

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MOTOCICLETA DEPORTIVA

JHON ANDERSON SARMIENTO BAYONA

JOHN HENRY DELGADO RODRÍGUEZ

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FISICO-MECANICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2009

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MOTOCICLETA DEPORTIVA

JHON ANDERSON SARMIENTO BAYONA

JOHN HENRY DELGADO RODRÍGUEZ

Trabajo de Grado para optar al título de

Ingeniero Mecánico

Director

ISNARDO GONZÁLEZ JAIMES

Ingeniero Mecánico

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FISICO-MECANICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2009

DEDICATORIA

A Dios,

A mis padres, Juan Jacobo Sarmiento y María de la paz Bayona

Por su gran apoyo y confianza,

A mi hermano, Jacksson Sonny,

A mis sobrinas, María Camila y Valery,

A todos mis amigos.

Jhon Anderson Sarmiento Bayona

DEDICATORIA

A Dios,

A mis Padres,

A mi hermano,

A todos mis amigos.

John Henry Delgado Rodríguez

AGRADECIMIENTOS

Los autores agradecen a todas aquellas personas que de una u otra forma contribuyeron al desarrollo de este proyecto pero especialmente a:

Isnardo González Jaimes, Ingeniero Mecánico, director del proyecto, por su gran confianza, respaldo y oportuna colaboración.

A las empresas Manimec, Map y Boramer por su gran colaboración y servicio prestado en el inicio y finalización del proyecto.

A los señores Nelson Bernal y Adrian Padilla por su colaboración y confianza

A nuestros padres y familiares gracias por su apoyo y confianza en el transcurso de de este proyecto.

Gracias a todos.

CONTENIDO

INTRODUCCIÓN	1
1. DESARROLLO DE LAS MOTOS EN COLOMBIA	4
1.1 LAS MOTOS DE COMPETICIÓN	4
1.2 JUSTIFICACIÓN DEL PRESENTE PROYECTO	5
1.3 OBJETIVOS DEL PROYECTO	6
1.3.1 Objetivo General.	6
1.3.2 Objetivos Específicos	6
2. PROCESO DE DISEÑO	9
2.1 FUNCIÓN CALIDAD (QFD) APLICADA AL DISEÑO DE MOTOS	9
2.1.1 Organización de requerimientos	9
2.1.2 Matriz de calidad para la motocicleta	10
2.1.3 Ponderación de resultados para selección de solución	11
2.2 PLANTEAMIENTO DE ALTERNATIVAS	11
2.2.1 Alternativa 1: Moto Tipo Aprilia 250.	12
2.2.2 Alternativa 2: Moto Tipo Kawasaki 250.	14
2.2.3 Alternativa 3: Moto Tipo Yamaha 250.	16
2.2.4 Alternativa 4: Moto Tipo Honda 250	18
2.3 EVALUACIÓN DE ALTERNATIVAS	20
2.4 DESCRIPCIÓN DE LA PROPUESTA	21
3. CONSIDERACIONES GEOMÉTRICAS Y AERODINÁMICAS	23
3.1 GEOMETRÍA BÁSICA DE UNA MOTOCICLETA	23
3.1.1 Avance.	23
3.1.2 Angulo de lanzamiento.	23
3.1.3 Distancia entre ejes.	23
3.1.4 Diámetro de las ruedas.	26
3.1.5 Centro de masa (CDM)	26

3.1.6 Carenaje.	27
3.2 ESTABILIDAD	27
3.2.1 Rigidez del chasis	27
3.2.2 Equilibrio	28
3.2.3 Movimientos Angulares	28
4. AERODINÁMICA DEL MOVIMIENTO DE LA MOTOCICLETA	30
4.1 DISEÑO DEL CARENAJE 1	31
4.2 DISEÑO DEL CARENAJE 2	33
4.3 DISEÑO DEL CARENAJE 3	35
4.4 SELECCIÓN DEL DISEÑO DE CARENAJE	38
5. DISEÑO ESTRUCTURAL DE LA MOTOCICLETA	40
5.1 CALCULO DE LA TRANSMISIÓN	40
5.1.1 Calculo de esfuerzos por flexión en el diente	44
5.1.2 Calculo de esfuerzos superficiales	51
5.1.3 Análisis CAE de los engranajes	54
5.2 CALCULO DEL EJE SECUNDARIO	60
5.3 CALCULO DEL EMBRAJE	60
5.4 CALCULO DE LA TRANSMISIÓN POR CADENA	74
5.5 DISEÑO DEL CHASIS	76
5.5.1 Transferencia de carga por resistencia del viento	77
5.5.2 Transferencia de carga por frenada delantera	79
5.5.3 Transferencia de carga por aceleración	85
5.5.4 Análisis de fuerzas en una curva	88
5.6 CALCULO DE LA SUSPENSIÓN	93
5.6.1 Suspensión delantera	94
5.7 CALCULO DEL FRENO	110
5.7.1 Freno de disco	111
5.7.2 Freno de Tambor	115
6. CONSTRUCCIÓN	119
7. PRUEBAS	130

8. ANÁLISIS DE COSTOS	131
9. CONCLUSIONES	136
BIBLIOGRAFÍA	138
ANEXOS	140

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1. Moto tipo convencional	5
Figura 2. Moto tipo carreras	5
Figura 3. Motocicleta diseñada	6
Figura 4. Organización de requerimientos	9
Figura 5. Ponderación de resultados	11
Figura 6. Moto Aprilia 250	12
Figura 7. Chasis Multitubular	13
Figura 8. Moto Kawasaki 250	14
Figura 9. Chasis doble viga	15
Figura 10. Moto Yamaha 250	16
Figura 11. Chasis doble viga con doble cuna	17
Figura 12. Moto Honda 250	18
Figura 13. Chasis monoviga	19
Figura 14. Chasis diseñado	22
Figura 15. Geometría básica	23
Figura 16. Avance de la rueda delantera	23
Figura 17. Ángulos de lanzamiento	24
Figura 18. Diferencia de ángulo de giro	25
Figura 19. Desviación de la rueda trasera	26
Figura 20. Carenaje de los años 50	27

Figura 21. Carenaje actual	27
Figura 22. Ejes de movimientos angulares	28
Figura 23. Diseño carenaje 1	31
Figura 24. Líneas de flujo del aire sobre la moto 1	32
Figura 25. Contornos de la velocidad del viento sobre la moto 1	32
Figura 26. Diseño del carenaje 2	33
Figura 27. Líneas de flujo del aire sobre la moto 2	34
Figura 28. Contorno de la velocidad del viento sobre la moto 2	34
Figura 29. Diseño de carenaje 3	36
Figura 30. Líneas de flujo del aire sobre la moto 3	36
Figura 31. Contorno de la velocidad del viento en la moto 3	37
Figura 32. Imagen CAD de las vistas del carenaje 1	39
Figura 33. Esquema de transmisión de potencia	40
Figura 34. Fuerzas sobre la moto a punto de movimiento	41
Figura 35. Imagen CAD de la transmisión de 5 velocidades	43
Figura 36. Imagen CAD de la primera marcha	54
Figura 37. Ubicación de las fuerzas en el piñón del árbol primario	54
Figura 38. Malla en el piñón generada por el software	55
Figura 39. Esfuerzos en el diente del piñón	55
Figura 40. Verificación de diseño	56
Figura 41. Fuerzas en el piñón del árbol secundario	56
Figura 42. Malla del piñón	57
Figura 43. Esfuerzos en el piñón	57

Figura 44. Verificación de diseño	58
Figura 45. Ubicación de fuerzas en el piñón deslizante	58
Figura 46. Malla del piñón deslizante	59
Figura 47. Esfuerzos en el piñón	59
Figura 48. Verificación de diseño	60
Figura 49. Cargas sobre el eje secundario	61
Figura 50. Solución de las incógnitas sobre el eje	62
Figura 51. Diagramas de cortante, momento y torsión en el eje plano ZY	63
Figura 52. Diagramas de cortante, momento y torsión en el eje plano ZX	63
Figura 53. Esquema de eje estriado	67
Figura 54. Diámetros y chavetas en el eje	68
Figura 55. Ubicación de fuerzas en el eje	68
Figura 56. Análisis de esfuerzos	69
Figura 57. Verificación de diseño	69
Figura 58. Despiece del embrague	71
Figura 59. Entrada de datos al programa Renold	75
Figura 60. Resultados del programa	76
Figura 61. Grafica de resistencia aerodinámica	77
Figura 62. Fuerzas en la motocicleta	78
Figura 63. Transferencia de carga en las ruedas	79
Figura 64. Fuerzas por frenada delantera	80
Figura 65. Valor de las fuerzas ubicadas en el chasis	82

Figura 66. Fuerzas en el chasis	82
Figura 67. Malla en el chasis	83
Figura 68. Detalles de la malla en el chasis	83
Figura 69. Análisis de esfuerzos	84
Figura 70. Factor de seguridad	84
Figura 71. Fuerzas por aceleración	85
Figura 72. Ubicación de fuerzas puntuales en el chasis	87
Figura 73. Análisis de esfuerzos por aceleración	87
Figura 74. Factor de seguridad	88
Figura 75. Fuerzas generadas en una curva	88
Figura 76. Puntualización de fuerzas a 45° en el chasis	90
Figura 77. Ubicación de fuerzas distribuidas a 45° en el chasis	90
Figura 78. Análisis de esfuerzos	91
Figura 79. Factor de seguridad	91
Figura 80. Fuerzas en la suspensión delantera	95
Figura 81. Curvas de estabilidad e inestabilidad en resortes	101
Figura 82. Montaje CAD de las barras telescópicas	103
Figura 83. Fuerzas y restricciones en la barra	104
Figura 84. Análisis de esfuerzos en la barra	104
Figura 85. Factor de seguridad en la barra telescópica	105
Figura 86. Suspensión con carga mínima	106
Figura 87. Suspensión con carga máxima	106
Figura 88. DCL del basculante con carga mínima	107

Figura 89. DCL del basculante con carga máxima	108
Figura 90. Imagen del freno de disco	111
Figura 91. Imagen CAD del disco de freno	113
Figura 92. Freno de zapatas internas	115
Figura 93. Estimación de la altura del motor y pre-montaje del tren delantero	119
Figura 94. Ubicación del tanque en el chasis	120
Figura 95. Ubicación del monoshock y el basculante	120
Figura 96. Pre-montaje del motor	121
Figura 97. Ubicación final del motor, tanque y suspensión	121
Figura 98. Posición del subchasis y del sillín	122
Figura 99. Ubicación del freno de disco	122
Figura 100. Posición del manillar y tacómetro	123
Figura 101. Chasis totalmente soldada	123
Figura 102. Moldeado del carenaje lateral con cartón cartulina	124
Figura 103. Moldeado de la parte frontal de la moto	124
Figura 104. Cobertura de la fibra de vidrio sobre el cartón cartulina	125
Figura 105. Aplicación de la resina sobre la fibra de vidrio	125
Figura 106. Secado de la resina	126
Figura 107. Proceso de acabado en el carenaje delantero	126
Figura 108. Pintado del guardabarros delantero	127
Figura 109. Pintada del chasis y del carenaje	127
Figura 110. Pintada final de la motocicleta	128

Figura 111. Vista lateral de la motocicleta	128
Figura 112. Motocicleta terminada	129

LISTA DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1. Matriz de calidad	10
Tabla 2. Evaluación de alternativas	20
Tabla 3. Resultados del análisis en la moto 1	33
Tabla 4. Resultados del análisis en la moto 2	35
Tabla 5. Resultados del análisis en la moto 3	37
Tabla 6. Especificaciones de los engranajes	43
Tabla 7. Hoja de cálculo de esfuerzos a flexión en los engranajes	50
Tabla 8. Hoja de cálculo de esfuerzos superficiales en los engranajes	53
Tabla 9. Materiales utilizados para frenos y embragues	70
Tabla 10. Hoja de cálculo del embrague por dos métodos.	73
Tabla 11. Peso de los elementos principales de la motocicleta	76
Tabla 12. Resultados del radio de curvatura y fuerza centrífuga en una curva	89
Tabla 13. Características del resorte	101
Tabla 14. Datos para el cálculo del resorte	102
Tabla 15. Calculo del resorte de la suspensión delantera	102
Tabla 16. Características de la barra telescópica	105
Tabla 17. Datos para calcular el resorte de la suspensión trasera	109
Tabla 18. Calculo del resorte de la suspensión trasera	109
Tabla 19. Características del resorte de la suspensión trasera	110

Tabla 20. Calculo del freno de disco	114
Tabla 21. Características del freno	114
Tabla 22. Características del freno de tambor	118
Tabla 23. Procedimiento de soldadura	131
Tabla 24. Manufactura de las piezas fabricadas	131

LISTA DE ANEXOS

	Pág.
Anexo A. Tabla de coeficientes de penetración para algunas motos	141
Anexo B. Tabla de cálculo de las marchas restantes	142
Anexo C. Tablas de materiales de alambre para resorte	144
Anexo D. Tabla de diámetros de alambre para resorte	145
Anexo E. Tabla de coeficientes para calculo de resortes ecuación 37	146
Anexo F. Tabla de capacidad de cadena 5/8"	147
Anexo G. Ficha técnica de la motocicleta	148
Anexo H. Fotos de la motocicleta	149
Anexos I. Planos	153
Anexo J. Terminación moto	177

RESUMEN

TITULO:

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MOTOCICLETA DEPORTIVA*

AUTORES:

Jhon Anderson Sarmiento Bayona

John Henry Delgado Rodríguez **

PALABRAS CLAVE:

Diseño Mecánico, Chasis de motocicletas, Construcción de Motocicletas

DESCRIPCIÓN:

De los diferentes campos que maneja la ingeniería mecánica se encuentra el campo del diseño y construcción de vehículos automotores, especialmente las motocicletas que cada vez tiene una mayor acogida dentro de la sociedad como medio de transporte y competición.

Por lo tanto el propósito de este proyecto es desarrollar habilidades en el área de diseño, ensamble y puesta en marcha de una motocicleta, con el fin de explorar un mercado diferente y más profundo como lo es el de la construcción de vehículos, por lo que se decidió desarrollar un prototipo de motocicleta basada en línea de competición lo cual genera una mayor expectativa e impacto visual.

Se diseño y construyo un chasis multitubular sobre el cual se instalaron los demás componentes de la motocicleta todo esto con ayuda de software CAD (Solid Works) y CAE (Cosmos Works) que evitaron grandes y largos procedimientos de cálculo, lo cual se complemento con los conocimientos adquiridos durante la estancia académica como lo son el diseño de maquinas y los procesos de manufactura.

Además se utilizo una herramienta de análisis de fluidos conocida como CFD o Dinámica Computacional de Fluidos con la cual se pudo determinar un diseño de carenaje apto para este tipo de vehículos.

* Trabajo de Grado

** Facultad de Ciencias Físico-Mecánicas, Escuela de Ingeniería Mecánica, Ing. Isnardo Gonzalez Jaimes

SUMMARY

TITLE:

DESIGN AND CONSTRUCTION OF A MOTORCYCLE SPORT *

AUTHORS:

Jhon Anderson Sarmiento Bayona

John Henry Delgado Rodríguez **

KEY WORDS:

Mechanical Design, Motorcycle Chassis, Motorcycle construction

DESCRIPTION:

From different fields to handle the mechanical engineering is the field of design and construction of motor vehicles, especially motorcycles that have an increasingly larger host within society as a means of transport and competition.

Therefore the aim of this project is to develop skills in the area of design, assembly and commissioning of a motorcycle, in order to explore a different and deeper market as is the construction of vehicles, so was decided to develop a prototype based on motorcycle online competition which leads to greater expectation and visual impact.

Is built on a chassis multitubular which were installed the other components of the motorcycle with the help of this CAD software (Solid Works) and CAE (Cosmos Works) to avoid large and lengthy procedures of calculation, which is complemented by the knowledge acquired during the academic such as machine design and manufacturing processes.

Also using an analysis tool known as fluid dynamics or CFD Computational fluid in which it was determined carenaje a design suitable for this type of vehicle.

* Degree Work.

** Physical-Mechanical Sciences Faculty, Mechanical Engineering School, Eng. Isnardo González Jaimes

INTRODUCCIÓN

A lo largo de la historia la evolución de los vehículos automotores ha dependido de la utilización y demanda que la sociedad ha tenido sobre estos, pero esta evolución es todavía más profunda en la faceta técnica y se acentúa cada vez más. El desarrollo de los modelos, las técnicas y los sistemas es seguido y aplicado con una gran rapidez de manera que cualquier concepto técnico es adaptado inmediatamente y en pocos años los anteriores aparecen como tremendamente desfasados, y no solo en el terreno técnico, pues esto se puede aplicar también en el estético.

La motocicleta ha sido simplemente una mejora de las bicicletas a las cuales se fueron agregando partes muy importantes como lo son el motor, los frenos, la suspensión, el tanque de combustible y neumáticos; debido a esta gran cantidad de componentes y al peso que fue adquiriendo, los diseñadores se vieron en la necesidad de que la estructura que soporta estos componentes tenía que ser más resistente y rígida pero al mismo tiempo debía ser liviana. Hace algunos años los chasis se diseñaban por el método de prueba - error y solo aquellas marcas con suficiente experiencia tenían datos suficientes como para ir mejorando sus puntos débiles.

Hoy en día los chasis se diseñan con potentes programas de diseño CAD y CAE para determinar si la estructura es confiable, de ser así se comienza su construcción. Pero esto no termina con la sola construcción de la estructura pues el paso siguiente es el análisis aerodinámico que es muy importante ya que el viento a grandes velocidades genera una fuerte resistencia de avance

para cualquier vehículo por consiguiente se opta la utilización de programas CFD (Dinámica Computacional de Fluidos) que muestra mediante colores la velocidad y dirección del viento, además de determinar la fuerza que genera este cuando entra en contacto con la superficie del carenaje y la motocicleta en conjunto.

Por último en este libro se muestra el proceso de diseño de elementos importantes en la construcción de la motocicleta con imágenes del resultado final del producto contando con pruebas de funcionamiento y puesta en marcha.

El capítulo uno tiene como finalidad presentar una breve descripción del planteamiento del problema junto con su solución y objetivos del proyecto.

El capítulo dos muestra el proceso de diseño a seguir teniendo en cuenta las necesidades y alternativas disponibles generando una matriz de calidad (QFD) esencial para un buen diseño.

El capítulo tres da una breve explicación de los parámetros que se deben tener en cuenta para el diseño de motocicletas.

El capítulo cuatro da a conocer el proceso de diseño y selección del carenaje que tenga una forma eficiente para la motocicleta mejorando así su aerodinámica mediante la dinámica computacional de fluidos (Floworks).

El capítulo cinco contiene todo el proceso de diseño y selección de las partes mecánicas y estructurales de la motocicleta utilizando los conocimientos adquiridos en la universidad y siendo reforzados con la ayuda de programas de diseño CAD y CAE.

El capítulo seis muestra las imágenes más relevantes de la construcción del chasis, el carenaje y de la motocicleta en general.

Finalmente el capítulo siete y ocho muestran las pruebas realizadas al vehículo y el costo total de la motocicleta.

1. DESARROLLO DE LAS MOTOS EN COLOMBIA

1.1 LAS MOTOS DE COMPETICIÓN

En el campo de acción de la ingeniería mecánica, que abarca diferentes áreas de trabajo investigativo, se destaca el diseño y construcción de vehículos dentro de los que se incluyen las motocicletas.

En la actualidad, las motos de competición, requieren rapidez, versatilidad y sobre todo economía, para que se convierta en un aspecto vital en la rutina de muchos deportistas colombianos, de ahí que el número de motos deportivas y usuarios de estas, es cada vez más grande y el mercado día a día empieza a ofrecer una gama más amplia de posibilidades.

Los usuarios de este tipo de motos, están demandando cada vez más modelos cuyo diseño y construcción se destacan por la agilidad de sus formas y tamaños, así como también por un costo razonable en la operación y mantenimiento.

Las anteriores características hacen de la moto como vehículo de competición, un medio apropiado para responder a las necesidades del mercado actual colombiano: “Economía tanto para la adquisición como para el mantenimiento de un vehículo, sumado a un conjunto de características técnicas avanzadas y que iguallen o superen la oferta de marcas reconocidas”.

Figura 1. Motocicleta tipo convencional



Figura 2. Motocicleta tipo carreras



Fuente: www.bottpower.com

1.2 JUSTIFICACIÓN DEL PRESENTE PROYECTO

En Colombia se presenta una gran variedad de motos que son empleadas en diversas aplicaciones, una motocicleta de trabajo nueva tiene un costo promedio de 3'200.000 pesos, esto la convierte en un medio económico y de fácil acceso. Las motos que están dirigidas a la competición tienen como característica principal el alto cilindraje (200 a 650cc) tiene un promedio de 9'500.000 pesos, esto nos lleva a buscar el diseño de una moto con características aerodinámicamente aptas para la competición y económicamente accesible.

El tipo de motocicleta por el cual se rige el diseño es una deportiva en la que su estética se compara a la de las motos de competición de velocidad adoptando carenados en los que se favorece la aerodinámica y la protección del piloto, caracterizada por la posición inclinada del conductor hacia delante, el manubrio bajo, los estribos altos y traseros, el asiento más elevado para el piloto con su acompañante.

Buscando una solución de las posibles alternativas para las necesidades anteriormente mencionadas, se realizó un estudio por medio del despliegue de la función calidad (QFD), como un primer paso en la metodología de diseño.

Figura 3. Motocicleta Diseñada



1.3 OBJETIVOS DEL PROYECTO

1.3.1 Objetivo General. Contribuir al desarrollo del país mediante la adaptación y creación de tecnología, proponiendo el desarrollo de una motocicleta para ser usada en el ambiente competitivo, dando así continuidad a la misión institucional de la universidad industrial de Santander de generar y adecuar conocimientos y participar activamente en un proceso de cambio por el progreso mejorando la calidad de vida de la comunidad.

1.3.2 Objetivos Específicos

- Realizar un diseño modelo de moto deportiva utilizando los diferentes conceptos de la ingeniería mecánica así como el uso de herramientas

software tipo CAD/CAE. Inicialmente se propone el uso de herramientas como Solid Works y Cosmos Works.

- Validar el diseño mediante la construcción de un modelo teniendo en cuenta las especificaciones técnicas que se plantean a continuación:
 - Potencia (Hp):14
 - Velocidad máxima (Km/h):150
 - Sistema de transmisión: Cadena
 - Sistema de arranque : Patada
 - Caja de cambios: 5 velocidades
 - Freno delantero: Disco
 - Freno trasero: Tambor
 - Chasis: Multitubular de tubos rectos
 - Suspensión delantera: Horquilla telescópica
 - Suspensión trasera: Sistema cantiléver

- Teniendo en cuenta los costos de los materiales, fabricación y características técnicas. Se especifican a continuación las actividades en el proceso de desarrollo que se efectuaran en las diferentes partes de la moto.

PARTE	ACTIVIDAD
Chasis	Diseñar y construir
Carenado	Diseñar y construir
Transmisión primaria	Diseñar y seleccionar
Transmisión secundaria	Diseñar y seleccionar
Embrague	Diseñar y seleccionar
Suspensión	Diseñar y seleccionar
Frenos	Diseñar y seleccionar

Los demás elementos que componen la motocicleta se van a seleccionar de acuerdo a las características de ese tipo de motos y a las dimensiones que se calcularan en el diseño del chasis.

Estudiar las características aerodinámicas mediante la medición del coeficiente de penetración aerodinámico en su respectivo modelo, medido experimentalmente utilizando el área frontal del carenado, posicionándolo en ángulos diferentes para cambiar su aerodinámica y con la potencia requerida para alcanzar distintos valores de velocidad, obtendremos la grafica correspondiente del Cd para nuestro modelo, el cual será confrontado con la grafica de coeficiente de penetración aerodinámico. de la literatura disponible "Manual de Mecánica de Motos Arias Paz" donde recomienda que los valores comprendidos para el Cd entre 0.4 y 0.7 son altamente competitivos.

2. PROCESO DE DISEÑO

2.1 FUNCIÓN CALIDAD (QFD) APLICADA AL DISEÑO DE MOTOS

2.1.1 Organización de requerimientos. Con el uso de un método asociativo, se organizan los requerimientos en subgrupos de criterios de evaluación cualitativos:

Figura 4. Organización de requerimientos



El resultado obtenido de esta organización representa las necesidades y deben introducirse en la matriz de calidad en las celdas verticales, a estas necesidades se les ha asignado un valor que estima su importancia para el consumidor, a demás como un paso previo, se establecieron los requisitos de proyecto como características de ingeniería medibles a través del método de la lluvia de ideas (brainstorming). Estos requisitos se introducen en la parte superior de la matriz. Es necesario relacionar las necesidades con los requerimientos de proyecto, esta relación se hace introduciendo dicho valor directamente en la casilla.

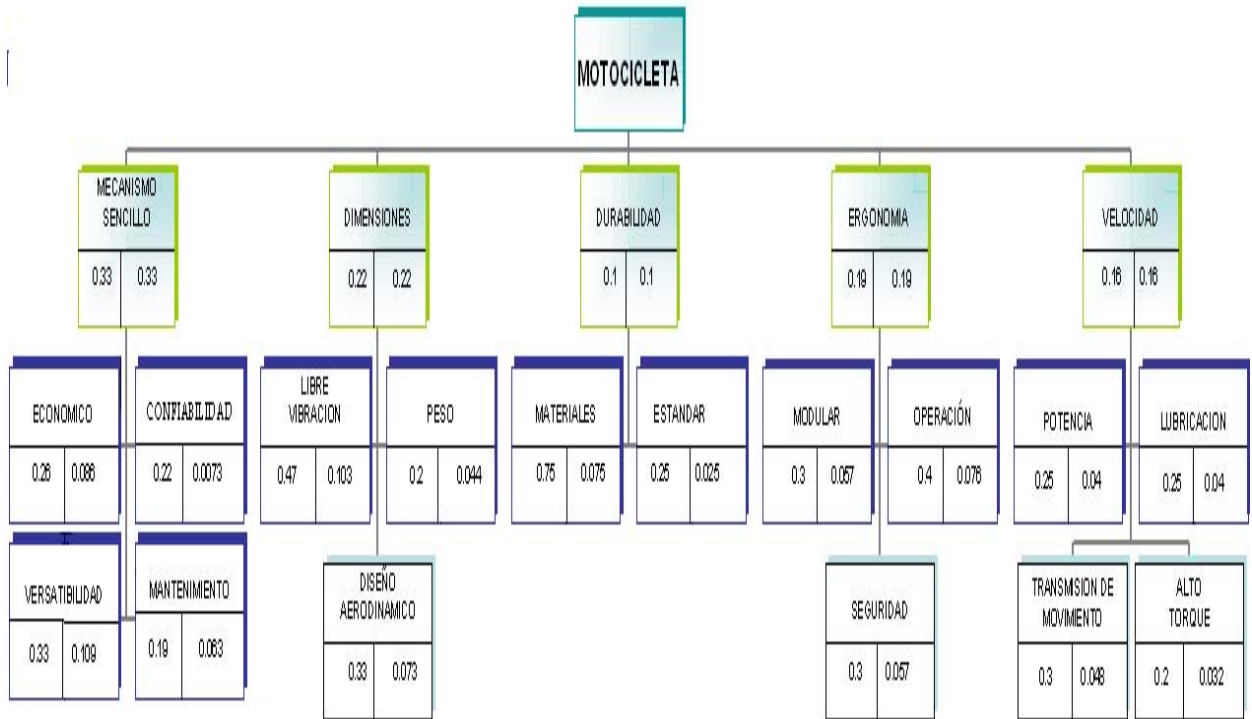
2.1.2 Matriz de calidad para la motocicleta

Tabla 1. Matriz de calidad

			Caja de 5 velocidades	Caja manual	monocilíndrico	Suspensión confortable	Dimensiones	Alto rendimiento	Ergonómica	Diseño sport	Alta capacidad de carga	Bajo costo de materiales	Pintura	Transmisión por cadena	Alta velocidad	Carenado aerodinámico	Mecanismo sencillo	
		Importancia	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	
operación y uso	versátil	Diseño moderno y atractivo	10	0	0	0	3	9	0	9	9	0	1	9	1	0	9	9
		Fácil de maniobrar	6	3	3	0	3	3	1	9	3	0	0	0	1	3	3	9
		Buena visibilidad	6	0	0	0	0	9	0	9	3	0	0	0	0	3	3	9
	Potencia	Liviana	9	1	0	1	3	3	1	9	1	1	1	0	0	3	1	9
		Alta potencia	8	3	9	9	0	3	3	0	3	9	1	0	9	9	0	0
vida larga	poco mantenimiento	Alta velocidad	9	3	3	9	3	3	3	0	9	1	3	0	9	9	9	1
		Buena frenada	8	3	0	1	0	0	1	0	0	0	0	0	0	3	0	0
		Bajo consumo de combustible	5	3	0	9	0	0	9	0	0	9	1	0	1	3	1	0
		económico	10	1	3	1	1	1	9	3	3	1	9	1	0	1	3	9
		Durabilidad	7	1	1	0	1	1	1	1	1	0	3	1	0	0	0	0
	ajustes	Bajo costo de mantenimiento	4	1	1	1	1	0	9	0	0	3	3	3	1	0	0	9
		Poca vibración	7	1	1	1	9	3	0	3	1	1	0	0	1	3	1	3
seguridad		Seguridad al conductor	3	3	1	0	3	3	1	9	3	0	1	0	3	3	9	1
			154	168	236	195	287	255	364	293	164	185	122	194	295	285	438	

2.1.3 Ponderación de resultados para selección de solución

Figura 5. Ponderación de resultados



2.2 PLANTEAMIENTO DE ALTERNATIVAS

Ahora, se procede a plantear alternativas de solución a partir de entre las cuales se escogerá la que más se acerque a las necesidades requeridas tomando como referencia las marcas de motos más reconocidas en el ambiente competitivo a nivel mundial, esto con el fin de tener una idea del producto final, además se estudian algunos tipos de chasis que nos ayudarían a determinar la estructura adecuada para nuestra motocicleta.

2.2.1 Alternativa 1: Moto Tipo Aprilia 250.

Figura 6. Moto Aprilia 250



Fuente: www.bottpower.com

Durante años, esta moto ha ofrecido a los competidores toda la tecnología necesaria para lograr una serie de triunfos repetidos. Se destaca por el carenado aerodinámico, en una posición cabalmente deportiva pero descansada, que permite a su conductor mayor comodidad para la competencia. Además; las líneas agresivas y al mismo tiempo afiladas del frontal, el carenado con deflectores de Gran Premio, acentúan el carácter inconfundiblemente deportivo de esta moto. Doble faro delantero que combina una estética inconfundible con una óptima intensidad y homogeneidad de iluminación.

➤ **Motor**

Monocilíndrico, de cuatro tiempos, 249 c.c. y refrigeración por agua. La Potencia máxima 28 HP tiene un suministro de combustible progresivo y equilibrado, la carburación es buena.

➤ Chasis Tipo Multitubular

La gran rigidez de este chasis Multitubular fabricado en acero lo hace ser apto para grandes competencias debido a su configuración ya que hace de una moto un vehículo más resistente y un poco más liviano.

Figura 7. Chasis Multitubular



Fuente: www.bottpower.com

➤ Ventajas

El chasis Multitubular presenta gran rigidez estructural debido a su triangulación y aprovechamiento en forma estructural del motor además se puede lograr que tenga bajo peso ya que los tubos utilizados por lo general no deben tener gran espesor

➤ Desventajas

Este tipo de chasis se torna complejo por la cantidad de tubos a utilizar además se debe utilizar mucha soldadura lo que implica que para gran

producción de estos chasis sería muy costoso y tedioso de fabricar pero para baja producción sería una buena alternativa de construcción

2.2.2 Alternativa 2: Moto Tipo Kawasaki 250.

Figura 8. Moto Kawasaki 250



Fuente: www.bottpower.com

Esta moto cuenta con la más alta tecnología en motos deportivas y gran recorrido en competencias de velocidad. Es bicilíndrica con doble árbol de levas en cabeza, chasis, suspensiones, carenado, cuadro de mandos, frenos, todo en su conjunto consigue que incorpore todo su equipamiento imitando a todas las motos de esta marca que han logrado el título mundial.

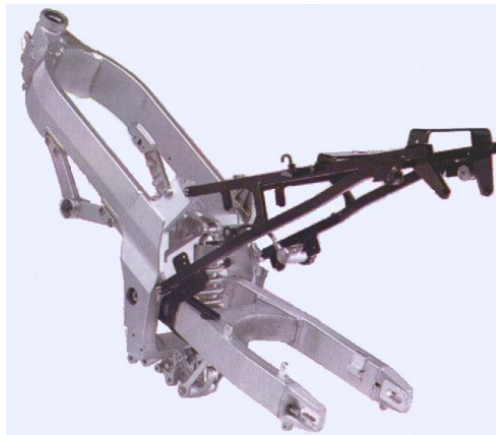
➤ **Motor:**

Dos cilindros, cuatro tiempos, 249 cc, 8 válvulas, refrigeración líquida, alimentado por dos carburadores de 30 mm de diámetro de difusor y desarrolla una potencia de 30 Hp.

➤ Chasis Tipo doble viga o de viga perimetral

Este tipo de chasis es muy utilizado en la mayoría de motos de competición debido a su facilidad de construcción y su simplicidad para el montaje de los demás elementos, a continuación se estudiara unas posibles ventajas y desventajas.

Figura 9. Chasis doble viga



Fuente: www.bottpower.com

➤ Ventajas

El chasis de doble viga o perimetral, normalmente fabricado en aluminio, dispone de dos vigas que unen la pipa de dirección con el alojamiento del eje del basculante, estas vigas laterales de elevada sección disponen de soportes inferiores a los que se une el motor de esta manera la estructura del chasis abraza perimetralmente al motor , no existiendo por tanto ningún tipo de soporte inferior, dando la sensación de que el motor se encuentra colgado del chasis este tipo de chasis puede disponer de un subchasis desmontable fabricado en acero o en aluminio sobre el que se fijaran los recubrimientos y soportes de la parte trasera

➤ Desventajas

Si este chasis se construyera en aluminio sería muy liviano pero demasiado costoso entonces para nuestro caso sería una gran desventaja

Este tipo de chasis se puede fabricar en acero pero aumentaría considerablemente su peso llegando a estar alrededor de 24 a 28 Kg.

2.2.3 Alternativa 3: Moto Tipo Yamaha 250.

Figura 10. Moto Yamaha 250



Fuente: www.bottpower.com

Esta moto se caracteriza por ser una de las más bonitas, tiene una excelente ergonomía que le permite al piloto un amplio confort y confianza, tanto el motor como el chasis son de alto rendimiento, completada por detalles como el avanzado panel de instrumentos y doble salida elevada del escape. Además posee un peso ligero y una enorme potencia que la hace una de las motos más poderosas dentro del ambiente competitivo.

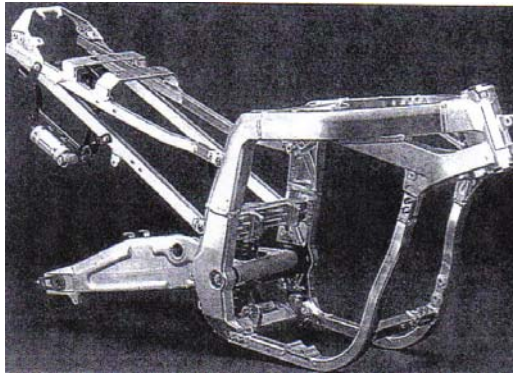
➤ **Motor.**

Posee un motor de dos cilindros muy potente, para unas máximas prestaciones a alta velocidad alimentada por un sistema de inducción de aire a alta presión e inyección electrónica de combustible con cuerpos de aceleración dobles, para lograr el tipo de control que necesita obteniendo un dominio total de la máquina, posee una potencia máxima de 28 Hp.

➤ **Chasis Tipo doble viga con doble cuna**

Este tipo de chasis es también muy utilizado en las motos de competición y últimamente está siendo muy usado en tipos de moto Naked de alto cilindraje cuya traducción en español es desnuda.

Figura 11. Chasis doble viga con doble cuna



Fuente: www.bottpower.com

➤ **Ventajas**

El chasis de doble viga o perimetral, normalmente fabricado en aluminio, dispone de dos vigas que unen la pipa de dirección con el alojamiento del eje del basculante, estas vigas laterales de elevada sección disponen además de la doble cuna inferior donde descansa el motor. Además da una mayor

protección al motor en la parte inferior la cual puede ser golpeada y por lo tanto maltratada, este tipo de chasis puede disponer de un subchasis desmontable fabricado en acero o en aluminio sobre el que se fijaran los recubrimientos y soportes de la parte trasera.

➤ Desventajas

El material de fabricación de este chasis es demasiado costoso y se necesitaría de un soldador con alta experiencia lo cual subiría considerablemente el costo. Una posibilidad sería fabricarlo en acero para reducir costos, pero lo que se reduce en costos aumenta en peso llegando a estar en alrededor de unos 25 Kg por lo cual se necesitaría una alta potencia debido al peso total de la moto.

2.2.4 Alternativa 4: Moto Tipo Honda 250

Figura 12. Moto Honda 250



Fuente: www.bottpower.com

La moto de la figura 8 se caracteriza por su diseño aerodinámico, bajo peso y alta potencia que la ha llevado a conseguir el primer lugar en las diferentes competencias a nivel mundial, bajo consumo de combustible, pantalla deportiva para desviar el viento a alta velocidad, sus piezas están hechas en

fibra de carbono y aluminio lo que la hace una moto deportiva con características altamente adecuadas para la competencia.

➤ **Motor:**

Tiene un motor de dos cilindros, cuatro tiempos, 249 cc, refrigeración líquida, potencia de 30 H.P, Inyección de combustible electrónica, diámetro mariposas 44 mm, filtro de Aire Seco, y la capacidad del depósito de gasolina es de 13 litros.

➤ **Chasis tipo mono viga:**

Este tipo de chasis por lo general es fabricado en acero que consta de una sola viga y una sola cuna donde descansa el motor, además es muy utilizado en motos Naked de bajo cilindraje, motos Custom y en motos de Trail.

Figura 13. Chasis monoviga



Fuente: www.bottpower.com

➤ **Ventajas**

El chasis monoviga es de fácil construcción debido a que el motor descansa en la cuna inferior del chasis y además este tipo de chasis consta de una

espina principal construida generalmente de tubo de gran sección que une la pipa de dirección con la zona del eje del basculante, en muchos casos la espina principal es fabricada por chapa creando así un buen depósito de combustible o aceite.

➤ **Desventajas**

Este tipo de chasis no tiene un buen comportamiento en motos competitivas ya que no son lo bastante rígidos como para ser expuestos a tomar curvas a velocidades considerables donde el chasis tiende a sufrir flexión hacia los lados.

2.3 EVALUACIÓN DE ALTERNATIVAS

De nuevo se aplican una ponderación para evaluar el comportamiento de cada una de las alternativas y se llega a la conclusión, como se ve, que la alternativa 1 es la que alcanza mayor puntaje, por lo tanto cumple de manera global con los requerimientos de diseño.

Tabla 2. Evaluación de alternativas.

