



**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE
CHIMBORAZO**

**FACULTAD DE MECÁNICA
ESCUELA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ**

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN KART SEGÚN
LAS NORMAS CIK/FIA”**

**SANTÍN TORRES EDDY XAVIER
TORO GUAJALA DANIEL EDUARDO**

TESIS DE GRADO

Previa a la obtención del Título de:

INGENIERO AUTOMOTRIZ

RIOBAMBA – ECUADOR

2013

ESPOCH

Facultad de Mecánica

CERTIFICADO DE APROBACIÓN DE TESIS

2011 - 02 - 25

Yo recomiendo que la Tesis preparada por:

EDDY XAVIER SANTÍN TORRES

Titulada:

“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN KART SEGÚN LAS NORMAS CIK/FIA”

Sea aceptada como parcial complementación de los requerimientos para el Título de:

INGENIERO AUTOMOTRIZ

Ing. Geovanny Novillo A.
DECANO DE LA FAC. DE MECÁNICA

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

Ing. Pablo Sinchiguano
DIRECTOR DE TESIS

Ing. Fernando Gonzales
ASESOR DE TESIS

ESPOCH

Facultad de Mecánica

CERTIFICADO DE APROBACIÓN DE TESIS

2011 - 02 - 25

Yo recomiendo que la Tesis preparada por:

DANIEL EDUARDO TORO GUAJALA

Titulada:

“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN KART SEGÚN LAS NORMAS CIK/FIA”

Sea aceptada como parcial complementación de los requerimientos para el Título de:

INGENIERO AUTOMOTRIZ

Ing. Geovanny Novillo A.
DECANO DE LA FAC. DE MECÁNICA

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

Ing. Pablo Sinchiguano
DIRECTOR DE TESIS

Ing. Fernando Gonzales
ASESOR DE TESIS

CERTIFICADO DE EXAMINACIÓN DE TESIS

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: Eddy Xavier Santín Torres

TÍTULO DE LA TESIS: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN KART SEGÚN LAS NORMAS CIK/FIA”

Fecha de Examinación: 2012 – 12 - 22

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
Ing. Ángel Tierra (PRESIDENTE TRIB. DEFENSA)			
Ing. Pablo Sinchiguano (DIRECTOR DE TESIS)			
Ing. Fernando Gonzales (ASESOR)			

* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

RECOMENDACIONES: _____

El Presidente del Tribunal certifica que las condiciones de la defensa se han cumplido.

f). Presidente del Tribunal

CERTIFICADO DE EXAMINACIÓN DE TESIS

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: Daniel Eduardo Toro Guajala

TÍTULO DE LA TESIS: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN KART SEGÚN LAS NORMAS CIK/FIA”

Fecha de Examinación: 2012 – 12 - 22

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
Ing. Ángel Tierra (PRESIDENTE TRIB. DEFENSA)			
Ing. Pablo Sinchiguano (DIRECTOR DE TESIS)			
Ing. Fernando Gonzales (ASESOR)			

* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

RECOMENDACIONES: _____

El Presidente del Tribunal certifica que las condiciones de la defensa se han cumplido.

f). Presidente del Tribunal

DERECHOS DE AUTORÍA

El trabajo de grado que presentamos, es original y basado en el proceso de investigación y/o adaptación tecnológica establecido en la Facultad de Mecánica de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. En tal virtud, los fundamentos teóricos- científicos y los resultados son de exclusiva responsabilidad de los autores. El patrimonio intelectual le pertenece a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

f) Eddy Xavier Santín Torres

f) Daniel Eduardo Toro Guajala

DEDICATORIA

De manera especial a mis queridos padres Jorge Nelson Santín Martínez y Fabiola María Torres Calva, por el esfuerzo espiritual, moral y económico que han realizado durante toda mi vida académica; a mis hermanos Jorge y Eduardo, mi abuelita, mis amigos, ya que sin su apoyo y cariño no se habría podido cristalizar esta etapa tan significativa para mi vida. A todos y cada uno de ustedes que fueron personas importantes en mi desarrollo mi gratitud infinita.

Eddy Xavier Santín Torres

Dedico este trabajo a mis queridos padres Jaime Eduardo Toro Rodríguez y Graciela Enith Guajala Costa por el inconmensurable apoyo que me brindaron en el transcurso de mi carrera, a mi amada esposa Gabriela, a mi hermoso hijo Danielito, a mis hermanos y familiares que estuvieron a mi lado para animarme y seguir adelante. Mi gratitud infinita a todos ustedes por ser parte de lo que ahora he logrado.

Daniel Eduardo Toro Guajala

AGRADECIMIENTO

El más sincero agradecimiento a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, en especial a la Escuela de Ingeniería Automotriz, por brindarnos la oportunidad de obtener una profesión y ser personas útiles a la sociedad.

Y en especial para todos los amigos, compañeros y personas que nos apoyaron de una u otra manera para culminar con éxito una etapa de nuestras vidas.

Eddy Xavier Santín Torres

El más sincero agradecimiento a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, en especial a la Escuela de Ingeniería Automotriz, por brindarnos la oportunidad de obtener una profesión y ser personas útiles a la sociedad.

Y en especial para todos los amigos, compañeros y personas que nos apoyaron de una u otra manera para culminar con éxito una etapa de nuestras vidas.

Daniel Eduardo Toro Guajala

CONTENIDO

Pág.

1.	GENERALIDADES	1
1.1	Antecedentes.....	1
1.2	Formulación del problema	2
1.3	Justificación técnico - económica	3
1.4	Objetivos	4
1.4.1	<i>Objetivo general</i>	4
1.4.2	<i>Objetivos específicos</i>	4
2.	ESPECIFICACIÓN Y SELECCIÓN ALTERNATIVA	5
2.1	Reglamentación CIK/FIA	5
2.1.1	<i>Notación de kart</i>	5
2.1.2	<i>Exigencias</i>	5
2.1.3	<i>Chasis</i>	6
2.1.4	<i>Dispositivos amortiguadores</i>	6
2.1.5	<i>Neumáticos libres CIK/FIA</i>	6
2.1.6	<i>Paragolpes</i>	6
2.1.7	<i>Bandeja</i>	6
2.1.8	<i>Frenos</i>	7
2.1.9	<i>Dirección</i>	7
2.1.10	<i>Transmisión</i>	7
2.2	Alternativas.....	7
2.2.1	<i>Alternativa 1: categoría KF1</i>	8
2.2.2	<i>Alternativa 2: categoría grupo mundial</i>	11
2.3	Selección de alternativas	18
2.4	Motores de combustión interna usados en karting	19
2.4.1	<i>Grupo 1</i>	20
2.4.2	<i>Grupo 2</i>	20
2.4.3	<i>Formula mundial</i>	21
2.5.3	<i>Formula mundial</i>	22
2.6	Dirección usada en el karting	23
2.7	Frenos usados en el karting	24
2.8	Llantas y neumáticos usados en el karting	25
2.9	Análisis estructural.....	25
2.9.1	<i>Concepto de estructura en ingeniería mecánica</i>	25
2.9.2	<i>Definiciones generales</i>	28

2.9.3	<i>Clasificación de las estructuras</i>	28
2.9.4	<i>Condiciones de sustentación de las estructuras</i>	30
2.9.5	<i>Condiciones de construcción</i>	34
2.9.6	<i>Estabilidad</i>	35
2.9.7	<i>Fuerzas exteriores</i>	37
2.9.8	<i>Campo de deformación</i>	38
2.9.9	<i>Trabajo</i>	38
2.9.10	<i>Trabajo virtual</i>	41
2.9.11	<i>Trabajo complementario virtual</i>	42
2.9.12	<i>Campo de tensiones</i>	42
2.9.13	<i>Deformaciones unitarias</i>	45
2.9.14	<i>Ecuación de equilibrio</i>	46
2.9.15	<i>Ecuación constitutiva</i>	47
2.9.16	<i>Energía de deformación</i>	49
2.9.17	<i>Primer teorema de Castigliano</i>	50
2.9.18	<i>Segundo teorema de Castigliano</i>	51
2.9.19	<i>Teorema de Betti-Rayleigh o del trabajo recíproco</i>	52
2.9.20	<i>Teorema de Maxwell o de las deformaciones recíprocas</i>	54
2.9.21	<i>Teorema de Crotti – Engesser</i>	56
2.9.22	<i>Teorema de Engesser</i>	57
2.9.23	<i>Teorema de Menabréa</i>	58
2.9.24	<i>Vigas</i>	58
2.9.25	<i>Condiciones de estabilidad</i>	59
2.9.26	<i>Teoría general de la flexión de vigas planas</i>	62
2.9.27	<i>Diagramas de esfuerzos</i>	69
2.9.28	<i>Relación entre carga, esfuerzo cortante y momento flector</i>	69
2.9.29	<i>Cálculo de esfuerzos en vigas hiperestáticas</i>	73
2.9.31	<i>Flexión de vigas con energía de esfuerzo cortante</i>	78
2.9.31.1	<i>Campo de desplazamiento</i>	79
2.10	<i>Miembros a compresión cargados axialmente</i>	84
2.10.1	<i>Fórmulas ASD</i>	84
2.10.2	<i>Flexión y fuerza axial</i>	85
2.11	<i>Conexiones soldadas</i>	90
2.11.1	<i>Requisitos del ASD</i>	91
3.	DISEÑO, CÁLCULO Y SELECCIÓN DE PARTES	95
3.1	<i>Prototipo de estructura</i>	95
3.2	<i>Sistemas que constituyen el kart</i>	97

3.2.1	<i>Estructura (armazón)</i>	97
3.3.1	<i>Proceso de diseño</i>	100
3.4	<i>Dirección</i>	104
3.4.1	<i>Geometría</i>	105
3.4.2	<i>Cotas de la geometría de la dirección</i>	106
3.4.3	<i>Diseño del sistema de dirección más acorde en la estructura</i>	110
3.5	<i>Eje de transmisión + motor</i>	113
3.5.2	<i>Fuerza de empuje y torque requerido</i>	115
3.5.3	<i>Pesos</i>	115
3.5.4	<i>Fuerza de empuje</i>	116
3.5.5	<i>Torque requerido</i>	116
3.5.6	<i>Cilindro capacidad cúbica</i>	117
3.6	<i>Transmisión</i>	119
3.6.1	<i>Árbol, eje de transmisión</i>	119
3.6.2	<i>Selección de la transmisión</i>	127
3.6.3	<i>Motor komet</i>	128
3.7	<i>Asiento del piloto</i>	134
3.8	<i>Frenos</i>	136
3.8.1	<i>Sistema de frenos</i>	137
3.9	<i>Llantas y neumáticos</i>	140
3.9.1	<i>Rines</i>	140
3.9.2	<i>Neumáticos</i>	141
3.10	<i>Estudio de fuerzas</i>	143
3.10.1	<i>En la estructura</i>	143
3.10.2	<i>Definiciones del material</i>	148
3.10.3	<i>Definición de los estados de cargas y sus combinaciones</i>	148
3.10.4	<i>Diseño del chasis en SAP 2000 11.1</i>	149
3.10.5	<i>Ingreso de cargas</i>	159
3.10.6	<i>Verificaciones</i>	168
3.10.7	<i>Correr el programa</i>	169
3.10.8	<i>Análisis de la estructura</i>	170
4.	TECNOLOGÍA DE LA CONSTRUCCIÓN MONTAJE Y COSTOS	188
4.2	<i>Método de fabricación</i>	190
4.2.1	<i>Selección y calificación del taller</i>	190
4.2.2	<i>Construcción del chasis</i>	190
4.2.3	<i>Montaje del tubo del parachoques</i>	201
4.3	<i>Construcción del eje de transmisión</i>	202

4.4	Construcción del sistema de dirección.....	203
4.4.1	<i>Ajuste de la dirección y alineación del kart</i>	204
4.5	Selección y montaje	207
4.5.1	<i>Motores y sistema de transmisión</i>	207
4.5.2	<i>Ajuste y afinación del motor</i>	209
4.5.3	<i>Ajuste y calibración del sistema de transmisión</i>	211
4.6	Sistemas de frenos – disco de frenos.....	213
4.6.1	<i>Ajuste y calibración del sistema de frenos</i>	213
4.7	Asiento de piloto y tanque de combustible	214
4.7.1	<i>Distancia del asiento del piloto</i>	214
4.7.2	<i>Tanque de combustible</i>	216
4.8	Llantas y neumáticos.....	216
4.8.1	<i>Presión de inflado de los neumáticos</i>	217
4.9	Colocación de plásticos y culminación	218
4.10	Costos.....	219
4.10.1	<i>Costos directos</i>	219
4.10.2	<i>Análisis de precios unitarios</i>	219
4.10.3	<i>Costos indirectos</i>	221
4.10.4	<i>Presupuesto</i>	222
5.	PRUEBAS EXPERIMENTALES	223
5.1	Pruebas de campo.....	223
5.1.1	<i>Desempeño</i>	223
5.1.2	<i>Velocidad</i>	223
5.1.3	<i>Aceleración</i>	224
5.2	Plan de mantenimiento.....	226
5.2.1	<i>Comprobación en tierra</i>	226
5.2.2	<i>Comprobar nivel de líquidos</i>	226
5.2.3	<i>Reapretar las tuercas de la culata</i>	226
5.2.4	<i>Inspección de la bujía</i>	227
5.2.5	<i>Reemplazar bujías</i>	228
5.2.6	<i>Limpieza del interior del depósito de la bujía</i>	228
5.2.7	<i>Limpieza del carburador y comprobación de desgaste</i>	228
5.2.8	<i>Cambio de chic lores y aguja</i>	229
5.2.9	<i>Limpieza y comprobación de la bomba de combustblie</i>	229
5.2.10	<i>Inspección de la culata y de la cabeza del pistón</i>	229
5.2.11	<i>Inspección de los segmentos</i>	229
5.2.12	<i>Comprobación del diámetro del pistón</i>	229

5.2.13	<i>Segmentos, comprobar apertura y juego axial.....</i>	230
5.2.14	<i>Comprobación del diámetro y redondez de los cilindros.</i>	231
5.2.15	<i>Remplazar juntas de culata, cilindros y escape.....</i>	232
5.2.16	<i>Inspeccionar bulones y cojinetes.....</i>	232
5.2.17	<i>Tablas de plan</i>	234
6.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	236
6.1	Conclusiones	236
6.2	Recomendaciones.....	237

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BIBLIOGRAFÍA

LINKOGRAFÍA

ANEXOS

PLANOS

LISTA DE TABLAS

		Pág.
1	Comparación de longitudes entre las dos alternativas.....	17
2	Comparación de costos entre las dos alternativas.....	17
3	Comparación de pesos entre las dos alternativas.....	18
4	Evaluación económica.....	18
5	Evaluación técnica.....	19
6	Tipos de condiciones de construcción.....	38
7	Posibles situaciones.....	39
8	Condiciones de estabilidad.....	67
9	Condiciones de estabilidad. esfuerzo axial.....	68
10	Factores de aplicación Ψ y C_m	100
11	Esfuerzos permisibles en soldadura.....	103
12	Tamaños mínimos de soldaduras de filete.....	105
13	Distribución de la carga viva.....	162
14	Propiedades del material.....	166
15	Desplazamientos máximos de los nodos.....	195
16	Determinación del límite de deformación por peso propio.....	195
17	Determinación del límite de deformación por carga viva.....	196
18	Determinación del límite de deformación por el combo uno.....	196
19	Determinación del límite de deformación por el combo dos.....	197
20	Determinación del límite de deformación por el combo tres.....	197
21	Determinación del límite de deformación por el combo cuatro.....	198
22	Determinación del límite de deformación por el combo cinco.....	199
23	Determinación del límite de deformación por el combo seis.....	199
24	Determinación del límite de deformación por el combo siete.....	200
25	Determinación del límite de deformación por el combo ocho.....	201
26	Determinación del límite de deformación por el combo nueve.....	201
27	Determinación del límite de deformación por el combo diez.....	202
28	Lista de materiales (A).....	251
29	Lista de equipos (B).....	251
30	Lista de mano de obra (C).....	252
31	Transporte de materiales (D).....	252

32	Total de costos.....	253
33	Tabla de velocidades.....	257
34	Tabla de aceleración.....	258
35	Dimensiones del pistón.....	264
36	Medida de cilindros.....	266
37	Medida del bulón.....	267
38	Plan de mantenimiento del kart.....	268

LISTA DE FIGURAS

		Pág.
1	Selección de alternativas.....	9
2	Cotas del chasis BIREL R31se.....	15
3	Chasis BIREL R31se.....	16
4	Chasis BIREL R31se.....	16
5	Comparación de factores técnicos.....	19
6	Embrague empleado en la formula mundial	25
7	Tipos de estructuras reticulares.....	32
8	Apoyo deslizante o de rodillos.....	35
9	Apoyo articulado.....	35
10	Empotramiento.....	36
11	Empotramiento deslizante.....	36
12	Apoyo flexible.....	37
13	Fuerzas que actúan sobre un sólido.....	41
14	Trabajo efectuado por unidad de volumen.....	43
15	Trabajo complementario pro unidad de volumen.....	45
16	Trabajo virtual.....	46
17	Trabajo complementario virtual.....	47
18	Campo de tensiones.....	47
19	Tetraedro elemental.....	48
20	Superficie exterior del sólido.....	50
21	Curva característica del material elástico	54
22	Primer teorema de Castigliano.....	56
23	Teorema del trabajo recíproco.....	59
24	Teorema de las deformaciones recíprocas.....	60
25	Generación de deformaciones.....	62
26	Equivalencias de sistemas. Deformaciones recíprocas.....	62
27	Sistema con varias cargas unitarias. Deformaciones recíprocas.....	63
28	Teorema de Engesser.....	64
29	Teoría de flexión de vigas planas.....	70
30	Deformaciones en los puntos P y G.....	71
31	Elemento diferencial con fuerzas actuantes.....	75

32	Diagrama de momento flector.....	79
33	Esfuerzo cortante y momento flector, sin carga.....	81
34	Esfuerzo cortante y momento flector, carga distribuida uniforme.....	82
35	Esfuerzo cortante y momento flector, carga puntual.....	82
36	Esfuerzo cortante y momento flector, momento aplicado.....	83
37	Método general de flexibilidad.....	86
38	Caso isostático virtual.....	87
39	Casos 1 a h.....	88
40	Campo de desplazamiento.....	90
41	Curva ASD para esfuerzos permisibles en columnas.....	97
42	Conexiones soldadas.....	106
43	Vista frontal del diseño.....	108
44	Vista lateral del diseño.....	108
45	Vista superior del diseño.....	109
46	Pantalla de trabajo AUTOCAD 3D.....	114
47	Estructura lineal del diseño.....	115
48	Figura 3D del diseño.....	116
49	Cotas vista superior.....	116
50	Cotas vista lateral.....	117
51	Cotas vista frontal.....	117
52	Volante de la dirección.....	118
53	Geometría de la dirección.....	118
54	Ángulo de salida.....	120
55	Ángulo de caída.....	121
56	Ángulo de avance.....	121
57	Rueda con su pasador de pivote.....	123
58	Convergencia de las ruedas.....	123
59	Geometría del trapecio de la dirección.....	124
60	Ángulo de salida.....	125
61	Ángulo de caída.....	125
62	Ángulo de avance.....	125
63	Dimensiones de la dirección (vista superior).....	126
64	Dimensiones de la dirección (vista lateral).....	126
65	Dimensiones de la dirección (vista frontal).....	127
66	Dimensiones de la dirección (vista 3D).....	127

67	Sistema de dirección del kart.....	127
68	Torque requerido.....	131
69	Relación de velocidad piñón impulsor – corona impulsada.....	133
70	Transmisión del kart.....	143
71	Motor seleccionado para nuestro kart (komet).....	143
72	Despiece motor komet.....	144
73	Despiece cilindros motor komet.....	144
74	Conjunto cigüeñal.....	145
75	Conjunto de encendido.....	146
76	Conjunto de admisión y escape.....	147
77	Asiento del kart.....	149
78	Centro de gravedad del conductor.....	150
79	Dimensiones del asiento.....	151
80	Sistema de frenos del kart.....	152
81	Disco de frenos del kart.....	153
82	Mordaza de frenos del kart.....	153
83	Pastilla de frenos del kart.....	153
84	Cilindro de freno del kart.....	154
85	Cañerías de frenos del kart.....	154
86	Partes del sistema de frenos del kart	156
87	Rines o ruedas del neumático	157
88	Dimensión del rin del kart.....	158
89	Capas del neumático.....	159
90	Dibujo del chasis en AUTOCAD.....	168
91	Información de la importación.....	168
92	Asignación de capas.....	169
93	Figura importada del AUTOCAD.....	169
94	Selección de material.....	169
95	Propiedades del material.....	170
96	Indica las propiedades de los tubos.....	171
97	Sección del chasis.....	171
98	Sección de los atenuadores.....	172
99	Sección de los refuerzos.....	172
100	Cargas creadas en el programa.....	173
101	Creación de las combinaciones.....	173

102	Ingreso de cargas que conforman los combos.....	174
103	Combinaciones creadas.....	174
104	Elementos seleccionados (CHASIS).....	175
105	Asignación de la sección CHASIS.....	175
106	Elementos seleccionados (ATENUADORES).....	176
107	Asignación de la sección ATENUADORES.....	176
108	Elementos seleccionados refuerzos.....	177
109	Asignación de la sección REFUERZOS.....	177
110	Vista de la estructura.....	178
111	Selección de los puntos a ser restringidos.....	178
112	Movimientos restringidos.....	179
113	Puntos restringidos.....	179
114	Ingreso del valor de la fuerza de impacto.....	180
115	Ingreso de la fuerza de impacto lateral lado izquierdo.....	181
116	Ingreso de la fuerza de impacto lateral lado derecho.....	181
117	Impacto frontal y lateral.....	182
118	Ingreso de la fuerza de aceleración.....	183
119	Fuerza de aceleración.....	183
120	Ingreso de carga aerodinámica.....	184
121	Carga aerodinámica.....	184
122	Ingreso de la fuerza de frenado.....	185
123	Fuerza de frenado.....	185
112	Ingreso de la carga viva piloto.....	186
125	Ingreso de la carga viva motor.....	186
126	Ubicación de la carga viva piloto.....	187
127	Ubicación de la carga viva motor.....	187
128	Ingreso de las fuerzas de impacto frontal.....	188
129	Ubicación de la carga de impacto frontal.....	188
130	Ingreso de fuerza de impacto lateral izquierdo.....	189
131	Ingreso de la fuerza de impacto lateral lado derecho.....	189
132	Ubicación de la carga de impacto lateral.....	190
133	Ingreso de los combos a ser analizados por el programa.....	191
134	Combos que van a ser analizados.....	191
135	Análisis completo.....	192
136	Pantalla para escoger el valor del radio.....	193

137	Funcionamiento de la estructura mediante colores.....	183
138	Deformación producida en la estructura por el peso propio.....	195
139	Deformación producida en la estructura por la carga viva.....	196
140	Deformación producida en la estructura por el combo 1.....	197
141	Deformación producida en la estructura por el combo 2.....	197
142	Deformación producida en la estructura por el combo 3.....	198
143	Deformación producida en la estructura por el combo 4.....	198
144	Deformación producida en la estructura por el combo 5.....	199
145	Deformación producida en la estructura por el combo 6.....	200
146	Deformación producida en la estructura por el combo 7.....	200
147	Deformación producida en la estructura por el combo 8.....	201
148	Deformación producida en la estructura por el combo 9.....	202
149	Deformación producida en la estructura por el combo 10.....	202
150	Selección de reacciones por el peso propio.....	203
151	Vista de la estructura con las reacciones producidas por el peso propio.....	204
152	Momentos y fuerzas del punto seleccionado.....	204
153	elección de torsión por peso propio.....	205
154	Diagrama de torsión de la estructura.....	205
155	Valor de la torsión.....	205
156	Selección de momento por peso propio.....	206
157	Diagrama de momento de la estructura.....	206
158	Valor del momento.....	207
159	Estructura rediseñada.....	208
160	Taller M&M (taller seleccionado).....	211
161	Marco del chasis y partes principales del chasis.....	211
162	Componentes base para la construcción del chasis.....	212
163	Cotas del chasis	213
164	Selección de la máquina dobladora de tubos.....	214
165	Selección del materia.....	214
166	Doblaje de tubos parte frontal.....	215
167	Medición de ángulos en los tubos laterales.....	215
168	Doblaje del tubo principal.....	216
169	Doblaje de tubos interiores.....	216
170	Perfil silla de montar.....	217

171	Alineación de los elementos en la mesa de trabajo.....	218
172	Soldadura de los tubos interiores.....	219
173	Soldadura de la parte frontal.....	219
174	Unión y soldadura de la parte frontal (protector).....	220
175	Unión y soldadura de la parte frontal (vista lateral).....	220
176	Análisis plano de soportes del eje posterior.	221
177	Análisis plano de soportes de las manguetas de dirección.....	221
178	Soportes del eje posterior.....	222
179	Soportes de la dirección.....	222
180	Soldadura de soportes al chasis.....	223
181	Alineación del tubo diagonal al chasis.....	223
182	Soldadura del tubo diagonal al chasis cuadro.....	224
183	Montaje de tubos parachoques.....	224
184	Soldadura de anclajes y soportes del volante y tanque.....	225
185	Chasis terminado vista lateral.....	225
186	Chasis terminado vista superior.....	226
187	Árbol de transmisión.....	227
188	Fijación de chavetas de seguridad.....	227
189	Conjunto soldado barra de dirección- mando de varillas de dirección....	228
190	Varillas de dirección.....	228
191	Conjunto soldado de manguetas-eje de llanta y comando	229
192	Montaje de la columna de dirección.....	229
193	Divergencia del kart.....	230
194	Ajuste de la dirección kart.....	230
195	Máquina alineadora de rayo láser (nivelación).....	231
196	Sujeción del volante de dirección para la alineación	231
197	Máquina de alineación encendida.....	232
198	Alineación del conjunto mediante el rayo de luz.....	232
199	Sistema de dirección alineado según la calibración inicial.....	232
200	Ajuste de todo el conjunto de dirección.....	233
201	Posicionamiento del motor y sistema de transmisión.....	234
202	Montaje del eje posterior.....	235
203	Montaje del sistema de escape, sistema de encendido y Sistema de transmisión.....	235
204	Colocación del condensador del aceite.....	237

205	Colocación del conducto de alimentación principal de la mezcla.....	237
206	Afinación de la mezcla del combustible y el lubricante.....	238
207	Colocación de mezcla al motor.....	238
208	Lubricación y colocación del eje posterior.....	239
209	Lubricación y ajuste de los soportes del eje	240
210	Alineación de la estrella de transmisión.....	241
211	Instalación de la mordaza cañerías y disco de frenos.....	242
212	Instalación del cilindro principal de freno.....	242
213	Ajuste y calibración del sistema de frenos.....	243
214	Distancia y ubicación del asiento del piloto parte delantera.....	244
215	Distancia y ubicación del asiento del piloto parte posterior	245
216	Ajuste del asiento del piloto.....	245
217	Montaje del tanque de combustible.....	246
218	Conjunto llanta- neumático.....	246
219	Montaje de llantas-neumáticos al eje-árbol de transmisión.....	247
220	Revisión de la presión de aire de los neumáticos.....	248
221	Fabricación de la bandeja del chasis	248
222	Colocación de pedales de freno y acelerador, cables, y guardachoques al chasis.....	249
223	Colocación de los guardachoques del kart.....	249
224	Colocación de los protectores plásticos.....	250
225	Finalización del proyecto de construcción, montaje, ajuste y	
226	Calibración del kart.....	250
227	Apriete de tuercas de la culata.....	260
228	Apriete de tuercas del múltiple de escape.....	260
229	Inspección de bujías.....	261
230	Bujía.....	261
231	Pipa de la bujía.....	262
232	Pistón.....	264
233	Comprobación de apertura y juego axial.....	265
234	Cilindro.....	266

SIMBOLOGÍA

r	Reacciones	N
Q	Esfuerzo cortante	N
T	Tensión cortante	N
G	Centro de gravedad	M
g	gravedad	$\frac{M}{s^2}$
Fa	Esfuerzo axial permisible	N
Fe	Fuerza de empuje	N
W _T	peso total del kart con su piloto	N
T	Torque requerido	Nm
rn	Radio del neumático	M
V	Volumen engendrado	M ³
d	Diámetro o taladro	M
p	Potencia requerida del motor	Kw
c	Distancia entre centros	M
L	Longitud de paso de la cadena	M
M	Carga muerta	N
Cv	Carga viva	N
If	Impacto frontal	N
Ab	Fuerza de aceleración	N
F	Fuerza de frenado	N
Raf	Carga pro resistencia aerodinámica	N
V	Velocidad	$\frac{M}{s^2}$

LISTA DE ABREVIACIONES

CIK	Comisión Internacional de Karting
FIA	Federación Internacional de Automovilismo
F1	Formula Uno
ASTM	American Society For Testing And Materials
AISC	American Institute Of Steel Construction
NTE	Norma Técnica Ecuatoriana
INEN	Instituto Nacional Ecuatoriano De Normas
ASD	Allowable Stress Desing
Gmaw	Metal Inerte Gas/ Metal Active Gas

LISTA DE ANEXOS

- A** Norma técnica ecuatoriana NTE INEN 1323 vehículos automotores. Carrocerías de buses. Requisitos. Primera revisión.
- B** Agreement de moteurs 2010
- C** Homologation pneumatiques 2011-2013
- D** Homologation chassis, carrosseriesetfreins; chassis, bodywork & brakes homologation.
- E** Tabla de rodamientos manual skf.

RESUMEN

Se ha Diseñado y Construido un Vehículo tipo Kart según las Normas CIK/FIA (Comisión Internacional de Karting/Federación Internacional de Automovilismo), con la finalidad de impulsar el diseño en el campo automotriz y promover el deporte automotor, se realizó el análisis de cargas en la estructura y se determinó su resistencia a diferentes cargas de impacto, en base a la norma técnica ecuatoriana NTE INEN 1323 vehículos automotores.

Con estos resultados se construyó un chasis basados en el modelo BIREL C28se, que nos brinda una mayor resistencia a las diferentes cargas de impacto, luego de haber realizado el estudio de fuerzas, se procedió a la construcción de la estructura, de la dirección y del eje de transmisión así mismo se realizó el acople de los demás sistemas automotrices como son: el sistema de frenos, el sistema de alimentación, el sistema de transmisión y al acople del motor de 125 cc (centímetros cúbicos).

Con la construcción de este proyecto y la realización de las diferentes pruebas experimentales, aceleración, velocidad y desempeño, se pudo obtener un vehículo confiable y listo para entrar en competencia del karting en la categoría de 125 cc (centímetros cúbicos).

Se recomienda que en futuros proyectos de diseño y construcción de estos tipos de vehículos se realice un estudio más profundo en el campo aerodinámico, valiéndose de un túnel de viento, para mejorar su carga aerodinámica y aumente su rendimiento en competencia.

ABSTRACT

A Kart-Type Car According to CIK/F1A (International Karting Commission / International car Federation) has been designed in order to impel the design in the automotive area and promote the auto sport. Charge analysis in the structure was carried out and resistance to different impact charges is determined based on to the Ecuadorian technique regulation ETR ;NEN 1323 automotive vehicles.

A chassis based on the model BIREL C28se was built with these results which gives a higher resistance to the different impact charge. After carrying out the strength study; structure, steering, transmission axis manufacturing was made as well as the other automotive system attachment such as: braking system, fueling system, transmission system and 125 cc-engine attachments (cubic centimeters).

With this project construction and the execution of different experimental tests, acceleration, speed and performance, a reliable car was gotten which is ready to be in Karting race in the 125cc category.

It is recommended to carry out a deep study in the aerodynamic area using a wind pipe in future design and construction projects in order to improve the aerodynamic charge and increase performance during races.

CAPÍTULO I

1. GENERALIDADES

1.1 Antecedentes

El primer kart comercial fue construido en agosto de 1956 por Arte Ingels en California con un motor corta-césped de la West Bend Company (1911-2003), una compañía establecida en West Bend (Wisconsin). Muy pronto el karting se fue consolidando en otras bases de los Estados Unidos y comenzaron las primeras competiciones "salvajes". Los go-karts fueron superando aquellos 50 km/h y rápidamente se incorporaron muchas mejoras técnicas [1].

En 50 años el karting ha obtenido el respeto y el reconocimiento como un deporte completo y una formidable escuela de conducción. Pilotos de la talla de Michael Schumacher, Mika Häkkinen, Kimi Räikkönen, Fernando Alonso y otros muchos, colaboraron en sus inicios deportivos para que el deporte del karting sea uno de los más difundidos en todo el mundo y sobre todo la base más importante del deporte automovilístico actual

Ecuador no fue la excepción y en los años 70's las competencias de karting se dieron a conocer primero en competencias en las calles de la capital para luego afincarse en el kartódromo internacional Dos Hemisferios en la mitad del mundo. Impulsando desde entonces equipos y escuderías que poco a poco han ido mejorando sus karts para mayor eficiencia en competencias.

Un kartes un vehículo a motor terrestre monoplace sin techo o cockpit, sin suspensiones y con o sin elementos de carrocería, con cuatro ruedas no alineadas que están en contacto con el suelo. Las dos ruedas delanteras ejerciendo el control de dirección, y las dos traseras conectadas por un eje de una pieza que transmiten la potencia de un motor, generalmente mono cilíndrico. Sus partes principales son el chasis (comprendida la carrocería), los neumáticos y el motor.

Entre los requerimientos generales del diseño de un kart según el reglamento CIK (Comité Internacional de Karting) se tienen [2]:

Base de rueda mínimo: 101 centímetros (Excepto en Superkart: 106 centímetro)

Pista: máximo: 107 centímetros (Excepto en Superkart: 127 centímetro) Al menos 2/3 de la base de rueda usada. Longitud global: 182cm máximo sin un frente y/o regulador posterior (salvo circuitos largos: 210cm máximo). Ancho global: 140cm máximo. Altura: 65cm máximo del suelo, excluyendo el asiento. Las partes auxiliares deben estar sólidamente fijas. Las conexiones flexibles son autorizadas.

El marco del chasis es la parte central y de apoyo del kart entero. Debe ser suficientemente resistente capaz de absorber las cargas producidas cuando por el kart en movimiento. Acero "Magnético" de Construcción tubular con una sección cilíndrica. Una pieza con partes soldadas que no pueden desmontarse, designado como acero estructural o aleación de acero estructural reunido en la clasificaciones ISO 4948 y las designaciones ISO 4949.

Tomando todos estos aspectos el kart debe construirse en base a las normas "CIK/FIA", mencionadas en el siguiente capítulo ya que la seguridad es el principal requisito por tratarse de una competencia karting, y por lo tanto son muchas las restricciones, las cuales serán mencionadas en el desarrollo del proyecto, a las que el kart está sometido por parte de la organización, para garantizar la seguridad de los participantes.

1.2 Formulación del problema

En la actualidad el mundo está en constante desarrollo tecnológico y nuestro país comienza a interactuar cada vez más con este desarrollo, comenzamos a consumir productos traídos del extranjero, pero porqué, no comenzar a tener nuestras empresas que otorguen los mismos privilegios.

La generación de autos modernos nos da una visión de diseño y adaptación de estos con el medio, por ello consideramos importante desarrollar nuestra propia tecnología en autos y lo primordial comenzar a hacerlo de la manera básica para llegar a lo más complejo.

Analizar, diseñar y construir un Kart, es el inicio del desarrollo de nuevas y mejores características para automóviles y particularmente la introducción a las competencias del deporte tuerca, comenzando a entregar nuestra pasión al mundo del automovilismo de la

mejor manera, con la ingeniería que se está desarrollando en el país y en la institución de educación superior ESPOCH.

Uno de los escenarios donde se ha desarrollado este deporte se ve reflejado en las actuales pistas y escuderías que se despliegan en la ciudad de Loja, quienes han comenzado a privilegiar el desarrollo de nuevos y mejorados karts con alto contenido tecnológico como estrategia para atraer al público consumidor a través de válidas de karting y la exposición de mejores vehículos, llegando incluso a crear un vínculo afectivo entre ellos al desarrollar esta industria.

Este estudio ayudará a realizar posteriores investigaciones que mejoren la estructura de un kart en cuanto al equilibrio, flexibilidad, tipo de material, diseño y armonía entre los elementos que lo constituyen. Para eso utilizaremos una metodología sistemática para el diseño, definiendo el problema, obteniendo datos relevantes, analizando datos para preparar una propuesta de diseño, desarrollo de un prototipo, preparar y ejecutar estudios y experimentos vía software de análisis estructural que validen el diseño y preparar documentos para la construcción.

1.3 Justificación técnico - económica

El kart está formado por un conjunto de tubos de acero soldado, no atornillado, formando una estructura rígida sin suspensión con barras estabilizadoras, columna de dirección, llantas y neumáticos, frenos, transmisión y motor al cual se añaden elementos de seguridad y conducción. Cuyo diseño es un gran desarrollo de ingeniería aunque nace de principios rudimentarios con el pasar de los años van incorporándose numerosas mejoras técnicas.

El kart suele ser el primer automóvil en el que debutan los aspirantes a pilotos de competición, a edades tan tempranas. Las pruebas y las características técnicas de los karts son muy rigurosas en su desarrollo. Aun tratándose de vehículos de competición aparentemente con un funcionamiento muy sencillo, su comportamiento y su conducción es equiparable a cualquier categoría automovilística del más alto nivel.

La estructura de una prueba para los karts consta de los mismos elementos o actividades que las categorías superiores dentro del automovilismo, con las salvedades propias de la especialidad.

Esta tesis se concentra en diseñar por medio de software de análisis estructural que permitan determinar los esfuerzos que soporta una estructura kart en cada una de sus partes, para obtener resultados objetivos.

Durante los últimos años, se han producido una variedad de trabajos en la construcción de vehículos muy complejos, buscando la solución dinámica de estos, que ha demostrado ser una tarea difícil. Para evitar el planteamiento de múltiples ecuaciones en cada una de las secciones que conforman la estructura kart, surgen varias herramientas de simulación, con las cuales a partir de las propiedades de inercia, las conexiones entre los distintos cuerpos y las fuerzas actuantes, es posible calcular las fuerzas a las que la estructura está sometida.

Por ello la importancia de aplicar los conocimientos adquiridos en el transcurso de la carrera, mismos que nos ayudarán a ser profesionales, aportando a la ESPOCH y a la sociedad con la información tecnológica, a fin de promover un mercado tanto en entretenimiento, turismo, espacios de distracción, desarrollo tecnológico e industrial, creación de nuevas empresas y comercio puesto que todos los materiales requeridos para el desarrollo de este proyecto los encontramos en el mercado, fomentando así el desarrollo de la provincia de Loja y del país en el ámbito del automovilismo.

1.4 Objetivos

1.4.1 Objetivo *general*. Diseñar y construir un kart según las normas CIK/FIA

1.4.2 *Objetivos específicos*

Determinar la estructura más adecuada del kart.

Determinar las cargas a las que se vea sometida la estructura.

Comprobar si la estructura será capaz de soportar las cargas vía cálculo manual y/o software de análisis estructural, según se requiera.

Modelar la estructura.

Construir el prototipo.

Efectuar las pruebas del prototipo.

CAPÍTULO II

2. ESPECIFICACIÓN Y SELECCIÓN ALTERNATIVA

2.1 Reglamentación CIK/FIA

En este apartado se mostrarán puntos importantes para la construcción, en los cuales se han basado la selección de partes para el diseño del kart, con el objetivo que cumpla la normativa dictada por la CIK-FIA (Comisión Internacional de Karting de la Federación Internacional de Automovilismo).

Esta referencia se ha tenido en cuenta en el diseño del kart con la intención de poder homologar el vehículo una vez acabado su diseño y posterior construcción.

Todos los puntos expuestos a continuación son una síntesis extraída del anuario redactado por la CIK-FIA.

2.1.1 Notación de kart. Es un vehículo terrestre con o sin carrocería, con cuatro ruedas no alineadas que están constantemente en contacto con el suelo, de las cuales dos aseguran la dirección y las otras dos la propulsión. Las partes principales son el chasis, el motor y el piloto

2.1.2 Exigencias. Entre las cuales tenemos:

Seguridad: los karts sólo están autorizados a correr si se encuentran en un estado que se encuentran en conformidad con la reglamentación de la CIK/FIA y a las normas de seguridad siguientes [3]:

- Los pilotos deben usar un casco con una eficiente e irrompible protección para los ojos. Los cascos deben cumplir con las siguientes prescripciones:
 - Para pilotos menores de 15 años:
 - Snell-FIA CMH (Snell-FIA CMS2007 y Snell-FIA CMR2007)
 - Para pilotos mayores de 15 años:
 - Snell Foundation K98, SA200, K2005, SA2005, K2010 y SA2010 (USA),
 - British Standard Institution A-type y A/FR-type BS6658-85, incluyendo algunas mejoras (GBR).
 - FIA 8860-2004 (FRA).
 - SFI Foundation Inc, Spec. SFI 31.1ª y 31.2A (USA).
 - Snell-FIA CMH (Snell-FIA CMS2007 y Snell-FIA CMR2007).
- Un par de guantes cubren las manos completamente.

- Overol tejido puede tener un <<nivel 2>> homologación otorgada por la CIK-FIA llevada en una manera visible el número de homologación CIK-FIA. Ellos pueden cubrir por completo el cuerpo, piernas e incluidos los brazos.
- Las botas pueden cubrir y proteger los tobillos.

2.1.3 Chasis. Todas las piezas principales del chasis deben estar fijadas sólidamente unas contra las otras. Sólo se admiten conexiones articuladas por el soporte convencional de la punta del eje y por la dirección. Cualquier otro dispositivo que tenga la función de articulación queda prohibido.

Construcción tubular en acero de construcción y su flexibilidad corresponde a los límites de elasticidad de la construcción. La utilización de titanio está prohibida.

2.1.4 Dispositivos amortiguadores. Hidráulicos, neumáticos o mecánicos están prohibidos en la totalidad del vehículo.

2.1.5 Neumáticos libres CIK/FIA. Entre las cuales tenemos:

Especificaciones técnicas:

Neumáticos con o sin cámara de aire.

Distancia entre ejes: Mínima 101 cm...Máxima 127 cm.

Vía: como mínimo 2/3 de la distancia utilizada entre ejes.

Longitud total: máxima 182 cm; Fórmula-E, máxima 210 cm.

2.1.6 Paragolpes. Una protección delantera, trasera y lateral.

Paragolpes delantero: altura máxima respecto del suelo 20 cm, contruidos de acero magnético.

Paragolpes trasero: altura máxima respecto del suelo 20 cm, contruidos de acero magnético.¹

2.1.7 Bandeja. Debe haber una bandeja del piso hecha de material rígido que sólo estire del tirante central del marco del chasis al frente del marco del chasis.

Esta deber estar afilada lateralmente por un tubo o un margen que impide a los pies del piloto resbalar fuera de la plataforma.

¹Material detallado como A36 en manual DIPAC

Si se perfora, agujeros no deben tener un diámetro de más de 10mm y ellos deben estar separados por cuatro veces su diámetro como mínimo.

Además, un agujero con un diámetro máximo de 35mm se permite para el solo propósito del acceso de la columna de dirección.

2.1.8 Frenos. Sistemas de operación independientes anterior y posterior que en el caso de que uno no funcione el otro garantice el funcionamiento. Los frenos obligatoriamente han de ser hidráulicos.

2.1.9 Dirección. Accionada por un volante totalmente circular.

2.1.10 Transmisión. Se ha de efectuar siempre sobre las ruedas traseras, el método es libre, pero todo tipo de diferencial está prohibido.

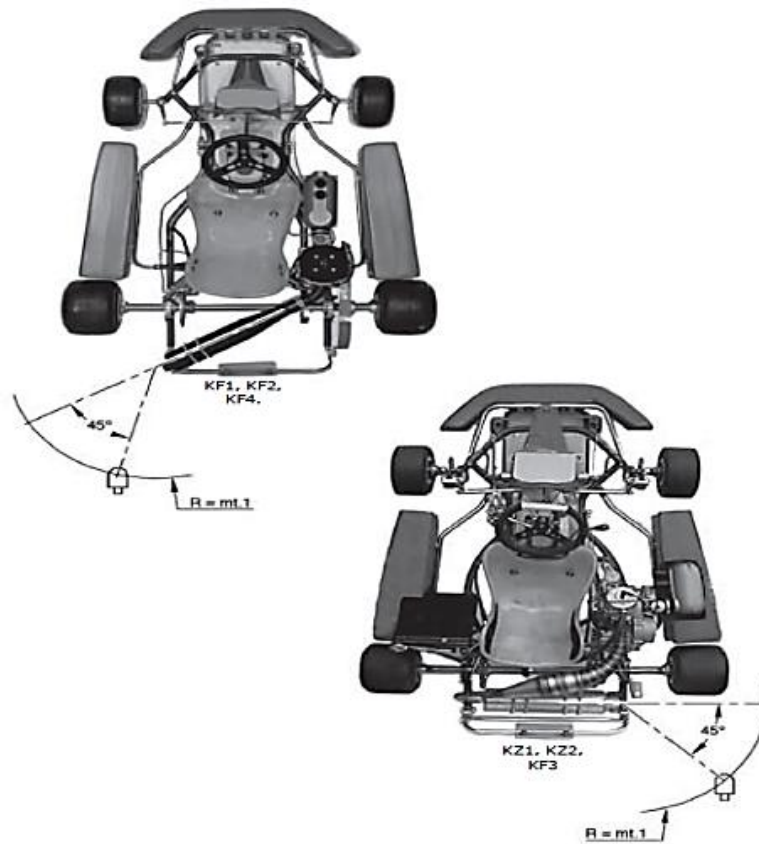
2.2 Alternativas

La generación de soluciones es, por supuesto, el aspecto esencial y central del diseño, es por ello que para agrupar este conjunto de ideas se recurre al análisis comparativo que sistematiza la forma que puede tomar un producto o máquina.

En el estudio de este proyecto se plantearon dos alternativas que están basadas en la clasificación de los Kart de acuerdo al reglamento CIK/FIA en base a los criterios de competición de nuestros medios tales como categorías y tipos de circuitos; y también basados en los criterios de construcción tales como rigidez, distribución, espacio, y ergonomía.

Teniendo en cuenta estos criterios de competición y construcción se presentan las siguientes alternativas.

Figura 1. Selección de alternativas



Fuente: 2011 CIK/FIA Technical Regulation.

2.2.1 Alternativa 1: Categoría KF1.

Dentro de esta categoría para esta alternativa se utilizara un chasis BIREL C28se.²

En esta categoría la capacidad del cilindro es de 125 cc.

2.2.1.1 Parachoques delantero. Siendo sus características:

- El parachoques delantero debe consistir de por lo menos 2 elementos de acero.
- Un acero la barra superior con un diámetro mínimo de 16 mm y un acero la barra más baja con un diámetro mínimo de 20 mm, ambas barras conectadas a la vez.
- Estos 2 elementos deben ser independientes de la conexión de los pedales.
- Debe conectarse al chasis-marco por 4 puntos.
- Proyección delantera: 350mm mínimo.

²Modelo Homologado marca BIREL

- Ancho de la barra más baja: recta y 300mm mínimo respecto al eje longitudinal del kart.
- Las conexiones de la barra más baja debe ser paralela (en ambos planos horizontales y verticales) al eje del chasis y permite ajustarse (sistema de conexión al marco-chasis) de 50 mm de los parachoques; ellos deben estar 450mm aparte y deben centrar el eje longitudinal del kart respecto a una altura de 90 +/- 20 mm del suelo.
- El ancho de la barra superior: recta y 400mm mínimo respecto al eje longitudinal del kart.
- La altura de la barra superior: 200mm mínimo y 250mm máximo del suelo.
- Las conexiones de la barra superior deben estar 550 mm aparte y centrado respecto al eje longitudinal del kart.
- Deben soldarse las conexiones de la barra superior y la barra más baja al marco del chasis.

2.2.1.2 Parachoques trasero. Siendo sus características:

- Compuesto con un mínimo de una barra anti-enclavando con un diámetro mínimo de 16 mm y de una sobre barra con un diámetro mínimo de 16 mm. La unidad entera debe conectarse al marco por lo menos en 2 puntos (posiblemente por medio de un sistema flexible) en los 2 tubos principales del chasis.
- Altura: el plano a través del tope de las ruedas delanteras y traseras como máximo; 200 mm del suelo con un mínimo para la barra superior y 80 mm +/- 20 mm del suelo para la barra anti-enclavando.
- Ancho mínimo: 600 mm.
- Proyección trasera: 400mm máximo.

2.2.1.3 Parachoques laterales. Siendo sus características:

- Ellos deben estar compuestos de una barra superior y de una barra inferior.
- Ellos deben permitir la conexión de la carrocería lateral obligatoria.
- Ellos deben tener un diámetro de 20mm.
- Ellos deben conectarse al marco-chasis por 2 puntos.
- Estas 2 conexiones deben ser paralelas al suelo y perpendicular al eje del chasis; ellos deben permitir un montaje (sistema de conexión al marco-chasis) de los parachoques de 50mm mínimo, y ellos deben estar separados 500mm.

- Longitud recta mínima de las barras:
 - 400mm para la barra inferior.
 - 300mm para la barra superior.
- Altura de la barra superior: mínimo 160mm del suelo.
- Su ancho externo debe ser respecto al eje longitudinal del kart:
 - 500 + / - 20mm para la barra inferior.
 - 500 +100/-20mm para la barra superior.

2.2.1.4 Carrocería. Siendo sus características:

- Ellas deben bajo ninguna circunstancia o localizarse sobre el plano a través de la cima del neumático delantero y trasero o más allá del plano a través de la parte externa de las ruedas delanteras y traseras (con las ruedas delanteras en la dirección a la posición frontal). En el caso de “Carrera Mojada”, la carrocería lateral no puede localizarse fuera del plano a través del borde exterior de las ruedas traseras.
- Ellas no pueden localizarse dentro del plano vertical a través de los dos bordes externos de las ruedas (con las ruedas delanteras en dirección a la posición frontal) por más de 40 mm.
- Ellas deben tener un piso autorizado de 25mm mínimo y de 60mm máximo.
- La superficie de las carrocerías laterales debe ser uniforme y lisa; no debe comprender agujeros o cortes de otra manera que eso sea necesario para su conexión.
- Hueco entre el frente de las carrocerías laterales y las ruedas delanteras: 150mm máximo.
- Hueco entre la parte de atrás de las carrocerías laterales y las ruedas traseras: 60mm máximo.
- Ninguna parte de las carrocerías laterales puede cubrir cualquier parte del piloto sentado en su posición tendencia normal.
- Las carrocerías laterales no deben cubrir el marco- chasis visto por debajo.
- En su lado exterior ellos deben comprender una superficie vertical (con una tolerancia de +/-5° respecto al plano vertical teórico) con una altura mínima de 100mm y una longitud mínima de 400mm localizada inmediatamente sobre el piso autorizado.
- Ellas no deben poder detener agua, arena gruesa o cualquier otra substancia.

- Ellas deben conectarse sólidamente a los parachoques laterales.
- En su superficie vertical trasera cerca de las ruedas debe haber un espacio para los números de la competición.

2.2.2 *Alternativa 2. Categoría grupo mundial.*

Para esta alternativa se utilizara un chasis BIREL R31se³

En esta categoría la capacidad del cilindro es de 250 CC.

2.2.2.1 *Parachoques delanteros.* Siendo sus características:

- El parachoques delantero debe consistir en por lo menos 2 elementos de acero: un acero barra superior montada está sobre un acero barra inferior, con un diámetro mínimo de 18mm y un espesor mínimo de 1.5 mm, ambas barras que se conectan con 2 tubos soldados juntos, presentando una cara llana vertical.
- El parachoques delantero debe permitir la conexión del regulador delantero obligatorio.
- Debe atarse al chasis-marco por 4 puntos.
- Proyección delantera: 350mm mínimo.
- Ancho de la barra inferior: recta y 150mm mínimo respecto al eje longitudinal del kart.
- Las conexiones de la barra inferior deben ser paralelas (en ambos planos horizontales y verticales) al eje del chasis; estas deben estar a 220mm mínimo apartados y deben centrarse al eje longitudinal del kart respecto a una altura de 60 +/-20 mm del suelo.
- Ancho de la barra superior: recta y 250mm mínimo respecto al eje longitudinal del kart.
- Altura de la barra superior: 170mm mínimo y 220mm máximo del suelo.
- Las conexiones de la barra superior deben estar a 500 mm +/-50 mm apartados y deben centrarse respecto al eje longitudinal del kart.
- Deben soldarse las conexiones de la barra superior y la barra inferior al marco del chasis.

³Modelo homologado marca BIREL

2.2.2.2 *Parachoques traseros.* Siendo sus características:

- El parachoques obligatorio debe consistir en por lo menos 2 elementos de acero: un acero barra superior montada está sobre un acero la barra inferior, con un diámetro mínimo de 18 mm y un espesor mínimo de 1.5 mm, ambas barras conectadas con 2 tubos soldados juntos.
- Ancho de la barra inferior: recta y 600mm mínimo respecto al eje longitudinal del kart.
- Altura de la barra inferior: 120 +/-20 mm del suelo.
- Ancho de la barra superior: recta y 1,000mm mínimo respecto al eje longitudinal del kart.
- Altura de la barra superior: 230 +/-20 mm del suelo.
- La unidad debe ser fijada al marco en por lo menos 2 puntos, posiblemente por un sistema flexible, y debe ser de 1,100 mm de ancho como mínimo; su ancho máximo: la del ancho global posterior.
- Sus terminales no pueden tener ninguna parte angular y comprendido por un arco con un radio mínimo de 60 mm, abarcado en el volumen localizado inmediato detrás de la rueda (sistema anti-intrusión).

