (Bar).
- El esfuerzo de Von-Mises producido por las cargas es de 118,7 (MPa), siendo menor al límite elástico del material con 310 (MPa) y un factor de seguridad 2,69 el cual valida la confiabilidad del componente.
- Para la fijación de la tapa al soporte se utilizan tres pernos M8 de grado 8.8 los cuales garantizan un desempeño óptimo del sistema con un factor de seguridad calculado de 2,99.
- La motocicleta superó las pruebas estáticas en banco al aplicarse una fuerza vertical de 250 (kg) y horizontal de 300 (kg) sin presentar deformaciones estructurales, así como dinámicas: aceleración, gynchana y frenado obteniendo

una valoración de 42 puntos sobre 60 propuestas por la organización MotoStudent, validando la resistencia del soporte de acción rápida. Alcanzando la posición #13 en la evaluación general, entre un total de 45 equipos participantes a nivel internacional.

- El recambio del neumático se optimizó en 28,3% con los soportes de acción rápida, al tener un solo componente ante seis que presentan los sistemas convencionales, por lo cual este prototipo será un referente en la implementación de nuevos sistemas de automotrices en competencias MotoGP.

6.2. Recomendaciones

- Para diseñar el soporte con acción rápida, se recomienda realizar un estudio topológico o estudio de optimización, para reducir el peso del componente considerando las cargas máximas a las cuales estará expuesto.
- Investigar alternativas de materiales como: fibra de carbono y aluminio 6061 T6 con una resistencia a la fluencia de 270 (MPa), considerando su costo, proceso de manufactura y disponibilidad en el país.
- Para optimizar el sistema de acción rápida se puede disminuir la cantidad de pernos utilizados en la sujeción de la tapa del soporte.
- Implementar un sistema de asistencia para elevar la suspensión delantera y realizar el recambio de neumático de una manera más cómoda y eficiente.
- Utilizar una suspensión de alta gama como WP, para tener un mejor rendimiento en el comportamiento de la motocicleta para las próximas competencias organizadas en MotoStudent.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Albenda, Marcos;. (17 de Agosto de 2016). *Sin miedo a la horquilla de aire, probamos la SHOWA SFF AIR TAC*. Recuperado el 01 de Diciembre de 2019, de Moto Verde. Motorpress Ibérica: <https://www.motociclismo.es/moto-verde/articulo/horquilla-aire-show-sff-air-tac>
- Aparicio Izquierdo, F., Vera Álvarez, C., & Díaz López, V. (2001). *Teoría de los vehículos automóviles* (Segunda ed.). Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales, Universidad Politécnica de Madrid.
- Chacartegui García, V. (2017). *Diseño y desarrollo de la suspensión trasera de una motocicleta para la competición motostudent 15-16 (design and development of the motorcycle back suspension to participate at the motostudent competition)*. Universidad de Cantabria. Recuperado el 02 de Diciembre de 2019, de <https://repositorio.unican.es/xmlui/bitstream/handle/10902/11469/395140.pdf?sequence=1>
- Cossalter, V. (2006). *Motorcycle Dynamics* (Second ed.). Lulu. Recuperado el 03 de Diciembre de 2019, de <https://books.google.com.ec/books?id=rJTQxITnkgC&printsec=frontcover&hl=es#v=onepage&q&f=false>
- De La Cruz, J., Zambrano, D., & Cruz, M. (2014). Diseño e implementación de los sistemas de dirección, suspensión, frenos y plegado, en una motocicleta eléctrica plegable. *Energía Mecánica. Innovación y Futuro*(3), 1-10. Recuperado el 05 de Diciembre de 2019, de <http://repositorio.espe.edu.ec/xmlui/bitstream/handle/21000/8866/AC-ESPEL-MAI-0474.pdf?sequence=1&isAllowed=y>

- Del Buono González, A. B. (2018). *Diseño conceptual y preliminar de una motocicleta deportiva con sistema de suspensión de doble basculante (dual-link)*. Universidad Politécnica de Madrid. Recuperado el 06 de Diciembre de 2019, de <http://oa.upm.es/51066/>
- Heraldo de Aragon. (12 de Junio de 2019). La sexta edición de MotoStudent en Motorland confirma a 88 equipos. Recuperado el 05 de Enero de 2020, de <https://www.heraldo.es/noticias/deportes/2019/06/12/sexta-edicion-motostudent-motorland-88-equipos-inscritos-1319936.html>
- Iron Board Labs Ltd. (2009). *Serie AA 7000 (aleación de aluminio y zinc forjado)*. Recuperado el 06 de Diciembre de 2019, de MakeItFrom.com: <https://www.makeitfrom.com/material-properties/7021-7021-T6-AlZn5.5Mg1.5-Aluminum>
- Labiano Mezquíriz, F., & Estremera Carrera, V. (2016). *Diseño de una suspensión del tipo Telelever*. Universidad Pública de Navarra. Recuperado el 06 de Diciembre de 2019, de <https://academica-e.unavarra.es/bitstream/handle/2454/21710/TFG-Francisco%20Labiano.pdf?sequence=1&isAllowed=y>
- Martínez, E. (2013). *Cálculo de resortes helicoidales de compresión*. Universidad Politécnica de Cartagena.
- Michelin. (18 de Octubre de 2017). *¿Que es el agarre, la adherencia?* Recuperado el 11 de Marzo de 2019, de <https://bike.michelin.com/es/consejos/que-es-el-agarre-la-adherencia>
- MotoStudent. (2017). *Competicia Internacional MotoStudent, Reglamento de la Competicia*. Moto Engineering Foundation.
- Mott, R. (2006). *Diseño de Elementos de Máquinas*. Pearson.

Norton, R. L. (2011). *Diseño de máquinas*. Pearson Educacion.

PubliMotos. (17 de Agosto de 2017). *Geometría básica de una motocicleta*. Recuperado el 07 de Diciembre de 2019, de <https://www.publimotos.com/index.php/especiales/tips-y-curiosidades/1791-geometria-basica-de-una-motocicleta>

Salazar Salazar, J. X. (2016). *Simulación por elementos finitos y propuesta de modelo matemático del comportamiento dinámico de la suspensión posterior de una motocicleta de carretera tipo Custom 125 CC*. Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. Recuperado el 08 de Diciembre de 2019, de <http://dspace.esPOCH.edu.ec/bitstream/123456789/4551/1/65T00177.pdf>

Seward, Derek. (2014). *Race Car Desing*. England: Palgrave.

Shigley. (2012). *Diseño de ingeniería mecánica de Shigley*. McGraw-Hill Interamericana.

Zapata, J. F. (2013). *Diseño de elementos de máquina I*.

Zárate Fraga, M. (2009). *Simulación del comportamiento dinámico en 3D de una motocicleta en fase de aceleración y frenada durante la trazada de una curva*. Universidad Carlos III de Madrid. Recuperado el 06 de Diciembre de 2019, de https://e-archivo.uc3m.es/bitstream/handle/10016/7525/PFC_Marta_Zarate_Fraga.pdf?sequence=1&isAllowed=y

ANEXOS

ANEXOS A: Planos del soporte de los soportes con acción rápida.

ANEXOS B: Reglamento de la Competencia Internacional MotoStudent