			Alternativa 1		Alternativa 2		Alternativa 3		Alternativa 4		
Criterios de evaluación		Parámetros	Pi	Nota	Ponderación	Nota	Ponderación	Nota	Ponderación	Nota	Ponderación
Mecanismo sencillo	0.33	Económico	0.26	4	0.3432	3	0.2574	1	0.1716	3	0.3526
		Confiability	0.22	3	0.2178	4	0.2904	3	0.2178	2	0.2955
		Versatibilidad	0.33	5	0.5445	3	0.3267	3	0.4356	1	0.1189
		Mantenimiento	0.19	5	0.3135	5	0.3135	3	0.1881	2	0.1254

			Alternativa 1		Alternativa 2		Alternativa 3		Alternativa 4		
Criterios de evaluación	Parámetros	Pi	Nota	Ponderación	Nota	Ponderación	Nota	Ponderación	Nota	Ponderación	
Dimensiones	0.22	Poca vibración	0.47	2	0.2068	4	0.4136	3	0.3102	2	0.2068
		Peso	0.2	4	0.176	3	0.132	2	0.088	2	0.132
		Diseño aerodinámico	0.33	5	0.363	2	0.2178	2	0.2178	1	0.2904
Durabilidad	0.1	Materiales	0.75	4	0.225	3	0.225	5	0.225	3	0.225
		Estándar	0.25	5	0.125	4	0.1	2	0.05	3	0.1
Ergonomía	0.19	Modular	0.3	4	0.228	4	0.228	4	0.228	4	0.228
		Operación	0.4	5	0.38	3	0.228	5	0.38	2	0.152
		Seguridad	0.3	4	0.228	3	0.171	4	0.228	3	0.181
Alta velocidad	0.16	Potencia	0.25	5	0.2	5	0.16	4	0.12	2	0.09
		Lubricación	0.25	4	0.16	3	0.12	3	0.16	3	0.10
		Transmisión de movimiento	0.3	4	0.192	4	0.192	4	0.192	3	0.194
		Alto torque	0.2	3	0.096	3	0.064	4	0.128	4	0.128
TOTAL				4.125		3.501		3.25		2.5	

Notas	1	Deficiente
	5	Optimo

2.4 DESCRIPCIÓN DE LA PROPUESTA

Después de haber analizado las ventajas y desventajas de las propuestas anteriores se llegó a la conclusión de combinar alguna de ellas es decir

nuestro chasis consta de dos vigas curvadas pero no de gran sección esto debido a que se refuerzan con una configuración triangular que hace a estas dos vigas más rígidas y con esta opción se puede utilizar el motor como parte estructural del chasis, además el peso aproximado de este chasis es de alrededor de 17 Kg lo cual lo hace bastante liviano para ser fabricado en acero. Para comprobar su resistencia se hizo el análisis correspondiente mediante Cosmosworks para casos en los que estaría expuesto a mayores cargas, estos análisis se mostraran en la sección 5

Figura 14. Chasis Diseñado

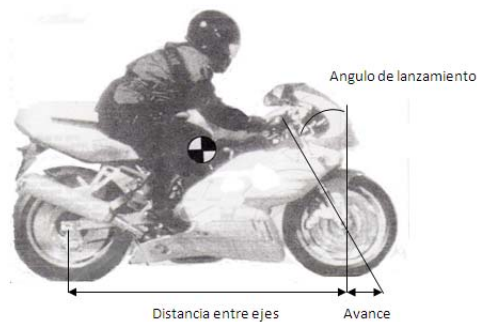


Además en la aerodinámica tendrá buenos beneficios ya que el tipo de carenaje cubrirá en su totalidad el motor y en su gran mayoría el chasis dando una gran cantidad de superficie lisa y muy apta para un flujo de aire suave y sin tantas restricciones, también se podrá tener una buena estética ya que constara de un sistema de luces doble y una definición de líneas en el carenaje que se asemejan a las motos de competición.

3. CONSIDERACIONES GEOMÉTRICAS Y AERODINÁMICAS

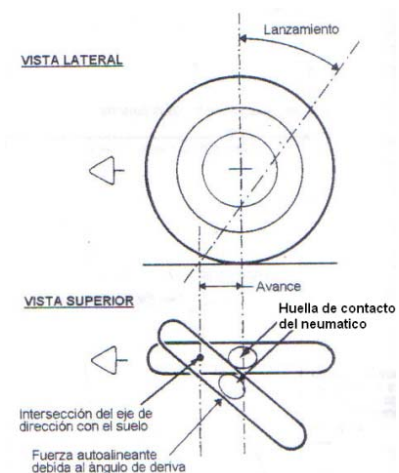
3.1 GEOMETRÍA BÁSICA DE UNA MOTOCICLETA

Figura 15. Geometría Básica



3.1.1 Avance. La función principal del avance es proporcionar una cierta estabilidad direccional, y también es de gran importancia en el inicio de la fase de inclinación al tomar una curva, la distancia que existe entre el eje de dirección y el centro de la huella del neumático medida a ras de suelo es lo que se conoce como avance gracias al avance cualquier fuerza que se genere en el neumático crea un momento alrededor del eje de dirección.

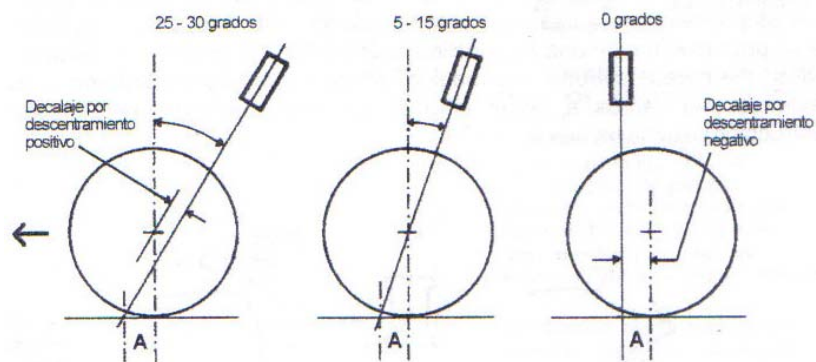
Figura 16. Avance de la rueda delantera.



Fuente: FOALE TONY. Motocicletas Comportamiento Dinámico y Diseño de chasis. Madrid: Noviembre 2003.

3.1.2 Angulo de lanzamiento. (Inclinación de la pipa de dirección). Este ángulo influye en la distancia entre ejes de ruedas y también depende de la cantidad de avance que se quiera para la moto además dependiendo de este ángulo se generan fuerzas de flexión mayores o menores en las barras telescópicas las cuales deben ser analizadas para estos comportamientos.

Figura 17. Ángulos de lanzamiento



Fuente: FOALE TONY. Motocicletas Comportamiento Dinámico y Diseño de chasis. Madrid: Noviembre 2003.

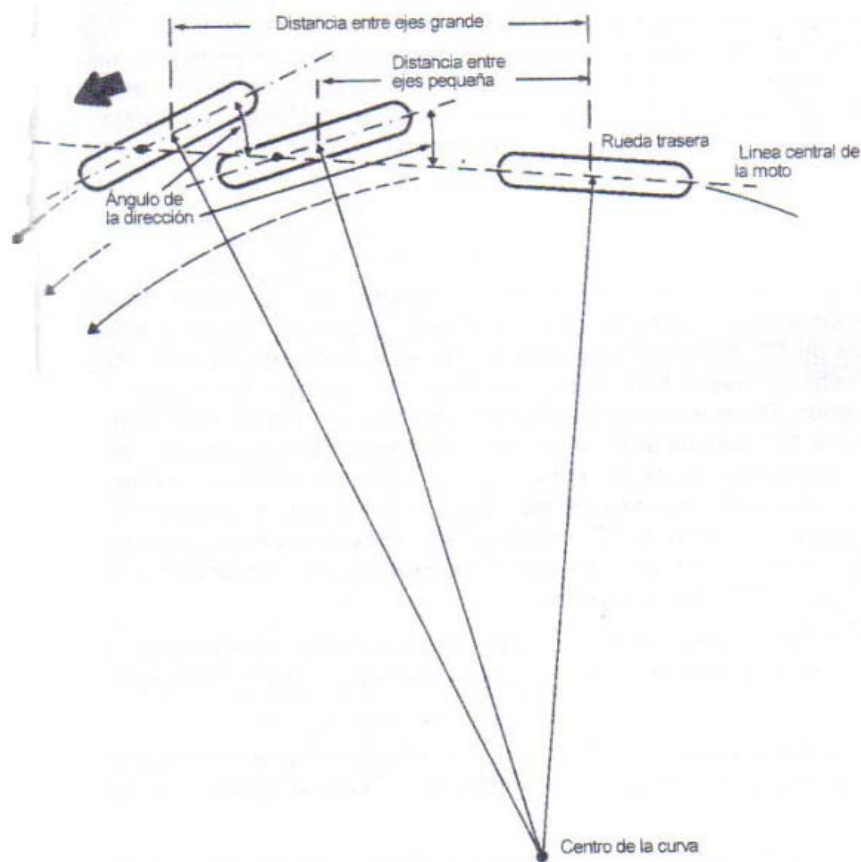
3.1.3 Distancia entre ejes. La distancia entre ejes de las ruedas tiene diversos efectos, pero en general cuanto mayor es esta distancia mayor es la estabilidad direccional y se reducen los desplazamientos laterales de la rueda trasera además tiene un efecto sobre la transferencia de carga es decir entre mayor se la distancia entre ejes menor será la transferencia de carga durante la aceleración o la frenada pero en realidad todo depende del uso que se le quiera dar a la motocicleta por ejemplo las motos de trial tienen distancias entre ejes de 1240 a 1270 mm ya que deben girar en espacios cortos y realizar pequeñas circunferencias, las motos de turismo por lo general son más largas para obtener una mejor estabilidad llegando a tener entre 1470 a 1550mm de

distancia entre ejes, pero las motos de carreras se encuentran entre 1300mm para las motos más pequeñas y 1420mm para las más grandes y rápidas.

➤ Angulo de giro requerido.

Para una curva dada una motocicleta con gran distancia entre ejes necesita girar mas la rueda delantera hacia el interior de la curva, por lo tanto se necesitaría un poco mas de esfuerzo para girara el manillar en la dirección de la curva.

Figura 18. Diferencia de ángulos de giro

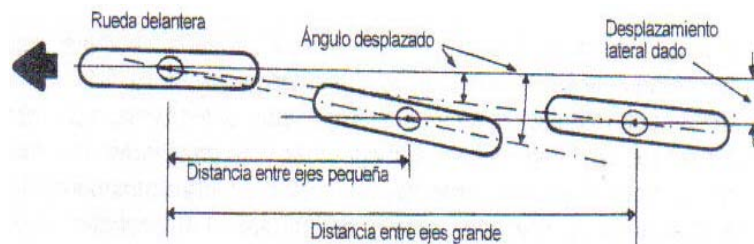


Fuente: FOALE TONY. Motocicletas Comportamiento Dinámico y Diseño de chasis. Madrid: Noviembre 2003.

➤ Angulo de rueda trasera.

Se tiene entendido que para una determinada flexión lateral, el ángulo formado entre la rueda trasera y la dirección de viaje es menor con una distancia entre ejes grande, lo que mejora la estabilidad direccional de la motocicleta.

Figura 19. Desviación de la rueda trasera



3.1.4 Diámetro de las ruedas. El tamaño de las ruedas siempre afecta a las fuerzas giroscópicas es decir una rueda más grande comenzara a generar fuerzas giroscópicas a menores velocidades que las ruedas pequeñas y esto tiende a volver más lenta la respuesta de la dirección.

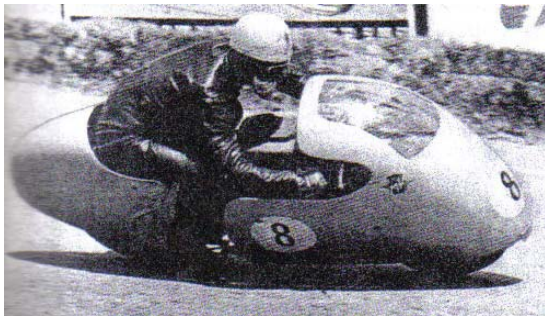
Las ruedas pequeñas por razones estructurales suelen ser más rígidas que las ruedas grandes además el efecto autoalimento del avance y del ángulo de lanzamiento se acentúan con el empleo de ruedas pequeñas.

3.1.5 Centro de masa (CDM). Por lo general el CDM debería ubicarse en medio de la distancia entre ejes para tener la misma fuerza tanto en la rueda trasera como la delantera, pero en las motos de competición el CDM debe estar más cerca de la rueda delantera para que la fuerza en esta sea mayor y

la moto sea fácil de maniobrar, otra característica es que el punto de concentración de masa debe estar lo más bajo posible para que la moto sea más estable en el momento de frenada y aceleración.

3.1.6 Carenaje. El carenaje es la envoltura en pasta o fibra de vidrio y algunas veces en fibra de carbono que envuelven la motocicleta para que el aire deslice suavemente sobre esta sin oponer tanta resistencia al avance que por lo general hace que se necesite más potencia y por lo tanto más combustible para alcanzar determinada velocidad.

Figura 20. Carenaje de los años 50



Fuente: www.bottpower.com

Figura 21. Carenaje actual



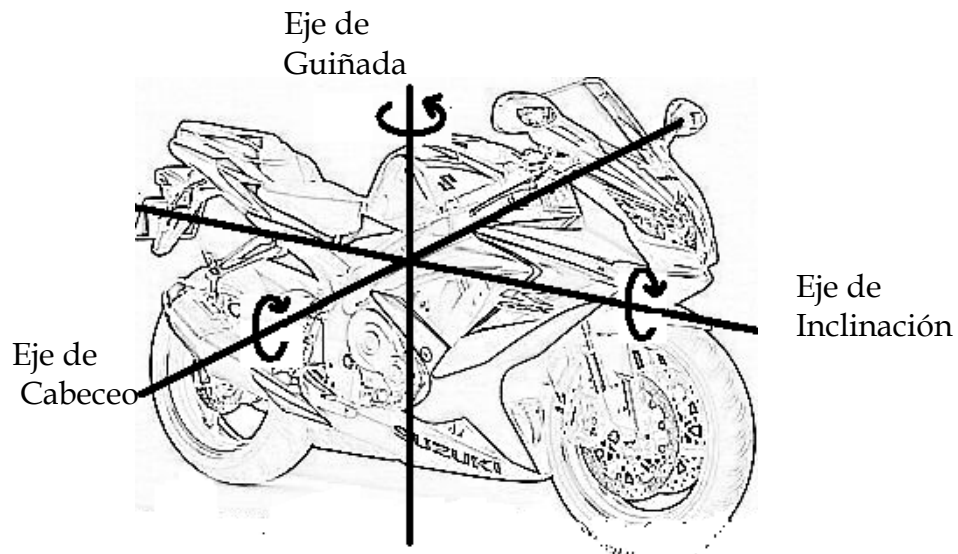
3.2 ESTABILIDAD

3.2.1 Rigidez del chasis. Está claro que para obtener la geometría que se designa en el diseño de la motocicleta se debe tener una buena rigidez de chasis ya que este es quien mantiene en línea la pipa de dirección con el basculante, de no haber buena rigidez la motocicleta cuando entra en una curva aparece cierta flexión y por consiguiente un desalineamiento entre las barras telescópicas y el basculante.

3.2.2 Equilibrio. Un cierto peso y un centro de gravedad bajo ayudan a tener un buen equilibrio, esto se nota a un mas cuando la motocicleta toma una curva ya que se necesita equilibrar la fuerza centrifuga.

3.2.3 Movimientos Angulares. En lo que concierne a movimientos angulares se tienen en cuenta tres tipos de movimiento los cuales se dan a continuación:

Figura 22. Ejes de movimientos angulares



1. Cabeceo. La inercia producto del cabeceo es la que hace que la motocicleta se hunda o se incline hacia delante, esto se presenta por lo general cuando ocurre una frenada de la rueda delantera o de la trasera.

2. Guiñada. Este efecto se presenta por lo general cuando la motocicleta entra en una curva ya que tiende a seguir en línea recta, es decir provocando un derrapaje, lo más lógico es tratar de situar el centro de masa de la motocicleta lo más cerca posible de la línea longitudinal de la moto.

3. Inclinación. La inclinación se produce por lo general en una curva ya que el piloto inclina la motocicleta para entrar a ella, pero este efecto se equilibra con la fuerza centrífuga, por lo tanto el aumento o disminución de la masa de la motocicleta influye en cierta medida, ya que si la masa de la motocicleta es pequeña el piloto no debería hacer tanto esfuerzo para inclinarla y si la masa es grande se debería hacer lo contrario, pero en fin este efecto es controlado en gran medida por el piloto ya que es quien tiene la sensibilidad y decisión de frenar, acelerar o inclinar la motocicleta.

4. AERODINÁMICA DEL MOVIMIENTO DE LA MOTOCICLETA

En las motocicletas y en los vehículos que se mueven a velocidades medias y altas es importante estudiar los efectos que el viento tiene sobre el vehículo, que por lo general ejerce una fuerza que se opone al movimiento lo cual hace que se necesite más potencia y combustible para alcanzar determinada velocidad.

Normalmente para disminuir un poco esta fuerza de resistencia la mayoría de los vehículos utilizan formas aerodinámicamente efectivas y que por lo general están presentes en nuestra naturaleza como lo son la forma de lágrima y del delfín.

Para establecer el arrastre sobre un cuerpo en un fluido en movimiento se tienen en cuenta las variables que rigen la siguiente ecuación.

$$F_D = C_d * A_f * \frac{\rho * v^2}{2} \quad 1$$

Ecuación 1

Despejando C_d .

$$C_d = \frac{2 * F_D}{\rho * v^2 * A_f}$$

Ecuación 2

Donde C_d es llamado coeficiente de arrastre y el cual define la forma aerodinámica de un objeto, A_f es el valor del área proyectada en la dirección

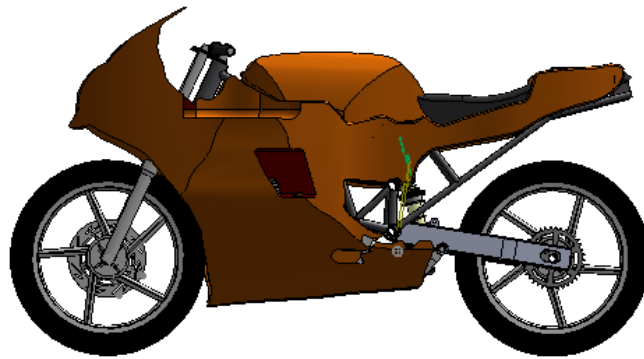
¹ SHAMES H. IRVING. Mecánica de fluidos. Santafé de Bogotá: McGraw Hill, 1995.

de la corriente libre, ρ la densidad del fluido y v la velocidad del fluido o la velocidad del objeto.

Para establecer el carenaje apropiado para la motocicleta se diseñaron tres tipos de los cuales se escoge aquel que presente un coeficiente de arrastre bajo y que dé a la motocicleta un diseño final bastante estético, esto se consigue mediante el análisis en floworks.

4.1 DISEÑO DEL CARENAJE 1

Figura 23. Diseño carenaje 1

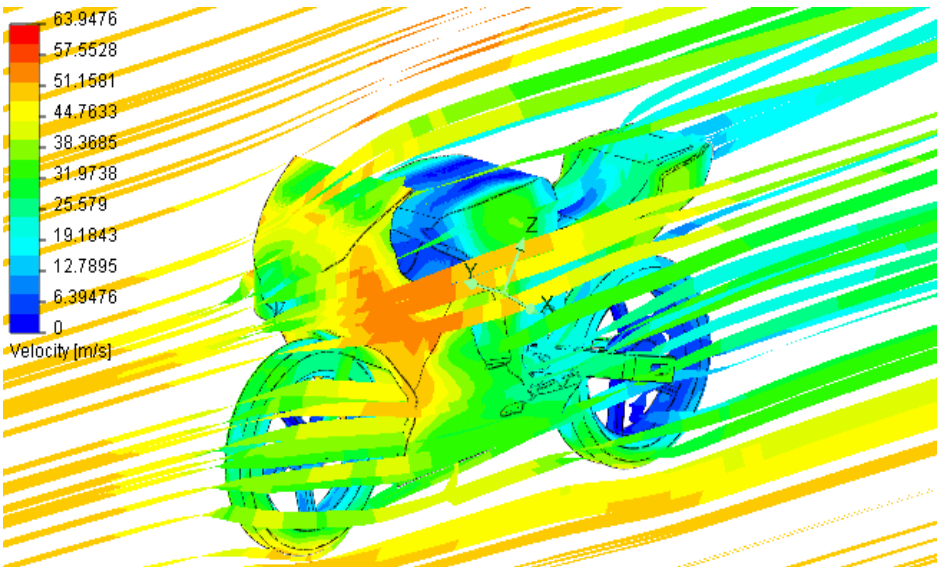


La figura 23 muestra un tipo de carenaje que cubre en su totalidad el motor y en gran parte el chasis lo que significa que cubre mucho más la motocicleta y por lo tanto se espera que tenga un buen comportamiento ante la resistencia al avance que genera el viento.

➤ **Análisis aerodinámico carenado 1**

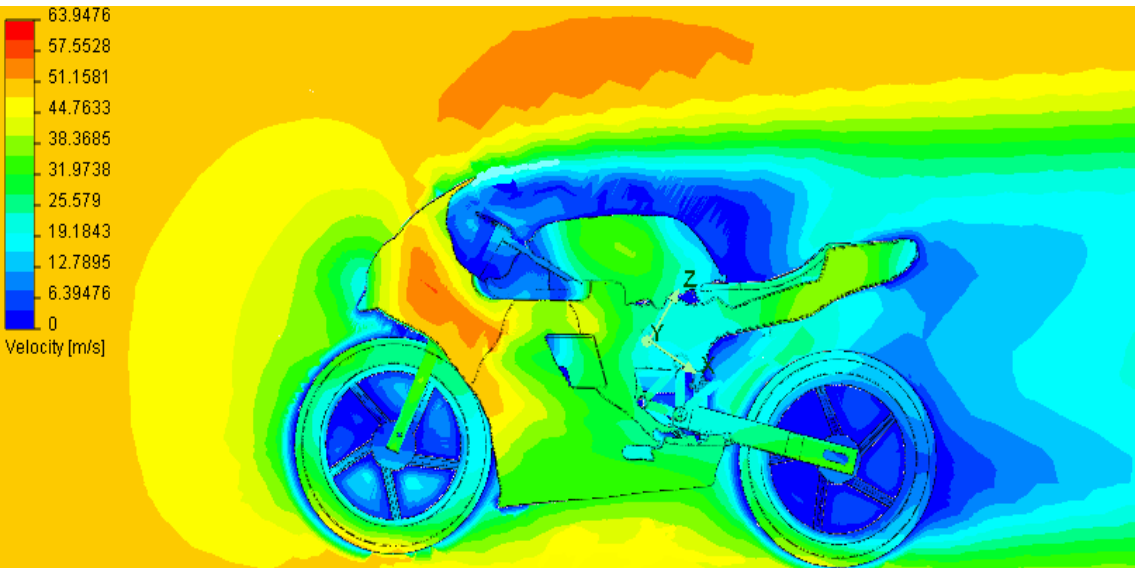
La figura 24 muestra las líneas de flujo del viento sobre la motocicleta para una velocidad de 50 m/s equivalente a 160 Km/h, con un área frontal de 0.5 m².

Figura 24. Líneas de flujo del aire sobre la moto 1.



La variedad de colores significa las diferentes velocidades del aire en la superficie del carenaje y los demás componentes expuestos de la motocicleta.

Figura 25. Contornos de la velocidad del viento sobre la moto 1



En esta figura observa con mayor claridad la distribución de colores donde el color de fondo de la imagen representa el valor de 50 m/s, teniendo un aumento de velocidad hasta alcanzar unos intervalos que van desde 55 a 63.95 m/s representados por el color rojo, los colores restantes se encuentran por debajo de los 50 m/s.

Tabla 3. Resultados del análisis en la moto 1

Goal Name	Unit	Value	Averaged Value	Minimum Value	Maximum Value	Progress (%)	Delta
GG Av Velocity1	[m/s]	49.85316885	49.8524	49.8516	49.8532	100	0.001598312
GG Force 1	[N]	197.3859747	198.197	197.197	199.588	100	2.39089596
Cd 1	[1]	0.25827694	0.259346	0.258033	0.261158	100	0.003125815

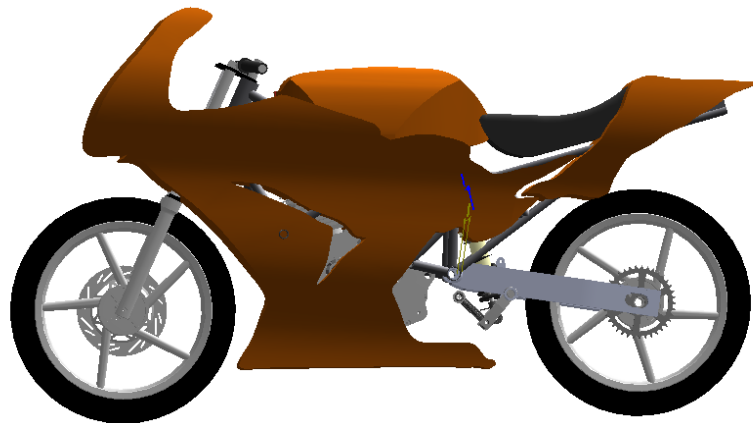
Iterations: 101

Analysis interval: 44

La tabla 3 muestra los resultados que el programa obtuvo mediante el análisis del fluido en la motocicleta, Lo cual nos indica que el coeficiente de arrastre para este diseño es de 0.258 donde la fuerza de arrastre tiene un valor de 197.385 N.

4.2 DISEÑO DEL CARENAJE 2

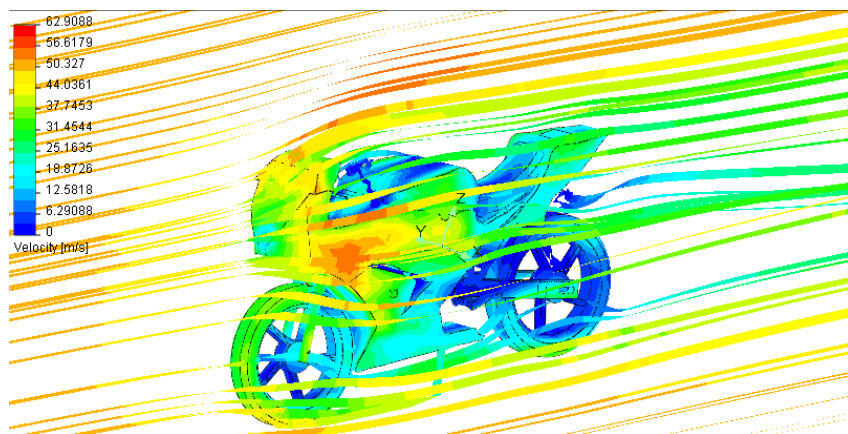
Figura 26. Diseño de carenaje 2



Con este diseño se muestra parte del motor, es decir se recorta un poca la longitud del carenaje pero manteniendo la cobertura casi total del chasis.

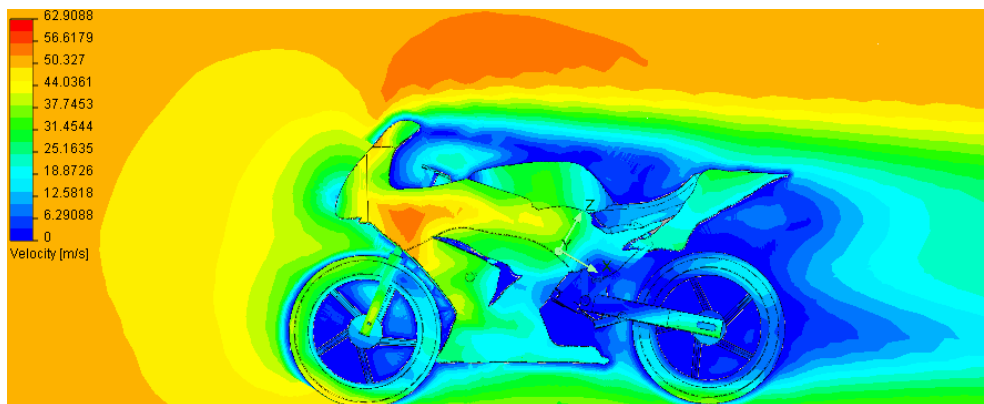
➤ **Análisis aerodinámico carenado 2**

Figura 27. Líneas de flujo del aire sobre la moto 2



La figura 27 muestra las líneas de flujo que describe el viento cuando pasa sobre la moto adaptándose algunas veces a la forma del carenaje, pero también muestra una variación de la velocidad en la parte frontal de la motocicleta. La velocidad del viento es de 50 m/s y el área frontal es de 0.52 m.

Figura 28. Contorno de la velocidad del viento en la moto 2



La escala de variación de la figura 28 muestra una velocidad máxima de 62.9 m/s lo cual es una diferencia de más o menos 1 m/s que equivale a 3.6 Km/h más bajo que el análisis de la moto anterior pero que genera una gran brecha en comparación con los coeficientes de arrastre, además se ve como disminuye en una gran proporción la velocidad la cual se muestra en color azul, lo que significa que trata de caer la presión en la parte trasera y esto hace que la presión en la parte delantera de la motocicleta sea mayor y por lo tanto exista una fuerza de arrastre mas grande.

Tabla 4. Resultados del análisis en la moto 2

Goal Name	Unit	Value	Averaged Value	Minimum Value	Maximum Value	Progress [%]	Delta
GG Av Velocity 3	[m/s]	49,8096308	49,8109	49,8096	49,8126	100	0,0029296
GG Force 3	[N]	237,3820956	237,469	235,837	239,365	100	3,52771785
Cd 3	[]	0,311154577	0,311252	0,309116	0,313722	100	0,004605862

Iterations: 107

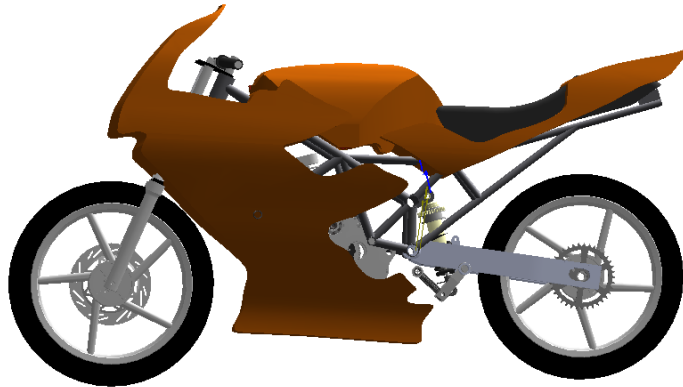
Analysis interval: 43

Los valores obtenidos para el coeficiente de arrastre y para la fuerza de arrastre son respectivamente de 0.311 y 237.382 N, lo supone que entre más corto sea el carenaje y cubra menos la moto la fuerza de arrastre aumentara y por lo tanto el coeficiente Cd.

4.3 DISEÑO DEL CARENAJE 3

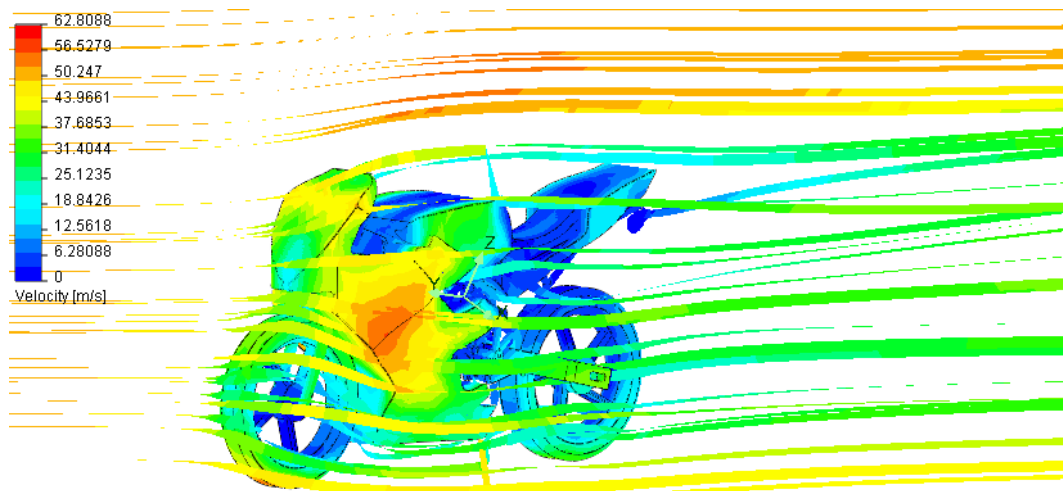
Este carenaje deja más al descubierto el chasis lo cual indica menor superficie de recorrido para el viento, creando más espacios donde la velocidad de flujo seria menor llegando así a disminuir la presión y por lo tanto aumentar la fuerza de arrastre.

Figura 29. Diseño de carenaje 3



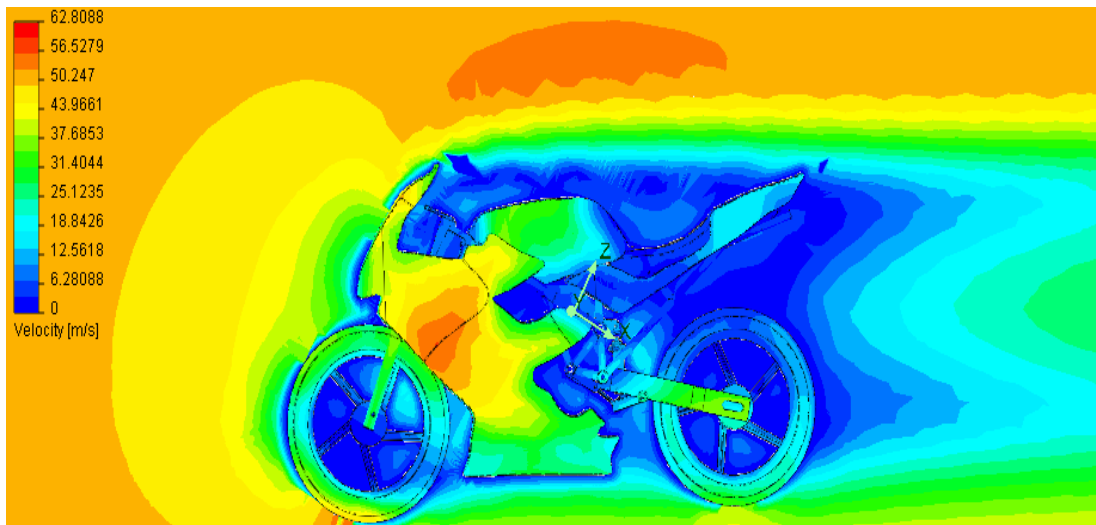
➤ **Análisis aerodinámico carenado 3**

Figura 30. Líneas de flujo sobre la moto 3



En la figura 30 el comportamiento de las líneas de flujo del viento es similar en los tres diseños, lo que varían de uno a otro es muy poco con respecto a la velocidad pero esa variación hace que se necesite más potencia para alcanzar una determinada velocidad que al igual de los casos anteriores es de 50 m/s con un área frontal de 0.55 m.

Figura 31. Contorno de la velocidad del viento en la moto 3



La escala de velocidad en este análisis muestra un máximo de 62.8 m/s en las superficies de color rojo, y como se esperaba el dominio del color azul en la parte trasera muestra la caída de velocidad y por supuesto la caída de presión.

Tabla 5. Resultados del análisis en la moto 3

Goal Name	Unit	Value	Averaged Value	Minimum Value	Maximum Value	Progress [%]	Delta
GG Av Velocity 2	[m/s]	49,81887292	49,8199	49,8187	49,8214	100	0,002673999
GG Force 2	[N]	254,269733	253,921	249,746	258,486	100	8,74006081
Cd 2	[]	0,333166826	0,332697	0,327226	0,338688	100	0,01146228

Iterations: 112

Analysis interval: 43

Los resultados de la tabla 5 muestran que para este tipo de carenaje el coeficiente de arrastre es de 0.333 y una fuerza de 254.269 N

4.4 SELECCIÓN DEL DISEÑO DE CARENAJE

Después de haber analizado y comparado los resultados de los tres distintos tipos de carenaje en la motocicleta, se define que el diseño más apropiado es el número 1 que cuenta con un coeficiente de arrastre bajo que permite que la motocicleta sea aerodinámicamente efectiva y por lo tanto se necesite menos potencia para alcanzar la velocidad deseada.

Teniendo en cuenta que no se pudo conseguir el mismo valor del área frontal para los tres diseños propuestos, y sabiendo que este es un factor importante en el cálculo del coeficiente de arrastre se propone que una mejor comparación aerodinámica en este caso sería multiplicar el área proyecta por el valor del coeficiente de arrastre para poder realizar una mejor comparación, entonces para los tres diseños sería de la siguiente manera:

➤ Diseño 1

$$C_d = 0.258$$

$$A_f = 0.5 \text{ m}^2$$

$$C_d * A_f = 0.129 \text{ m}^2$$

➤ Diseño 2

$$C_d = 0.311$$

$$A_f = 0.52 \text{ m}^2$$

$$C_d * A_f = 0.162 \text{ m}^2$$

➤ Diseño 3

$$C_d = 0.333$$

$$A_f = 0.55 \text{ m}^2$$

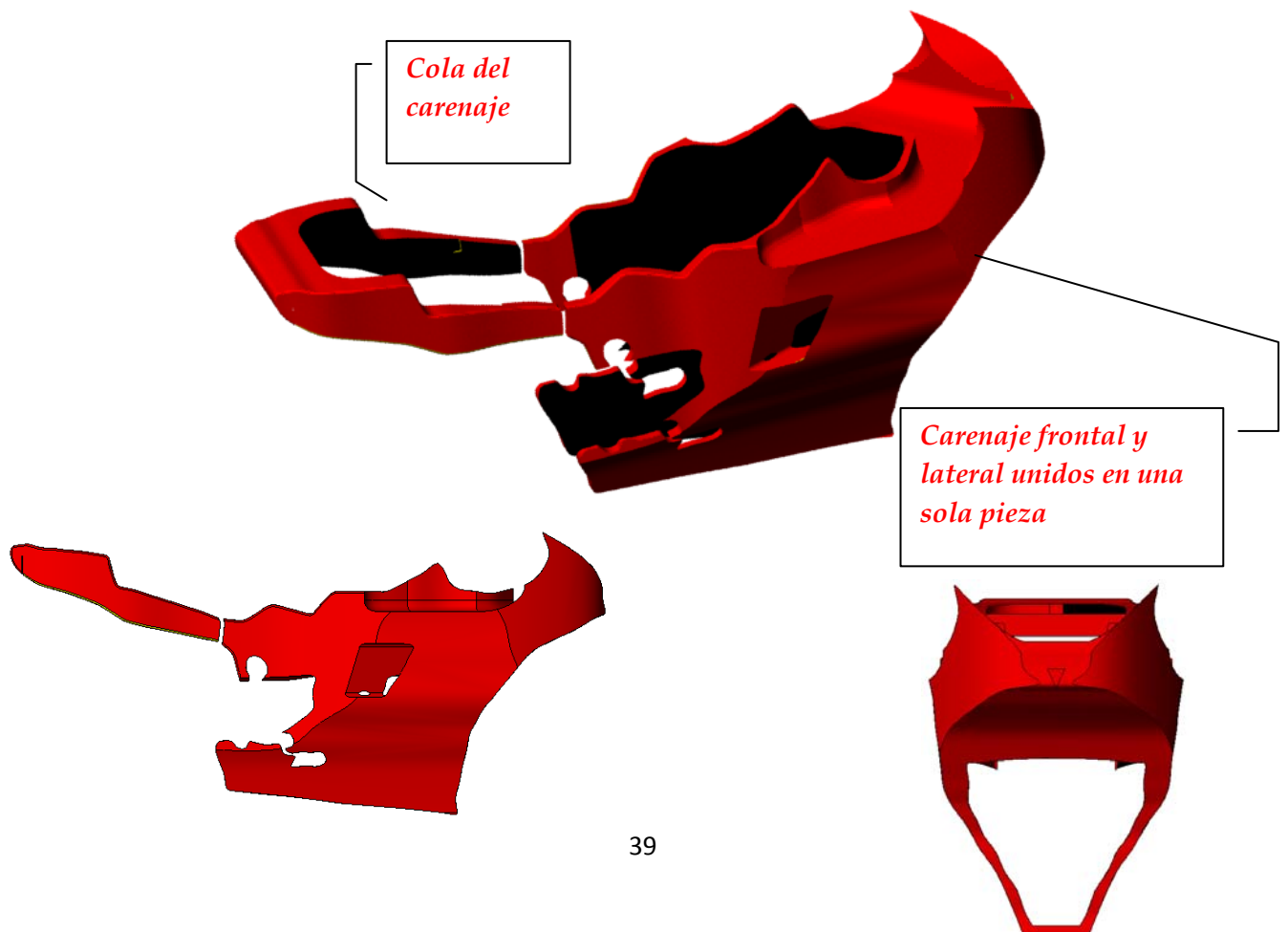
$$C_d * A_f = 0.183 \text{ m}^2$$

Con esto se verifica que la mejor opción es el diseño numero 1 por su bajo Cd y poca área frontal

También se evidencia que entre más descubierta este una motocicleta la fuerza de arrastre producida por el viento es mayor.