2.2.2.3 *Parachoques laterales.* Siendo sus características:

- El parachoques debe consistir en por lo menos 2 elementos de acero: un acero barra superior montada está sobre un acero barra inferior, con un diámetro mínimo de 18 mm y un espesor mínimo de 1.5 mm, ambas barras se conectan con 2 tubos lisos soldados juntos, y presentando una cara vertical llana.
- Ellos deben conectarse al marco-chasis por 2 puntos mínimo.
- Estas 2 conexiones deben ser paralelas al suelo y perpendicular al eje del chasis; ellos deben ser de 520mm mínimo.
- Longitud recta mínima de las barras:
- 500mm para la barra inferior.
- 400 mm para la barra superior.
- Altura de la barra superior: 200 +/-20 mm del suelo.
- Altura de la barra inferior: 60 +/-20 mm del suelo **[4]**.

2.2.2.4 *Carrocería.* Siendo sus características:

Ninguna parte de la carrocería incluso los bastidores y fin de platos pequeños debe:

- Ser superior que 60 cm del piso (salvo estructuras solamente diseñadas como la cabeza-apoyo sin el posible efecto aerodinámico),
- Extenderse más allá del parachoques trasero,
- Estar más cerca la tierra que la bandeja del suelo,
- Extenderse lateralmente más allá del exterior de las ruedas traseras y delanteras (con las ruedas delanteras en posición recta frontal), excepto en el caso de una carrera mojada,
- Tiene un ancho de más de 140 cm,
- Tiene un hueco de menos de 25mm entre cualquier parte de la carrocería y el neumático.
- Es ajustable desde el mando del asiento en la condición de carreras cuando el kart está en movimiento [5].

Categorías y tipos de circuitos

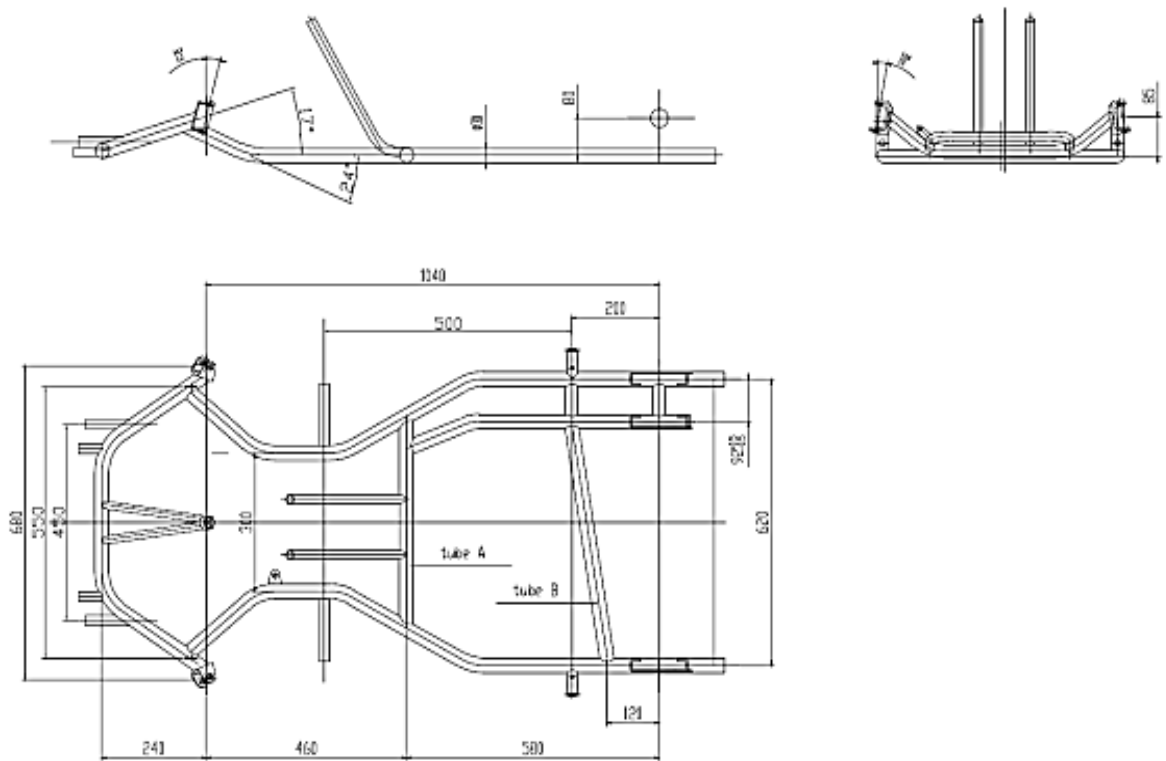
En lo que respecta a categorías en nuestro medio, que es la ciudad de Loja, a la que se va a incursionar es a la de 125 cc; que se puede decir que es la categoría junior.

En lo que respecta a los tipos de circuito el que tenemos en la ciudad de Loja el Kartodromo Municipal es del tipo de circuitos cortos por lo que encaja en nuestra alternativa 1 para dichas características.

Rigidez – características del chasis

La forma estructural que presenta el chasis de la alternativa 2 es más compleja por lo que según el reglamento de la CIK es para competiciones del grupo mundial en donde se encuentra un mayor número de restricciones y condiciones a seguir, por su parte la de la alternativa 1 presenta un modelo homologado para las diferentes categorías inferiores a las del grupo mundial, en las siguientes figuras se puede distinguir dicha observación.

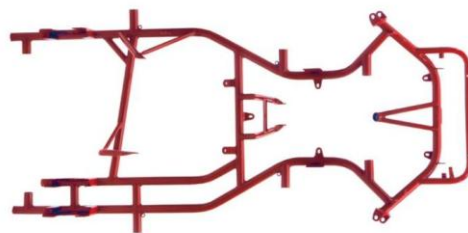
Figura 2.Cotas del chasis BIREL R31se



Fuente: 2011 CIK/FIA Technical Regulation.

a) Alternativa 1

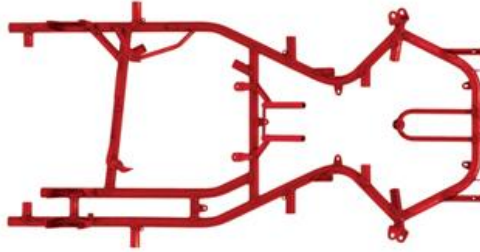
Figura 3: Chasis BIREL C28se



Fuente: 2011 CIK/FIA Technical Regulation.

b) Alternativa 2

Figura 4.Chasis BIREL R31se



Fuente: 2011 CIK/FIA Technical Regulation.

Ergonomía

La ergonomía de este proyecto está relacionada con la comodidad del piloto situado en el asiento.

Analizando las dos alternativas propuestas la ergonomía se aplica a las dos alternativas con la diferencia que el grupo mundial el asiento debe incorporar un cabecero por lo que los circuitos son más exigentes en todo sentido.

Longitud y altura del vehículo

La distancia total de un vehículo de competencia y su altura es fundamental en su rendimiento, en este caso al ser un vehículo tipo F1, mientras menor sea la altura del vehículo tendrá mayor estabilidad y al tener menor longitud nos ayudara a aumentar la velocidad en curva.

Tabla 1.Comparación de longitudes entre las dos alternativas

	ALTERNATIVA 1	ALTERNATIVA 2
DISTANCIA TOTAL	1060mm	1160mm
ALTURA TOTAL	650mm	650mm

Fuente: Autores

Costos

Lo más importante de un trabajo es realizarlo con materiales de calidad con el menor costo posible. En la siguiente tabla se indica el costo total por tubos.

Tabla 2.Comparación de costos entre las dos alternativas

	ALTERNATIVA 1	ALTERNATIVA 2
TUBOS	\$250	\$350

Fuente: Autores

Peso

En estas competencias el peso es muy importante el cual permite que el rendimiento sea mejor tanto en desgaste de neumáticos, con sumo de combustible y sin lugar a duda influye también el su velocidad, por esta razón en las competencias se busca logra el menor peso posible. El peso presentado es con el del piloto incluido, sin en piloto el peso de la estructura es de 20000g.

Tabla 3.Comparación de pesos entre las dos alternativas

	ALTERNATIVA 1	ALTER NATIVA 2
PESO	92000g	96000g

Fuente: Autores

Apariencia

Respecto a este punto, al diseñar una estructura se busca llegar a satisfacer al cliente, las dos alternativas presentan modelos agradables a la vista de las personas.

Evaluación de alternativas.

Teniendo claras las propuestas planteadas, estas serán sometidas a una evaluación desde el punto de vista Técnico y Económico.

Se indicara diferentes puntos de comparación, donde a cada propuesta se le asignara un valor de 1 a 5, dependiendo de cómo satisfaga la propuesta al punto en mención, siendo 1 malo y 5 excelente. A los punto de comparación también se les asignara un peso de 1 a

3, dependiendo de cuanta importancia tengan con el desarrollo del proyecto, este peso será denominado como un factor de importancia siendo 1 importante, 2 muy importante y 3 imprescindible.

Tabla 4.Evaluación económica

PUNTOS DE EVALUACIÓN	DE	FACTOR DE IMPORTANCIA (fi)	PUNTAJE (pi)			
			ALTERNATIVA 1	ALTERNATIVA 2	PUNTAJE IDEAL	
1		Materiales	3	5	3	5
2		Costos	3	4	3	5
3		Fuentes de energía	2	4	3	5
4		Mantenimiento	2	4	2	5
5		Consumo	1	5	5	5
Total= $\sum(fi*pi)$				47	33	55
Coeficiente Económico=P total/P ideal				85%	60%	100%

Fuente: Autores

Tabla 5.Evaluación técnica

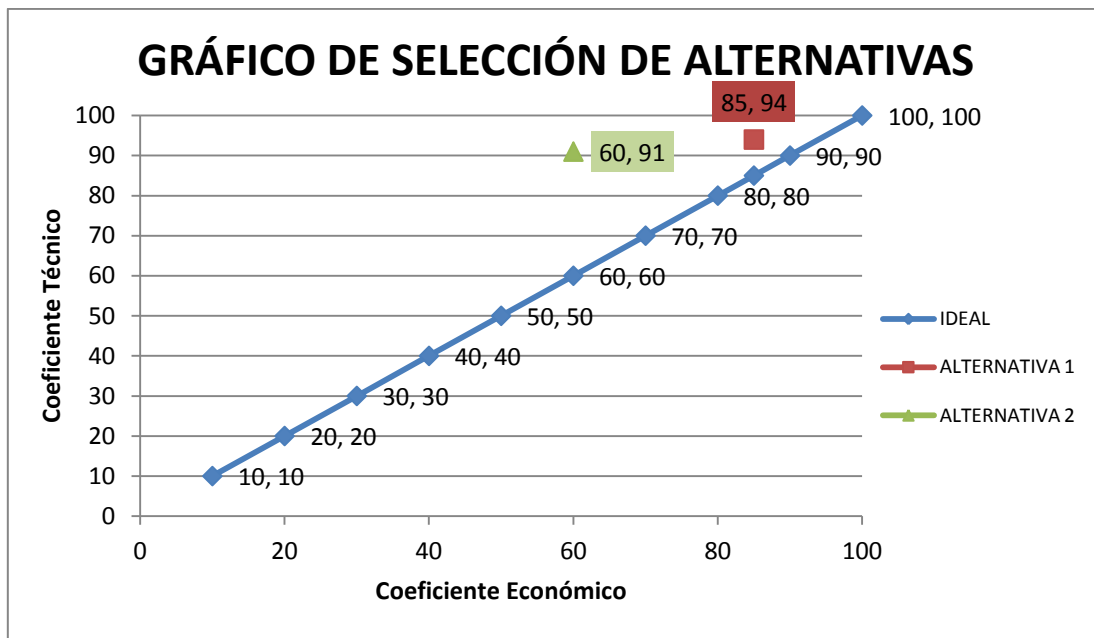
PUNTOS DE EVALUACIÓN	DE	FACTOR DE IMPORTANCIA (fi)	PUNTAJE (pi)			
			ALTERNATIVA 1	ALTERNATIVA 2	PUNTAJE IDEAL	
1		Rigidez	3	4	5	5
2		Ergonomía	3	5	5	5
3		Longitud	2	5	4	5
4		Altura	3	5	5	5
5		Peso	3	5	4	5

6	Apariencia	2	4	4	5
Total= $\sum(f_i \cdot p_i)$			75	73	80
Coeficiente Económico= P_{total}/P_{ideal}			94%	91%	100%

Fuente: Autores

Para lograr obtener un mejor punto de vista de los resultados de los cuadros anteriores graficaremos el coeficiente económico vs el coeficiente técnico y podremos seleccionar la alternativa que más se aproxime a la ideal.

Figura 5. Gráfica de comparación de factores entre las alternativas 1 y 2



Fuente: Autores

2.3 Selección de alternativas

Por el análisis descrito en el punto anterior seleccionamos la alternativa 1 la misma que nos garantiza una mayor adaptación a las condiciones que presta nuestro entorno para la competencia tanto en cilindraje, velocidad, estabilidad y sobre todo en economía.

La selección más adecuada será la opción que además de tener los coeficientes técnicos y económicos apropiados, mantenga un equilibrio entre ellos.

Analizando los resultados se obtuvo que la alternativa 1 tiene un coeficiente económico de 85%, mientras que la alternativa 2 tiene el 60%. En cuanto a la evaluación técnica la alternativa 1 tiene el 94% y la alternativa 2 es del 91%. Por eso el proyecto indicado a desarrollar, bajo las condiciones de competencia de nuestro medio, será basado en la alternativa 1.

Velocidad y estabilidad

- Al presentar una mejor longitud, bajo las condiciones de competencia del kartódromo municipal de la ciudad de Loja, al entrar y salir de una curva mejora notablemente su velocidad.

Economía

- La estructura presenta un ahorro del material al ser un diseño menos complejo y de menor longitud.
- Su menor peso estructural ayuda a reducir las cargas transmitidas a sus apoyos mejorando el consumo de combustible

2.4 Motores de combustión interna usados en karting

Por motor se entiende como la unidad propulsando del vehículo en el orden de marcha, incluso un bloque de cilindro, cárter y posible caja de engranajes, el sistema de la ignición, carburador(s) y silenciador de escape.

Se prohíben todos los sistemas de inyección. La pulverización de productos de otra manera combustible se prohíbe.

El Motor no comprenderá un compresor o cualquier sistema de sobrecarga. En Superkart e ICE, un sistema de enfriamiento por aire o líquido es autorizado.

La Fórmula Mundial, Superkart y motores de ICE deben ser aprobados por el CIK-FIA con el repuesto oficial del Fabricante y partes el catalogadas.

Las características de los tipos de motores que se mostraran en el presente ápice van de acuerdo con la clasificación por categorías propuesta por la CIK/FIA [6].

2.4.1 *Grupo1.* Teniendo como registro:

- **Rotax 256** registrado por el antiguo CIK, con biela de 110, 113, o 115mm. Ningún otro motor registrado por el antiguo CIK. Carburador mecánico y Power-Valves ambos sin equipo electrónico. Ignición: la unidad electrónica y la bobina solamente deben recibir: una alimentación (energía originada por el rotor/estator o de una batería) y una señal provista del cigüeñal en orden determinado de la señal de ignición. El avance y cartografía no pueden bajo ninguna circunstancia estar modificadas por el asiento del piloto bajo condiciones normales de carrera.
- **Rotax 256** Aprobado con la substitución de partes por la CIK-FIA (acorde a la lista de requisitos proporcionada por la fábrica y un cupo de producción de 15 kits de motores). Carburador mecánico y Power-Valves, ambos sin equipo electrónico. Ignición: la unidad electrónica y la bobina solamente deben recibir: una alimentación (energía originada por el rotor/estator o de una batería) y una señal provista del cigüeñal en orden determinado de la señal de ignición. El avance y cartografía no pueden bajo ninguna circunstancia ser modificados por el asiento del piloto bajo condiciones normales de carrera. Limitaciones de las proporciones de la caja de cambios.
- **Motores para competiciones de motorbike Grand Prix de 250cc** diseñados antes del 2001, aprobados por la CIK-FIA y cumpliendo con el modelo básico vendido por el fabricante, incluyendo carburadores, Power-Valves e ignición. El avance y cartografía no pueden bajo ninguna circunstancia ser modificada por el asiento del piloto bajo condiciones normales de carrera.
- **Nuevas modificaciones al motor aprobadas por la CIK-FIA** (de acuerdo a la lista de requerimientos proporcionada por el fabricante y una cuota de producción de 10 motores full e idénticos). Carburador mecánico y <<Power-Valves>>, ambos sin equipo electrónico. Ignición: la unidad electrónica y la bobina solamente deben recibir: una alimentación (energía originada por el rotor/estator o de una batería) y una señal provista del cigüeñal en orden determinado de la señal de ignición.

Para motores con dos cilindros de desfase, es permitido subir dos igniciones independientes con dos sensores. El avance y cartografía no pueden bajo ninguna circunstancia ser modificada por el asiento del piloto bajo condiciones normales de carrera.

2.4.2 *Grupo 2.* Teniendo como registro:

- Motor mono-cilíndrico enfriado por aire por corriente de aire natural o enfriado por agua, un solo circuito, aprobado por la CIK-FIA.
- Capacidad cúbica máxima del cilindro: 250cc.
- Tipo de motores admitidos:

Cualquier producción en serie motor motorbike cilindro solo aprobado por la CIK-FIA.

2.4.3 *Formula Mundial.* Teniendo como registro:

- Motor mono-cilíndrico de 4-tiempos, enfriado por flujo de aire o agua, un solo circuito.
- Capacidad máxima del cilindro del motor de 220cc.
- Súper-carga prohibida.
- Cualquier sistema de inyección está prohibido. La pulverización de otros productos como combustible está prohibido.
- Tipo: Aprobado por la CIK-FIA.
- El precio de venta límite máximo por contrato a 1,000 US\$ ex-trabajos excluyendo impuestos, servicios por encargo y costos de transporte.
- Potencia límite: 15HP (con el posible uso de un restrictor).
- Piloto con fuente eléctrica abordo.
- Embrague.
- Silenciador de escape cumpliendo con los estándares CIK-FIA (\neq 100dB/A).
- Silenciador de entrada.

2.5 Transmisión usada en el karting

Siempre será a las ruedas traseras. El método es libre pero cualquier tipo de diferencial, a través del eje, la rueda que monta el cubo o por cualquier otro medios, está prohibido.

Cualquier dispositivo para la lubricación de la cadena se prohíbe, excepto en el caso de un sistema aprobado por el CIK-FIA.

Las características de los tipos de transmisiones que se mostraran en el presente ápice van de acuerdo con la clasificación por categorías propuesta por la CIK/FIA [7].

2.5.1 *Grupo 1.* Caja de cambios: mínimo 3 relaciones y máximo 6, acorde al catálogo del fabricante.

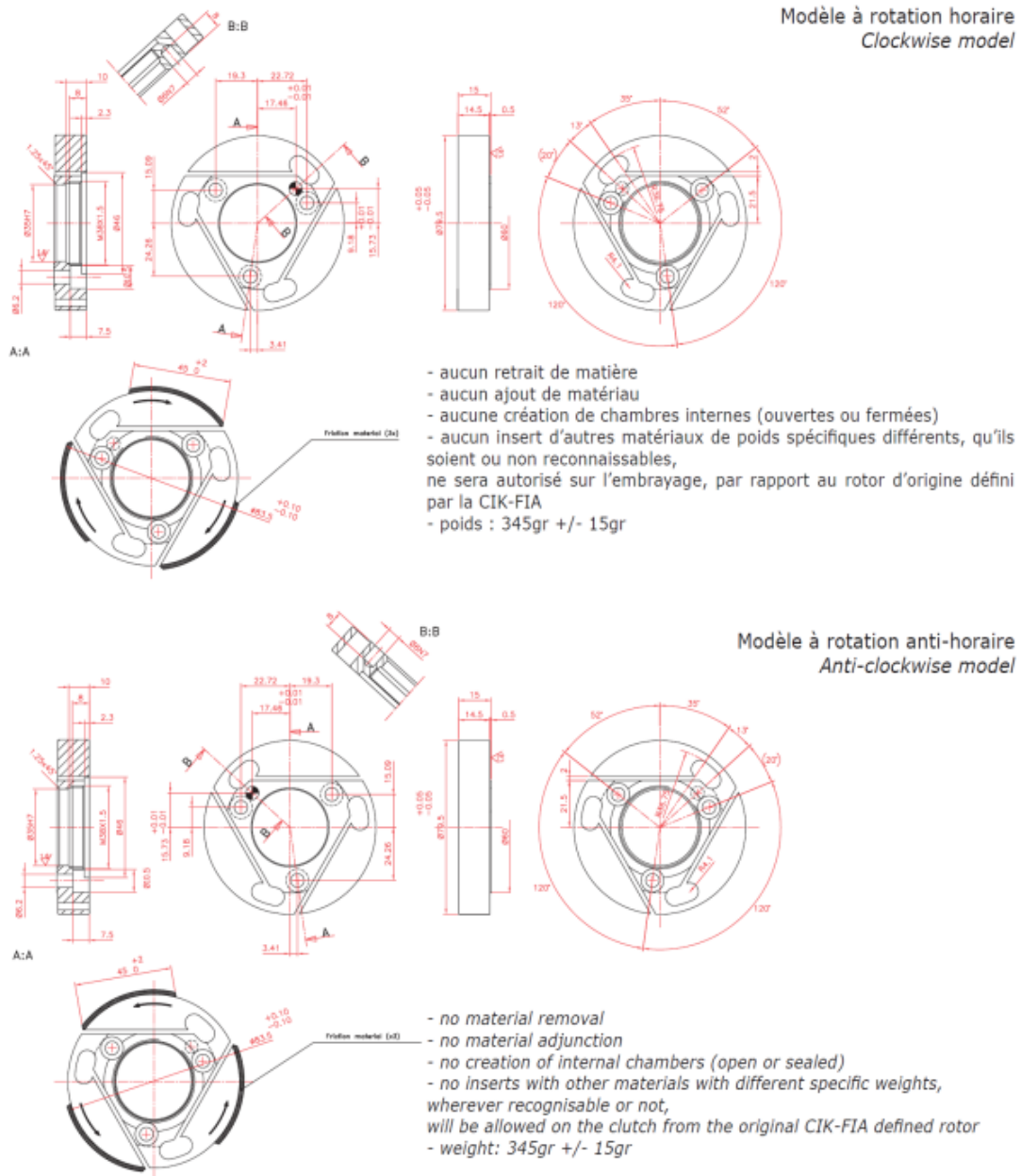
2.5.2 *Grupo 2.* Con las siguientes características:

- Caja de cambios: homologado por la CIK-FIA (incluyendo el par de torsión principal). Mínimo 3 y máximo 6 proporciones. Checando las proporciones usando un graduador de disco con un diámetro mínimo de 200mm o un codificador digital; los grados decimales acorde en el formulario de homologación debe estar mencionado en décimos de grados y no en minutos. Para la homologación de la caja de cambios, el fabricante(s) el modelo y tipo deben aparecer en el formulario de homologación.
- En KZ2: Operado-manual y exclusivamente caja de cambios mecánica controlado con un sistema de servo. Ningún sistema de corte de ignición está prohibido.
- En KZ1: Operado-manual o control de caja de cambios electro-mecánica

2.5.3 *Formula mundial.* Con las siguientes características:

- Masa mínima (embrague completo con anillo obturador y engranajes del motor) de acuerdo al formulario de homologación del motor el cual bajo ninguna circunstancia debe ser menor que 800g
- El embrague del motor debe ser operado a 3,000rpm máximo y asistir al kart con el piloto abordado movido hacia adelante; Este debe ser de manejo directo (y 100% engranado) en 5,000rpm máximo bajo toda circunstancia.
- Una protección eficiente (fabricada de aluminio o plástico) que cubra el embrague centrifugo pero dejando libre el acceso para la cadena o la banda son convenientes.
 - Sin material removido
 - Sin material adjunto
 - Sin creación de cámaras internas (Abierta o cerrada)
 - Sin inserción de otros materiales con diferentes cargas específicas, identificables o no, serán admitidos en el embrague del original rotor definido por CIK-FIA
 - Peso: 345gr +/-15gr

Figura 6. Embrague empleado en la formula mundial



Fuente: 2011 CIK/FIA Technical Regulation.

2.6 Dirección usada en el karting

Debe controlarse por un volante con un margen continuo que no incorpora ningún ángulo de reflejo en su forma básica.

La alta y baja 1/3 de la circunferencia pueden ser rectos o de un radio diferente al resto de la rueda.

Cualquier dispositivo montado en el volante no debe destacarse por más de 20mm del plano delantero del volante y no debe tener los bordes afilados.

Se prohíben mandos de dirección flexibles por cable o cadena.

Todas las partes de la dirección deben tener un método de conexión que ofrece la seguridad máxima (pasadores de división, nueces de cierre-automático o tornillo zumbador).

La columna de dirección debe tener un diámetro mínimo de 18mm y un espesor de la pared mínimo de 1.8mm.

Debe montarse con un sistema de pinza de seguridad para la nuez más baja del refrenamiento producido.

Para todas las categorías, la columna de dirección debe hacerse de acero magnético A36.

En Superkart e ICE, los ejes del talón no deben ser de cromo-chapado o galvanizarse.

Toda esta información es tomada del manual de la CIK/FIA [8].

2.7 Frenos usados en el karting

Los frenos deben homologarse por la CIK-FIA (excepto en la fórmula mundial, superkart y KF1).

Los frenos deben ser hidráulicos. El mando del freno [el eslabón entre el pedal y la bomba(s)] debe doblarse (si un cable se usa, debe tener un Ø mínimo de 1.8mm y debe bloquearse con una pinza de cable del tipo pinza de piso). Los frenos delanteros operados por mano son reservados para las categorías sin las cajas de engranajes.

Para las categorías sin-caja de engranajes, ellos deben trabajar simultáneamente en por lo menos dos las ruedas traseras.

Para las categorías de KF3, cualquier sistema de freno que trabaja en las ruedas delanteras se prohíbe.

Para las categorías de caja de engranajes, ellos deben trabajar en todas las cuatro ruedas y deben tener frente independiente y los sistemas operativos traseros. Si uno de los sistemas falla, el otro debe garantizar frenando en dos frentes o las ruedas traseras.

En Superkart y E Intercontinental, el cable que opera el frenado y los dispositivos se prohíbe y una luz del freno se recomienda.

Se prohíben los discos de freno de carbono.

Un disco de freno trasero eficaz la almohadilla proteccionista (en Teflón, Nilón, Delrin, fibra de carbono, Kevlar o Rilsan) es obligatorio en todas las categorías excepto en Superkart, si el disco del freno se destaca debajo o está nivelado con los tubos del marco-chasis principal casi al piso. Esta protección debe ponerse lateralmente respecto al disco en el eje longitudinal del chasis o bajo el disco.

Toda esta información es tomada del manual general de la CIK/FIA.

2.8 Llantas y neumáticos usados en el karting

Los rines deben estar ajustados con las llantas neumáticos (con o sin tubos). El número de ruedas son establecidas en cuatro

Solamente las llantas pueden resultar en contacto con el piso cuando el piloto está a bordo

Para el juego de llantas se figuran 2 llantas frontales y 2 llantas delanteras. Cualquier otra combinación está prohibida

El simultaneo uso de llantas de diferente fabricante o de “capa” y “resistencia a humedad” en un kart son prohibidas en todas circunstancias. La conexión de las ruedas a los ejes debe incorporarse un sistema de bloqueo de seguridad (como grieta pasador o nuez auto-bloque, pinzas circulares, etc.) [9].

2.9 Análisis estructural

2.9.1 *Concepto de estructura en ingeniería mecánica.* Una estructura es, para un ingeniero, cualquier tipo de construcción formada por uno o varios elementos enlazados entre sí que están destinados a soportar la acción de una serie de fuerzas aplicadas sobre ellos.

Esta definición es quizás excesivamente simplista, ya que al emplear los términos “elementos enlazados entre sí”, se induce a pensar en estructuras formadas por componentes discretos, por lo que sólo puede servir como una primera definición. La realidad es que las estructuras con componentes discretos son muy frecuentes en la práctica por lo que su estudio resulta del máximo interés. Además lo habitual es que los

elementos sean lineales, del tipo pieza prismática, conocidos como vigas o barras, y cuyo comportamiento estructural individual es relativamente fácil de estudiar, como se hace en Resistencia de Materiales. Con la definición anterior serían ejemplos de estructuras una viga, un puente metálico, una torre de conducción de energía, la estructura de un edificio, un eje.

La definición anterior puede generalizarse diciendo que una estructura es cualquier dominio u extensión de un medio material sólido, que está destinado a soportar alguna acción mecánica aplicada sobre él.

Esta definición amplía el concepto de estructura a sistemas continuos donde no se identifican elementos estructurales discretos, como por ejemplo: la carrocería de un automóvil, la bancada de una máquina herramienta, un depósito de agua, un ala de avión, una presa de hormigón..., que no estaban incluidas en la idea inicial. De esta manera se ve en realidad el estudio de problemas de mecánica de sólidos en medios continuos que requieren del empleo de métodos sofisticados de análisis. Por esta razón este texto se limita al estudio de estructuras formadas por elementos discretos, de directriz habitualmente recta y en algunos casos curvas.

Respecto a la forma en que la estructura debe soportar las cargas no es fácil poner un límite claro. Quizás lo más general sea decir que la estructura debe tener un estado de tensiones y deformaciones tal que no se produzca un fracaso estructural que lleve a la destrucción de la misma, en ninguno de los estados de carga posibles. Por debajo de este amplio límite se imponen limitaciones más estrictas en función del tipo de estructura y de su aplicación concreta. La limitación que siempre se impone es la del valor máximo de las tensiones que aparecen en el material, en cualquier punto de la estructura, a fin de evitar su rotura. Este es el caso de edificios, naves industriales, bastidores de vehículos y maquinaria, tuberías, etc.

El problema que trata de resolver el Análisis Estructural es la determinación del estado de deformaciones y tensiones que se producen en el interior de la estructura, a consecuencia de todas las acciones actuantes sobre ella. Como consecuencia también se determinan las reacciones que aparecen en la sustentación de la estructura.

La concepción de una estructura, por parte del ingeniero, se desglosa en tres fases: fase de planteamiento, fase de diseño y fase de construcción. En la fase de diseño, que es la

que interesa para el análisis estructural, se pueden distinguir a su vez las siguientes etapas:

Determinación de la forma y dimensiones generales: se eligen el tipo de estructura y la geometría de la misma, de acuerdo con su funcionalidad y la normativa aplicable. Se determinan asimismo los materiales principales a utilizar.

Determinación de las cargas: se determinan las fuerzas exteriores que actúan sobre la estructura, así como todos aquellos efectos que puedan afectar a su comportamiento (errores de forma, movimientos de los apoyos,...).

Análisis: Consiste en determinar los esfuerzos internos y las deformaciones que se originan en la estructura como consecuencia de las cargas actuantes. Para efectuar el análisis de una estructura es necesario proceder primero a su idealización, es decir a asimilarla a un modelo cuyo cálculo sea posible efectuar. Esta idealización se hace básicamente introduciendo algunas suposiciones sobre el comportamiento de los elementos que forman la estructura, sobre la forma en que éstos están unidos entre sí, y sobre la forma en que se sustenta. Una vez idealizada la estructura se procede a su análisis, calculando las deformaciones y esfuerzos que aparecen en ella, y utilizando para ello las técnicas propias del Análisis Estructural. Para este análisis siempre se dispone, como datos de partida, de los valores de las acciones exteriores y las dimensiones de la estructura, determinadas en las fases anteriores.

Salvo en casos muy simples, para el análisis de la estructura es necesario conocer las dimensiones transversales de los elementos que la componen, pero ocurre que estas dimensiones están básicamente determinadas por los esfuerzos internos que aparecen sobre ellos, y que en principio son desconocidos. Por esta razón el análisis de una estructura suele ser en general iterativo, hasta lograr unos esfuerzos internos y unas deformaciones que sean adecuados a las dimensiones transversales de los elementos.

Para comenzar este proceso iterativo de análisis se deben imponer unos valores para las dimensiones transversales de los elementos, basándose en la experiencia, o en un pre dimensionamiento, que normalmente se basa en hipótesis simplificadas.

Diseño de detalles: Son propios de la tecnología usada en la construcción de la estructura: nudos de unión, aparatos de apoyo, armaduras de hormigón, etc. El análisis de estructuras no interviene en esta fase.

2.9.2 Definiciones generales. Para que el análisis de una estructura sea correcto es necesario que la idealización que de ella se haga se acerque lo más posible a su comportamiento real. Para efectuar esta idealización existen diversos aspectos a tener en cuenta, como son:

- Disposición espacial de la estructura: puede ser en una, dos o tres dimensiones.
- Tipo de elementos que forman la estructura: elementos discretos (piezas prismáticas), elementos continuos, o incluso estructuras mixtas.
- Tipo de uniones estructurales entre los elementos: articuladas, rígidas (habitualmente llamadas empotradas), o flexibles.
- Comportamiento del material: puede ser elástico, cuando al desaparecer las cargas el material vuelve a su estado inicial o no (por ejemplo si hay plasticidad). Dentro de los materiales elásticos el caso más habitual es el lineal, cuando la tensión y la deformación unitaria son proporcionales
- Pequeñas deformaciones: cuando la posición deformada de la estructura coincide sensiblemente con su posición sin deformar. Esto simplifica la relación entre las deformaciones unitarias y los desplazamientos de un punto, que es lineal. En caso contrario se trata de un problema de grandes deformaciones, y la relación entre deformaciones unitarias y desplazamiento no es lineal.

2.9.3 Clasificación de las estructuras. Efectuar una clasificación detallada de las estructuras no es tarea fácil, pues depende de la tecnología y materiales usados para su construcción y del uso que se da a la estructura. Por esta razón sólo se incluyen aquí los tipos más usuales de estructuras, atendiendo a sus diferencias desde el punto de vista de su análisis, pero no desde el punto de vista de su funcionalidad.

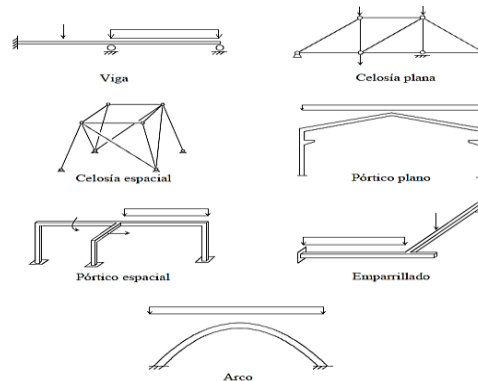
Ya las primeras definiciones del concepto de estructura orientan a considerar dos grandes tipos de ellas: con elementos discretos o con elementos continuos. Ambos tipos se detallan a continuación.

2.9.3.1 Estructuras con elementos discretos. Estos elementos son por lo tanto piezas prismáticas y se denominan habitualmente vigas o barras. Los puntos de unión de unos elementos con otros se llaman nudos y cada elemento siempre tiene dos nudos extremos. Con esto la estructura se asemeja a una retícula formada por los distintos elementos unidos en los nudos. De hecho a estas estructuras se les denomina habitualmente reticulares.

Los tipos más importantes de estructuras reticulares son:

- **Cerchas o celosías.** Están formadas por elementos articulados entre sí, y con cargas actuantes únicamente en los nudos. Los elementos trabajan a esfuerzo axial, y no hay flexión ni cortadura. Por su disposición espacial pueden ser planas o tridimensionales.
- **Vigas.** Están formadas por elementos lineales unidos rígidamente entre sí, y que pueden absorber esfuerzos de flexión y cortadura, sin torsión. También pueden absorber esfuerzo axial, pero éste está desacoplado de los esfuerzos de flexión y cortadura, en la hipótesis de pequeñas deformaciones.
- **Pórticos planos.** Son estructuras compuestas por elementos prismáticos, unidos rígidamente entre sí, y dispuestos formando una retícula plana, con las fuerzas actuantes situadas en su plano. Estas estructuras se deforman dentro de su plano y sus elementos trabajan a flexión, cortadura y esfuerzo axial.
- **Pórticos espaciales.** Son similares a los anteriores, pero situados formando una retícula espacial. Sus elementos pueden trabajar a esfuerzo axial, torsión y flexión en dos planos.
- **Arcos.** Son estructuras compuestas por una única pieza, cuya directriz es habitualmente una curva plana. Absorben esfuerzos axiales, de flexión y de cortadura. Como caso general existen también los arcos espaciales, cuya directriz es una curva no plana. En muchas ocasiones los arcos se encuentran integrados en otras estructuras más complejas, del tipo pórtico plano o espacial.
- **Emparrillados planos.** Son estructuras formadas por elementos viga dispuesto formando una retícula plana, pero con fuerzas actuantes perpendiculares a su plano. Se deforman perpendicularmente a su plano, y sus elementos trabajan a torsión y flexión [10].

Figura 7. Tipos de estructuras reticulares



Fuente: CELIGÜETA, Juan Tomás. Curso de Análisis Estructural.

2.9.3.2 Estructuras con elementos continuos. En estas estructuras no se identifica a priori ninguna dirección preponderante y el material está distribuido de manera continua en toda la estructura.

- **Membranas planas.** Consisten en un material continuo, de espesor pequeño frente a sus dimensiones transversales, situado en un plano y con cargas contenidas en él. Corresponde al problema de elasticidad bidimensional, y son el equivalente continuo de un pórtico.
- **Placas.** Consisten en un medio continuo plano, de espesor pequeño frente a sus dimensiones transversales, con fuerzas actuantes perpendiculares a su plano. Son el equivalente continuo de un emparrillado plano.
- **Sólidos.** Son medios continuos tridimensionales sometidos a un estado general de tensiones y deformaciones
- **Cáscaras.** Son medios continuos curvos, con pequeño espesor. Son el equivalente a la suma de una membrana y una placa, pero cuya superficie directriz es curva.

2.9.4 Condiciones de sustentación de las estructuras. Para que una estructura pueda considerarse como tal, debe estar en equilibrio bajo la acción de todas las fuerzas que actúan sobre ella, entre las que se incluyen tanto las acciones exteriores conocidas, como las reacciones desconocidas en los puntos de sustentación.

En el equilibrio de la estructura juega un papel fundamental la forma en que la estructura se halla unida a su sustentación, que se efectúa habitualmente a través de uno o varios

puntos de apoyo, cada uno de los cuales introduce una o varias restricciones al movimiento de la estructura. Se denomina condición de ligadura (o simplemente ligadura, o también condición de apoyo) a una condición que define la deformación en un punto y una dirección dados de la estructura.

Como cada ligadura define la forma en que la estructura puede deformarse en el punto y la dirección donde está aplicada, aparece una fuerza o momento desconocido en la dirección de la ligadura, denominada fuerza o momento de reacción. Esta fuerza de reacción es la fuerza que la sustentación debe hacer para que se satisfaga la condición de ligadura.

Las ligaduras son direccionales, es decir que cada una de ellas actúa en una sola dirección del espacio. Sin embargo las condiciones de apoyo habituales de las estructuras hacen que varias ligaduras aparezcan agrupadas, introduciendo simultáneamente varias condiciones de deformación.

Siempre se cumple que en la dirección donde hay una ligadura aplicada se conoce el valor de la deformación (normalmente dicho valor es cero), y se desconoce el valor de la reacción que aparece. En el caso de desconocerse el valor de la deformación se dice que no hay ninguna ligadura aplicada, y en ese caso se conocerá el valor de la fuerza exterior aplicada en esa dirección, estando la deformación controlada por el comportamiento de la estructura.

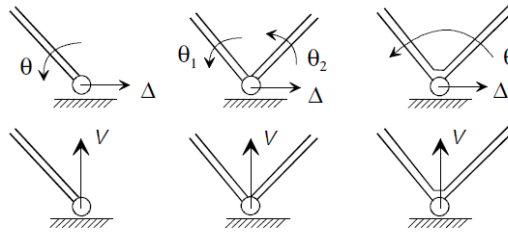
A continuación se describen los tipos de apoyos más habituales que pueden encontrarse en las estructuras, indicando las condiciones de ligadura que introducen [11].

2.9.4.1 *Estructuras planas. Apoyo deslizante o de rodillos.*

Impide el desplazamiento perpendicular a la línea de apoyo, y su reacción es una fuerza perpendicular a dicha línea. Se supone sin rozamiento y bidireccional, es decir que es capaz de ejercer reacción en los dos sentidos (a pesar de la forma sencilla que se emplea para su representación).

Este apoyo no influye en el giro de la estructura, que puede tener uno o varios giros, en función de la forma en que los distintos elementos estructurales se unan al nudo, como se muestra en la figura 8

Figura 8. Apoye deslizante o de rodillos



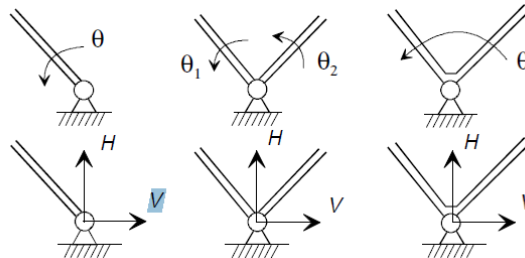
Fuente: CELIGÜETA, Juan Tomás. Curso de Análisis Estructural

Apoyo articulado

No permite ningún tipo de desplazamiento, y su reacción es una fuerza de dirección arbitraria, que equivale a dos fuerzas según dos ejes ortogonales.

Este apoyo no influye en el giro de la estructura, que puede tener uno o varios giros, en función de la forma en que los distintos elementos estructurales se unen al nudo (figura 9).

Figura 9. Apoyo articulado

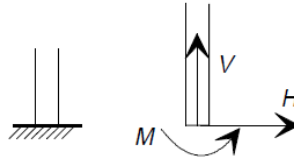


Fuente: CELIGÜETA, Juan Tomás. Curso de Análisis Estructural.

Empotramiento

No permite ningún desplazamiento ni el giro. Su reacción son dos fuerzas (H y V) contenidas en el plano de la estructura, y un momento M perpendicular a él (figura 10).

Figura 10. Empotramiento

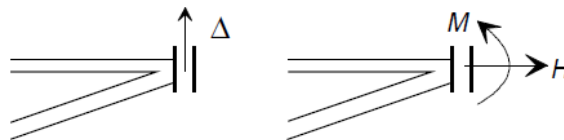


Fuente: CELIGÜETA, Juan Tomás. Curso de Análisis Estructural.

Empotramiento deslizable

Permite únicamente el desplazamiento en una dirección, pero impide el desplazamiento en la dirección perpendicular y también el giro. Se trata por lo tanto de un caso particular del empotramiento, pero que permite el deslizamiento en una dirección determinada. Su reacción es una fuerza perpendicular al eje de deslizamiento H , y un momento M perpendicular al plano de la estructura (figura 11). Este tipo de apoyo no suele encontrarse habitualmente en la realidad, pero aparece cuando se emplean simplificaciones para considerar la simetría de una estructura.

Figura 11. Empotramiento deslizable

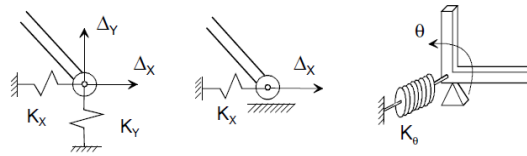


Fuente: CELIGÜETA, Juan Tomás. Curso de Análisis Estructural.

Apoyo flexible

El apoyo flexible está constituido por un punto de la estructura que está unido a la sustentación mediante uno o varios muelles, como se muestra en la figura 12. En general puede haber constantes de rigidez distintas en cada dirección, pudiendo ser cero en alguna de ellas (dirección libre). Asimismo el apoyo elástico puede coexistir con otras condiciones de ligadura [12].

Figura 12. Apoyo flexible



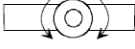
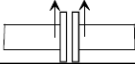
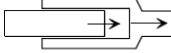
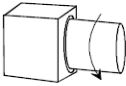
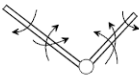
Fuente: CELIGÜETA, Juan Tomás. Curso de Análisis Estructural.

2.9.5 Condiciones de construcción. Los distintos elementos que componen una estructura reticular se pueden unir básicamente de dos formas:

- De forma totalmente rígida, transmitiéndose entre los elementos unidos todas las fuerzas y momentos posibles: tres fuerzas y tres momentos en el caso espacial, y dos fuerzas y un momento en el caso plano. En este caso todas las deformaciones de los elementos unidos son iguales.
- Mediante uniones imperfectas, que permiten un cierto movimiento relativo entre los elementos unidos. Estas uniones imperfectas se obtienen a base de anular la capacidad de transmisión de alguno de los esfuerzos transmitidos entre los elementos. Al eliminarse esta capacidad de transmitir algún esfuerzo, aparece un movimiento relativo entre los elementos, en la dirección del esfuerzo anulado.

Se denominan condiciones de construcción a estas condiciones de esfuerzo nulo impuestas a las uniones entre los elementos de la estructura. Su presencia juega un papel importante en la estabilidad de la estructura, o en su naturaleza isostática o hiperestática. Los tipos más importantes de condiciones de construcción se indican en la tabla 6.

Tabla 6. Tipos de condiciones de construcción

Tipo	Esfuerzo anulado	Representación
Articulación (o rótula)	Momento flector	
Deslizadera	Esfuerzo cortante	
Deslizadera axial	Esfuerzo axial	
Articulación a torsión	Momento torsor	
Rótula esférica	Dos momentos flectores, y un momento torsor	

Fuente: CELIGÜETA, Juan Tomás. Curso de Análisis Estructural

2.9.6 Estabilidad. La estática facilita $q=3$ ecuaciones de equilibrio en el caso plano, y $q=6$ ecuaciones en el espacial. En función de cómo sea el número de reacciones incógnita, en relación con este número de ecuaciones de equilibrio se presentan tres casos diferentes.

Suponiendo que no hay condiciones de construcción en la estructura, es decir que las uniones en todos los nudos son rígidas, dichos casos son:

- El número de reacciones es menor que el de ecuaciones de equilibrio $r < q$: la estructura es un conjunto inestable, y se dice que es externamente inestable. Sin embargo para ciertas combinaciones particulares de las fuerzas exteriores la estructura puede encontrarse en equilibrio, que se denomina equilibrio inestable.
- El número de reacciones es igual al número de ecuaciones de equilibrio $r = q$. En principio la estructura es externamente isostática ya que hay ecuaciones de la estática en número suficiente para calcular todas las reacciones. Sin embargo esta condición es necesaria pero no suficiente para garantizar que la estructura es externamente isostática.
- En efecto, puede ocurrir que el número de reacciones sea el correcto, pero que su disposición geométrica sea tal que la estructura sea inestable en una determinada dirección: se dice en este caso que tiene inestabilidad externa. Esto ocurre por ejemplo en una estructura plana cuando las tres reacciones se cortan en un punto, o son paralelas.

- El número de reacciones es mayor que el de ecuaciones de equilibrio $r > q$. La estructura está estáticamente indeterminada en principio, y se dice que es externamente hiperestática: es necesario introducir nuevas condiciones, además de las de la estática, para calcular las reacciones exteriores. Al igual que en el caso anterior esta condición es necesaria pero no suficiente: puede ocurrir que aunque haya reacciones en exceso, éstas tengan una disposición espacial tal que no impidan la existencia de algún tipo de inestabilidad en alguna otra dirección.

Normalmente los casos de inestabilidad externa suelen ir acompañada de algún tipo de Hiperestaticidad externa en alguna otra dirección, de tal manera que el cómputo global de incógnitas y ecuaciones no da una respuesta correcta.

Tabla 7. Posibles situaciones

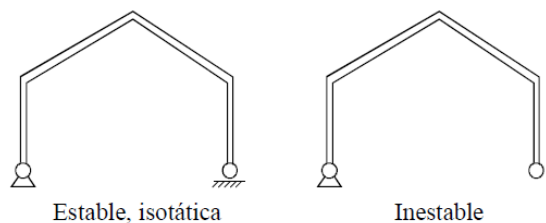
	$r < q$	→ Inestable externamente
Isostática externamente →	$r = q$	
Hiperestática externamente →	$r > q$	

Fuente: CELIGÜETA, Juan Tomás. Curso de Análisis Estructural.

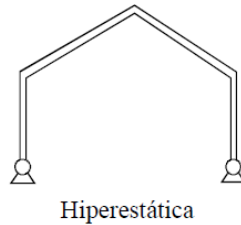
Puede concluirse que la comparación del número de reacciones r con el número de ecuaciones de la estática q , brinda nada más que un balance global del estado de la estructura, pero no permite determinar con precisión su situación. Esto requiere en general una inspección de la misma y un análisis de si existen posibles situaciones de inestabilidad.

Ejemplos

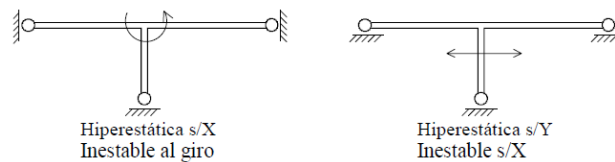
Las estructuras de la figura siguiente tienen ambas $r=q=3$. Sin embargo la de la izquierda es estable e isostática, ya que las tres reacciones son independientes, mientras que la de la derecha es inestable, pues las tres reacciones se cortan en el apoyo de la izquierda.



La estructura de la figura siguiente tiene $r=4$, y es externamente hiperestática.



Las estructuras siguientes tienen ambas $r=q=3$, pero su situación es muy diferente, pues la disposición de las reacciones produce inestabilidad de distinto tipo. Esta inestabilidad está unida a una hiperestaticidad en otra dirección, de tal manera que el cómputo total de reacciones hace parecer que la estructura es isostática.

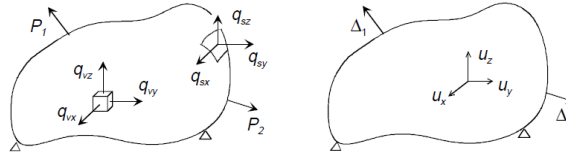


2.9.7 *Fuerzas exteriores.* Sobre el sólido pueden actuar las siguientes fuerzas (Figura 13).

- Fuerzas distribuidas sobre el volumen del sólido \mathbf{q}_v . Tienen tres componentes y cada una de ellas es una función del punto sobre el que actúan. Están definidas en principio sobre todo el volumen del sólido.
- Fuerzas distribuidas sobre la superficie exterior del sólido \mathbf{q}_s . Tienen tres componentes, cada una de las cuales es una función del punto sobre el que actúan, aunque sólo están definidas en puntos situados sobre la superficie exterior del sólido.
- Fuerzas y momentos puntuales, aplicadas directamente en determinados puntos del sólido. No son consistentes con la mecánica de los medios continuos, pero se introducen, cuando es posible, por su gran interés práctico. Habitualmente se manejan descompuestas en todas sus componentes escalares, y agrupadas en un único vector \mathbf{P} que contiene todas las componentes escalares de todas las fuerzas y momentos, en número N [13].

$$\mathbf{q}_v = \begin{Bmatrix} q_{vx} \\ q_{vy} \\ q_{vz} \end{Bmatrix} \quad \mathbf{q}_s = \begin{Bmatrix} q_{sx} \\ q_{sy} \\ q_{sz} \end{Bmatrix} \quad \mathbf{P} = \begin{Bmatrix} P_1 \\ P_2 \\ \dots \\ P_N \end{Bmatrix} \quad (1)$$

Figura 13. Fuerzas que actúan sobre un sólido



Fuente: CELIGÜETA, Juan Tomás. Curso de Análisis Estructural.

2.9.8 *Campo de deformación.* En cada punto del sólido existe una deformación (figura 12) que se denomina.

$$\mathbf{u} = \begin{Bmatrix} u_x \\ u_y \\ u_z \end{Bmatrix} \quad (2)$$

Cuyas tres componentes son función de las coordenadas del punto (x, y, z).

Se define asimismo un vector D, que contiene los valores que adopta el campo de deformaciones en los puntos de aplicación y en la dirección de las fuerzas puntuales aplicadas. Es decir que D contiene las deformaciones del sólido medidas en la dirección de las fuerzas aplicadas, consideradas como escalares.

$$\Delta = \begin{Bmatrix} \Delta_1 \\ \Delta_2 \\ \dots \\ \Delta_N \end{Bmatrix} \quad (3)$$

2.9.9 *Trabajo.* El trabajo efectuado por las fuerzas puntuales P, cuando su punto de aplicación se deforma una cantidad D, tiene la expresión:

$$W_P = \int_0^{\Delta} \mathbf{P}^T d\Delta \quad (4)$$

Si el sólido es elástico lineal, existe una proporcionalidad entre deformaciones y fuerzas a través de una matriz **k** que mide la rigidez del sólido:

$$\mathbf{P} = \mathbf{k}\Delta \quad (5)$$

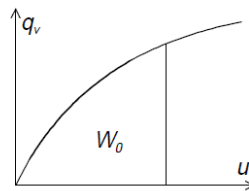
Con lo que el valor del trabajo es:

$$W_P = \int_0^{\Delta} \Delta^T \mathbf{k} d\Delta = \frac{1}{2} \Delta^T \mathbf{k} \Delta = \frac{1}{2} \mathbf{P}^T \Delta \quad (6)$$

Para las fuerzas distribuidas de volumen y superficie se define el trabajo unitario, o trabajo efectuado por unidad de volumen o de superficie, según corresponda por el tipo de fuerza, como (figura 14):

$$W_0 = \int_0^u \mathbf{q}_v^T d\mathbf{u} + \int_0^u \mathbf{q}_s^T d\mathbf{u} \quad (7)$$

Figura 14. Trabajo efectuado por unidad de volumen



Fuente: CELIGÜETA, Juan Tomás. Curso de Análisis Estructural.