Estos valores obtenidos con ayuda del software aumentaran debido a la presencia del piloto ya que adicionaría una cantidad de área que sería bastante significativa lo cual aumenta la fuerza de resistencia del viento; debido a esto se espera que el valor del Cd1 este entre 0.4 y 0.45, para datos comparativos con otras motos ver Anexo A.

Figura 32. Imagen CAD de las vistas del carenaje 1



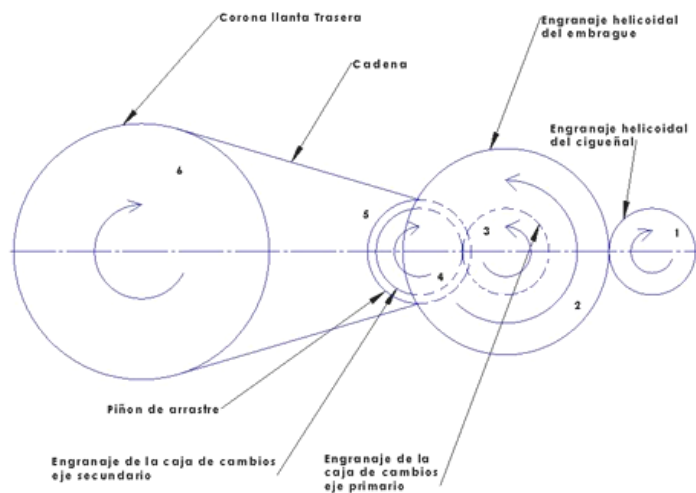
5. DISEÑO ESTRUCTURAL DE LA MOTOCICLETA

En este capítulo se calcularán los elementos más importantes en la motocicleta para luego ser seleccionados y dar la conformación estructural requerida para este diseño.

5.1 CALCULO DE LA TRANSMISIÓN

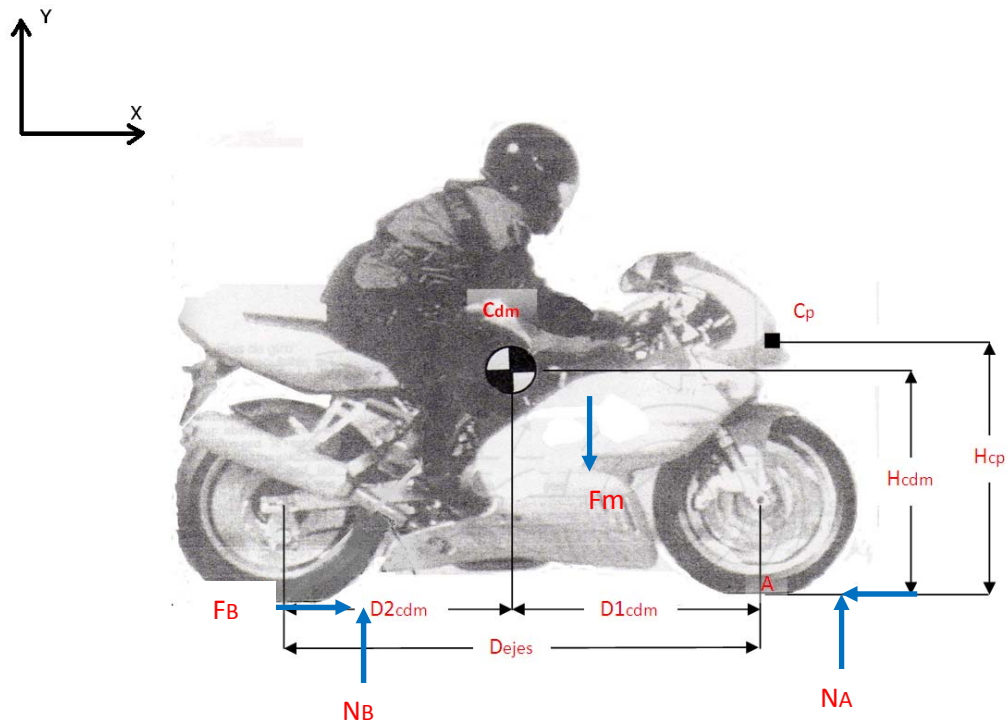
Para el cálculo de la transmisión se determinará el torque necesario para comenzar el movimiento el cual es aplicado por la primera marcha y a partir de esto se calcularán los engranajes y el eje, siguiendo las normas establecidas por la American Gear Manufacturers Association (AGMA) la cual apoya investigaciones en el diseño, materiales y manufactura de engranes. El siguiente esquema muestra la disposición de la transmisión primaria, caja de cambios y transmisión secundaria, los engranajes 3 y 4 hacen parte de la primera marcha.

Figura 33. Esquema de transmisión de potencia



Para el diseño de la transmisión se debe encontrar la fuerza que impulsa la motocicleta. Entonces del diseño establecido para el análisis aerodinámico se toma la geometría necesaria para determinar la fuerza de impulso en la motocicleta.

Figura 34. Fuerzas en la moto a punto de movimiento



$$D_{ejes} = 1400mm, D2_{cdm} = 750mm, H_{cdm} = 750mm, H_{cp} = 800mm$$

Para este cálculo se toma la geometría de la motocicleta definida anteriormente esto con el fin de encontrar el valor del torque necesario para mover la motocicleta.

La fuerza debido a la masa suspendida $M = 191Kg$ y la aceleración de la gravedad $g = 9.81m/s^2$

$$F_m = 1873.71 N$$

Se procede a determinar el valor de las fuerzas normales en cada llanta. Haciendo sumatoria de fuerzas en el eje Y de la grafica anterior.

$$\sum F_y = 0$$

$$N_B = F_m - N_A$$

Haciendo sumatoria de momentos en B y despejando N_A

$$\sum M_B = 0$$

$$N_A = \frac{F_m * D2_{cdm}}{D_{ejes}}$$

Reemplazando los valores encontrados anteriormente tenemos que

$$N_A = 1003.77 \text{ N}$$

$$N_B = 870 \text{ N}$$

Ahora se determina el valor del torque de arranque teniendo en cuenta que el coeficiente de fricción μ es de 0.8 y el radio de la llanta es de 0.3 m

$$T_B = F_B * r_r$$

Sabiendo que $F_B = N_B * \mu$ y reemplazando en la ecuación anterior

$$T_B = N_B * \mu * r_r$$

$$T_B = 208.8 \text{ N} - m$$

Teniendo este dato se puede determinar el valor de los diámetros primitivos en cada uno de los engranajes que intervienen en la primera marcha, para esto se hizo una hoja de cálculo con la cual se determina de forma más rápida los cálculos para cada uno de los elementos.

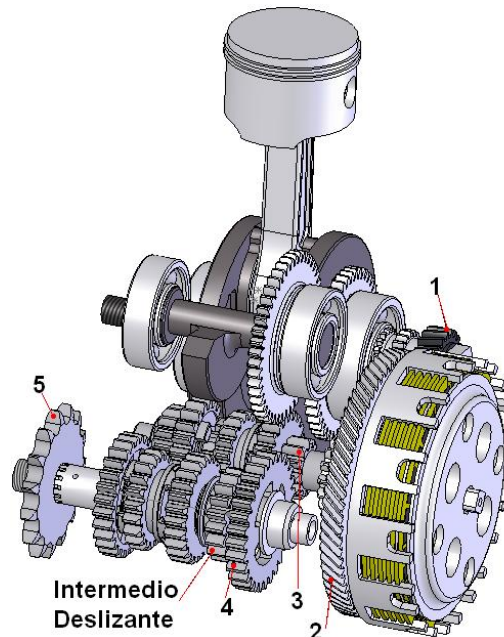
Tabla 6. Calculo de las especificaciones de los engranajes

Primera Marcha				Velocidad Km/h	Velocidad m/s	Dia(m) Llanta
				19,38	5,38	0,6

Calculos de los engranajes										
Engranajes	Dp(mm)	M (mm) Modulo	C (mm) Distancia centros	Fuerza Total (N)	Fuerza Tangencial (N)	Torque en el engrane N-m	N (Dp/M) # dientes	n (rpm) Rev	w (rad/s) Velocidad angular	VDp (m/s) Velocidad
1	45	2,5	100	473	444,44	10,00	18	3580,72	374,97	8,44
2	155	2,5	100	473	444,44	34,44	62	1039,56	108,86	8,44
3	30	2,5	50	2444	2296,30	34,44	12	1039,56	108,86	1,63
4	70	2,5	50	2444	2296,30	80,37	28	445,53	46,66	1,63
5	76		650	2251	2115,01	80,37	15	445,53	46,66	1,77
6	197		650	2251	2115,01	208,33	39	171,36	17,94	1,77

En esta tabla se encuentran todos los datos necesarios para calcular el esfuerzo en los dientes del engrane y también se muestra el torque y las revoluciones en cada uno de los engranajes que intervienen en el movimiento de la motocicleta cuando se encuentra en primera marcha que es donde se presenta el torque máximo y por lo tanto la fuerza máxima.

Figura 35. Imagen CAD de la transmisión de 5 velocidades



Teniendo definida la distancia entre centros de los tres ejes se facilita aun más el cálculo de los siguientes engranajes pertenecientes a la caja de cambios.

Ver Anexo B.

5.1.1 Calculo de esfuerzos por flexión en el diente

$$\sigma_b = \frac{F_t}{b \cdot M \cdot J} * \frac{K_a \cdot K_m}{K_v} * K_S * K_b * K_l \leq \sigma_{AdmisibleC}^1$$

Ecuación 3

Se tiene de la tabla 6 que el torque que debe entregar el motor es de 10 N-m a 3580.7 RPM lo que corresponde a una velocidad de 19.38 Km/h.

La tabla 6. Muestra que en los engranajes 3 y 4 la fuerza que actúa en el diente es de $F = 2444$ N, pero esta fuerza no se aplica toda a un solo diente sino que se distribuye en un 40% en la punta del diente siguiente y el resto en el punto máximo de contacto del primer diente (HPSTC) esto se demuestra utilizando la razón de contacto que está definida por la siguiente ecuación.

$$mp = \frac{z}{pb}$$

Ecuación 4

Para engranajes rectos esta razón de contacto se encuentra entre 1,4 y 2

$$Pc = \pi * M$$

Ecuación 5

$$Pc = 7.85mm$$

$$Pb = Pc * \cos\varphi$$

Ecuación 6

Reemplazando Pc y φ en la ecuación (6) se obtiene el valor del paso base

¹ NORTON, ROBERT L. Diseño de Maquinas. México: Prentice, Hall, 1999.

$$Pb = 7.38mm$$

$$Z = \sqrt{(r_p + a_p)^2 - (r_p * \cos\varphi)^2} + \sqrt{(r_g + a_g)^2 - (r_g * \cos\varphi)^2} - C \sin\varphi$$

Ecuación 7

Donde r_p y r_g son los radios de paso tanto del engranaje como del piñón

$$r_p = 15mm \quad r_g = 35mm$$

Altura de la cabeza del diente:

$$a_{p,g} = \text{modulo}$$

$$a_{p,g} = 2.5mm$$

Distancia entre centros $C = 50mm$ (Tabla 6)

Reemplazando en la ecuación (7) se obtiene el valor de

$$Z = 11.286mm$$

Ahora reemplazando en la ecuación (4) obtenemos el valor de la razón de contacto

$$mp = 1.53$$

Lo que significa que para el diseño utilizamos el 60% de la Fuerza obtenida en la tabla (6) ya que si la razón de contacto es mayor a 1.4 significa que hay 2 parejas de dientes en contacto y una de ellas está trabajando más que la otra.

$$F_{total} = 2444 N$$

El 60% de esta fuerza es

$$60\%F_{total} = 1466.4 N$$

Esta fuerza es aplicada con un ángulo de 20 grados pero para los cálculos se desprecia la fuerza de compresión así que solo se utilizara la fuerza tangencial.

$$F_T = 1377.9 \text{ N}$$

El modulo para diseño de estos engranajes es de $M = 2.5\text{mm}$

Se tomara como primera iteración un ancho de diente $b = 11\text{mm}$

➤ **Factor geométrico**

Este factor se obtiene de la tabla generada por AGMA para el cálculo de engranajes en este caso el valor es de.

$$J = 0.4$$

➤ **Factor de aplicación de carga K_a .**

Este factor es el esfuerzo sobre el diente debido a cargas de impacto producidas por el acople de los engranajes es obtenido de la tabla de AGMA para el diseño de engranajes

$$K_a = 1.25$$

➤ **Factor de distribución de carga K_m .**

Se utiliza cuando existe una desalineación entre los ejes que portan los engranajes ya que esto hace que la carga no sea uniforme sobre los dientes se obtiene de la siguiente tabla

$$K_m = 1.3$$

➤ **Factor Dinámico K_v .**

Toma en consideración cargas por vibración generadas internamente por impactos de diente contra diente inducidos por acoplamientos no conjugados de los dientes del engrane

$$K_v = \left(\frac{A}{A + \sqrt{200Vt}} \right)^B$$

Ecuación 8

$$A = 50 + 56 (1 - B)$$

Ecuación 9

$$B = \frac{(12 - Qv)^{2/3}}{4} \quad \text{Para } 6 \leq Qv \leq 11$$

Ecuación 10

$$Qv = 10 \text{ (Anexo A)}$$

Reemplazando el valor del índice de calidad en la ecuación (10) se tiene que

$$B = 0.4$$

Reemplazando en la ecuación (9)

$$A = 83.6$$

$$Vt = 1.63m/s \text{ (Tabla 7)}$$

Con los valores encontrados y reemplazando en la ecuación (8) se encuentra Kv

$$Kv = 0.82$$

➤ **Factor de Tamaño Ks .**

Hasta ahora no se han establecidos valores con lo cual se pueda establecer este factor pero la AGMA sugiere para esto un valor de 1 a menos que el diseñador desee elevar su valor con el fin de aumentar los esfuerzos en el diente del engranaje. Para nuestro caso este valor es apropiado.

$$Ks = 1$$

➤ **Factor de espesor del aro K_b .**

Este factor tiene en cuenta situaciones en las cuales un engranaje de gran diámetro fabricado con aro y radios en vez de ser un disco solido tiene un aro de un peralte reducido en comparación con la profundidad del diente.

Para calcular este factor se tiene las siguientes ecuaciones

$$m_B = \frac{tr}{ht}$$

Ecuación 11

Donde tr es el espesor del aro y ht es la profundidad del diente

$$m_B = 1.6$$

Para el caso en que m_B es mayor a 1.2 tomamos $K_b = 1$

➤ **Factor de engrane intermedio K_l .**

Este factor tiene que ver cuando existe un engrane loco o intermedio en este caso no lo hay por lo tanto el valor de

$$K_l = 1$$

Ahora reemplazando los datos anteriores en la ecuación general de esfuerzos por flexión en el diente ecuación 3

$$\sigma_b = 222.7MPa$$

El material utilizado para estos engranajes es Acero SAE 4340, el esfuerzo admisible sin corregir del acero 4340 es de $1860MPa$

Teniendo en cuenta que el valor del esfuerzo del material se debe corregir con los siguientes factores:

➤ **Factor de vida K_L .¹**

Este factor tiene en cuenta el numero de contactos de acoplamiento bajo carga del diente del engrane que se está analizando. Los datos de prueba de la AGMA están preparados para una vida de $1E7$ ciclos, para este cálculo se tomara un número de ciclos de $1E10$.

$$K_L = 1.3558 N^{-0.0178}$$

^{1, 2, 3} NORTON, ROBERT L. Diseño de Maquinas. México: Prentice Hall, 1999

Reemplazando a N por 1E10

$$K_L = 0.9$$

➤ **Factor de temperatura K_T .**²

La temperatura del lubricante es una medida razonable de la temperatura del engrane para acero con temperaturas de aceite de hasta aproximadamente 220 °C

El valor de $K_T = 1$.

➤ **Factor de confiabilidad K_R .**³

Los datos de resistencia AGMA se basan en una posibilidad estadística de 1 falla cada 100 muestras, es decir una confiabilidad del 99% para lo cual $K_R=1$.

La ecuación para la corrección del esfuerzo admisible del material es la siguiente:

$$\sigma_{Admc} = \frac{K_L}{K_T * K_R} \sigma_{Admisible}^1$$

$$\sigma_{Admc} = 1674MPa$$

$$\sigma_b \leq \sigma_{Admc}$$

➤ **Factor de seguridad FDS**

$$FDS = \frac{1674}{222.7}$$

$$FDS = 7.5$$

Para obtener una mejor visión y resultados más rápidos se realizo una hoja de cálculo en Excel

¹ NORTON, ROBERT L. Diseño de Maquinas. México: Prentice, Hall, 1999.

Tabla 7. Hoja de cálculo de esfuerzos para los engranajes

Metodo AGMA				
Calculo de esfuerzos				
Por flexion en el diente				
$\sigma_b = \frac{F_t}{b * M * J} * \frac{K_a * K_m}{K_v} * K_s * K_b * K_l \leq \sigma_{Permisible}$				
$\phi =$	20		Grados	Angulo de Presion
$M =$	2,5		mm	Modulo
$HPSTC =$	60		%	Porcentaje de carga en un diente
$b =$	11		mm	Ancho del diente
$F_t =$	1377,90		N	Fuerza tangencial
$v_t =$	1,63		m/s	Velocidad linea de paso
$K_a =$	1,25			Factor de aplicaci3n
$Q_v =$	10			Indice de calidad del engrane $6 \leq Q_v \leq 11$
$K_s =$	1,0			Factor de Tama1o
$K_B =$	1,0			Factor de espesor del aro
$K_L =$	0,90			Factor de vida
$K_T =$	1,0			Factor de Temperatura
$K_R =$	1,0			Factor de confiabilidad
	Pi1on	Engrane		
$N_i =$	12	28	Dientes	Numero de dientes
$Material =$	Acero	Acero		Tipo de material
	SAE 4340	SAE 4340		Especificacion
$D_p =$	30	70	mm	Diametro de paso
$a =$	2,5	2,5	mm	Altura cabeza del diente
σ_{adm}	1.860.000.000	1.860.000.000	Pa	Esfuerzo adm sin corregir
$J =$	0,4	0,4		Factor geometrico
$P_c =$	7,853981634		mm	Paso circular
$P_b =$	7,380328585		mm	Paso base
$C =$	50		mm	Distancia entre centros
$Z =$	11,28579831		mm	Longitud de accion
$m_p =$	1,529172879			Razon de contacto
$B =$	0,396850263			Factor que depende de Q_v
$A =$	83,77638527			Factor que depende de B
$K_v =$	0,82			Factor Dinamico
$K_m =$	1,3			Factor distribucion de carga
$\sigma_b =$	222.680.880	222.680.880	Pa	Esfuerzos por la carga
$\sigma_{adm c} =$	1.674.000.000	1.674.000.000	Pa	Esfuerzo admisible corregido
Resultado	SEGURO			
$FDS =$	7,517484			Factor de seguridad

5.1.2 Cálculo de esfuerzos superficiales. La siguiente ecuación es utilizada en el cálculo de esfuerzos superficiales que actúan en el diente debido a cargas de contacto

$$\sigma_c = C_p \sqrt{\frac{F_t}{b \cdot I \cdot D_p} * \frac{C_a \cdot C_m}{C_v} * C_s * C_f} \leq \sigma_{Admissible} \quad ^1$$

Ecuación 12

➤ **Factor de geometría superficial I**

$$I = \frac{\cos \varphi}{\left(\frac{1}{\rho_p} + \frac{1}{\rho_g}\right) * D_p}$$

Ecuación 13

$$\rho_p = \sqrt{(r_p + M)^2 - (r_p * \cos \varphi)^2} - \pi * M * \cos \varphi$$

Ecuación 14

$$\rho_g = C * \operatorname{sen} \varphi - \rho_p$$

Ecuación 15

$$r_p = 13.75 \text{ mm}$$

$$M = 2.5 \text{ mm}$$

$$\varphi = 20^\circ$$

Reemplazando estos valores en la ecuación 14 y 15 se calcula el radio de curvatura del diente en el piñón

$$\rho_p = 2.991 \text{ mm}$$

$$\rho_g = 14.109 \text{ mm}$$

Ahora reemplazando estos valores en la ecuación 13 obtenemos el factor de geometría superficial I

¹ NORTON, ROBERT L. Diseño de Maquinas. México: Prentice, Hall, 1999.

$$I = 0.077$$

➤ **Coefficiente elástico C_p**

$$C_p = \sqrt{\frac{1}{\pi^* \left[\left(\frac{1-\nu_p^2}{E_p} \right) + \left(\frac{1-\nu_g^2}{E_g} \right) \right]}} \quad 1$$

Ecuación 16

Coefficiente de poisson ν_p y ν_g son de 0.3 y los módulos de elasticidad E_p y E_g son respectivamente $2 \times 10^5 \text{ MPa}$ y reemplazando en la ecuación 16

$$C_p = 85012.284 \text{ (Pa)}^{0.5}$$

➤ **Factor superficial C_f**

Para un buen acabado en los dientes del engrane $C_f = 1$

Reemplazando los valores obtenidos anteriormente en la ecuación 12 se encuentra el valor del esfuerzo superficial en el diente

$$\sigma_c = 878 \text{ MPa}$$

➤ **Factor de seguridad FDS**

El factor de seguridad para este cálculo es el siguiente

$$FDS = \left(\frac{\sigma_{Adm}}{\sigma_c} \right)^2 \quad 2$$

Ecuación 17

$$FDS = \left(\frac{1080}{860.3} \right)^2$$

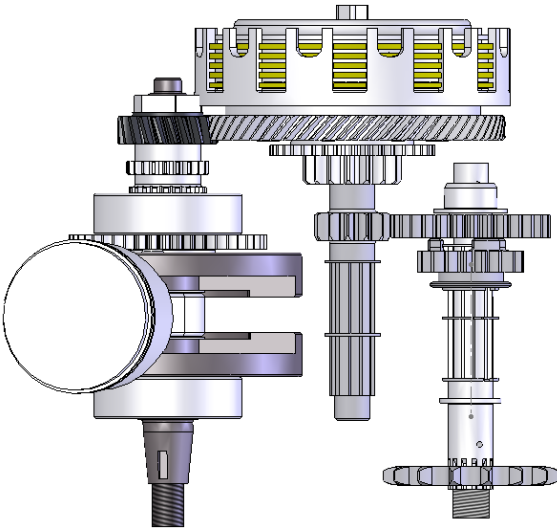
$$FDS = 1.51$$

^{1,2} NORTON, ROBERT L. Diseño de Maquinas. México: Prentice, Hall, 1999.

Tabla 8. Hoja de cálculo de esfuerzos superficiales en los engranajes

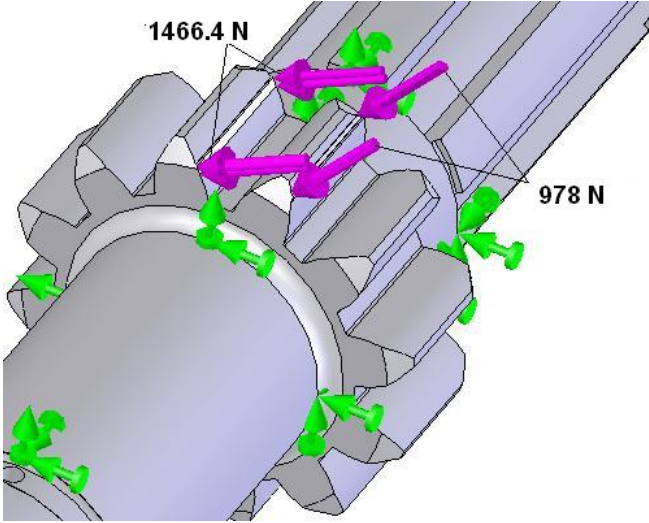
Metodo AGMA				
Calculo de esfuerzos				
Por contacto en el diente				
$\sigma_c = C_p \sqrt{\frac{F_t}{b * I * D_p} * \frac{C_a * C_m}{C_v} * C_s * C_f} \leq \sigma_{Permisible}$				
ϕ =	20		Grados	Angulo de presion
M=	2,5		mm	Paso diametral
HPSTC=	60		%	Porcentaje de carga en un diente
b=	11		mm	Ancho del diente
Ft=	1377,90		N	Fuerza tangencial
vt =	1,63		m/s	Velocidad linea de paso
Ca =	1,25			Factor de aplicación
Qv =	10			Indice de calidad del engrane
Cf =	1,0			Factor acabado superficial
CL =	0,9			Factor de vida
CT =	1,0			Factor de temperatura
CR =	1,0			Factor de confiabilidad
Cs=	1,0			Factor de tamaño
	Piñon	Engranaje		
Ni =	12	28	Dientes	Numero de dientes
Material =	Acero	Acero		Tipo de material
	SAE 4340	SAE 4340		Especificacion
Dureza=	600	600	BHN	Dureza Brinell
V=	0,3	0,3		Coefficiente de poisson
E =	2,E+11	2,E+11	Pa	Modulo de elasticidad
Dp=	30	70	mm	Diametro de paso
σ_{adm} =	1.200.000.000	1.200.000.000	Pa	Esfuerzo admisible sin corregir
I =	0,077306693			Factor geometrico
ρ =	2,991267249	14,109740		
Cp =	85012,284		(Pa)0.5	Coeficiente elastico
CH =	1,00			Factor de dureza
Cv =	0,82			Factor dinamico
Cm =	1,3			Factor de distribucion carga
σ_c =	878.077.240		Pa	Esfuerzo superficial en el diente
$\sigma_{adm c}$ =	1.080.000.000		Pa	Esfuerzo admisible corregido
Resultado	SEGURO			
FDS	1,512801932			Factor de seguridad

Figura 36. Imagen CAD de la primera marcha



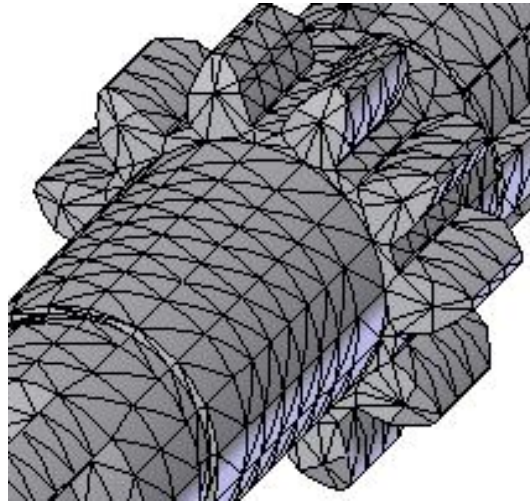
5.1.3 Análisis CAE de los engranajes. A continuación se analizarán los engranajes que intervienen en la primera marcha mediante la ayuda de Cosmos Works.

Figura 37. Ubicación de las fuerzas en el piñón del árbol primario



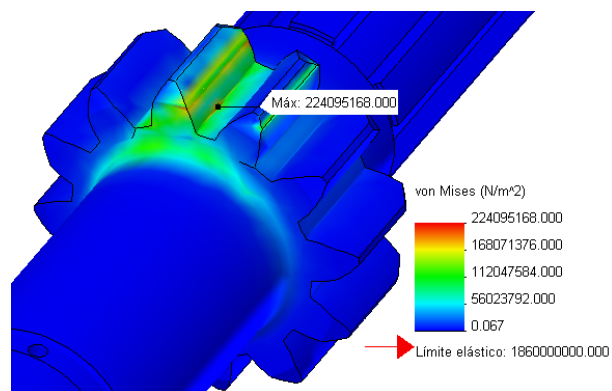
La figura 37 muestra las restricciones y la ubicación de las fuerzas en el diente con su respectivo valor para realizar el análisis, en la figura también se observa que el piñón está tallado sobre el mismo eje, es decir son una sola pieza.

Figura 38. Malla en el piñón generada por el software



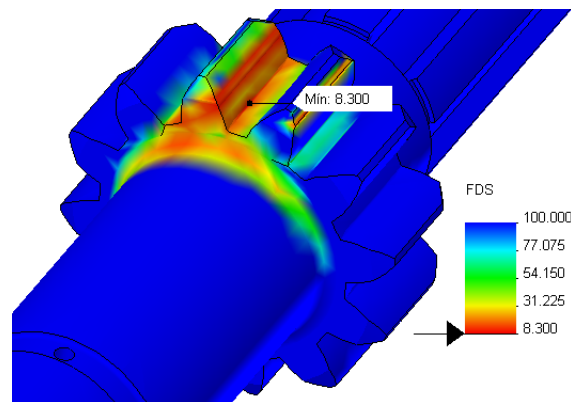
Se observa el mallado que realizó el programa en el engranaje creando 20722 Nodos y 11924 Elementos para analizar

Figura 39. Esfuerzos en el diente del piñón



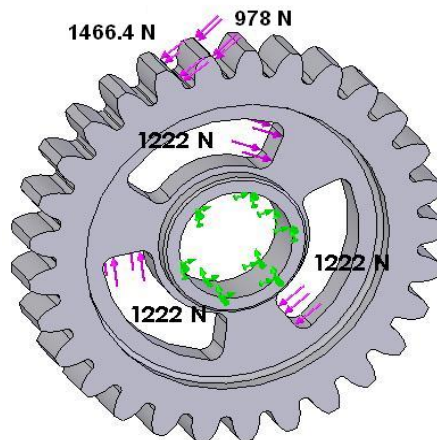
En la figura 39 se observa el análisis de esfuerzos en el piñón donde se puede ver que los valores máximos de esfuerzos generados en la raíz del diente no sobrepasan el límite de fluencia del material utilizado para el diseño y que se encuentra indicado con la flecha roja.

Figura 40. Verificación de diseño



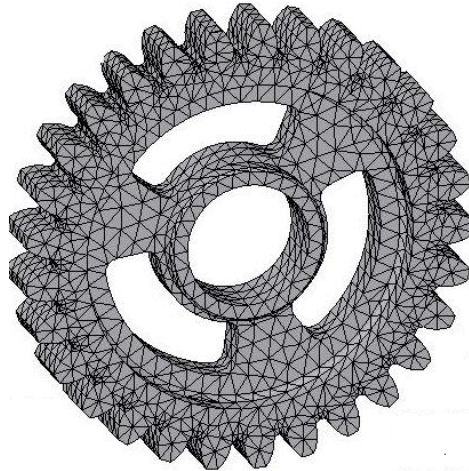
En la Figura 40 se muestra que el factor de seguridad es de 8.3 lo que da una buena resistencia en el diente y por lo tanto asegura un buen diseño donde se comprueba que los esfuerzos a los que está sometido el piñón son más bajos que el límite de fluencia.

Figura 41. Fuerzas en el piñón del árbol secundario



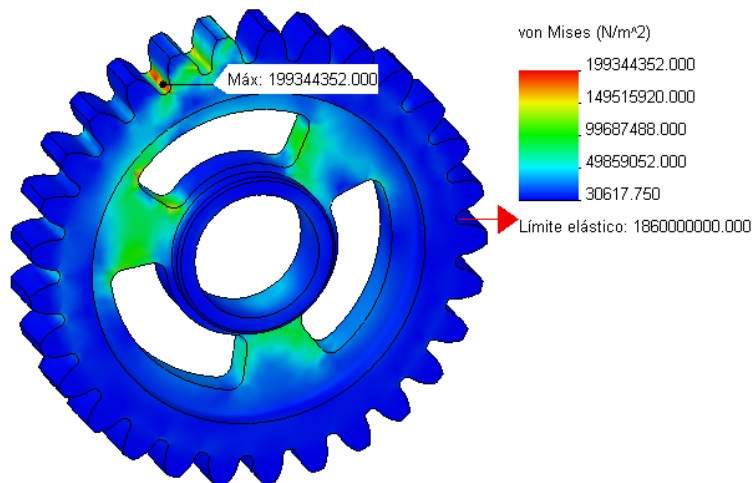
En la figura 41 se muestra la ubicación y el valor de las fuerzas a las que está sometido tanto el diente como las cavidades internas del piñón que son las que transmiten el torque al piñón que está sujeto al eje secundario

Figura 42. Malla del piñón



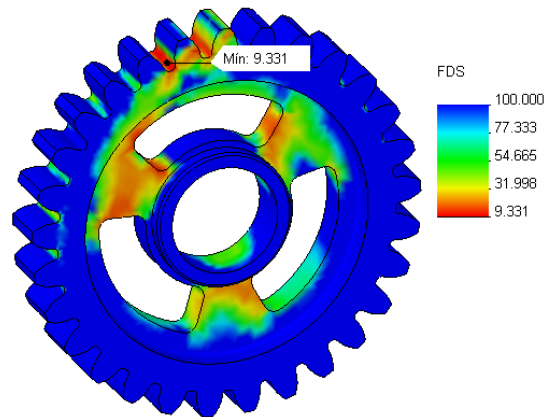
Se puede ver la cantidad de elementos que crea el programa para poder ser analizados y dar una mejor estimación del esfuerzo en el diente en esta malla se encuentran 27855 nodos y 16646 elementos.

Figura 43. Esfuerzos en el piñón



Al observar la figura 43 se nota que el máximo esfuerzo se presenta en la raíz del diente donde el valor máximo no supera el límite de fluencia del material escogido para el análisis.

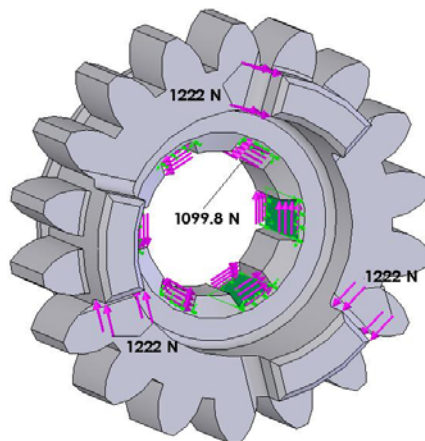
Figura 44. Verificación de diseño



Mediante el cálculo del factor de seguridad se verifica que el esfuerzo al que está sometido el piñón esta 9.3 veces por debajo del límite del material, luego se comprueba que no abra deformación ni ruptura permanente.

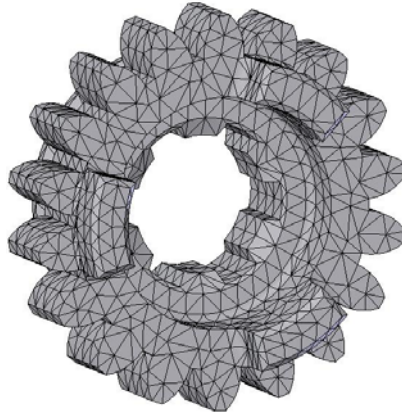
Análisis del piñón deslizante que comunica los dos engranajes anteriores.

Figura 45. Ubicación de fuerzas en el piñón deslizante.



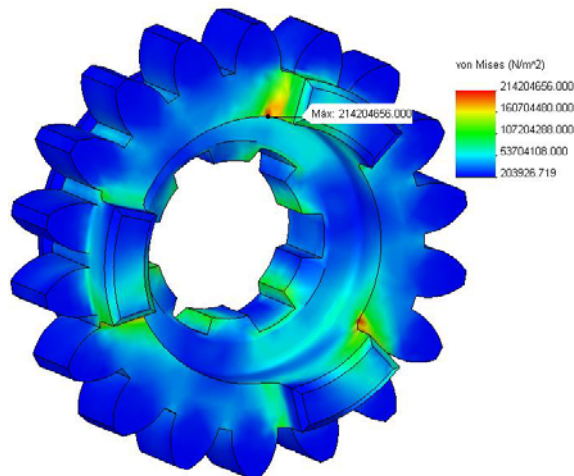
La figura 45 muestra la fuerza distribuida por el contacto con el piñón anterior y la fuerza en cada una de las estrías del eje con sus respectivos valores para el análisis

Figura 46. Malla del piñón deslizante



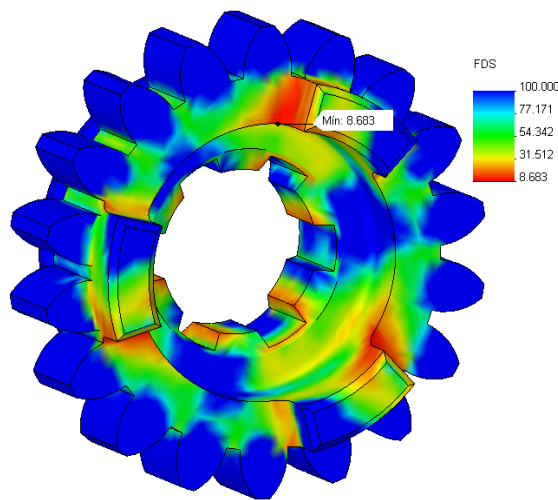
Se observa la cantidad de elementos que genera el programa para el análisis, algo que asegura una mayor precisión de resultados y que nos disminuye el tiempo de cálculo se hubiese hecho a mano. Cantidad de nodos 17130 y número de elementos 10034

Figura 47. Esfuerzos en el piñón



Para la primera marcha la figura 47 no compromete ninguno de sus dientes debido a que su forma de recibir las fuerzas es por medio de las tres pestañas y a su vez transmite el torque al eje por medio de sus estrías interiores. El esfuerzo máximo se presenta en la raíz de una de estas pestañas y este no sobrepasa el límite de fluencia del material.

Figura 48. Verificación de diseño

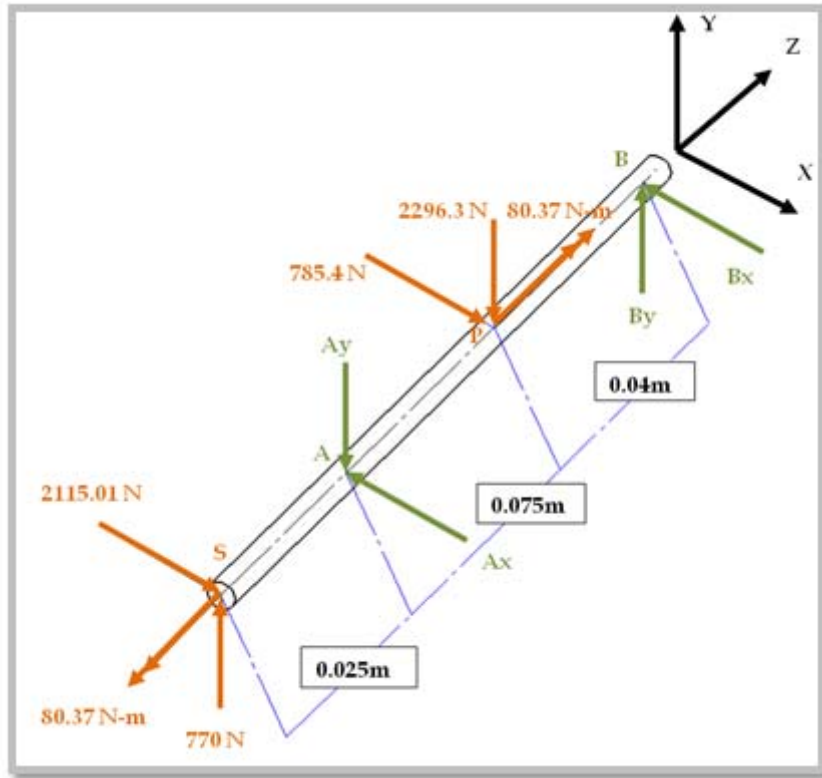


Por medio de esta imagen se comprueba que el límite de fluencia está 8.6 veces por encima del esfuerzo máximo al que se somete el engranaje, lo que define es un buen diseño.

5.2 CALCULO DEL EJE SECUNDARIO

Se calcula este eje debido a que soporta el torque del engranaje del eje primario, el torque de la rueda dentada, además de la tensión de la cadena, y de las reacciones en los cojinetes.

Figura 49. Cargas sobre el eje secundario



La estática en el plano ZY es la siguiente:

Haciendo sumatoria de momentos en el punto A.

$$\sum M_A = 0$$

$$B_Y * 0.115 = 770 * 0.025 + 2296.3 * 0.075$$

$$B_Y = 1664.98 \text{ N}$$

Ahora haciendo sumatoria de fuerzas en el eje y.

$$\sum F_Y = 0$$

$$1664.98 + 770 - 2296.3 - A_Y = 0$$

$$A_Y = 138.68 \text{ N}$$

La estática en el plano XZ es la siguiente.

Haciendo sumatoria de momento en A.

$$\sum M_A = 0$$

$$2115.01 * 0.025 - 785.4 * 0.075 + B_X * 0.115 = 0$$

$$B_X = 52.48 \text{ N}$$

Ahora haciendo sumatoria de fuerzas en el eje X.

$$\sum F_X = 0$$

$$-52.48 + 785.4 - A_X + 2115.01 = 0$$

$$A_X = 2847.93 \text{ N}$$

Figura 50. Solución de las incógnitas sobre el eje

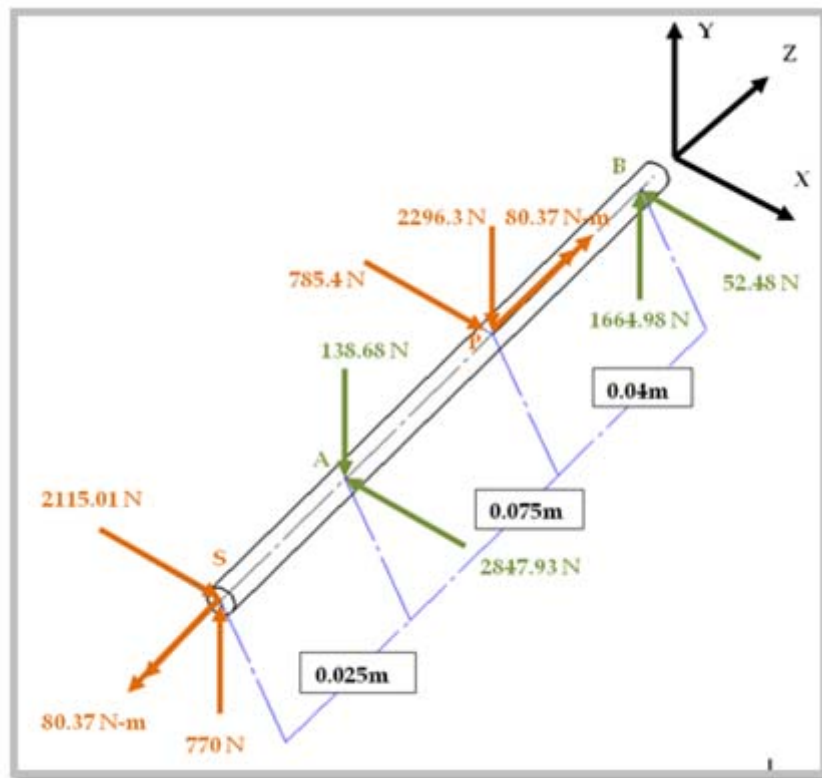


Figura 51. Diagramas de cortante y momento sobre el eje Plano ZY

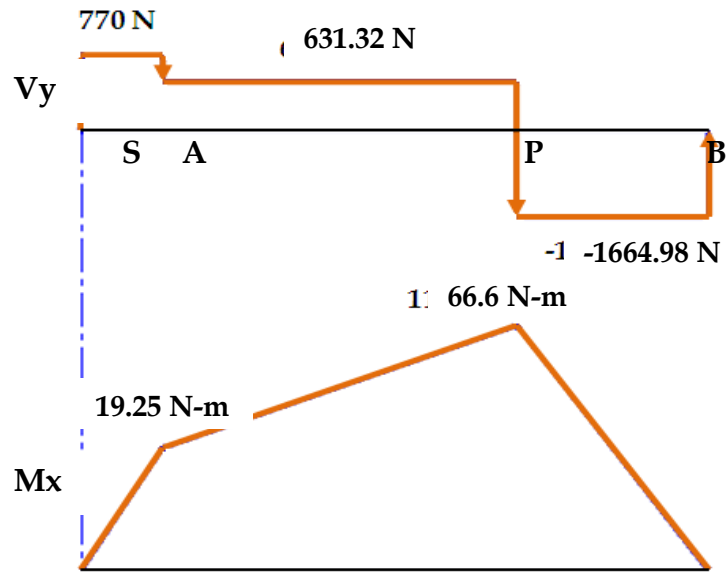
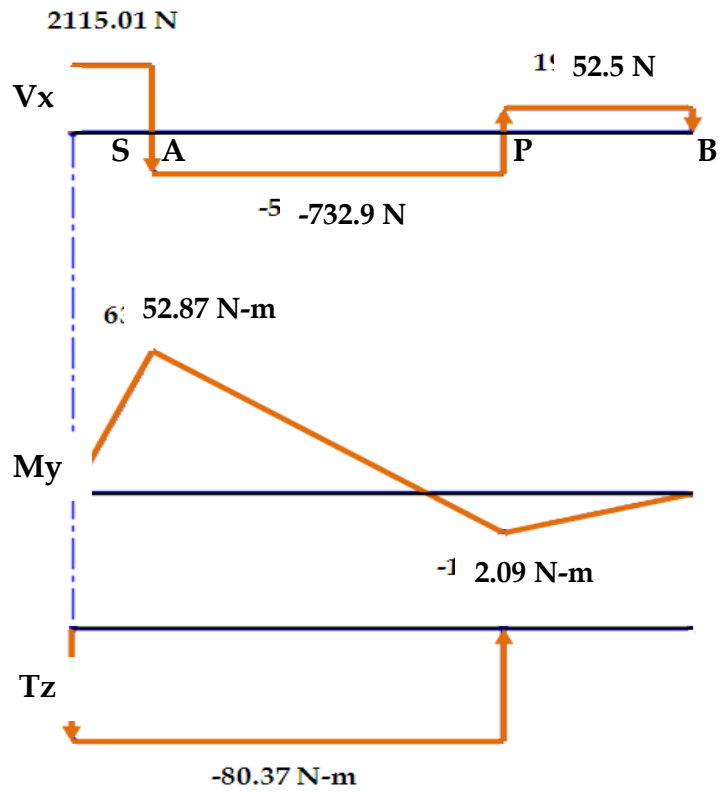


Figura 52. Diagramas de cortante, momento y torsión en el eje plano ZX



Análisis de puntos críticos. De los diagramas anteriores se tiene que los posibles puntos críticos son donde está ubicado el engranaje de la caja de velocidades del eje secundario (punto P) y el punto A donde está ubicado el sprocket para la transmisión final por cadena en los que se presenta los valores de momento más altos pero por presentar el momento resultante mayor se define el punto P como el más crítico.

Las características del material utilizado son las siguientes:

Acero AISI C4140¹

$$S_u = 1.86 \text{ E9 Pa}$$

$$S_y = 1.66 \text{ E9 Pa}$$

$$S'_n = \frac{S_u}{2} = \frac{1.86 \text{ E9 Pa}}{2} = 9.3 \text{ E8 Pa}$$

$$S_n = S'_n * C_d * C_s * C_L * C_C * C_T$$

C_L : Factor de Carga=1

C_d : Factor de Tamaño eje mecanizado=0.85

C_s : Factor de acabado superficial=0.85

C_C : Factor de Confiabilidad=0.848

C_T : Factor de Temperatura=1

$$S_n = 9.3 \text{ E8} * 1 * 0.85 * 0.85 * 0.848 * 1$$

$$S_n = 5.69 \text{ E8 Pa}$$

¹ FAIRES, V. Diseño de elementos de máquinas. México: Limusa, 1998

$$d = \left\{ \frac{32 * N}{\pi} \left[\left(\frac{K_f * M}{S_n} \right)^2 + \frac{3}{4} * \left(\frac{T_m}{S_u} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

Ecuación 18

$$d = \left\{ \frac{32 * 2}{\pi} \left[\left(\frac{1.9 * 66.6}{4.43E8} \right)^2 + \frac{3}{4} * \left(\frac{80.37}{1.45E9} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 0.018 \text{ m} = 18 \text{ mm}$$

Ahora teniendo en cuenta que se deben hacer chavetas para que el engrane pueda transmitir el torque al eje y además se pueda desplazar axialmente se decide aumentar el diámetro a 23mm, entonces calculando el nuevo factor de seguridad basado en el criterio de Misses-Goodman para teoría de falla para carga combinada en fatiga.

$$\frac{1}{N} = \left[\left(\frac{\sigma_m}{S_u} + K_f \frac{\sigma_a}{S_n} \right)^2 + 3 \left(\frac{\tau_m}{S_u} + K_{fs} \frac{\tau_a}{S_n} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

Ecuación 19

Por no haber carga axial en el eje se tiene que $\sigma_m = 0$

$$S_n = S'_n * C_d * C_L * C_S * C_c * C_T * C_U$$

$$C_d = 1.189(d)^{-0.097} = 1.189(23)^{-0.097} = 0.877$$

$$S_n = 9.3 \text{ E}8 * 0.877 * 1 * 0.85 * 0.848 * 1 * 1$$

$$S_n = 5.878 \text{ E}08 \text{ Pa}$$

$$\sigma_a = \frac{M * C}{I} = \frac{66.6 * 32}{\pi * (0.023)^3} = 5.57 \text{ E}07 \text{ Pa}$$

$$\tau_a = \frac{T * C}{J} = \frac{16 * 80.37}{\pi * (0.023)^3} = 3.36 \text{ E}07 \text{ Pa}$$

$$\tau_m = \frac{\tau_a}{2} = \frac{3.36 \text{ E07 Pa}}{2} = 1.68 \text{ E07 Pa}$$

$$r = 0.5$$

$$\frac{D}{d} = 1.3$$

$$\frac{r}{d} = 0.021$$

$$K_t = 2.4$$

Por lo tanto se tiene que el valor de K_f es el siguiente:

$$\text{Con } q = 0.67$$

$$K_f = q(K_t - 1) + 1$$

$$K_f = 0.67 * (2.4 - 1) + 1 = 1.938$$

$$K_{ts} = 1.85$$

Se puede calcular el valor de K_{fs}

$$K_{fs} = 0.67 * (1.85 - 1) + 1 = 1.57$$

Aplicando la ecuación 19 se encuentra el factor de seguridad

$$\frac{1}{N} = \left[\left(\frac{0}{1.86 \text{ E09}} + 1.938 \frac{5.57 \text{ E07}}{5.899 \text{ E08}} \right)^2 + 3 \left(\frac{1.68 \text{ E07}}{1.86 \text{ E09}} + 1.57 \frac{3.36 \text{ E07}}{5.899 \text{ E08}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

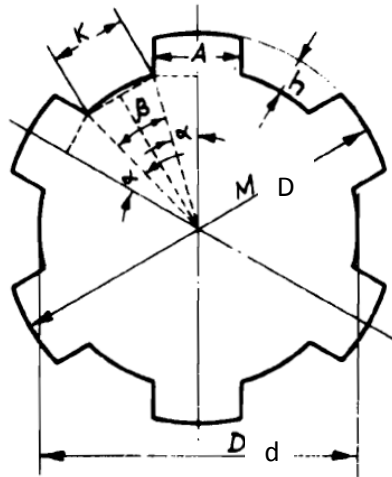
$$\frac{1}{N} = [(0.183)^2 + 3 * (0.009 + 0.089)^2]^{\frac{1}{2}}$$

$$\frac{1}{N} = [0.062]^{\frac{1}{2}}$$

$$N = 4$$

Ahora el diámetro interno del rodamiento ubicado en el punto B nos lo dará la profundidad de las chavetas paralelas.

Figura 53. Esquema de un eje estriado



Fuente: CASILLAS A.L. Maquinas. Madrid: Maquinas.1966

Este tipo de esquema es muy utilizado cuando se requiere que el cubo transmita torque al eje y además se permita movimiento axial, es muy utilizado en las transmisiones de vehículos.

La cantidad de chavetas paralelas utilizadas será 6 las cuales se analizaran en Cosmosworks ya que se conoce el valor de $D=23\text{mm}$.

Para

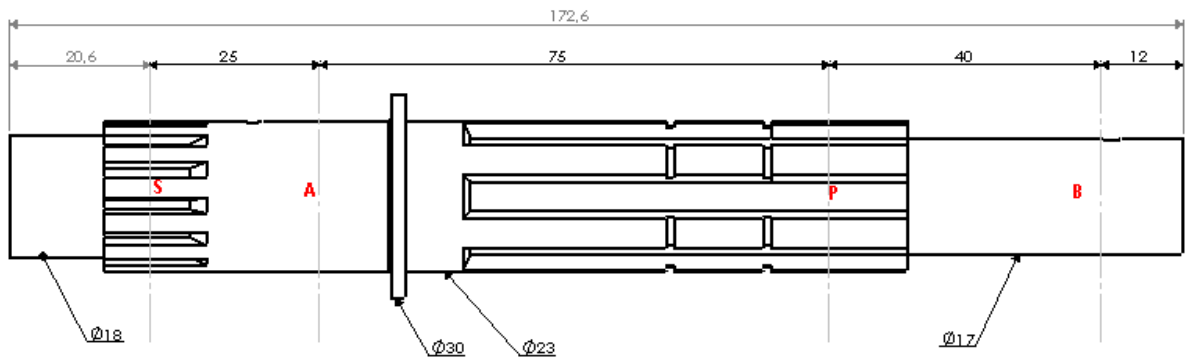
$$h = 3\text{mm} = 0.003\text{m}$$

$$L = 20\text{mm} = 0.02\text{m}$$

$$N_t = 6$$

Se tiene que el diámetro menor del eje será $d=17\text{mm}$ para un rodamiento de diámetro interno de 17 mm

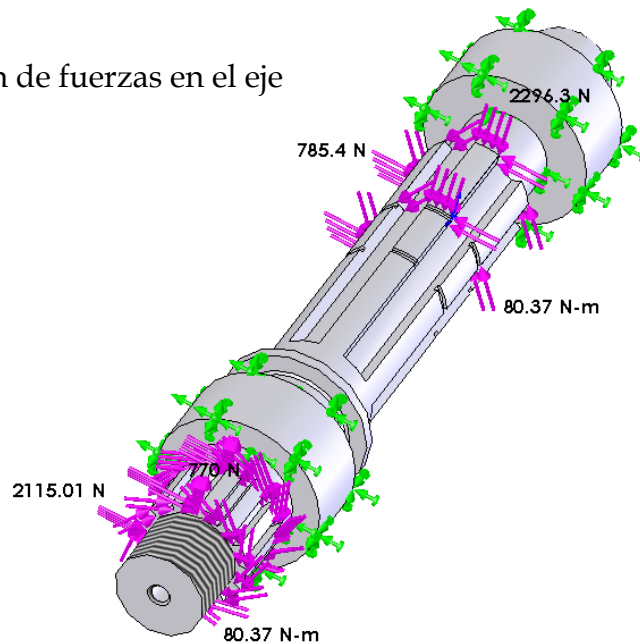
Figura 54. Diámetros y chavetas en el eje.



➤ **Análisis CAE del eje o árbol secundario.**

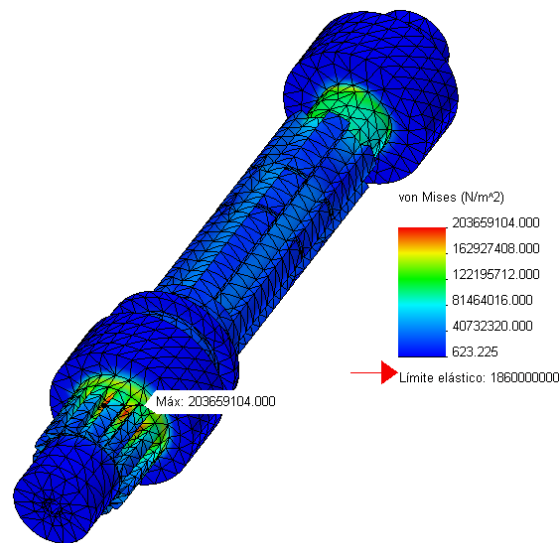
Con ayuda de Cosmosworks se analiza el eje ubicando los valores de las fuerzas que actúan sobre el eje, el valor de los torque será dividido por el números de chavetas que permiten la transmisión del mismo

Figura 55. Ubicación de fuerzas en el eje



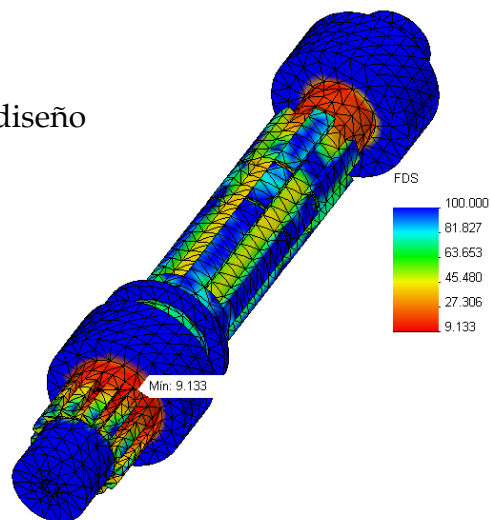
Las fuerzas que se colocan en el eje son las fuerzas que transmite el piñón de la figura 33 y las fuerzas que se observan en la esquina del eje son producto del mismo torque pero su valor disminuye debido a una mayor cantidad de estrías.

Figura 56. Análisis de esfuerzos



En la figura 56 se observa que el valor máximo de esfuerzo al que está sometido el eje no sobrepasa el límite elástico del material que se eligió para el diseño del eje

Figura 57. Verificación de diseño



La imagen 57 muestra que el factor de seguridad mínimo es de 9.1 el cual se encuentra en las estrías de la esquina del eje es decir donde está ubicado el piñón de arrastre o sprocket este factor asegura que el límite elástico del material está por encima del esfuerzo máximo al que está sometido el árbol o eje secundario.

5.3 CALCULO DEL EMBRAGUE

Para diseñar el embrague se propone primero un material y tamaño de los anillos luego se demuestra mediante cálculos que este embrague es capaz de transmitir el Torque necesario para un buen funcionamiento.

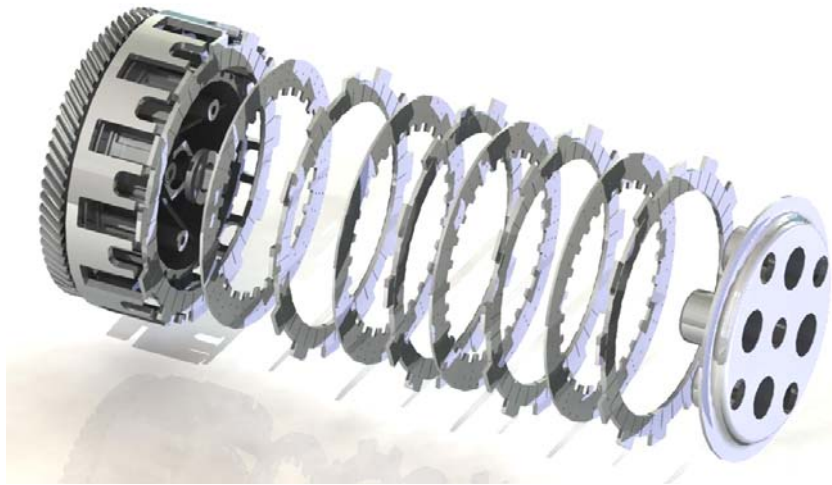
Tabla 9. Materiales utilizados para frenos y embragues

<i>Material</i>	<i>Coficiente de friccion</i>		<i>Temperatura maxima</i>		<i>Presion maxima</i>	
	<i>En humedo</i>	<i>En seco</i>	<i>°F</i>	<i>°C</i>	<i>Psi</i>	<i>Kpa</i>
<i>Hierro fundido sobre hierro fundido</i>	0,05	0,15 -0,20	600	320	150 - 250	1000 - 1750
<i>Metal pulverizado sobre hierro fundido</i>	0,05 - 0,1	0,1-0,4	1000	540	150	1000
<i>Metal pulverizado sobre acero endurecido</i>	0,05 - 0,1	0,1-0,3	1000	540	300	2100
<i>Madera sobre acero o hierro fundido</i>	0,16	0,2-0,35	300	150	60 - 90	400 - 620
<i>Cuero sobre acero o hierro fundido</i>	0,12	0,3-0,5	200	100	10-14	70 - 280
<i>Corcho sobre acero o hierro fundido</i>	0,15 - 0,25	0,3-0,5	200	100	8 - 14	50 - 100
<i>Fieltro sobre acero o hierro fundido</i>	0,18	0,22	280	140	5 - 10	35 - 70
<i>Asbesto tramado sobre acero o hierro fundido</i>	0,1 - 0,2	0,3-0,6	350-500	175 - 260	50 - 100	350 - 700
<i>Asbesto moldeado sobre acero o hierro fundido</i>	0,08 - 0,12	0,2-0,5	500	260	50 - 150	350 - 1000
<i>Asbesto impregnado sobre acero o hierro fundido</i>	0,12	0,32	500 - 750	260 - 400	150	1000
<i>Grafito sobre acero</i>	0,05 - 0,1	0,25	700 - 1000	370 - 540	300	2100

Fuente: SHIGLEY, J. Edward. Diseño en ingeniería mecánica. México: Mcgraw-Hill, 1985

De la tabla anterior se escoge asbesto impregnado sobre acero con coeficiente de fricción en húmedo de 0.12 ya que este embrague funcionara en aceite.

Figura 58. Despiece del embrague



Los parámetros de cálculo son los siguientes

Torque a transmitir de

Eje de 22 milímetros

Diámetro de transmisión de fuerza de los embragues

Diámetro menor = 120mm

Diámetro mayor = 140mm

Fricción = 0.12 operado en aceite

Para calcular el torque que puede transmitir cada pareja de discos se tiene la siguiente ecuación.

$$T = F * f * \frac{Ro+Ri}{2}$$

Ecuación 17

Ahora para calcular el valor de la fuerza axial necesaria para acoplar o desacoplar los disco

$$F = P * \pi * (Ro^2 - Ri^2)$$

Ecuación 18

Reemplazando en la ecuación 18 los datos conocidos y siendo p la presión media del material para el embrague escogido de la tabla 10 se tiene.

$$F = 140000 * \pi * (0.07^2 - 0.06^2)$$

$$F = 571.77 \text{ N}$$

Torque por pareja

$$T = (571.77) * (0.12) * \left(\frac{0.07 + 0.06}{2}\right)$$

$$T = 4.45 \text{ N} - m$$

$$\text{Torque a transmitir} = 39.7 \text{ N}$$

Para calcular el número de superficies que se necesitan con el fin de transmitir el valor del torque total se tiene que.

$$\text{Número de superficies} = \frac{\text{Torque total}}{\text{Torque por pareja}}$$

Ecuación 19

$$= \frac{39.7}{4.45}$$

$$= 8.92$$

Lo que quiere decir que son 10 superficies en contacto.

Los datos necesarios para la selección del embrague son los siguientes:

Diámetro externo del anillo = 140mm

Diámetro interno del anillo = 120mm

Numero de dientes del engrane del embrague = 62

Numero de discos de bronce = 5

Numero de discos de acero = 4

A continuación se muestra una hoja de cálculo en Excel que facilita el cálculo de la cantidad de superficies necesarias para poder transmitir el torque deseado

Tabla 10. Hoja de cálculo del embrague por dos métodos diferentes

EMBRAGUE			
Datos de entrada			
Metodo	Desgaste uniforme		Tipo de analisis
$T=$	37,9	$N\cdot m$	Torque
$Ri=$	0,060	m	Radio interior
$Ro=$	0,07	m	Radio exterior
$\mu=$	0,12		Coeficiente de rozamiento
$P=$	140000	Pa	Presion media permisible
Datos de salida			
$F=$	571,769863	N	Fuerza axial
$Rf=$	0,06500	m	Radio de rozamiento
$n=$	8,498129533		Parejas de superficies en contacto
$Ti=$	4,459804932	$N\cdot m$	Torque por pareja

Datos de entrada			
Metodo	Presion de uniforme		Tipo de analisis
$T=$	37,9	$N\cdot m$	Torque
$Ri=$	0,060	m	Radio interior
$Ro=$	0,07	m	Radio exterior
$\mu=$	0,12		Coefficiente de rozamiento
$P=$	140000	Pa	Presion media permisible
Datos de salida			
$F=$	571,769863	N	Fuerza axial
$Rf=$	0,065128205	m	Radio de rozamiento
$n=$	8,481400931		Parejas de superficies en contacto
$Ti=$	4,468601391	$N\cdot m$	Torque por pareja

5.4 CALCULO DE LA TRANSMISIÓN POR CADENA

Para el cálculo de la transmisión por cadena se tiene que para condiciones iniciales.

Es decir en primera marcha, el eje de salida del motor girara a 445.53 RPM y la rueda trasera girara a 171.36 RPM.

Relación de velocidad R.

$$R = \frac{RPM \text{ conductor}}{RPM \text{ conducido}}$$

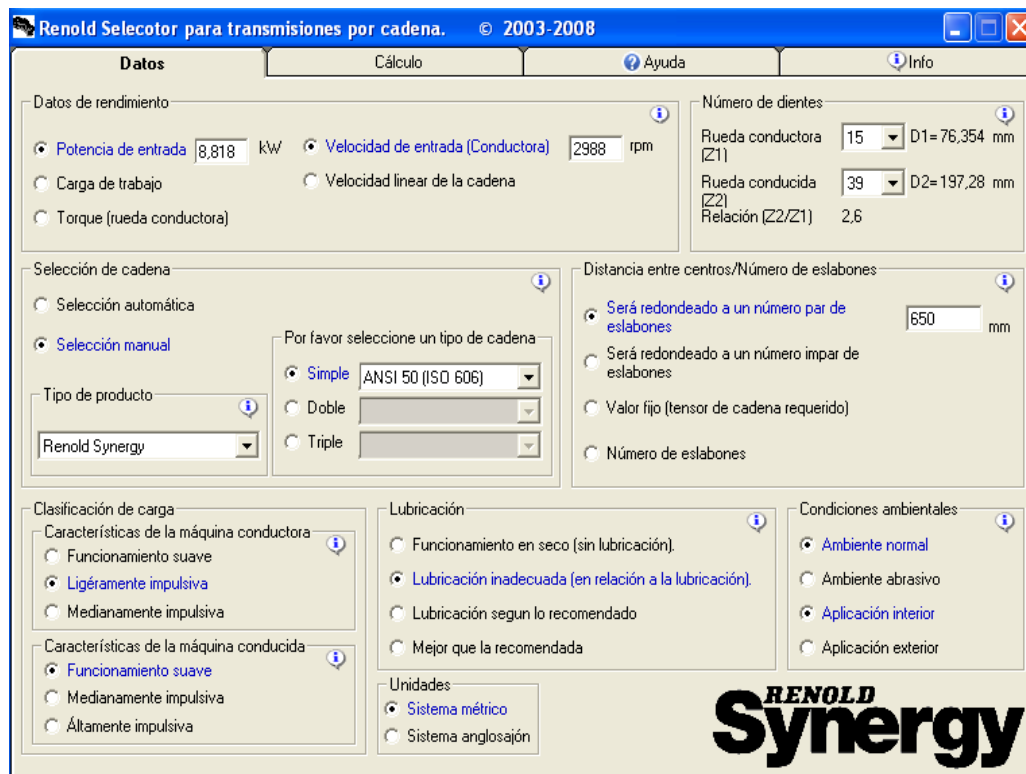
$$R = 2.6$$

Con la relación de velocidad se puede encontrar el número de dientes del sprocket de la rueda trasera conociendo el número de dientes del piñón, de la (tabla 6) se tiene que el piñón tiene un numero de dientes de 15 entonces.

El numero de dientes del sprocket de la rueda trasera es $2.6 \cdot 15 = 39$ dientes. Se tiene que la fuerza tangencial en el piñón es de 1280.8 N y la velocidad tangencial es de 9.71 m/s lo que nos da una potencia de 12.44 Kw que equivale a 16.7 Hp luego esta es la potencia de diseño y por lo tanto se puede seleccionar el paso y tipo de cadena.

Para la selección de la cadena se utilizo el programa de la Renold Synergy para transmisiones por cadena el cual es completamente gratuito y ayuda a una buena selección, la potencia y las RPM fueron tomadas de la tabla 6.

Figura 59. Entrada de datos al programa Renold

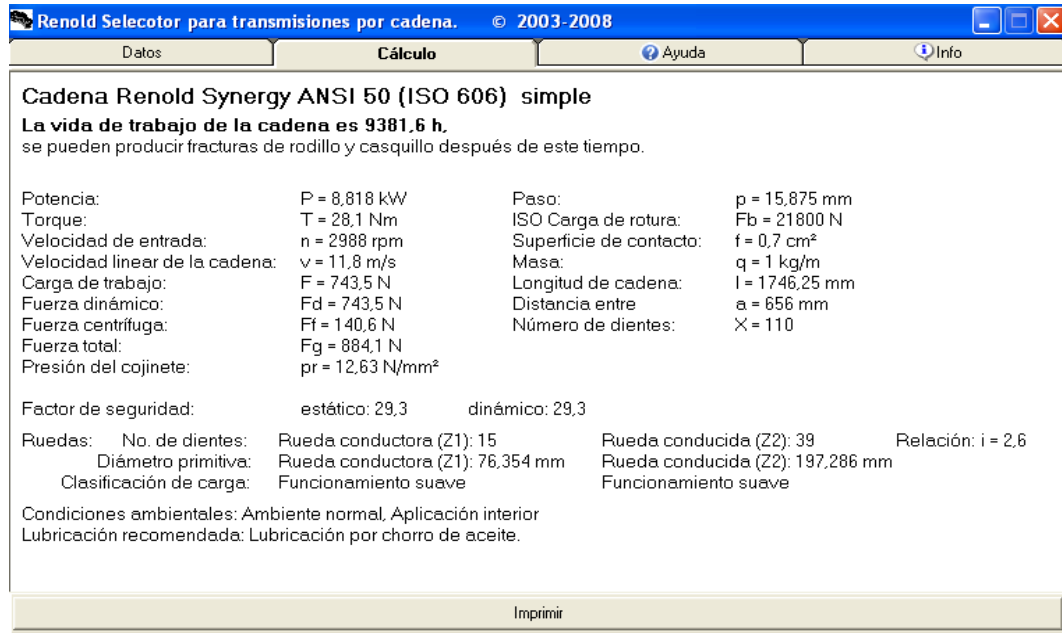


Las características de la cadena y los piñones son las siguientes:

Cadena simple ANSI 50 paso 5/8" Longitud 1746.25 mm con 110 eslabones,

La vida de trabajo de la cadena es de 9381 h equivalente a 13 meses.

Figura 60. Resultados del programa



5.5 DISEÑO DEL CHASIS

Para el diseño del chasis se realizan varios análisis para determinar la transferencia de carga en cada una de las ruedas de la motocicleta teniendo en cuenta la masa en Kg de las partes principales de la moto llamada masa suspendida como lo son:

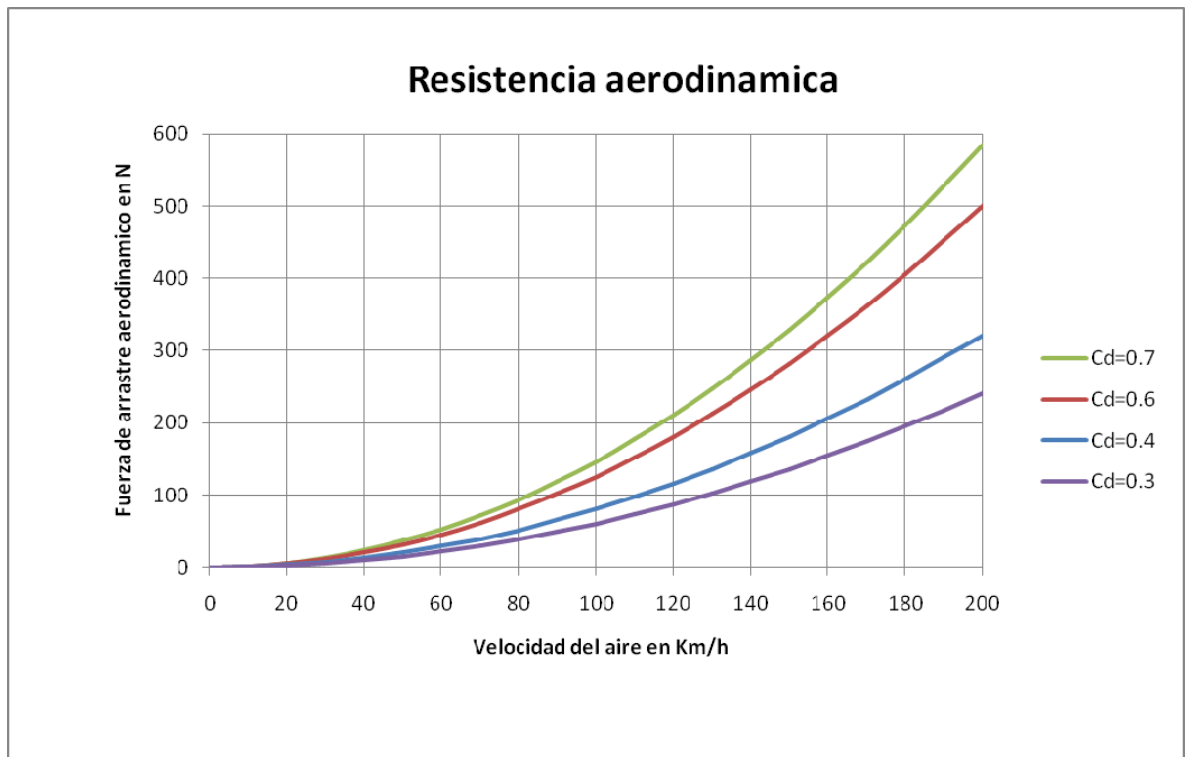
Tabla 11. Peso de los elementos de la motocicleta

Elementos	Masa (Kg)	Peso (N)
Piloto	75	735.75
Chasis	16	156.96
Tanque Lleno	20	196.2
Motor	40	392.4
Carenado	10	98.1
Componentes restantes	30	294.3
Total suspendida	191	1873.71

Masa total suspendida (m_t) = 191 Kg

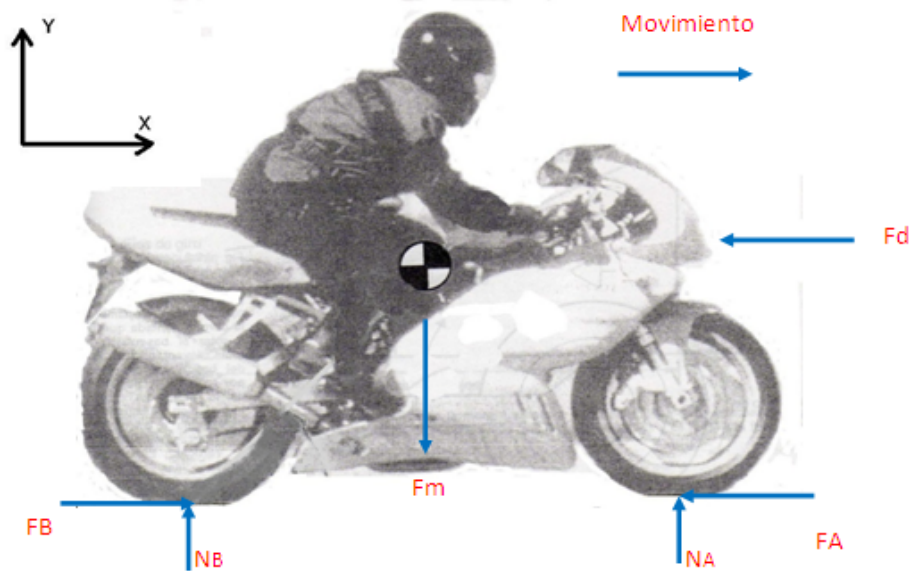
5.5.1 Transferencia de carga por resistencia del viento. La aerodinámica de la motocicleta y la posición del piloto llevan a crear cierta área en la cual el viento golpea con fuerza y esta a su vez va aumentando a medida que la motocicleta adquiere una mayor velocidad haciendo más difícil su desplazamiento, por consiguiente es de gran importancia analizar la transferencia de carga debido al efecto del viento sobre la motocicleta, para esto se genero la siguiente grafica que muestra la variación de la fuerza del viento con respecto a la velocidad y a la forma aerodinámica la cual es expresada mediante un coeficiente de arrastre llamado Cd.

Figura 61. Grafica de resistencia aerodinámica



La grafica muestra el aumento de la fuerza de arrastre aerodinámico para diferentes coeficientes de arrastre en función de la velocidad

Figura 62. Fuerzas en la motocicleta



En nuestro caso se encuentra un coeficiente de arrastre aerodinámico $C_d=0.4$ el cual fue demostrado anteriormente; con el fin de encontrar el valor de la fuerza de arrastre para una velocidad de 160Km/h

$$F_d = C_d * A_f * \frac{V^2 * \rho}{2}$$

Reemplazando los valores del C_d , la velocidad y para este caso un área frontal A_f de 0.5 m^2 y la densidad del aire de 1.2 Kg/m^3 para encontrar el valor de la fuerza de arrastre

$$F_d = 205.75\text{ N}$$

La fuerza debido a la masa suspendida $M = 191\text{Kg}$ y la aceleración de la gravedad $g = 9.81\text{m/s}^2$ es la siguiente.

$$F_m = 1873.71\text{ N}$$

Se procede a determinar el valor de las fuerzas normales en cada llanta. Haciendo sumatoria de fuerzas en el eje Y de la figura 29.

$$\sum F_y = 0$$

$$N_B = F_m - N_A$$

Ecuación 20

Haciendo sumatoria de momentos en B y despejando N_A

$$\sum M_B = 0$$

$$N_A = \frac{F_m * D_{2cdm} - F_d * H_{cp}}{D_{ejes}}$$

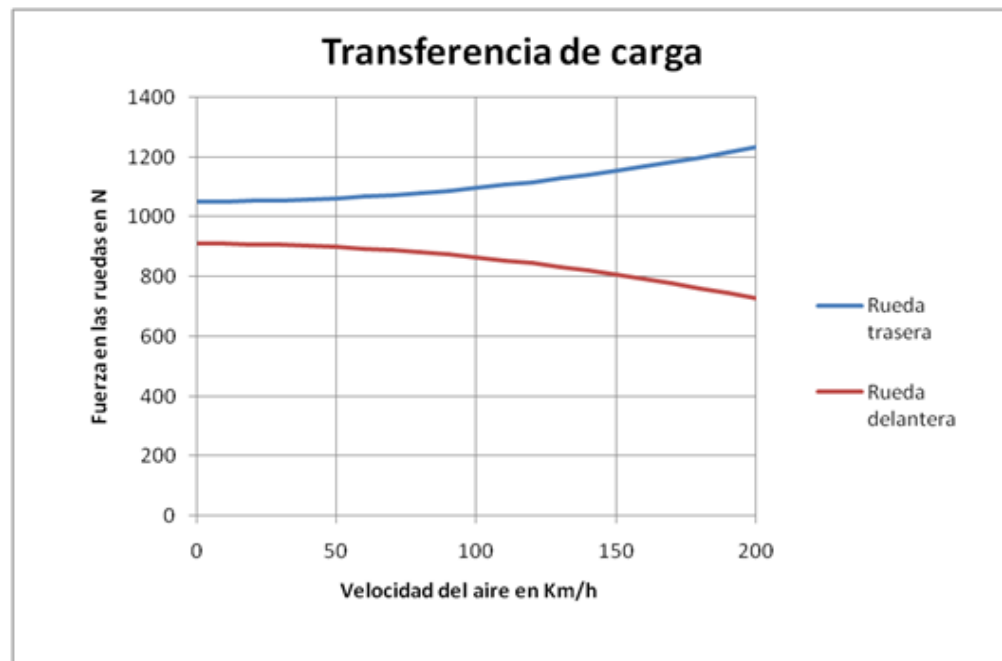
Ecuación 21

Reemplazando los valores encontrados anteriormente tenemos que

$$N_A = 752.4 \text{ N}$$

$$N_B = 1121.31 \text{ N}$$

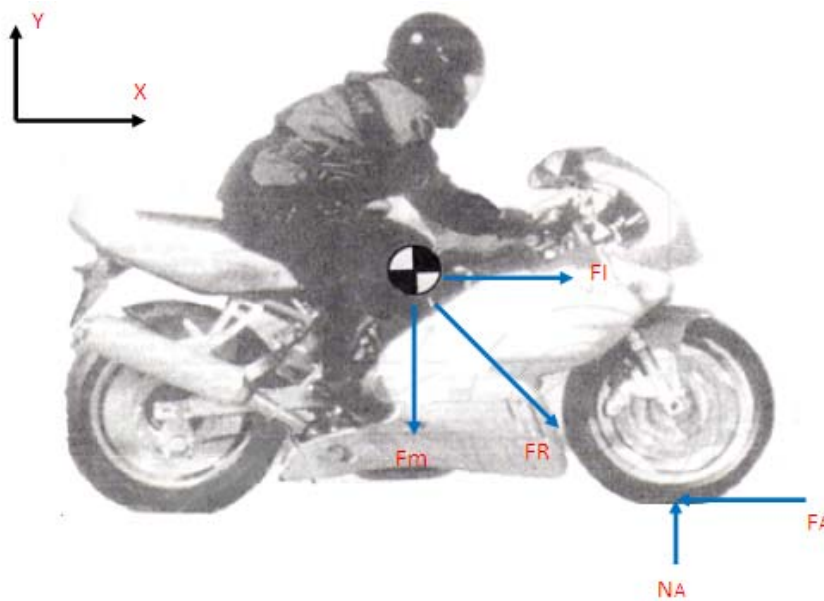
Figura 63. Transferencia de carga en las ruedas



La grafica muestra como varia la carga en ambas ruedas de la moto debido a la resistencia del aire que crea una fuerza que intenta levantar la moto de la parte delantera

5.5.2 Transferencia de carga por frenada delantera. Para este análisis se debe tener en cuenta la masa de la rueda trasera con sus componentes y se determina el valor de la aceleración de la masa suspendida que hace que la rueda trasera se despegue del suelo y por consiguiente se transfiere toda la carga hacia la parte delantera.