En régimen lineal las fuerzas y las deformaciones son proporcionales a través de unas matrices simétricas \mathbf{k}_v y \mathbf{k}_s , con lo que el trabajo unitario queda:

$$W_0 = \int_0^u \mathbf{u}^T \mathbf{k}_v d\mathbf{u} + \int_0^u \mathbf{u}^T \mathbf{k}_s d\mathbf{u} = \frac{1}{2} \mathbf{u}^T \mathbf{k}_v \mathbf{u} + \frac{1}{2} \mathbf{u}^T \mathbf{k}_s \mathbf{u} = \frac{1}{2} \mathbf{q}_v^T \mathbf{u} + \frac{1}{2} \mathbf{q}_s^T \mathbf{u} \quad (8)$$

El trabajo producido por las fuerzas de volumen y superficie sobre todo el sólido es la integral al volumen o a la superficie correspondiente, del trabajo unitario. En régimen lineal, su expresión es:

$$W_d = \frac{1}{2} \int_v \mathbf{q}_v^T \mathbf{u} dv + \frac{1}{2} \int_s \mathbf{q}_s^T \mathbf{u} ds \quad (9)$$

Trabajo complementario

El trabajo complementario efectuado por una fuerza F , cuando su punto de aplicación se mueve una magnitud u es:

$$W_F^* = \int_0^{\bar{F}} \bar{u} \cdot d\bar{F} \quad (10)$$

El trabajo complementario efectuado por las fuerzas puntuales tiene la expresión:

$$W_P^* = \int_0^{\mathbf{P}} \Delta^T d\mathbf{P} \quad (11)$$

En el caso lineal existe proporcionalidad entre deformaciones y fuerzas, por lo que su valor es:

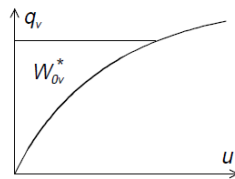
$$W_P^* = \frac{1}{2} \Delta^T \mathbf{P} \quad (12)$$

Que como puede comprobarse es igual al trabajo de las fuerzas WP dado por (6).

Para las fuerzas de volumen y distribuidas se define el trabajo complementario unitario, o trabajo complementario efectuado sobre la unidad de volumen o de superficie, según el tipo de fuerza (figura 15):

$$W_0^* = \int_0^{\mathbf{q}_v} \mathbf{u}^T d\mathbf{q}_v + \int_0^{\mathbf{q}_s} \mathbf{u}^T d\mathbf{q}_s \quad (13)$$

Figura 15. Trabajo complementario por unidad de volumen



Fuente: CELIGÜETA, Juan Tomás. Curso de Análisis Estructural.

En régimen lineal las fuerzas y las deformaciones son proporcionales, con lo que el trabajo complementario unitario es:

$$W_0^* = \frac{1}{2} \mathbf{u}^T \mathbf{q}_v + \frac{1}{2} \mathbf{u}^T \mathbf{q}_s \quad (14)$$

El trabajo complementario producido por las fuerzas de volumen y superficie en todo el sólido es la integral, a su volumen o superficie, del trabajo unitario correspondiente. Su expresión en régimen lineal es:

$$W_d^* = \frac{1}{2} \int_v \mathbf{u}^T \mathbf{q}_v dv + \frac{1}{2} \int_s \mathbf{u}^T \mathbf{q}_s ds \quad (15)$$

Que como puede comprobarse es igual al trabajo de las fuerzas W_d dado por (9).

2.9.10 Trabajo virtual. El trabajo virtual se define como el trabajo que efectúan las fuerzas aplicadas sobre la estructura cuando ésta se somete a un pequeño desplazamiento hipotético, llamado desplazamiento virtual, compatible con las condiciones de sustentación de la misma.

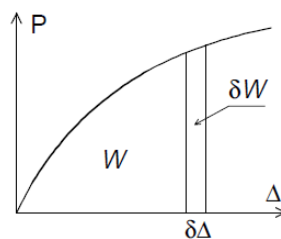
Para aplicar este concepto a un sólido deformable se varía el campo de desplazamientos \mathbf{u} en una magnitud $d\mathbf{u}$ que es el desplazamiento virtual. Este es un campo de desplazamientos continuo que cumple con la condición de pequeñas deformaciones y es compatible con todas las condiciones de sustentación existentes en el sólido. Esto quiere decir que en aquellas zonas del sólido donde existen desplazamientos impuestos de valor conocido, el desplazamiento virtual es nulo. Durante esta variación del campo de desplazamientos todas las fuerzas aplicadas sobre el sólido se mantienen constantes.

Al aplicarse la variación $\delta\mathbf{u}$, también se produce una variación en el vector de deformaciones en la dirección de las fuerzas puntuales. El trabajo virtual que se produce es:

$$\delta W = \int_v \mathbf{q}_v^T \delta \mathbf{u} dv + \int_s \mathbf{q}_s^T \delta \mathbf{u} ds + \mathbf{P}^T \delta \Delta \quad (16)$$

Esta expresión es válida tanto en régimen lineal como en no lineal (figura 16).

Figura 16. Trabajo virtual



Fuente: CELIGÜETA, Juan Tomás. Curso de Análisis Estructural.

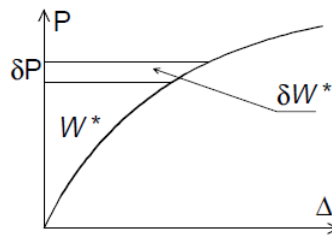
2.9.11 Trabajo complementario virtual. Por analogía con el trabajo virtual, se define el trabajo complementario virtual como el trabajo producido por las fuerzas aplicadas sobre el sólido, cuando se aplica una variación hipotética a dichas fuerzas llamada variación virtual, manteniendo fijos los desplazamientos. La variación virtual de las fuerzas debe cumplir con el equilibrio de fuerzas, por lo que es necesario en general variar tanto las fuerzas exteriores como las reacciones en los puntos de apoyo.

Si la variación de las fuerzas es $\delta \mathbf{q}_v$, $\delta \mathbf{q}_s$, $\delta \mathbf{P}$, el trabajo complementario virtual que se produce es:

$$\delta W^* = \int_v \mathbf{u}^T \delta \mathbf{q}_v dv + \int_s \mathbf{u}^T \delta \mathbf{q}_s ds + \Delta^T \delta \mathbf{P} \quad (17)$$

Esta expresión es válida tanto en régimen lineal como en no lineal (figura 17) [14].

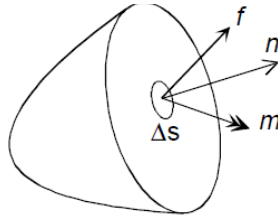
Figura 17. Trabajo complementario virtual



Fuente: CELIGÜETA, Juan Tomás. Curso de Análisis Estructural.

2.9.12 Campo de tensiones. Para introducir el concepto de tensión, se efectúa un corte arbitrario al sólido en equilibrio y en dicho corte se considera un elemento infinitesimal de superficie $\square s$, siendo \mathbf{n} el vector unitario normal a él. La resultante de las acciones que el resto del sólido efectúa sobre el elemento de superficie está compuesta por una fuerza \mathbf{f} y un momento \mathbf{m} (figura 18).

Figura 18. Campo de tensiones



Fuente: CELIGÜETA, Juan Tomás. Curso de Análisis Estructural.

Se define el vector tensión como

$$\vec{t}^n = \lim_{\Delta s \rightarrow 0} \frac{\vec{f}}{\Delta s} \quad (18)$$

El vector tensión depende de la orientación &n del elemento de superficie, por lo que se añade el superíndice n para indicarlo.

Con objeto de hallar una expresión más detallada del vector tensión se considera un tetraedro elemental (figura 19) y se estudia su equilibrio de fuerzas. Este equilibrio se expresa en forma vectorial¹ como:

$$A^n \vec{t}^n - A_1 \vec{t}^1 - A_2 \vec{t}^2 - A_3 \vec{t}^3 = 0 \quad (19)$$

Dónde:

A_n = Área de la base del tetraedro,

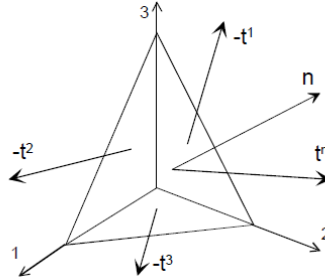
N = Vector unitario normal a la base del tetraedro,

A_i = Área de la cara i del tetraedro,

t_n = Vector tensión sobre la base del tetraedro,

T_i = Vector tensión en la cara i del tetraedro.

Figura 19. Tetraedro elemental



Fuente: CELIGÜETA, Juan Tomás. Curso de Análisis Estructural.

Pero se cumple que:

$$A^i = A^n n_i \quad i = 1,3 \quad (20)$$

Luego el equilibrio queda:

$$\vec{t}^n = n_1 \vec{t}^1 + n_2 \vec{t}^2 + n_3 \vec{t}^3 \quad (21)$$

Pero a su vez cada vector tensión se puede expresar en función de los tres vectores de la base quien la forma:

$$\vec{t}^i = \sigma_{ij} \vec{u}_j \quad i, j = 1,3 \quad (22)$$

Siendo siglas componentes del vector tensión en la cara i según los tres ejes. Sustituyendo en la ecuación de equilibrio se obtiene:

$$\vec{t}^n = \sigma_{1j} \vec{u}_j n_1 + \sigma_{2j} \vec{u}_j n_2 + \sigma_{3j} \vec{u}_j n_3 \quad (23)$$

$$\vec{t}^n = \sigma_{ij} n_i \vec{u}_j \quad (24)$$

Esta es la denominada fórmula de Cauchy, que proporciona el valor del vector tensión en una dirección cualquiera dada por el vector n_i . Esta fórmula introduce el tensor de tensiones dije indica que multiplicando este tensor por el vector unitario de una dirección n se obtiene el vector de tensiones en dicha dirección. Así pues el tensor de tensiones caracteriza la totalidad del estado de tensiones del material en el punto considerado y es independiente de la dirección en que se mida.

La representación de la fórmula de Cauchy en notación de subíndices y matricial es:

$$t_j^n = \sigma_{ij} n_i \quad \mathbf{t}^n = \boldsymbol{\sigma}^T \mathbf{n} \quad (25)$$

Dónde σ es la matriz que representa al tensor σ_{ij} .

- El vector tensión se equilibra en el interior del sólido con el vector tensión en la cara opuesta de la sección de corte, que es igual y de sentido contrario.
- En la superficie exterior del sólido (figura 20) el vector tensión se equilibra con las fuerzas exteriores aplicadas sobre ella:

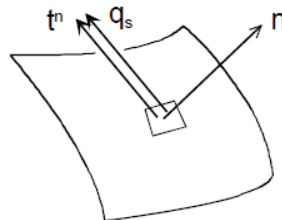
$$\vec{q}_s = \vec{t}^n \quad (26)$$

Por lo tanto se cumple que:

$$\vec{q}_s = \sigma_{ij} n_i \vec{u}_j \quad \mathbf{q}_s = \boldsymbol{\sigma}^T \mathbf{n} \quad (27)$$

Que es la expresión de la ecuación de equilibrio en la superficie [15].

Figura 20. Superficie exterior del sólido



Fuente: CELIGÜETA, Juan Tomás. Curso de Análisis Estructural.

2.9.13 Deformaciones unitarias. Al aceptarse la hipótesis de pequeñas deformaciones, las deformaciones unitarias se representan mediante el tensor infinitesimal de deformaciones unitarias, cuya definición, en función de las deformaciones, es:

$$\epsilon_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (28)$$

Se observa que es un tensor simétrico, por lo que sólo seis de sus componentes son distintas.

Este tensor se emplea bien como tensor, tal y como se ha definido, o bien como un vector ϵ , que agrupa sólo las seis componentes distintas. Cuando se usa como vector, para las tres componentes de cortadura (aquellas en que $i \neq j$) se emplean las deformaciones ingenieriles y, que son el doble de las exactas.

$$\epsilon_{ii} = \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \quad i = j \qquad \gamma_{ij} = \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} = 2\epsilon_{ij} \quad i \neq j \qquad (29)$$

$$\epsilon = \begin{Bmatrix} \epsilon_{11} \\ \epsilon_{22} \\ \epsilon_{33} \\ \gamma_{12} \\ \gamma_{23} \\ \gamma_{31} \end{Bmatrix} \qquad (30)$$

El empleo de esta representación simplifica algunos desarrollos posteriores, permitiendo pasar con sencillez de la notación tensorial a la vectorial.

2.9.14 Ecuación de equilibrio. Para obtener las ecuaciones de equilibrio del sólido se aísla un subdominio arbitrario del mismo, de volumen V y superficie S y se le aplican las ecuaciones de equilibrio de fuerzas y de momentos.

Equilibrio de fuerzas

Las tres ecuaciones de equilibrio del dominio se pueden expresar como

$$\int_V q_{vi} dv + \int_S t_i^n ds = 0 \quad i = 1,3 \qquad (31)$$

Las fuerzas en la superficie de dominio se pueden sustituir por su valor en función del tensor de tensiones mediante la fórmula de Cauchy, quedando:

$$\int_V q_{vi} dv + \int_S \sigma_{ji} n_j ds = 0 \quad i = 1,3 \qquad (32)$$

Aplicando el teorema de la divergencia, la segunda integral se puede transformar en una integral de volumen:

$$\int_V q_{vi} dv + \int_V \frac{\partial \sigma_{ji}}{\partial x_j} dv = 0 \quad i = 1,3 \quad (33)$$

$$\int_V \left(q_{vi} + \frac{\partial \sigma_{ji}}{\partial x_j} \right) dv = 0 \quad i = 1,3 \quad (34)$$

Pero como el dominio V es arbitrario el integrando debe ser nulo, con lo que se obtiene:

$$\frac{\partial \sigma_{ji}}{\partial x_j} + q_{vi} = 0 \quad i = 1,3 \quad (35)$$

Que son las ecuaciones de equilibrio del sólido, expresadas usando el tensor de tensiones como incógnita.

Equilibrio de momentos

Aplicando el equilibrio de momentos al dominio arbitrario, y tras un desarrollo que se omite, se obtiene:

$$\sigma_{ij} = \sigma_{ji} \quad \rightarrow \quad \boldsymbol{\sigma} = \boldsymbol{\sigma}^T \quad (36)$$

Es decir que el tensor de tensiones es simétrico

2.9.15 Ecuación constitutiva. La ecuación constitutiva del material representa su comportamiento mecánico y establece una relación entre los tensores de tensiones y de deformaciones unitarias:

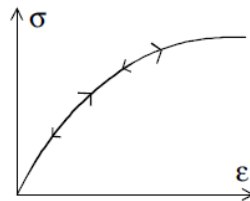
$$\sigma_{ij} = D_{ijkl} \epsilon_{kl} \quad (37)$$

Donde D_{ijkl} es un tensor que define las propiedades del material. Es de orden 4 y por lo tanto requiere 81 coeficientes para su definición; pero al ser los tensores σ y ϵ simétricos, el D también lo es, por lo que sólo requiere 36 términos distintos. Por consideraciones termodinámicas relativas a la naturaleza reversible del proceso de carga y descarga del material se puede reducir el número de parámetros requeridos hasta 21. Finalmente para

materiales ortótropos (materiales con dos direcciones preponderantes) el número de parámetros es de sólo 9; y si el material es isótropo (materiales con propiedades iguales en todas las direcciones) se demuestra que sólo son necesarios dos parámetros diferentes para definir el tensor D. Estos parámetros son habitualmente el módulo de elasticidad E y el módulo de Poisson ν .

En particular se consideran aquí los materiales elásticos, en los cuales se cumple que el proceso de carga y descarga del material se lleva a cabo siempre por la misma curva; y sea cual sea la historia de cargas, el material siempre se encuentra en un punto de dicha curva característica (figura 21).

Figura 21. Curva característica del material elástico



Fuente: CELIGÜETA, Juan Tomás. Curso de Análisis Estructural.

La expresión de la ecuación constitutiva para un material isótropo elástico, puesta en notación matricial es:

$$\boldsymbol{\sigma} = \mathbf{D}\boldsymbol{\epsilon} \quad (38)$$

$$\begin{Bmatrix} \sigma_{xx} \\ \sigma_{yy} \\ \sigma_{zz} \\ \sigma_{xy} \\ \sigma_{yz} \\ \sigma_{zx} \end{Bmatrix} = \frac{E(1-\nu)}{(1+\nu)(1-2\nu)} \begin{bmatrix} 1 & \frac{\nu}{1-\nu} & \frac{\nu}{1-\nu} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{\nu}{1-\nu} & 1 & \frac{\nu}{1-\nu} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{\nu}{1-\nu} & \frac{\nu}{1-\nu} & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2(1-\nu)} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2(1-\nu)} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2(1-\nu)} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \epsilon_{xx} \\ \epsilon_{yy} \\ \epsilon_{zz} \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{zx} \end{Bmatrix} \quad (39)$$

La matriz simétrica **D** se denomina matriz elástica. Si el material es lineal, los coeficientes de **D** son constantes, y en caso contrario pueden ser función de la propias deformación o tensión en el material [15].

2.9.16 Energía de deformación. La energía de deformación es la energía elástica total que se acumula en el sólido. Se obtiene por integración de la densidad de energía a todo el volumen:

$$U = \int_v U_0 dv \qquad U = \int_v \left(\int_0^{\epsilon_{ij}} \sigma_{ij} d\epsilon_{ij} \right) dv \qquad (40)$$

Caso de material lineal

Para un material lineal la densidad de energía tiene una expresión sencilla, por lo que la energía total acumulada es:

$$U = \frac{1}{2} \int_v \boldsymbol{\epsilon}^T \mathbf{D} \boldsymbol{\epsilon} dv = \frac{1}{2} \int_v \boldsymbol{\epsilon}^T \boldsymbol{\sigma} dv \qquad (41)$$

Fórmula de Clapeyron

En el caso de un sólido elástico lineal, la energía elástica acumulada U es igual al trabajo efectuado por las fuerzas exteriores aplicadas, de acuerdo con la fórmula deducida por Clapeyron en 1833. Para el caso de fuerzas puntuales dicha fórmula se puede poner como:

$$U = W_P = \frac{P_i \Delta_i}{2} = \frac{1}{2} \mathbf{P}^T \boldsymbol{\Delta} \qquad (42)$$

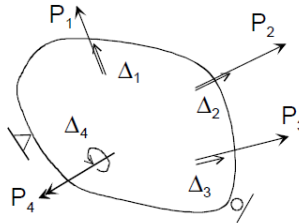
Variación de la energía de deformación

Si la densidad de energía U sufre una variación, la energía total acumulada U sufre también una variación, cuyo valor es:

$$\delta U = \int_v \delta U_0 dv = \int_v \sigma_{ij} \delta \epsilon_{ij} dv \qquad (43)$$

2.9.17 Primer teorema de Castigliano. Se considera un sólido elástico en equilibrio, sometido a un sistema de N cargas puntuales exteriores P_i , que pueden ser indistintamente fuerzas o momentos. En cada punto de aplicación de una carga se identifica la deformación Δ_i en la dirección de la carga, que es un desplazamiento si se trata de una fuerza o un giro si se trata de un momento (figura 22).

Figura 22. Primer teorema de Castigliano



Fuente: CELIGÜETA, Juan Tomás. Curso de Análisis Estructural.

Supongamos que es posible expresar la energía elástica almacenada en el sólido en función de las deformaciones $U(\Delta_i)$. El potencial total puede entonces ponerse como:

$$\pi = U(\Delta_i) + V = U(\Delta_i) - \sum_{i=1,N} P_i \Delta_i \quad (44)$$

Al estar el sólido en equilibrio, este potencial es estacionario, con lo que:

$$\delta\pi = 0 \quad \forall \delta\Delta_i \quad \rightarrow \quad \sum_{i=1,N} \frac{\partial \pi}{\partial \Delta_i} \delta\Delta_i = 0 \quad (45)$$

$$\sum_{i=1,N} \left(\frac{\partial U}{\partial \Delta_i} \delta\Delta_i - P_i \delta\Delta_i \right) = 0 \quad (46)$$

$$\sum_{i=1,N} \left(\frac{\partial U}{\partial \Delta_i} - P_i \right) \delta\Delta_i = 0 \quad (47)$$

Pero al ser la variación de los desplazamientos arbitraria, debe ser cero cada uno de los términos del sumatorio, es decir:

$$P_i = \frac{\partial U}{\partial \Delta_i} \quad i = 1, N \quad (48)$$

Esta es la expresión del conocido primer teorema de Castigliano (1879), que es de gran utilidad para el análisis de estructuras, y que de hecho es la base del denominado método de rigidez. Es aplicable a sistemas elásticos, con la condición de que pueda expresarse la energía elástica en función de las deformaciones. En estructuras reticulares formadas por vigas, con las suposiciones habituales para su análisis, siempre es posible expresar dicha energía en función de una serie de parámetros de deformación (desplazamientos y giros de los extremos de las vigas), por lo que este teorema es de gran interés.

2.9.18 Segundo teorema de Castigliano. Se considera nuevamente un sólido elástico en equilibrio (figura 18), sometido a un sistema de cargas puntuales exteriores P_i , y sean Δ_i las deformaciones en la dirección de las cargas.

Se supone ahora que es posible expresar la energía elástica complementaria almacenada en el sólido en función de las fuerzas $U(P_i)$. El potencial complementario total puede entonces ponerse como:

$$\pi^* = U^*(P_i) + V^* = U^*(P_i) - \sum_{i=1, N} \Delta_i P_i \quad (49)$$

Al estar el cuerpo en equilibrio, este potencial complementario es estacionario, con lo que:

$$\delta\pi^* = 0 \quad \forall \delta P_i \quad \rightarrow \quad \sum_{i=1, N} \frac{\partial \pi^*}{\partial P_i} \delta P_i = 0 \quad (50)$$

$$\sum_{i=1, N} \left(\frac{\partial U^*}{\partial P_i} \delta P_i - \Delta_i \delta P_i \right) = 0 \quad (51)$$

$$\sum_{i=1, N} \left(\frac{\partial U^*}{\partial P_i} - \Delta_i \right) \delta P_i = 0 \quad (52)$$

Pero al ser la variación de las fuerzas arbitraria, debe ser cero cada uno de los términos del sumatorio, es decir:

$$\Delta_i = \frac{\partial U^*}{\partial P_i} \quad i = 1, N \quad (53)$$

Si el sólido es lineal la energía y la energía complementaria coinciden, con lo que queda:

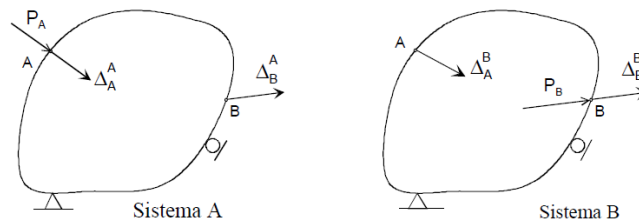
$$\Delta_i = \frac{\partial U}{\partial P_i} \quad i = 1, N \quad (54)$$

Esta es la expresión del conocido segundo teorema de Castigliano (1879), de enorme utilidad para el análisis de estructuras y en particular para el cálculo de deformaciones. De hecho este teorema es la base del denominado método de flexibilidad para análisis estructural. Es aplicable a sistemas elásticos, con la condición de que pueda expresarse la energía elástica complementaria en función de las fuerzas generalizadas, lo cual es siempre posible en estructuras reticulares con las suposiciones que habitualmente se hacen para su estudio.

2.9.19 Teorema de Betti-Rayleigh o del trabajo recíproco. Sea un sistema elástico lineal, sometido a dos sistemas de fuerzas distintos:

- Sistema A, compuesto por una sola fuerza P_A , que produce una deformación Δ_A^A en su punto de aplicación A y Δ_B^A en otro punto B (figura 22).
- Sistema B, compuesto por una sola fuerza P_B , que produce una deformación Δ_B^B en su punto de aplicación B y Δ_A^B en el otro punto A (figura23).

Figura 23. Teorema del trabajo recíproco



Fuente: CELIGÜETA, Juan Tomás. Curso de Análisis Estructural.

Si se aplican ambos sistemas sobre el sólido, en primer lugar el sistema A y a continuación el B, el trabajo que producen es:

$$W^{A,B} = \frac{1}{2} P_A \Delta_A^A + \frac{1}{2} P_B \Delta_B^B + P_A \Delta_A^B \quad (55)$$

El primer sumando corresponde al trabajo efectuado por la fuerza PA durante su aplicación, el segundo corresponde al trabajo producido por la fuerza PB durante su aplicación y el último corresponde al trabajo efectuado por PA durante la aplicación de PB.

Se considera ahora la situación inversa: se aplica en primer lugar el sistema B y a continuación el A. El trabajo que se produce es:

$$W^{B,A} = \frac{1}{2} P_B \Delta_B^B + \frac{1}{2} P_A \Delta_A^A + P_B \Delta_B^A \quad (56)$$

El primer sumando corresponde al trabajo efectuado por la fuerza PB durante su aplicación, el segundo corresponde al trabajo producido por la fuerza PA durante su aplicación y el último corresponde al trabajo efectuado por PB durante la aplicación de PA.

Como el trabajo total es el mismo en ambos casos, igualándolos se obtiene:

$$P_A \Delta_A^B = P_B \Delta_B^A \quad (57)$$

Esta es la expresión del teorema del trabajo recíproco, enunciado por E. Betti (1872) y Lord Rayleigh (1874). Se puede enunciar como: el trabajo producido por un sistema de fuerzas A actuando sobre las deformaciones producidas por otro sistema B es igual al trabajo producido por el sistema de fuerzas B actuando sobre las deformaciones producidas por el sistema A.

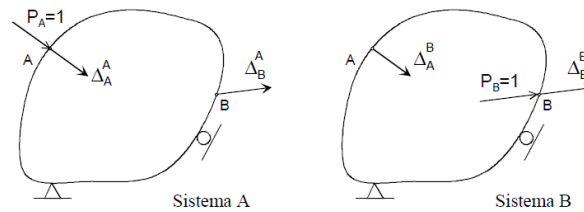
Este teorema es aplicable a sólidos elásticos y lineales, donde es aplicable el principio de superposición. Es válido para cualquier tipo de fuerza o momento, considerando en cada caso la deformación correspondiente en la dirección de la fuerza o momento. En el caso general, si actúan fuerzas de volumen y de superficie, la expresión del teorema de los trabajos recíprocos es:

$$\int_v \mathbf{q}_v^{A^T} \mathbf{u}^B dv + \int_s \mathbf{q}_s^{A^T} \mathbf{u}^B ds = \int_v \mathbf{q}_v^{B^T} \mathbf{u}^A dv + \int_s \mathbf{q}_s^{B^T} \mathbf{u}^A ds \quad (58)$$

2.9.20 Teorema de Maxwell o de las deformaciones recíprocas. Sea un sistema elástico lineal, sometido a dos sistemas de fuerzas distintos (figura 24):

- Sistema A, compuesto por una sola fuerza unitaria $P_A = 1$, que produce una deformación Δ_A^A en su punto de aplicación A y Δ_B^A en otro punto B.
- Sistema B, compuesto por una sola fuerza unitaria $P_B = 1$, que produce una deformación Δ_B^B en su punto de aplicación B y Δ_A^B en el otro punto A.

Figura 24. Teorema de las deformaciones recíprocas



Fuente: CELIGÜETA, Juan Tomás. Curso de Análisis Estructural.

Aplicando el teorema del trabajo recíproco de Betti-Rayleigh se cumple que el trabajo cruzado entre los dos sistemas es el mismo:

$$P_A \Delta_A^B = P_B \Delta_B^A \quad (59)$$

Al ser las dos fuerzas unitarias, se obtiene que:

$$\Delta_A^B = \Delta_B^A \quad (60)$$

Esta es la expresión del teorema de las deformaciones recíprocas. Puede enunciarse diciendo que la deformación inducida en un punto A por una fuerza unitaria aplicada en otro punto B es igual a la deformación inducida en B por una fuerza unitaria aplicada en A.

Este teorema fue obtenido por Maxwell (1864) para el caso de celosías y en realidad es un caso particular el teorema del trabajo recíproco. Aunque aquí se ha deducido para fuerzas, puede aplicarse a cualquier tipo de esfuerzo (fuerza o momento) y de deformación (desplazamiento o giro), utilizando siempre fuerzas o momentos de valor unidad y midiendo la deformación correspondiente en la dirección del esfuerzo.

Generalización

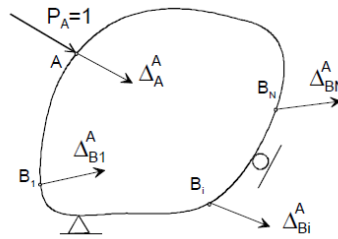
En algunos casos resulta interesante poder relacionar las deformaciones que se producen en estructuras que están cargadas con varias fuerzas unitarias. Sea de nuevo un sólido elástico lineal, sometido a dos sistemas de fuerzas distintos:

- Sistema A, compuesto por una sola fuerza unitaria $P_A = 1$ situada en el punto A.
- Sistema B, compuesto por N fuerzas unitarias $P_{Bi} = 1$ situadas en los puntos B_i .
- El sistema A (figura 25) produce unas deformaciones:

Δ_A^A en el punto A

Δ_{Bi}^A en el punto B_i

Figura 25. Generación de deformaciones



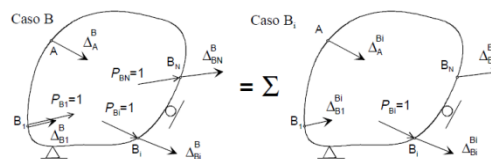
Fuente: CELIGÜETA, Juan Tomás. Curso de Análisis Estructural.

- El sistema B, formado por N fuerzas unitarias $P_{Bi}=1$ situadas en B_i , produce unas deformaciones: Δ_A^B en el punto A y Δ_{Bi}^B en el punto B_i

Este sistema se puede descomponer en suma de N sistemas B_i , cada uno cargado con una sola fuerza $P_{Bi}=1$ (figura 26). Por lo tanto se puede poner que:

$$\Delta_A^B = \sum_{i=1, N} \Delta_A^{Bi} \quad (61)$$

Figura 26. Equivalencias de sistemas. Deformaciones reciprocas



Fuente: CELIGÜETA, Juan Tomás. Curso de Análisis Estructural,

Aplicando el teorema de reciprocidad de Maxwell entre los casos A y B_i , se cumple que:

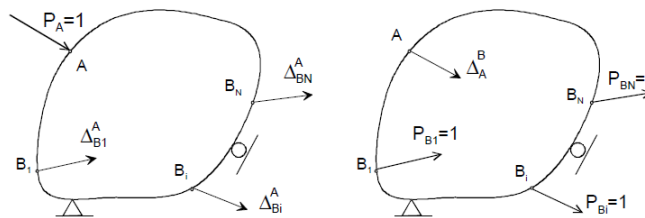
$$\Delta_A^{Bi} = \Delta_{Bi}^A \quad (62)$$

Sustituyendo en la expresión (61) resulta:

$$\Delta_A^B = \sum_{i=1,N} \Delta_{Bi}^A \quad (63)$$

Esta es una expresión generalizada del teorema de Maxwell, para el caso de que haya varias cargas unitarias en uno de los sistemas, como se muestra en la figura 27.

Figura 27. Sistema con varias cargas unitarias. Deformaciones recíprocas



Fuente: CELIGÜETA, Juan Tomás. Curso de Análisis Estructural.

2.9.21 Teorema de Crotti – Engesser. La expresión de este teorema ha sido obtenida durante la deducción del segundo teorema de Castigliano (ecuación 53), del cual es una generalización:

$$\Delta_i = \frac{\partial U^*}{\partial P_i} \quad i = 1, N \quad (64)$$

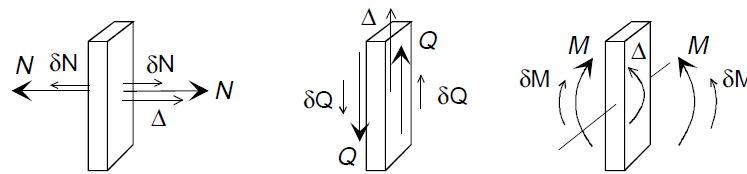
Este teorema fue propuesto en esta forma, y de manera casi simultánea e independiente, por F. Crotti en 1888 y F. Engesser en 1889. Se trata por lo tanto de una generalización del segundo teorema enunciado por Castigliano, y resulta muy práctico para calcular deformaciones en una estructura en la que se conoce su energía complementaria.

2.9.22 Teorema de Engesser. Sea una estructura reticular formada por piezas prismáticas, con material elástico y sometido a un sistema de cargas general, incluyendo cargas puntuales, de superficie y de volumen.

Se considera un esfuerzo interno cualquiera (esfuerzo axial, momento flector o esfuerzo cortante), que se denomina genéricamente X , y se aplica la siguiente variación virtual al sistema de fuerzas:

- Todas las fuerzas exteriores y todas las reacciones se mantienen constantes.
- El esfuerzo interior X se varía en una magnitud dX . Al ser un esfuerzo interior, siempre estará formado por una pareja de fuerzas (o momentos) iguales y de sentido contrario y su variación también estará compuesta por dos fuerzas (o momentos) iguales y de sentido contrario (figura 28).

Figura 28. Teorema de Engesser



Fuente: CELIGÜETA, Juan Tomás. Curso de Análisis Estructural.

Se puede comprobar que la variación virtual de las fuerzas cumple con la condición de equilibrio. Sea Δ la componente de la deformación en la dirección de la fuerza interior. El trabajo virtual complementario producido por la variación de fuerzas aplicada resulta ser nulo:

$$\delta W^* = \delta X \Delta + (-\delta X) \Delta = 0 \quad (65)$$

Aplicando el principio del trabajo virtual complementario:

$$\delta W^* = 0 = \delta U^* \quad (66)$$

Pero la variación de la energía complementaria siempre se puede poner como:

$$\delta U^* = \frac{\partial U^*}{\partial X} \delta X = 0 \quad (67)$$

Como esto debe satisfacerse para cualquier variación dX , se debe cumplir que

$$\frac{\partial U^*}{\partial X} = 0 \quad (68)$$

Esta expresión es conocida como segundo teorema de Engesser (para evitar confusiones con el teorema de Crotti - Engesser), y vale para cualquier fuerza interior X en una estructura reticular. Resulta muy útil, como se verá más adelante, para formular las ecuaciones de compatibilidad de deformaciones en el método de flexibilidad.

2.9.23 Teorema de Menabréa. Si la estructura es lineal, y no hay efectos térmicos, la energía y la energía complementaria son iguales, con lo que el segundo teorema de Engesser queda:

$$\frac{\partial U}{\partial X} = 0 \quad (69)$$

Esta expresión constituye el llamado teorema de Ménabréa (1858), quien lo enunció para el caso particular de las estructuras de celosía hiperestáticas.

2.9.24 Vigas. Las vigas son uno de los tipos de estructuras más frecuentes. Se pueden definir de manera formal de la siguiente manera:

- Son estructuras unidimensionales, en las que el material está agrupado alrededor de una línea recta, que por sencillez se toma como el eje X .
- Están sustentadas en uno o más puntos, y esta sustentación puede ser del tipo apoyo simple o empotramiento.
- Están cargadas básicamente con fuerzas perpendiculares a su eje. Todas las fuerzas están contenidas en un plano que contiene también a la viga. Puede haber asimismo aplicados momentos exteriores, que deben ser perpendiculares al plano de las fuerzas.
- Se supone que el material es elástico lineal, y que las deformaciones son pequeñas, comparadas con las dimensiones de la viga sin deformar.

Bajo estas condiciones, las vigas se comportan como estructuras planas, apareciendo deformaciones transversales perpendiculares a su eje, y contenidas en el plano de las

cargas, así como giros perpendiculares al plano de las cargas. No aparecen deformaciones en la dirección axial, al no haber cargas en ella.

En las condiciones anteriores las vigas están sometidas a esfuerzos internos de flexión y cortadura, pero no a esfuerzos axiales. Acumulan energía de flexión y opcionalmente de esfuerzo cortante (según la teoría empleada para su estudio), pero no de esfuerzo axial.

En el caso de haber cargas axiales, todos los efectos producidos por ellas están desacoplados de la flexión y cortadura. La demostración rigurosa de este desacoplamiento puede comprobarse en el estudio de pórticos planos. Para el estudio de vigas se ignora el esfuerzo axial y todo lo relativo a él [17].

2.9.25 *Condiciones de estabilidad.* Como ya se ha indicado, en la viga coexisten los fenómenos de flexión y esfuerzo axial, que están desacoplados. El análisis de estabilidad debe hacerse por lo tanto para ambos efectos, por separado, incluyendo en cada uno de ellos las magnitudes que les afecten.

2.9.25.1 *Estabilidad a flexión y cortante.* De las tres ecuaciones de la estática disponibles en el plano, sólo se pueden usar dos para estudiar la estabilidad a flexión: la ecuación de equilibrio de fuerzas verticales y la ecuación de equilibrio de momentos. Sean:

- r el número de reacciones en los apoyos que afectan a la flexión. Es decir que se consideran únicamente las reacciones en dirección Y (imposibilidad de movimiento transversal) y los momentos (imposibilidad de giro),
- c el número de condiciones de construcción que afectan a la flexión. Éstas pueden ser articulaciones (condiciones de momento flector nulo) o deslizaderas verticales (esfuerzo cortante nulo).

El número de fuerzas incógnita en una viga es: cuatro para cada barra (dos fuerzas cortantes y dos momentos en cada extremo), más r incógnitas debidas a las reacciones.

El número de ecuaciones de equilibrio disponibles es: $2b$ ecuaciones debidas a las b barras (una ecuación de equilibrio de fuerzas y otra de momentos), más $2(b+1)$ ecuaciones debidas a los $b+1$ nudos (una ecuación de equilibrio de fuerzas y otra de momentos), más c ecuaciones debidas a las condiciones de construcción.

Las condiciones de estabilidad referentes a la flexión se obtienen comparando el número de incógnitas con el de reacciones y se resumen en la tabla siguiente:

Tabla 8. Condiciones de estabilidad

A		$4b + r < 4b + 2 + c$	\rightarrow	Inestable
B	Isostática		\rightarrow	$4b + r = 4b + 2 + c$
C	Hiperestática		\rightarrow	$4b + r > 4b + 2 + c$

Fuente: CELIGÜETA, Juan Tomás. Curso de Análisis Estructural.

Estas relaciones definen la estabilidad de la viga considerándola como un todo único, en lo que a su comportamiento a flexión se refiere.

La condición A es suficiente para indicar que la viga tiene algún tipo de inestabilidad, pero sin indicar su origen interior o exterior. El número de grados de libertad de la viga es $g=2+c-r$.

Las condiciones B y C son necesarias pero no suficientes, ya que se requiere además que haya una disposición de las barras y las reacciones tal que no exista inestabilidad exterior ni interior, en ningún subconjunto de la viga. Si esta disposición es adecuada, el grado de hiperestaticidad en el caso C es $h=r-c$.

Estabilidad a esfuerzo axial

En la dirección axial sólo hay una ecuación de equilibrio estático, de las tres existentes en el plano, y es con respecto a ella con quien se comparan las incógnitas existentes. Sean

Vigas

- **ra** el número de reacciones en los apoyos que afectan al esfuerzo axial. Es decir que se consideran únicamente las reacciones en dirección X (imposibilidad de movimiento longitudinal), y
- **ca** el número de condiciones de construcción que afectan al esfuerzo axial. Estas pueden ser únicamente deslizaderas longitudinales (esfuerzo axial nulo).

Las condiciones de estabilidad referentes al esfuerzo axial son las siguientes:

Tabla 9. Condiciones de estabilidad. Esfuerzo axial

A		$ra < 1 + ca$	\rightarrow	Inestable
B	Isostática		\rightarrow	$ra = 1 + ca$
C	Hiperestática		\rightarrow	$ra > 1 + ca$

Fuente: CELIGÜETA, Juan Tomás. Curso de Análisis Estructural.

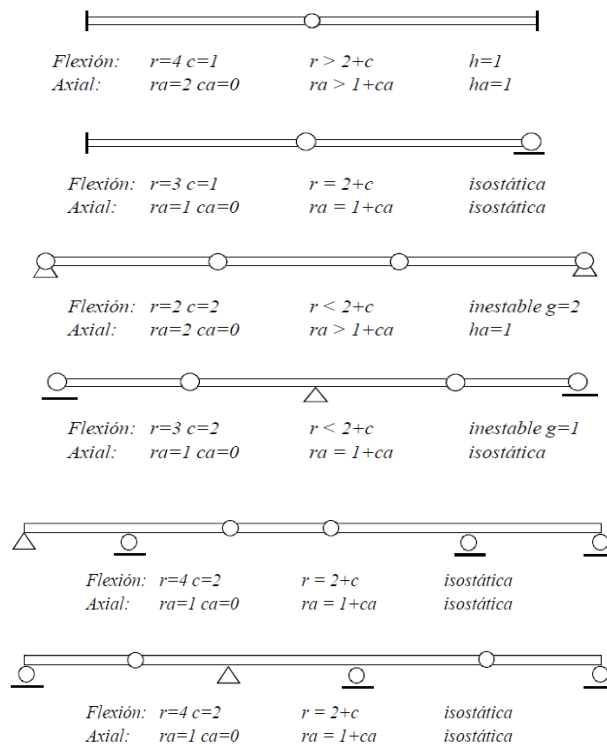
Estas relaciones definen la condición de estabilidad de la viga en su dirección axial, considerándola como un todo único. La condición A es suficiente para indicar que la viga tiene algún tipo de inestabilidad axial, pero sin indicar su origen interior o exterior.

El número de grados de libertad de la viga es $g_a = 1 + c_a - r_a$.

Las condiciones B y C son necesarias pero no suficientes, ya que además se requiere que haya una disposición de las barras y de las reacciones axiales tal que no exista inestabilidad exterior ni interior, en ningún subconjunto de la viga. Si esta disposición es adecuada, el grado de hiperestaticidad en el caso C es $h_a = r_a - c_a - 1$.

En todo caso, además de la aplicación de las fórmulas anteriores, se requiere normalmente un análisis visual de la estructura para su correcta clasificación.

Ejemplos:

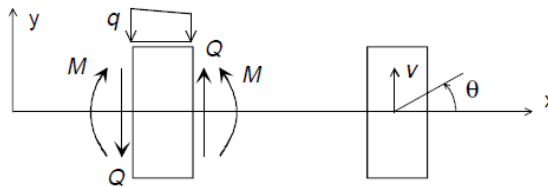


2.9.26 Teoría general de la flexión de vigas planas. La hipótesis básica en la que se basa la teoría clásica de flexión de vigas fue enunciada por Navier: las secciones rectas y perpendiculares a la fibra neutra en el estado sin deformar se mantienen rectas y también perpendiculares a la fibra neutra en el estado deformado.

Con esta hipótesis, y suponiendo pequeñas deformaciones, se cumple que el giro de una sección recta de la viga es igual a la pendiente de la curva deformada elástica. Además, al ser las deformaciones pequeñas, esta pendiente es igual al ángulo girado. Llamando v a la deformación vertical de la viga en la dirección Y , y θ al ángulo girado por la sección (figura 29) se cumple que:

$$\theta \approx \operatorname{tg}\theta = \frac{dv}{dx} \quad (70)$$

Figura 29. Teoría de flexión de vigas planas



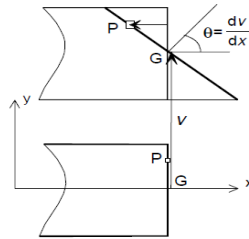
Fuente: CELIGÜETA, Juan Tomás. Curso de Análisis Estructural.

2.9.26.1 Campo de desplazamiento. La deformación de una sección cualquiera de la viga consiste en una traslación lateral de valor v , más una rotación θ alrededor de su centro de gravedad.

La deformación del centro de gravedad G de la sección es sencillamente la deformación lateral $v(x)$. Las deformaciones de un punto P situado a una distancia y de G (figura 30) son:

$$u_P = -\theta y = -\frac{dv}{dx} y \quad v_P = v \quad (71)$$

Figura 30. Deformaciones en los puntos P y G



Fuente: CELIGÜETA, Juan Tomás. Curso de Análisis Estructural

2.9.26.2 Deformaciones unitarias. Las deformaciones unitarias en el punto P son:

$$\begin{aligned}\varepsilon_x &= \frac{\partial u_P}{\partial x} = -\frac{d^2 v}{dx^2} y \\ \varepsilon_y &= \frac{\partial v_P}{\partial y} = 0 \\ \gamma_{xy} &= \frac{\partial u_P}{\partial y} + \frac{\partial v_P}{\partial x} = -\frac{dv}{dx} + \frac{dv}{dx} = 0\end{aligned}\tag{72}$$

El material está en un estado unidimensional de deformación, sometido sólo a una ε_x , que en adelante se denomina simplemente ε , y que tiene una variación lineal en la sección:

$$\varepsilon = -\frac{d^2 v}{dx^2} y = -v'' y\tag{73}$$

Donde v'' es la curvatura de la deformada de la viga, en la hipótesis de pequeñas deformaciones.

Se observa además, que la distorsión de cortadura γ_{xy} es nula, a consecuencia de la hipótesis de deformación que se ha efectuado. Evidentemente esto no es cierto y del estudio del esfuerzo cortante se sabe que si hay esfuerzo cortante en la sección, se produce una deformación unitaria vertical de cortadura. La hipótesis de Navier es por lo tanto válida solamente, en sentido estricto, para vigas sin esfuerzo cortante. No obstante las deformaciones de cortadura son normalmente de pequeña magnitud en piezas prismáticas, por lo que esta hipótesis se acepta habitualmente.

2.9.26.3 Tensiones. Suponiendo un material elástico lineal, e incluyendo el efecto de las deformaciones unitarias iniciales la tensión en el punto P vale:

$$\sigma = E(\varepsilon - \varepsilon_0) \quad (74)$$

Sustituyendo la expresión de las deformaciones unitarias, se obtiene la expresión de la distribución de tensiones en la sección, que es lineal:

$$\sigma = E(-v''y - \varepsilon_0) \quad (75)$$

2.9.26.4 Momento flector. Se define como el momento estático de las tensiones respecto del centro de gravedad. De esta manera es estáticamente equivalente al momento de todas las fuerzas exteriores que actúan a un lado de la sección. El signo negativo en su definición es debido al criterio de signos adoptado.

$$M \equiv -\int \sigma y dA = -\int \sigma b y dy = -\int E(\varepsilon - \varepsilon_0) b y dy \quad (76)$$

$$M = -\int E(-v''y - \varepsilon_0) b y dy = E v'' \int y^2 b dy + E \int \varepsilon_0 b y dy \quad (77)$$

Siendo $b(y)$ el ancho de la sección. En la primera integral se identifica el momento de inercia I de la sección recta de la viga. Por lo tanto la relación entre el momento flector M y la deformación lateral v de la viga es:

$$M = EI \frac{d^2 v}{dx^2} + E \int \varepsilon_0 b y dy \quad (78)$$

Que es la ecuación de la elástica de la viga.

Si las deformaciones iniciales tienen una distribución lineal se obtiene:

$$M = EI v'' + E \alpha T_g \int y^2 b dy \quad (79)$$

Donde se identifica el momento de inercia de la sección, con lo que la expresión final del momento flector M es:

$$M = EI \frac{d^2 v}{dx^2} + EI \alpha T_g \quad (80)$$

Que es la ecuación de la elástica cuando hay efectos térmicos. La curvatura de la deformada, en función de M es:

$$\frac{d^2v}{dx^2} = \frac{M}{EI} - \alpha T_g \quad (81)$$

2.9.26.5 Esfuerzo cortante. El esfuerzo cortante se define como la resultante de las tensiones cortantes verticales t en la sección de la viga. Éstas son proporcionales a las deformaciones unitarias de cortadura g , que como se ha visto son nulas. Por ello la resultante de las tensiones cortantes es también nula:

$$\int \tau dA = \int G\gamma dA = 0 \quad (82)$$

Pero realmente en la sección de la viga sí que hay un esfuerzo cortante Q no nulo, que es estáticamente equivalente a todas las fuerzas exteriores existentes a un lado de dicha sección. Se llega así a una aparente contradicción, producida por la hipótesis de deformación de Navier, que es la que ha originado que las deformaciones de cortadura g sean nulas.

La realidad es que el esfuerzo cortante tiene que poder adoptar el valor que le corresponda según las ecuaciones de equilibrio, que será en general no nulo, para equilibrar las fuerzas exteriores aplicadas a un lado de la sección donde se calcule el cortante. Es por lo tanto necesario reconciliar este hecho con el valor nulo de las deformaciones cortantes.

Esto puede hacerse si se piensa que el material de la viga es infinitamente rígido frente a la cortadura, es decir tiene $G=\infty$. De esta forma, aunque la deformación g sea nula, la tensión cortante T puede adoptar cualquier valor no nulo, al ser $T = G \gamma = \infty \cdot 0$, es decir cualquier valor indeterminado.

2.9.26.6 Relación entre la tensión y los esfuerzos. La tensión en un punto cualquiera P de la sección de la viga es:

$$\sigma = E(-v''y - \varepsilon_0) \quad (83)$$

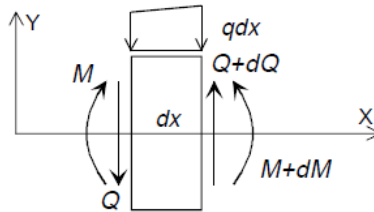
Sustituyendo en ella el valor de v'' en función de M , para una distribución de temperaturas lineal, se obtiene:

$$\sigma = E\left(-\frac{M}{EI}y + \alpha y T_g - \alpha y T_g\right) = -\frac{My}{I} \quad (84)$$

Que es la expresión habitual de las tensiones en una viga.

2.9.26.7 Ecuación de equilibrio. La figura 31 muestra un elemento diferencial de la viga con las fuerzas actuantes sobre él.

Figura 31. Elemento diferencial con fuerzas actuantes



Fuente: CELIGÜETA, Juan Tomás. Curso de Análisis Estructural.

- **Equilibrio de momentos:**

$$M = (Q + dQ) \frac{dx}{2} + Q \frac{dx}{2} + M + dM \quad (85)$$

Despreciando el diferencial de orden superior $dx \, dQ$ y reordenando se obtiene

$$Q = -\frac{dM}{dx} \quad (86)$$

Sustituyendo el valor de M dado por (80) se obtiene:

$$Q = -\frac{d}{dx} \left(EI \frac{d^2 v}{dx^2} + EI \alpha T_g \right) \quad (87)$$

- **Equilibrio vertical de fuerzas:**

$$Q + qdx = Q + dQ \quad (88)$$

$$q = \frac{dQ}{dx} \quad (89)$$

Sustituyendo el valor anterior de Q se obtiene:

$$q = -\frac{d^2}{dx^2} \left(EI \frac{d^2 v}{dx^2} + EI \alpha T_g \right) \quad (90)$$

Que es la ecuación diferencial que controla el problema de la flexión de una viga de propiedades variables, sometida a cargas térmicas. Si la viga es de propiedades uniformes y la distribución de temperaturas también lo es, la ecuación anterior queda:

$$q = -EI \frac{d^4 v}{dx^4} \quad (91)$$

Que es la conocida ecuación diferencial de equilibrio de una viga de propiedades uniformes.

2.9.26.8 Densidad de energía elástica. La expresión de la densidad de energía complementaria es:

$$U_o^* = \int_0^\sigma \epsilon d\sigma = \int_0^\sigma \left(\frac{\sigma}{E} + \epsilon_0 \right) d\sigma = \frac{\sigma^2}{2E} + \epsilon_0 \sigma \quad (92)$$

Sustituyendo la expresión (84) de las tensiones en función de los esfuerzos, se obtiene:

$$U_o^* = \frac{M^2 y^2}{2EI^2} - \frac{\epsilon_0 My}{I} \quad (93)$$

Que permite hallar la densidad de energía en un punto P cualquiera, en función de los esfuerzos en la viga y de la distribución de temperaturas.

2.9.26.9 Energía de deformación por unidad de longitud. La energía de deformación por unidad de longitud U_L se obtiene integrando la expresión de la densidad de energía en el área de la sección:

$$U_L^* = \int_A U_o^* dA = \int_A U_o^* b(y) dy \quad (94)$$

Sustituyendo la expresión (93) de la densidad de energía se obtiene:

$$U_L^* = \int \frac{M^2 y^2}{2EI^2} bdy - \int \epsilon_0 \frac{My}{I} bdy \quad (95)$$

Las magnitudes E, I, M no dependen de la coordenada y, por lo que salen fuera de las integrales. En la primera integral se identifica el momento de inercia I de la sección, con lo que se obtiene:

$$U_L^* = \frac{M^2}{2EI} - \frac{M}{I} \int \epsilon_0 y bdy \quad (96)$$

Expresión práctica particular para T lineal

Sustituyendo la expresión de la deformación unitaria térmica lineal en la coordenada y, dada por (75), se obtiene

$$U_L^* = \frac{M^2}{2EI} - \frac{M\alpha T_g}{I} \int y^2 bdy \quad (97)$$

La integral del segundo término define el momento de inercia, con lo que:

$$U_L^* = \frac{M^2}{2EI} - M\alpha T_g \quad (98)$$

Esta es la expresión de la energía acumulada por unidad de longitud de viga, en función del momento flector M en cada punto de la viga, y del campo lineal de temperaturas definido por Tg.

2.9.26.10 Energía de deformación. Integrando la energía por unidad de longitud a lo largo de toda la viga, se obtiene el valor de la energía elástica total acumulada:

$$U^* = \int_V U_o^* dv = \int_L \left[\int_A U_o^* dA \right] dx = \int_L U_L^* dx \quad (99)$$

$$U^* = \int_L \frac{\mu M^2}{2} dx - \int_L M\alpha T_g dx \quad (100)$$

Donde el coeficiente m define la flexibilidad de la viga $m = 1/ EI$.

La expresión de la energía así obtenida es general, estando sólo limitada a una distribución de temperatura lineal en el canto de la viga.