Figura 64. Fuerzas por frenada delantera



Haciendo sumatoria de fuerzas en el eje Y para el momento en el que la rueda trasera deja de tener contacto con el suelo.

$$\sum F_y = 0$$

$$N_A = F_m$$

$$F_m = m_t * a_g$$

$$N_A = 1873.7 \text{ N}$$

Sumatoria de momentos en A para determinar la fuerza debido a la inercia de la masa suspendida

$$\sum M_A = 0$$

Con

$$N_B = 0$$

$$F_m * D1_{cdg} = F_I * H_{cdg}$$

$$F_I = \frac{F_m * D1_{cdg}}{H_{cdg}}$$

$$F_I = 1873.71 \text{ N}$$

Ahora con esta fuerza se puede determinar el valor de la aceleración que la masa suspendida debería tener para levantar la motocicleta de la parte trasera

$$F_I = m_t * a$$

$$a = \frac{F_t}{m_t}$$

$$a = 9.81 \text{ m/s}^2$$

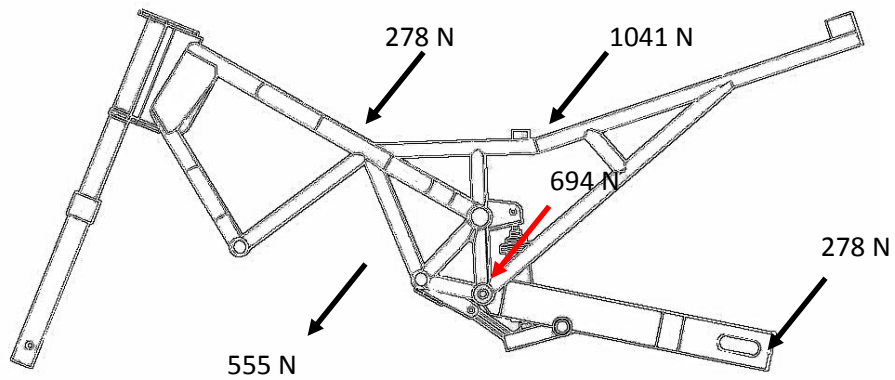
Determinando el valor de la fuerza resultante y su ángulo de aplicación

$$F_R = \sqrt{F_m^2 + F_I^2}$$

$$F_R = 2649.8 \text{ N}$$

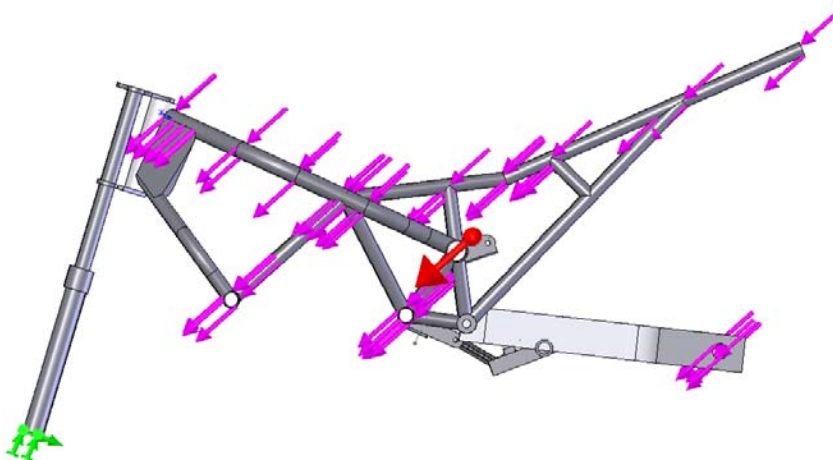
Angulo de aplicación de la fuerza resultante es de 45° debido a que son fuerzas de igual magnitud.

Figura 65. Valor de las fuerzas ubicadas en el chasis



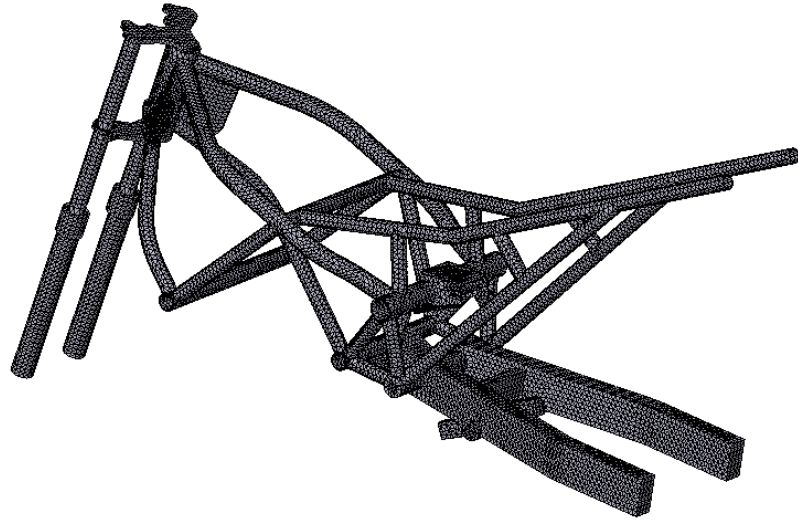
La figura 65 muestra la ubicación de las fuerzas más grandes en el chasis, la flecha roja indica el peso propio se aclara que está incluido el peso aproximado del carenaje

Figura 66. Fuerzas en el chasis



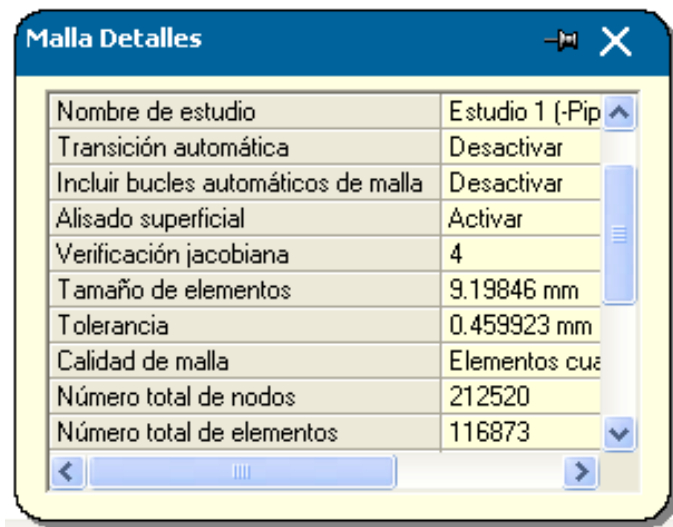
Aquí se muestra la ubicación de las fuerzas y las restricciones en el momento que se produce la frenada con la rueda delantera.

Figura 67. Malla del chasis.



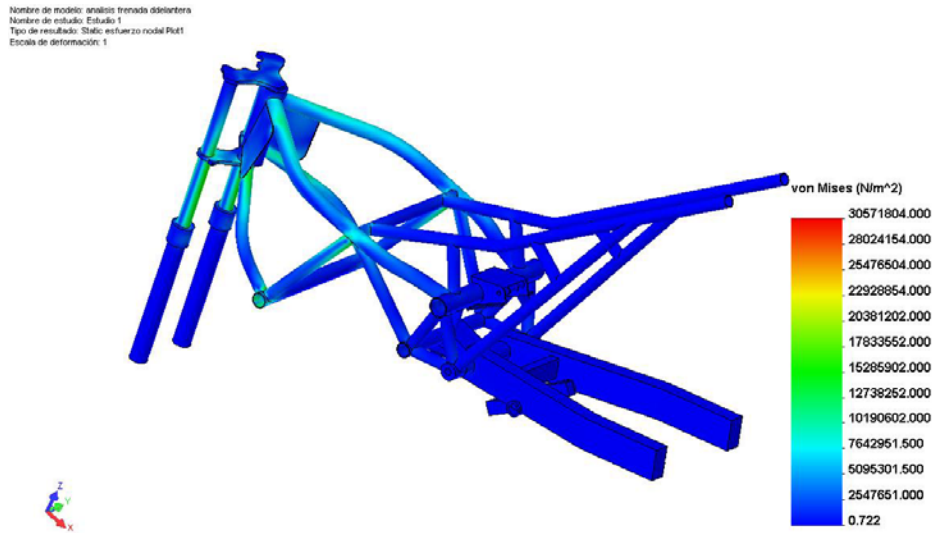
La figura 33 muestra la malla que genera Cosmos Works sobre el chasis para poderlo analizar.

Figura 68. Imagen de los detalles de la malla en el chasis



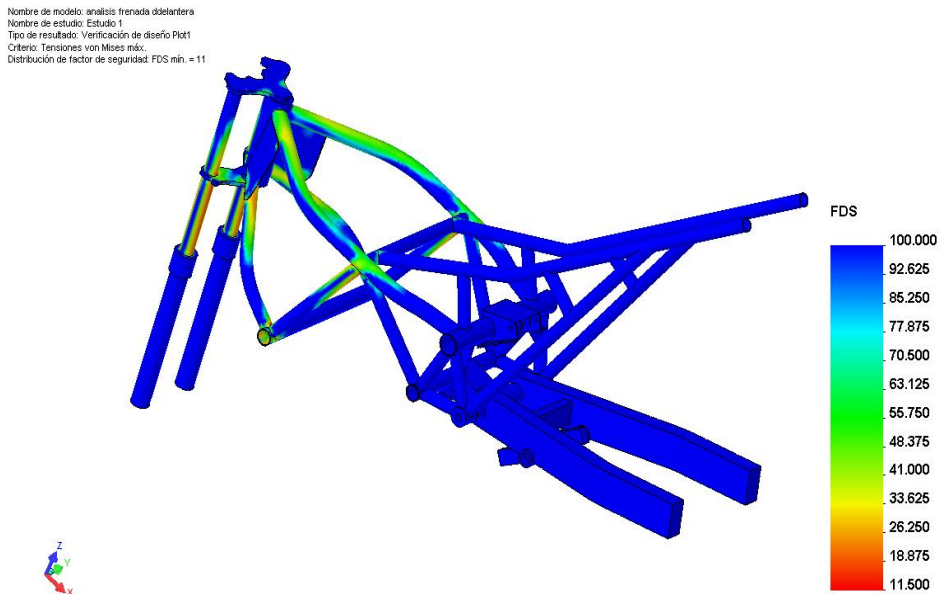
En esta imagen se muestra el número total de nodos y de elementos en la malla con un tamaño de elemento de 9.19 mm.

Figura 69. Análisis de esfuerzos



El análisis muestra los esfuerzos (N/m^2) que se producen en el chasis, obteniendo un valor máximo de 30.67 MPa, donde comparando con el límite de fluencia del material que es de 352.7 Mpa lo que garantiza que ningún elemento del chasis fallara ante los esfuerzos a los que está sometido.

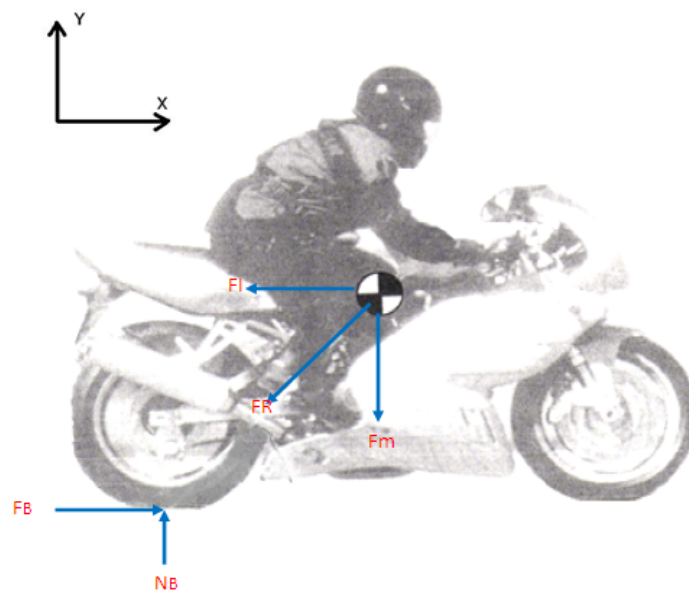
Figura 70. Factor de seguridad



Se puede observar que el valor del factor de seguridad calculado por el software es de 11.5 lo que indica una buena confiabilidad del diseño ya que en esta parte del chasis se está recargando todo el peso de la motocicleta.

5.5.3 Transferencia de carga por aceleración. En este caso se analiza cuando la motocicleta acelera a tal punto que la rueda delantera deja de hacer contacto con el suelo por lo tanto toda la carga se transfiere a la rueda trasera por lo cual esta posición sería crítica.

Figura 71. Fuerzas por aceleración



La fuerza resultante tiene esta dirección debido a que por un momento la tracción que se crea entre la rueda trasera y el suelo trata de moverse hacia delante mientras que la masa suspendida de la motocicleta incluyendo al piloto se quedan quietos lo que hace que se transfiera toda la carga hacia la parte trasera de la moto. Un punto de vista más sencillo sería si se supone que la moto se mueve de adelante hacia atrás y el piloto frenara con la rueda trasera.

Haciendo sumatoria de fuerzas en el eje Y cuando la rueda delantera deje de tocar el suelo se tiene que:

$$\sum F_y = 0$$

$$N_B = F_m$$

Luego el valor de $N_B = 1873.71 \text{ N}$ y haciendo sumatoria de momentos en B se encuentra el valor de F_I

$$\sum M_B = 0$$

$$F_I = \frac{F_m * D2_{cdm}}{H_{cdm}}$$

$$F_I = 1522.4 \text{ N}$$

Ahora conociendo el valor de la fuerza de inercia se puede encontrar el valor de la aceleración

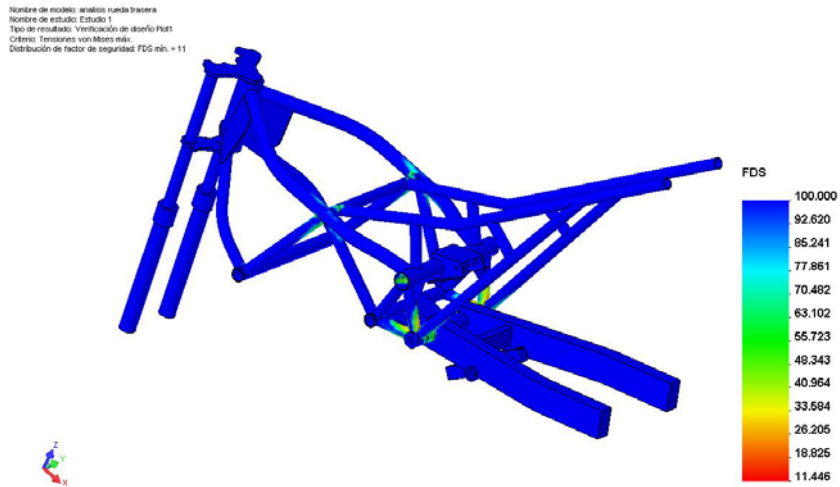
$$a = \frac{F_I}{m_t}$$

$$a = 7.97 \text{ m/s}^2$$

Con este resultado nos damos cuenta que se necesita una menor aceleración para levantar la rueda delantera que para levantar la rueda trasera esto es debido a la ubicación del centro de masa en conjunto es decir que entre más larga sea la distancia entre centros de rueda la moto tendrá un mejor comportamiento y será más estable.

A continuación se analizara el chasis ubicando las fuerzas encontradas, estas fuerzas van distribuidas en el chasis y la masa de cada elemento de la moto será multiplicada por la aceleración, aunque en el recuadro anterior no se

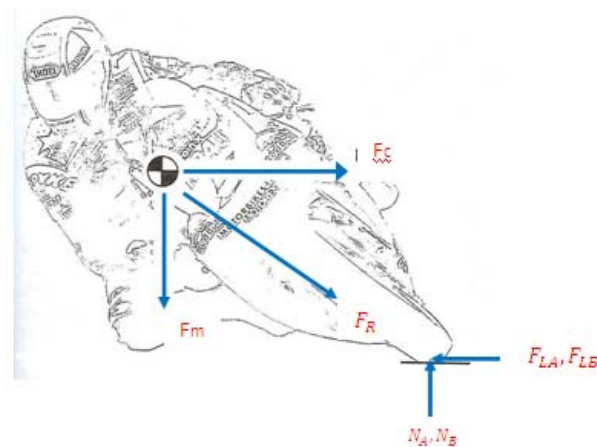
Figura 74. Factor de seguridad.



La figura 74 comprueba que el límite de fluencia del material esta 11.4 veces por encima del esfuerzo máximo al que está sometido el chasis.

5.5.4 Análisis de fuerzas en una curva. Todos los que han conducido una motocicleta saben que cuando entran a una curva se debe inclinar la motocicleta para contrarrestar el efecto de la fuerza centrífuga producto del cambio de dirección.

Figura 75. Fuerzas generadas en una curva.



Ahora por estudios anteriores sabemos que la fuerza centrífuga se rige por la siguiente ecuación

$$F_c = m_t * \frac{V_{tc}^2}{\rho}$$

Ecuación 26

Con la siguiente ecuación se establece el radio de la curva a la cual entraría la motocicleta dependiendo de su velocidad y dando un ángulo de inclinación, con estos datos la ecuación anterior tiene una solución para encontrar el valor del radio de la curva y por consiguiente el valor de la fuerza centrífuga.

$$\rho = \frac{m_t * V_{tc}^2 * \tan \theta}{F_m}$$

Ecuación 27

Para darle valores a esta ecuación se utilizo una hoja de cálculo para mayor rapidez.

Tabla 12. Resultados del radio de curvatura y la fuerza centrífuga.

Entrada de datos			
Ms=	191	Kg	Masa suspendida
G=	9,8	m/s ²	Gravedad
Fm=	1873,7		Fuerza por el peso
Vt=	100,9	Km/h	Velocidad tangencial
Vt=	28,0	m/s	Velocidad tangencial
θ=	45	Grados	Inclinacion de la moto
Resultados			
ρ=	79,99	m	Radio de curvatura
Fc=	1873,80	N	Fuerza centrífuga

Ahora por los resultados obtenidos en la tabla anterior se observa que para dar una inclinación de 45° y una velocidad de 100 Km/h se necesita un radio de curvatura de 80 m donde se genera una fuerza centrífuga de 1873.79 N.

Entonces al desarrollar la ecuación de la fuerza centrífuga para encontrar el valor de la aceleración se tiene que esa aceleración es igual a 1G, luego la masa de los componentes que contiene la motocicleta deben ser multiplicados por esta aceleración y se ubicaran a 45 grados en el chasis.

Figura 76. Puntualización de fuerzas a 45 grados en el chasis.

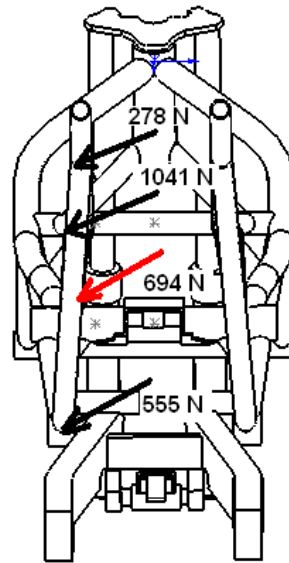


Figura 77. Ubicación de fuerzas distribuidas a 45 grados en el chasis

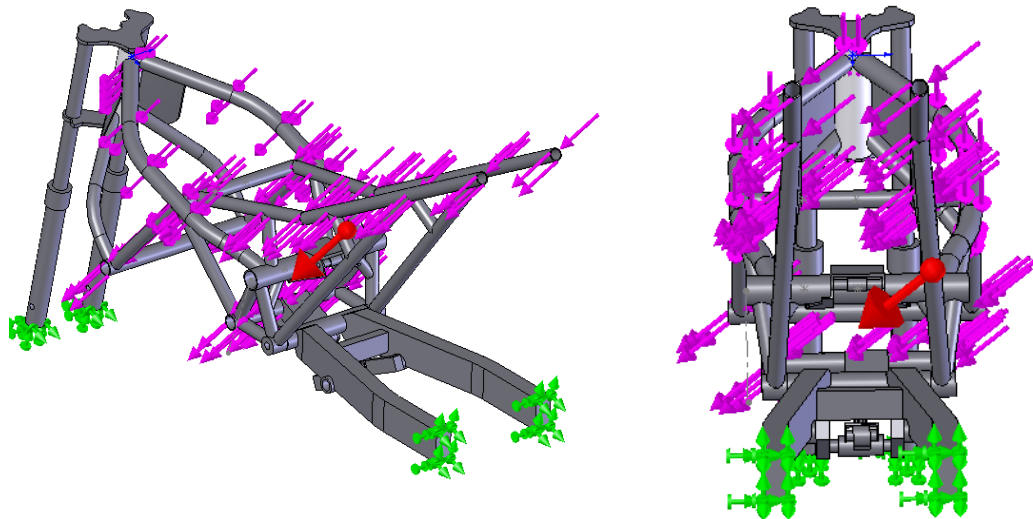
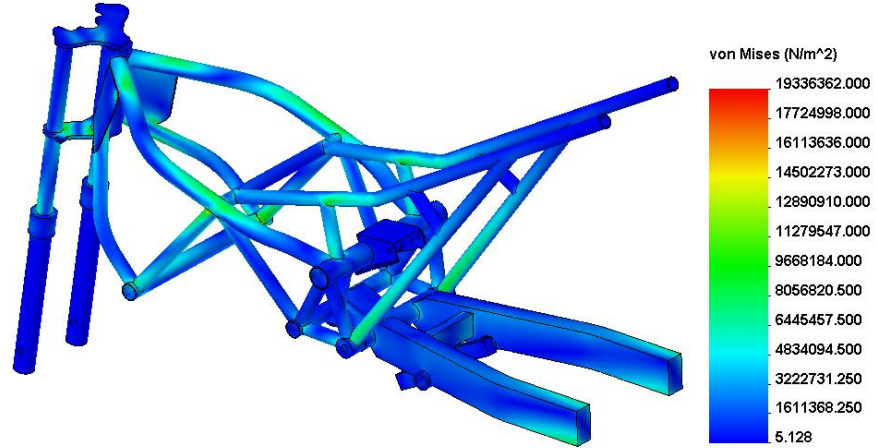


Figura 78. Análisis de esfuerzos

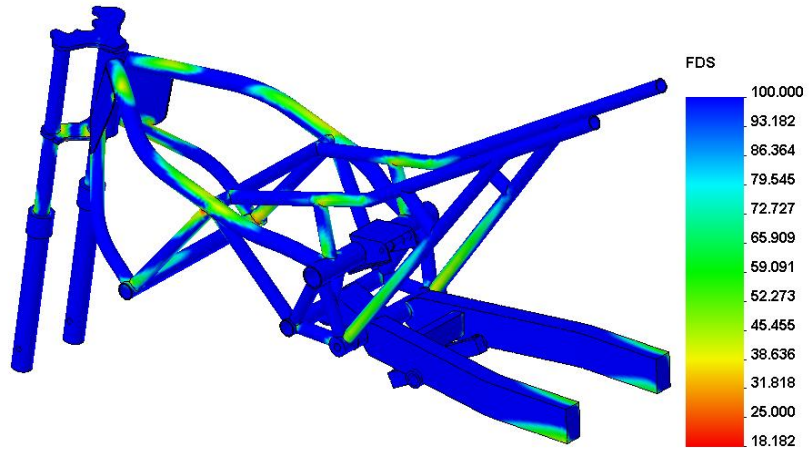
Nombre de modelo: analisis en una curva
Nombre de estudio: Estudio 1
Tipo de resultado: Static: esfuerzo nodal Plot1
Escala de deformación: 1



La figura 78 muestra la distribución de esfuerzos en el chasis cuando se toma una curva con un radio de 80 m a 100 Km/h y con una inclinación de 45 grados.

Figura 79. Factor de seguridad

Nombre de modelo: analisis en una curva
Nombre de estudio: Estudio 1
Tipo de resultado: Verificación de diseño Plot1
Criterio: Tensiones von Mises máx.
Distribución de factor de seguridad: FDS mín. = 18



La figura 79 verifica el diseño del chasis mediante una distribución de colores que definen el factor de seguridad para las condiciones mencionadas en la figura anterior y por tanto se tiene que el mínimo valor es de 18.1.

➤ Conclusiones de los análisis

Los análisis anteriores muestran un factor de seguridad bastante alto en los casos críticos a los que está expuesto el chasis, por lo tanto se puede establecer el diámetro final del tubo utilizado para el análisis y para su construcción

Este tipo de chasis obtiene su rigidez con una mezcla de triangulación, además de la rigidez a la flexión y torsión de los mismos materiales que lo constituyen y un aporte estructural del motor que es el encargado de completar la triangulación más grande presente en el chasis. Por esto para el diseño de la estructura principal se utilizó tubo de acero 1020 con diámetro externo de 33 mm y una pared de 1.9 mm.

Para el subchasis que es la parte que soporta el sillín y debido a que no aporta mucha rigidez al chasis en general, se utilizó un tubo de acero 1020 con diámetro exterior de 26 mm y una pared de 1.9mm.

La unión de los elementos del chasis se realizara con soldadura MIG (Metal Inert Gas) que es conocida también como soldadura con CO_2 esta tipo de soldadura es ventajosa en aspectos como los siguientes:

1. Buena velocidad de trabajo ya que el material de aporte lo realiza la misma máquina.
2. Reducción en el costo de la mano de obra.

3. Reducción de la distorsión debido a que el calor total que se aporta es relativamente pequeño con respecto a las demás soldaduras.
4. Presenta buena soldadura, ya que no deja escoria que haya que limpiar.
5. No se necesita de un soldador demasiado experimentado ya que este sistema no requiere de gran habilidad.

5.6 CALCULO DE LA SUSPENSIÓN

La suspensión es muy importante en las motocicletas debido a que tienen varias misiones básicas:

1. Reducción de fuerzas producidas por el estado del terreno
2. Control en la dirección de la motocicleta
3. Mantener en contacto las ruedas con el suelo
4. Mantener las ruedas correctamente alineadas
5. Mantener la altura optima de la motocicleta

Para poder controlar los ítems anteriores las suspensiones están constituidas por dos sistemas: el resorte y el freno hidráulico o amortiguador. El resorte por lo general es un muelle helicoidal que está encargado de absorber la energía que se produce mediante el desplazamiento de la masa suspendida regresándola a su posición inicial una vez que haya terminado la causa que produjo este desplazamiento.

El sistema hidráulico es utilizado para evitar que el resorte se mantenga en compresión y extensión durante un tiempo considerable a diferencia del resorte que depende de la fuerza que le sea aplicada el freno hidráulico

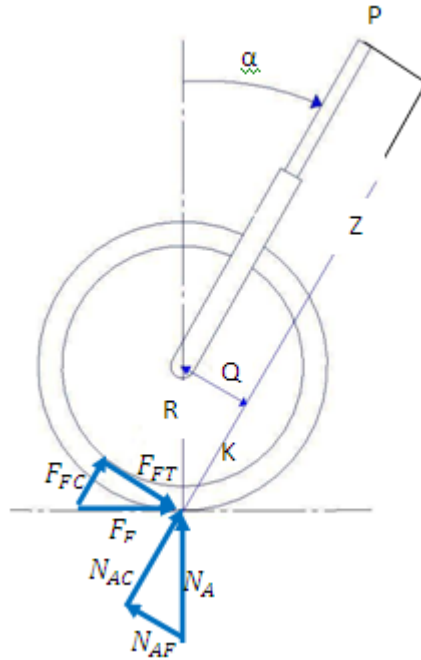
depende de la velocidad del desplazamiento es decir la amortiguación se endurece cuando la velocidad aumenta. En nuestro caso para diseñar la suspensión se analizaran dos casos extremos que fueron utilizados para el análisis del chasis.

- a. Cuando la motocicleta frena solo la rueda delantera haciendo que la rueda trasera pierda contacto con el suelo.
- b. Cuando la aceleración es tan fuerte que la rueda delantera se eleva dejando de hacer contacto con el suelo.

Con estos dos análisis encontramos que para el primer caso todo el peso de la motocicleta se transfiere directamente a la rueda delantera haciendo que la horquilla telescópica actúe rápidamente y al máximo, y en el segundo caso la carga se transfiere directamente a la rueda trasera.

5.6.1 Suspensión delantera. Para la suspensión delantera normalmente se utiliza la horquilla telescópica donde existen dos fuentes de hundimiento asociadas con este tipo de suspensión, una es el efecto debido a la transferencia de carga cuando ocurre una frenada ya sea de la rueda trasera o de la rueda delantera, y el otro efecto es producto del ángulo de lanzamiento de la horquilla telescópica este ángulo hace que la fuerza de frenada en el neumático delantero pueda tener dos componentes una que actúa directamente en la suspensión y otra que trata de doblar las barras telescópicas como veremos en el siguiente análisis.

Figura 80. Fuerzas en la suspensión delantera



De la grafica anterior se observa que cuando se frena la motocicleta de la rueda delantera aparecen las componentes de la fuerza de fricción a demás de las componentes de la fuerza normal a la rueda producto del peso de la motocicleta y del piloto. Para el cálculo tanto de la suspensión delantera como la trasera se desprecia el efecto de amortiguación que tienen las llantas o gomas y se asume que todo este proceso lo soportan los resortes de las barras.

La fuerza de trabajo mínima en las barras telescópicas se rige por la siguiente ecuación

$$F_{Tmin} = N_{Amin} * \cos \alpha \quad \text{Ecuación 28}$$

El valor de la fuerza máxima de trabajo de las barras es cuando ocurre una frenada de la rueda delantera y esto a su vez hace que todo el peso de la motocicleta se concentre en la parte delantera además de las fuerzas de fricción.

$$F_{Tmax} = F_{FC} + N_{AC}$$

Ecuación 29

$$F_{Tmax} = F_F * \sin \alpha + N_{Amas} * \cos \alpha$$

Ecuación 30

Además de las fuerzas de compresión que actúan en el resorte, también aparecen unas fuerzas que intentan doblar las barras que contiene los resortes luego es posible determinar el valor de estas fuerzas para poder analizar las barras.

$$N_{AF} = N_A * \sin \alpha$$

Ecuación 31

$$F_{FT} = F_F * \cos \alpha$$

Ecuación 32

Las ecuaciones anteriores intervienen en la flexión de las barras telescópicas pero actúan en sentidos contrarios lo cual nos indica que cuando se frena la rueda delantera aparece una fuerza que trata de evitar la flexión de las barras debido al ángulo de lanzamiento.

➤ **Calculo del resorte.**

Para comenzar el cálculo del resorte se determina el valor de la fuerza mínima de trabajo que se da cuando la moto esta estática y con piloto para esto se utiliza la ecuación 28.

Conociendo de la sección 5.3 Ecuación 21 el valor de la reacción en la rueda delantera con $N_A = 752.4 \text{ N}$ y reemplazando en la ecuación 28.

$$F_{Tmin} = 707.02 \text{ N}$$

Y la fuerza máxima de trabajo está dada por la ecuación 30 de donde

$$F_F = \mu_1 * N_{Amax}$$

$$\text{Con } \mu_1 = 0.8 \text{ y } N_{Amax} = 1873.72 \text{ N}$$

$$F_{Tmax} = 2273.3 \text{ N}$$

Se propone un deflexión de trabajo del resorte de $\delta_{Trabajo} = 0.090 \text{ m}$

Ahora con la fuerza máxima, mínima y la deflexión del resorte se calculara el valor de la constante elástica.

$$K = \frac{F_{Tmax} - F_{Tmin}}{\delta_{Trabajo}}$$

Ecuación 34

Reemplazando los valores anteriores en la ecuación 34 se encuentra el valor de K

$$K = 17.4 \text{ KN} - m$$

Se propone un diámetro de alambre de 5 mm de cuerda de piano A228.

Calculando el diámetro medio de la espira:

$$D = C * d$$

Donde C es el índice del resorte y d es el diámetro del alambre, para un C=4.5 y un d=5mm el valor del diámetro medio es:

$$D = 22.5 \text{ mm}$$

➤ **Factor de cortante directo K_s**

$$K_s = 1 + \frac{0.5}{C}$$

Ecuación 35

Reemplazando El valor de C

$$K_s = 1.11$$

➤ **Esfuerzo cortante en la espira τ**

$$\tau = K_s * \frac{8 * F * D}{\pi * d^3}$$

Ecuación 36

Reemplazando los datos anteriores en la ecuación

$$\tau = 1156610.8 \text{ KPa}$$

➤ **Resistencia máxima a la tensión S_{ut}**

$$S_{ut} = A * d^b$$

Ecuación 37

$$A = 2153500 \text{ KPa}$$

Anexo E

$$b = -0.1625$$

Anexo E

$$S_{ut} = 5094038.82 \text{ KPa}$$

➤ **Limite elástico a la torsión S_{ms}**

$$S_{ms} = 0.60 * S_{ut}$$

Ecuación 38

$$S_{ut} = 3056423.29 \text{ KPa}$$

➤ **Factor de seguridad contra la fluencia N_s**

$$N_s = \frac{S_{ms}}{\tau}$$

Ecuación 39

$$N_s = 2.76$$

➤ **Numero de espiras del resorte N_a**

$$N_a = \frac{d^4 * G}{8 * D^3 * K} \quad ^1$$

Ecuación 40

El material utilizado para este resorte es Alambre cuerda de piano A228 cuyo $G = 82737086.4$ KPa. Y reemplazando en la ecuación se encuentra el número de espiras activas. $N_a = 38$

Para extremos cuadrados y rectificadas el número total de espiras es $N_t =$

$$N_a + 2$$

$$N_t = 40$$

➤ **Altura cerrada L_c**

$$L_c = d * N_t$$

$$L_c = 200 \text{ mm}$$

➤ **Deflexión inicial $\delta_{Inicial}$**

$$\delta_{Inicial} = \frac{F_{min}}{K}$$

$$\delta_{Inicial} = 40.73 \text{ mm}$$

➤ **Deflexión de golpe δ_{Golpe}**

Asumiendo un golpeo inicial del 15% de la deflexión de trabajo se tiene que la deflexión de golpe es igual a.

¹ NORTON, ROBERT. L. Diseño de Maquinas, Prentice Hall, México, 1999.

$$\delta_{Golpe} = 0.15 * \delta$$

$$\delta_{Golpe} = 13.5 \text{ mm}$$

➤ **La longitud libre L_f**

$$L_f = L_c + \delta_{Golpe} + \delta_{Trabajo} + \delta_{Inicial}$$

$$L_f = 344.3 \text{ mm}$$

➤ **La deflexión hasta la altura de cierre δ_{cierre}**

$$\delta_{cierre} = L_f - L_c$$

$$\delta_{cierre} = 144.24 \text{ mm}$$

➤ **Fuerza para la deflexión hasta la altura de cierre F_{cierre}**

$$F_{cierre} = K * \delta_{cierre}$$

$$F_{cierre} = 2503.4 \text{ N}$$

➤ **Esfuerzo de altura de cierre τ_{cierre}**

$$\tau_{cierre} = K_s * \frac{8 * F_{cierre} * D}{\pi * d^3}$$

$$\tau_{cierre} = 1218891,07 \text{ KPa}$$

➤ **Factor de seguridad altura de cierre N_{cierre}**

$$N_{cierre} = \frac{S_{ms}}{\tau_{cierre}}$$

$$N_{cierre} = 2.5$$

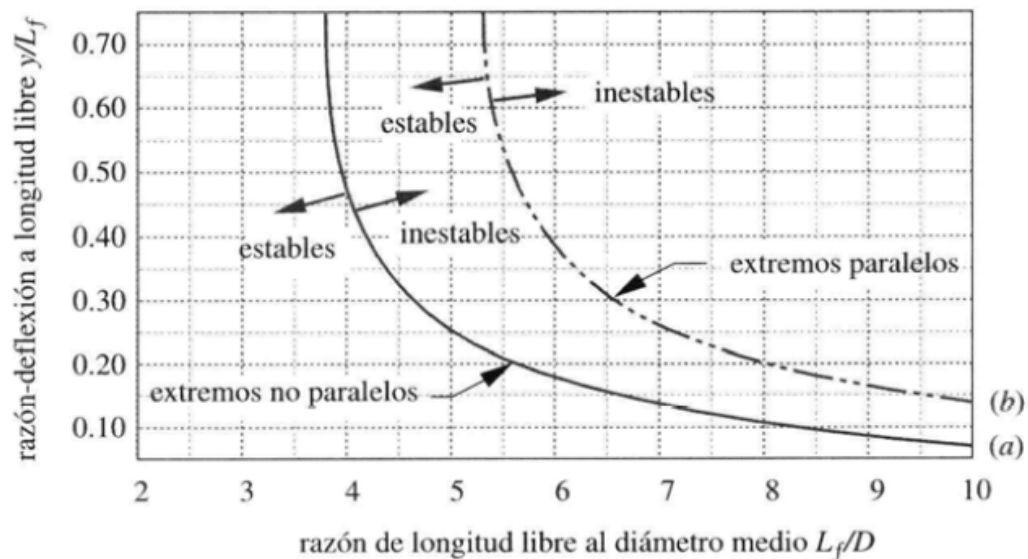
➤ **Verificación por pandeo**

$$\frac{L_f}{D} = 16.08$$

$$\frac{\delta_{inicial} + \delta_{Trabajo}}{L_f} = 0.37$$

Con estos valores se puede determinar si el resorte pandea para esto existe una grafica que determina este estado.

Figura 81. Curvas de estabilidad e inestabilidad en resortes



Fuente: NORTON, ROBERT L. Diseño de Maquinas, Prentice Hall, México, 1999

Está claro que el resorte pandea pero en este tipo de suspensión telescópica el resorte se encuentra dentro de un tubo que evita el pandeo por lo tanto las características para la selección del resorte de material A 228 son las siguientes:

Tabla 13. Características del resorte

Díametro de Alambre	Díametro Exterior Resorte	Número Total Espiras	Longitud Libre Resorte
5 mm	26,4 mm	40	344 mm

Ver Anexos planos pieza MTC0229

Para facilitar los cálculos y tener otras posibles opciones de resorte se realizo una hoja de cálculo en Excel.

Tabla 14. Datos para el cálculo de los resortes:

$\alpha=$	20	Grados	Angulo de lanzamiento
$\mu=$	0,8		Coeficiente de friccion
$FF_{Min} =$	601,92	N	Fuerza de friccion minima
$FF_{Max} =$	1498,968	N	Fuerza de friccion maxima
$NA_{min}=$	752,4	N	Fuerza normal en la rueda delantera
$NA_{max}=$	1873,71	N	Fuerza normal en la rueda delantera
$Ft_{min}=$	707,027377	N	Fuerza min de trabajo en el resorte
$Ft_{max}=$	2273,38081	N	Fuerza max de trabajo en el resorte
$\delta=$	90	mm	Deformacion max resorte
$K=$	17,403927	KN/m	Constante eleastica del resorte

Tabla 15. Calculo del resorte de la suspensión delantera.

Diametro del alambre d (mm)	Diametro Interno Di (mm)	Diametro Externo Do (mm)	Diametro Medio D (mm)	Indice del resorte C	# espiras activas Na	Constante real del reso Kreal (KN/m)	# total de espiras Nt
4	17	25	21	5,25	38	7,5233059	40
5	16,4	26,4	21,4	4,28	38	17,3566273	40
6	16	28	22	3,66666667	40	31,4693088	42
Altura cerrada Lc (mm)	Deflexion Inicial δ inicial (mm)	Deflexion golpe δ golpe	Altura libre Lf	Deflexion Altura cierre δ cierre	Factor cort directo Ks	Esfuerzo cortante ζ	Resistencia a la tension Sut
160	93,97828384	13,5	344,478284	184,478284	1,0952381	2080463,81	5282142,67
200	40,73529763	13,5	331,235298	131,235298	1,11682243	1106879,11	5094038,82
252	22,4672039	13,5	364,967204	112,967204	1,13636364	670036,654	4945330,24
Resistencia al cortante Sms	Factor de seguridad Nfluencia	Fuerza de cierre F cierre	Cortante de cierre ζ cierre	Factor de seguridad N cierre			
3169285,6	1,523355316	1485,68954	1359615,29	2,33101644			
3056423,29	2,761298197	2503,4383	1218891,07	2,50754426			
2967198,14	4,428411678	3964,10084	1168344,89	2,53965944			

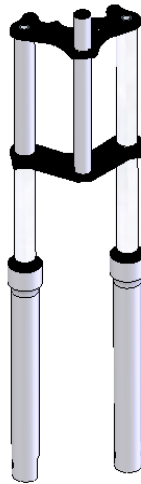
En la hoja de cálculo se tuvo en consideración 3 tipos de diámetros de alambre donde los factores de seguridad se encuentran en un valor lógico para ser utilizados.

Una buena estimación del largo total de las barras telescópicas es multiplicando por dos la longitud del resorte.

Es decir $344 * 2 = 688 \text{ mm}$

Para la determinación del diámetro de la barra telescópica se tiene como referencia el diámetro exterior del resorte diseñado y por consiguiente se modelara la barra en Solid Works y luego se analizara en Cosmos Works.

Figura 82. Montaje CAD de las barras telescópicas



Para el análisis en Cosmos Works se utilizara un sola barra y teniendo en cuenta los resultados se supondrá igual la otra barra.

Figura 83. Fuerzas y restricciones en la barra

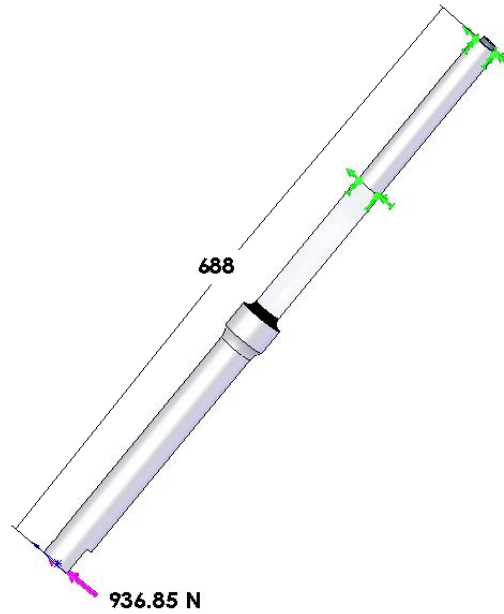
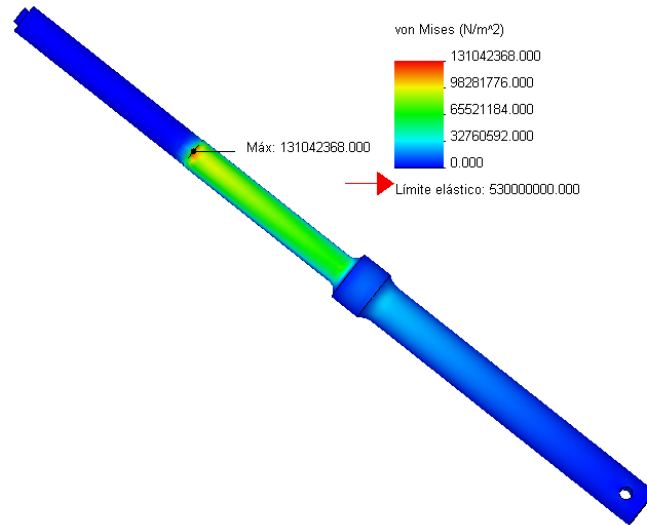
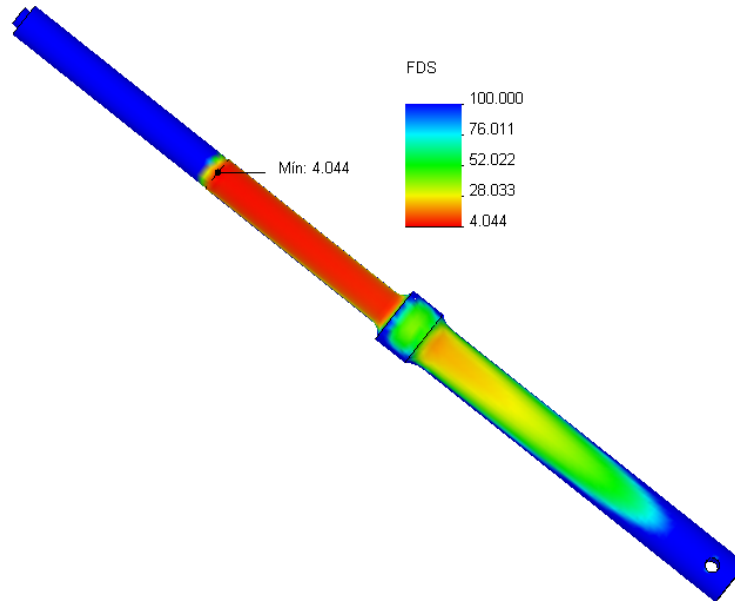


Figura 84. Análisis de esfuerzos en la barra.



La figura 84 muestra el esfuerzo máximo en la barra producido cuando la motocicleta frena la rueda delantera y por consiguiente se transfiere toda la carga hacia la parte delantera, y se observa que este esfuerzo no sobre pasa el limite elástico del material que para este caso se utilizo Acero 1045 con limite elástico de 530MPa.

Figura 85. Factor de seguridad en la barra telescópica



En la figura 85 se comprueba mediante una verificación de diseño que el esfuerzo al que está sometida la barra esta 4 veces por debajo del límite elástico del material; las características necesarias para la selección de las barras son:

Tabla 16. Características de la barra telescópica.

Largo de la barra mm	Diametro del telescopico mm	Calibre del tubo telescopico mm	Material del tubo
688	30	1,5	AISI 1020

5.6.2 Suspensión trasera. La suspensión trasera es importante debido a que mantiene la rueda trasera en contacto con el suelo siendo esta rueda la que transmite el torque impulsivo a la motocicleta, esta suspensión por lo general para motocicletas de calle se utilizan dos barras telescópicas más pequeñas

que las utilizadas en parte delantera pero en las motocicletas deportivas o de competición generalmente utilizan un tipo de suspensión llamada monoshock que consta de un resorte o muelle helicoidal y de un sistema amortiguador que contiene una bolsa que por lo general está llena de nitrógeno u otro gas que se comprime cuando el aceite le ejerce presión debido a una fuerza actuante en el monoshock.

Figura 86. Suspensión carga mínima

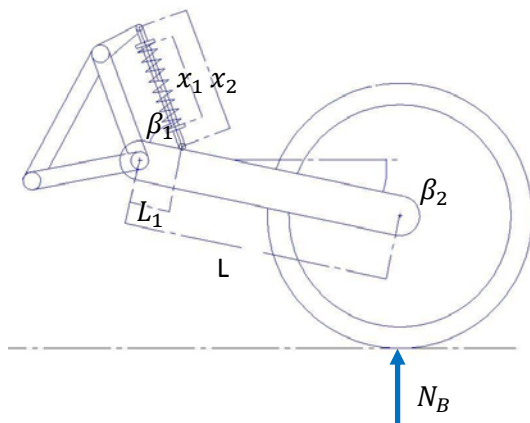
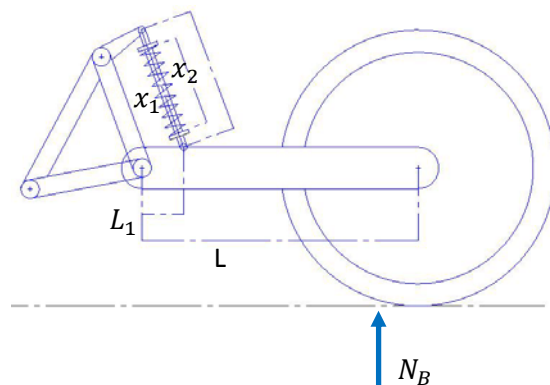


Figura 87. Suspensión carga máxima

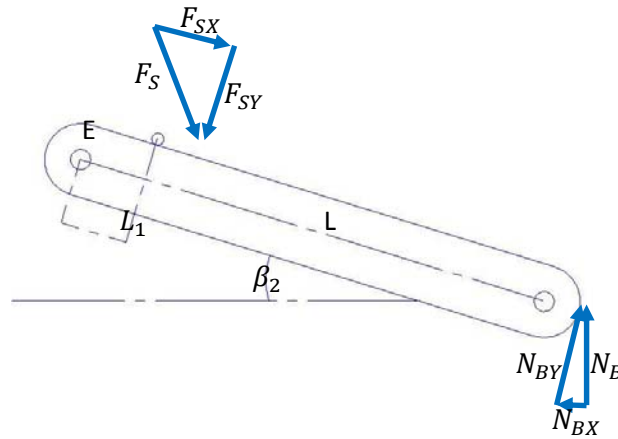


En la figura 86 se muestra la suspensión trasera cuando tiene una carga mínima peso de la moto y en la figura 87 se muestra la suspensión cuando

esta trabaja al máximo (peso de la moto, peso del piloto y fuerzas tras la aceleración o toma de una curva).

➤ **Análisis de la suspensión con carga mínima.**

Figura 88. DCL del basculante con carga mínima



$$N_{BY} = N_B * \sin \beta_2$$

Ecuación 34

$$F_{SY} = F_S * \sin \beta_1$$

Ecuación 35

Haciendo sumatoria de momentos en el punto de giro E del brazo basculante tenemos que

$$\sum M_E = 0$$

$$F_{SY} = \frac{N_{BY} * L}{L_1}$$

Ecuación 36

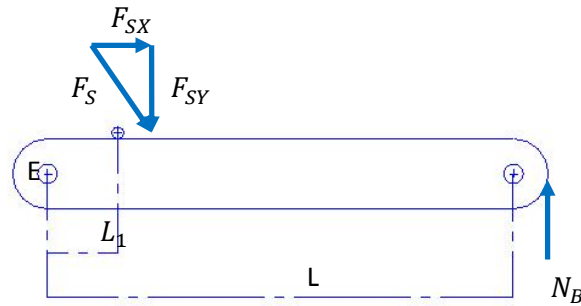
Ahora bien resolviendo las ecuaciones para encontrar la carga mínima de trabajo:

$$F_{SMin} = \frac{N_B * L * \sin \beta_2}{L_1 * \sin \beta_1}$$

Ecuación 37

➤ **Análisis de la suspensión con carga máxima de trabajo**

Figura 89. DCL del basculante con carga máxima



$$F_S = \frac{F_{SY}}{\sin \beta_1}$$

Ecuación 38

Haciendo sumatoria de momentos en el punto E tenemos

$$F_{SY} = \frac{N_B * L}{L_1}$$

Ecuación 39

Resolviendo las ecuaciones simultáneamente se encuentra la carga máxima de trabajo del resorte

$$F_{SMax} = \frac{N_B * L}{L_1 * \sin \beta_1}$$

Ecuación 40

Para el cálculo del resorte se utiliza una hoja de cálculo debido a que facilita mejor los cálculos

De la posición inicial del centro de la rueda fig. 87 hasta la posición final del centro de la rueda figura 88 existe un recorrido vertical de 140mm lo que por solución de triángulos se encuentra que la máxima compresión que tendría el resorte es de 80 mm lo cual sería nuestra primera condición de diseño.

Tabla 17. Datos para calcular el resorte.

$\beta_1=$	77	Grados	Angulo max amortiguador
$\beta_2=$	9	Grados	Angulo del basculante
$L=$	490	mm	Longitud del basculante
$L_1=$	140	mm	Longitud p inferior de anclaje del amortiguador
$NBmin=$	1051,5	N	Fuerza normal en la rueda trasera
$NBmax=$	1873,71	N	Fuerza normal en la rueda trasera
$Fsmin=$	590,8616867	N	Fuerza min de trabajo en el resorte
$Fsmax=$	6730,486944	N	Fuerza max de trabajo en el resorte
$\delta=$	80	mm	Deformacion max resorte
$K=$	76,74531572	KN/m	Constante elastica del resorte

Debido a que para calcular el resorte de la suspensión trasera se debe hacer uso de los cálculos anteriores usados en la suspensión delantera se opta por utilizar la misma hoja de Excel para facilitar el cálculo. El material utilizado para calcular este resorte es Alambre revenido en Aceite A229, con $G = 80650$ MPa.

Tabla 18. Calculo del resorte de la suspensión trasera.

Diametro del alambre d (mm)	Diametro Interno Di (mm)	Diametro Externo Do (mm)	Diametro Medio D (mm)	Indice del resorte C	# espiras activas Na	Constante real del resorte Kreal (KN/m)	# total de espiras Nt
9	51	69	60	6,666666667	4	76,55449219	6
10	59	79	69	6,9	4	76,71973979	6
11	67	89	78	7,090909091	4	77,75732757	6
Altura cerrada Lc (mm)	Deflexion Inicial δ inicial (mm)	Deflexion golpe δ golpe	Altura libre Lf	Deflexion Altura cierre δ cierre	Factor cort directo Ks	Esfuerzo cortante ζ	Resistencia a la tension Sut
54	7,718184392	12	153,7181844	99,71818439	1,075	1516417,497	4342333,026
60	7,701560098	12	159,7015601	99,7015601	1,072463768	1268289,276	4259275,966
66	7,598791075	12	165,5987911	99,59879107	1,070512821	1075214,272	4185511,124
Resistencia al cortante Sms	Factor de seguridad Nfluencia	Fuerza de cierre F cierre	Cortante de cierre ζ cierre	Factor de seguridad N cierre			
2605399,82	1,7181283	7633,874968	1719956,025	1,514806064			
2555565,58	2,014970582	7649,077748	1441388,024	1,772989325			
2511306,67	2,335633687	7744,535823	1237211,441	2,029812037			

Tabla. 19 Características del resorte de la suspensión trasera

Diametro de Alambre	Diametro Exterior Resorte	Numero Total Espiras	Longitud Libre Resorte
10mm	79mm	6	160mm

5.7 CALCULO DEL FRENO

La frenada de un vehículo es la conversión de energía cinética en energía térmica (calor).

La energía cinética depende de la masa y de la velocidad al cuadrado del vehículo, entonces para pasar de una elevada velocidad a una más baja debemos eliminar la diferencia de energía cinética que exista entre las dos velocidades y esto se logra con ayuda de los frenos y de la resistencia que ofrece el viento al avance del vehículo

La desaceleración que puede alcanzar una moto en diversas condiciones es una buena medida de la eficacia del sistema de los frenos y de la adherencia del neumático con la pista lo cual se ve plasmado en la siguiente ecuación.

$$E = \frac{1}{2} * m * v^2$$

Ecuación 41

Esta ecuación representa el trabajo mecánico realizado por la motocicleta durante su movimiento. Teniendo en cuenta esto se debe contrarrestar ese trabajo para que el vehículo logre detenerse en cierto trayecto para esto obtenemos la siguiente ecuación que expresaría la cantidad de trabajo absorbido por los frenos y que será transformado en calor

$$F_f * x = \frac{1}{2} * m * v^2$$

Esta ecuación también se puede expresar de la siguiente manera

$$N_{A,,B} * \mu * x = \frac{1}{2} * m * v^2$$

Despejando x se puede conocer el espacio recorrido por la motocicleta desde el momento en que se aplican los frenos hasta el momento en que se detiene

$$x = \frac{1/2 * m * v^2}{N_{A,B} * \mu}$$

Ecuación 42

5.7.1 Freno de disco. Los frenos de disco al contrario que los de tambor tiene un accionamiento totalmente externo lo que mejora la disipación de calor y aumenta el rendimiento debido a que el reciben un flujo de aire que constantemente está enfriando la superficie del disco y las pastillas de freno por otra parte los elementos que componen este sistema son de fácil adaptación y montaje.

Figura 90. Imagen del freno de disco



Entonces el momento de frenado esta dado por la siguiente ecuación

$$M_f = N_A * \mu * r_r$$

Ecuación 43

La fuerza necesaria que se debe aplicar al disco de freno es la siguiente.

$$F_a = \frac{M_f}{r_d}$$

Ecuación 44

Ahora resolviendo la ecuación anterior para encontrar el área necesaria para frenar la rueda se obtiene una ecuación que depende del coeficiente de rozamiento entre el disco y las pastillas junto con el radio medio del disco.

$$A = \frac{M_f}{2 * r_d * p * \mu_1}$$

Ecuación 45

Siendo p un intervalo de presión del material utilizado para las pastillas.

Para este diseño se toma un asbesto impregnado sobre acero o hierro fundido con coeficiente de fricción de 0.32 y valor de presión de 30000 Pa.

Con el valor de $N_A = 1873.7 N$, un coeficiente de fricción entre la llanta y el suelo de $\mu=0.8$ y un radio de llanta de 0.3 metros, se tiene que el momento de frenada es.

$$M_f = 449.7 \text{ N-m}$$

Ahora con un valor de 0.1 metro para el radio medio r_d del disco del freno y reemplazando en la ecuación 44 se tiene que la fuerza de frenada es de

$$F_a = 4497 \text{ N}$$

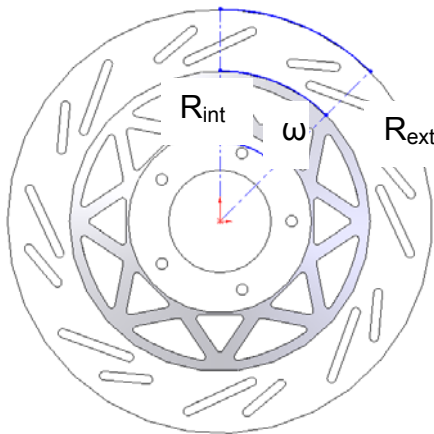
Para encontrar el área necesaria para frenar la rueda y por tanto la moto se reemplazan los valores obtenidos en la ecuación 45.

$$A = 0.00234213 \text{ m}^2$$

Y en milímetros cuadrados sería $A = 2342.1 \text{ mm}^2$.

Ahora se termina el área en el disco entonces con un radio medio de 100 mm se puede encontrar tanto el radio interior como el exterior.

Figura 91. Imagen CAD disco de freno



Se calcula el área del sector menor A_1 para un ángulo de 45 grados cuya fórmula es la siguiente.

$$A_1 = \frac{1}{2} * R_{int}^2 * \omega$$

Donde ω está dado en radianes.

$$\omega = 0.785 \text{ radianes}$$

$$R_{int} = 85 \text{ mm}$$

$$A_1 = 2835.8 \text{ mm}^2$$

Ahora se calculara el área del sector mayor A2 para el mismo ángulo.

$$R_{ext} = 115 \text{ mm}$$

$$A_2 = \frac{1}{2} * R_{ext}^2 * \omega$$

$$A_2 = 5190.8 \text{ mm}^2$$

El cálculo de los frenos se facilita mucho más por medio de una hoja de Excel ya que el proceso es iterativo.

Tabla 20. Calculo del freno de disco

Calculo del disco de freno			
NA=	1873,7	N	Reaccion en la rueda delantera
μ =	0,8		Coeficiente de friccion con el suelo
rr=	300	mm	Radio de la rueda o llanta
rd=	100	mm	Radio medio del disco
Mf=	449,688	N-m	Momento de frenada
μ_1 =	0,32		Coeficiente de friccion de la pastilla y el disco
Fa=	4496,88	N	Fuerza de aplicación de frenado
P=	30000	Pa	Presion de trabajo del material
Amt=	0,00234213	m ²	Area de trabajo en metros cuadrados
Amm=	2342,125	mm ²	Area de trabajo en mm cuadrados
rext=	115	mm	Radio exterior de l disco
rint=	85	mm	Radio interior del disco
Ω =	0,785	Radianes	Angulo en radianes
A1=	2835,8125	mm ²	Area en mm cuadrados del sector 1
A2=	5190,8125	mm ²	Area en mm cuadrados del sector 2
Aefect=	2355	mm ²	Area efectiva de trabajo del disco

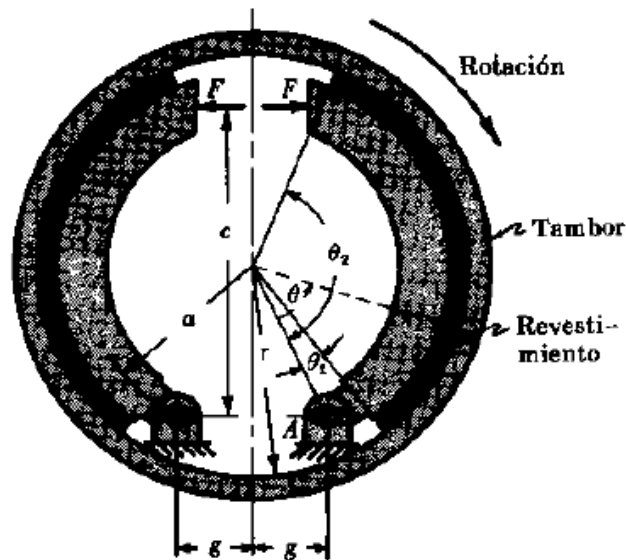
Tabla 21. Características del freno

Diametro exterior del disco	Diametro interior del disco	Espesor del disco de freno
230 mm	170 mm	3 mm

Ver anexos planos pieza MTC0212

5.7.2 Freno de Tambor. Este tipo de freno no es tan eficiente como el freno de disco debido a que trabaja en un entorno cerrado lo que limita la disipación de calor producto de las frenadas, la mayor parte del calor producido se transfiere a la campana y de esta se transfiere a las paletas del rin donde ambos elementos están expuestos al ambiente que se encarga de disipar el calor producido.

Figura 92. Freno de zapatas internas



Fuente: MOTT, Robert. Diseño de elementos de maquinas, México: Prentice Hall. 1992

La ecuación del momento de frenada es el siguiente:

$$M_f \text{ derecha} = \mu_1 * P_m * w * r_t^2 * \left(\frac{\cos \theta_1 - \cos \theta_2}{\sin \theta_m} \right)$$

Ecuación 46

$$M_f \text{ Izquierda} = \mu_1 * P'_m * w * r_t^2 * \left(\frac{\cos \theta_1 - \cos \theta_2}{\sin \theta_m} \right)$$

Ecuación 47

La Presión máxima en la zapata izquierda P'_m se determina por la siguiente ecuación:

$$P'_m = \frac{c * F * P_m}{M_n + M_f}$$

Ecuación 48

Momento de las fuerzas de rozamiento con respecto a la articulación de la zapata puede determinarse por:

$$M_f = \frac{\mu_1 * P_m * w * r_t}{\sin \theta_m} * \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin \theta * (r - a * \cos \theta) d\theta$$

Ecuación 49

El momento de las fuerzas normales con respecto a la articulación de la zapata puede determinarse por:

$$M_n = \frac{a * P_m * w * r_t}{\sin \theta_m} * \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin^2 \theta d\theta$$

Ecuación 50

Para calcular el freno de tambor se tiene que de la tabla 10 el coeficiente de fricción es el siguiente:

$$\mu_1 = 0.32$$

Como en el cálculo anterior del freno de disco se encontró un valor de área de frenado se puede tomar este valor como primera iteración luego se propone un ancho de zapata de:

$$w = 0.04 \text{ m}$$

Del cálculo del freno de disco se encontró que el valor del momento de frenada es de:

$$M_f = 449.7 \text{ N} - m$$

Se propone un radio interno del tambor o campana del rin de:

$$r_t = 0.09 \text{ m}$$

Un valor de $\theta_1 = 0^\circ$ y $\theta_2 = 140^\circ$

De la tabla 9 se ve que la presión máxima es de 1000 KPa, de donde se tiene que:

$$P_m = 1000000 \text{ Pa}$$

El valor de c que es la distancia que existe entre el punto de aplicación de fuerza en la zapata y el pivote es de $c = 0.162 \text{ m}$

El valor de la fuerza de aplicación se toma del cálculo anterior en el freno de disco el cual es de:

$$F = 4497 \text{ N}$$

Los datos anteriores se reemplazan en la ecuación 49

$$M_f = \frac{0.32 * 1000000 * 0.04 * 0.09}{\sin 90} * \int_0^{140} \sin \theta * (r_t - a \cos \theta) d\theta$$

Resolviendo lo anterior se tiene:

$$M_f = 1152 * \left[0.09 * \cos 0 - 0.09 * \cos 140 - 0.065 * \frac{\sin^2 0}{2} - 0.065 * \frac{\sin^2 280}{2} \right]$$

$$M_f = 138.24 \text{ N} - \text{m}$$

Utilizando la ecuación 50 se obtiene el momento de la fuerza normal en la zapata

$$M_n = \frac{1000000 * 0.04 * 0.09 * 0.065}{\sin 90} * \int_0^{140} \sin^2 \theta d\theta$$

$$M_n = 234 * \left[\frac{0}{2} - \frac{\sin 0}{4} + \frac{2.44}{2} - \frac{\sin 280}{2} \right]$$

$$M_n = 400.14 \text{ N} - \text{m}$$

Ahora se calcula el valor de la presión máxima en la zapata izquierda.

$$P'_m = \frac{0.162 * 4497 * 1000000}{400.14 + 138.24}$$

$$P'_m = 1422879 \text{ Pa}$$

Con los valores encontrados se puede calcular el torque en las dos zapatas y comparar el torque total con el torque o momento de frenado encontrado en el análisis del disco de freno.

$$M_{fderecha} = 0.32 * 0.04 * 1000000 * 0.09^2 * \left(\frac{\cos 0 - \cos 140}{\sin 90} \right)$$

$$M_{fderecha} = 186.6 \text{ N} - \text{m}$$

$$M_{fizquierda} = 0.32 * 0.04 * 1422879 * 0.09^2 * \left(\frac{\cos 0 - \cos 140}{\sin 90} \right)$$

$$M_{fizquierda} = 265.5 \text{ N} - \text{m}$$

Luego el momento total de frenado que soportan esta zapatas es de

$$M_{total} = M_{fderecha} + M_{fizquierda}$$

$$M_{Total} = 452.1 \text{ N} - \text{m}$$

Recordando que el valor del momento necesario para frenar la moto es de 449.7 N-m y comparando con el momento de frenado que soportan las zapatas calculas se entiende que este diseño es efectivo para lograr detener la motocicleta por lo tanto se define a continuación las características del freno de tambor:

Tabla 22. Características del freno de tambor

Diametro int de la campana del rin	Ancho de las zapatas	Angulo de cobertura de las zapatas	Espesor de las zapatas
18 cm	4 cm	140 grados	3 mm

Ver anexo pieza MTC0335 plano 4

6. CONSTRUCCIÓN

Para dar a conocer como fue el proceso de construcción de la motocicleta se define a continuación las imágenes más relevantes y explícitas en el transcurso del montaje del motor, basculante, tanque, sillín y fundición de la fibra de vidrio y proceso de pintura.

Figura 93. Estimación de la altura del motor y pre montaje del tren delantero



Figura 94. Ubicación del tanque en el chasis.



Todo el proceso de fabricación del chasis se baso en montaje y desmontaje de los elementos con el fin de dar las medidas adecuadas.

Figura 95. Ubicación del monoshock y el basculante



Figura 96. Pre montaje del motor



Figura 97. Ubicación final del motor, tanque y suspensión



Figura 98. Posición del subchasis y del sillín



Figura 99. Ubicación del freno de disco delantero



Figura 100. Posición del manillar y tacómetro.



Figura 101. Chasis totalmente soldado



Figura 102. Moldeado del carenaje lateral con cartón cartulina.



Figura 103. Moldeado de la parte frontal de la moto.



Figura 104. Cobertura de la fibra de vidrio sobre el cartón cartulina



Figura 105. Aplicación de la resina sobre la fibra de vidrio.



Figura 106. Secado de la resina.



Figura 107. Proceso de acabado en el carenaje delantero



Figura 108. Pintado del guardabarros delantero



Figura 109. Pintada del chasis y del tanque



Figura 110. Pintada final de la motocicleta



Figura 111. Vista lateral de la motocicleta



Figura 112. Motocicleta terminada



7. PRUEBAS

Las pruebas que se realizaron en la motocicleta se basaron solo en el buen funcionamiento de la suspensión, los frenos, estabilidad y arranque de la moto.

Para la suspensión se utilizó un o-ring el cual se ubicó en la barra telescópica antes de la puesta en funcionamiento de la moto, esto con el fin de tener una medida de compresión de las barras telescópicas bajo carga estática y otra medida bajo carga dinámica los resultados obtenidos fueron una diferencia de 20 mm entre la carga estática y la carga dinámica.

El motor se probó antes y después de ser anclado en el chasis, además se utilizó el burro para levantar la rueda trasera y poner en funcionamiento el motor, esto con el fin de probar el juego de palancas para los cambios y el freno trasero.

En el momento de probar el funcionamiento de toda la motocicleta se obtuvo buenos resultados con respecto a la alineación de las ruedas y el buen funcionamiento de la suspensión tanto trasera como delantera

Buena comodidad en el manejo buena adherencia de ambas ruedas al piso debido a la distribución de peso en la motocicleta.

En el proceso de construcción se optó por modificar el sillín para dos puestos, esto con el fin de dejar abierta la posibilidad de pruebas con pasajero y evaluar su comportamiento.

8. ANÁLISIS DE COSTOS

A continuación se dará a conocer el valor de los diferentes elementos y accesorios necesarios para la construcción de la motocicleta sin tener en cuenta el costo de las memorias ni la asesoría ingenieril.

Para la fabricación del chasis se siguieron dos procedimientos los cuales se describen a continuación:

Tabla 23. Procedimiento de soldadura

Item	Procedimiento	Equipo
1	Punteado	Soldadura de electrodo 6013 1/8"
2	Resoldado	Soldadura MIG CO ₂

Tabla 24. Manufactura de las piezas fabricadas

A	Torneado
B	Fresado
C	Roscado
D	Taladrado
E	Esmerilado
F	Cortado
G	Doblado
H	Soldadura
I	Galvanizado
J	Pulido
K	Pintado

Para determinar el costo del proyecto se procedió a dividir la moto por subsistemas especificando en cada tabla si fue comprado o fabricado en caso de este último se muestra el proceso que se realizo.

1. ESTRUCTURA

Listado de partes del subsistema														
Subsistema	Estructura													
Pieza	Comprado	Fabricado	Manufactura											Costo
			A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	
Pipa de direccion		x	x			x				x				90000
Platina soporte del motor		x				x	x	x		x				30000
Platina soporte monoshock		x				x		x	x	x				25000
Platina soporte tanque		x				x		x	x	x				15000
Platina soporte sillin		x				x		x	x	x				15000
Platinas soporte sprocket intermedio		x				x	x	x		x				10000
Platina soporte carenaje trasero		x				x	x	x		x				4000
Platina soporte farolas y carenaje		x				x	x	x	x	x				15000
Platina refuerzo pipa de direccion		x					x	x		x				8000
Platina soporte sistema de escape		x				x	x	x		x				4000
Chasis		x	x	x		x	x	x	x	x				650000
Ensamble										x				200000
													Total	1066000

2. TRANSMISIÓN DE POTENCIA

Listado de partes del subsistema														
Subsistema	Transmision de potencia													
Pieza	Comprado	Fabricado	Manufactura											Costo
			A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	
Motor	x													900000
Sprockets	x													150000
Cadena	x													100000
Carburador	x													450000
Filtro de aire	x													270000
Palanca de encendido del motor		x				x		x	x		x			25000
Eje del sprocket intermedio		x	x		x	x				x	x			15000
Eje de la rueda trasera		x	x		x	x				x	x			25000
Bujes de separacion		x	x			x					x			10000
Eje de la rueda delantera		x	x		x	x				x	x			18000
Soportes rodamientos sprocket		x	x			x					x			10000
Rodamientos sprocket intermedio	x													16000
Bujes del sprocket intermedio		x	x			x					x			10000
Porta sprockets		x	x		x	x				x	x			35000
Ensamble														30000
													Total	2064000

3. SISTEMA ELÉCTRICO

Listado de partes del subsistema														
Subsistema	Electrico													
Pieza	Comprado	Fabricado	Manufactura											Costo
			A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	
Tacometro	x													110000
Bateria	x													70000
bobina de alta	x													45000
CDI	x													100000
Farolas	x													125000
Platina soporte del tacometro		x				x		x		x				10000
Platina soporte del CDI		x			x	x		x		x				12000
Platina bobina de alta		x			x	x		x		x				8000
Bujia	x													25000
Cableado	x													8000
Terminales	x													4000
Luz del stop	x													35000
Ensamble														50000
													Total	602000

4. SISTEMA DE FRENOS

Listado de partes del subsistema														
Subsistema	Frenos													
Pieza	Comprado	Fabricado	Manufactura											Costo
			A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	
Mordaza delantera	x													90000
Pastillas	x													40000
Disco	x													60000
Maneta	x													30000
Bomba de freno	x													40000
Manguera	x													20000
Porta bandas	x													25000
Bandas	x													20000
tensor	x													5000
Abrazadera de la mordaza		x	x	x						x			x	30000
Soporte del disco de freno		x	x			x								100000
Barra de sujecion del porta banda		x												10000
Sistema de palancas del freno		x				x		x	x	x				25000
Ensamble														60000
													Total	555000

5. SISTEMA DE SUSPENSIÓN

Listado de partes del subsistema														
Subsistema	Suspension													
Pieza	Comprado	Fabricado	Manufatura											Costo
			A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	
Barras telescopicas	x													380000
Soporte de las barras	x													100000
Basculante	x													180000
Monoshock	x													300000
Palancas union basculante y monoshock		x	x	x		x				x		x	x	60000
Bujes centrado monoshock		x	x			x				x				15000
Terminales de las barra		x	x	x	x	x					x			70000
Tuerca del espigo de la tija superior		x	x	x	x	x					x			15000
Contratuercas del espigo		x	x	x	x	x					x			15000
Arandela del espigo de la tija		x	x								x			10000
Barra de union del chasis y el monoshock	x													55000
Ensamble														45000
													Total	1245000

6. RUEDAS

Listado de partes del subsistema														
Subsistema	Ruedas													
Pieza	Comprado	Fabricado	Manufatura											Costo
			A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	
Rin delantero	x													135000
Rin trasero	x													175000
Goma delantera	x													70000
Goma trasera	x													145000
Valvula de sellado	x													6000
Ensamble														7000
													Total	538000

7. ALMACENAMIENTO DE COMBUSTIBLE

Listado de partes del subsistema														
Subsistema	Almacenamiento de combustible													
Pieza	Comprado	Fabricado	Manufatura											Costo
			A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	
Tanque	x													200000
Nivel	x													100000
Tapa del tanque	x													40000
Mariposa	x													25000
Bujes acople tapa		x	x		x	x				x				21000
Racor		x	x		x	x								20000
Ensamble														25000
													Total	431000

8. CARENAJE

Listado de partes del subsistema			
Subsistema	Carenaje		
Pieza	Comprado	Fabricado	Costo
Fibra de vidrio	x		38000
Catalizador	x		24000
Resina	x		55000
Talco industrial	x		16000
Carton cartulina		x	8000
Carenaje		x	750000
			Total
			891000

9. INFORME TOTAL DE COSTOS

Subsistema	Costo
Estructura	1066000
Transmision de potencia	2054000
Sistema electrico	2124000
Sistema de frenos	555000
Sistema de suspension	1245000
Ruedas	538000
Almacenamiento de combustible	431000
Carenaje	891000
Total	8904000

9. CONCLUSIONES

Se diseño y construyo una motocicleta de competición con la ayuda de los conocimientos adquiridos en la universidad dando a conocer un campo mas de desarrollo de la ingeniería mecánica en lo que tiene que ver con vehículos de dos ruedas.

El estudio que se realizo en el carenaje con ayuda de software CFD facilito el diseño y por lo tanto se construyo un carenaje con una buena aerodinámica que hace de esta motocicleta una buena opción en el campo de la competición.

Se diseño y construyo el chasis en tubo de acero con una configuración triangular la cual lo hace más resistente, estético y apto para este tipo de motos.

La utilización de herramientas CAD y CAE facilitaron el diseño y la construcción de la motocicleta ya que se evita el proceso de prueba y error lo cual hace que se necesite de más tiempo y dinero para el desarrollo de cualquier tipo de máquina.

Durante el proceso de construcción se hicieron algunos cambios con el fin de reducir costos y hacer las adaptaciones necesarias entre las piezas compradas y las piezas construidas.

Finalmente se obtuvo una motocicleta que cumple con los objetivos establecidos en el proyecto, además la estética y funcionalidad del producto final es tan buena que se encuentra a la altura de cualquier marca de motocicletas reconocida en el país.

BIBLIOGRAFÍA

ARIAZ PAZ, Manuel. Motocicletas. Madrid: CIE DOSSAT, 2003.

CALERO, Roque. Fundamentos de mecanismos y maquinas para ingenieros. Madrid: McGraw Hill. 1999.

CASILLAS, A. L. Máquinas. Madrid: Máquinas. 1966.

FAIRES, Virgil Moring. Diseño de elementos de máquinas. Barcelona: Montaner y Simón. 1970.

MOTT, Robert. Diseño de elementos de máquinas. México: Prentice Hall. 1992.

NORTON, Robert L. Diseño de máquinas. México: Prentice Hall. 1999.

SHIGLEY, Joseph E. Manual de Diseño Mecánico. México: McGraw Hill. 2003.

TIMINGS, R. Tecnología de la fabricación. México: Alfaomega, 2001.

WONG, J. Theory of ground vehicles. New York: Wiley, 2001.

Internet:

www.bottpower.com

www.mcnews.com

www.mts.com

www.peraves.ch

www.swissmove.ch

ANEXOS

ANEXO A. COEFICIENTES DE PENETRACIÓN DE VARIAS MOTOS

La siguiente tabla muestra los valores del coeficiente de penetración para algunas motocicletas, donde en las casillas que se encuentran diferentes valores es porque han sido tomados de diferentes fuentes.