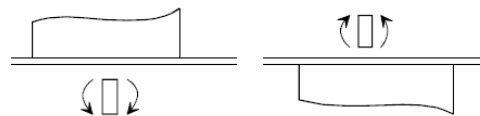
2.9.27 Diagramas de esfuerzos. Los esfuerzos internos en una viga son normalmente variables a lo largo de ella, y esta variación se expresa algebraicamente mediante una función de la coordenada x , que define la posición de cada sección de la viga: $M(x)$ o $Q(x)$. El diagrama de un esfuerzo cualquiera es sencillamente una representación gráfica de esta función.

Estos diagramas no son en general continuos, sino que pueden mostrar discontinuidades en los puntos de aplicación de las cargas. En el caso de manejarse funciones algebraicas, éstas tienen expresiones diferentes en los distintos tramos entre puntos de aplicación de cargas.

Los diagramas de esfuerzos se representan gráficamente sobre la propia viga, empleando los sistemas de ejes X, Y , de la viga. Con este criterio, los diagramas de solicitaciones tienen un aspecto diferente según cuál sea el sistema de ejes que adoptado para cada barra.

Para los diagramas de momentos flectores se suele emplear tradicionalmente otro sistema de representación, que consiste en llevar la ordenada del diagrama de momentos en cada sección, en la dirección de la cara donde estén las tracciones (figura 32). Este criterio, que se suele denominar ingenieril, tiene la ventaja de que el diagrama de flectores es único, con independencia de la orientación adoptada para los ejes de cada barra.

Figura 32. Diagrama de momento flector



Fuente: CELIGÜETA, Juan Tomás. Curso de Análisis Estructural.

2.9.28 Relación entre carga, esfuerzo cortante y momento flector. Existen una serie de relaciones entre las cargas aplicadas, el esfuerzo cortante y el momento flector en una viga, que son muy útiles para dibujar los diagramas de solicitaciones.

Caso general

Las dos ecuaciones fundamentales de equilibrio de un elemento diferencial permiten establecer algunas relaciones importantes.

- La pendiente del diagrama de esfuerzo cortante es igual a la carga distribuida aplicada.

$$q = \frac{dQ}{dx} \quad (101)$$

Integrando esta expresión entre dos puntos a y b de la viga se obtiene la siguiente relación útil.

- La variación del esfuerzo cortante entre dos puntos de una viga es igual a la resultante, es decir la integral definida, de las cargas distribuidas aplicadas entre ambos puntos.

$$Q_b - Q_a = \int_a^b q dx \quad (102)$$

- La pendiente del diagrama de momento flector es igual al diagrama de cortante, con signo cambiado.

$$Q = -\frac{dM}{dx} \quad (103)$$

Integrando entre dos puntos a y b se obtiene la relación siguiente.

- La variación del momento flector entre dos puntos es igual al área del diagrama de esfuerzo cortante entre ambos puntos, cambiada de signo:

$$M_b - M_a = -\int_a^b Q dx \quad (104)$$

Estas relaciones son generales y valen para cualquier tipo de carga distribuida. Para ciertos tipos particulares de cargas pueden establecerse relaciones más sencillas, como casos particulares de ellas.

Segmento de viga sin carga aplicada

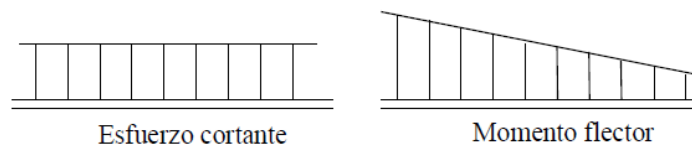
Aplicando las ecuaciones anteriores con $q=0$ se obtiene:

$$\frac{dQ}{dx} = 0 \quad Q = Cte \quad (105)$$

$$\frac{dM}{dx} = -Q \quad M = M_a - Qx \quad (106)$$

En un segmento sin carga el diagrama de cortantes es constante, y el de flectores es una línea recta de pendiente igual al valor del cortante, con signo cambiado.

Figura 33. Esfuerzo cortante y momento flector, sin carga



Fuente: CELIGÜETA, Juan Tomás. Curso de Análisis Estructural.

Segmento bajo carga distribuida uniforme

En este caso q es constante, y se obtiene:

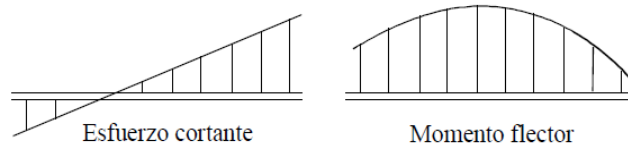
- Diagrama de esfuerzo cortante: bajo una carga uniforme el diagrama de cortante es una línea recta de pendiente $-q$, como se muestra en la figura 33.

$$Q = Q_a - qx \quad (107)$$

- Diagrama de momento flector: bajo una carga uniforme, el diagrama del momento flector es una parábola cuya concavidad es $-q$, como muestra la figura 34.

$$\frac{dM}{dx} = -Q_a - qx \quad M = M_a - Q_a x - qx^2 / 2 \quad (108)$$

Figura 34. Esfuerzo cortante y momento flector, carga distribuida uniforme



Fuente: CELIGÜETA, Juan Tomás. Curso de Análisis Estructural.

Segmento bajo una carga puntual

- Diagrama de cortantes: se produce una discontinuidad en el esfuerzo cortante de valor igual a la carga aplicada (figura 34).

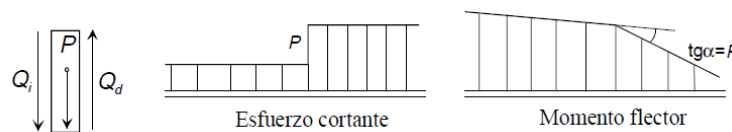
$$Q_d = Q_i + P \quad (109)$$

- Diagrama de momentos flectores: es continuo, pero tiene un cambio en su pendiente, de valor igual a la fuerza aplicada, cambiada de signo (figura 35).

$$\left(\frac{dM}{dx}\right)_i = -Q_i \quad \left(\frac{dM}{dx}\right)_d = -Q_d \quad (110)$$

$$\left(\frac{dM}{dx}\right)_d - \left(\frac{dM}{dx}\right)_i = -Q_d + Q_i = -P \quad (111)$$

Figura 35. Esfuerzo cortante y momento flector, carga puntual



Fuente: CELIGÜETA, Juan Tomás. Curso de Análisis Estructural.

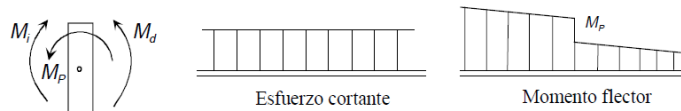
Segmento con un momento aplicado

- Diagrama de flectores: se produce una discontinuidad de valor igual al momento aplicado (MP) cambiado de signo. La pendiente del diagrama de flectores es la misma a ambos lados de la discontinuidad (figura 36).

$$M_d - M_i = -M_P \quad (112)$$

- Diagrama de cortantes: es continuo, así como su derivada.

Figura 36. Esfuerzo cortante y momento flector, momento aplicado



Fuente: CELIGÜETA, Juan Tomás. Curso de Análisis Estructural.

Valores máximos

Dado que el esfuerzo cortante es la derivada del momento flector, los momentos flectores máximo y mínimo ocurren en aquellos puntos donde el diagrama de cortantes tiene un valor nulo.

Si el cortante pasa de negativo a positivo, el momento flector tiene un máximo, y si pasa de positivo a negativo, el flector tiene un mínimo.

Viga sometida sólo a fuerzas concentradas

En este caso el diagrama de flectores es una línea quebrada, y el de cortantes está formado por una serie de segmentos horizontales entre los puntos de aplicación de las distintas fuerzas aplicadas, incluidas las reacciones. El máximo absoluto del momento flector está siempre en el punto de aplicación de alguna fuerza, o reacción, pues el cambio de signo del cortante, de negativo a positivo, se produce forzosamente en alguno de ellos.

2.9.29 *Cálculo de esfuerzos en vigas hiperestáticas.* Se describen a continuación varios métodos prácticos para el cálculo de esfuerzos en vigas hiperestáticas. Todos ellos se basan en la aplicación combinada del principio de superposición y de las condiciones de compatibilidad de deformaciones.

2.9.29.1 *Método de integración de la deformada elástica.* La ecuación diferencial de la elástica proporciona un método para el cálculo de los esfuerzos en una viga hiperestática. Los pasos a seguir son los siguientes:

- Determinar el grado de hiperestaticidad h de la viga y seleccionar un conjunto de h incógnitas hiperestáticas X_j . Sustituirlas por fuerzas y momentos de valor desconocido.

- Se obtiene así una viga isostática cargada con las fuerzas exteriores y las incógnitas hiperestáticas.
- Determinar el diagrama de momentos flectores de la viga, que depende de las fuerzas exteriores aplicadas y de las incógnitas hiperestáticas $M(x, X_j)$.
- Integrar la ecuación diferencial de la elástica, y obtener la ecuación de la deformada de la viga. Esta integración se hace por independiente para los distintos segmentos de la viga donde el diagrama de flectores tenga una expresión diferente, o entre los que haya una discontinuidad (apoyo, articulación). En ella aparecen dos constantes de integración por cada segmento, además de las incógnitas hiperestáticas desconocidas.
- Aplicar las condiciones de contorno a la expresión de la deformada de la viga. Estas son de dos tipos:
 - Condiciones de contorno debidas a las condiciones de apoyo de la viga.
 - Condiciones debidas a la igualdad de flechas y giros entre los distintos segmentos en que se ha dividido la viga para la integración. En general hay dos de ellas para cada segmento.
 - Otras condiciones asociadas a las incógnitas hiperestáticas, que corresponden a condiciones de flecha o giro nulos, de acuerdo con la naturaleza de la incógnita correspondiente.
- Sustituyendo todas estas condiciones en la ecuación de la deformada de la viga se obtiene un sistema de ecuaciones cuya solución son las constantes de integración y las incógnitas hiperestáticas buscadas.

2.9.30 *Cálculo de deformaciones en vigas.* El cálculo de deformaciones en vigas requiere el cálculo previo de los diagramas de momentos flectores, por cualquiera de los métodos ya descritos. De hecho algunos de los métodos de cálculo de esfuerzos en vigas hiperestáticas proporcionan a la vez las deformaciones. Por ejemplo, cuando se emplea el método de la integración de la ecuación de la elástica para el cálculo de los esfuerzos en la viga, se obtiene además la curva deformada elástica de la viga, por lo que no es necesario ningún cálculo extra.

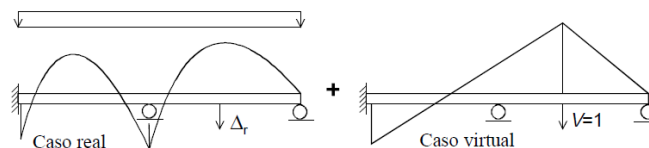
Método general de flexibilidad

Cuando se emplea el método de flexibilidad en su formulación general, el cálculo de una deformación requiere un proceso posterior específico.

Sea una viga, isostática o hiperestática, en la que se han calculado los momentos flectores M . Se desea calcular la deformación Δ en un punto y una dirección dados; se trata por lo tanto de una magnitud escalar, que puede ser un desplazamiento vertical o un giro. Para determinarla se emplea el método de la fuerza virtual unitaria.

- Se añade a la estructura real ya calculada, un caso virtual (caso V), en el que actúa únicamente una fuerza (o momento) virtual V en la dirección del desplazamiento (o giro) buscados, como se indica en la figura 37. El caso suma se denomina caso RV.
- Se resuelve el caso virtual para un valor unitario de la fuerza (o momento) virtual $V=1$, y se calculan los momentos que aparecen sobre la viga, que se denominan M^V . Su cálculo requiere la resolución de una viga igual a la original.

Figura 37. Método general de flexibilidad



Fuente: CELIGÜETA, Juan Tomás. Curso de Análisis Estructural.

- Bajo la acción conjunta de las cargas reales y la fuerza (o momento) virtual V , el momento flector en la viga vale:

$$M^{RV} = M + M^V V \quad (113)$$

- La energía complementaria que se acumula es:

$$U^{*RV} = \int \frac{M^{RV^2}}{2} \mu \, dx - \int M^{RV} \alpha T_g \, dx \quad (114)$$

La deformación buscada se obtiene empleando el teorema de Crotti-Engesser, considerando que la fuerza virtual no existe:

$$\Delta_r = \left(\frac{\partial U^{*RV}}{\partial V} \right)_{V=0} \quad (115)$$

$$\Delta_r = \left(\int \frac{2M^{RV} \mu}{2} \frac{\partial M^{RV}}{\partial V} dx - \int \alpha T_g \frac{\partial M^{RV}}{\partial V} dx \right)_{V=0} \quad (116)$$

Pero de acuerdo con el valor de MRV, la derivada es:

$$\frac{\partial M^{RV}}{\partial V} = M^V \quad (117)$$

Con lo que se obtiene:

$$\Delta_r = \int M \mu M^V dx - \int \alpha T_g M^V dx \quad (118)$$

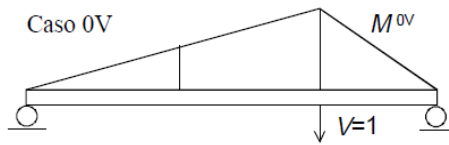
Esta expresión puede aplicarse directamente para hallar la deformación buscada. Su uso requiere hallar los esfuerzos en el caso virtual unitario, cuyo cálculo implica resolver una vez más la viga cargada con una sola fuerza $V=1$. Si la viga es isostática este cálculo extra no plantea ninguna dificultad, pues el caso V es también isostático.

Vigas hiperestáticas.

Al ser el caso virtual unitario hiperestático de grado h , se identifican en él h incógnitas hiperestáticas, que pueden ser las mismas que se utilizaron para calcular los esfuerzos en la viga o no. Se descompone el caso virtual unitario en $1+h$ casos:

- Caso $0V$ (o caso isostático virtual), en el que actúan sólo las fuerzas exteriores, que ahora es solamente la fuerza (o momento) virtual unitaria $V=1$ (figura 38). Los esfuerzos en este caso se denominan $M0V$.

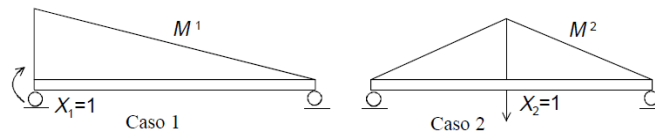
Figura 38.Caso isostático virtual



Fuente: CELIGÜETA, Juan Tomás. Curso de Análisis Estructural.

- Casos 1 a h, en los que se aplica un valor unitario de la incógnita hiperestática X_j y cero en todas las demás: estos casos son exactamente iguales a los que se emplearon para resolver la viga (figura 39) y los momentos en ellos son M^j .

Figura 39.Casos 1 a h



Fuente: CELIGÜETA, Juan Tomás. Curso de Análisis Estructural.

Los esfuerzos en el caso V son:

$$M^V = M^{0V} + \sum_{j=1,h} X_j M^j \quad (119)$$

$$\Delta_r = \int M\mu \left(M^{0V} + \sum_j X_j M^j \right) dx - \int \alpha T_g \left(M^{0V} + \sum_j X_j M^j \right) dx \quad (120)$$

Sustituyendo este valor en la expresión (118) de la deformación se obtiene

Y reordenando los sumatorios:

$$\Delta_r = \int M\mu M^{0V} dx - \int \alpha T_g M^{0V} dx + \sum_j X_j \left(\int M\mu M^j dx - \int \alpha T_g M^j dx \right) \quad (121)$$

Pero la expresión entre paréntesis del tercer sumando es siempre nula pues se trata de la condición de compatibilidad para la incógnita hiperestática j (ecuación (61)). La expresión final de la deformación es:

$$\Delta_r = \int M\mu M^{0V} dx - \int \alpha T_g M^{0V} dx \quad (122)$$

Esta ecuación permite obtener la deformación en un punto y dirección cualquiera de una viga hiperestática, en la que se conocen los momentos flectores M . No se requiere la resolución del caso con la fuerza virtual unitaria (que es hiperestático), sino solamente la de un caso isostático cargado con dicha fuerza $V=1$, lo cual simplifica mucho los cálculos.

Nótese la similitud entre esta expresión y la inicial, que se diferencian únicamente en el uso de los esfuerzos $M0V$ en lugar de los MV .

2.9.31 Flexión de vigas con energía de esfuerzo cortante. La teoría clásica de flexión de vigas se basa en la hipótesis de Navier de que las secciones rectas permanecen rectas y perpendiculares a la fibra neutra en el estado deformado. Ello conlleva que la deformación unitaria de cortadura en la sección es nula, y por lo tanto también lo son la tensión cortante y la energía asociada a ellas.

El no considerar la deformación debida al esfuerzo cortante (o la energía a él asociada) es una limitación para el empleo de la teoría clásica, que es válida únicamente para piezas prismáticas cuya área transversal es mucho menor que su longitud.

La teoría de flexión de vigas introducida por Timoshenko en 1951 trata de dar una solución a este problema, y para ello emplea una hipótesis diferente a la de la teoría clásica, con lo que consigue incluir en el análisis la deformación unitaria de cortante y la energía asociada a ella.

Se obtiene además una teoría cuyo campo de aplicación es más amplio que la teoría clásica, en particular para vigas de menor luz, en las que la deformación originada por el esfuerzo cortante no es despreciable.

La hipótesis básica sobre la deformación en la teoría de flexión de vigas de Timoshenko es que las secciones rectas y perpendiculares a la fibra neutra en el estado sin deformar se mantienen rectas en el estado deformado, aunque no perpendiculares a la fibra neutra.

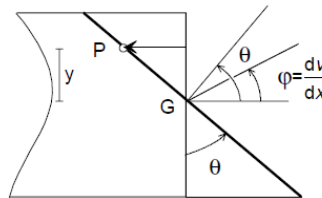
Como consecuencia de esta hipótesis se genera una distorsión de cortadura y se acumula energía debida al esfuerzo cortante. Se suponen, como es habitual, pequeñas deformaciones y un material elástico lineal.

2.9.31.1 Campo de desplazamiento. Si se denomina $v(x)$ a la deformación vertical del centro de gravedad G de la sección, las deformaciones de un punto P situado a una distancia y de G son:

$$u_P = -y \tan \theta \approx -y\theta \qquad v_P = v \qquad (123)$$

Donde θ es el ángulo girado por la sección, que es diferente a la tangente j a la curva deformada, como se muestra en la figura 40.

Figura 40. Campo de desplazamiento



Fuente: CELIGÜETA, Juan Tomás. Curso de Análisis Estructural.

2.9.31.2 Deformaciones unitarias. Las deformaciones unitarias en el punto P son:

$$\varepsilon_x = \frac{\partial u_P}{\partial x} = -\frac{d\theta}{dx} y \qquad (124)$$

$$\varepsilon_y = \frac{\partial v_P}{\partial y} = 0 \qquad (125)$$

$$\gamma_{xy} = \frac{\partial u_P}{\partial y} + \frac{\partial v_P}{\partial x} = -\theta + \frac{dv}{dx} \qquad (126)$$

El material está en un estado plano de deformación, sometido a las siguientes deformaciones:

- Deformación unitaria axial ε_x , que en adelante se llamará simplemente ε :

$$\varepsilon = -\frac{d\theta}{dx}y \quad (127)$$

La hipótesis de deformación origina que la variación de θ en la sección sea lineal.

- Deformación de cortante γ , que es igual a la diferencia entre el giro de la sección θ y la pendiente a la deformada elástica φ :

$$\gamma = -\theta + \frac{dv}{dx} = -\theta + \varphi \quad (128)$$

Se observa que la deformación de cortante es uniforme en toda la sección (no depende de y), cuando en realidad se sabe, del estudio exacto del esfuerzo cortante en una viga, que la distribución de deformaciones unitarias real es muy variable con y , de acuerdo con la ley:

$$\gamma^R = \frac{Q\bar{A}}{Glb} \quad (129)$$

Dónde:

Q= el esfuerzo cortante,

A= el momento estático de la sección entre el punto donde se calcula la deformación y el exterior de la sección,

I= el momento de inercia de toda la sección,

b = la anchura de la sección en el punto considerado.

Así pues la teoría de Timoshenko es también una aproximación a la distribución real de tensiones cortantes. Para resolver este problema se introduce un factor de corrección k , de tal forma que la distribución real de deformaciones γ^R , se sustituye por la distribución uniforme γ predicha por esta teoría, pero afectándola de dicho factor de corrección.

$$\gamma^R = \frac{\gamma}{k} \quad (130)$$

2.9.31.3 Estado de tensiones. Suponiendo un material elástico lineal las dos tensiones que aparecen en el material son:

Sustituyendo la expresión de las deformaciones unitarias se obtiene la expresión de las tensiones en el punto P:

$$\sigma = E\left(-\frac{d\theta}{dx}y - \varepsilon_0\right) \quad \tau = G\left(-\theta + \frac{dv}{dx}\right) \quad (131)$$

$$\sigma = E(\varepsilon - \varepsilon_0) \quad (132)$$

Al igual que con las deformaciones unitarias, se observa que la tensión cortante es uniforme, en contra de lo obtenido por el estudio exacto del esfuerzo cortante.

2.9.31.4 Momento flector. El valor del momento flector es ahora:

$$M \equiv -\int \sigma y dA = -\int \sigma b y dy = -\int E(\varepsilon - \varepsilon_0) b y dy \quad (133)$$

$$M = E \frac{d\theta}{dx} \int y^2 b dy + E \int \varepsilon_0 b y dy = E \frac{d\theta}{dx} I + E \int \varepsilon_0 b y dy \quad (134)$$

Con lo que queda

$$M = EI \frac{d\theta}{dx} + E \int \varepsilon_0 b y dy \quad (135)$$

Si las deformaciones iniciales tienen una distribución lineal queda

$$M = EI \frac{d\theta}{dx} + E\alpha T_m \int b y dy + E\alpha T_g \int y^2 b dy \quad (136)$$

La segunda integral es nula, con lo que la expresión final de M es:

$$M = EI \frac{d\theta}{dx} + EI\alpha T_g \quad (137)$$

2.9.31.5 Esfuerzo cortante. Se define como la resultante de las tensiones cortantes reales en la sección. Considerando el factor de corrección introducido para la deformación unitaria cortante, su valor es:

$$Q \equiv \int \tau^R dA = \int G\gamma^R dA = \frac{G\gamma A}{k} \quad (138)$$

Se define el área equivalente a cortadura A' de la sección:

$$A' = \frac{A}{k} \quad (139)$$

Con lo que el valor del esfuerzo cortante es:

$$Q = \tau A' = \gamma G A' = \left(-\theta + \frac{dv}{dx} \right) G A' \quad (140)$$

2.9.31.6 Expresión de la tensión en función de las fuerzas. La tensión axial en un punto cualquiera es:

$$\sigma = E \left(-\frac{d\theta}{dx} y - \varepsilon_0 \right) \quad (141)$$

Sustituyendo en ella los valores de la curvatura en función de M , para una distribución de temperaturas lineal, se obtiene:

$$\sigma = E \left(-\frac{M}{EI} + \alpha y T_g - \alpha y T_g \right) = -\frac{My}{I} \quad (142)$$

Que es la misma expresión obtenida en la teoría clásica. Por su parte, la tensión cortante es uniforme en la sección y vale:

$$\tau = \frac{Q}{A'} \quad (143)$$

2.9.31.7 Ecuaciones diferenciales de equilibrio. Las ecuaciones diferenciales de equilibrio se obtienen considerando el equilibrio de un elemento diferencial.

Equilibrio vertical

La ecuación de equilibrio vertical de fuerzas es la misma que en la teoría clásica:

$$dQ = qdx \quad (144)$$

Considerando el valor de Q dado por la ecuación (2.139) y derivando respecto a x se obtiene:

$$\frac{dQ}{dx} = \left(-\frac{d\theta}{dx} + \frac{d^2v}{dx^2} \right) GA' \quad (145)$$

Y sustituyendo la (143) se llega a la ecuación diferencial de equilibrio vertical:

$$\frac{q}{GA'} = \frac{d^2v}{dx^2} - \frac{d\theta}{dx} \quad (146)$$

Equilibrio de momentos

También la ecuación de equilibrio de momentos es la misma que en la teoría clásica:

$$Q = -\frac{dM}{dx} \quad (147)$$

Sustituyendo los valores de Q y M dados por (139) y (136) se obtiene, en ausencia de temperatura, la siguiente ecuación diferencial para el equilibrio de momentos:

$$\left(-\theta + \frac{dv}{dx} \right) GA' = -EI \frac{d^2\theta}{dx^2} \quad (148)$$

Se observa que el problema está controlado por dos ecuaciones diferenciales, (145) y (147), de orden 2 en las dos incógnitas q y v, a diferencia de la flexión de vigas bajo la hipótesis de Navier, que está controlada por una ecuación de orden cuatro en la única incógnita v.

2.10 Miembros a compresión cargados axialmente

2.10.1 Fórmulas ASD. Las expresiones ASD fueron desarrolladas para incorporar las últimas investigaciones disponibles relativas al comportamiento de las columnas de acero. Estas fórmulas toman en cuenta el efecto de los esfuerzos residuales, las condiciones reales de restricción en los extremos de las columnas así como las resistencias variables de los diferentes aceros.

Las fórmulas ASD conducen a diseños más lógicos y económicos que los proporcionados antiguamente

El ASD supone que debido a los esfuerzos residuales, el límite superior del pandeo elástico esta debido por un esfuerzo promedio igual a la mitad del esfuerzo de fluencia ($\frac{1}{2} F_y$). Si este esfuerzo se iguala con la expresión de Euler, el valor de la relación de esbeltez en este límite superior puede determinarse para un acero particular. Este valor se denomina C_c , que corresponde a la relación de esbeltez que separa el pandeo elástico del inelástico y se determina como sigue:

$$\frac{1}{2} F_y = \frac{\pi^2 E}{(L/r)^2} = \frac{\pi^2 E}{C_c^2} \quad (149)$$

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{F_y}} \quad (150)$$

Los valores de C_c se pueden calcular sin mayor dificultad pero el manual ASD da sus valores para cada acero (126.1 para el A36, 116.7 para los aceros con 42 000 lb/plg² de esfuerzo de fluencia, etc.). Para relaciones de esbeltez menores que C_c , el ASD usa la fórmula parabólica dada por la ecuación E2-1. Esta es la ecuación propuesta por el Structural Stability Research Council para la resistencia última de una columna cargada axialmente, la cual contiene un factor de seguridad³. En esta expresión F_a es el esfuerzo axial permisible (P/A) y K es el factor por el que hay que multiplicar la longitud no soportada lateralmente de la columna para obtener su longitud efectiva.

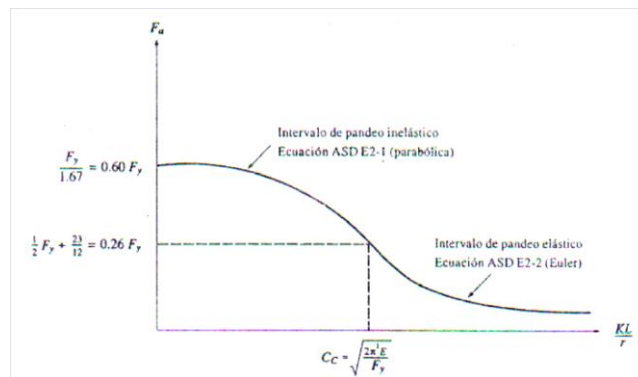
$$F_a = \frac{\left[1 - \frac{(KL/r)^2}{2C_c^2}\right] F_y}{\frac{5}{3} + \frac{3(KL/r)}{8C_c} - \frac{(KL/r)^3}{8C_c^3}} \quad (151)$$

Para valores de KL/r mayores que C_c se usa la fórmula de Euler. Con un factor de seguridad de 1.92 (o 23/12) la expresión que resulta es:

$$F_a = \frac{12\pi^2 E}{23(KL/r)^2} \quad (152)$$

La figura muestra los intervalos en que se usan las dos expresiones ASD. El denominador de la ecuación E2-1 es el factor de seguridad y da usualmente un valor no mucho mayor que el usado para miembros a tensión cargados axialmente. Las pruebas han mostrado que las columnas cortas no son afectadas grandemente por pequeñas excentricidades, lo que permite el uso de factores de seguridad pequeños. Las columnas más esbeltas, son más sensibles a las pequeñas imperfecciones y el factor de seguridad se incrementa hasta un 15%. Debe mencionarse que las columnas de longitud intermedia son aquellas en que los esfuerzos residuales y la falta de rectitud inicial tienen mayor influencia. La expresión para el factor de seguridad (F.S.) representa un cuarto de onda senoidal que toma el valor 5/3 cuando KL/r igual a cero y crece hasta 23/12 cuando KL/r igual a C_c [19].

Figura 41. Curva ASD para esfuerzos permisibles en columnas



Fuente: CELIGÜETA, Juan Tomás. Curso de Análisis Estructural.

2.10.2 Flexión y fuerza axial

2.10.2.1 Ecuaciones del método de diseño por esfuerzos permisibles (método ASD). La especificación ASD H1 incluye tres ecuaciones para miembros sometidos a carga axial más flexión. Esas ecuaciones incluyen flexión respecto a los ejes x y y . Si la flexión tiene lugar respecto a uno solo de estos ejes, el término asociado al otro eje se cancela.

La primera ecuación es aplicable en la mitad de la altura de los miembros. Esta ecuación se usa para verificar la estabilidad de conjunto del miembro.

$$\frac{f_a}{F_a} + \frac{C_{mx}f_{bx}}{\left(1 - \frac{f_a}{F'_{ex}}\right)F_{bx}} + \frac{C_{my}f_{by}}{\left(1 - \frac{f_a}{F'_{ey}}\right)F_{by}} \leq 1.0 \quad (153)$$

La ecuación que sigue es aplicable sólo en los extremos de las vigas columnas y se usa para verificar las condiciones de esfuerzo en esos puntos. Se desarrolló para tomar en cuenta los casos en que los momentos máximos ocurren en los extremos del miembro. La estabilidad no es problema en un soporte por lo que, como lo muestra el primer término de la ecuación, el esfuerzo permisible de compresión F_u es $0.60F_v$. Además, F_{bx} es $0.66F_v$ en los soportes si se proporciona en ellos soporte lateral. Esta ecuación suele regir en miembros soportados contra deflexión lateral y en los que se tiene curvatura doble por flexión.

$$\frac{f_a}{0.60F_y} + \frac{f_{bx}}{F_{bx}} + \frac{f_{by}}{F_{by}} \leq 1.0 \quad (154)$$

Cuando la carga axial es relativamente pequeña, ésta no ocasionará una amplificación apreciable del momento. Por ello, las especificaciones ASD proporcionan una tercera ecuación aplicable si f_a/F_a es igual o menor que 0.15.

$$\frac{f_a}{F_a} + \frac{f_{bx}}{F_{bx}} + \frac{f_{by}}{F_{by}} \leq 1.0 \quad (155)$$

En estas expresiones, f_a , f_b , F_a y F_b , tienen los mismos valores definidos antes. F_e' es el esfuerzo de Euler dividido entre un factor de seguridad de 23/12. Su valor está dado por la expresión siguiente en la que L_b es la longitud real no soportada en el plano de flexión, r_b es el correspondiente radio de giro y k es el factor de longitud efectiva en el plano de flexión.

$$F'_e = \frac{12\pi^2 E}{23(KL_b/r_b)^2} \quad (156)$$

De acuerdo con las especificaciones ASD, el valor de F'_e se puede incrementar en 1/3 cuando se consideran esfuerzos por viento y sismo, siempre que la sección usada no quede sobre esforzada (sin considerar el 1/3 de incremento) por cargas de gravedad, vivas y de impacto.

Hay tres categorías distintas de C_m como se describe en la sección H1 de las especificaciones ASD.

- En la categoría 1 las columnas se consideran como partes de marcos que dependen de las rigideces a flexión de sus miembros para adquirir rigidez lateral. Esos miembros están sometidos a traslación de sus nudos o ladeo y C_m se considera igual a 0.85.
- En la categoría 2 los miembros se suponen restringidos contra rotación, con traslación de sus nudos o ladeo impedido y sin cargas transversales entre sus extremos. Para tales miembros el factor de modificación se determina con la siguiente expresión:

$$C_m = 0.6 - 0.4 \frac{M_1}{M_2} \quad (157)$$

En esta expresión M_1/M_2 es la razón del momento menor al momento mayor en los extremos de la longitud sin soporte lateral. La razón es negativa si los momentos ocasionan que el miembro se flexione en curvatura simple y positiva cuando la curvatura resultante es doble. Es claro que un miembro con curvatura simple tiene deflexiones laterales mayores que uno con curvatura doble. Con deflexiones laterales mayores, los momentos debidos a las cargas axiales, así como los esfuerzos, serán mayores. Por lo tanto, cuando una columna está flexionada con curvatura simple, la ecuación ASD dará esfuerzos permisibles menores.

- La categoría 3 se aplica a miembros sometidos a carga transversal entre sus nudos y arriostrados contra traslación de los mismos en el plano de carga. La cuerda a compresión de una armadura con una carga de larguero entre sus nudos

es un ejemplo típico de esta categoría. Las especificaciones ASD establecen que el valor de C_m en este caso se puede considerar igual a:

- para miembros con extremos restringidos, $C_m = 0.85$
- para miembros con extremos no restringidos $C_m = 1.0$

Estos dos valores son suficientemente exactos y seguros en casi todos los casos. Es muy difícil obtener valores más precisos de C_m y si se obtienen, serán de dudoso valor ya que no se pueden estimar las cargas aplicadas con mucha precisión. Sin embargo, los Comentarios ASD proporcionan una expresión supuestamente más refinada para C_m en esta categoría:

$$C_m = 1 + \psi \frac{f_a}{F_c'} \quad (158)$$

$$\psi = \frac{\pi^2 \delta_0 EI}{M_0 L} - 1 \quad (159)$$

Donde δ_0 es la deflexión máxima debido a la carga transversal y M_0 es el momento máximo entre los soportes debido también a la carga transversal. ψ se ha calculado para varias condiciones comunes de carga transversal y restricción; los resultados se muestran en la tabla.

Tabla 10. Factores de aplicación Ψ y C_m

(a)	0	1.0
(b)	-0.4	$1 - 0.4 \frac{f}{F_c}$
(c)	-0.4	$1 - 0.4 \frac{f}{F_c}$
(d)	-0.2	$1 - 0.2 \frac{f}{F_c}$
(e)	-0.3	$1 - 0.3 \frac{f}{F_c}$
(f)	-0.2	$1 - 0.2 \frac{f}{F_c}$
	Ψ	C_m

Fuente: CELIGÜETA, Juan Tomás. Curso de Análisis Estructural.

La mayoría de los miembros que se encuentran en la práctica sometidos a esfuerzos combinados por flexión y carga axial forman parte de marcos estructurales rígidos; los otros miembros conectados rígidamente al miembro en consideración ejercen efectos apreciables sobre éste. Esto implica que para determinar el esfuerzo axial permisible, es necesario determinar la longitud efectiva del miembro como se indicó antes.

Recuérdese que la longitud efectiva puede ser mayor que la longitud real, y que si el lado está impedido por medio de un arrastramiento lateral, la longitud efectiva será menor que la longitud real.

En la categoría 1 las longitudes efectivas de los miembros se usan para calcular F_a y no pueden ser nunca menores que la longitud no soportada pero sí mayores. La longitud efectiva en la dirección de la flexión se usa para calcular F_e' . Para el cálculo de los momentos se usa la longitud no soportada real. En la categoría 2 las columnas no tienen lado ni carga transversal y se usa entonces la longitud efectiva para calcular F_a . No puede ser mayor que la longitud no soportada pero sí menor. También en este caso se usa la longitud efectiva en la dirección de la flexión para calcular F_e y la longitud no soportada real para calcular los momentos.

Cuando se aplica una carga transversal, se usa el mayor momento entre los puntos de soporte lateral para calcular f_b , y se usa este valor en la primera de las dos expresiones ASD. En la segunda expresión debe usarse el valor calculado con el mayor momento que se tenga en los puntos soportados lateralmente.

De particular importancia es la verificación hecha en cada ejemplo para ver si $C_m / (1 - f_a / F_e')$ es ≥ 1.0 . No parece razonable modificar un momento más de lo que lo incrementamos. Por tanto, si la razón es menor que 1.0, se usará un valor de 1.0.

Los nudos de una armadura están restringidos contra traslaciones. Por esto, parecería razonable usar una longitud efectiva para los miembros a compresión algo menor que la longitud real. Sin embargo, la sección ASD de los Comentarios sugieren que se use $K = 1.0$ cuando se considere la condición de carga última. Si todos los miembros de una armadura alcanzaran su capacidad de carga última al mismo tiempo, la antes mencionada restricción contra traslación se reduciría drásticamente o desaparecería por completo [20].

2.11 Conexiones soldadas

Este procedimiento, conocido también como soldadura MIG/MAG, consiste en mantener un arco entre un electrodo de hilo sólido continuo y la pieza a soldar. Tanto el arco como el baño de soldadura se protegen mediante un gas que puede ser activo o inerte. El procedimiento es adecuado para unir la mayoría de materiales, disponiéndose de una amplia variedad de metales. La soldadura MIG/MAG es intrínsecamente más productiva que la soldadura MMA, donde se pierde productividad cada vez que se produce una parada para reponer el electrodo consumido. Las pérdidas materiales también se producen con la soldadura MMA, cuando la parte última del electrodo es desechada. Por cada kilogramo de electrodo revestido comprado, alrededor del 65% forma parte del material depositado (el resto es desechado). La utilización de hilos sólidos e hilos tubulares han aumentado esta eficiencia hasta el 80-95%. La soldadura MIG/MAG es un proceso versátil, pudiendo depositar el metal a una gran velocidad y en todas las posiciones. El procedimiento es muy utilizado en espesores delgados y medios, en fabricaciones de acero y estructuras de aleaciones de aluminio, especialmente donde se requiere un gran porcentaje de trabajo manual. La introducción de hilos tubulares está encontrando cada vez más, su aplicación en los espesores fuertes que se dan en estructuras de acero pesadas [21].

Tabla 11. Esfuerzos permisibles en soldadura

Tipo de soldadura y esfuerzo ^a	Esfuerzo permisible	Resistencia requerida de la soldadura ^{b,c}
Soldadura de ranura de penetración completa		
Tensión perpendicular al área efectiva	Igual a la del metal base	Debe usarse metal de soldadura compatible
Compresión perpendicular al área efectiva	Igual a la del metal base	Puede usarse metal de soldadura con resistencia igual o menor que la del metal de la soldadura compatible
Tensión o compresión paralela al eje de la soldadura	Igual a la del metal base	
Cortante en el área efectiva	30% de la resistencia nominal a tensión del metal de soldadura (klb/plg ²)	
Soldadura de ranura de penetración parcial^d		
Compresión perpendicular al área efectiva	Igual a la del metal base	Puede usarse metal de soldadura con resistencia igual o menor que la del metal de la soldadura compatible
Tensión o compresión paralela al eje de la soldadura ^e	Igual a la del metal base	
Cortante paralelo al eje de la soldadura	30% de la resistencia nominal a tensión del metal de soldadura (klb/plg ²)	
Tensión perpendicular al área efectiva	30% de la resistencia nominal a tensión del metal de soldadura (klb/plg ²), excepto que el esfuerzo de tensión en el metal base no excederá el 60% del esfuerzo de fluencia del metal base	
Soldadura de filete		
Cortante en el área efectiva	30% de la resistencia nominal a tensión del metal de soldadura (klb/plg ²)	Puede usarse metal de soldadura con resistencia igual o menor que la del metal de la soldadura compatible
Tensión o compresión paralela al eje de la soldadura ^f	Igual a la del metal base	
Soldaduras de tapón y de muesca		
Cortante paralelo a las superficies de contacto (en el área efectiva)	30% de la resistencia nominal a tensión del metal de soldadura (klb/plg ²)	Puede usarse metal de soldadura con resistencia igual o menor que la del metal de la soldadura compatible

Fuente: American Institute of Steel Construction Allowable Stress Design.

2.11.1 Requisitos del ASD. En las soldaduras el material del electrodo deberá tener propiedades del metal base. Si las propiedades son comparables se dice que el metal de aportación es compatible con el metal base. La tabla proporciona los esfuerzos permisibles de varios tipos de soldaduras. Si se usa una soldadura de ranura de penetración completa, el esfuerzo permisible de la soldadura es el mismo que para el metal base. Si la conexión está en compresión normal al área efectiva del metal de aportación, debe usarse una soldadura con una resistencia menor que la de la soldadura compatible. Si la conexión está en tensión, debe usarse un metal de aportación compatible.

Para soldaduras de filete los esfuerzos permisibles por cortante en el área efectiva de las soldaduras son iguales a 30% de la resistencia nominal a tensión del metal de aportación, pero el esfuerzo en el material base no debe ser mayor que $0.60F_y$ en tensión. En la tabla se dan también valores para las soldaduras de ranura de penetración parcial y para soldaduras de tapón y de muesca.

Los electrodos para la soldadura por arco protegido se designan como E60XX, E70XX, etc. En este sistema de clasificación la letra E significa electrodo y el primer conjunto de dígitos (60, 70, 80, 90, 100 o 110) indica la resistencia mínima última a tensión o nominal de la soldadura en klb/plg². Los dos dígitos restantes designan el tipo de recubrimiento que debe emplearse con un electrodo específico.

La resistencia es el aspecto de interés para el proyectista, por lo que los dos últimos dígitos se suelen indicar con XX. Un electrodo se expresa entonces como E70XX o meramente E70, lo que significa que se trata de un electrodo con una resistencia última a la tensión de 70 klb/plg². Los electrodos deben ser compatibles con el metal base. Sólo dos electrodos necesitan ser considerados para los grados usuales de acero: el E70XX para aceros con F_y entre 36 y 60 klb/plg² y el E80XX para aceros con $F_y = 65$ klb/plg².

Además de los esfuerzos permisibles dados en la tabla existen otras recomendaciones del ASD aplicables a la soldadura; algunas de las más importantes son las siguientes:

- La longitud mínima de una soldadura de filete no debe ser menor de 4 veces la dimensión nominal del lado de la soldadura. Si su longitud real es menor de este valor, el tamaño de la soldadura considerada efectiva debe reducirse a 1/4 de la longitud de la soldadura.
- El tamaño máximo de una soldadura de filete a lo largo de material menor de 1/4 plg de grueso debe ser igual al grueso del material. Para material más grueso, la soldadura no debe ser mayor que el espesor del material menos 1/16 plg, a menos que la soldadura se arregle especialmente para dar un espesor completo de la garganta.
- Los filetes permisibles mínimos se dan en la tabla 13-2 y varían entre 1/8 plg para material de 1/4 plg de espesor o menor y 5/16 plg para material con espesor mayor de 3/4 plg. El tamaño mínimo práctico para la soldadura es de aproximadamente 1/8 plg y el tamaño que probablemente resulta más económico es de alrededor de 5/16 plg. La soldadura de 5/16 plg es aproximadamente la máxima que puede hacerse en una sola pasada con el proceso de arco protegido (SAP) y la de 1/2 plg cuando se usa el proceso de arco sumergido (SAS).

Estos tamaños mínimos no se desarrollaron con base en consideraciones de resistencia sino debido al hecho de que los materiales gruesos tienen un efecto de enfriamiento rápido en las soldaduras pequeñas; cuando esto sucede, en las soldaduras se manifiesta

una pérdida de ductilidad. Además, el material grueso tiende a restringir el acortamiento propio de la soldadura al enfriarse ésta y pueden, en consecuencia, aparecer grietas en los cordones.

Tabla 12. Tamaños mínimos de soldaduras de filete

Esesor del material de la parte unida con mayor esesor (plg)	Tamaño mínimo de la soldadura de filete ^a (plg)
Hasta 1/4 inclusive Mayor de 1/4,	1/8
hasta 1/2 inclusive Mayor de 1/2,	3/16
hasta 3/4 inclusive Mayor de 3/4	1/4
	5/16

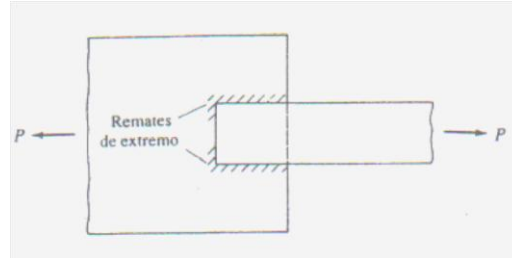
Fuente: American Institute of Steel Construction Allowable Stress Design.

Nótese que los tamaños mínimos dados en la tabla dependen del mayor espesor de las dos partes conectadas. Independientemente del valor dado en la tabla, no se tiene que exceder el espesor de la parte más delgada. Sin embargo, puede ser mayor si lo requiere la resistencia necesaria calculada.

- Cuando sea posible, deben realizarse vueltas en el extremo (remates) para soldadura de filete, como se muestra en la figura. La longitud de estas vueltas no debe ser menor que dos veces el tamaño nominal de la soldadura. Cuando no se usan, muchos calculistas consideran buena práctica restar el doble del tamaño de la soldadura de la longitud efectiva de ésta. Las vueltas de extremo son muy útiles en la reducción de concentraciones de esfuerzos que ocurren en los extremos de las soldaduras, sobre todo para conexiones donde hay vibración considerable y excentricidad en la carga. La especificación ASD, establece que la longitud efectiva de una soldadura de filete incluirá la longitud del remate.
- Cuando se usan soldaduras de filete longitudinales para la conexión de placas o barras, sus longitudes no deben ser menores que la distancia perpendicular entre ellas, debido al rezago del cortante. Además, la distancia entre soldaduras de filete no debe ser mayor de 8 plg en las conexiones de extremo, a menos que el miembro se diseñe con base en el área efectiva de acuerdo con la especificación ASD.
- En juntas traslapadas, el traslape mínimo es igual a 5 veces el espesor de la parte más delgada conectada, pero no debe ser menor de 1 plg. El propósito de

este traslape mínimo es impedir que la junta rote excesivamente al aplicarse las cargas.

Figura 42. Conexiones soldadas



Fuente: American Institute of Steel Construction Allowable Stress Design.

CAPÍTULO III

3. DISEÑO, CÁLCULO Y SELECCIÓN DE PARTES

3.1 Prototipo de estructura

3.1.1 Chasis. La estructura global del kart que congrega los componentes mecánicos y la carrocería, incluso cualquier parte que es interdependiente de la estructura.

Descripción de las partes del equipo

Está compuesto de:

- Marco del chasis
- Chasis partes principales
- Chasis partes auxiliares

3.1.1.1 Marco. La parte de apoyo principal del chasis, en una pieza y recibiendo las partes principales y auxiliares.

Los kart están hechos de tubos muy sólidos, especiales y perfiles (Partes auxiliares) puede montarse. Sin embargo, ellos no deben presentar un riesgo para la seguridad del piloto y de los otros competidores.

Función

- Constituye todo elemento de apoyo principal del vehículo.
- Sirve como la conexión rígida de las partes principales correspondientes del chasis y para la incorporación de las partes auxiliares.
- Da la solidez necesaria al kart para posibles fuerzas que ocurren cuando está en movimiento.

Modificaciones e identificación

Cualquier modificación al chasis homologado es autorizada únicamente con afinidad de:

- Indicaciones en la forma de Homologación⁴.
- Indicaciones mencionaron en las Regulaciones Técnicas⁵.

⁴Formulario de homologación detallado en las Regulaciones CIK/FIA, Paq1.

⁵Reglamento técnico detallado en las Regulaciones CIK/FIA, Pag312.

Descripción

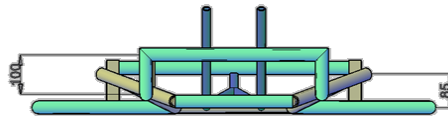
El marco del chasis es la parte central y de apoyo del kart entero. Debe ser suficientemente resistente capaz de absorber las cargas producidas cuando por el kart en movimiento.

Diseño

Basado en las medidas del chasis de la alternativa seleccionada CIK/FIA

Vista frontal

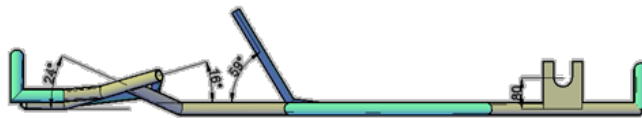
Figura 43.Vista frontal del diseño



Fuente: Autores

Vista lateral

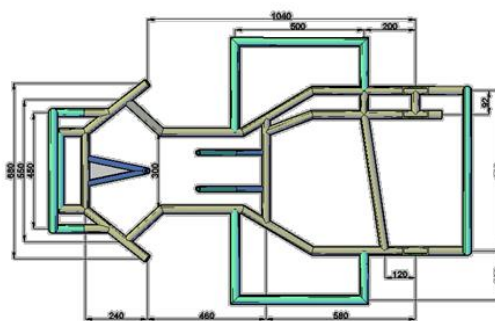
Figura 44.Vista lateral del diseño



Fuente. Autores

Vista superior

Figura 45.Vista superior del diseño



Fuente: Autores

3.2 Sistemas que constituyen el kart

Un kart está compuesto del chasis-marco (con o sin la carrocería), llanta y el motor. Debe obedecer las condiciones generales siguientes:

- Estructura (chasis de acero estructural ASTM 36).
- El equipo: uso de titanio en el chasis prohibido.
- La posición tendencia: en el asiento, los pies al frente.
- Dirección mecánica.
- Eje de transmisión de acero estructural.
- Motor 2tiempos.
- Frenos hidráulicos.
- Llantas y neumáticos.
- El número de ruedas: 4
- Asiento homologado por la CIK/FIA.

3.2.1 Estructura (armazón). Para el diseño mecánico de la estructura se utilizará el software Auto CAD 2010 para el diseño y SAP 2000 para la simulación y análisis. Estas herramientas permiten evaluar diseños antes de su fabricación, observar causas de fallos anticipados, analizar y reducir costos por materia o peso de estos, y determine el factor de seguridad del material a utilizar. Ayudando a comprender el comportamiento físico de los prototipos a diseñadores de maquinarias.

Especificaciones técnicas

- Base de rueda: mínimo: 101 centímetros (Excepto en superkart: 106 centímetro)
- Pista: máximo: 107 centímetros (Excepto en superkart: 127 centímetro). Al menos 2/3 de la base de rueda usada.
- Longitud global: 182cm máximo sin un frente y/o regulador posterior (salvo circuitos largos: 210cm máximo).
- Ancho global: 140cm máximo.
- Altura: 65cm máximo del suelo, excluyendo el asiento.

Ninguna parte puede proyectarse más allá del cuadrilátero formado por el regulador frontal, la protección de la rueda trasera (parachoques trasero en Superkart) y las ruedas [23].

Marco-chasis

- Diseño de chasis único de acuerdo a la lista de requerimientos y dibujos por la CIK-FIA.
- Material obligatorio: acero magnético ASTM 36.
- Tolerancias por dimensiones lineales: +/- 5mm, por ángulos: +/- 1°.
- Tubo del chasis (6 tubos principales) de 30mm de diámetro o 1" 1/4 y 2mm de espesor (con tolerancias de fabricación del país de origen o ISO 4200).
- Eje magnético trasero con un diámetro máximo de 40mm o 1" 1/2 y 2.9mm mínimo de espesor.
- Cojinetes y soportes de cojinetes sobre el eje trasero, 3 máximo.
- Soportes de cojinetes que pueden ser desmontados.
- Soporte de eje con diámetro perforado de 12 +/-0.1mm con ajuste de tuerca y de la curvatura con solamente 1 excéntrico.
- Eje frontal en una pieza.
- Rines de 5" obligatorio.
- Soportes de carrocería y parachoques frontal y trasero de acuerdo a regulaciones CIK-FIA.
- Fijación del asiento por 2 puntos fijos en el tubo A y 2 puntos fijos en el tubo B.
- Fijación de la dirección de acuerdo al dibujo de la CIK-FIA con tubos de 20mm de diámetro y 2mm de espesor.
- Obligatorio carrocería homologada por la CIK-FIA.
- Se prohíbe materiales en todas las partes de composición del kart: Titanio, magnesio y materiales compuestos (asientos en fibra de vidrio autorizado).

Parachoques delantero

- El parachoques delantero debe consistir en por lo menos 2 elementos de acero: un acero barra superior montada está sobre un acero barra inferior, con un diámetro mínimo de 18mm y un espesor mínimo de 1.5 mm, ambas barras que se conectan con 2 tubos soldados juntos, presentando una cara llana vertical.
- El parachoques delantero debe permitir la conexión del regulador delantero obligatorio.
- Debe atarse al chasis-marco por 4 puntos.
- Proyección delantera: 350mm mínimo.

- Ancho de la barra inferior: recta y 150mm mínimo respecto al eje longitudinal del kart.
- Las conexiones de la barra inferior deben ser paralelas (en ambos planos horizontales y verticales) al eje del chasis; estas deben estar a 220mm mínimo apartados y deben centrarse al eje longitudinal del kart respecto a una altura de 60 +/-20 mm del suelo.
- Ancho de la barra superior: recta y 250mm mínimo respecto al eje longitudinal del kart.
- Altura de la barra superior: 170mm mínimo y 220mm máximo del suelo.
- Las conexiones de la barra superior deben estar a 500 mm +/-50 mm apartados y deben centrarse respecto al eje longitudinal del kart.
- Deben soldarse las conexiones de la barra superior y la barra inferior al marco del chasis.

Parachoques trasero

- El parachoques obligatorio debe consistir en por lo menos 2 elementos de acero: un acero barra superior montada está sobre un acero la barra inferior, con un diámetro mínimo de 18 mm y un espesor mínimo de 1.5 mm, ambas barras conectadas con 2 tubos soldados juntos.
- Ancho de la barra inferior: recta y 600mm mínimo respecto al eje longitudinal del kart.
- Altura de la barra inferior: 120 +/-20 mm del suelo.
- Ancho de la barra superior: recta y 1,000mm mínimo respecto al eje longitudinal del kart.
- Altura de la barra superior: 230 +/-20 mm del suelo.
- La unidad debe ser fijada al marco en por lo menos 2 puntos, posiblemente por un sistema flexible, y debe ser de 1,100 mm de ancho como mínimo; su ancho máximo: la del ancho global posterior.
- Sus terminales no pueden tener ninguna parte angular y comprendido por un arco con un radio mínimo de 60 mm, abarcado en el volumen localizado inmediato detrás de la rueda (sistema anti-intrusión).