Descripción de la moto	Piloto tumbado	Piloto sentado
Yamaha Venture		0.75
Honda V65 Magna		0.61
Honda Blackbird	0,44 / 0,49	0,72 / 0,81
Honda VF1000F	0.40	0.46 / 0.45
Aprilia Mille	0,52	0,61
Ducati 916	0,49 / 0,57 / 0,53	0,61 / 0,69 / 0,61
BMW R1100 RT	0,53	0,97
BMW K100RS	0.40	0.43
Yamaha R1 (1998)	0,57	0,62
Yamaha FJ1100	0.43	0.48
Kawasaki GPZ900R	0.36	0.43
Suzuki GSX1100EF	0.41	0.44
Suzuki GSXR750	0.32	
Suzuki Hayabusa	0.31	
Kawasaki ZX-12R	0.34	
Yamaha OW69	0.32	
Honda 1996 RS125	0.20	
Honda 1990 RS125	0.19	
Honda RS500	0.24	
Rifle faired Yamaha	0.15	

Fuente: FOALE TONY. Motocicletas Comportamiento Dinámico y Diseño de chasis. Madrid: Noviembre 2003.

ANEXO B. CÁLCULO DE LAS MARCHAS RESTANTES

Calculo de la segunda marcha

Segunda Marcha				Velocidad Km/h	Velocidad m/s	Dia(m) Llanta				
				35	9,72	0,6				
Calculos de los engranajes										
Engranajes	Dp(mm)	M (mm) Modulo	C (mm) Distancia centros	Fuerza Total (N)	Fuerza Tangencial (N)	Torque en el engrane N-m	N (Dp/M) # dientes	n (rpm) Rev	w (rad/s) Velocidad angular	VDp (m/s) Velocidad
1	45	2,5	100	473	444,44	10,00	18	5146,99	538,99	12,13
2	155	2,5	100	473	444,44	34,44	62	1494,29	156,48	12,13
3	35	2,5	50	2095	1968,25	34,44	14	1494,29	156,48	2,74
4	65	2,5	50	2095	1968,25	63,97	26	804,62	84,26	2,74
5	76		650	1791	1683,38	63,97	15	804,62	84,26	3,20
6	197		650	1791	1683,38	165,81	39	309,47	32,41	3,19

Calculo de la tercera marcha

Tercera Marcha				Velocidad Km/h	Velocidad m/s	Dia(m) Llanta				
				60	16,67	0,6				
Calculos de los engranajes										
Engranajes	Dp(mm)	M (mm) Modulo	C (mm) Distancia centros	Fuerza Total (N)	Fuerza Tangencial (N)	Torque en el engrane N-m	N (Dp/M) # dientes	n (rpm) Rev	w (rad/s) Velocidad angular	VDp (m/s) Velocidad
1	45	2,5	100	473	444,44	10,00	18	5806,86	608,09	13,68
2	155	2,5	100	473	444,44	34,44	62	1685,86	176,54	13,68
3	45	2,5	50	1629	1530,86	34,44	18	1685,86	176,54	3,97
4	55	2,5	50	1629	1530,86	42,10	22	1379,34	144,44	3,97
5	76		650	1179	1107,86	42,10	15	1379,34	144,44	5,49
6	197		650	1179	1107,86	109,12	39	530,52	55,56	5,47

Calculo de la cuarta marcha

Cuarta Marcha				Velocidad Km/h	Velocidad m/s	Dia(m) Llanta				
				90	25,00	0,6				
Calculos de los engranajes										
Engranajes	Dp(mm)	M (mm) Modulo	C (mm) Distancia centros	Fuerza Total (N)	Fuerza Tangencial (N)	Torque en el engrane N-m	N (Dp/M) # dientes	n (rpm) Rev	w (rad/s) Velocidad angular	VDp (m/s) Velocidad
1	45	2,5	100	473	444,44	10,00	18	7126,60	746,30	16,79
2	155	2,5	100	473	444,44	34,44	62	2069,01	216,67	16,79
3	50	2,5	50	1466	1377,78	34,44	20	2069,01	216,67	5,42
4	50	2,5	50	1466	1377,78	34,44	20	2069,01	216,67	5,42
5	76		650	965	906,43	34,44	15	2069,01	216,67	8,23
6	197		650	965	906,43	89,28	39	795,77	83,33	8,21

Calculo de la quinta marcha

Quinta Marcha				Velocidad Km/h	Velocidad m/s	Dia(m) Llanta				
				130	36,11	0,6				
Calculos de los engranajes										
Engranajes	Dp(mm)	M (mm) Modulo	C (mm) Distancia centros	Fuerza Total (N)	Fuerza Tangencial (N)	Torque en el engrane N-m	N (Dp/M) # dientes	n (rpm) Rev	w (rad/s) Velocidad angular	VDp (m/s) Velocidad
1	45	2,5	100	473	444,44	10,00	18	8422,35	881,99	19,84
2	155	2,5	100	473	444,44	34,44	62	2445,20	256,06	19,84
3	55	2,5	50	1333	1252,53	34,44	22	2445,20	256,06	7,04
4	45	2,5	50	1333	1252,53	28,18	18	2988,58	312,96	7,04
5	76		650	789	741,63	28,18	15	2988,58	312,96	11,89
6	197		650	789	741,63	73,05	39	1149,45	120,37	11,86

ANEXO C. MATERIALES DE ALAMBRE PARA RESORTE

TAI

ASTM #	Material	SAE #	Descripción
A227	Alambre estirado en frío ("estirado duro")	1066	Alambre para resorte para uso general de menor costo. Adecuado para cargas estáticas pero no es bueno para la fatiga o impacto. Rango de temperatura de 0°C a 120°C (250°F).
A228	Alambre de piano	1085	Material muy tenaz de muy amplio uso para resortes de espiras pequeñas. Tiene la resistencia más elevada a la tensión y a la fatiga de todos los alambres para resorte. Rango de temperatura 0°C a 120°C (250°F).
A229	Alambre revenido al aceite	1065	Acero para resorte de uso general. Menos costoso y disponible en tamaños mayores del alambre para piano. Adecuado para cargas estáticas pero no bueno para la fatiga o el impacto. Rango de temperatura 0°C a 180°C (350°F).
A230	Alambre revenido en aceite	1070	Calidad de resorte de válvulas. Adecuada para carga a la fatiga.
A232	Cromo vanadio	6150	Acero para resorte de aleación de mayor popularidad. Calidad de resorte de válvulas. Adecuado para cargas a la fatiga. También bueno para cargas de impacto y de golpe. Para temperaturas de hasta 220°C (425°F). Disponible recocido y prerrevenido.
A313 (302)	Acero inoxidable	30302	Adecuado para aplicaciones de fatiga.
A401	Al cromo silicio	9254	Calidad de resorte de válvula: adecuada para cargas a la fatiga. Resistencia apenas inferior a la del alambre de piano y tiene una más elevada resistencia a la temperatura hasta 220°C (425°F).
B134, #260	Latón para resorte	CA-260	Baja resistencia, pero resistente a la corrosión.
B159	Bronce fosforado	CA-510	Resistencia superior al latón, mejor resistencia a la fatiga. Resistente a la corrosión. No debe tratarse térmicamente ni doblarse a lo largo del grano.
B197	Cobre al berilio	CA-172	Resistencia superior al latón. Mejor resistencia a la fatiga. Bastante resistente a la corrosión. Puede tratarse térmicamente y doblarse a lo largo del grano.
-	Inconel X-750	-	Resistente a la corrosión.

Fuente: NORTON, Robert L. Diseño de máquinas. México: Prentice Hall. 1999.

ANEXO D. DIÁMETROS DE ALAMBRE PARA RESORTE

Tª Di pr		U.S. (in)	SI (mm)
		0.004	0.10
		0.005	0.12
		0.006	0.16
		0.008	0.20
		0.010	0.25
		0.012	0.30
		0.014	0.35
		0.016	0.40
		0.018	0.45
		0.020	0.50
		0.022	0.55
		0.024	0.60
		0.026	0.65
		0.028	0.70
		0.030	0.80
		0.035	0.90
		0.038	1.00
		0.042	1.10
		0.045	
		0.048	1.20
		0.051	
		0.055	1.40
		0.059	
		0.063	1.60
		0.067	
		0.072	1.80
		0.076	
		0.081	2.00
		0.085	2.20
		0.092	
		0.098	2.50
		0.105	
		0.112	2.80
		0.125	3.00
		0.135	3.50
		0.148	
		0.162	4.00
		0.177	4.50
		0.192	5.00
		0.207	5.50
		0.225	6.00
		0.250	6.50
		0.281	7.00
		0.312	8.00
		0.343	9.00
		0.362	
		0.375	
		0.406	10.0
		0.437	11.0
		0.469	12.0
		0.500	13.0
		0.531	14.0
		0.562	15.0
		0.625	16.0

Fuente: NORTON, Robert L. Diseño de máquinas. México: Prentice Hall. 1999.

ANEXO E. COEFICIENTES PARA CALCULO DE RESORTE

ASTM #	Material	Rango		Exponente <i>b</i>	Coeficiente A		Factor de correlación
		mm	in		MPa	psi	
A227	Estirado en frío	0.5-16	0.020-0.625	-0.182 2	1 753.3	141 040	0.998
A228	Alambre de piano	0.3-6	0.010-0.250	-0.1625	2 153.5	184 649	0.9997
A229	Revenido en aceite	0.5-16	0.020-0.625	-0.183 3	1 831.2	146 780	0.999
A232	Cromo vanadio	0.5-12	0.020-0.500	-0.145 3	1 909.9	173 128	0.998
A401	Cromo silicio	0.8-11	0.031-0.437	-0.093 4	2 059.2	220 779	0.991

NORTON, Robert L. Diseño de máquinas. México: Prentice Hall. 1999.

ANEXO F. CAPACIDAD DE CADENA SENCILLA 5/8"

INTERMEC

No. de dientes piñón conductor	R.P.M DEL PIÑÓN CONDUCTOR																								
	10	25	50	100	200	300	400	500	700	900	1000	1200	1400	1600	1800	2100	2400	2700	3000	3500	4000	4500	5000	5500	6000
9	0.09	0.19	0.36	0.67	1.26	1.81	2.35	2.87	3.89	4.88	5.36	6.32	6.02	4.92	4.13	3.27	2.68	2.25	1.92	1.52	1.25	1.04	0.89	0.77	0.58
10	0.10	0.22	0.41	0.76	1.41	2.03	2.63	3.22	4.36	5.46	6.01	7.08	7.05	5.77	4.83	3.84	3.14	2.63	2.25	1.78	1.46	1.22	1.04	0.90	0.79
11	0.11	0.24	0.45	0.84	1.56	2.25	2.92	3.57	4.83	6.06	6.66	7.85	8.13	6.65	5.58	4.42	3.62	3.04	2.59	2.06	1.68	1.41	1.20	1.04	0.92
12	0.12	0.26	0.49	0.92	1.72	2.47	3.21	3.92	5.21	6.65	7.31	8.62	9.26	7.58	6.35	5.04	4.13	3.46	2.95	2.34	1.92	1.61	1.37	1.19	1.04
13	0.13	0.29	0.54	1.00	1.87	2.70	3.50	4.27	5.78	7.25	7.97	9.40	10.4	8.55	7.16	5.69	4.65	3.90	3.33	2.64	2.16	1.81	1.55	1.34	0
14	0.14	0.31	0.58	1.09	2.03	2.92	3.79	4.63	6.27	7.86	8.64	10.2	11.7	9.55	8.01	6.35	5.20	4.36	3.72	2.95	2.42	2.03	1.73	1.50	0
15	0.15	0.34	0.63	1.17	2.19	3.15	4.08	4.99	6.75	8.47	9.31	11.0	12.6	10.6	8.88	7.06	5.77	4.83	4.13	3.27	2.68	2.25	1.92	1.66	0
16	0.16	0.36	0.67	1.26	2.34	3.38	4.37	5.35	7.24	9.08	9.98	11.8	13.5	11.7	9.78	7.76	6.35	5.32	4.55	3.61	2.95	2.47	2.11	1.83	0
17	0.17	0.39	0.72	1.34	2.50	3.61	4.67	5.71	7.75	9.69	10.7	12.6	14.4	12.8	10.7	8.80	6.96	5.83	4.98	3.96	3.23	2.71	2.31	2.01	0
18	0.18	0.41	0.76	1.43	2.65	3.83	4.97	6.07	8.22	10.3	11.3	13.4	15.3	13.9	11.7	9.26	7.58	6.35	5.42	4.30	3.52	2.95	2.52	0	
19	0.19	0.43	0.81	1.51	2.82	4.07	5.27	6.44	8.72	10.9	12.0	14.2	16.3	15.1	12.7	10.0	8.22	6.89	5.88	4.67	3.82	3.20	2.73	0	
20	0.20	0.46	0.86	1.60	2.98	4.30	5.57	6.80	9.21	11.5	12.7	15.0	17.2	16.3	13.7	10.8	8.88	7.44	6.35	5.04	4.13	3.46	2.96	0	
21	0.21	0.48	0.90	1.69	3.14	4.53	5.87	7.17	9.71	12.2	13.4	15.8	18.1	17.6	14.7	11.7	9.55	8.01	6.84	5.42	4.44	3.72	3.18	0	
22	0.22	0.51	0.96	1.77	3.31	4.76	6.17	7.54	10.2	12.8	14.1	16.6	19.1	18.8	15.8	12.5	10.2	8.59	7.33	5.82	4.76	3.99	3.41	0	
23	0.23	0.53	1.00	1.86	3.47	5.00	6.47	7.91	10.7	13.4	14.8	17.4	20.0	20.1	16.9	13.4	11.0	9.18	7.84	6.22	5.09	4.27	0		
24	0.25	0.56	1.04	1.95	3.63	5.23	6.78	8.29	11.2	14.1	15.5	18.2	20.9	21.4	18.0	14.3	11.7	9.78	8.35	6.63	5.42	4.55	0		
25	0.26	0.58	1.09	2.03	3.80	5.47	7.08	8.86	11.7	14.7	16.2	19.0	21.9	22.8	19.1	15.2	12.4	10.4	8.88	7.05	5.77	4.83	0		
26	0.27	0.61	1.14	2.12	3.96	5.70	7.39	9.03	12.2	15.3	16.9	19.9	22.8	24.2	20.3	16.1	13.2	11.0	9.42	7.47	6.12	5.13	0		
28	0.29	0.66	1.23	2.30	4.29	6.18	8.01	9.72	13.2	16.6	18.3	21.5	24.7	27.0	22.4	18.0	14.7	12.3	10.5	8.25	6.84	5.73	0		
30	0.31	0.71	1.33	2.49	4.62	6.66	8.63	10.5	14.3	17.9	19.7	23.2	26.6	30.0	25.1	19.9	16.3	13.7	11.7	9.26	7.68	0			
32	0.33	0.76	1.42	2.66	4.96	7.14	9.25	11.3	15.3	19.2	21.1	24.9	28.6	32.2	27.7	22.0	18.0	15.1	12.9	10.2	8.35	0			
35	0.37	0.84	1.57	2.93	5.46	7.86	10.2	12.5	16.9	21.1	23.2	27.4	31.5	35.5	31.6	25.1	20.6	17.2	14.7	11.7	9.55	0			
40	0.43	0.97	1.81	3.38	6.31	9.08	11.8	14.4	19.5	24.4	26.8	31.6	36.3	41.0	38.7	30.7	25.1	21.0	18.0	14.3	0				
45	0.48	1.10	2.06	3.84	7.16	10.3	13.4	16.3	22.1	27.7	30.5	35.9	41.3	46.5	46.1	36.6	30.0	25.1	21.4	0					
	Lubricación Tipo A					Lubricación Tipo B					Lubricación Tipo C														

LUBRICACIÓN TIPO A: A mano, con aceitara o brocha.
 LUBRICACIÓN TIPO B: En baño de aceite o por salpique.
 LUBRICACIÓN TIPO C: Al chomo bajo presión.

La información contenida en estas tablas está basada en los estándares de la ASOCIACION AMERICANA DE FABRICANTES DE CADENAS (American Chain Association).

INFORMACIÓN INTERMEC

Cuando se trata de cadenas de hilera múltiple de este paso, multiplique la capacidad por:

No. DE HILERAS	FACTOR
2	1.7
3	2.5
4	3.3
5	3.9
6	4.6

ANEXO G. FICHA TÉCNICA DE LA MOTO

Generalidades	
Modelo	MTC 250
Año	2009
Categoría	Competicion
Motor	
Marca	Suzuki 250 4T
Desplazamiento	249 cc
Potencia	20 Hp
Cilindros	1
Valculas por cilindro	4
Caja de cambios	5 velocidades
Embrague	multidiscos
Sistema de refrigeracion	Aire
Capacidad de aceite	1200 cc
Transmision final	Cadena
Dimensiones	
Neumatico delantero	17-80-100
Neumatico Trasero	17-70-140
Altura del suelo al sillin	850 mm
Largo total	2010 mm
Ancho Total	566 mm
Altura Total	1071 mm
Otras especificaciones	
Capacidad de combustible	14 Litros
Freno delantero	Disco
Freno trasero	Tambor
Chasis	Multitubular

Fuente: Autores del proyecto

ANEXO H. FOTOS DE LA MOTOCICLETA

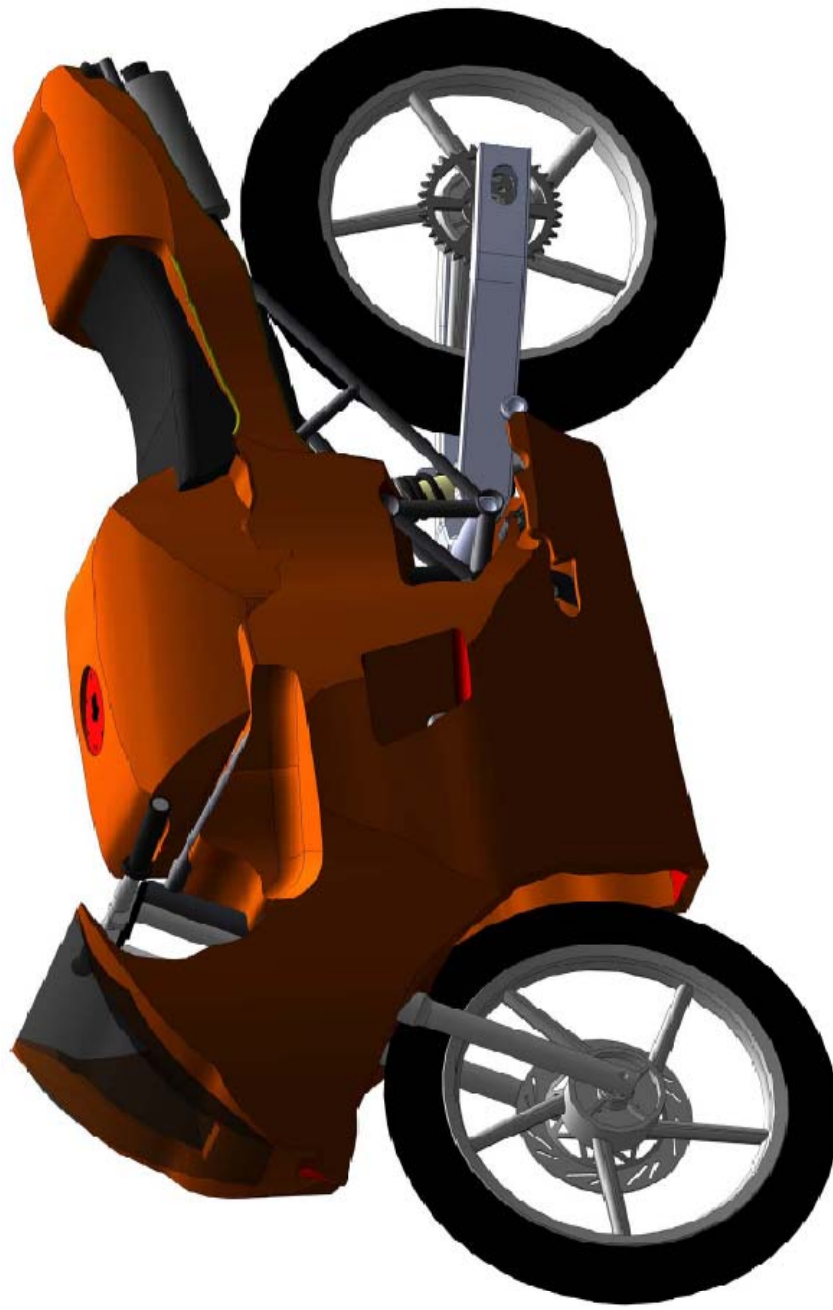








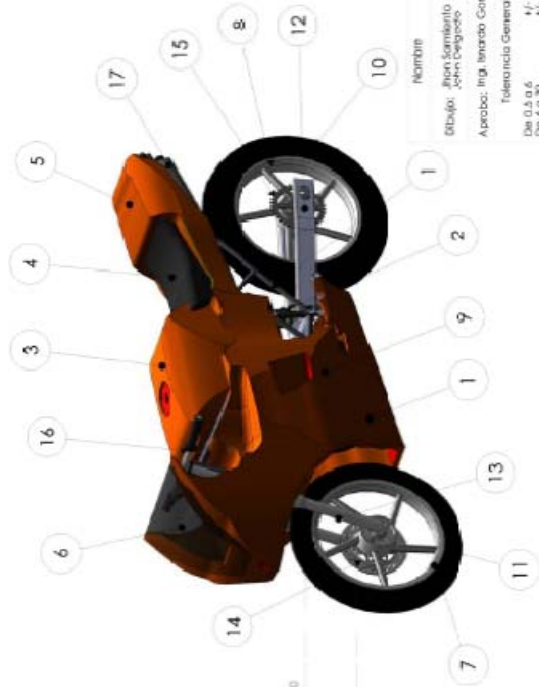
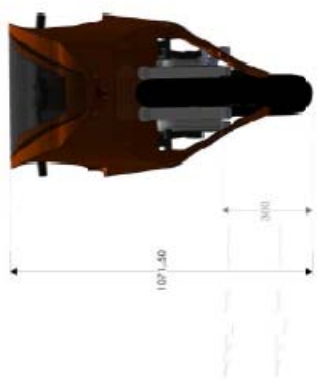
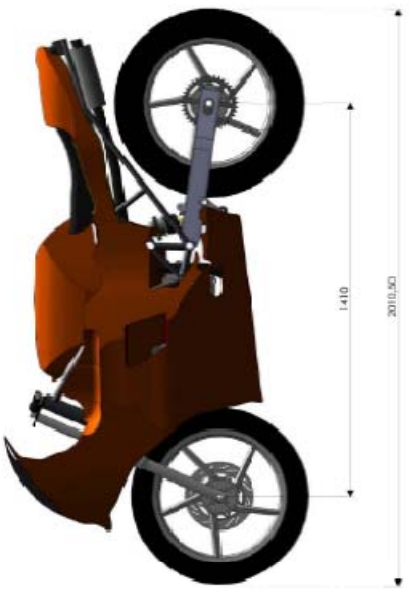
ANEXO I. PLANOS



Nombre	Fecha	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
Diseño: Juan Sarmiento John Puentes	30/05/2009	
Aprobado: Ing. Lincoln Gonzalez	30/05/2009	Motorcicleta de Competición 250 cc.
Tolerancias Generales		Formato: A3
De 0 a 1	+/- 0,06	
De 1 a 30	+/- 0,1	
De 30 a 100	+/- 0,15	Plano: Ensamble Motorcicleta
De 100 a 400	+/- 0,2	Código: MTC0000
De 400 a 1000	+/- 0,3	Materiales:
De 1000 a 2000	+/- 0,4	Confidenc:
De 2000 en adelante	+/- 0,5	Escala: Pasa: Hoja: 1

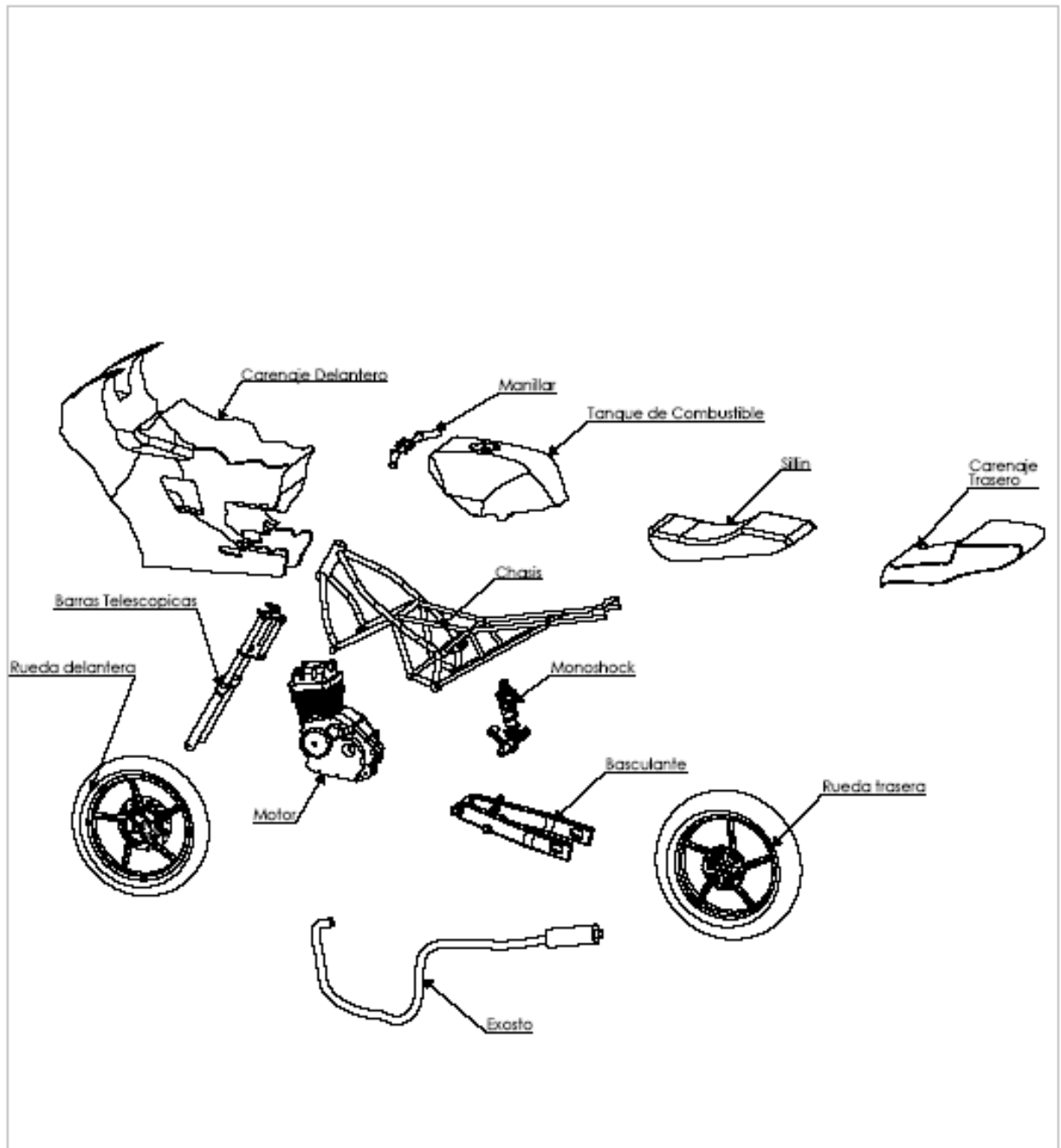
PARTES GENERALES DE LA MOTOCICLETA

ITEM	NOMBRE
1	Carenaje delantero
2	Monoshock
3	Tanque de combustible
4	Sillin
5	Carenaje trasero
6	Careta
7	Rin delantero
8	Rin trasero
9	Motor
10	Goma trasera
11	Goma delantera
12	Basculante
13	Barras telescópicas
14	Freno de disco
15	Sprocket trasero
16	Manillar
17	Exosto

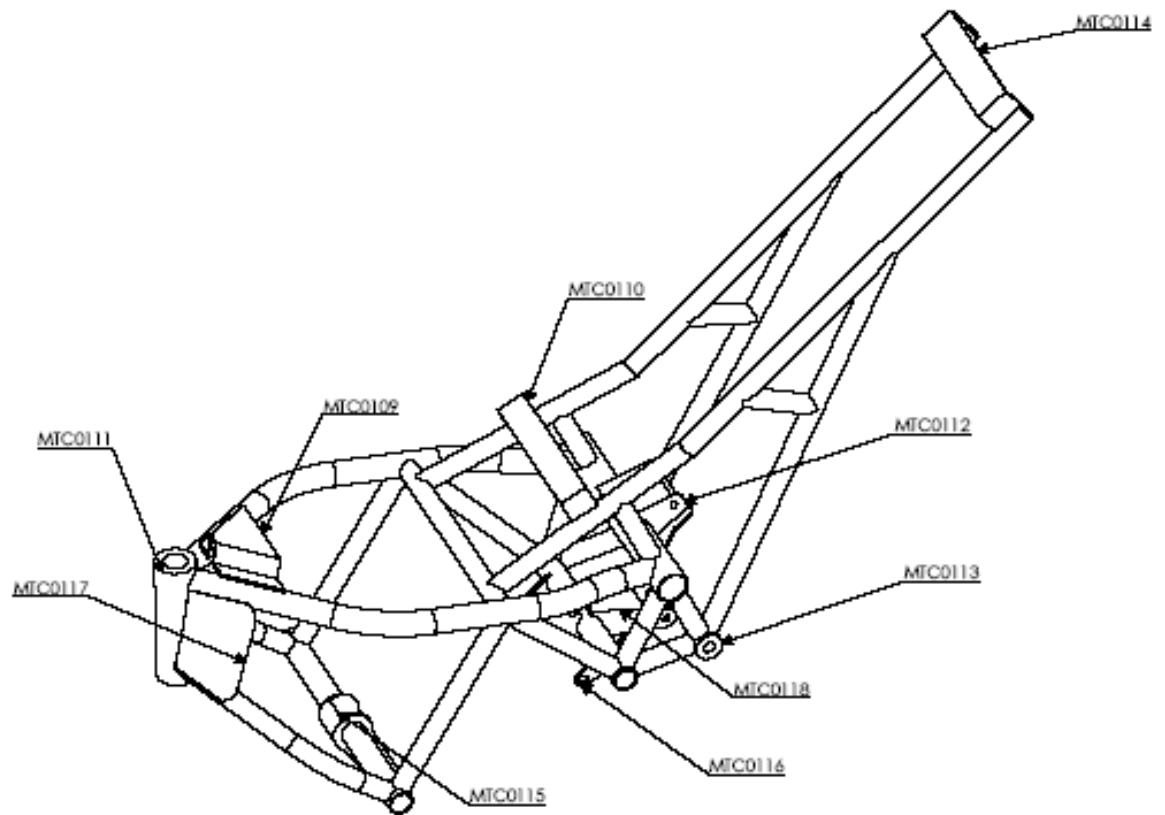


Nombre	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SAHAGÚN
Fecha	30/05/2009
Nombre	SAHAGÚN
Objeto	Motocicleta de Competición
Autores	John Sarmiento, John Pegozo
Aprobado	Rita, Ivanado, Gonzalez
Fecha	30/05/2009
Sección	Ingeniería General
Formato	A3
Escala	1:1
Material	Aluminio
Color	Naranja
Medida	N/A
Cantidad	1
Peso	120 kg
Hoja	1

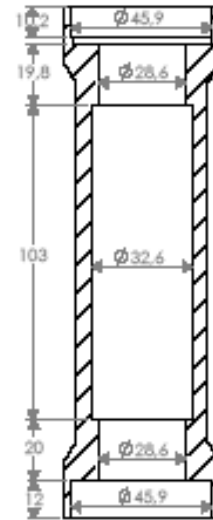
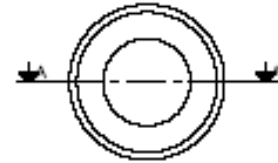
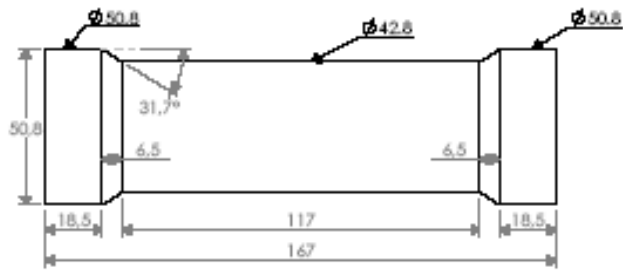
Tolerancia General	
De 0,2 a 6	+/- 0,05
De 6,3 a 30	+/- 0,10
De 30 a 100	+/- 0,15
De 100 a 400	+/- 0,20
De 400 a 1000	+/- 0,30
De 1000 a 2000	+/- 0,40
De 2000 en adelante	+/- 0,50



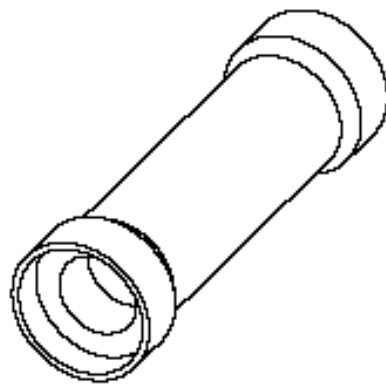
Nombre	Fecha	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
Dibujo: Jhon Sarmiento John Delgado	30/05/2009	Motocicleta De Competicion 250 cc	
Aprobo: Ing. Isnardo Gonzalez	30/05/2009		
Tolerancia General		Seccion: Ensamble General	Formato A4
De 05 a 6	+/- 0.05	Plano: Explosion	
De 6 a 30	+/- 0.1	Codigo: MTC0000	
De 30 a 120	+/- 0.15	Material: -----	
De 120 a 400	+/- 0.2	Cantidad: 1	
De 400 a 10000	+/- 0.3	Escala: 1:20	
De 1000 a 2000	+/- 0.4	Peso: -----	
De 2000 en adelante	+/- 0.5	Hoja: 2	



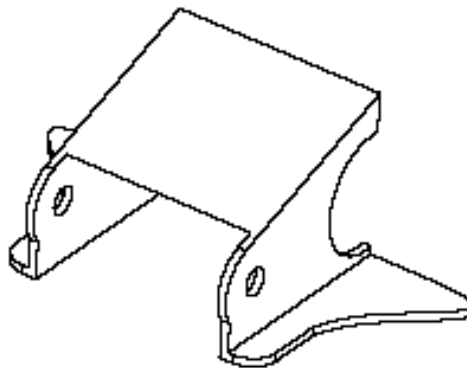
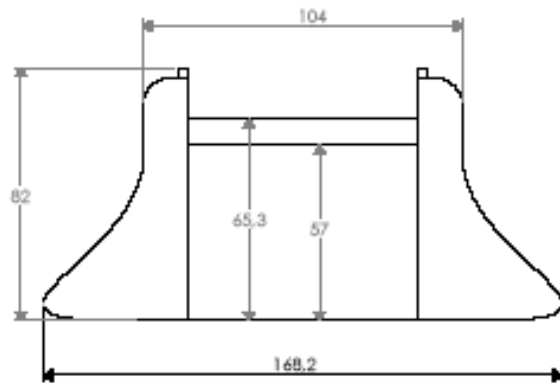
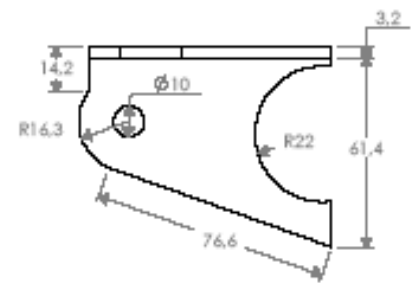
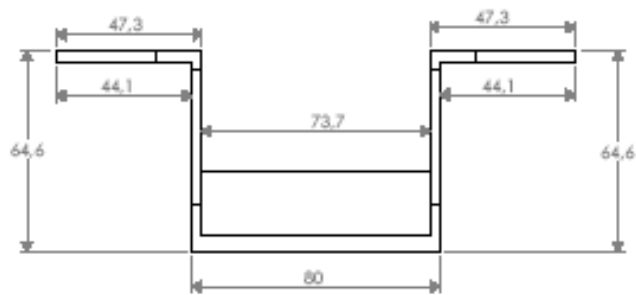
Nombre	Fecha	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
Dibuja: Jhan Samiento John Delgado	30/05/2009	Motocicleta De Competicion 250 cc	
Aprobo: Ing. Isardo Gonzalez	30/05/2009		
Tolerancia General		Seccion: Estructura	Formato A4
De 05 a 6	+/- 0.05	Plano: Chasis	
De 6 a 30	+/- 0.1	Codigo: MTC0100	
De 30 a 120	+/- 0.15	Material: -----	
De 120 a 400	+/- 0.2	Cantidad: 1	
De 400 a 10000	+/- 0.3	Escala: 1:10	
De 1000 a 2000	+/- 0.4	Peso:	
De 2000 en adelante	+/- 0.5	Hoja:	



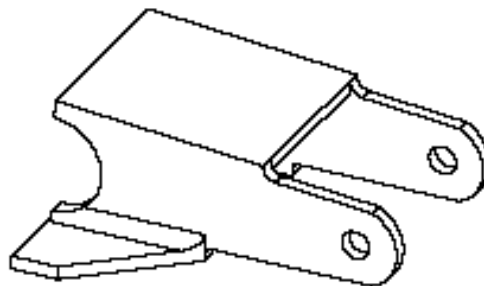
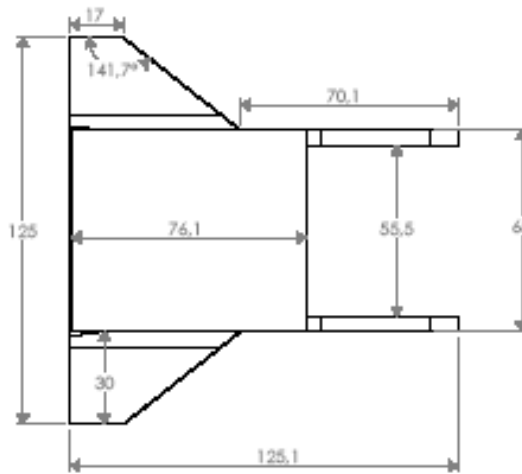
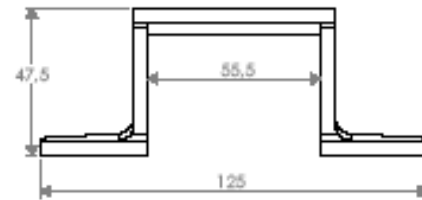
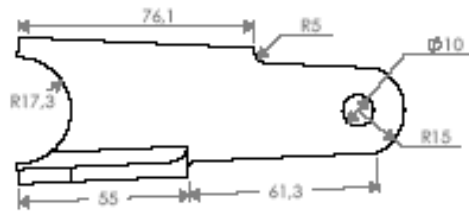
SECCIÓN A-A
ESCALA 1 : 2