Parachoques laterales

- El parachoques debe consistir en por lo menos 2 elementos de acero: un acero barra superior montada está sobre un acero barra inferior, con un diámetro mínimo de 18 mm y un espesor mínimo de 1.5 mm, ambas barras se conectan con 2 tubos lisos soldados juntos, y presentando una cara vertical llana.
- Ellos deben conectarse al marco-chasis por 2 puntos mínimo.
- Estas 2 conexiones deben ser paralelas al suelo y perpendicular al eje del chasis; ellos deben ser de 520mm mínimo.
- Longitud recta mínima de las barras:
- 500mm para la barra inferior.
- 400 mm para la barra superior.
- Altura de la barra superior: 200 +/-20 mm del suelo.
- Altura de la barra inferior: 60 +/-20 mm del suelo.

Requisitos

- Acero magnético ASTM 36. Construcción tubular con una sección cilíndrica. Una pieza con partes soldadas que no pueden desmontarse.
- Conexiones al descubierto (móviles en 1, 2 o 3 ejes).
- La flexibilidad del marco del chasis corresponde a los límites de elasticidad de la construcción tubular.

Material

Acero estructural o aleación de acero estructural reunido en la clasificaciones ISO 4948 y las designaciones ISO 4949. Aleaciones de acero que tienen a un menor elemento aleado al contenido de su masa el cual es $\geq 5\%$ se prohíbe [24].

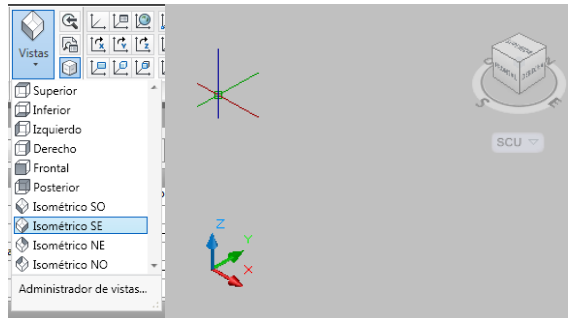
3.3 Diseño

El diseño del chasis del karting fue realizado en el software Auto CAD, dibujado sus elementos en 3D mediante poli líneas, luego se tiene un perfil estructural y finalmente se extruye mediante barrido. Obedeciendo a las especificaciones técnicas, métodos de maquinado de piezas y estructuración más adecuada.

3.3.1 *Proceso de diseño.* Apertura de Auto CAD 2010.

Modificación de la pantalla de trabajo para trabajar en un proceso 3D isométrico SE.

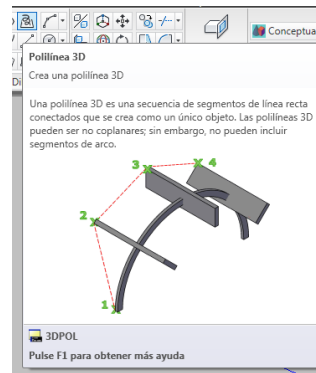
Figura 46. Pantalla de trabajo AUTOCAD 3D



Fuente: Autores

Construcción de las líneas de estructura

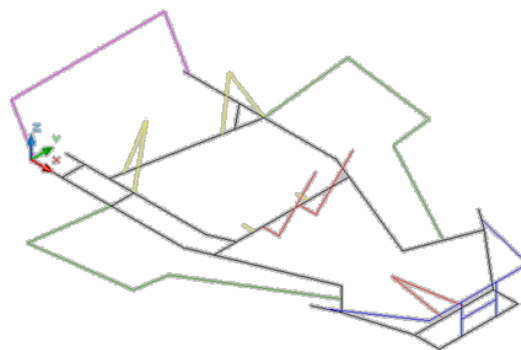
- Inicio
 - Dibujo
 - Poli líneas 3D



Mediante coordenadas x, y, z, relacionadas con las medidas estándar del chasis homologado según las normas CIK/FIA, se procede a trazar.

Estructura lineal marco-atenuador (frontal – lateral-posterior)-soportes (dirección-asiento)

Figura 47. Estructura lineal del diseño



Fuente: Autores

Proceso de extrusión mediante secciones tubulares

- Secciones reguladas para la estructura

Extrusión

- Inicio
 - Modelado
 - Extrusión
 - Barrer

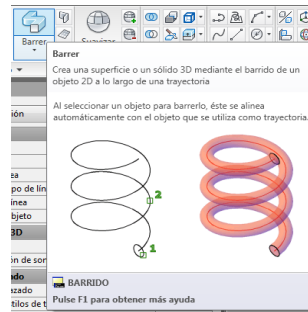
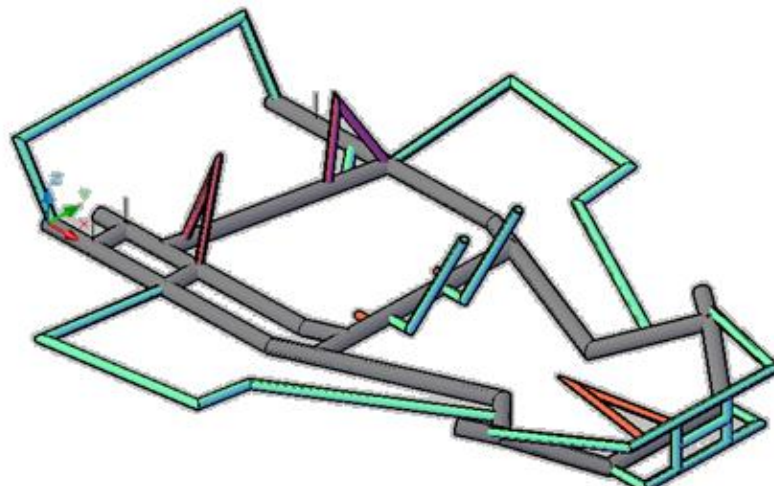


Figura 48.Figura 3D del diseño

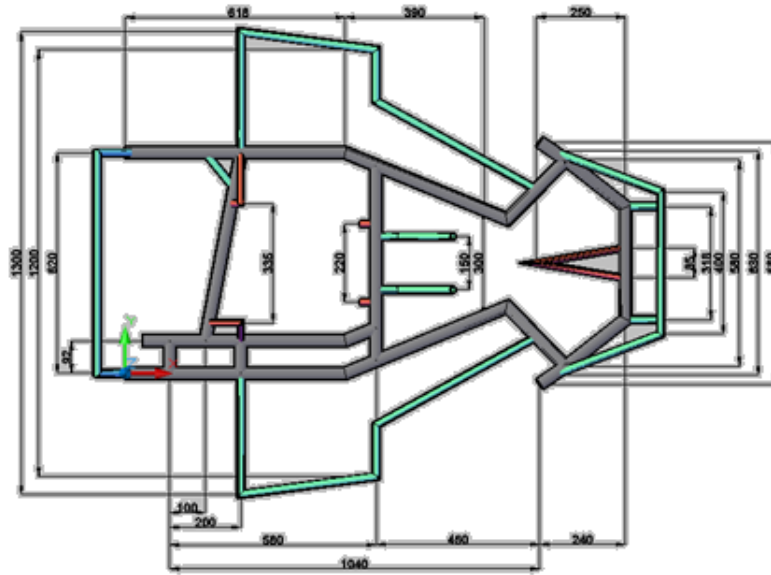


Fuente: Autores

Dimensiones

Vista superior

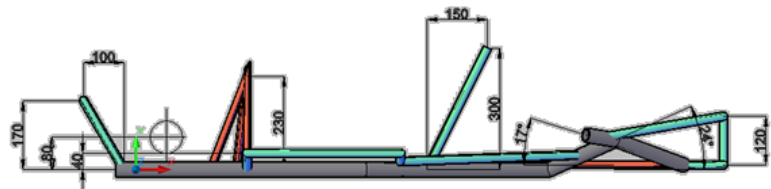
Figura 49. Cotas vista superior



Fuente: Autores

Vista lateral

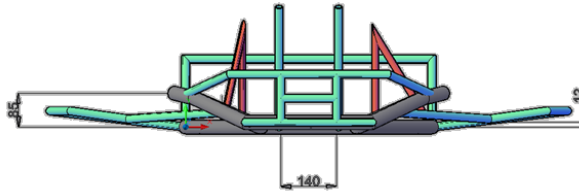
Figura 50. Cotas vista lateral



Fuente: Autores

Vista frontal

Figura 51.Cotas vista frontal



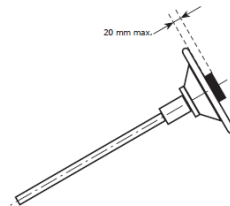
Fuente: Autores

3.4 Dirección

Debe controlarse por un volante con un margen continuo que no incorpora ningún ángulo de reflejo en su forma básica. La alta y baja 1/3 de la circunferencia pueden ser rectos o de un radio diferente al resto de la rueda.

Cualquier dispositivo montado en el volante no debe destacarse por más de 20mm del plano delantero del volante y no debe tener los bordes afilados

Figura 52.Volante de la dirección



Fuente:www.mundokart.com/show.php?id=239.

Se prohíben mandos de dirección flexibles por cable o cadena.

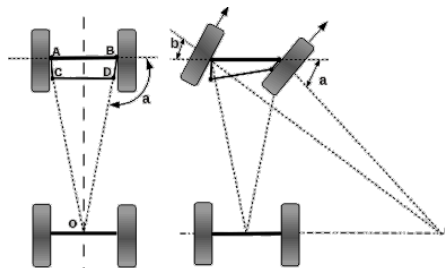
Todas las partes de la dirección deben tener un método de conexión que ofrece la seguridad máxima (pasadores de división, nueces de cierre-automático o tornillo zumbador). La columna de dirección debe tener un diámetro mínimo de 18mm y un espesor de la pared mínimo de 1.8mm.

Debe montarse con un sistema de pinza de seguridad para la nuez más baja del refrenamiento producido. Para todas las categorías, la columna de dirección debe hacerse de acero magnético.

En superkart e ICE, los ejes del talón no deben ser de cromo-chapado o galvanizarse [25].

3.4.1 Geometría. A primera vista podría parecer que ambas ruedas, para tomar una curva deben tener el mismo ángulo de desviación con respecto a la marcha en línea recta, pero esto no es así, veamos por qué.

Figura 53. Geometría de la dirección



4.

Fuente: www.mundokart.com/show.php?id=239.

Nos auxiliaremos de la figura. Cuando se toma una curva, las ruedas se desplazan por circunferencias de radio diferente, la rueda más externa circulará por una circunferencia de radio mayor (OA) que la rueda interna (OB), por lo que ambas ruedas, además de girar a velocidades diferentes, deben adquirir un ángulo distinto para adaptarse a la dirección que deben llevar. Si el sistema de accionamiento de las ruedas no cumple este principio, entonces necesariamente se produce el arrastre lateral de ellas con el consiguiente desgaste de la zona de rodamiento, producen además una resistencia adicional al movimiento del vehículo y hacen que se pierda un tanto la seguridad de giro del automóvil.

Para conseguir que cada una de las ruedas delanteras tome la posición adecuada durante un giro se utiliza lo que se llama el trapecio de dirección. Notará que del mismo eje de pivote de la rueda salen dos brazos el A-C y el B-D, ambos están solidarios a la rueda y son los que la hacen pivotar, además hay una barra de acoplamiento C-D que une los extremos de estos brazos, la que junto con el eje de soporte de las ruedas A-B forman el trapecio de dirección mencionado. Esta barra C-D hace que necesariamente si una rueda pivota la otra lo haga también pues están unidas a través de ella.

Concentrémonos ahora en el dibujo de la de la figura, que representa la marcha en línea recta, note que las prolongaciones de los brazos de las ruedas A-C y B-D se cortan en el centro del eje trasero del automóvil es decir están ligeramente inclinados con respecto a la trayectoria del vehículo mientras todas las ruedas marchan de forma paralela, esto hace que el ángulo entre el eje de las ruedas y los brazos o manguetas del trapecio no sea un ángulo recto (ángulo a).

Cuando se hace pivotar una rueda, como se indica en el dibujo de la derecha, y debido precisamente a la posición de las manguetas y al ángulo a , ambas ruedas se inclinan una cantidad diferente, representados como a y b , siendo el ángulo a mayor que el b , lo que satisface la condición necesaria para que cada una se mueva por el perfil de curva de radio mayor o menor según sea la rueda interior o exterior.

Un buen diseño del trapecio hace que las prolongaciones de los ejes de las ruedas directrices se corten en un punto sobre la prolongación del eje trasero (punto O). Este punto de corte estará más cerca de las ruedas traseras a medida que el ángulo de las ruedas se hace mayor, y resulta en el infinito cuando se marcha en línea recta.

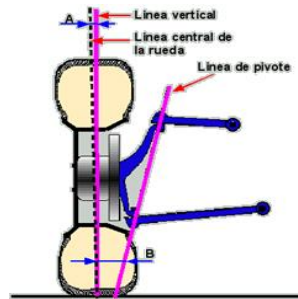
3.4.2 *Cotas de la geometría de la dirección.* Las cotas angulares que determinan la geometría del sistema de dirección son:

- Ángulo de salida
- Ángulo de caída
- Ángulo de avance
- Convergencia de las ruedas

Veamos ahora qué son, y porqué son convenientes en el automóvil cada una de estas cotas.

Ángulo de salida.

Figura 54. Ángulo de salida



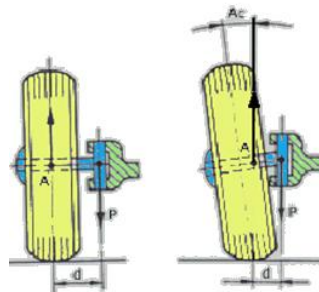
Fuente: www.mundokart.com/show.php?id=239.

Este ángulo, conocido en inglés como King-pin Inclination, se muestra en la figura.

En ella se representa un corte transversal a la rueda montada en el vehículo, observe que la línea del pivote forma un ángulo B con respecto a la vertical, el que ha sido exagerado en el dibujo para facilitar la comprensión. Observe también que de esta forma, la prolongación del eje del pivote, pasará muy cerca de la prolongación de la línea vertical en el centro del área de contacto de la rueda con el suelo.

Ángulo de caída.

Figura 55. Ángulo de caída

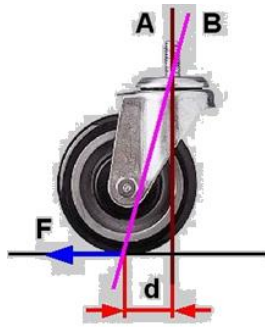


Fuente: www.mundokart.com/show.php?id=239.

Si volvemos a la figura del ángulo de salida podemos observar que la línea de simetría del neumático, representada por la línea de puntos, no coincide con la línea vertical, entre ellas hay un pequeño ángulo denominado como A en la figura. Esto es, la rueda está instalada en el vehículo con cierta inclinación respecto al plano horizontal del camino.

Ángulo de avance.

Figura 56. Ángulo de avance



Fuente: www.mundokart.com/show.php?id=239.

Nunca se ha puesto a pensar ¿Por qué los carritos de los supermercados son tan fáciles de guiar?, observemos el dibujo de la figura.

En la figura se muestra una imagen de una rueda típica delantera de las usadas en los carritos de los mercados. En ella se pueden ver dos líneas trazadas; la línea marrón que corresponde al eje del pivote direccional del conjunto y la línea magenta que une el centro de pivote del conjunto, con el punto donde la rueda apoya en el suelo, lugar donde se genera la fuerza de resistencia al rodaje F (azul).

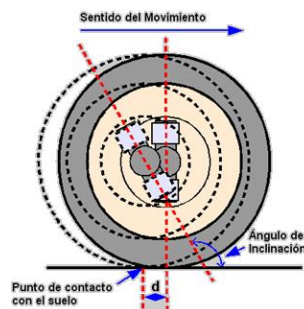
En la proyección sobre el piso, ambas líneas están separadas por la distancia d . Supongamos ahora que queremos iniciar el movimiento del carrito, y que la dirección de rodaje de la rueda esté desviada de la dirección de este movimiento un cierto ángulo, la rueda está parcialmente atravesada al movimiento que hemos iniciado y con ello la distancia d . ¿Qué pasa entonces?

Como la dirección de rodaje no coincide con la dirección del movimiento, la rueda tendría la tendencia a rodar con cierto arrastre lateral, este arrastre lateral genera una gran fuerza F que actúa sobre la distancia d como brazo de palanca, y hace girar el conjunto hasta adquirir la dirección donde la fuerza de resistencia al movimiento sea la menor, es decir, con la dirección de rodaje coincidente con la dirección del movimiento. Nuestra rueda se auto-alinea y el empuje del carrito se hace fácil.

Este mismo efecto de auto-alineación en marcha recta se logra en las ruedas directrices del automóvil con el uso del ángulo de avance.

Observe la figura, en ella se ha representado esquemáticamente un rueda del automóvil con su pasador de pivote. Hay dos esquemas superpuestos, uno relleno, que representa la rueda con el pasador del pivote completamente vertical, y otro de líneas de puntos con el pasador inclinado formando el ángulo de avance (inclinación). Observe que la inclinación del pasador del pivote hace que la proyección de su eje corte el suelo adelantado a la vertical, y desplaza el punto de contacto de la rueda con el suelo hacia atrás una distancia d , tal y como se produce en el carrito del supermercado explicado anteriormente. Así, como en aquel caso, se produce el efecto de auto-alineación deseado con lo que se logra una estabilización notable de la marcha recta al frente del vehículo.

Figura 57. Rueda con su pasador de pivote

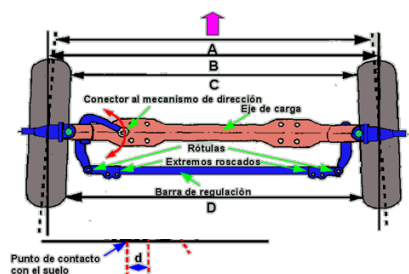


Fuente: www.mundokart.com/show.php?id=239.

Convergencia de las ruedas

Observe en el dibujo, que la posición relativa de una rueda con respecto a la otra, se produce con el uso de una barra transversal conectada a unas palancas fijas a las manguetas a través de rótulas. De esta forma, cuando el mecanismo de dirección hace girar la rueda primaria, el movimiento de pivoteo se transfiere a la otra por la barra transversal.

Figura 58. Convergencia de las ruedas



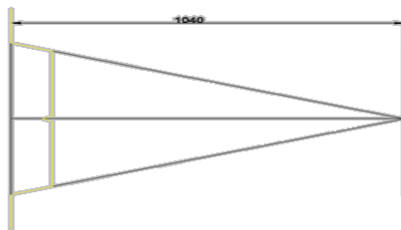
Fuente: www.mundokart.com/show.php?id=239.

Aunque a simple inspección podría suponerse que lo mejor es montar las dos ruedas directrices paralelas al eje longitudinal de vehículo para obtener un mejor rodaje, la práctica demuestra que no es así, que lo más conveniente es instalar las ruedas de manera que formen un pequeño ángulo entre ellas conocido como convergencia. La convergencia puede ser positiva, cuando las ruedas se cierran al frente, y negativa cuando se abren al frente. En el caso del dibujo presentado en la figura, que corresponde a las ruedas directrices, pero no motrices, la convergencia es positiva. Observe como la distancia A entre las líneas longitudinales centrales del neumático es menor que la B, correspondiente a la distancia entre las líneas longitudinales paralelas al vehículo. Las ruedas cierran al frente.

La convergencia en la práctica se mide en milímetros, y corresponde a la diferencia entre la distancia medida en el borde delantero de la llanta metálica de la rueda a la altura de la mangueta (C) y la distancia en el mismo punto en la parte trasera (D). Para el caso de las ruedas que son al mismo tiempo motrices y directrices, lo más común es que la convergencia sea negativa, esto es las ruedas abran al frente. **[30]**

3.4.3 *Diseño del sistema de dirección más acorde en la estructura.* Trazo de líneas estructurales formando la geometría del trapecio de dirección.

Figura 59. Geometría del trapecio de la dirección

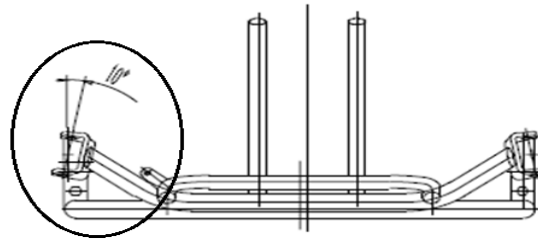


Fuente: Autores

Ángulos de formación en la estructura para el posicionamiento más adecuado de la dirección según las regulaciones CIK/FIA

Ángulo de salida

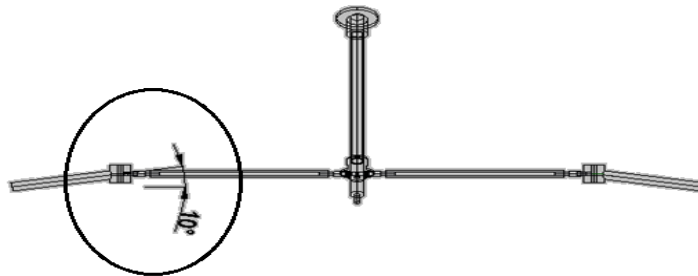
Figura 60. Ángulo de salida



Fuente: Autores

Ángulo de caída

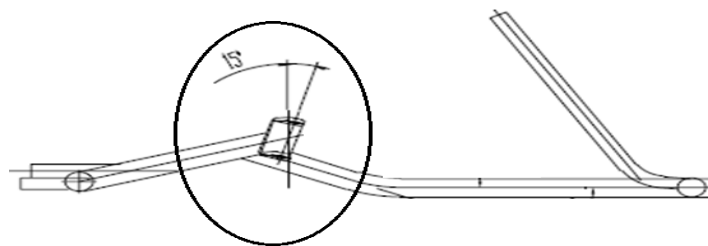
Figura 61. Ángulo de caída



Fuente: Autores

Ángulo de avance

Figura 62. Ángulo de avance

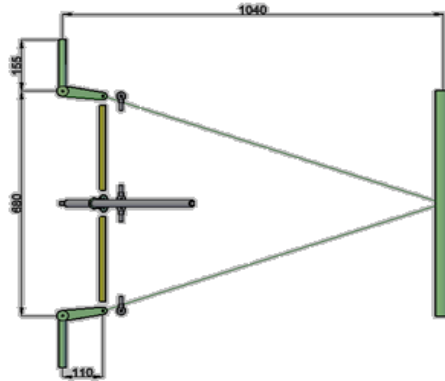


Fuente: Autores

Dimensiones

Vista superior

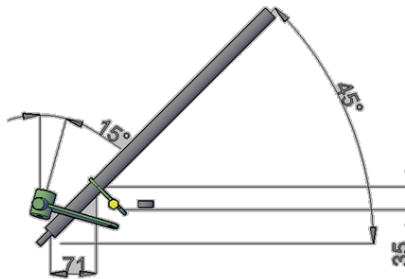
Figura 63. Dimensiones de la dirección (vista superior)



Fuente: Autores

Vista lateral

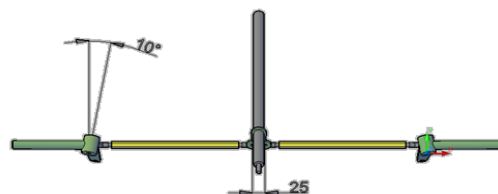
Figura 64. Dimensiones de la dirección (vista lateral)



Fuente: Autores

Vista frontal

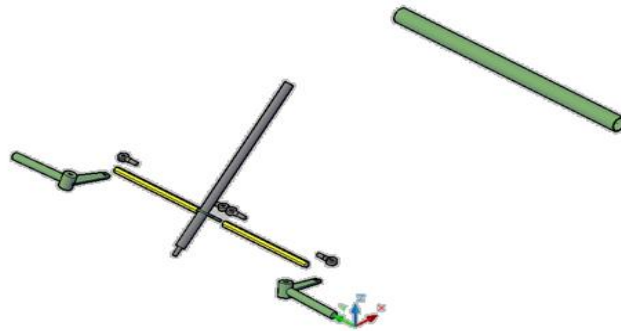
Figura 65. Dimensiones de la dirección (vista frontal)



Fuente: Autores

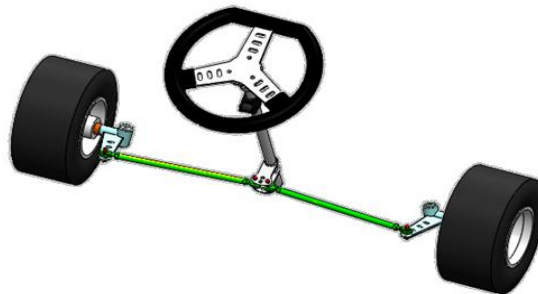
Diseño en 3 dimensiones

Figura 66. Dimensiones de la dirección (vista 3D)



Fuente: Autores

Figura 67. Sistema de dirección del kart



Fuente: Autores

3.5 Eje de transmisión + motor

3.5.1 Motor. Por motor se entiende como la unidad propulsando del vehículo en el orden de marcha, incluso un bloque de cilindro, cárter y posible caja de engranajes, el sistema de la ignición, carburadores y silenciador de escape.

Se prohíben todos los sistemas de inyección. La pulverización de productos de otra manera combustible se prohíbe.

El Motor no comprenderá un compresor o cualquier sistema de sobrecarga. En superkart e ICE, un sistema de enfriamiento por aire o líquido es autorizado.

La Fórmula Mundial, Superkart y motores de ICE deben ser aprobados por el CIK-FIA con el repuesto oficial del Fabricante y partes el catalogadas.

Carburadores y conducto de la entrada

Cualquier sistema de inyección se prohíbe. Cualquier manera de rociar productos de otra manera combustible se prohíbe.

Para todas las categorías sin las cajas de engranajes, un dispositivo de ajuste mecánico manual extra que trabaja con tornillos de ajuste se permite (sin las modificaciones al carburador, el último debe homologarse).

El conducto de la entrada (el ensamble mecánico entre el silenciador de la entrada homologado y la caja lengüeta) debe comprender el silenciador de la entrada, el carburador y la tapa de la caja lengüeta, así como un posible adaptador, espacial y/o ajustes. Ningún componente adicional es autorizado.

El adaptador (espacial) debe tener un cilindro cónico transversal sección-cruz, debe conectarse mecánicamente con las herramientas y no debe presentar cualquier conexión que encajen juntos ni partes que desfiguran.

Además, se prohíbe tener cualquier conexión que produce un volumen extra (incluso cualquier ranura, espacio sin substancia u otra cosas que espacie) al nivel del conducto de la entrada.

Conductos o pasajes

Conductos o pasajes son elementos cilíndricos o cilíndrico-cónicos que permiten el pase de gases a lo largo de la posición de estos elementos.

El número de conductos o pasajes: El número de conductos reales o pasajes es la mayor cantidad de elementos cilíndricos o cilíndrico-cónicos que transmiten los gases de la cubierta de la bomba a la cima del pistón, así como aquéllos que transmiten los gases del exterior del cilindro a la entrada, o de los puertos de la descarga al exterior de cilindro.

Entrada o puerto de escape

Un puerto está compuesto de la intersección de la periferia del cilindro y la entrada o conducto de la descarga. Este puerto se abre o cierra por el pasaje del pistón.

Válvula de poder

Válvula de poder. Es cualquier sistema que puede alterar manual, eléctrica, hidráulica o cualquier otro medio el puerto de la descarga normal que cronometra el flujo normal de gases de la descarga a cualquier punto entre el pistón y la salida de la descarga final cuando el motor está corriendo.

3.5.2 Fuerza de empuje y torque requerido. Un Kart puede alcanzar velocidades cercanas a los 100 Km/h y, para que se desplace con ésta velocidad es necesario que la potencia del motor sea la suficientemente alta para transmitir un torque que genere una fuerza de empuje mayor a todas las fuerzas que se oponen al movimiento.

3.5.3 Pesos. En el análisis de esfuerzos del Kart se debe incluir el peso de los componentes principales que componen el mismo incluido el piloto, multiplicados por el coeficiente que es 1.33 el cual está calculado en el apartado de Estudio de fuerzas en la estructura (vea 3.10.1.1).

Peso del piloto (hombre percentil 95%)= 75 kgf = 750 N

$$W_{pil} = 750N \cdot 1.33 \quad (160)$$

$$W_{pil} = 997.5 N$$

Peso del motor (homologado para karting)= 25 kgf = 250 N

$$W_{mot} = 250N \cdot 1.33 \quad (161)$$

$$W_{mot} = 332.5 N$$

Peso del chasis (Vea 2.2.2.4)= 20 kgf = 200 N

$$W_{chas} = 200 N \cdot 1.33$$
$$W_{chas} = 266 N \quad (162)$$

3.5.4 Fuerza de empuje. La fuerza de empuje que se requiere para que el Kart venza la fuerza de rozamiento con el piso y se mueva con su velocidad máxima se determina a partir de la siguiente ecuación:

$$F_e = W_t \cdot \mu$$

$$F_e = 1600N \cdot 0,6 \quad (163)$$

$$F_e = 960N$$

Dónde:

$\mu =$ coeficiente de rozamiento dinámico caucho-cemento = 0.6 [31].

$W_T =$ peso total del Kart con su piloto (Categoría World Formula Chasis) = 160 kgf = 1600 N (Reglamento Técnico del Karting)

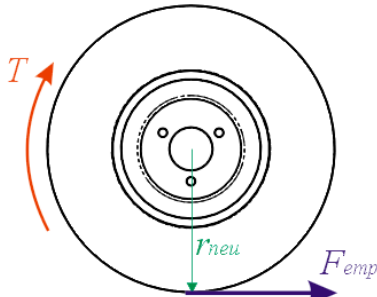
Ésta fuerza de empuje se transmite desde el suelo hasta los soportes de los neumáticos.

3.5.5 Torque Requerido. Para obtener la fuerza de empuje en las ruedas motrices y lograr que el Kart se mantenga en movimiento es necesario que el motor entregue al eje de transmisión posterior el torque requerido que viene dado por:

Figura 68. Torque requerido

$$T = F_{emp} \cdot r$$

$$T = 960N \cdot 0,152m$$

$$T = 146,304$$


Fuente: www.mundokart.com/show.php?id=239.

Dónde:

r= radio del neumático (según el Reglamento Técnico del Karting) = 152mm.

Éste es el torque mínimo que debe tener el eje de transmisión para que el Kart se mantenga en movimiento y se aplica en los agujeros para los pernos que fijan el eje al chasis.

3.5.6 Cilindro capacidad cúbica. V volumen engendrado en los cilindros del motor por el movimiento ascendente o descendente del pistón. Este volumen se expresa en los centímetros cúbicos, para todos los cálculos acerca de la capacidad del motor, el número π se tomará como 3.1416.

$$V = 0.7854 d^2 \times l \times n$$

Dónde

d = diámetro o taladro

l = recorrido o golpe

n = el número de cilindros

La potencia requerida en el motor se determina a partir de la fuerza de empuje necesaria para que el Kart se desplace a la velocidad máxima de 100 km/h (27.8 m/s).

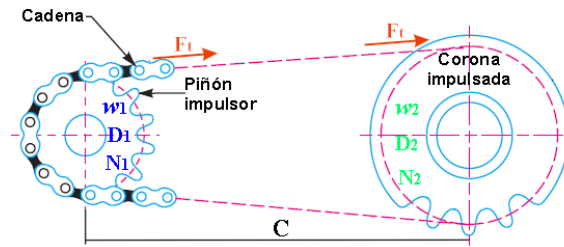
$$W = Fe \cdot V$$

$$W = 960N \cdot 27,8m/s (164)$$

$$W = 26688 \text{ watts.}$$

Para una relación de velocidades entre el motor y el eje de transmisión de 8.5 a 1, y tomando en cuenta que la fuerza tangencial de la cadena es la misma tanto para la corona como para el piñón, el torque mínimo requerido en el motor viene dado por:

Figura 69. Relación de velocidad piñón impulsor – corona impulsada



Fuente: www.mundokart.com/show.php?id=239.

$$F_t = \frac{2 \cdot T}{D_2} = \frac{2 \cdot T_{mot}}{D_1}$$

$$T_{mot} = \frac{T}{D_2 / D_1}$$

$$T = \frac{146,304 Nm}{8,5} \quad (165)$$

$$T_{mot} = 17,212 Nm$$

Dónde:

D2 y D1= diámetro del piñón y la corona respectivamente

T = torque requerido en el eje de transmisión = 112.5 Nm

Para alcanzar una velocidad de 100 km/h (27.8 m/s), el eje de transmisión debe girar con una velocidad que viene dado por:

$$\omega_2 = \frac{V}{d}$$

$$\omega_2 = \frac{27,8 m/s}{0,304 m} \quad (166)$$

$$\omega_2 = 91,45 rad/s = 864,06 rpm$$

Para una relación de transmisión de 8.5 a 1, la velocidad a la que debe girar el motor es:

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{D_2}{D_1}$$

$$\omega_1 = 8.5 * 864,06rpm$$

$$\omega_2 = 7344,48rpm \quad (167)$$

Con el objeto de tomar en cuenta las situaciones particulares adversas, así como los diferentes tipos de pérdidas en los diferentes sistemas del Kart, se requiere un motor de 30 kW que entregue un torque mínimo de 17,21N m a 9027 rpm.

El eje de transmisión recibe el torque del motor por medio de una cadena de rodillos hasta la corona dentada que se mueve solidaria al eje y luego lo transmite al piso por medio de los neumáticos, generando de ésta forma la fuerza de empuje requerida.

3.6 Transmisión

Siempre será a las ruedas traseras. El método es libre pero cualquier tipo de diferencial, a través del eje, la rueda que monta el cubo o por cualquier otro medios, está prohibido.

Cualquier dispositivo para la lubricación de la cadena se prohíbe, excepto en el caso de un sistema aprobado por el CIK-FIA.

3.6.1 Árbol, eje de transmisión. El árbol trasero (eje) debe tener un diámetro externo máximo de 50mm y un espesor de la pared mínimo de 1.9mm, valores especificados en el manual de la CIK/FIA, en todos los puntos. El espesor del árbol trasero en todos los puntos en absoluto (excepto en los albergues importantes) debe de ser el mínimo:

Equivalencia de espesor / diámetros externos

Max. Diámetro externo (mm)	Min. Espesor (mm)
50	1.9
49	2.0
48	2.0
47	2.1
46	2.2

45	2.3
44	2.4
43	2.5
42	2.6
41	2.8
40	2.9
39	3.1
38	3.2
37	3.4
36	3.6
35	3.8
34	4.0
33	4.2
32	4.4
31	4.7
30	4.9
29	5.2
28	Full
27	Full
26	Full
25	Full

ESTUDIO DE FUERZAS DEL EJE DE TRANSMISIÓN

Ahora realizaremos el estudio de fuerzas en el eje de transmisión para determinar el diámetro indicado para nuestro eje de transmisión.

- **Peso total del vehículo**

$$P= 1600N$$

- **Fuerza de empuje**

$$Fe= P*0,6$$

$$Fe= 1600N*0,6$$

$$Fe= 960N$$

- **Potencia del motor**

$$W= Fe*V$$

$$W= 960N*27,8m/s$$

$$W= 26688 \text{ watts.}$$

- **Factores de servicio (fs)**

Tabla 13.Factores de servicio

Máquina accionada	Motor + transmisión hidráulica	Motor eléctrico	Motor + transmisión manual
Sin vibración	1	1	1,2
Sacudida ligera	1,2	1,3	1,4
Sacudida violenta	1,4	1,5	1,7

Fuente: Autores

- **Potencia de diseño**

$$Wd= W*fs$$

$$Wd= 26688watts.*1,4$$

$$Wd= 37363,2 \text{ watts.}$$

$$Wd= 50,105hp$$

- **Determinación de cadena, piñón y catalina**

Relación de transmisión $k=8,5/1$

Paso $p= 3/8 \text{ "}= 0,375\text{plg.}$

Número de dientes de la catalina $z1= 85$

Diámetro primitivo de la catalina

$$Dp_1= p / \text{Sen} (180/z1)$$

$$Dp_1= 0,375\text{plg} / \text{Sen} (180/85)$$

$$Dp_1= 10,148\text{plg}$$

$$Dp_1= 257,759\text{mm.}$$

Número de dientes del piñón $z2= 10$

Diámetro primitivo del piñón

$$Dp_2= p / \text{sen} (180/z2)$$

$$Dp_2= 0,375\text{plg} / \text{sen} (180/ 10)$$

$$Dp_2= 1,213\text{plg.}$$

$$Dp_2= 30,81\text{mm.}$$

- **Fuerza producida por la transmisión por cadena**

T1= Tenso

T2= 0

$$V1= 850 \text{ km/h}$$

$$V1= 46478, 565 \text{ pie/min}$$

$$T1= 33000*hp / V1$$

$$T1= 33000* 50,105hp / 46478,565(\text{pie/min})$$

$$T1= 35,575lb.$$

$$T1= 158,244N$$

- **Carga de trabajo**

$$V2= 100km/h$$

$$V2= 5468,066 \text{ pie/min.}$$

$$F= hp*33000/V2$$

$$F= 50,105hp*33000/ 5468,066(\text{pie/min})$$

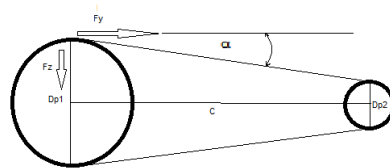
$$F=302,385lb.$$

$$F=1345, 073N$$

- **Distancia entre centros**

$$C= 10\text{plg}$$

- **Ángulo de contacto**



$$\alpha= Tg^{-1}((Dp1-Dp2)/2C)$$

$$\alpha= Tg^{-1}((10,148-1,213)\text{plg} / (2*10)\text{plg})$$

$$\alpha= 24,07^{\circ}$$

- **Carga de trabajo en el eje z**

$$Fz=F*\text{sen}(\alpha)$$

$$Fz= 1345, 0732N* \text{Sen}(24,07^{\circ})$$

$$Fz=548,59N.$$

- **Carga de trabajo en el eje x**

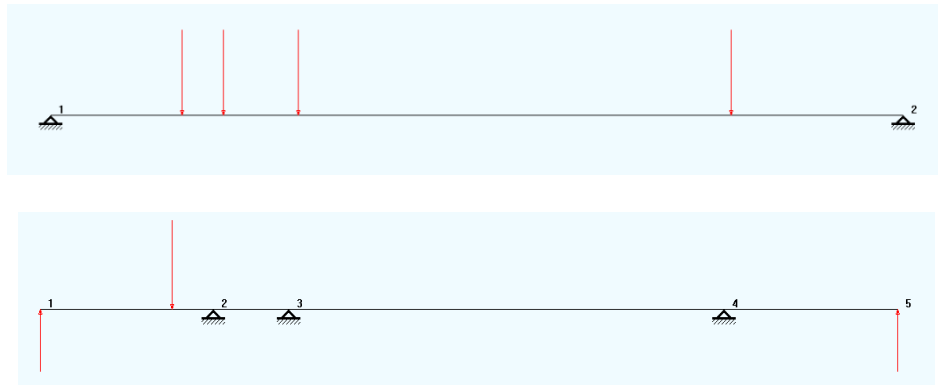
$$F_x = F \cdot \cos(\alpha)$$

$$F_z = 1345,0732 \text{ N} \cdot \cos(24,07^\circ)$$

$$F_z = 1228,116 \text{ N}.$$

Diagrama de fuerzas

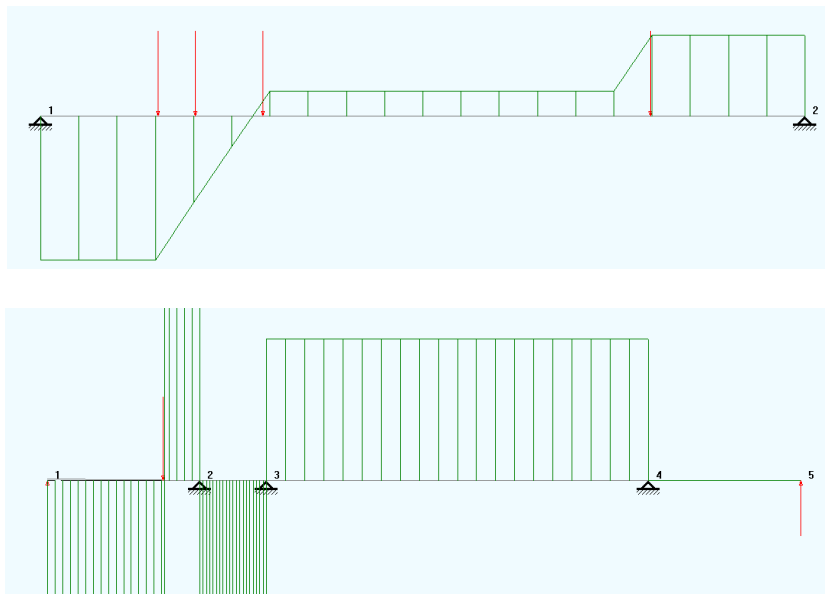
Figura 70. Diagrama de fuerzas



Fuente: Autores

Diagrama de esfuerzo cortante

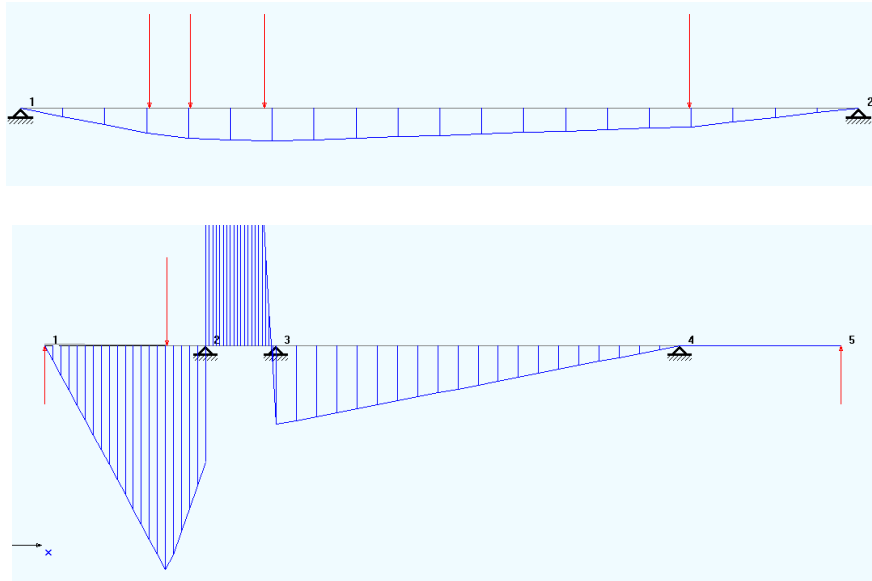
Figura 71. Diagrama de esfuerzo cortante



Fuente: Autores

Diagrama de Momento flector

Figura 72. Diagrama de momento flector



Fuente: Autores

- **Momento resultante**

A 157,5mm

$$Mr = \sqrt{(217Nm)^2 + (76Nm)^2}$$

$$Mr = 230Nm.$$

A 312mm

$$Mr = \sqrt{(286Nm)^2 + (26Nm)^2}$$

$$Mr = 287,18Nm.$$

- **Momento máximo**

$$M_{max.} = 287,18Nm.$$

- **Teorías para la determinación del diámetro.**

Diseño estático:

Cuando existe momento flexionante y torsión:

$$d = \left[\frac{32 * n}{\pi * S_y} \sqrt{M^2 + T^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

Cuando existe momento flexionante, torsión y carga axial:

$$\frac{4}{\pi * d^3} \sqrt{(8M + Pd)^2 + 64T^2} \leq \frac{S_y}{n}$$

- **Diámetro del eje**

(Código ASME para ejes de acero comercial)

(Permisible para ejes con cuñero)

$$n=1,5$$

$$S_y= 6000psi$$

$$S_y= 4,137 * 10^7 N/m^2$$

$$d = \left[\frac{32 * n}{\pi * S_y} \sqrt{M^2 + T^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d = \left[\frac{32 * 1,5}{\pi * 4,137 \times 10^7 N / m^2} \sqrt{(287,18Nm)^2 + (146,304Nm)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 0,0491908m$$

$$d = 49,19mm$$

Con el diámetro del eje de transmisión ya encontrado seleccionaremos los rodamientos basándonos en las tablas de tolerancias del manual de rodamientos SKF con diámetro del agujero de 50 mm con las tolerancias especificadas en dicha tabla. (Ver anexo E)

3.6.2 Selección de la transmisión. Para transmitir el torque desde el motor hasta el eje de transmisión se requiere de un sistema de transmisión flexible de cadena de rodillos y rueda dentada.

Sabiendo que el motor cuenta con un piñón de 10 dientes para una cadena # 35 (paso 3/8") y debido a que se requiere una relación de velocidad de 8.5 a 1, el número de dientes de la corona es:

$$\frac{N_2}{N_1} = \frac{D_2}{D_1}$$

$$N_2 = 8.5 \cdot 10 \text{ dte} \tag{168}$$

$$N_2 = 85 \text{ dte}$$

En función del espacio disponible entre el eje del motor y el eje de transmisión se asume una distancia entre centros $c = 10 \text{ plg}$, entonces la longitud en pasos de la cadena es:

$$\frac{L}{p} = \frac{2C}{p} + \frac{(N_2 + N_1)}{2} + \frac{(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2 C/p}$$

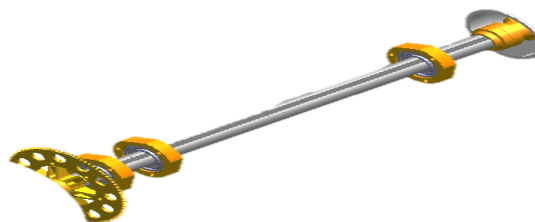
$$\frac{L}{p} = \frac{2 \cdot 10}{0.375} + \frac{(85 + 10)}{2} + \frac{(85 - 10)^2}{4\pi^2 \cdot 10 / 0.375} \tag{168}$$

$$L = 116.18 \text{ pasos} \approx 116 \text{ pasos}$$

$$L = 116 \cdot 0.375 \text{ plg} = 43.5 \text{ plg}$$

Por lo tanto se selecciona una cadena # 35 con paso de 3/8" (0.375 plg) que tiene 116 eslabones de longitud (43.5 plg).

Figura 70. Transmisión del kart

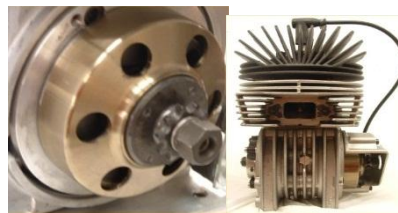


Fuente: Autores

En base a estos requerimientos se selecciona un motor a gasolina mono cilíndrico refrigerado por aire de la marca komet con las siguientes características:

3.6.3 Motor komet

Figura 71.Motor seleccionado para nuestro kart (Komet)

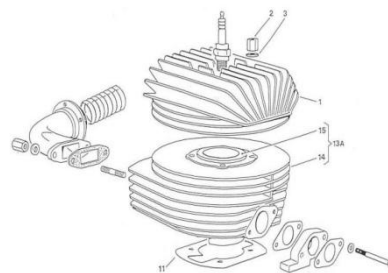


Fuente: www.kometengine.com.index.php

3.6.3.1 Especificaciones técnicas

Cylinder

Figura 72.Despiece motor Komet

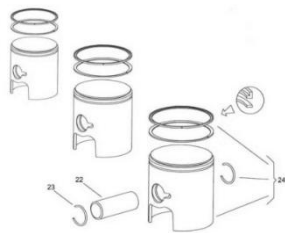


Fuente: www.kometengine.com.index.php

1	D-71041	HEAD
2	10350	HEAD NUT
3	10635	HEAD NUT WASHER
11	B-71045-A	CYLINDER BASE GASKET--.4mm
11	B-71046	CYLINDER BASE GASKET--.2mm
11	B-71046-A	CYLINDER BASE GASKET--.1mm
13A	B-71036	CYLINDER
	HG0513	HEAD GASKET--.005" COPPER

Pistons

Figura 73.Despiececilindros motor Komet

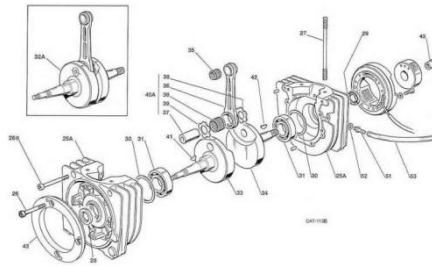


Fuente: www.kometengine.com.index.php

22	B-71320	PISTON PIN
23	10341-A	CIRCLIPS
23	10341-USA	CIRCLIP-SPIRAL LOX
24A	D-71051-CR	PISTON ASSY--52.40
	D-71051-CV	PISTON ASSY--52.40
	D-71056-CR	PISTON ASSY--52.42
	D-71056-CV	PISTON ASSY--52.42
	CR = RED	CV = GREEN

Crankcase

Figura 74. Conjunto cigüeñal



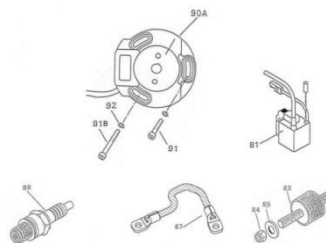
Fuente: www.kometengine.com.index.php

025A	D-71486	CRANKCASE ASSY
26	00048	BOLT -- 6x40
026B	00052	BOLTS -- 6 x 60
27	B-85345	CYLINDER TIE ROD -- 8 x 140
28	B-10427	OIL SEAL---20-32-7 MAG SIDE
29	B-10426	OIL SEAL---17-32-7 DRIVE / PTO SIDE
30	205-003	BEARING SHIM -- .003"
30	205-005	BEARING SHIM -- .005"
31	35396	MAIN BEARING--C4
032A	D-71616-43	CRANKSHAFT
33	D-71386	CRANK ½ -- DRIVE / PTO SIDE
34	D-71390	CRANK ½ -- MAGNETO SIDE
35	E-10440	TOP ROD CAGE BEARING
37	11450	CRANKPIN - 43mm
38	B-10431	LOWER ROD CAGE
39	E-38436	LOWER ROD WASHER

040A	11458-43	CONROD ASSY - 96mm
41	11715	KEY - DRIVE / PTO SIDE
42	10375	KEY - MAG SIDE
43	D-71510	ADAPTER RING
45	10535	CRANK NUT - MAG SIDE
51	D-95800	PULSE FITTING
51	D-95800-WA	PULSE FITTING - SPORTSMAN / CADET
52	B-71805	PULSE FITTING COPPER GASKET
53	A-61810-	PULSE TUBING - 20cm
53	A-61810-WA	PULSE TUBING - SPORTSMAN / CADET

Ignition

Figura 75. Conjunto de encendido



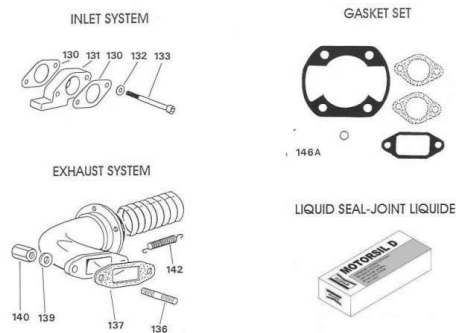
Fuente: www.kometengine.com.index.php

81	10026	EXTERNAL COIL - PVL
81	10024	EXTERNAL COIL - SELETTRA
83	B-35810	COIL DAMPENER - PVL
83	B-35810-A	COIL DAMPENER - SELETTRA
84	00378	LOCKNUT - 6mm
85	00302	WASHER - 6mm

87	B-85805-A	GROUND CABLE
88	W-22EPU	SPARK PLUG
090A	10016	IGNITION STATOR ASSY - PVL
91	00034	BOLT - 5 x 25
091B	00039	BOLT - 5 x 40
92	00301	WASHER - 5mm

Inlet & Exhaust

Figura 76. Conjunto de admisión y escape



Fuente: www.kometengine.com.index.php

130	B-71822	CARB GASKETS
131	B-71819	CARB SPACER – WB3A
131	B-71819-WA	CARB SPACER – WA55B
132	00302	WASHER – 6mm
133	00054	BOLT-FILTER CUP-WB--6 x 75
136	B-75355	EXHAUST STUDBOLT – 8 x 36
137	B-71360	EXHAUST GASKET
139	00303	WASHER – 8mm

140	B-71662	EXHAUST NUT – 8mm
142	H-SP	EXHAUST SPRING SET
146A	B-71990	GASKET SET
150	00602	LIQUID GASKET
	AC-WB	FILTER CUP--WB3A
	AC-WA	FILTER CUP – WA55B
	B-71819-MAN CARB ADAPTER / MANIFOLD-WA55	
	00047	BOLT--CARB ADAPTER / MANIFOLD--WA55
	00039	BOLT--FILTER CUP--WA55--5 x 40
	WB-3-A	CARBURATOR – WB3A
	WA-55-B	CARBURATOR – WA55B
	D-95800-R	FUEL HOSE REDUCER – WA55B
	H-K1	SILENCER -- K1 -- SPORTSMAN / CADET
	H-K2	SILENCER -- K2 -- JUNIOR
	H-K4	SILENCER -- K4 -- SENIOR
	H-CON-10	CONNECTOR TUBE -- K4
	H-CON-12	CONNECTOR TUBE -- K1 + K2
	H-HEADER	HEADER
	H-S	SPRING SET
	WA-K10-WAT CARB REBUILD KIT--CADET / K1	
	WA-K10-WB	CARB REBUILD KIT--JR + SR
	WA-D10-WAT CARB GASKET + DIAPHRAM KIT--CADET / K1	
	WB	CARB GASKET + DIAPHRAM KIT--JR + SR

El motor se sujeta por medio de bancadas apropiadas al chasis diseñado.

La bancada se aprieta al chasis por medio de unas mordazas, que se atornillan al conjunto [28].

3.7 Asiento del piloto

Figura 77. Asiento del kart



Fuente: 2011 CIK/FIA Technical Regulation.

El asiento del piloto debe diseñarse de tal forma que se localice para impedirle al piloto moverse hacia los lados o frente cuando arrincone o frene.

Los asientos para superkarts deben incorporar un cabecero.

En todas las otras categorías, las placas de apoyo refuerzo del asiento son obligatorias para la parte superior del asiento. El refuerzo debe tener un espesor mínimo de 1.5mm, una superficie mínima de 13cm² o un diámetro mínimo de 40mm.,

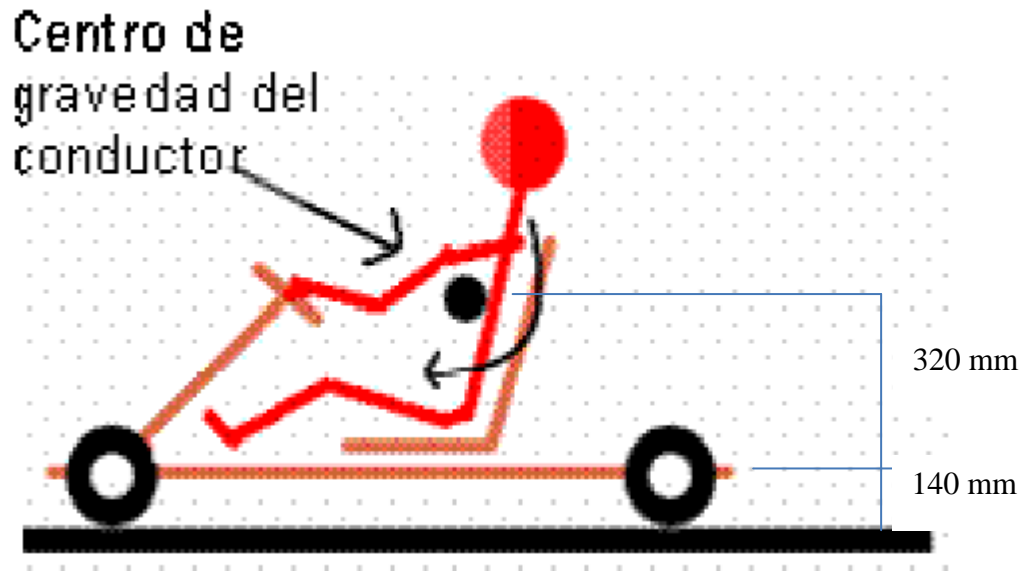
Todo los apoyos deben tener el cerrojo o deben soldarse a cada fin y si estos apoyos no se usan ellos deben quitarse del marco y del asiento.

Realizado en fibra también constituye un elemento de protección contra el calor del escape y posible, aunque improbable, fuego. La reparación es fácil para quien maneje las estructuras de fibra, pudiendo reforzar o arreglar pequeñas roturas.

Existen asientos de diferentes medidas, según el peso del piloto, y ha de montarse aquél que permita una buena sujeción al desplazamiento del cuerpo en los pasos de curva. Al asiento se atornillan los tirantes del eje y también se suele atornillar el lastre, aunque

forrarlo con una capa de plomo en la parte posterior e inferior es una posibilidad usada cuando la cantidad de peso a colocar es considerable.

Figura 78. Centro de gravedad del conductor



Fuente: 2011 CIK/FIA Technical Regulation.

CENTRO DE GRAVEDAD

El centro de gravedad está ubicado a 460 mm del suelo, ya que la altura máxima desde el suelo al Kart es de 140 mm y el centro de gravedad de un hombre sentado en la posición presentada en la figura es de 320 mm desde su asiento.

La colocación del asiento es un punto importante ya que condiciona la postura del piloto y el reparto de pesos. Un piloto no suele colocar los brazos o piernas totalmente extendidos, sino con una ligera flexión que le permita mover el volante sin levantarse del asiento y presionar los pedales a fondo sin problemas. Además, el propio peso del piloto es determinante en el equilibrio del kart (puede pesar más que el coche), por lo que la colocación del asiento influye considerablemente en el centro de gravedad.

Figura 79. Dimensiones del asiento



Fuente:2011 CIK/FIA Technical Regulation.

3.8 Frenos

Los frenos deben homologarse por la CIK-FIA (excepto en la fórmula mundial, superkart y KF1).

Los frenos deben ser hidráulicos. El mando del freno [el eslabón entre el pedal y la bomba(s)] debe doblarse (si un cable se usa, debe tener un \varnothing mínimo de 1.8mm y debe bloquearse con una pinza de cable del tipo pinza de piso). Los frenos delanteros operados por mano son reservados para las categorías sin las cajas de engranajes.

Para las categorías sin-caja de engranajes, ellos deben trabajar simultáneamente en por lo menos dos las ruedas traseras.

Para las categorías de KF3, cualquier sistema de freno que trabaja en las ruedas delanteras se prohíbe.

Para las categorías de caja de engranajes, ellos deben trabajar en todas las cuatro ruedas y deben tener frente independiente y los sistemas operativos traseros. Si uno de los sistemas falla, el otro debe garantizar frenando en dos frentes o las ruedas traseras.

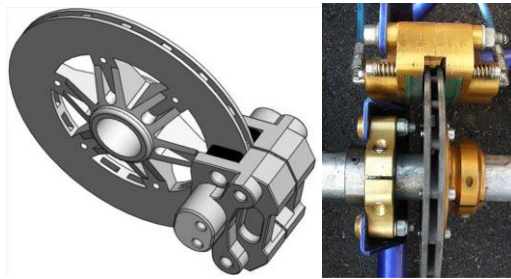
En superkart y E intercontinental, el cable que opera el frenando y los dispositivos se prohíbe y una luz del freno se recomienda.

Se prohíben los discos de freno de carbono.

Un disco de freno trasero eficaz la almohadilla proteccionista (en Teflón, Nilón, Delrin, fibra de carbono, Kevlar o Rilsan) es obligatorio en todas las categorías excepto en Superkart, si el disco del freno se destaca debajo o está nivelado con los tubos del marco-chasis principal casi al piso. Esta protección debe ponerse lateralmente respecto al disco en el eje longitudinal del chasis o bajo el disco.

3.8.1 *Sistema de frenos.* Consta de un disco de freno, la mordaza, las pastillas de freno, el cilindro principal de freno y las cañerías de freno. Es el responsable de disminuir la velocidad del Kart cuando esta sea necesaria al momento del manejo del mismo.

Figura 80. Sistema de frenos del kart



Fuente: 2011 CIK/FIA Technical Regulation.

Su eficiencia y afinación son imprescindibles para tomar las curvas de un determinado circuito y marcar la diferencia entre un kart y otro.

- Disco de freno

Figura 81. Disco de frenos del kart



Fuente:2011 CIK/FIA Technical Regulation.

- Mordaza de freno

Figura 82.Mordaza de frenos del kart



Fuente:2011 CIK/FIA Technical Regulation.

- Pastillas de freno

Figura 83. Pastilla de frenos del kart



Fuente: 2011 CIK/FIA Technical Regulation.

- Cilindro principal de freno.

Figura 84. Cilindro de freno del kart



Fuente: 2011 CIK/FIA Technical Regulation.

- Cañerías de freno

Figura 85. Cañerías de frenos del kart



Fuente: 2011 CIK/FIA Technical Regulation.

Salvo en los karts con cambios, que llevan frenos en las ruedas delanteras, el disco de freno se atornilla al porta discos situado en el eje posterior. Las pastillas que actúan sobre el disco se colocan en el conjunto de freno atornillado al chasis y se accionan por medio de cable o bomba hidráulica. La variación de la distancia de las pastillas al disco de freno se consigue por medio de tornillos o de placas metálicas separadoras.

Se debe conseguir una separación de alrededor de 1,5 mm entre cada una de las pastillas y el disco de freno en situación de reposo.

3.8.2 Selección de freno de disco. Los frenos se utilizan para realizar la maniobra de parada del Kart. Para Karts con motores de más de 100 cm³ se utilizan frenos de disco, los cuales llevan un disco metálico solidario al eje de transmisión posterior del vehículo, de manera que al pisar el pedal del freno, las pastillas de freno friccionen el disco y detengan al eje posterior consiguiendo así parar el Kart.

Para seleccionar el freno de disco es necesario determinar su capacidad de torque de frenado requerida:

$$T_{fre} = \frac{pK}{\omega_2}$$

$$T_{fre} = \frac{30000Nm / s * 1,0}{91,45rad / s} \quad (169)$$

$$T_{fre} = 328,05Nm$$

Dónde:

p = potencia del motor = 30 kW

w₂= velocidad de giro del eje de transmisión = 91,45rad/s

k= factor de servicio = 1.0

(Para frenos bajo condiciones promedio)

Obtenido el torque se selecciona el Sistema de Frenos con torque de frenado de 225Nm, el mismo que a continuación se muestra en la figura:

Figura 86. Partes del sistema de frenos del kart



Fuente:2011 CIK/FIA Technical Regulation.

3.9 Llantas y neumáticos

En conjunto sirven para la dirección y/o propulsión del kart y son los encargados de transmitir toda la potencia del motor y la eficacia de los frenos sobre la superficie en la que el Kart está rodando, por ello es imprescindible que las prestaciones, eficacia y el rendimiento de estos sea la óptima.

Los rines deben estar ajustados con las llantas neumáticos (con o sin tubos). El número de ruedas son establecidas en cuatro.

Solamente las llantas pueden resultar en contacto con el piso cuando el piloto está a bordo. Para el juego de llantas se figuran llantas frontales y 2 llantas delanteras. Cualquier otra combinación está prohibida

El simultaneo uso de llantas de diferente fabricante o de “capa” y “resistencia a humedad” en un kart son prohibidas en todas circunstancias. La conexión de las ruedas a los ejes debe incorporarse un sistema de bloqueo de seguridad (como grieta pasador o nuez auto-bloque, pinzas circulares, etc.).

3.9.1 Rines. Son las piezas, normalmente metálicas, sobre las que se asientan los neumáticos. El principal material en la construcción de estos elementos es el aluminio, con las aleaciones de magnesio y el cromo, materiales que ofrecen alta resistencia para las fuerzas que se aplican en los mismos durante una competencia.

Figura 87. Rines o ruedas del neumático

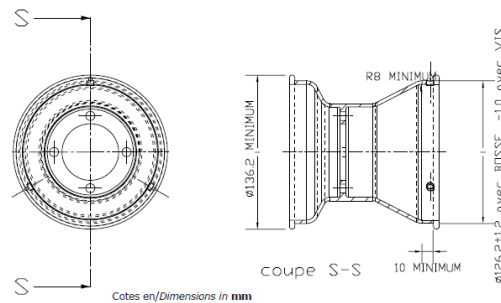


Fuente: 2011 CIK/FIA Technical Regulation.

Son de cinco pulgadas para Karts sin cambios, salvo alguna prueba internacional y que no presenten deformaciones que hagan posible la pérdida de aire o el des enllantado de los neumáticos.

- Diámetro de acoplamiento de la llanta al rin de 5-pulgadas: 126.2mm con un +/- 1.2mm de tolerancia para los diámetro de margen de joroba y -1mm de tolerancia para los diámetros de margen de tipo-tornillo.
- Ancho del alojamiento de la llanta: 10mm mínimo.
- Diámetro externo para rines de 5 pulgadas: 136.2mm mínimo.
- Radio para facilitar el balance de la llanta en su alojamiento: 8mm.
- Máxima presión de montaje: 4 Bar.
- Resistencia a la prueba de explosión de las llantas con fluido con una presión de 8Bar.
- Su Rin debe estar manufacturado acorde con el dibujo técnico [29].

Figura 88. Dimensión del rin del kart



Fuente:2011 CIK/FIA Technical Regulation.Dessin Technique # 3

3.9.2 Neumáticos. Se definen como una pieza toroide de caucho, los mismos que se colocan en las ruedas de diversos vehículos y máquinas. Su función principal es permitir un contacto adecuado por adherencia y fricción con el pavimento, posibilitando el arranque, el frenado y la guía.

Tenemos actualmente muchos tipos de neumáticos dependiendo de la superficie a la que un Kart es destinado, pudiendo ser especiales para tierra, nieve, hielo o asfalto.

Si los neumáticos son para asfalto podemos elegir diferentes tipos de compuestos variando en su dureza o dibujo habiendo especiales para lluvia (wet tires) o para seco (slicks).

Los neumáticos pueden cambiar notablemente el comportamiento del kart dependiendo del nivel de degradación, el tipo de compuesto, la dureza, la presión de inflado o la temperatura de la pista.

La presión de los neumáticos debe ser verificada y aplicada cuando estos están a temperatura ambiente ya que después de usarlos aunque solo sean unas vueltas varían sus prestaciones dado al calentamiento de los mismos.

Los neumáticos de kart están diseñados con materiales que optimizan la tracción. Los circuitos exigen a las gomas en función de la calidad del asfalto y la suciedad de la pista, entre otros factores, determinando de esta manera su corta durabilidad pero su alta adherencia a la superficie.

Todo superkart y llantas del deben ser homologados. Cualquier modificación de llantas homologadas está prohibida.

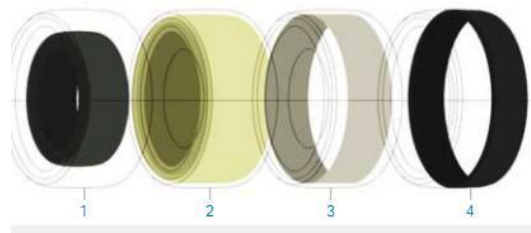
En todas las categorías, la calefacción o enfriamiento de llantas por cualquier método, y re moldeado o tratamiento de las llantas con cualquier sustancia química está prohibida. Llantas radiales o tipo asimétricas son prohibidas en todas las categorías.

Sin embargo, la simetría entre el lado izquierdo y derecho de la banda puede ser desplazada en relación a la parte central de la llanta.

Las partes de los neumáticos son:

- Cámara: contiene nitrógeno, para que los cambios de temperatura no afecten a la presión de la rueda.
- Carcasa: de poliéster y nylon, da cuerpo al neumático.
- Refuerzo superior: de Kevlar, el mismo que da estabilidad a la superficie de contacto del neumático con el asfalto: garantiza tracción y un desgaste equilibrado.
- Superficie: de caucho, compuesto de carbón, aceite y sulfuro.

Figura 89. Capas del neumático



Fuente: 2011 CIK/FIA Technical Regulation.

Llantas 5"

El diámetro exterior máximo del frente de la rueda es 280mm y de la llanta posterior 300mm.

El ancho máximo de la rueda trasera es 215mm y el ancho máximo de la rueda frontal es 135mm.

Llantas 6"

El ancho máximo de las ruedas es 250mm, el diámetro máximo en conjunto es 350mm.

Para nuestro diseño serán usados los neumáticos de llanta de 5", los cuales presentan la siguiente nomenclatura

Nomenclatura

Neumáticos delanteros: 10 x 4,5 – 5

Neumáticos posteriores: 11 x 7,10 - 5

Retención glóbulo

La rueda frontal y posterior debe tener alguna forma de retención glóbulo con 3 clavijas mínimo en el exterior del rin.

En superkart e ICE, toda rueda debe estar equipada con una retención glóbulo para las llantas. Para las ruedas posteriores, esta debe tener refuerzos por al menos 3 clavijas en el lado exterior del rin y 3 clavijas en el lado interno del rin.

3.10 Estudio de fuerzas

3.10.1 *En la estructura.* En este apartado se hará el cálculo de las fuerzas y cargas que actuaran en nuestra estructura para luego realizar nuestro diseño del chasis con la ayuda del programa SAP 2000 11.1

3.10.1.1 *Peso propio de la estructura o carga muerta (M).* El programa calcula automáticamente el peso de la estructura, al no contar con las especificaciones ni las ubicaciones exactas de la carrocería y de los demás accesorios del vehículo se deben determinar un factor de carga muerta que es el siguiente:

Peso carrocería: 6 kg

Accesorios: 16 kg

Peso de la estructura: 17 kg

$$\text{coeficiente} = \frac{\text{peso carrocería} + \text{peso accesorios}}{\text{peso de la estructura}}$$

$$\text{coeficiente} = \frac{6\text{kg} + 16\text{kg}}{17\text{kg}}$$

$$\text{coeficiente} = 1,3$$

Este factor es ingresado en el programa como se podrá observar en el siguiente apartado.

Por efecto de la soldadura se tendrá un incremento de 2% y 3%. En virtud tenemos un coeficiente de 1,33 de incremento del peso de la estructura

3.10.1.2 Determinación de cargas vigas (Cv). La carga viva es aquella que puede cambiar de magnitud y de sentido. Por esta razón se considera carga viva al peso de la persona que maneja el vehículo y el motor del mismo.

Peso persona promedio: 75kg – 750 N

Peso del asiento: 10 kg – 98 N

Peso del motor: 25kg – 250 N

La carga es aplicada en los nudos donde está ubicado el motor y el piloto

Tabla 13. Distribución de la carga viva

	CARGA VIVA (N)	NODOS	CARGA POR NUDO (N)
PILOTO	848	4	212
MOTOR	250	4	62.50

Fuente: Autores

Estas dos cargas se ingresaran en el programa como se podrá observar en el siguiente apartado

3.10.1.3 Cálculo de cargas de Impacto. Los datos son los siguientes:

Peso de la estructura: 17kg

Carga muerta:	22kg
Carga viva	110kg
TOTAL:	149kg

3.10.1.4 Impacto lateral. Para una colisión lateral la norma indica que el factor de aceleración es 4g. (Basados en la norma técnica ecuatoriana NTE INEN 1323)⁶

DATOS

Factor de aceleración:	a = 4g
Masa:	149kg
Nodos:	10

$$F = ma$$

$$F = 149 \text{ kg} \times 4\left(9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right)$$

$$F = 149 \text{ kg} \times 39,2 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$F = 5840,8 \text{ N}$$

Ingresamos la carga producida por el choque lateral al programa como se podrá observar en el siguiente apartado

3.10.1.5 Impacto frontal. Para una colisión frontal la norma nos indica que el factor de aceleración es 8g. (Basados en la norma técnica ecuatoriana NTE INEN 1323)⁷

DATOS

Factor de aceleración:	a = 8g
Masa:	149 kg
Nodos:	16

⁶Vea ANEXO A, pág. 269

⁷ Vea ANEXO A, pág. 270

$$F = ma$$

$$F = 149 \text{ kg} \times 8 \left(9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right)$$

$$F = 149 \text{ kg} \times 78,4 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$F = 11681,6 \text{ N}$$

Ingresamos la carga producida por el choque frontal al programa como se podrá observar en el siguiente aparatado.

3.10.1.6 Combinación de impactos. La carga combinación de impactos es considerada en el peor de los casos al producirse un accidente en donde se producirán los dos impactos, tanto el lateral como el frontal, los dos choques son considerados al mismo y tiempo por la razón de que en el programa no existe la opción para que los impactos se produzcan uno a continuación del otro. De esta manera se ingresan los valores de cada una de las cargas con el nombre de IMPACTOS como se mostrara en el siguiente aparatado.

3.10.1.7 Fuerza de aceleración (A_b). La aceleración del vehículo debe de ser de $4 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$. (Basados en la norma técnica ecuatoriana NTE INEN 1323)⁸

DATOS

A: $4 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$

M: 149 kg

Nodos: 72

$$A_b = ma$$

$$A_b = 149 \text{ kg} \times 4 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$A_b = 596 \text{ N}$$

Ingresamos la fuerza de aceleración en el programa como se podrá observar en el siguiente apartado.

⁸Vea ANEXO A, pág. 271

3.10.1.8 Fuerza de frenado (F). La fuerza de frenado debe de ser el doble de la fuerza de aceleración. (Basados en la norma técnica ecuatoriana NTE INEN 1323)

DATOS

$$F = 2Ab$$

$$m = 149 \text{ kg}$$

$$\text{Nodos} = 72$$

$$F = 2 Ab$$

$$F = 2 \times 596 \text{ N}$$

$$F = 1192 \text{ N}$$

Ingresamos la fuerza de frenado al programa como se podrá observar en el siguiente apartado.

3.10.1.9 Carga aerodinámica. La fuerza producida por el aire se la calcula con la siguiente ecuación:⁹

$$R_{af} = \frac{1}{2} C_x \rho A_f V^2 (170)$$

Dónde:

R_{af} = Carga pro resistencia aerodinámica (N)

C_x = Coeficiente de resistencia frontal del aire (como mínimo 0,7)

ρ = densidad del aire (kg/m³)

A_f = Área correspondiente a la proyección del vehículo en un plano perpendicular a su eje longitudinal (m²)

V = Velocidad del aire (como mínimo 25 m/s)

$$R_{af} = \frac{1}{2} (0,7 \times 0,2 \times 0,596 \times 25^2)$$

⁹Vea ANEXO A, pág. 272

$$R_{af} = 26,075 \text{ N}$$

El valor de la carga aerodinámica ingresamos al programa como podremos observar en siguiente apartado.

3.10.2 Definiciones del material. En nuestro mercado encontramos el tubo estructural que cumple con las exigencias de las normas CIK/FIA como es el ASTM36, podemos mencionar las características del material entre ellas las propiedades de sección:

Tabla 14. Propiedades del material¹⁰

DIMENSIONES					PROPIEDADES.					
DIAMETRO NOMINAL	DIAMETRO EXTERIOR	ESPESOR	PESO	AREA						
	D	e	P	A	I	W	I	E	Fy	Fu
Pulg.	mm	mm	kg/m	cm ²	cm ⁴	cm ³	cm	N/mm ²	N/mm ²	N/mm ²
1	33,7	2,5	1,96	2,45	2,98	1,91	1,1	207000	248.2	400
¾	19,1	1,5	4,2	0,83	0,32	0,34	0,62	207000	248.2	400
5/8	15,88	0,75	1,86	0,36	0,10	0,11	0,53	207000	248.2	400

Fuente: Catálogo DIPAC acero estructural

Para simplificar los nombres para el ingreso en el programa se les pondrán los siguientes nombres:

- El tubo de una pulgada correspondiente al chasis se lo llamará CHASIS.
- El tubo ¾ correspondientes a los soportes de la dirección y a los atenuadores de impacto tanto frontal como lateral se los llamará ATENUADORES.
- El tubo 5/8 correspondiente a los soportes del asiento del piloto y a los refuerzos del chasis se lo llamara REFUERZOS.

3.10.3 Definición de los estados de cargas y sus combinaciones. Las siguientes combinaciones utilizadas están dadas por la norma INEN 1323 correspondiente al código AISC – ASD, cabe destacar que las combinaciones dadas por el código ASD son adaptadas a los requerimientos de la competencia como son la implementación de la carga de impacto.

Las combinaciones son establecidas en las peores situaciones que el vehículo pueda encontrarse en la competencia como:

¹⁰ Catálogo DIPAC acero estructural, tabla 43, pág. 50(ver cap. 3, literal 3.10.2)

COMB1 = P-PROPIO

COMB2 = P-PROPIO + C-VIVA

COMB3 = P-PROPIO + C-VIVA + AERODINAMICA

COMB4 = P-PROPIO + C-VIVA + FRENADO

COMB5 = P PROPIO + C-VIVA + FRENADO + AERODINAMICA

COMB6 = P-PROPIO + C-VIVA + ACELERACION

COMB7 = P-PROPIO + C-VIVA +ACELERACION + AERODINAMICA

COMB8 = P-PROPIO + C-VIVA + IMPACTOS

COMB9 = P-PROPIO +C-VIVA + ACELERACION + IMP-FRONTAL

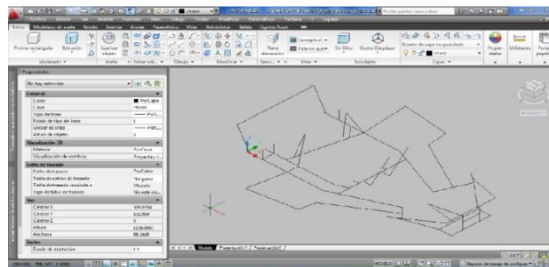
COMB10 = P-PROPIO + C.VIVA +FRENADO + AERODINAMICA + IMP-LATERAL

3.10.4 *Diseño del chasis en SAP 2000 11.1.* Para realizar el diseño y análisis de la estructura en el programa SAP 2000 11.1 se necesita seguir los siguientes pasos:

- a) Importar el modelo realizado en AUTOCAD
- b) Definir los estados de carga y sus combinaciones
- c) Definir materiales, secciones y cargas
- d) Asignar las secciones a los diferentes elementos estructurales
- e) Asignar las cargas con su respectivo valor y dirección
- f) Ejecutar la opción RUN NOW
- g) Seleccionar el código de diseño (en este caso será el método ASD)
- h) Ejecutar la opción de diseño.

Dibujamos el chasis en AUTOCAD

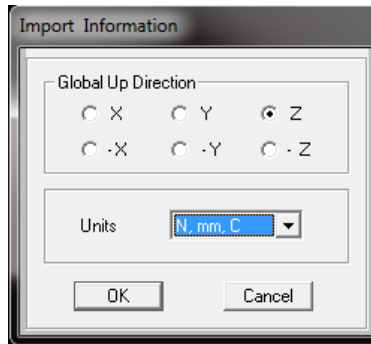
Figura 90.Dibujo del chasis en AUTOCAD



Fuente: Autores

- Procedemos a guardar el archivo como: **AUTOCAD 2010 DXF**, para que los archivos sean compatibles.
- Abrimos el programa SAP, nos ubicamos en la opción **File Import** y seleccionamos **AutoCAD, dxf File**.
- Abrimos el documento **CHASIS FINAL**, seleccionamos las unidades con las que vamos a trabajar que este caso serán N ms.

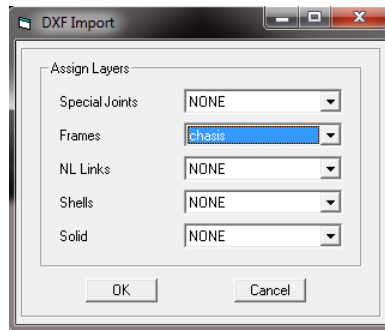
Figura 91. Información de la importación



Fuente: Autores

- Trabajamos con la capa **CHASIS**, que le asignamos a **Frames**

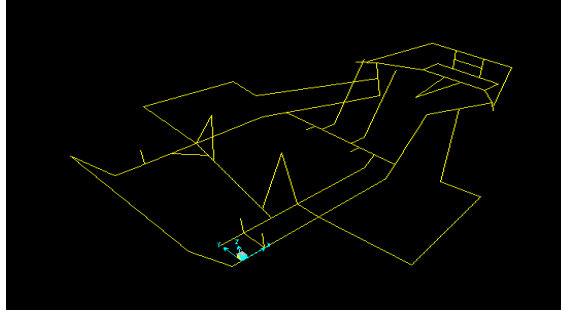
Figura 92. Asignación de capas



Fuente: Autores

- Seleccionadas estas dos ventanas tenemos importada la estructura en el **SAP**

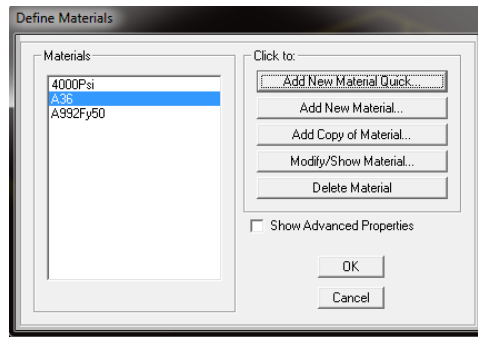
Figura 93.Figura importada del AUTOCAD



Fuente: Autores

- Asignamos el material, en la opción **Define** sub opción **Materials** y seleccionamos el tipo de material que vamos a seleccionar.

Figura 94. Selección de material



Fuente: Autores

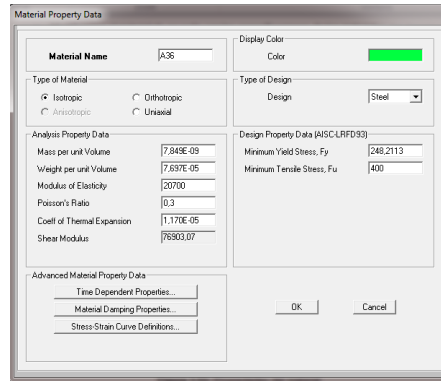
- Modificamos el material de acuerdo con las especificaciones de los materiales que tenemos en nuestro medio

$$F_y = 248,2 \frac{N}{mm^2}$$

$$F_u = 400 \frac{N}{mm^2}$$

$$E = 20700 \frac{N}{mm^2}$$

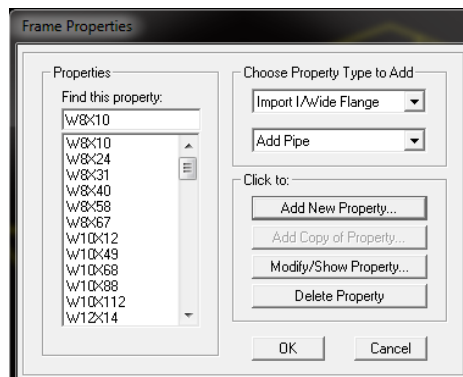
Figura 95. Propiedades del material



Fuente: Autores

- Asignamos las secciones tubulares, en la barra de herramientas opción **Define** obteniendo la pantalla **FrameSections** donde definimos el tipo de sección que vamos a utilizar.

Figura 96. Indica las propiedades de los tubos



Fuente: Autores

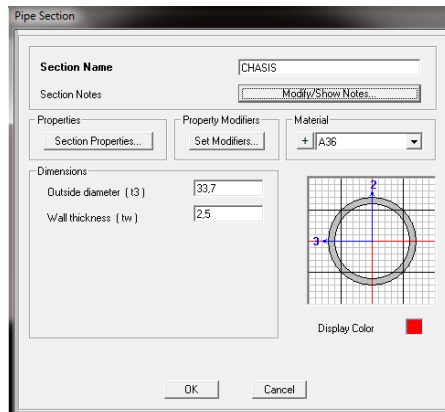
- Seleccionamos la opción **Add New Property** e ingresamos la sección de los tubos que vamos a utilizar.

CHASIS

$D = 33,7 \text{ mm}$

$E = 2,5 \text{ mm}$

Figura 97. Sección del chasis



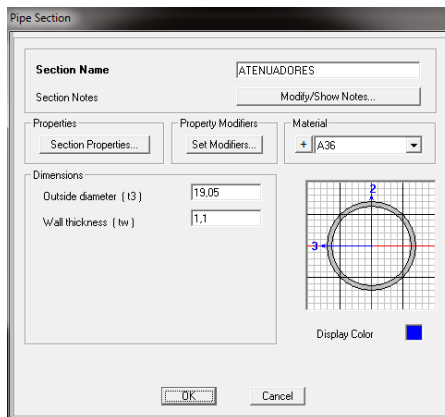
Fuente: Autores

ATENUADORES

$D = 19.05 \text{ mm}$

$E = 1,10 \text{ mm}$

Figura 98. Sección de los atenuadores



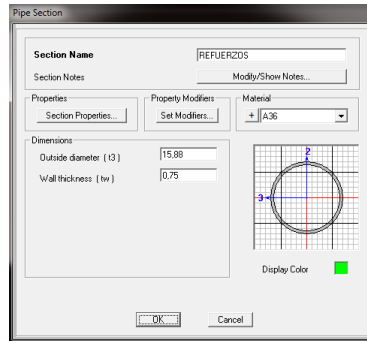
Fuente: Autores

REFUERZOS

$D = 15,88 \text{ mm}$

$E = 0,75 \text{ mm}$

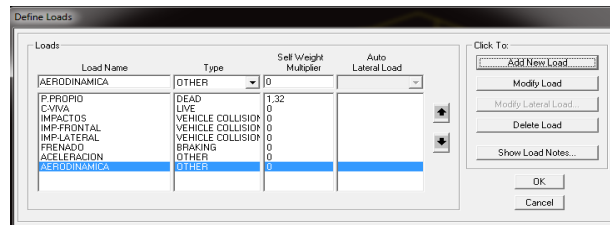
Figura 99. Sección de los refuerzos



Fuente: Autores

- Asignamos las cargas, en la barra de herramientas **Define** sub opción **Load Case** e ingresamos las cargas establecidas con su respectiva denominación

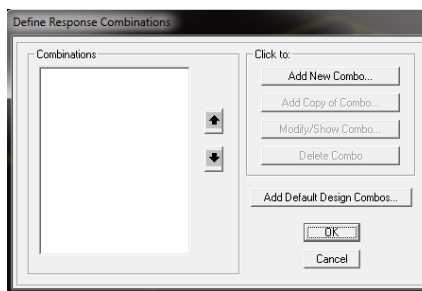
Figura 100. Cargas creadas en el programa



Fuente: Autores

- Ingresamos las combinaciones, en la barra de herramientas opción **Define** sub opción **Combinations** obteniendo la pantalla

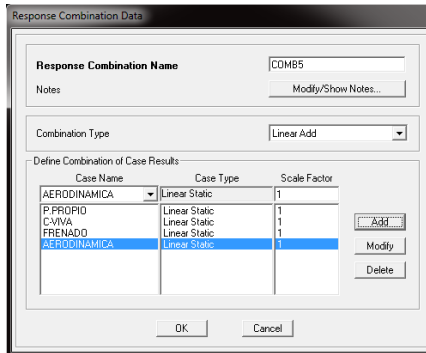
Figura 101. Creación de las combinaciones



Fuente: Autores

- Hacemos click en la opción **Add New Combo** para establecer las combinaciones de carga desde el Combo 1 al Combo 10. Ejemplo combo 5

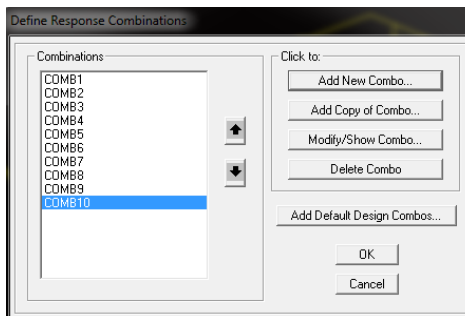
Figura 102. Ingreso de cargas que conforman los combos



Fuente: Autores

Ya ingresadas todas las combinaciones nos queda la siguiente pantalla.

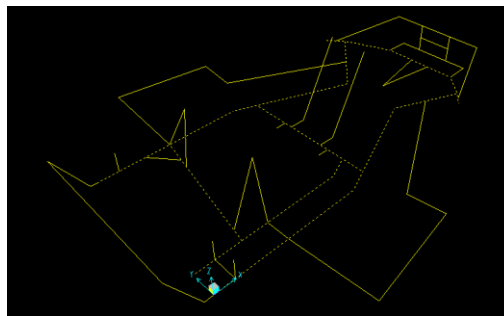
Figura 103. Combinaciones creadas



Fuente: Autores

- Asignamos las secciones ya creadas a las diferentes barras de la estructura, marcamos las barras que corresponden al CHASIS.

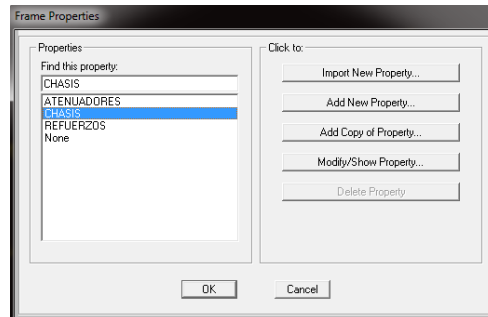
Figura 104. Elementos seleccionados (CHASIS)



Fuente: Autores

- Nos ubicamos en la barra de herramientas opción **Assing** sub opción **Frame** y luego **Framesection** asignamos a los elementos marcados la sección CHASIS.

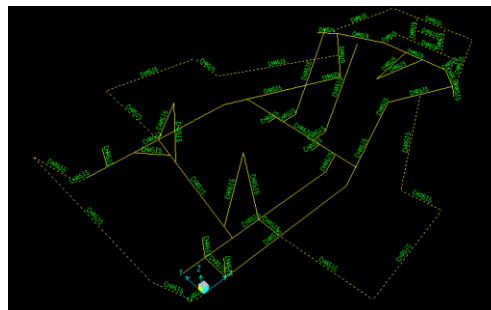
Figura 105. Asignación de la sección CHASIS.



Fuente: Autores

- Marcamos las barras que corresponda a los ATENUADORES

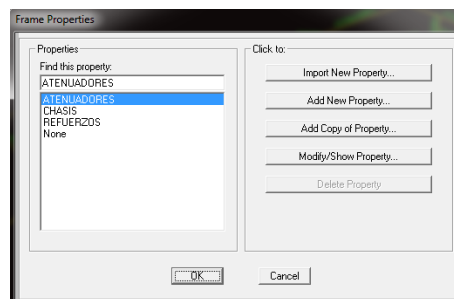
Figura 106. Elementos seleccionados (ATENUADORES)



Fuente: Autores

- Nos ubicamos en la barra **Assing** sub opción **Frame** y luego a **Framesection** y asignamos los elementos marcados a la sección ATENUADORES y aceptamos.

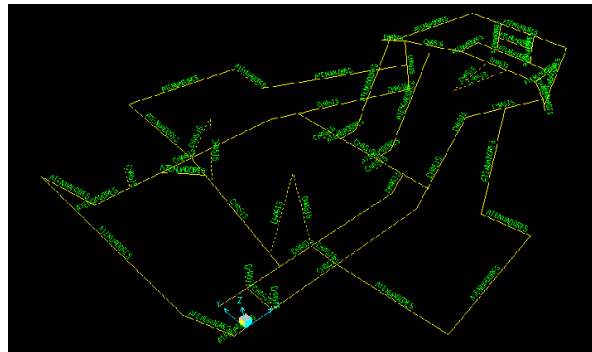
Figura 107. Asignación de la sección ATENUADORES



Fuente: Autores

- Marcamos la barras que corresponden a la sección REFUERZOS

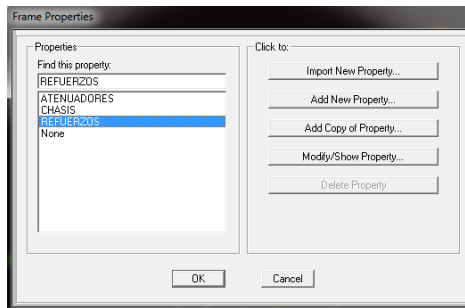
Figura 108.Elementos seleccionados refuerzos



Fuente: Autores

- Nos ubicamos en la barra **Assingsub** opción **Frame** y luego a **Framesection** y asignamos los elementos marcados a la sección refuerzos y aceptamos.

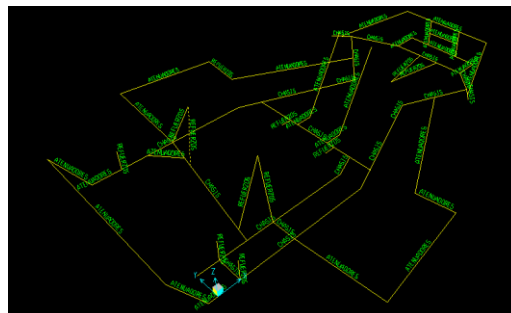
Figura 109.Asignación de la sección REFUERZOS



Fuente: Autores

Una vez realizado estos procesos la estructura nos queda de la siguiente manera.

Figura 110.Vista de la estructura con sus respectivas secciones que fueron asignadas

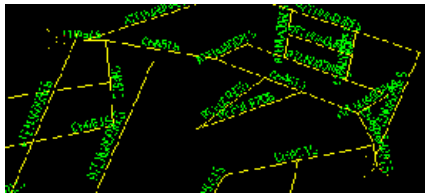
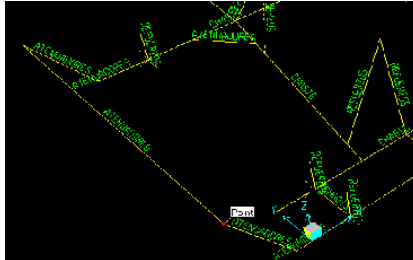


Fuente: Autores

En esta parte serán asignadas las restricciones en los puntos de apoyo de la estructura.

- Seleccionamos los nudos para colocar las restricciones.

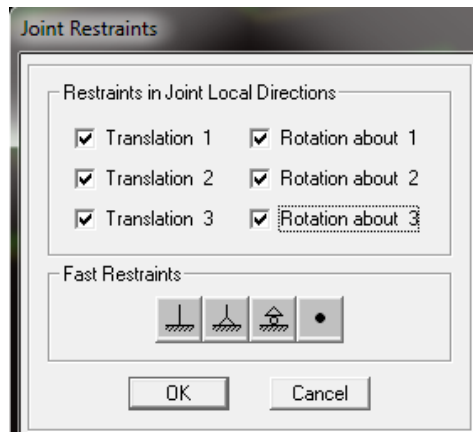
Figura 111. Selección de los puntos a ser restringido



Fuente: Autores

- Nos ubicamos en la barra de herramientas **Assing**, hacemos click en **Joint**, y por último en la opción **Restraints**.

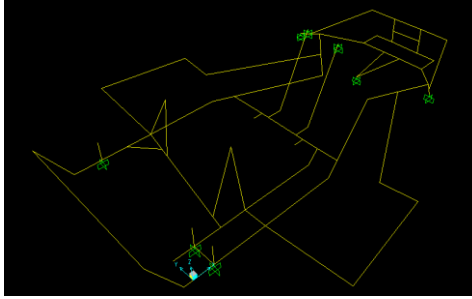
Figura 112. Movimientos restringidos



Fuente: Autores

Las restricciones se las puede observar en la siguiente figura

Figura 113. Puntos restringidos



Fuente: Autores

En esta parte asignaremos las cargas que soportara nuestra estructura.

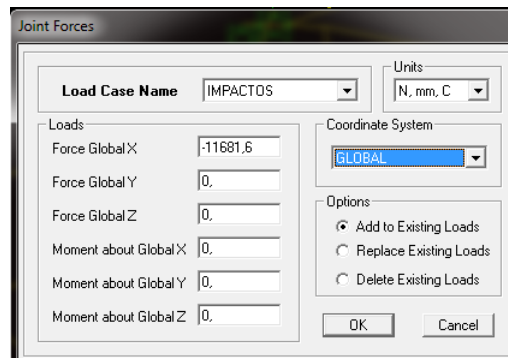
- La primera carga asignada será la carga de impactos, para esto hay que ingresar individualmente las cargas de impactos primero la frontal y luego la lateral..
- Seleccionamos los puntos donde van a actuar las fuerzas
- Menu principal **Assing**, click en **Join Loads** y seleccionamos **Forces**
- Se selecciona la fuerza que vamos a aplicar del casillero **Load Case** y escogemos

IMPACTOS

- Ingresamos el valor y la dirección de la carga.

3.10.5 Ingreso de cargas. Impacto frontal.

Figura 114. Ingreso del valor de la fuerza de impacto



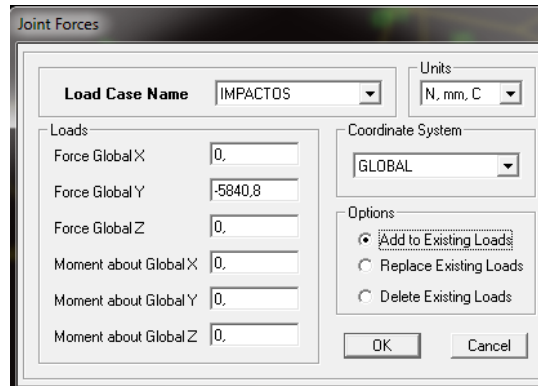
Fuente: Autores

Impacto lateral

El impacto lateral será ingresado en dos partes una para el lado izquierdo y luego para el derecho, debido a que la dirección de la fuerza de cada lado es diferente.

Lado izquierdo

Figura 115. Ingreso de la fuerza de impacto lateral lado izquierdo

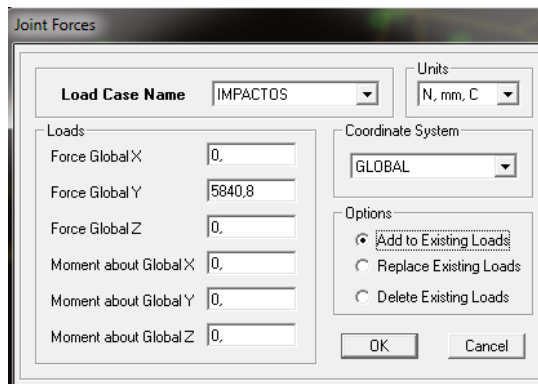


The screenshot shows the 'Joint Forces' dialog box. The 'Load Case Name' is set to 'IMPACTOS' and the 'Units' are 'N, mm, C'. Under the 'Loads' section, 'Force Global Y' is entered as -5840.8, while all other force and moment values are 0. The 'Coordinate System' is set to 'GLOBAL'. In the 'Options' section, 'Add to Existing Loads' is selected with a radio button. 'OK' and 'Cancel' buttons are at the bottom right.

Fuente: Autores

Lado derecho

Figura 116. Ingreso de la fuerza de impacto lateral lado derecho

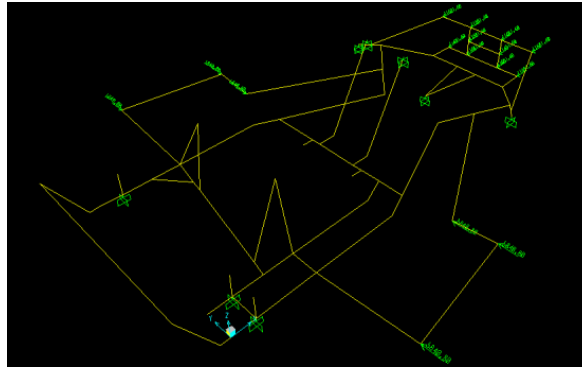


The screenshot shows the 'Joint Forces' dialog box. The 'Load Case Name' is 'IMPACTOS' and 'Units' are 'N, mm, C'. Under the 'Loads' section, 'Force Global Y' is entered as 5840.8, with all other force and moment values set to 0. The 'Coordinate System' is 'GLOBAL'. The 'Options' section has 'Add to Existing Loads' selected. 'OK' and 'Cancel' buttons are at the bottom right.

Fuente: Autores

Ya ingresados las fuerzas en el programa, estas deben quedar de la siguiente manera:

Figura 117. Impacto frontal y lateral



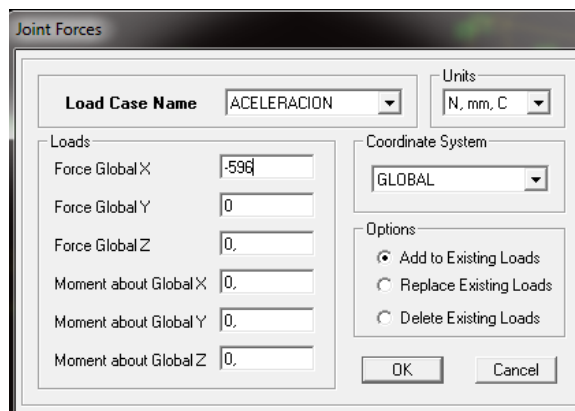
Fuente: Autores

- En este paso ingresaremos la fuerza de aceleración para lo cual seguimos los siguientes pasos:
 - Seleccionamos los puntos
 - En la barra de herramientas **Assing**, click en **JoinLoads** y seleccionamos **Forces**.
 - Se selecciona la fuerza que vamos a aplicar del casillero **Load Case**, **NAME**.

Aceleración

De acuerdo a los cálculos realizados en el apartado anterior la fuerza de aceleración es de 596 N, que serán aplicadas en todos los nodos, excepto en las restricciones.

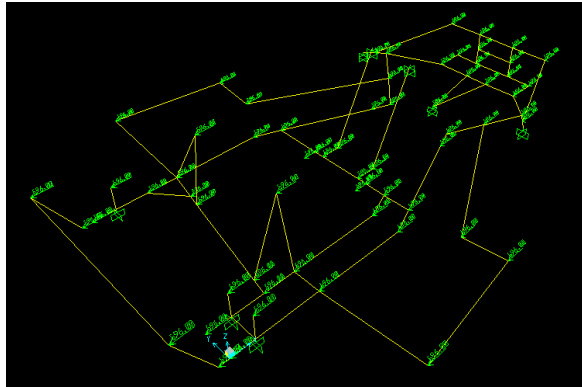
Figura 118. Ingreso de la fuerza de aceleración



Fuente: Autores

Gráficamente la fuerza de aceleración debe de quedarnos de la siguiente manera:

Figura 119.Fuerza de aceleración



Fuente: Autores

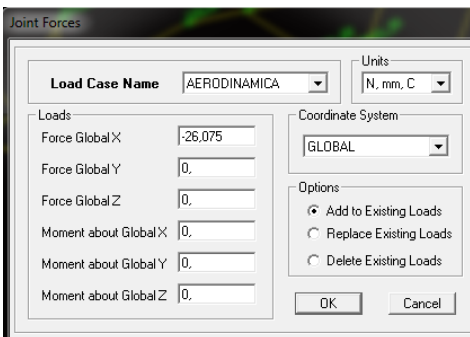
- Ahora ingresaremos la fuerza aerodinámica para lo cual seguiremos los siguientes pasos:
 - Seleccionamos los puntos
 - En la barra de herramientas **Assing**, click en **JointLoads** y seleccionamos **Forces**.
 - Se selecciona la fuerza que vamos a aplicar del casillero **Load Case**, **NAME**.

AERODINÁMICA

Carga aerodinámica

- De acuerdo con los cálculos obtenidos la fuerza producida por el aire es de 26,075 N, que es aplicada en 20 nodos.

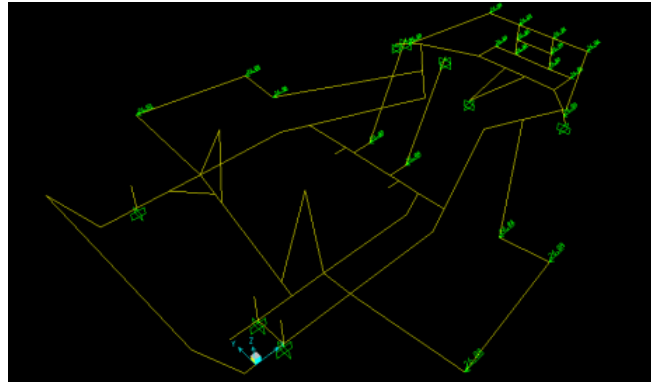
Figura 120.Ingreso de carga aerodinámica



Fuente: Autores

Gráficamente la fuerza aerodinámica debe quedarnos de la siguiente manera

Figura 121: Carga aerodinámica



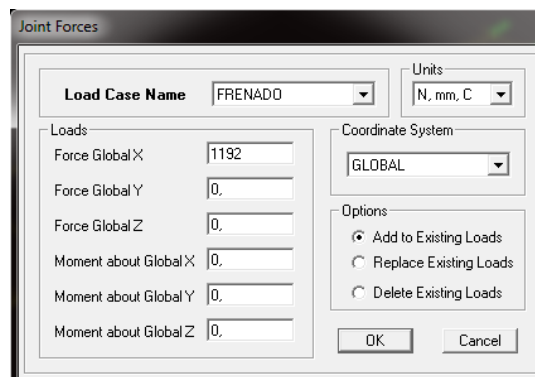
Fuente: Autores

Ingresamos la fuerza de frenado para lo cual realizamos los siguientes pasos:

- Seleccionamos los puntos
- En la barra de herramientas **Assing**, click en **JointLoads** y seleccionamos **Forces**.
- Se selecciona la fuerza que vamos a aplicar del casillero **Load Case**, **NAME FRENADO**
- De acuerdo con los cálculos obtenidos en el apartado anterior es de 1200 N, distribuidos en todos los nodos, excepto en las restricciones.

Fuerza de frenado

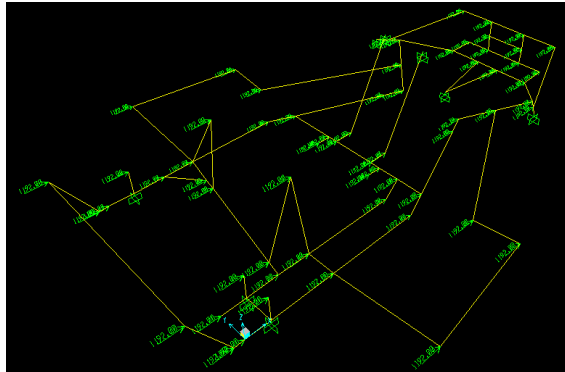
Figura 122. Ingreso de la fuerza de frenado



Fuente: Autores

Gráficamente la fuerza de frenado nos queda de la siguiente manera.