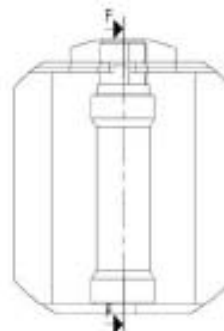
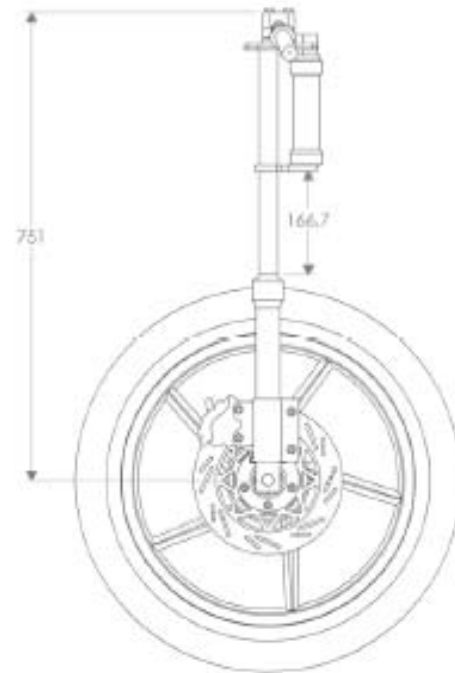
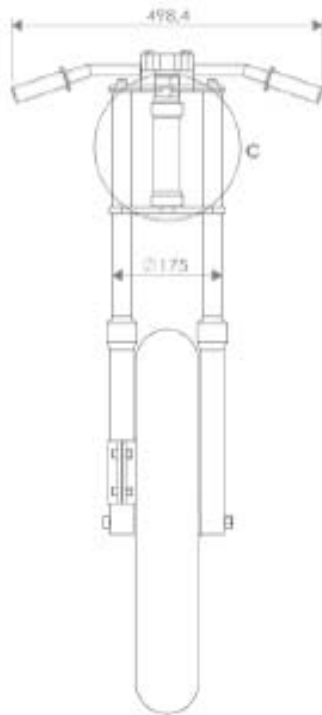
Nombre	Fecha	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
Dibuja: Jhon Sarmiento John Delgado	30/05/2009	Motocicleta De Competicion 250 cc	
Aprobo: Ing. Inarado Gonzalez	30/05/2009	Seccion: Estructura	Formato A4
Tolerancia General		Plano: Pipa de direccion	
De 0.5 a 6	+/- 0.05	Codigo: MIC0111	
De 6 a 30	+/- 0.1	Material: Acero 1020	
De 30 a 120	+/- 0.15	Escala: 1:2	Peso:
De 120 a 400	+/- 0.2	Cantidad: 1	
De 400 a 10000	+/- 0.3	Hoja:	
De 1000 a 2000	+/- 0.4		
De 2000 en adelante	+/- 0.5		



Nombre	Fecha	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
Dibuja: Jhon Sarmiento John Delgado	30/05/2009	Motocicleta De Competicion 250 cc	
Aproba: Ing. Inarido Gonzalez	30/05/2009		
Tolerancia General		Seccion: Estructura	Formato A4
De 05 a 6	+/- 0.05	Plano: Soporte superior monoshock	
De 6 a 30	+/- 0.1	Codigo: MFC0112	
De 30 a 120	+/- 0.15	Material: Platina 1020 1/8	
De 120 a 400	+/- 0.2	Cantidad: 1	
De 400 a 10000	+/- 0.3	Escala: 1:2	
De 1000 a 2000	+/- 0.4	Peso:	
De 2000 en adelante	+/- 0.5	Hoja:	



Nombre	Fecha	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
Dibujó: Jhon Sarmiento John Delgado	30/05/2009	Motocicleta De Competición 250 cc	
Aprobo: Ing. Inarado Gonzalez	30/05/2009	Sección: Estructura	Formato A4
Tolerancia General		Plano: Soporte inferior monoshock	
De 05 a 6	+/- 0.05	Codigo: MIC0118	
De 6 a 30	+/- 0.1	Material: Platina 1020 3/16"	
De 30 a 120	+/- 0.15	Cantidad: 1	
De 120 a 400	+/- 0.2	Escala: 1:2	Peso:
De 400 a 10000	+/- 0.3	Hoja:	
De 1000 a 2000	+/- 0.4		
De 2000 en adelante	+/- 0.5		

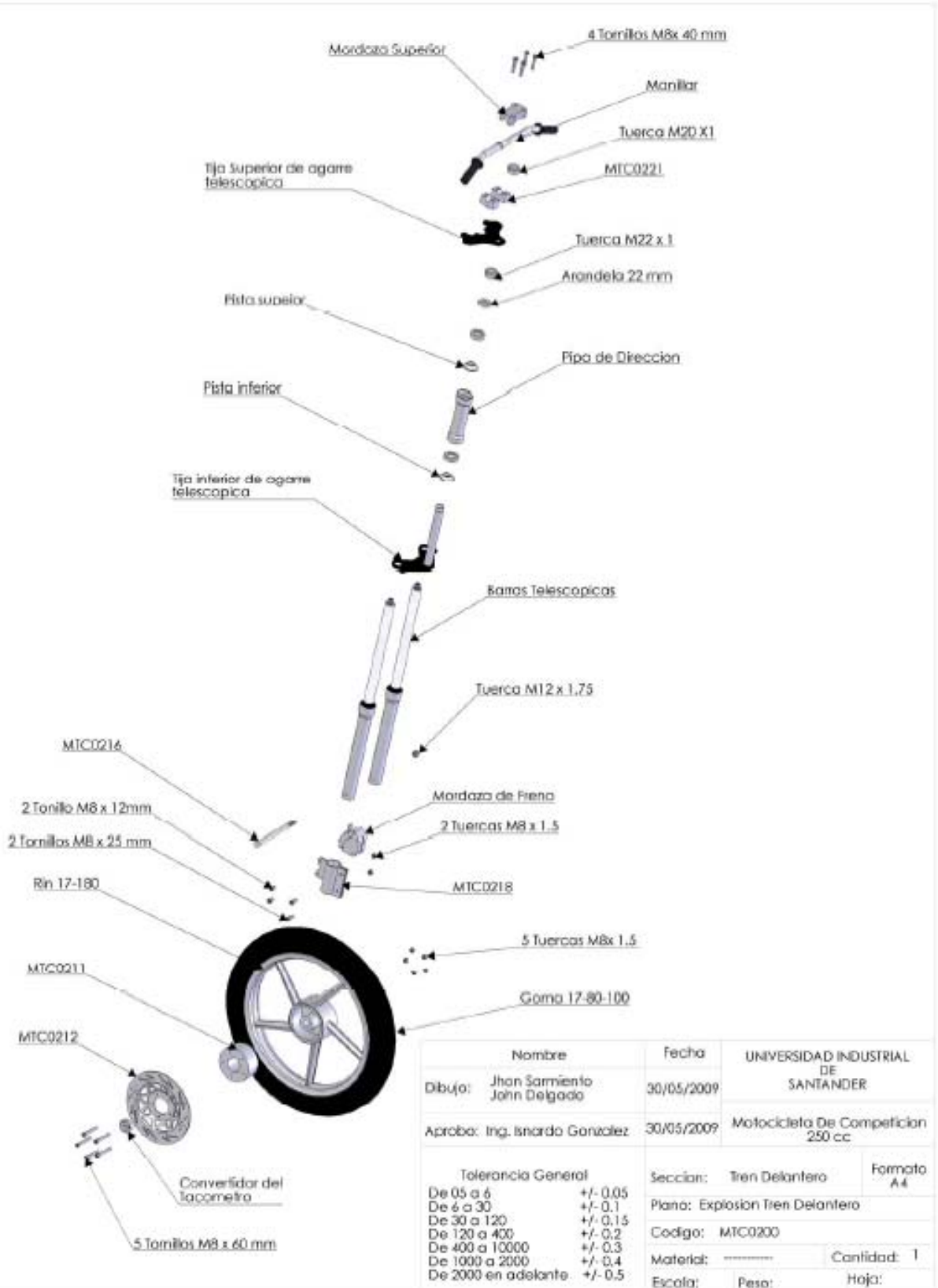


DETALLE L:
ESCALA 1 : 5

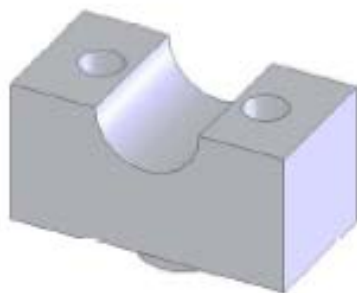
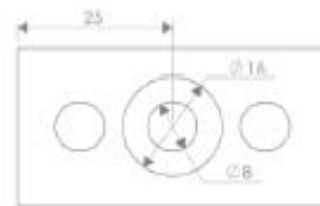
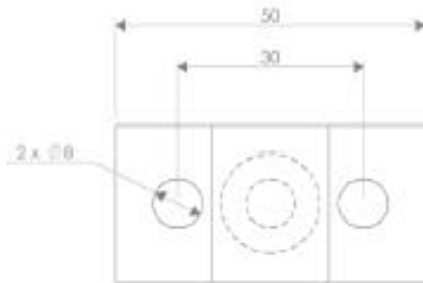
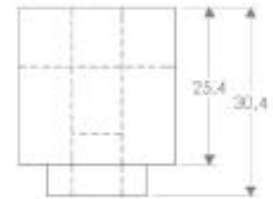
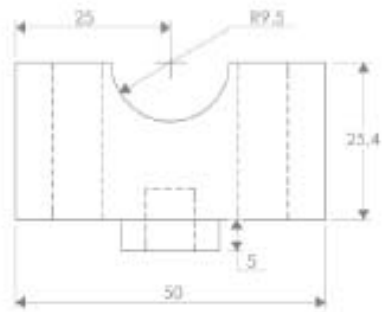


SECCIÓN F-F
ESCALA 1 : 5

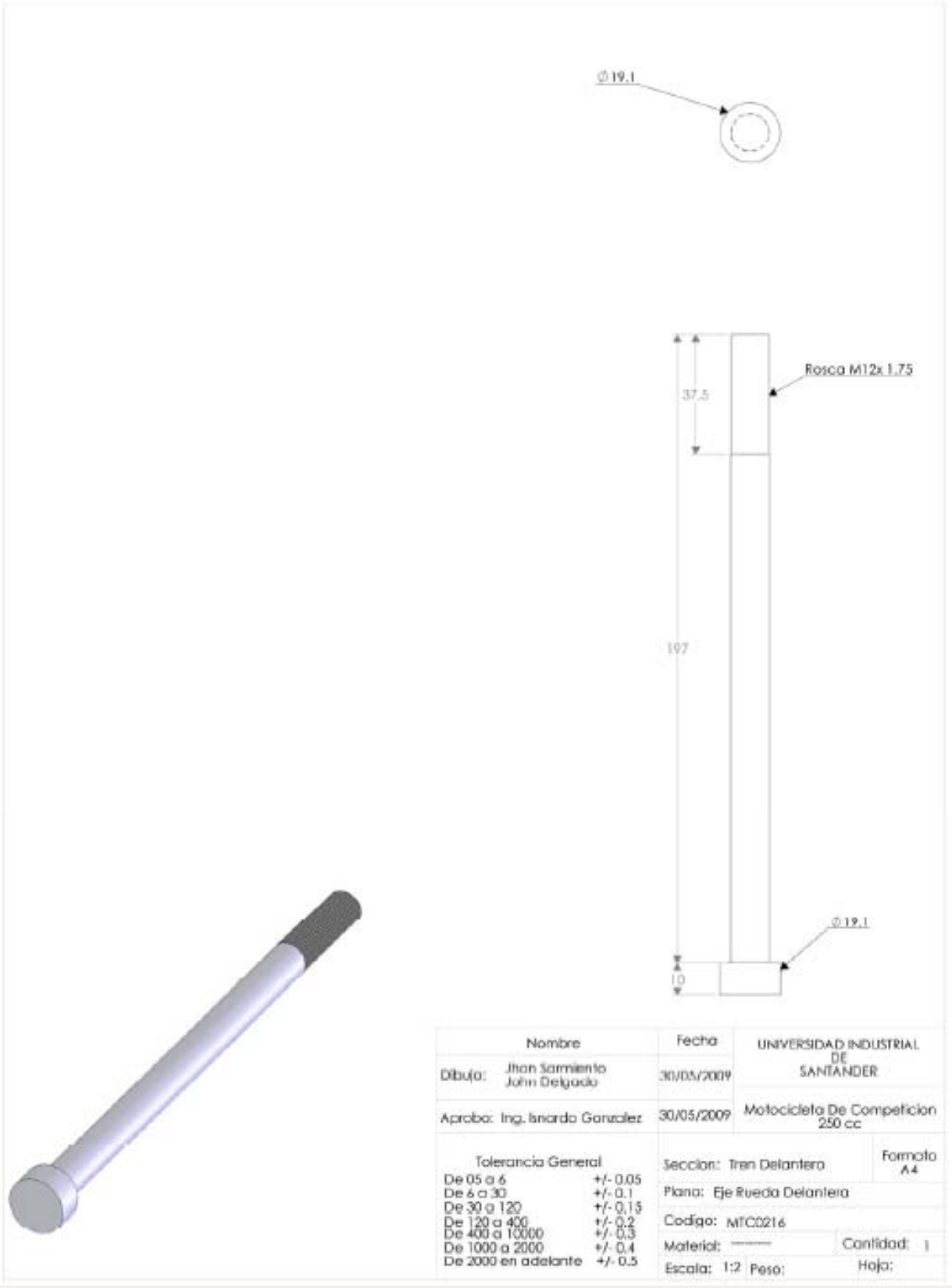
Nombre	Fecha	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
Dibujó: Jhan Sarmiento John Delgado	30/05/2009	Motocicleta De Competición 250 cc
Aprobo: Ing. Isnardo Gonzalez	30/05/2009	
Tolerancia General	Seccion:	Formato
De 05 a 6 +/- 0.05	Tren delantero	A4
De 6 a 30 +/- 0.1	Plano: Ensamble tren delantero	
De 30 a 120 +/- 0.15	Código: MTC0200	
De 120 a 400 +/- 0.2	Materia: _____	Cantidad: 1
De 400 a 10000 +/- 0.3	Escala: 1:15	Hoja:
De 1000 a 2000 +/- 0.4	Peso:	
De 2000 en adelante +/- 0.5		

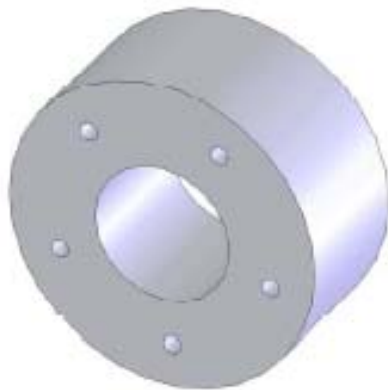
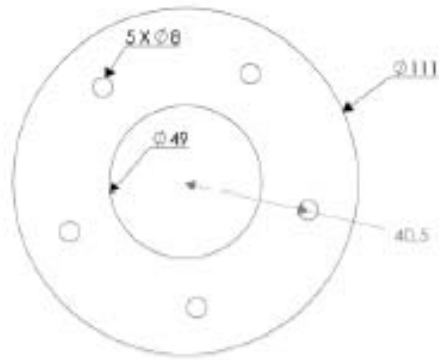


Nombre	Fecha	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
Dibuja: Jhon Sarmiento John Delgado	30/05/2009	Motocicleta De Competicion 250 cc	
Aproba: Ing. Isnarido Gonzalez	30/05/2009		
Tolerancia General		Seccion: Tren Delantero	Formato A4
De 05 a 6	+/- 0.05	Plano: Explosion Tren Delantero	
De 6 a 30	+/- 0.1	Codigo: MTC0200	
De 30 a 120	+/- 0.15	Material: -----	
De 120 a 400	+/- 0.2	Cantidad: 1	
De 400 a 10000	+/- 0.3	Escala: -----	
De 1000 a 2000	+/- 0.4	Peso: -----	
De 2000 en adelante	+/- 0.5	Hoja: -----	

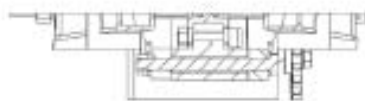
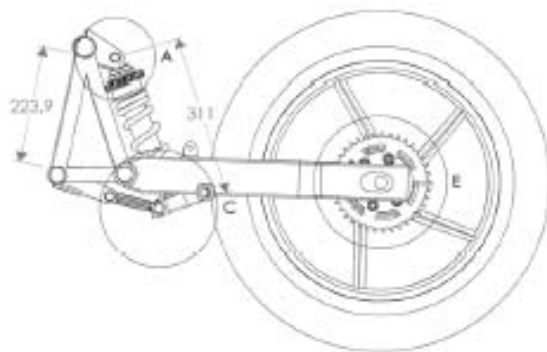


Nombre		Fecha	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
Dibujo:	Jhon Sarmiento John Delgado	30/05/2009	
Aproba:	Ing. Invarado Gonzalez	30/05/2009	Motocicleta De Competicion 250 cc
Tolerancia General		Seccion: Tren Delantera	Formato A4
De 05 a 6	+/- 0.05	Plano: Mordaza manillar	
De 6 a 30	+/- 0.1	Codigo: MTC0221	
De 30 a 120	+/- 0.15	Material: _____	Cantidad: 2
De 120 a 400	+/- 0.2	Escala: 1:1	Peso: _____
De 400 a 10000	+/- 0.3		Hoja: _____
De 1000 a 2000	+/- 0.4		
De 2000 en adelante	+/- 0.5		

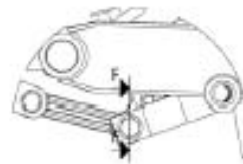




	Nombre	Fecha	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
Dibujo:	Jhan Sarmiento John Delgado	30/05/2009	
Aproba:	Ing. Isnardo Gonzalez	30/05/2009	Motocicleta De Competicion 250 cc
	Tolerancia General	Seccion: Tren Delantero	Formato A4
	De 05 a 6 +/- 0.05	Plano: Acople del Disco de freno	
	De 6 a 30 +/- 0.1	Codigo: MTC0211	
	De 30 a 120 +/- 0.15	Material: _____	Cantidad: 1
	De 120 a 400 +/- 0.2	Escala: 1:2	Peso: _____
	De 400 a 1000 +/- 0.3		Hoja: _____
	De 1000 a 2000 +/- 0.4		
	De 2000 en adelante +/- 0.5		



SECCIÓN F-F
ESCALA 1:6



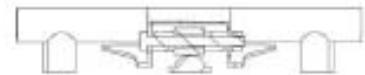
DETALLE C
ESCALA 1:6



DETALLE E
ESCALA 1:6

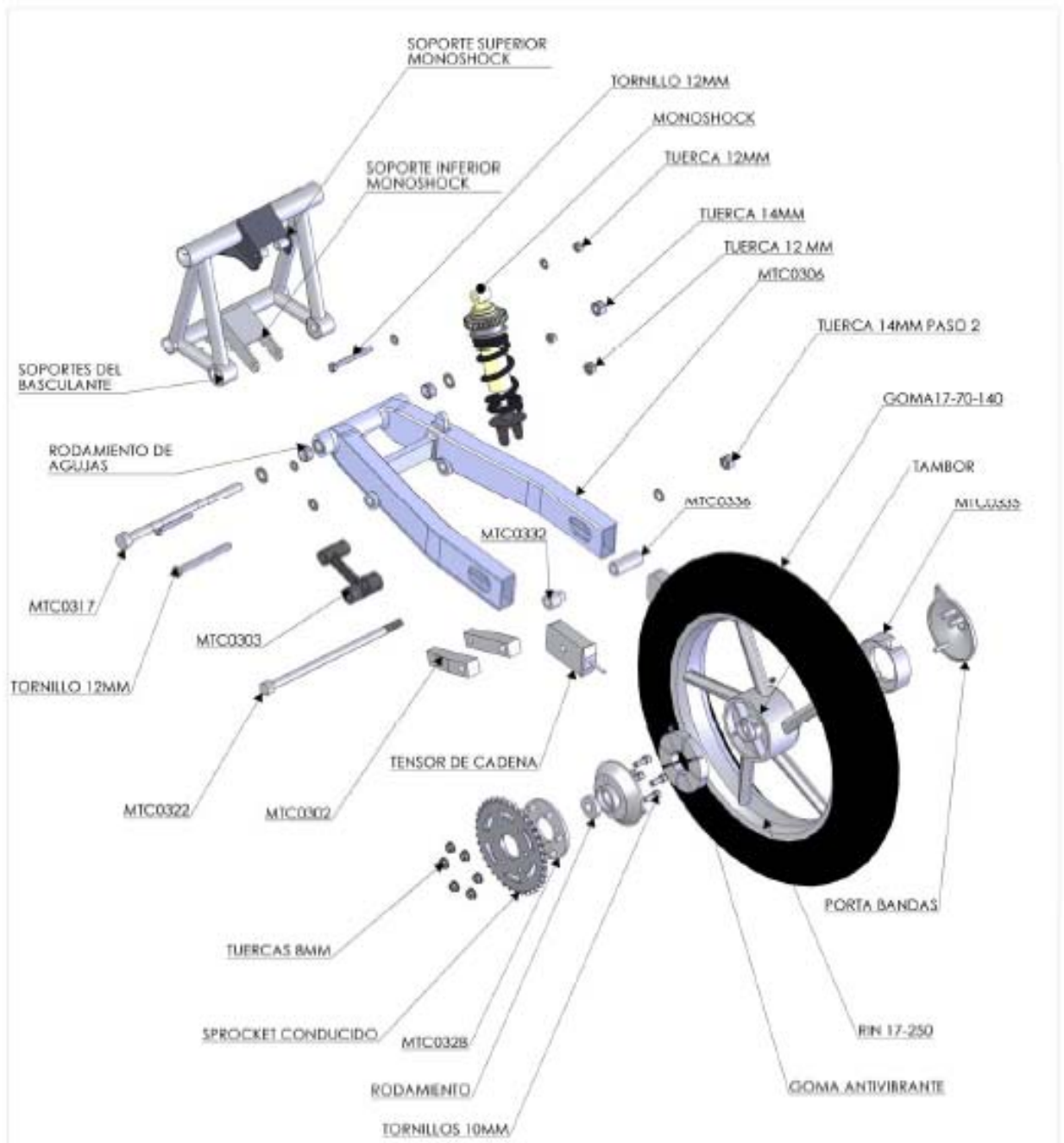


DETALLE A
ESCALA 1:6

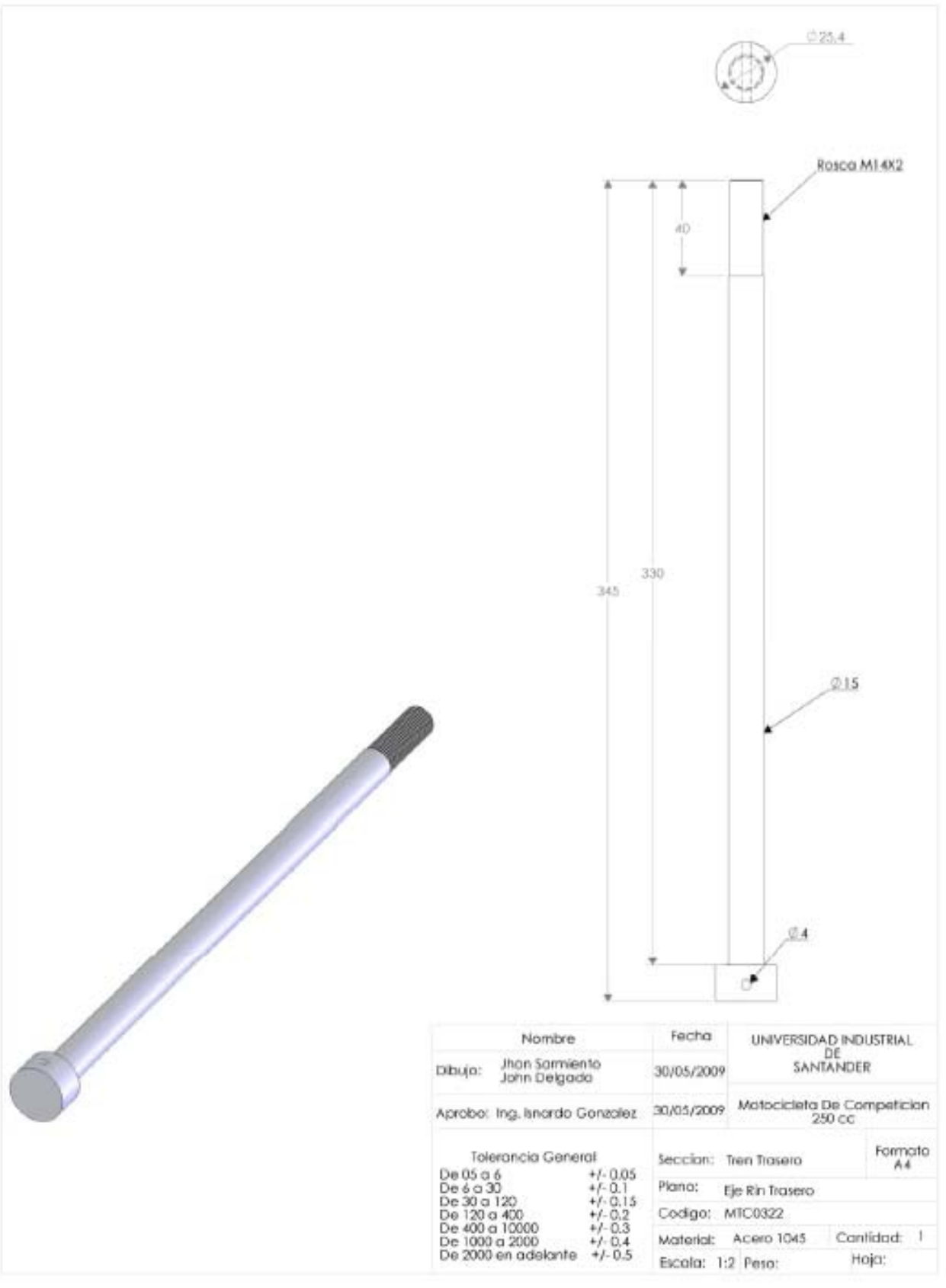


SECCIÓN B-B
ESCALA 1:6

Nombre	Fecha	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
Dibujo: Jhon Sarmiento John Delgado	30/05/2009	Motocicleta De Competición 250 cc
Aproba: Ing. Inarado Gonzalez	30/05/2009	
Tolerancia General	Seccion: Tren Trasero	Formato A4
De 05 a 6 +/- 0.05	Plano: Ensamble tren trasero	
De 6 a 30 +/- 0.1	Codigo: MTC0300	
De 30 a 120 +/- 0.15	Materia: _____	Cantidad: 1
De 120 a 400 +/- 0.2	Escala: 1:10	Peso: _____
De 400 a 10000 +/- 0.3		Hoja: _____
De 1000 a 2000 +/- 0.4		
De 2000 en adelante +/- 0.5		

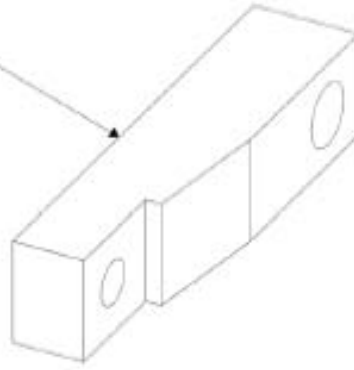


Nombre	Fecha	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
Dibujo: Jhan Sarmiento John Delgado	30/05/2009	Motocicleta De Competición 250 cc	
Aproba: Ing. Inarado Gonzalez	30/05/2009		
Tolerancia General		Seccion: Tren Trasero	Formato A4
De 05 a 6	+/- 0.05	Plana: Explosion Tren Trasero	
De 6 a 30	+/- 0.1	Codigo: MTC0300	
De 30 a 120	+/- 0.15	Material: _____	
De 120 a 400	+/- 0.2	Cantidad: 1	
De 400 a 10000	+/- 0.3	Escala: 1:10	
De 1000 a 2000	+/- 0.4	Peso: _____	
De 2000 en adelante	+/- 0.5	Hoja: _____	



Nombre		Fecha	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
Dibuja:	Jhon Sarmiento John Delgado	30/05/2009		
Aprobo:	Ing. Inarado Gonzalez	30/05/2009	Motocicleta De Competicion 250 cc	
Tolerancia General		Seccion:	Tren Trasero	Formato A4
De 05 a 6	+/- 0.05	Plano:	Eje Rin Trasero	
De 6 a 30	+/- 0.1	Codigo:	MTC0322	
De 30 a 120	+/- 0.15	Material:	Acero 1045	Cantidad: 1
De 120 a 400	+/- 0.2	Escala:	1:2	Peso:
De 400 a 10000	+/- 0.3			Hoja:
De 1000 a 2000	+/- 0.4			
De 2000 en adelante	+/- 0.5			

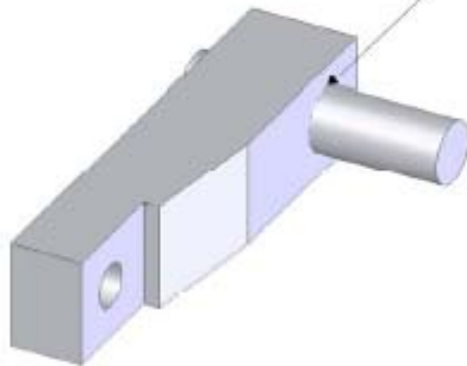
MTC0322A



MTC0322B



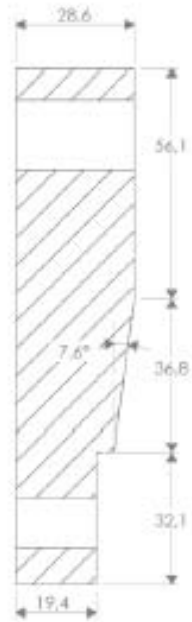
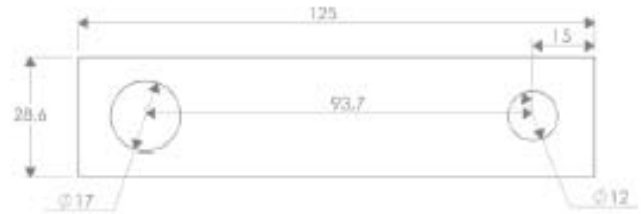
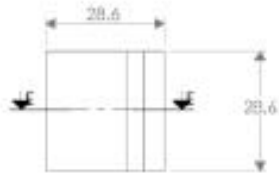
Union por soldadura



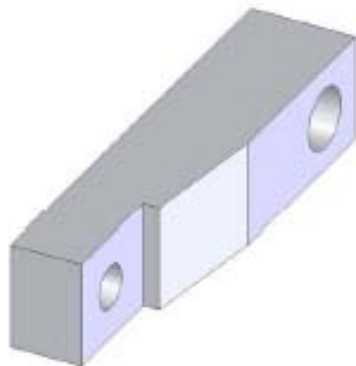
Nombre		Fecha	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
Dibuja:	Jhon Sarmiento John Delgado	30/05/2009		
Aproba:	Ing. Inarido Gonzalez	30/05/2009	Motocicleta De Competicion 250 cc	
Tolerancia General		Seccion:	Tren Trasero	Formato A4
De 05 a 6	+/- 0.05	Plano:	Barra pivote	
De 6 a 30	+/- 0.1	Codigo:	MTC0322	
De 30 a 120	+/- 0.15	Materia:	Acero 1020	Cantidad: 2
De 120 a 400	+/- 0.2	Escala:	1:1	Peso:
De 400 a 10000	+/- 0.3			Hoja:
De 1000 a 2000	+/- 0.4			
De 2000 en adelante	+/- 0.5			



Nombre		Fecha	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
Dibujo:	Jhan Sarmiento John Delgado	30/05/2009		
Aprobo:	Ing. Ivanda Gonzalez	30/05/2009	Motocicleta De Competicion 250 cc	
Tolerancia General		Seccion:	Tren trasero	Formato A4
De 05 a 6	+/- 0.05	Plano:	Eje Barra Pivote	
De 6 a 30	+/- 0.1	Codigo:	MTC0322B	
De 30 a 120	+/- 0.15	Material:	Acero 1020	Cantidad: 2
De 120 a 400	+/- 0.2	Escala:	1:1	Peso:
De 400 a 10000	+/- 0.3			Hoja:
De 1000 a 2000	+/- 0.4			
De 2000 en adelante	+/- 0.5			



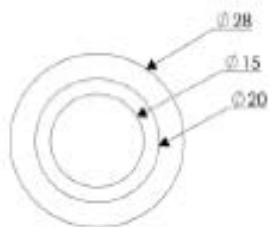
SECCIÓN E-E
ESCALA 1 : 1.5



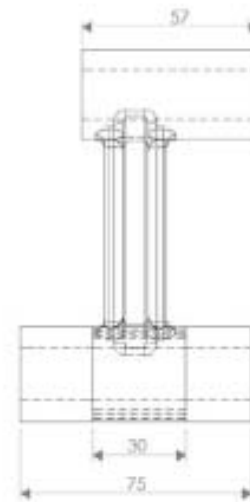
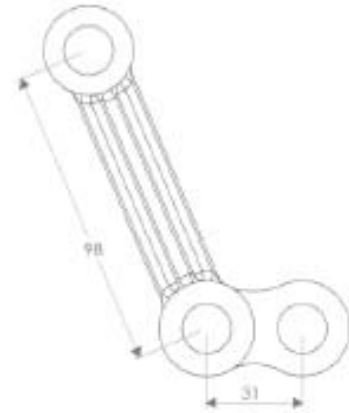
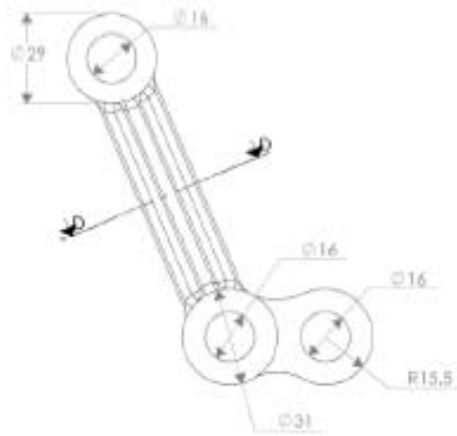
Nombre	Fecha	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
Dibujo: Jhan Sarmiento John Delgado	30/05/2009	Motocicleta De Competicion 250 cc
Aproba: Ing. Inarado Gonzalez	30/05/2009	
Tolerancia General	Seccion: Tren Trasero	Formato A4
De 05 a 6 +/- 0.05	Plano: Barra Pivote	
De 6 a 30 +/- 0.1	Codigo: MTC0322A	
De 30 a 120 +/- 0.15	Material: Acero 1020	Cantidad: 2
De 120 a 400 +/- 0.2	Escala: 1:2	Peso: Hoja:
De 400 a 10000 +/- 0.3		
De 1000 a 2000 +/- 0.4		
De 2000 en adelante +/- 0.5		



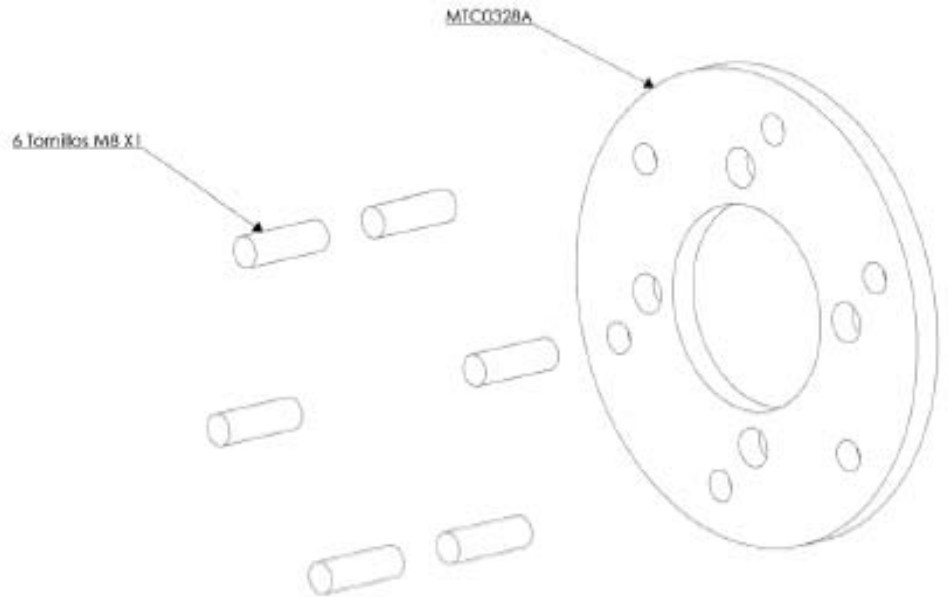
Nombre	Fecha	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
Dibujo: Jhon Sarmiento John Delgado	30/05/2009	Motocicleta De Competicion 250 cc.	
Aproba: Ing. Isardo Gonzalez	30/05/2009	Seccion: Tren Trasero	Formato A4
Tolerancia General	Plano: Buje Derecho Rueda	Codigo: MIC0336	Cantidad: 1
De 05 a 6 +/- 0.05		Materia: Acero 1020	Escala: 1:1
De 6 a 30 +/- 0.1			Peso:
De 30 a 120 +/- 0.15			Hoja:
De 120 a 400 +/- 0.2			
De 400 a 1000 +/- 0.3			
De 1000 a 2000 +/- 0.4			
De 2000 en adelante +/- 0.5			



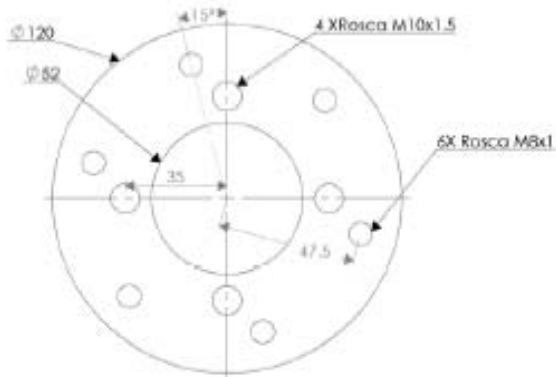
Nombre	Fecha	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
Dibujo: Jhan Sarmiento John Delgado	30/05/2009	Motocicleta De Competición 250 cc	
Aprobo: Ing. Ivardo Gonzalez	30/05/2009	Seccion: Tren Trasero	Formato A4
Tolerancia General		Plano: Suje Izquierdo	
De 05 a 6	+/- 0.05	Codigo: MTC0332	
De 6 a 30	+/- 0.1	Materia: Acero 1020	Cantidad: 1
De 30 a 120	+/- 0.15	Escala: 1:1	Peso: Hoja:
De 120 a 400	+/- 0.2		
De 400 a 10000	+/- 0.3		
De 1000 a 2000	+/- 0.4		
De 2000 en adelante	+/- 0.5		



Nombre	Fecha	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
Dibujo: Jhan Sarmiento John Delgado	30/05/2009	Motocicleta De Competicion 250 cc	
Aprobo: Ing. Inarado Gonzalez	30/05/2009	Seccion: Tren Trasero	Formato A4
Tolerancia General	Plano: Pivote Monoshock	Codigo: MTC0303	Material: _____ Cantidad: 1
De 05 a 6 +/- 0.05	De 6 a 30 +/- 0.1	De 30 a 120 +/- 0.15	De 120 a 400 +/- 0.2
De 400 a 1000 +/- 0.3	De 1000 a 2000 +/- 0.4	De 2000 en adelante +/- 0.5	Escala: 1:2 Peso: _____ Hoja: _____



Nombre	Fecha	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
Dibujó: Jhan Samiento John Delgado	30/05/2009		
Aprobó: Ing. Isardo Gonzalez	30/05/2009	Motocicleta De Competicion 250 cc	
Tolerancia General		Sección: Tren Trasero	Formato A4
De 05 a 6	+/- 0.05	Plano: Porta Sprocket	
De 6 a 30	+/- 0.1	Código: MTC0328	
De 30 a 120	+/- 0.15	Material: ———	Cantidad: 1
De 120 a 400	+/- 0.2	Escala: 1:1	Peso: ———
De 400 a 10000	+/- 0.3		Hoja: ———
De 1000 a 2000	+/- 0.4		
De 2000 en adelante	+/- 0.5		



Nombre	Fecha	UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
Dibujo: Jhan Sarmiento Jann Delgado	30/05/2009	
Aprobo: Ing. linardo Gonzalez	30/05/2009	Motocicleta De Competicion 250 cc
Tolerancia General	Seccion: Tren Trasero	Formato A4
De 05 a 6 +/- 0.05	Plano: Porta Sprocket	
De 6 a 30 +/- 0.1	Codigo: MTC0328	
De 30 a 120 +/- 0.15	Materia: 1020	Cantidad: 1
De 120 a 400 +/- 0.2	Escala: 1:1	Peso: Hoja:
De 400 a 10000 +/- 0.3		
De 1000 a 2000 +/- 0.4		
De 2000 en adelante +/- 0.5		

ANEXO J. TERMINACIÓN MOTO