Figura 123.Fuerza de frenado

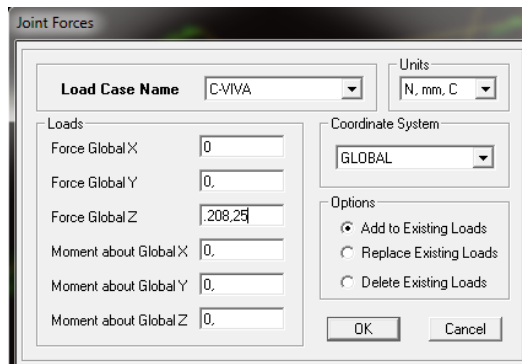


Fuente: Autores

Ingresamos la carga viva que se considera el peso de la persona incluido el asiento, este valor es de 848 N, para lo cual seguimos los siguientes pasos:

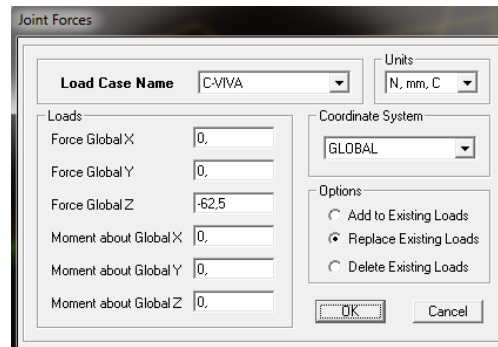
- Seleccionamos los puntos
- En la barra de herramientas **Assing**, click en **JointLoads** y seleccionamos **Forces**.
- Se selecciona la fuerza que vamos a aplicar del casillero **Load Case**, **NAME C-VIVA**
- La fuerza de 848 N correspondiente al peso de la persona más el peso del asiento es dividida para los 4 puntos aplicándose de esta manera 208,25 N en cada punto. También ubicaremos las cargas correspondientes al motor.

Figura 124.Ingreso de la carga viva piloto



Fuente: Autores

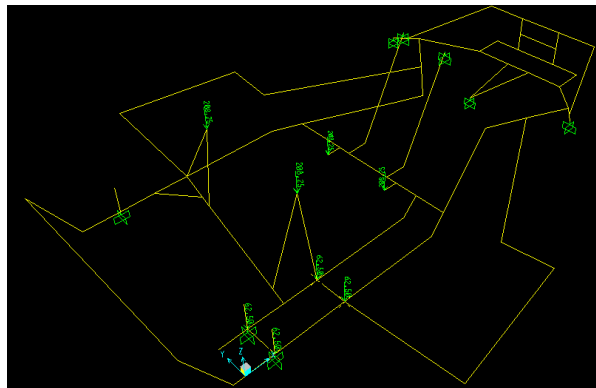
Figura 125.Ingreso de la carga viva motor



Fuente: Autores

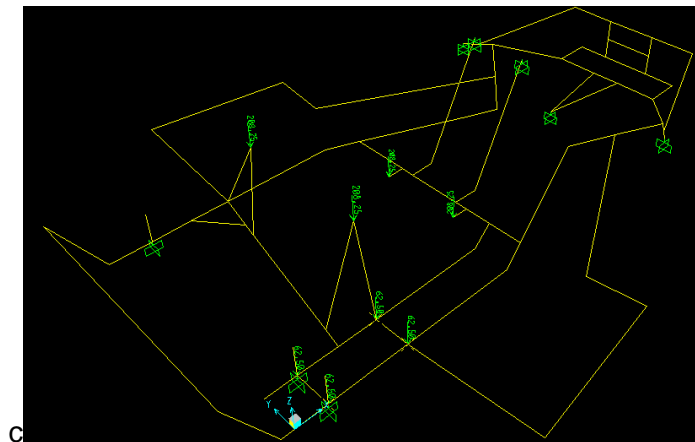
Gráficamente nos queda de la siguiente manera:

Figura 126.Ubicación de la carga viva piloto



Fuente: Autores

Figura 127.Ubicación de la carga viva motor

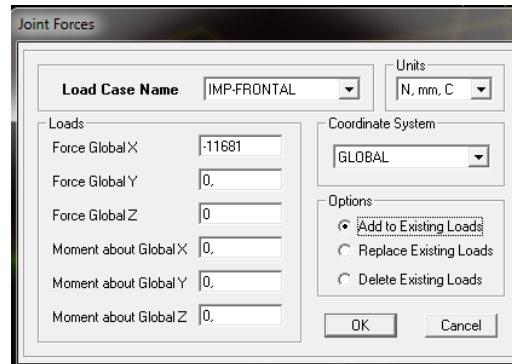


Fuente: Autores

Ahora ingresamos el valor de la fuerza de impacto frontal para lo cual seguimos los siguientes pasos:

- Seleccionamos los puntos
- En la barra de herramientas **Assing**, click en **JointLoads** y seleccionamos **Forces**.
- Se selecciona la fuerza que vamos a aplicar del casillero **Load Case**, **NAME IMP-FRONTAL**
- De acuerdo con los cálculos obtenidos en el apartado anterior el valor del impacto frontal es de 11681 N

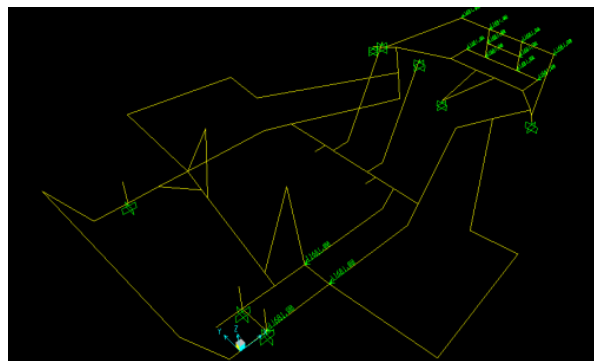
Figura 128.Ingreso de las fuerzas de impacto frontal



Fuente: Autores

La gráfica nos queda de la siguiente manera:

Figura 129.Ubicación de la carga de impacto frontal



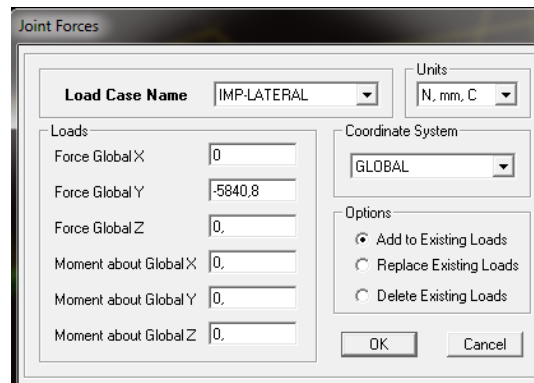
Fuente: Autores

Ingresamos el valor de la carga del impacto lateral el cual está dividido en dos partes para el lado izquierdo y el lado derecho, para lo cual seguimos los siguientes pasos:

- Seleccionamos los puntos
- En la barra de herramientas **Assing**, click en **JointLoads** y seleccionamos **Forces**.
- Se selecciona la fuerza que vamos a aplicar del casillero **Load Case**, **NAME IMP-LATERAL**
- De acuerdo con los cálculos obtenidos en el apartado anterior la fuerza producida por el impacto lateral es de 5840,8 N.

Lado Izquierdo

Figura 130.Ingreso de fuerza de impacto lateral izquierdo

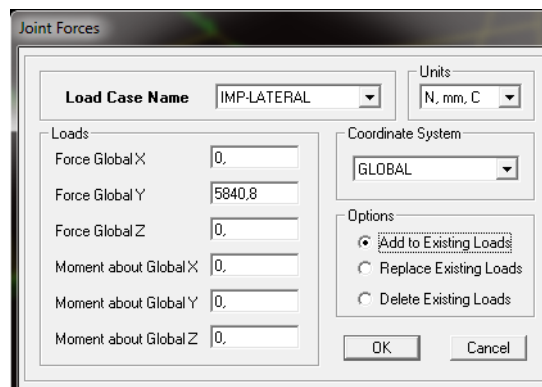


The screenshot shows the 'Joint Forces' dialog box. The 'Load Case Name' is set to 'IMP-LATERAL' and 'Units' is 'N, mm, C'. Under the 'Loads' section, 'Force Global X' is 0, 'Force Global Y' is -5840,8, and 'Force Global Z' is 0. The 'Coordinate System' is 'GLOBAL'. Under 'Options', 'Add to Existing Loads' is selected. 'OK' and 'Cancel' buttons are at the bottom.

Fuente: Autores

Lado derecho

Figura 131.Ingreso de la fuerza de impacto lateral lado derecho

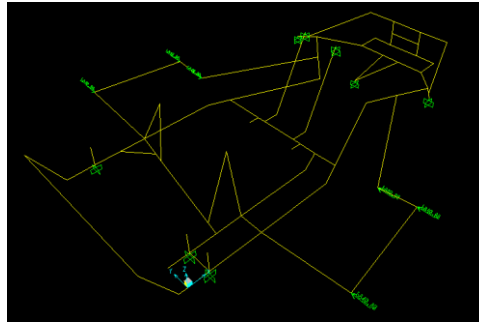


The screenshot shows the 'Joint Forces' dialog box. The 'Load Case Name' is set to 'IMP-LATERAL' and 'Units' is 'N, mm, C'. Under the 'Loads' section, 'Force Global X' is 0, 'Force Global Y' is 5840,8, and 'Force Global Z' is 0. The 'Coordinate System' is 'GLOBAL'. Under 'Options', 'Add to Existing Loads' is selected. 'OK' and 'Cancel' buttons are at the bottom.

Fuente: Autores

La fuerza de impacto lateral nos queda

Figura 132.Ubicación de la carga de impacto lateral



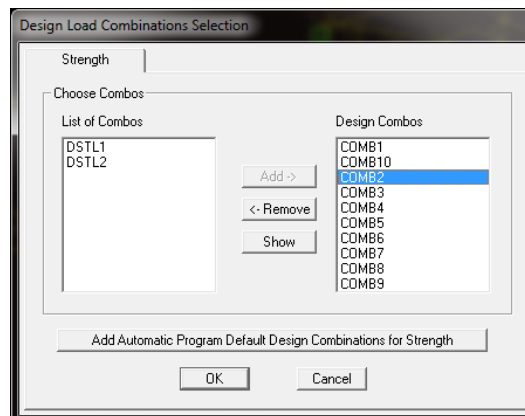
Fuente: Autores

3.10.6 Verificaciones. Verificamos el estado de las fuerzas, nos ubicamos en la barra de herramientas en el botón Design Frame Section y seleccionamos la fuerza que deseamos ver.

Verificamos lo combos que se crearon los cuales deben estar siendo tomados por el programa, nos ubicamos en la barra de herramientas en la opción **Design**, sub opción **Steel framedesign** y damos click en **Steel design combos**.

En la pantalla que se muestra a continuación verificamos que todos los combos estén siendo tomados por el programa para ser analizados, de ser así se añaden a la lista de la siguiente manera:

Figura 133.Ingreso de los combos a ser analizados por el programa

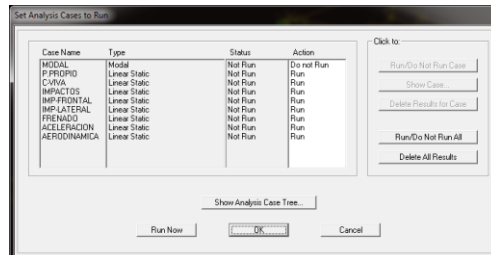


Fuente: Autores

3.10.7 Correr el programa. Una vez ingresadas las cargas, asignadas las restricciones y verificados los combos se procede a analizar la estructura.

Nos ubicamos en la barra de herramienta y hacemos click en **Play**, y podemos observar cuales son las cargas que están yendo a ser corridas por el programa.

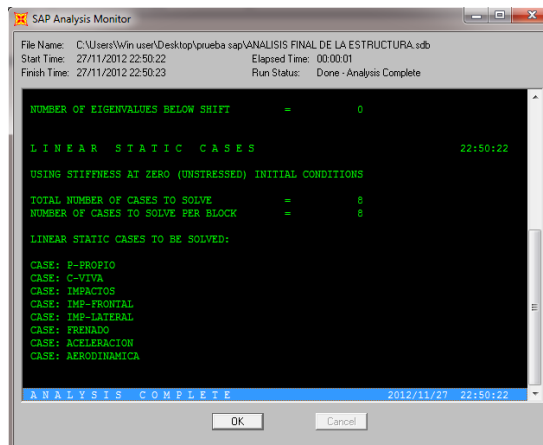
Figura 134. Combos que van a ser analizados



Fuente: Autores

Para el caso modal hay que desactivarlo para que no sea corrido por el programa

Figura 135. Análisis completo



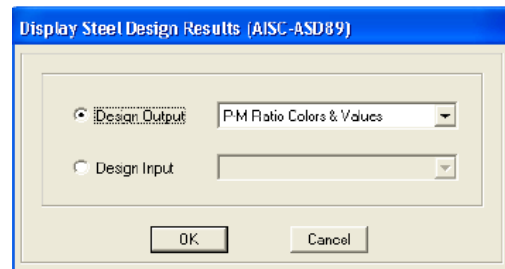
Fuente: Autores

Click en ok.

3.10.8 Análisis de la estructura. En este proceso verificaremos el correcto funcionamiento de la estructura el SAP nos indica mediante colores como están comportándose cada una de las barras, estos colores corresponden al factor resultante de los esfuerzos que soporta la estructura, para este análisis se realiza el siguiente proceso:

- Nos ubicamos en la barra de herramientas, opción **Design**, nos ubicamos en la subopción **Steel FrameDesign** y damos click en el botón **StartDesign/Check of Structure** que es la opción que nos permite el chequeo de la estructura y aceptamos.
- Para que en cada una de las barras aparezca el coeficiente con el que está trabajando nos ubicamos en **Star Steel Design/Check of Structure** y seleccionamos el botón de información de resultados del diseño (**DisplayDesignInfo...**)
- Luego aparece la siguiente pantalla la cual nos permite observa el factor Ratio con el cual está trabajando cada elemento de la estructura y hacemos click en ok

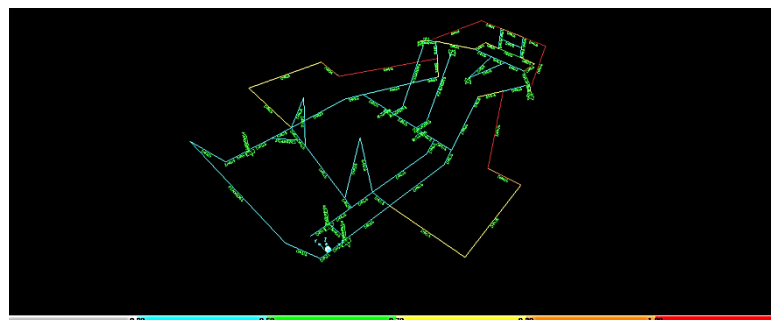
Figura 136.Pantalla para escoger el valor del ratio



Fuente: Autores

Teniendo como resultado.

Figura 137.Análisis de la estructura mediante esfuerzos permisibles (AISC)



Fuente: Autores

En esta parte del diseño el programa indica si la estructura está funcionando correctamente o no lo está, mediante una barra de colores ubicada en la parte inferior de la pantalla como lo indica la figura 137, esta barra de colores va desde el color gris – celeste que nos indica un elemento en excelentes condiciones de funcionamiento hasta el color tomate – rojo que nos indica que el elemento esta sobre estresado.

Siguiendo este concepto podemos establecer:

- Que el marco principal del chasis se encuentra de color celeste, lo cual nos indica que estos elementos están trabajando en óptimas condiciones de carga.
- Los atenuadores de impacto se muestran de color rojo y naranja, lo cual nos muestra que se encuentran sobre estresados y que fallaran, lo cual no es de preocuparse debido a que los atenuadores de impacto deben deformarse lo más posible ante cualquier colisión para lo cual esta característica es de extrema importancia para la seguridad del piloto.
- Los demás elementos se los puede observar de color verde lo cual nos dice que dichos elementos se encuentran dentro de parámetros aceptables por lo que durante la competencia no presentaran fallas en la estructura.

ANÁLISIS DEL ESTADO DEFORMACIONAL

En todos los nodos por efecto de las cargas aplicadas y combinaciones de cargas presentan deformaciones. Estas deformaciones no deben de sobrepasar el valor límite que está dado por relación que para carga viva es de $\frac{L}{360}$; y para las demás combinaciones de carga es de $\frac{L}{240}$

Para determinar la máxima deformación que nos entrega el programa se procede de la siguiente manera:

- Seleccionamos del menú principal la opción Display.
- Damos click en Show Tables (shift + 12)
- De la opción ANALYSIS RESULTS marcamos Joint Output y damos click en el botón OK.
- Obtenemos una tabla de la cual seleccionamos Jointdisplacements. Esta tabla nos indica todos los desplazamientos producidos por las combinaciones de carga.
- Para obtener la máxima deformación exportamos la tabla a Excel.

- La tabla obtenida en Excel es simplificada al valor máximo y mínimo.

Tabla 15.Desplazamientos máximos de los nodos

TABLE: JointDisplacements					
Joint	Output Case	CaseType	U1	U2	U3
Text	Text	Text	mm	mm	mm
98	COMB8	Combination	-6,203087	2,924666	12,237338
98	COMB10	Combination	-2,929811	2,905272	11,90308

Fuente: Autores

Esta tabla nos indica que la mayor deformación se encuentra en el nodo 98, producida por la combinación de carga número 8(COMB1), siendo de 12,237338 en el eje de las Z (U3).

DEFORMACION POR PESO PROPIO

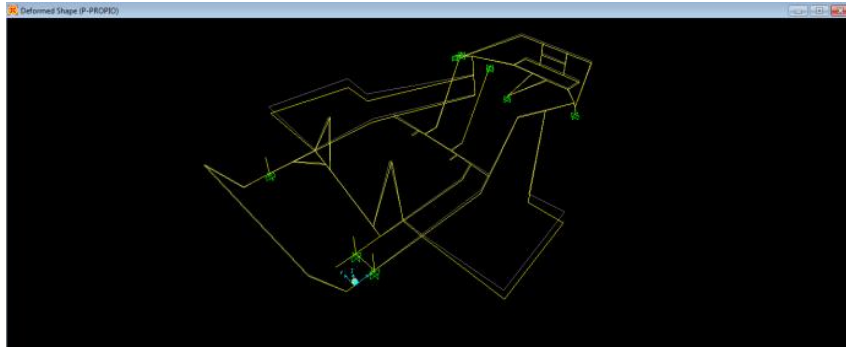
Tabla 16.Determinación del límite de deformación por peso propio

TABLE: JointDisplacements					
Joint	Output Case	CaseType	U1	U2	U3
Text	Text	Text	mm	mm	mm
98	P-PROPIO	LinStatic	0,029087	0,040061	-0,459722
97	P-PROPIO	LinStatic	0,000581	-0,001153	-0,108596
96	P-PROPIO	LinStatic	-0,002779	-0,006089	-0,033118

Fuente: Autores

Los valores obtenidos se encuentran por debajo de 12,237338mm que es la deformación máxima calculada por el SAP. Esto quiere decir que la estructura correspondiente está funcionando correctamente.

Figura 13.: Deformación producida en la estructura por el peso propio



Fuente: Autores

DEFORMACIONES POR CARGA VIVA

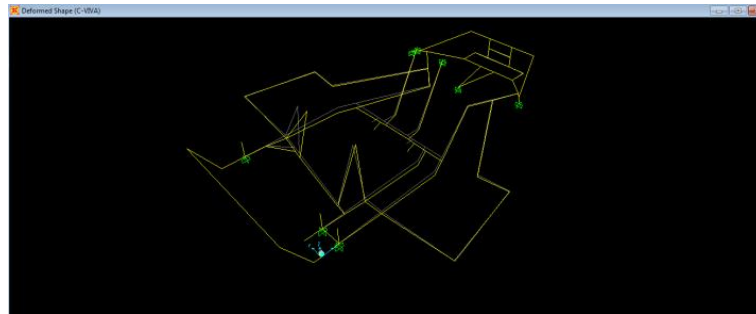
Tabla 17. Determinación del límite de deformación por carga viva

TABLE: JointDisplacements					
Joint	Output Case	CaseType	U1	U2	U3
Text	Text	Text	mm	mm	mm
98	C-VIVA	LinStatic	0,009203	-0,033622	0,062426
97	C-VIVA	LinStatic	0,001577	-0,001782	-0,209093
96	C-VIVA	LinStatic	0,000309	-0,011312	-0,029386
94	C-VIVA	LinStatic	0,008843	-0,022741	-0,085993

Fuente: Autores

Los valores obtenidos se encuentran por debajo de 12,237338mm que es la deformación máxima calculada por el SAP. Esto quiere decir que la estructura correspondiente está funcionando correctamente.

Figura 139. Deformación producida en la estructura por la carga viva



Fuente: Autores

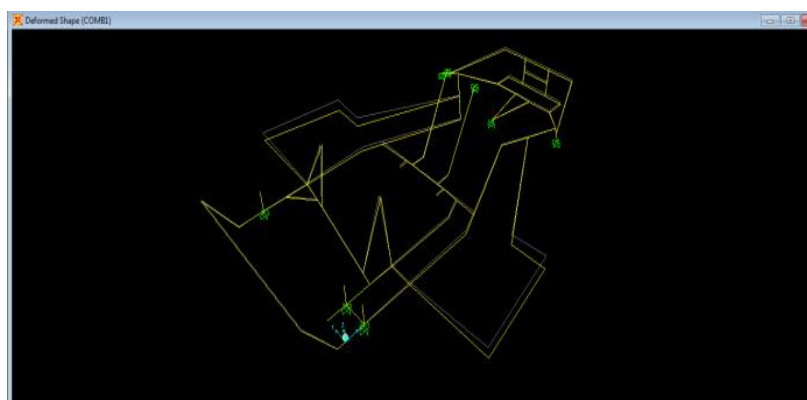
COMB 1

Tabla 18. Determinación del límite de deformación por el combo uno

TABLE: JointDisplacements					
Joint	Output Case	CaseType	U1	U2	U3
Text	Text	Text	mm	mm	mm
98	COMB1	Combination	0,029087	0,040061	-0,459722
97	COMB1	Combination	0,000581	-0,001153	-0,108596
96	COMB1	Combination	-0,002779	-0,006089	-0,033118

Fuente: Autores

Figura 140. Deformación producida en la estructura por el combo 1



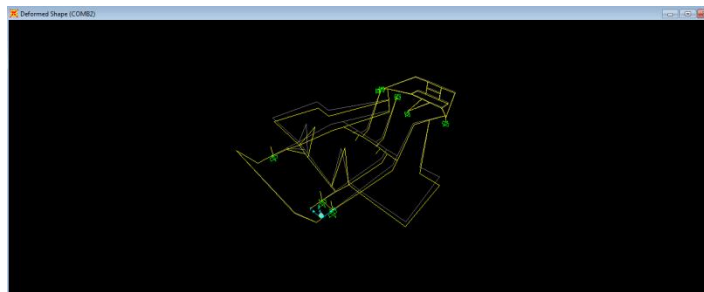
Fuente: Autores

Tabla 19.Determinación del límite de deformación por el combo dos

TABLE: JointDisplacements					
Joint	Output Case	CaseType	U1	U2	U3
Text	Text	Text	mm	mm	mm
1	COMB2	Combination	-8,163E-10	-0,000522	-0,004355
2	COMB2	Combination	-0,001147	-0,013554	-0,458288
4	COMB2	Combination	0,011373	-0,042742	-0,183785

Fuente: Autores

Figura 141.Deformación producida en la estructura por el combo 2



Fuente: Autores

COMB 3

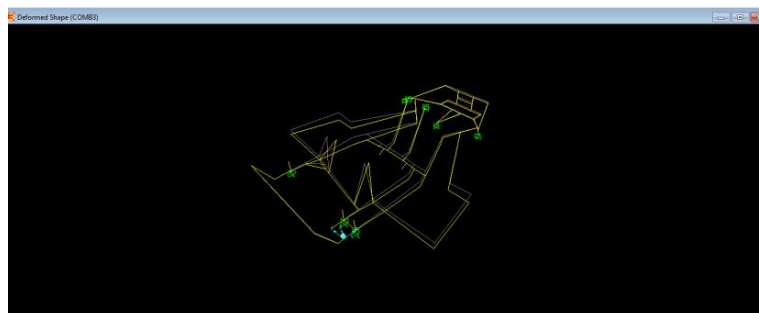
Tabla 20.Determinación del límite de deformación por el combo tres

TABLE: JointDisplacements					
Joint	Output Case	CaseType	U1	U2	U3
Text	Text	Text	mm	mm	mm
98	COMB3	Combination	-0,029012	0,003642	-0,366121
97	COMB3	Combination	0,001033	-0,002001	-0,312019

96 COMB3 Combination -0,00911 -0,020465 -0,06281

Fuente: Autores

Figura 142. Deformación producida en la estructura por el combo 3



Fuente: Autores

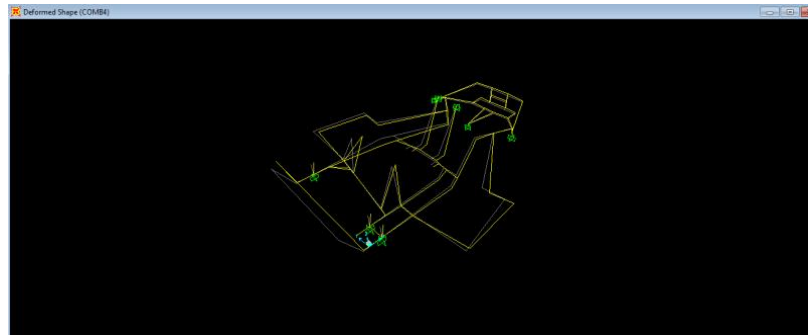
COMB 4

Tabla 21. Determinación del límite de deformación por el combo cuatro

TABLE: JointDisplacements					
Joint	Output Case	CaseType	U1	U2	U3
Text	Text	Text	mm	mm	mm
98	COMB4	Combination	3,673248	0,108499	-2,60855
97	COMB4	Combination	0,24515	-0,02615	-1,740831
96	COMB4	Combination	0,690224	-0,068932	-0,589278

Fuente: Autores

Figura 143. Deformación producida en la estructura por el combo 4



Fuente: Autores

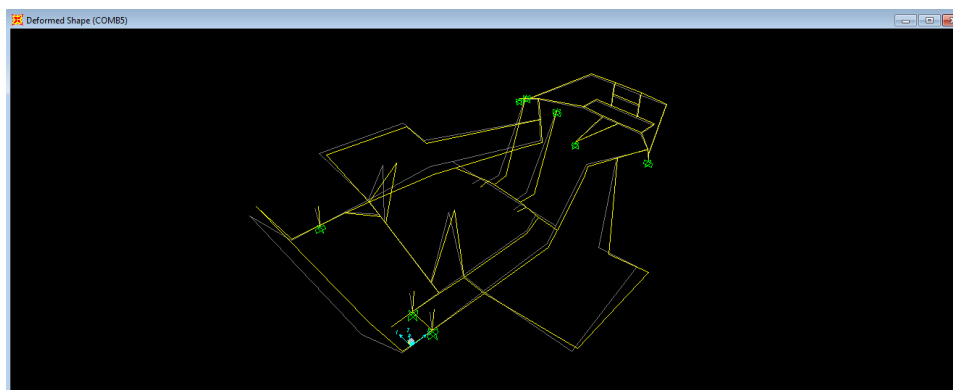
COMB5

Tabla 22. Determinación del límite de deformación por el combo cinco

TABLE: JointDisplacements					
Joint	Output Case	CaseType	U1	U2	U3
Text	Text	Text	mm	mm	mm
98	COMB5	Combination	3,605945	0,105702	-2,577375
97	COMB5	Combination	0,244025	-0,025216	-1,73516
96	COMB5	Combination	0,683584	-0,071995	-0,589584

Fuente: Autores

Figura 144. Deformación producida en la estructura por el combo 5



Fuente: Autores

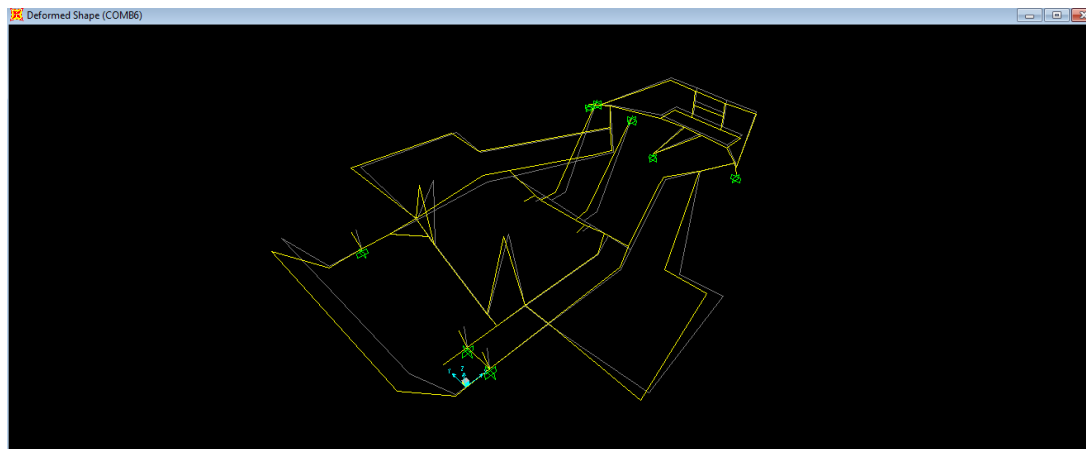
COMB 6

Tabla 23. Determinación del límite de deformación por el combo seis

TABLE: JointDisplacements					
Joint	Output Case	CaseType	U1	U2	U3
Text	Text	Text	mm	mm	mm
98	COMB6	Combination	-1,779189	-0,044591	0,708331
97	COMB6	Combination	-0,119338	0,008673	0,393881
96	COMB6	Combination	-0,348817	0,008364	0,200883

Fuente: Autores

Figura 145. Deformación producida en la estructura por el combo 6



Fuente: Autores

COMB 7

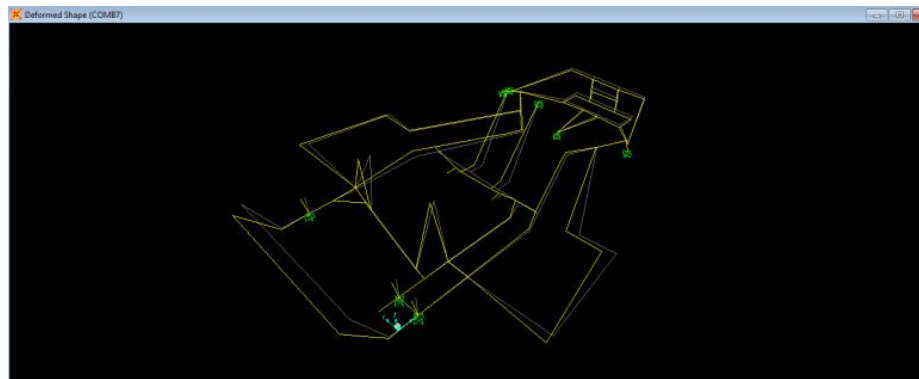
Tabla 24. Determinación del límite de deformación por el combo siete

TABLE: JointDisplacements					
Joint	Output Case	CaseType	U1	U2	U3
Text	Text	Text	mm	mm	mm

98	COMB7	Combination	-1,846491	-0,047388	0,739506
97	COMB7	Combination	-0,120464	0,009606	0,399552
96	COMB7	Combination	-0,355457	0,005301	0,200577
94	COMB7	Combination	-1,41516	1,758205	0,844335

Fuente: Autores

Figura 146. Deformación producida en la estructura por el combo 7



Fuente. Autores

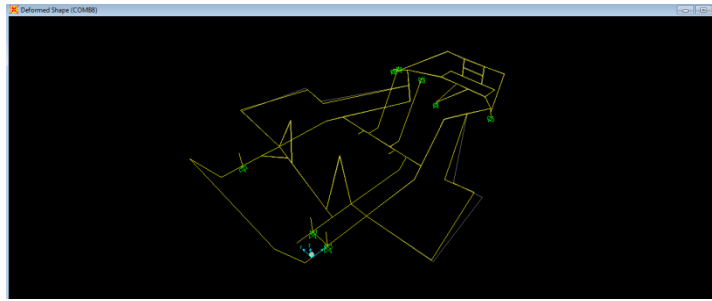
COMB 8

Tabla 25. Determinación del límite de deformación por el combo ocho

TABLE: JointDisplacements					
Joint	Output Case	CaseType	U1	U2	U3
Text	Text	Text	mm	mm	mm
85	COMB8	Combination	-9,752261	0,088426	1,561716
87	COMB8	Combination	-8,001887	0,0101	1,547297
92	COMB8	Combination	-10,613387	35,273853	10,891051

Fuente. Autores

Figura 147. Deformación producida en la estructura por el combo 8



Fuente: Autores

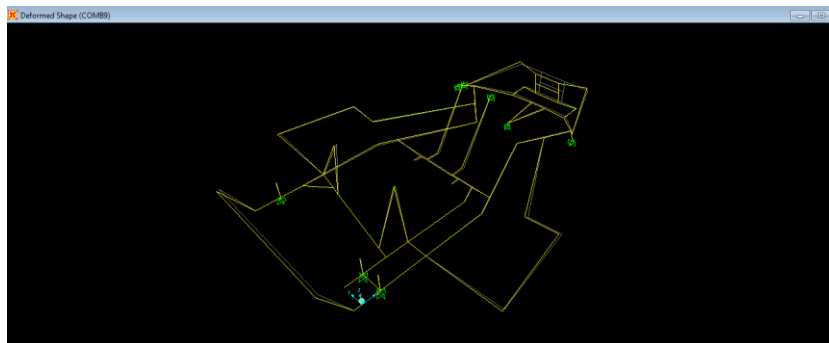
COMB 9

Tabla 26. Determinación del límite de deformación por el combo nueve

TABLE: JointDisplacements					
Joint	Output Case	CaseType	U1	U2	U3
Text	Text	Text	mm	mm	mm
83	COMB9	Combination	-10,322462	-0,106506	1,853535
85	COMB9	Combination	-10,320698	0,104741	1,85891
87	COMB9	Combination	-8,458045	0,016456	1,830004

Fuente: Autores

Figura 148. Deformación producida en la estructura por el combo 9



Fuente: Autores

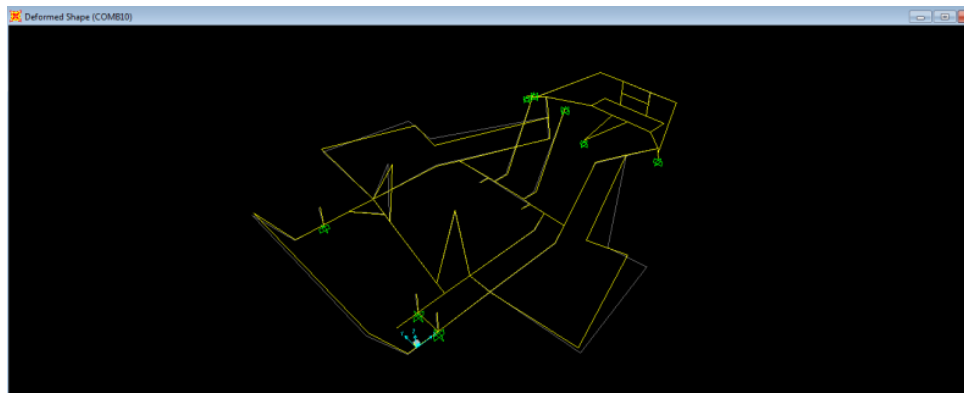
COMB 10

Tabla 27.Determinación del límite de deformación por el combo diez

TABLE: JointDisplacements					
Joint	Output Case	CaseType	U1	U2	U3
Text	Text	Text	mm	mm	mm
102	COMB10	Combination	-14,189138	-31,24772	3,244874
94	COMB10	Combination	-14,573699	31,426473	4,939805

Fuente: Autores

Figura 149.Deformación producida en la estructura por el combo 10



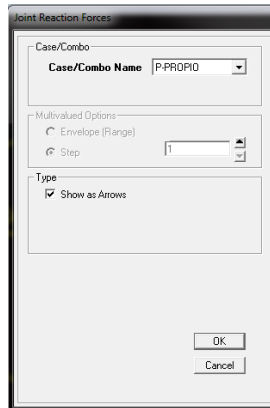
Fuente: Autores

Analizando las cargas y sus combinaciones podemos observar que tanto la carga viva, muerta, de aceleración, de frenado, aerodinámica como los combos 1,2,3,4,5,6,7 no producen daños a la estructura, incluso en los atenuadores de impacto, esto quiere decir que cuando el vehículo este en competencia funcionará sin ninguna dificultad (condiciones normales de funcionamiento: aceleración, frenado, máxima velocidad). Y al producirse una colisión en carrera representados por los combos 8, 9 y 10, los atenuadores de impacto cumplen con su función de deformarse y de esta manera absorben la energía del impacto, sin que la estructura denominada falle. Como conclusión de los datos obtenidos podemos decir que las cargas y combinaciones de cargas que son aplicadas a la estructura cumplen con la reglamentación dispuesta por las normas CIK/FIA.

REACCIONES

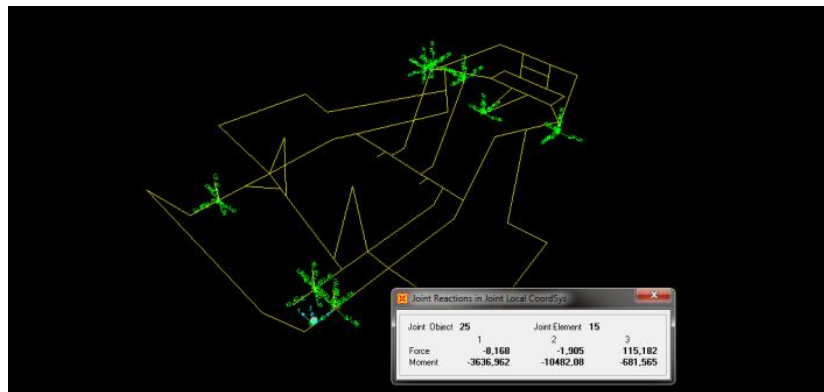
- Seleccionamos el botón Show Forces y escogemos la opción Joints.
- Seleccionamos las reacciones producidas por los diferentes combos o fuerzas.

Figura 150. Selección de reacciones por el peso propio



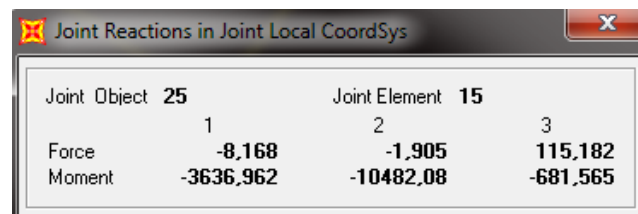
Fuente: Autores

Figura 151. Vista de la estructura con las reacciones producidas por el peso propio



Fuente: Autores

Figura 152. Momentos y fuerzas del punto seleccionado



Joint Object	25	Joint Element	15	
	1	2	3	
Force	-8,168	-1,905	115,182	
Moment	-3636,962	-10482,08	-681,565	

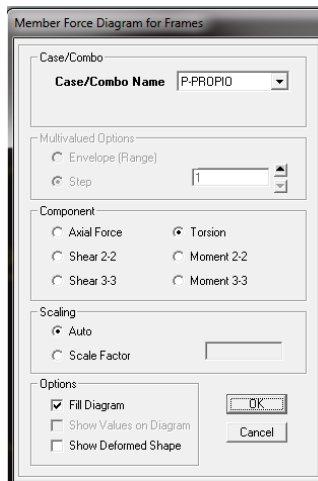
Fuente: Autores

De la misma manera se puede observar cada una de las reacciones producidas por las diferentes cargas y combinaciones de carga.

TORSIÓN

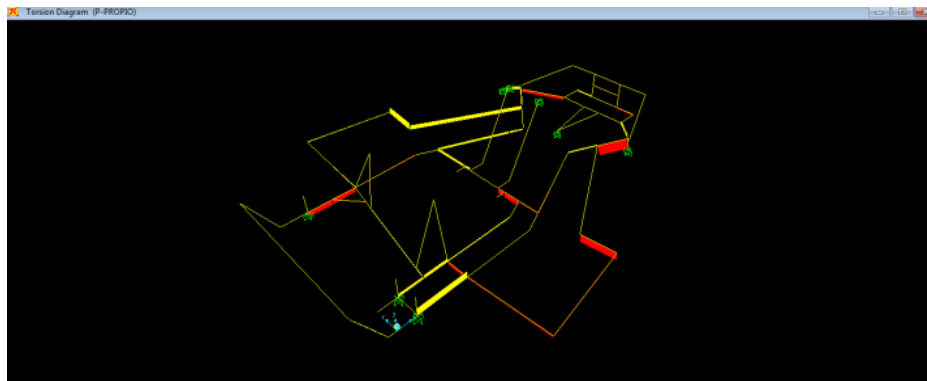
- Nos ubicamos en el botón Show Forces y seleccionamos Frames – Cables
- Seleccionamos la carga, de la cual queremos observar que torsión produce.

Figura 153. Selección de torsión por peso propio



Fuente: Autores

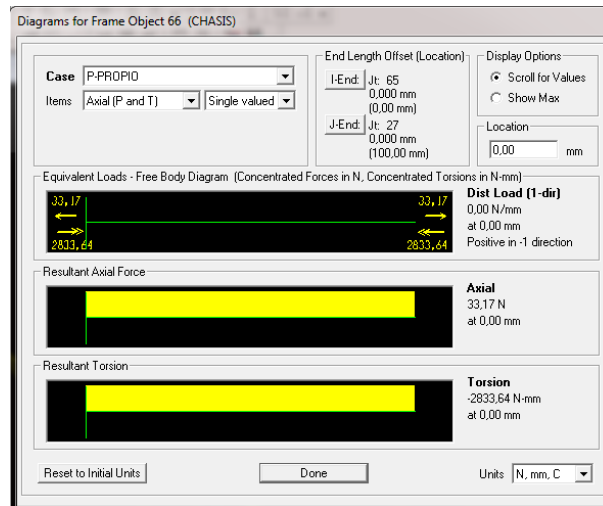
Figura 154. Diagrama de torsión de la estructura



Fuente: Autores

Para observar con más detalle se hace clic derecho en una de las barras analizadas.

Figura 155. Valor de la torsión



Fuente: Autores

De la misma manera se puede observar el diagrama de torsión producidas por cada una de las cargas y de las combinaciones.

MOMENTOS

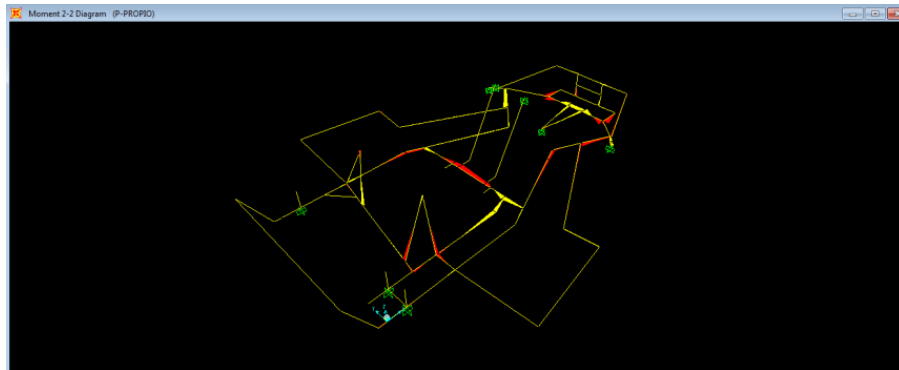
- Nos ubicamos en el botón Show Forces y seleccionamos Frames – Cables
- Seleccionamos la carga, de la cual queremos observar el momento.

Figura 156. Selección de momento por peso propio



Fuente: Autores

Figura 157. Diagrama de momento de la estructura



Fuente: Autores

Figura 158. Valor del momento



Fuente: Autores

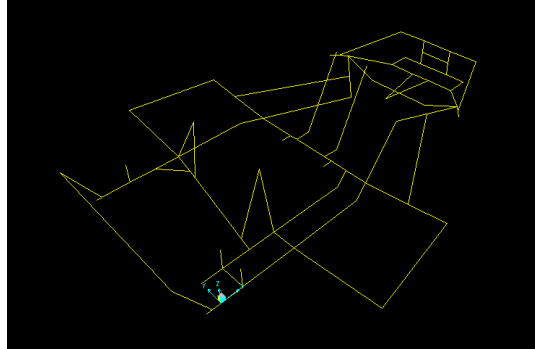
REDISEÑO DE LA ESTRUCTURA

Debido a que en el estudio de análisis estructural presentado en el anterior apartado presento la estructura falla en los atenuadores de impacto, pese a que es importante que fallen para su deformación en caso de colisión, procederemos a un rediseño de la estructura en lo que tiene que ver en los atenuadores de impacto.

Dichas modificaciones serán realizadas en los atenuadores de impacto como se puede observar en la figura.

Luego procederemos a realizar el estudio de análisis estructural con la ayuda del programa SAP 2000 11.1, para verificar que ya no presenten falla los atenuadores de impacto.

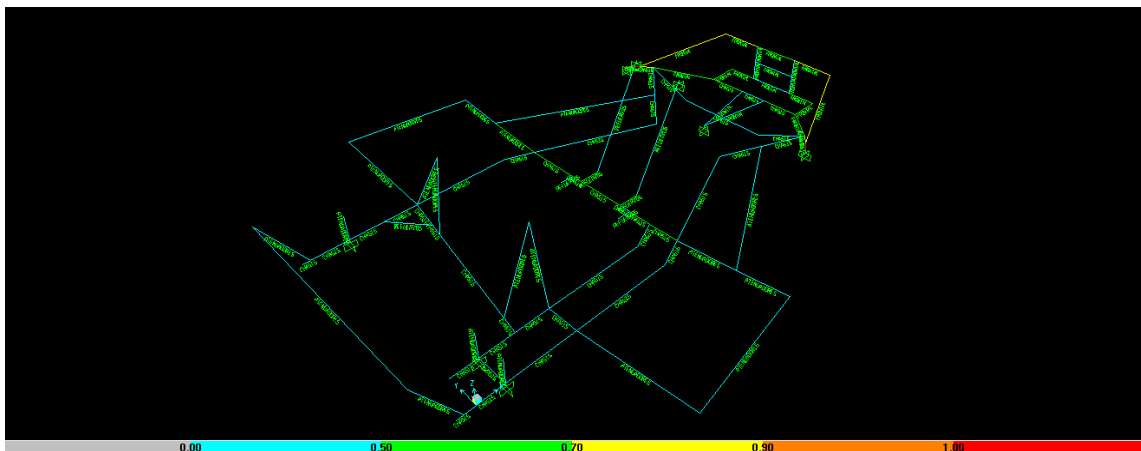
Figura 159. Estructura rediseñada



Fuente: Autores

ANÁLISIS DEL REDISEÑO EN SAP 2000 11.1

Figura 160. Razón de esfuerzos permisibles según la norma AISC



Fuente: Autores

Esfuerzos permisibles combinados:

El resultado del rediseño efectuado en el SAP 2000 se basa en la aplicación de la ecuación de iteración del AISC para diseño bajo esfuerzos combinados en el caso donde (para el acero A36) $\frac{f_a}{F_a}$ es menor que 0,15: si es menor de 0.15 aplicamos la siguiente fórmula:

$$\frac{f_a}{F_a} + \frac{f_{bx}}{F_{bx}} + \frac{f_{by}}{F_{by}} \leq 1.0$$

Y si el valor es mayor a 0.15 se aplica la siguiente ecuación:

$$\frac{f_a}{0.60F_y} + \frac{f_{bx}}{F_{bx}} + \frac{f_{by}}{F_{by}} \leq 1.0$$

Realizando el rediseño de los atenuadores de impacto se pudo lograr que todas las barras se encuentren dentro de los parámetros aceptables de funcionamiento, sin presentar ninguna barra de color rojo y cuya combinación de esfuerzos es menor a 1.

Cabe mencionar que este rediseño realizado en los atenuadores de impacto no se lo va a realizar físicamente en la estructura debido a que los chasis se encuentran homologados y cualquier modificación deberá ser presentada en primera instancia a la CIK/FIA para su análisis y posterior aprobación. Pero nos podemos dar cuenta que con unas pequeñas modificaciones el funcionamiento de la estructura bajo las cargas establecidas ha mejorado prestando mayor seguridad para las condiciones de competencia

Por esta situación el análisis en el SAP se lo hace únicamente valiéndonos de la barra de colores sin profundizar mucho en el resto del estudio estructural.

CAPÍTULO IV

4. TECNOLOGÍA DE LA CONSTRUCCIÓN MONTAJE Y COSTOS

4.1 Construcción del kart

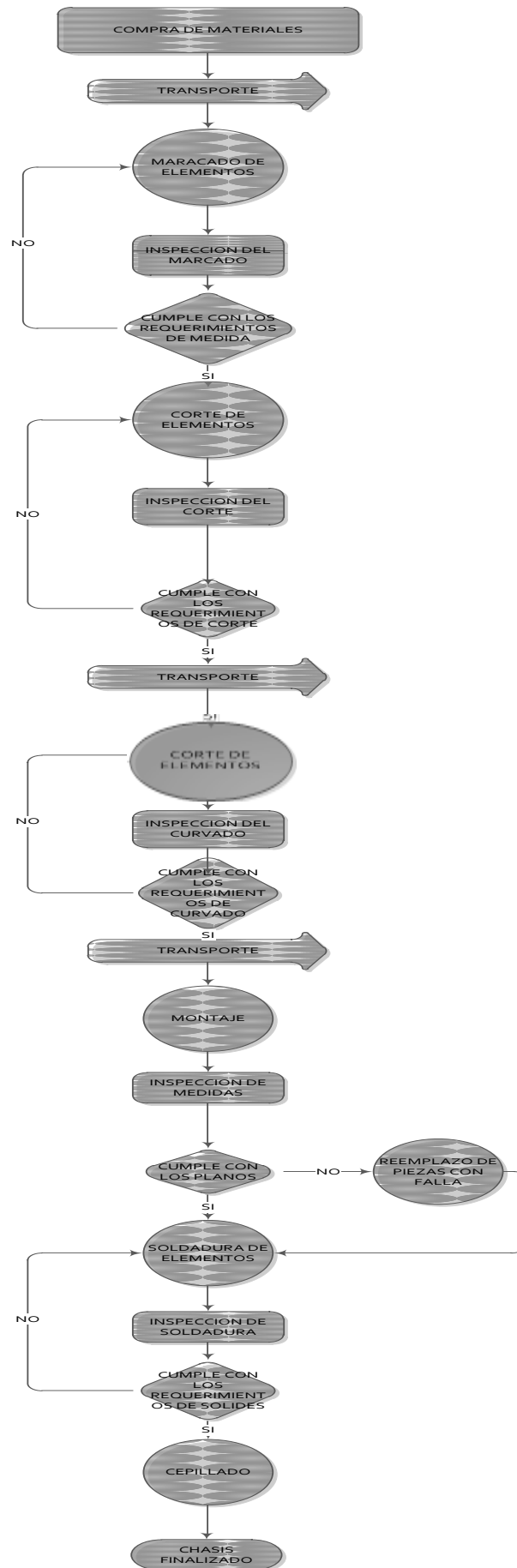
La construcción de un kart involucra todo un proceso ya que hay que tener en cuenta todos los parámetros de diseño y adaptación para que todo el conjunto funcione complementariamente, por éste mismo hecho es necesario regirse a un método de fabricación el mismo que deberá cumplir con todos los requerimientos del proyecto.

Se inicia desde el diseño normado por la CIK-FIA (Comisión Internacional de Karting FIA) el mismo que establece mediante planos las medidas y tolerancias máximas admisibles para el diseño de un chasis de Kart.

De ésta manera se diseñó y modeló el chasis tomando en cuenta los esfuerzos a los cuales éste estará sometido.

Con toda la información recopilada que el software nos entrega, procedemos a realizar la construcción del kart rigiéndonos al que a continuación es el método de fabricación de éste tipo de vehículo.

FLUJOGRAMA DE CONSTRUCCIÓN



4.2 Método de fabricación

4.2.1 Selección y calificación del taller. Es indispensable realizar un estudio de los talleres que aportarán con la construcción de un proyecto determinado ya que deben ser capacitados para todo lo que el proyecto en sí requiere realizar, esto es la interpretación de planos y bosquejos, poseer instalaciones adecuadas, tener la maquinaria necesaria para la construcción, montaje y la adaptación de todos los componentes del mismo, logrando de esta manera cristalizar todo el proyecto a realizar.

Considerando estos aspectos debe encontrarse un taller que realice chasis tubulares, rollbar, dispositivos anti vuelco, buggys de competencia, etc.

Por éste motivo se selecciona el taller M&M (Metal Industrias Morocho) del Sr. Antonio Morocho ubicado en la zona este de la ciudad de Loja.

Figura 161. Taller M&M (taller seleccionado)

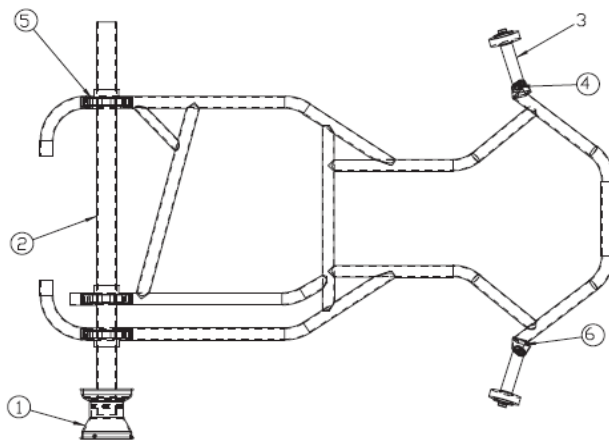


Fuente: Autores

4.2.2 Construcción del chasis

4.2.2.1 Secuencia de construcción del chasis. A continuación mediante las siguientes gráficas se describe todo el proceso de construcción:

Figura 162. Marco del chasis y partes principales del chasis



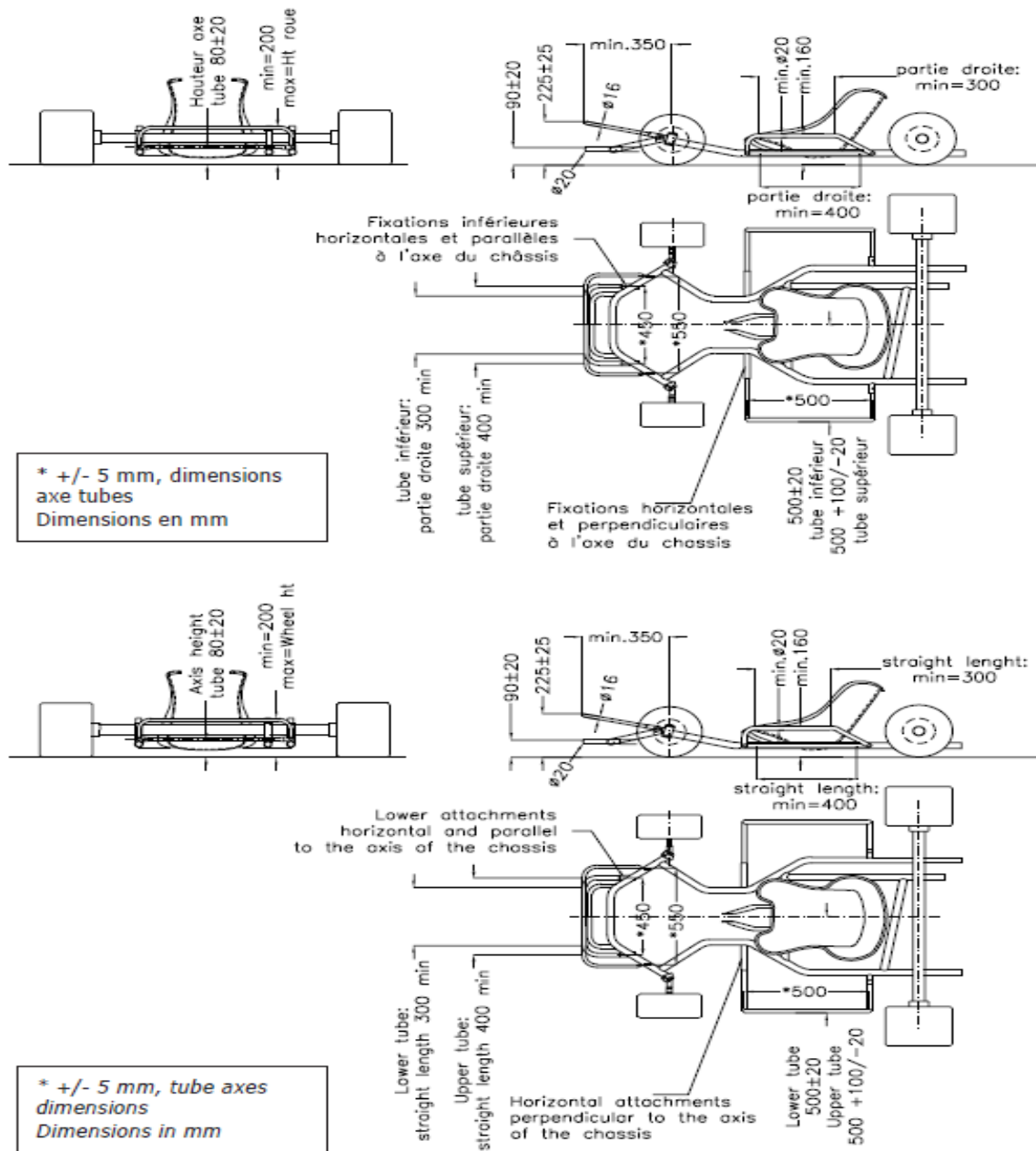
Designación

- 1 Rin
- 2 Eje trasero
- 3 Nudillo de dirección
- 4 Pasador rey
- 5 Soporte del eje trasero
- 6 Puertos de conexión frontal

Fuente: 2011 CIK/FIA Technical Regulation.

En esta figura se observan los componentes base para realizar la construcción del chasis.

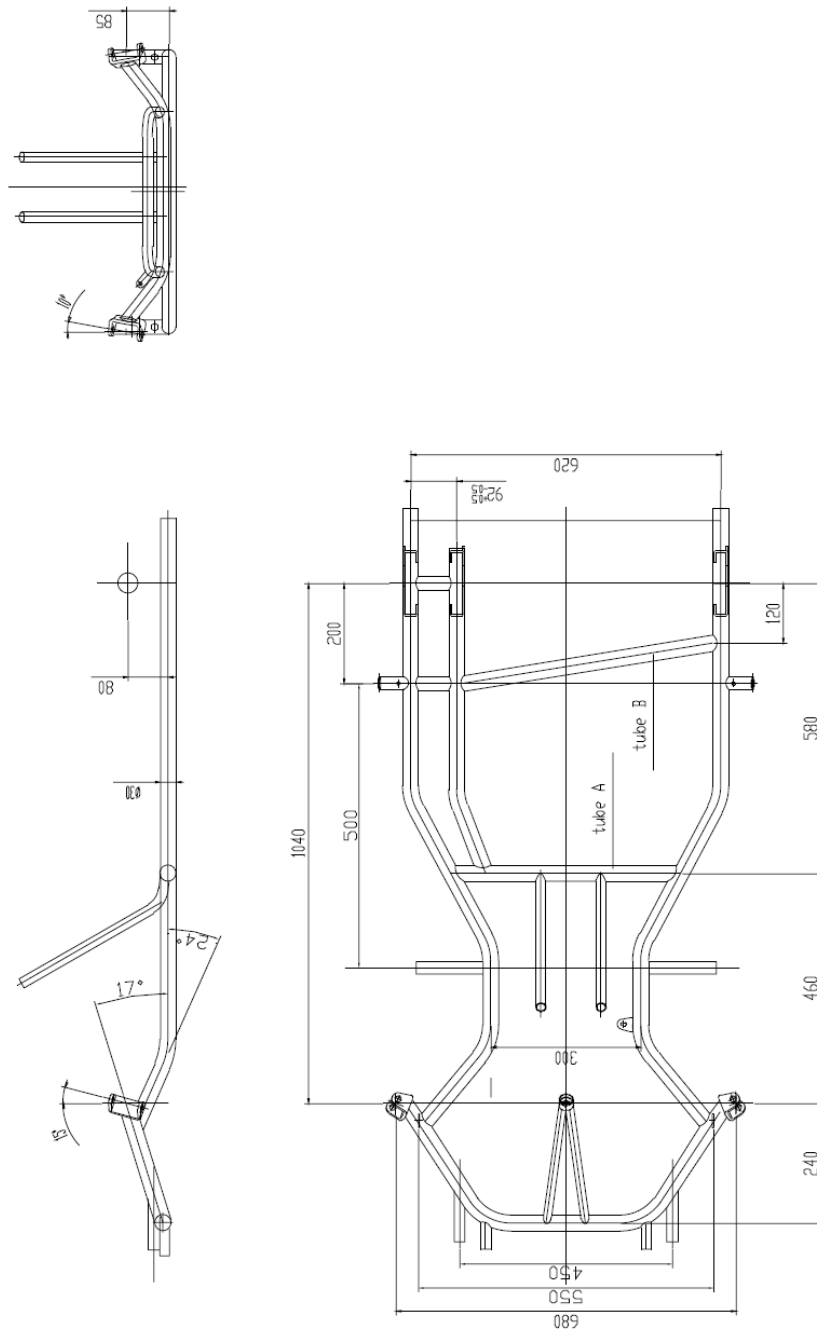
Figura 163. Componentes base para la construcción del chasis



Fuente: 2011 CIK/FIA Technical Regulation.

En esta figura se observan las medidas correspondientes a todo el conjunto de parachoques delantero, posterior y lateral, los mismos que presentan tolerancias normadas de diseño.

Figura 164.Cotas del chasis



Fuente: 2011 CIK/FIA Technical Regulation.

Dimensiones principales del chasis de estructura tubular, medidas normadas por la CIK-FIA, que sirve como diseño base para cualquier constructor, en si es el chasis cuadro básico de donde el diseñador parte para realizar el chasis, pudiendo variar ciertos valores dentro de las tolerancias permitidas de acuerdo a nuestro diseño.

Figura 165. Selección de la máquina dobladora de tubos



Fuente: Autores

4.2.2.2 Doblaje de los tubos. Luego de haber analizado los planos antes mostrados se procede a realizar el doblaje de los tubos que van a formar el chasis cuadro del kart, para ello se emplea una dobladora de tubos que actúa mediante fuerza hidráulica para darle las curvaturas apropiadas adquiriendo de esta manera las características propias del nuevo chasis.

Selección del material (Acero ASTM 36)

Figura 166. Selección del material



Fuente: Catálogo DIPAC acero estructural.

Doblaje de tubos parte frontal

Figura 167. Doblaje de tubos parte frontal



Fuente: Autores

Medición de ángulos en los tubos laterales

Figura 168. Medición de ángulos en los tubos laterales



Fuente: Autores

Doblaje del tubo principal

Figura 169. Doblaje del tubo principal



Fuente: Autores

Doblaje de tubos Interiores

Figura 170. Doblaje de tubos Interiores



Fuente: Autores

4.2.2.3 Corte por aserrado. Para fabricar una estructura se empieza por lo general, con la preparación de los extremos de las barras, las mismas que luego serán soldadas para dar forma a la estructura.

Los métodos que se usan con más frecuencia son el corte por aserrado y el corte por soplete.

En el caso de la estructura de un chasis debido al menor coste y a su mayor sencillez de ejecución es preferible el aserrado frente al corte por soplete.

La herramienta utilizada para el corte puede ser una sierra circular con avance hidráulico, una sierra de banda o una sierra alternativa de arco en el denominado proceso manual de corte.

La unión directa entre los perfiles circulares necesita un corte “perfilado”, que a menudo se denomina “silla de montar”.

Figura 171. Perfil silla de montar



Fuente: Catálogo DIPAC acero estructural.

4.2.2.4 Secuencia del proceso de soldadura de todo el conjunto. Una vez realizado el doblaje del material, continua el proceso de construcción uniendo mediante soldadura todos los tubos que en conjunto formarán el chasis cuadro, para ello se deben alinear éstos elementos en una mesa de trabajo, colocando en la posición habitual, los elementos como el motor, el eje posterior y los sistemas de dirección y frenos, evitando de ésta manera que, luego de haber realizado las soldaduras pertinentes, existan inconsistencias en cuanto a distancias y posicionamientos de éstos elementos, con esto se logra unir de manera exacta los tubos laterales, con los tubos que comprenden la parte delantera, posterior e interior del Chasis mediante el proceso de soldadura Mig/Mag.

Alineación de los tubos principales del chasis

Figura 172. Alineación de los elementos en la mesa de trabajo



Fuente: Autores

Soldadura de los tubos interiores

Figura 173. Soldadura de los tubos interiores



Fuente: Autores

Soldadura de la parte frontal

Figura 174. Soldadura de la parte frontal



Fuente: Autores

Unión y soldadura de la parte frontal (protector)

Figura 175.Unión y soldadura de la parte frontal (protector)



Fuente: Autores

Unión y soldadura de la parte frontal (vista lateral)

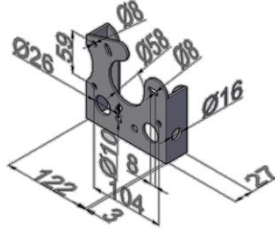
Figura 176.Unión y soldadura de la parte frontal (vista lateral)



Fuente: Autores

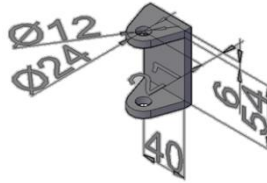
A continuación se diseñan los soportes del eje posterior, de la mordaza de frenos y los de las manguetas de dirección del kart, se adicionan al conjunto además, el tubo diagonal, los soportes del tanque de combustible, del parachoques posterior, delantero y laterales, así como los del asiento, de la dirección, de los pedales del freno y del acelerador, soldando todos estos elementos mediante proceso MIG/MAG al chasis cuadro, finalizando de esta manera su construcción.

Figura 177. Análisis plano de soportes del eje posterior



Fuente: Autores

Figura 178. Análisis plano de soportes de las manguetas de dirección



Fuente: Autores

4.2.2.5 Soportes del eje posterior

Figura 179. Soportes del eje posterior



Fuente: Autores

Soportes de la dirección

Figura 180. Soportes de la dirección



Fuente: Autores

Soldadura de soportes al chasis

Figura 181. Soldadura de soportes al chasis



Fuente: Autores

Alineación del tubo diagonal al chasis

Figura 182. Alineación del tubo diagonal al chasis



Fuente: Autores

Soldadura del tubo diagonal al chasis cuadro.

Figura 183. Soldadura del tubo diagonal al chasis cuadro.



Fuente: Autores

4.2.2.6 Montaje del tubo del parachoques

Figura 184.Montaje de los tubos parachoques.



Fuente: Autores

Soldadura de anclajes del asiento, soporte del volante y soporte del tanque de combustible.

Figura 185.Soldadura de anclajes del asiento, soporte del volante y soporte del tanque de combustible.



Fuente: Autores

Chasis terminado vista latera

Figura 186.Chasis terminado vista lateral



Fuente: Autores

Chasis terminado vista superior

Figura 187. Chasis terminado vista superior



Fuente: Autores

4.3 Construcción del eje de transmisión

Para las categorías de súper kart, el árbol trasero (eje) debe tener un diámetro externo máximo de 40 mm y un espesor de la pared mínimo en todos los puntos de 2.5 mm. Para todas las categorías, el eje trasero debe hacerse de acero magnético ASTM 36, basado en las normas del manual de la CIK/FIA.

Para todas las categorías, el eje trasero debe hacerse de acero magnético.

Obtenido el tubo estructural de acero magnético ASTM 36 y considerando los anchos máximo que debe poseer el kart se obtiene la longitud que debe tener el eje de transmisión la cual es de 1040mm [29].

Figura 188. Árbol de transmisión



Fuente: Autores

Para fijar las distintas partes que van aseguradas al eje de transmisión como lo son el sistema de frenos, sistema de transmisión, rodamientos y soportes de las llantas se realiza superficies planas sobre la superficie del árbol-eje con un ancho de

aproximadamente 10mm y un largo de 70mm con taladrados para fijar las chavetas de seguridad.

Figura 189.Fijación de chavetas de seguridad



Fuente: Autores

4.4 Construcción del sistema de dirección

El sistema de dirección utilizado será el homologado para éste tipo de vehículos que comprende el volante, la barra de dirección, las varillas de dirección, las manguetas delanteras y las rótulas correspondientes.

Hay que tener en cuenta que ya instalado todo el conjunto se debe proceder a su alineación respectiva.

Tomar en cuenta que para el montaje del sistema de dirección se debe además dar la altura respectiva al chasis con unas arandelas colocadas por los soportes de las manguetas.

Figura 190.Conjunto soldado barra de dirección- mando de varillas de dirección



Fuente: Autores

Figura 191.Varillas de dirección



Fuente: Autores

Figura 192.Conjunto soldado de manguetas-eje de llantay comando



Fuente: Autores

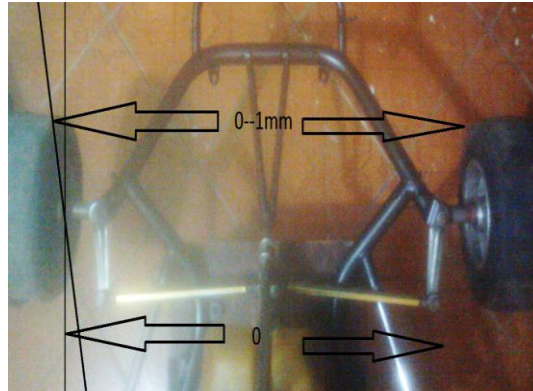
Figura 193.Montaje de la columna de dirección



Fuente: Autores

4.4.1 *Ajuste de la dirección y alineación del kart.* Debe asegurarse bien el sistema de dirección al chasis revisando siempre que todos los pernos en si tengan el apriete correcto, para éste circuito se ha elegido un camber de 0 y una divergencia de 1mm out.

Figura 194. Divergencia del kart



Fuente: Autores

Figura 195. Ajuste de la dirección kart



Fuente: Autores

Figura 196: Máquina alineadora de rayo láser (nivelación)



Fuente: Autores

Figura 197. Sujeción del volante de dirección para la alineación



Fuente: Autores

Figura 198. Máquina de alineación encendida



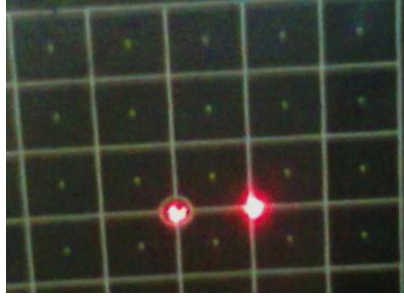
Fuente: Autores

Figura 199. Alineación del conjunto mediante el rayo de luz



Fuente: Autores

Figura 200. Sistema de dirección alineado según la calibración inicial



Fuente: Autores

Figura 201. Ajuste de todo el conjunto de dirección



Fuente: Autores

4.5 Selección y montaje

4.5.1 Motores y sistema de transmisión. Es muy importante tener presente en éste capítulo los parámetros de diseño del vehículo kart porque de ésta manera obtendremos su funcionalidad y versatilidad, tratándose de un vehículo de competición de altas prestaciones como lo conocimos en capítulos anteriores vamos con el chasis cuadro perfectamente terminado a realizar el montaje de los diversos sistemas que se unen al chasis ya seleccionados en capítulos anteriores para garantizar el desempeño y maniobrabilidad correctos que se necesitan en éste tipo de vehículos.

Montaje del motor y transmisión

Hay que tomar las siguientes consideraciones para el posicionamiento del motor y del sistema de transmisión como son:

- Centralizar masas de inercia

- Distancias apropiadas
- Centro de gravedad
- Ajuste correcto de bases de motor.

El motor y el sistema de transmisión tienen que estar centrados perfectamente, con las distancias apropiadas para que el conjunto funcione correctamente, ya que éstos sistemas no poseen ningún tipo de templador o tensor, además el motor por norma se ubica en la parte derecha logrando con las alturas del chasis ya especificadas anteriormente darle un centro de gravedad apropiados en conjunto con el peso del piloto.

Luego de esto se procede a montar el sistema de escape y el de encendido.

Figura 202. Posicionamiento del motor y sistema de transmisión



Fuente: Autores

Figura 203. Montaje del eje posterior



Fuente: Autores

Figura 204. Montaje del sistema de escape, sistema de encendido y sistema de transmisión.



Fuente: Autores

4.5.2 *Ajuste y afinación del motor.* Para obtener un buen rendimiento del motor el sistema de alimentación (carburador) debe suministrar la cantidad correcta de mezcla en altas y bajas revoluciones para ello es necesario que no existan entradas de aire en el circuito de alimentación que todo esté hermético y que la aleta de aire de nuestro tipo de carburador esté diagonal al plano cuando se acelere a fondo.

La mezcla del combustible será con aceite para motores de dos tiempos exclusivo para éste tipo de motores, siendo la cantidad idónea en nuestro medio de la siguiente relación:

Por cada galón de combustible se mezclarán con 6onzas de lubricante.

Luego de haber instalado todos los conductos de paso de combustible, con la mezcla lista se coloca un poco de la misma en la culata del motor, retirando la bujía de ignición para que el mismo no tenga inconvenientes de falta de combustible en el arranque y el resto se vierte en el tanque de combustible.

Luego se hace girar el motor manualmente para que este encienda y se lo estabiliza al en el banco de trabajo. Para apagarlo se tira del pedal del freno con la mano de manera rápida.

La afinación se la consigue haciendo girar al kart en la pista, moviendo al mismo tiempo las agujas de aire y combustible notando que el motor trabaje en altas y bajas revoluciones de manera idónea. Al momento de mantener el acelerador y cuando se sale de una curva y se presiona el pedal del acelerador a fondo se debe notar que el motor adquiere revoluciones rápidamente y lo hace de una manera progresiva y sin fallar.

Figura 205.Colocación del condensador del aceite



Fuente: Autores

Figura 206.Colocación del conducto de alimentación principal de la mezcla



Fuente: Autores

Figura 207.Afinación de la mezcla del combustible y el lubricante



Fuente: Autores

Figura 208.Colocación de mezcla al motor



Fuente: Autores

4.5.3 *Ajuste y calibración del sistema de transmisión.* Para calibrar el sistema de transmisión se necesita en primer lugar actuar sobre el eje posterior, para ello se realiza lo siguiente:

- La distancia entre llanta y llanta posterior (TROCHA) debe ser máximo de 140cm.
- Hay que revisar que el eje esté alineado por completo.
- Luego de engrasados los rodamientos del eje se procede a colocarlo y se lo asegura en los soportes que tiene el chasis, tomando en cuenta su horizontalidad.
- Se debe comprobar que esté paralelo al chasis de forma que los diferentes puntos del mismo se coloquen a la misma distancia del suelo.
- Debe girar con facilidad sobre sus rodamientos.
- Debe estar perfectamente enclavado al chasis y en los puntos de rodamiento, para que no sufra desplazamiento lateral en cualquier giro o golpe.

Figura 209.Lubricación y colocación del eje posterior



Fuente: Autores

Figura 210.Lubricación y ajuste de los soportes del eje



Fuente: Autores

Luego de realizado el ajuste del eje se centra la estrella de transmisión teniendo en cuenta lo siguiente:

Después de colocarla, el conjunto debe ser alineado con el piñón del motor, para que la cadena trabaje adecuadamente. Una estrella mal alineada ocasiona desgastes importantes en el piñón, corona y cadena pudiendo provocar la salida o rotura de la cadena.

Para alinearla en la manera correcta, primeramente hay que situar el motor en su lugar sobre el chasis. Apoyar sobre la corona una regla o escuadra teniendo en cuenta que el extremo opuesto debe apoyarse en el borde externo del piñón. Si no está perfectamente alineada, soltando el tornillo del porta estrella se logra desplazar el conjunto sobre el eje, de forma que la alineación sea la correcta, a continuación se gira el eje un tercio de vuelta y se vuelve a comprobar, logrando así dejar alineado todo el conjunto.

Figura 211.Alineación de la estrella de transmisión



Fuente: Autores

4.6 Sistemas de frenos – disco de frenos

El sistema de frenos consta de un cilindro de freno principal que funciona con presión hidráulica, más una mordaza de frenos instalada en la parte posterior con sus respectivas cañerías y el disco de freno que gira en conjunto con el eje posterior, considerar que todo éste sistema se ubique totalmente centrado para que al momento de frenar se comporte de manera óptima sin producir ningún tipo de vibración anormal, luego de instalado el sistema se procede a colocar líquido de frenos y purgar el sistema para que no exista aire en el mismo.

Figura 212. Instalación de la mordaza cañerías y disco de frenos



Fuente: Autores

Figura 213. Instalación del cilindro principal de freno



Fuente: Autores

4.6.1 *Ajuste y calibración del sistema de frenos.* Para que el sistema de frenos funcione correctamente se debe realizar lo siguiente:

- Se debe conseguir una separación de alrededor de 1,5 mm, entre cada una de las pastillas y el disco de freno en situación de reposo.

- Comprobar, al girar el eje, que la separación sea consistente durante el giro entre las pastillas y el disco de freno.
- El disco de freno debe estar centrado entre las pastillas, para ello hay que aflojar el tornillo de sujeción del porta disco al eje y desplazar el disco de freno hasta su posición adecuada.
- Se debe comprobar el recorrido de las pastillas y la holgura del pedal al accionar el freno. La holgura o recorrido del pedal se ajusta por medio de la longitud y posición de la varilla de accionamiento de la bomba hidráulica.
- Es preciso comprobar que no existan burbujas de aire en los conductos del freno, para ello hay que purgar el circuito.

Figura 214. Ajuste y calibración del sistema de frenos



Fuente: Autores

4.7 Asiento de piloto y tanque de combustible

4.7.1 Distancia del asiento del piloto. Se toma como referencia a la parte delantera del chasis y debe tener del extremo inferior izquierdo del asiento al tubo frontal del chasis 61cm (referencia con el pedal del freno, parte izquierda), y 62cm del extremo inferior derecho del asiento al tubo frontal del chasis (referencia con el pedal del acelerador, parte derecha), luego se toma la distancia posterior del asiento con referencia al eje de transmisión siendo el valor 23cm, luego se realiza el ajuste del mismo al chasis.

Figura 215. Distancia y ubicación del asiento del piloto parte delantera



Fuente: Autores

Figura 216. Distancia y ubicación del asiento del piloto parte posterior



Fuente: Autores

Figura 217. Ajuste del asiento del piloto



Fuente: Autores

4.7.2 *Tanque de combustible*

Por la distribución de pesos adecuada para un kart el tanque se sitúa en la parte inferior al volante de dirección equilibrando de ésta manera todo el conjunto.

Figura 218.Montaje del tanque de combustible



Fuente: Autores

4.8 **Llantas y neumáticos**

Con el rin seleccionado se procede a colocarle los neumáticos con acople hermético.

Figura 219.Conjunto llanta- neumático



Fuente: Autores

Para afianzar el conjunto llanta neumático al eje árbol de transmisión se coloca soportes que van asegurado al eje con chavetas de seguridad y tornillos de sujeción.

Figura 220.Montaje de llantas-neumáticos al eje-árbol de transmisión.



Fuente: Autores

4.8.1 Presión de inflado de los neumáticos. Una vez realizado todo el proceso anteriormente descrito por último se comprueba la presión de aire de los neumáticos, los mismos que por tener diferente medida entre delanteros y posteriores, tienen diferente presión de inflado. Para éste circuito normalmente y con una temperatura ambiental de 22 grados centígrados la presión de inflado será [30]:

- Neumáticos posteriores: 14lb/plg²
- Neumáticos delanteros: 12lb/plg²

Figura 221.Revisión de la presión de aire de los neumáticos



Fuente: Autores

Figura 222.Fabricación de la bandeja del chasis



Fuente: Autores

Figura 223. Colocación de pedales de freno y acelerador, cables, y guardachoques al chasis



Fuente: Autores

Figura 224. Colocación de los guardachoques del kart



Fuente: Autores

Se da por concluido el proyecto en lo concerniente a su construcción, montaje, ajustes y calibración del kart, al colocar los guardachoques delantero, posterior y los dos guardachoques laterales, para luego realizar las pruebas respectivas de maniobrabilidad, aceleración y frenado a máxima velocidad.

4.9 Colocación de plásticos y culminación

Figura 225. Colocación de los protectores plásticos



Fuente: Autores

Figura 226. Finalización del proyecto de construcción, montaje, ajustes y calibración del kart



Fuente: Autores

4.10 Costos

Durante la realización de este proyecto se definieron dos etapas fundamentales que son la etapa de diseño y la etapa de construcción de la estructura del kart.

4.10.1 Costos directos

Los costos directos son considerados los valores correspondientes a: materiales, mano de obra, maquinarias, herramientas y transporte; estos rubros influyen y se destinan directamente al proyecto en sí, es decir no forman parte de otro proyecto.

De acuerdo al inciso anterior los costos directos son los siguientes:

4.10.2 Análisis de precios unitarios. Se presentan las siguientes tablas.

PROYECTO: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL CHASIS KART

Tabla 28. Lista de materiales (A)¹¹

Descripción	Precio unitario(\$)	Cantidad	Precio total(\$)
TUBO ASTM A36 d=1plg	3.00	8.00	24.00
TUBO ASTM A36 d=5/8plg	8.00	5.00	40.00
TUBO ASTM A36 d=3/4plg	4.50	7.00	31.50

¹¹ Cap. 3, literal 3.10,2

ALAMBRE SOLDADORA	15.00	1.00	15.00
DISCOS DE CORTE Y DESBASTE	1.75	2.00	3.50
TOTAL			114.00

Fuente: Autores

Tabla 29.Lista de equipos (B)

Descripción	Costo x hora(\$)	Horas-equipos	Total(\$)
SOLDADORA MIG/MAG	1.5	5.00	7.50
DOBLADORA DE TUBOS	13.5	1.00	13.50
MOLADORA	0.35	8.00	2.80
COMPRESOR	0.5	5.00	2,50
HERRAMIENTA MENOR	0.09	20.00	1.80
TOTAL			28.10

Fuente: Autores

Tabla 30.Lista de mano de obra (C)

Descripción	Cat.Sal.Real hora	x	Hora-hombre(\$)	Total(\$)
SOLDADOR	3.75		5.00	18,75
MAESTRO	2.5		20.00	50.00
AYUDANTE	1.13		20.00	22.60
TOTAL				91.35

Fuente: Autores

Tabla 31. Transporte de materiales (D)

Descripción	Precio trans. (\$)	Cantidad	Precio total(\$)
TUBO ASTM A36 d=1plg	0.4	8.00	3.20
TUBO ASTM A36 d=5/8plg	0.4	5.00	2.00
TUBO ASTM A36 d=3/4plg	0.4	7.00	2.80
ALAMBRE SOLDADORA	0.05	1.00	0.05
DISCOS DE CORTE Y DESBASTE	0.05	2.00	0.10
TOTAL			8.15

Fuente: Autores

4.10.3 Costos indirectos. Los costos indirectos corresponden a los valores utilizados en la realización del proyecto que benefician a quienes realizaron el proyecto, es decir pueden ser utilizados para otra investigación y se les considera del 20 al 30% de los costos directos, en este trabajo se considerará el 20% por no tener utilidad.

Costos directos (A+B+C+D) = \$241.60

Costos indirectos 20 % = \$48.32

Total de costos (costos directos + costos indirectos) = \$289.92

Este es el total de costos de construcción del chasis al cual hay que incrementar los costos de los accesorios (motor, frenos, transmisión, dirección, ruedas y neumáticos, asiento, carrocería etc.)

Tabla 32. Total de costos

COSTOS DEL CHASIS	\$289.92
COSTOS DE ACCESORIOS	\$2500.00
TOTAL	\$2789.92

Fuente: Autores

4.10.4 Presupuesto. El presupuesto es el valor estimado de cuanto costara el proyecto. Este valor es muy importante para comenzar a desarrollar el proyecto ya que se pueden plantear grandes y muy buenos proyectos pero que en la práctica su valor es demasiado costoso es decir que su presupuesto sea inalcanzable y más aún si se trata de estudiantes.

Los costos para producir este vehículo asciende a una aproximado de \$ 2789,92, mismos que al ofertar en el mercado el costo sería de \$ 3500,00, dando una utilidad de \$ 710.08 que significa una utilidad del 25.45% de la inversión.

En conclusión este proyecto es viable porque el margen de utilidad es representativo, ya que si el mismo generara una ganancia del 10% o menos, sería mejor depositar el capital a plazo fijo en una institución financiera y ganaríamos sin hacer ningún esfuerzo.

CAPÍTULO V:

5. PRUEBAS EXPERIMENTALES

5.1 Pruebas de campo

Las siguientes pruebas de campo serán realizadas en el kartódromo municipal de la ciudad de Loja [33].

5.1.1 Desempeño. Para dicha prueba procedemos de la siguiente manera:

- Se le coloca en el depósito de combustible 1 galón de gasolina.
- Se procede a realizar 12 vueltas en el circuito, que son el número de vueltas que realizan en una competencia válida de karting.
- Se procede a medir el nivel de combustible que se encuentra en el tanque de combustible luego de haber realizado las 12 vueltas en el kartódromo.
- Se observa que el consumo ha sido de $\frac{1}{4}$ de galón de combustible para las 12 vueltas.

$$\text{desempeño} = \frac{\text{número de vueltas}}{\text{galones de combustible}}$$

$$\text{desempeño} = 12 \frac{\text{vueltas}}{\frac{1}{4} \text{ galones}} \quad (171)$$

$$\text{desempeño} = \frac{12}{\frac{1}{4}} \text{ vueltas po galón de combustible}$$

$$\text{desempeño} = 48 \text{ vueltas por galón}$$

Nota: La longitud del circuito del kartódromo municipal de la ciudad de Loja es de 840 m

5.1.2 Velocidad. Para esta prueba obtendremos la velocidad máxima de nuestro kart bajo las condiciones de diseño de la pista del kartódromo de la ciudad de Loja, el cual presenta una longitud de 890 m para lo cual seguiremos el siguiente procedimiento:

- Se procede a la medición del circuito del kartódromo municipal de la ciudad de Loja, la cual nos servirá de dato para la obtención de la velocidad.
- Continuamente se hará rodar nuestro kart en dicho circuito imprimiéndole el acelerador a fondo y obteniendo el tiempo que demora el kart en recorrer la recta.

Con estos datos ya obtenidos procedemos a calcular la aceleración utilizando la relación de velocidad que se muestra a continuación:

$$velocidad = \frac{distancia\ del\ circuito\ (m)}{tiempo\ en\ recorrer\ el\ circuito\ (s)}$$

$$velocidad = \frac{890\ m}{42\ s} \quad (172)$$

$$velocidad = 21,19 \frac{m}{s} = 76,28 \frac{km}{h}$$

Tabla 33. Tabla de velocidades

PRUEBA	DISTANCIA(m)	TIEMPO(s)	VELOCIDAD(m/s)
1	890	42	21,19
2	1780	86	20,69
3	2670	124	21,53
4	3569	161	22,16

Fuente: Autores

$$\Sigma V = \frac{21,19 + 20,69 + 21,53 + 22,16}{4}$$

$$\Sigma V = 21,39 \frac{m}{s} = 77,01 \frac{km}{h}$$

Nota: La prueba de velocidad realizada en el kartódromo municipal de la ciudad de Loja será mostrada en video

5.1.3 Aceleración. La prueba de aceleración será realizada en el mismo circuito, para lo cual procederemos de la siguiente manera:

- Lo hacemos rodar al kart con el acelerador a fondo para obtener la velocidad final al terminar de recorrer el circuito, en un determinado tiempo

- Tomaremos en cuenta a la velocidad inicial con un valor de cero debido a que se parte del reposo.

Una vez obtenidos los datos procedemos a aplicar la relación de aceleración obteniéndola así:

$$Aceleración = \frac{velocidad\ final - velocidad\ inicial}{tiempo}$$

$$Aceleración = \frac{21,19-0}{42} \quad (173)$$

$$Aceleración = \frac{21,19}{42}$$

$$Aceleración = 0,50 \frac{m}{s^2}$$

Tabla 34. Tabla de aceleración

PRUEBA	DISTANCIA(m)	TIEMPO(s)	ACELERACIÓN($\frac{m}{s^2}$)
1	890	42	0,50
2	1780	44	0,47
3	2670	38	0,56
4	3569	37	0,59

Fuente: Autores

$$\Sigma A = \frac{0,50 + 0,47 + 0,56 + 0,59}{4}$$

$$\Sigma A = 0,53 \frac{m}{s^2}$$

Nota: la prueba de aceleración realizada en el kartódromo municipal de la ciudad de Loja será mostrada en video.

5.2 Plan de mantenimiento

El siguiente plan de mantenimiento está diseñado para un óptimo desempeño de nuestro kart.

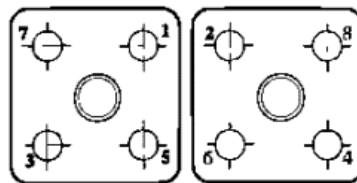
5.2.1 Comprobación en tierra. Arrancar el motor y observar si el motor responde uniformemente al acelerador, no suenan ruidos extraños y el avión despega a las revoluciones indicadas.

5.2.2 Comprobar nivel de líquidos. Verificar el nivel de todos los líquidos, tales como:

- Nivel de combustible.
- Nivel de aceite para la válvula rotativa.
- Nivel de aceite en la reductora.
- En caso de tener engrase separado, mirar el nivel del depósito,
- Nivel del líquido refrigerante.

5.2.3 Reapretar las tuercas de la culata. Se debe considerar los dos cilindros como uno solo ya que están juntos por los colectores de escape y admisión. Se tiene que usar una secuencia de apriete en cruz, apretando poco a poco cada tuerca, empezando desde el centro. Asegurarse de que los tornillos de la carcasa de refrigeración superior están menos apretados que los de la culata. En la figura se puede ver la secuencia de apriete a aplicar cuando los colectores están colocados.

Figura 227. Apriete de tuercas de la culata

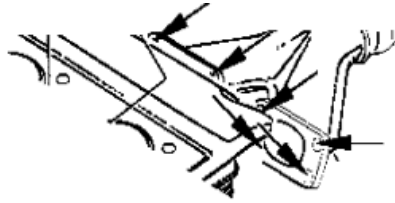


Fuente: www.mundokart.com/show.php?id=239.

El par de apriete de los tornillos de la culata es de 22 Nm (195 in.lb). Y los de la carcasa de refrigeración son de 14 Nm. Por supuesto él reapriete tiene que efectuarse con el motor frío, por problemas de dilataciones.

- **Reapretar los tornillos del colector de escape.**- Los tornillos de los colectores de escape deben de ser reapretados al par siguiente: 22 Nm

Figura 228. Apriete de tuercas del múltiple de escape

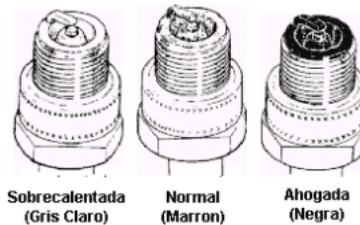


Fuente: www.mundokart.com/show.php?id=239.

5.2.4 Inspección de la bujía. La bujía debe de ser comprobada cada 10 horas de funcionamiento. Reemplazar cuando se necesite o por lo menos una vez al año. Comprobar que el rango de temperaturas de la bujía es el adecuado y la calibración del carburador es la correcta.

La bujía deberá tener un color marrón en los electrodos después de haber trabajado.

Figura 229. Inspección de bujías

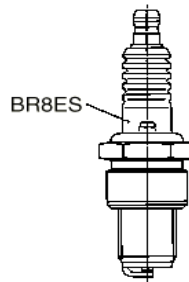


Fuente: www.mundokart.com/show.php?id=239.

- Si la bujía tiene un aspecto aterciopelado de color negro con depósitos de aceite, se debe comprobar la carburación y el sistema de aire.
- Comprobar la separación entre electrodos y el buen contacto del cable de bujía con pipas y bobinas. Si la bujía tiene los electrodos "Blancos" con pequeñas gotas "Fundidas", se debe en primer lugar sospechar de una mezcla demasiado pobre. Si la carburación es correcta y no hay evidencia de fugas en los colectores, comprobar si falta combustible o una incorrecta posición del flotador en el carburador. Comprobar si el sistema de refrigeración funciona correctamente. Nunca limpiar las bujías con papel de lija.

5.2.5 *Reemplazar bujías.* Las bujías tienen un par de apriete de 27 Nm y las bujías deben de ser cambiadas con el motor frío. La resistencia de aproximadamente 5 Ohmios sirve para mejorar la supresión de interferencias de radiofrecuencia.

Figura 230.Bujía



Fuente: www.mundokart.com/show.php?id=239

5.2.6 *Limpieza del interior del depósito de la bujía.* Comprobar el capuchón de la bujía de quemaduras, golpes y suciedad. El valor de la resistencia de la pipa standart es de 4,5 a 5,5 K ohmios.

- El depósito puede ser resistiva, y el cable apantallado con el fin de suprimir interferencias.
- La superficie de conexión con la bujía debe estar limpia para aseguran un buen contacto.
- La resistencia del conector es de 0.8 a 1,2 K ohmios.
- Nunca quites la pipa en un motor en marcha.
- Limpiar las superficies de contacto de la pipa cuando sea necesario.

Figura 231.Pipa de la bujía



Fuente: www.mundokart.com/show.php?id=239.

5.2.7 *Limpieza del carburador y comprobación de desgaste.* Seguir las siguientes instrucciones:

- Parar el motor a velocidad aumentada y verificar el nivel del flotador
- Inspeccionar si hay fugas en el carburador.

- Comprobar válvula flotante.
- Inspeccionar la aguja.
- Inspeccionar el filtro del carburador.
- Limpiar el carburador con gasolina si es necesario

5.2.8 *Cambio de chic lores y aguja.* El cambio de los chic lores y la aguja del carburador solo deben ser realizados por un mecánico con experiencia en motores de dos tiempos y de acuerdo con el manual de mantenimiento y tablas de carburación.

5.2.9 *Limpieza y comprobación de la bomba de combustible.* Se procede a:

- Verificar la bomba de combustible
- Verificar la presión de combustible: 0,2 – 0,5 bar (3 – 7 psi).

5.2.10 *Inspección de la culata y de la cabeza del pistón.* Desmontar la culata como se indica en el actual manual de reparaciones. Los depósitos en la cámara de combustión en la culata y en la cabeza del pistón no deben de exceder de 0,5mm.

- La carbonilla debe de ser eliminada cuidadosamente mediante un cepillo.
- La limpieza de los pistones debe ser realizada con los pistones no instalados en el motor, ya que la carbonilla puede llegar a introducirse en el interior del motor.

5.2.11 *Inspección de los segmentos.* Se procede a:

- Desmontar la culata y los cilindros como se indica en el manual de reparación.
- Si varios segmentos han de ser desmontados, asegurarse de marcar el que corresponde a cada pistón.
- Limpiar los pistones desmontados o renovar si es necesario.
- Nunca fuerces un segmento porque puede perder su elasticidad o se puede desprender el baño de protección de molybdenum.

5.2.12 *Comprobación del diámetro del pistón.* Se procede a:

- Las dimensiones del pistón deben estar en el rango de la tabla inferior.

Tabla 34. Dimensiones del pistón

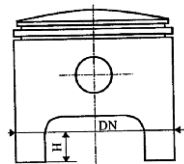
Motor	Referencia	Indicado en la cabeza del pistón		Diámetro nominal DN \pm 0,005 mm		Sobre medidas disponibles(2)	Altura H (2)	Tolerancia pistón nuevo	Tolerancia pistón usad
447	886 050	67,45	67,46	67,445	67,455	2	20,8	0,05-0,07	0,15
503	996 245	71,93	71,94	71,925	71,935	2	18	0,07-0,09	0,2
582	888 590	75,94	75,95	71,925	75,945	2	20,5	0,06-0,08	0,15

Fuente: www.mundokart.com/show.php?id=239.

Notas:

- 1) Dimensiones H = altura para la medida del diámetro nominal en el nuevo pistón, perpendicular al eje central del bulón. Para la medida en pistones usados, el diámetro mayor también es válido.
- 2) Se puede encontrar el valor nominal de los pistones sobre medida en los despieces correspondientes.

Figura 233. Pistón

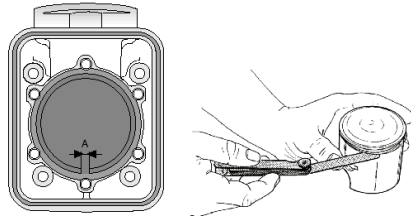


Fuente: www.mundokart.com/show.php?id=239.

5.2.13 Segmentos, comprobar apertura y juego axial. Se procede a:

- Desmontar los segmentos usando alicates especiales. Nunca fuerces un segmento porque puede perder su elasticidad o se puede desprender el baño de protección de molibdeno.

Figura 234. Comprobación de apertura y juego axial



Fuente: www.mundokart.com/show.php?id=239

- Se debe comprobar la apertura y la tolerancia de flanco de los segmentos. Con el segmento colocado la tolerancia de flanco debe de ser comprobada con una galga.
- Para medir la apertura 'A' de un segmento, situar el segmento en un cilindro nuevo y usar el pistón como empujador y comprobar la apertura con una galga.

Primer segmento

Dimensión	Límite de uso
Apertura	1mm
Apertura	mínima 0,2 mm

Segundo segmento

Será renovado cuando se cambie el primer segmento

5.2.14 Comprobación del diámetro y redondez de los cilindros. Los cilindros son mecanizados en dos grupos de tolerancia, marcados sobre la garganta con un punto rojo o verde. La diferencia en el diámetro es de 0,01 mm. Hay disponibles pistones con el mismo código de color.

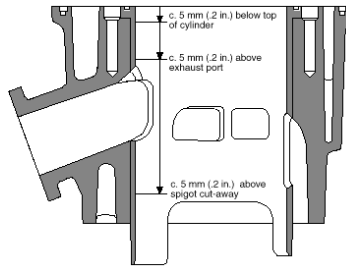
Tabla 35. Medida de cilindros

	Nuevo (mm)	Uso límite (mm)
Fuera de redondez	0,00 a 0,02	0,05
Conicidad	0,00 a 0,03	0,08

Fuente: www.mundokart.com/show.php?id=239.

- NOTA: Las lecturas de los diámetros son tomadas en el eje del cigüeñal y con 90°.

Figura 235.Cilindro



Fuente:www.mundokart.com/show.php?id=239.

5.2.15 *Reemplazar juntas de culata, cilindros y escape.* Solo es necesario si se desmontan los cilindros. En ese caso hay disponible un juego de juntas básico o de carbonilla,

5.2.16 *Inspeccionar bulones y cojinetes.* Se procede a:

- Bulón. Comprobar si el bulón está desgastado o ha cambiado el color en la superficie de contacto del cojinete y tomar lecturas del diámetro.

Tabla 36.Medida del bulón

	Nuevo	Desgaste máximo
Bulón	17,997 a 18	17,97

Fuente:www.mundokart.com/show.php?id=239.

ATENCIÓN. Cambiar el bulón si se detecta ralladuras de desgaste, aunque las dimensiones

Sean correctas, al comienzo de decoloración. Siempre cambiar los circlip del bulón después de cada desmontaje del bulón.

- Cojinetes del pistón: La jaula de agujas ha sido sustituida por un cojinete de agujas sin jaula incrementando la superficie de apoyo. El cojinete de agujas sin jaula tiene 31 agujas y dos arandelas de soporte. En el modelo 582 este cojinete de agujas sin jaula ha sido incorporado desde los comienzos de la producción en serie.

- Inspeccionar si las agujas tienen desgaste o deformación. Con una aguja visiblemente dañada.

El cuadro presentado a continuación está diseñado para el plan de mantenimiento de nuestro proyecto.

5.2.17 Tabla de plan de mantenimiento.

Tabla 37. Plan de mantenimiento del kart

HORAS	2	10	12,5	25	50	75	100	125	150	175	200	225	250	275	300
Comprobación en tierra				X											
Comprobar nivel de líquidos	X														
Reapretar las tuercas de la culata	X														
Inspeccionar bujías			X												
Reemplazar bujías				X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	
Comprobar y limpiar interior de las pipas de las bujías			X												
Reemplazar agujas y chicles del carburador									X						
Inspeccionar carbonilla					X		X		X		X		X		
Inspeccionar segmentos					X		X		X		X		X		
Comprobar diámetro del pistón					X		X		X		X		X		
Segmentos, Comprobar apertura y Juego axial					X		X		X		X		X		
Comprobación de diámetro y redondez del cilindro					X		X		X		X		X		
Reemplazar Juntas de Culata					X		X		X		X		X		

Cilindros escape	y															
Inspeccionar bulones cojinetes	y								X							
Overhaul general del motor															X	
HORAS		2	10	12,5	25	50	75	100	125	150	175	200	225	250	275	300

Fuente: www.mundokart.com/show.php?id=239.

CAPÍTULO VI:

6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1 Conclusiones

Se ha logrado determinar la estructura más adecuada para nuestro proyecto, sirviéndonos del análisis de alternativas, tomando como opción válida la alternativa 1.

Determinamos las cargas a la cuales está sometida la estructura las cuales son: peso propio, carga viva, fuerza de aceleración, fuerza de frenado, carga aerodinámica y sus respectivos impactos.

Se comprobó que la estructura si es capaz de soportar las cargas descritas mediante la ayuda del programa de cálculo estructural SAP 2000 11.1 con la ayuda de la barra de colores mostrándonos que los elementos que esta sobre estresados son los atenuadores de impacto lo cual es conveniente por lo que estos se deben deformar en condiciones de impacto, los demás elementos están dentro de los parámetros de trabajo adecuados.

Determinada la estructura más adecuada se ha logrado hacer un modelo del chasis valiéndonos del AUTOCAD pudiéndonos dar cuenta de su distribución, dimensiones diámetros de los tubos, ángulos de inclinación y toda la ubicación de los elementos para una fácil lectura de los planos para su construcción.

Basándonos en el modelo de estructura verificado mediante análisis estructural con ayuda del Software, procedimos a la construcción del chasis de la dirección y de la transmisión, y a la adaptación de los demás sistemas que conforman el kart (motor, frenos, alimentación de combustible, escape, neumáticos, carrocería).

Se realizó todas las pruebas señaladas al prototipo (desempeño, velocidad aceleración) en el kartódromo municipal de la ciudad de Loja, dándonos resultados óptimos de funcionamiento de competencia de nuestro prototipo

6.2 Recomendaciones

En la realización de este tipo de proyecto se debería tomar en cuenta todas las medidas necesarias para que el resultado final sea el esperado, todos los análisis de cargas, esfuerzos y simulaciones deben estar ajustados a lo que el proyecto requiera.

Se debería tener conocimientos básicos acerca del funcionamiento de los diferentes elementos que van a ser acoplados al chasis, su posicionamiento y su calibración para de ésta manera conseguir seguridad, fiabilidad, y vida útil de los mismos.

Se debería tener el conocimiento científico necesario para poder interpretar los resultados que el Software nos arroje y de ésta manera poder aplicarlos de manera correcta en la construcción de éste proyecto.

Se recomienda la utilización del Software Auto CAD y SAP en las empresas que fabrican este tipo de estructuras Karts sería necesario para obtener trabajos de más alta calidad, fiabilidad y seguridad.

Se recomienda de manera especial utilizar un proceso de soldadura adecuado, el mismo que garantice al máximo la resistencia de todo el conjunto del diseño, y obtener la asesoría de una persona calificada para realizar estos procesos.

Las pruebas de campo deben realizarse de manera prudente y convincente para evitar cualquier tipo de accidentes, realizar con más exigencia pero de manera progresiva, debido a que este tipo de estructuras deben someterse a todo tipo de pruebas de conducción tomando en cuenta la estabilidad, maniobrabilidad, frenos, aceleración, etc. y luego la conducción en sí y evitar cualquier infortunio que pueda terminar en tragedia.

Se recomienda en posteriores proyectos un estudio más detenido en el aspecto aerodinámico del proyecto para que nuestras conclusiones sean más contundentes y nos generen una mayor satisfacción y aclaren nuestras dudas.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] CELIGÜETA, Juan Tomás. Curso de Análisis Estructural. EUNSA San Sebastián, mayo 1998. Cap. 1. Pág. 1-14.
- [2] CELIGÜETA, Juan Tomás. Curso de Análisis Estructural. EUNSA San Sebastián, mayo 1998. Cap. 2. Pág. 17-44.
- [3] CELIGÜETA, Juan Tomás. Curso de Análisis Estructural. EUNSA San Sebastián, mayo 1998. Cap. 4. Pág. 99-130.
- [4] Mc CORMAN, Jack. Diseño de Estructuras Metálicas, Método ASD. Segunda Edición. Alfa omega Grupo Editor, 2002. Cap. 5-8, Pág. 112.
- [5] Mc CORMAN, Jack. Diseño de Estructuras Metálicas. Método ASD. Segunda Edición. Alfa omega Grupo Editor, 2002. Cap. 10-6. Pág. 260.
- [6] Mc CORMAN, Jack. Diseño de Estructuras Metálicas. Método ASD. Segunda Edición. Alfa omega Grupo Editor, 2002. Cap. 13-10. Pág. 374
- [7] Regulaciones CIK-FIA T+MinikartTk Bodywork Guidelines.pdf. Art 2.Pág. 7.
- [8] Regulaciones CIK-FIA T+MinikartTk Bodywork Guidelines.pdf. Dessin Technique N° 18a.Pág. 5.
- [9] Regulaciones CIK-FIA T+MinikartTk Bodywork Guidelines.pdf. Art 2.2.Pág. 10.
- [10]Regulaciones CIK-FIA 2011 Technical Regulations.pdf.Pág. 312.
- [11]Regulaciones CIK-FIA 2011 Technical Regulations.pdf. Art 1. Pág. 313.
- [12]Regulaciones CIK-FIA 2011 Technical Regulations.pdf. Art 2.5.1.Pág. 319.
- [13]Regulaciones CIK-FIA 2011 Technical Regulations.pdf. Art 2.7.1.Pág. 323.
- [14]Regulaciones CIK-FIA 2011 Technical Regulations.pdf. Art 2.7.2.Pág. 324.
- [15]Regulaciones CIK-FIA 2011 Technical Regulations.pdf. Art 2.16.Pág. 327.
- [16]Regulaciones CIK-FIA 2011 Technical Regulations.pdf. Art 2.8.Pág. 325.
- [17]Regulaciones CIK-FIA 2011 Technical Regulations.pdf. Art 2.12.Pág.326.

- [18]Regulaciones CIK-FIA 2011 Technical Regulations.pdf, Art 2.11.Pág. 326.
- [19]Regulaciones CIK-FIA 2011 Technical Regulations.pdf. Art 2.22.Pág.334-335.
- [20]Regulaciones CIK-FIA 2011 Technical Regulations.pdf. Art 2.4.Pág. 318.
- [21]Regulaciones CIK-FIA 2011 Technical Regulations.pdf. Art 16.2.Pág. 346.
- [22]RegulacionesCIK-FIA 2011 Technical Regulations.pdf. Art 2.5, Pág. 319
- [23]Regulaciones CIK-FIA 2011 Technical Regulations.pdf. Art 2.1.6. Pág. 315.
- [24]Regulaciones CIK-FIA 2011 Technical Regulations.pdf. Art 2.12. Pág. 3.
- [25]Regulaciones CIK-FIA 2011 Technical Regulations.pdf. Art 2.3.4.3. Pág. 317.
- [26]Regulaciones CIK-FIA 2011 Technical Regulations.pdf. Art 2.13. Pág. 327.
- [27]Regulaciones CIK-FIA 2011 Technical Regulations.pdf. Art 2.11. Pág. 326.
- [28]Regulaciones CIK-FIA 2011 Technical Regulations.pdf. Art 2.11. Pág. 326
- [29]www.mundokart.com/show.php?id=239. Pág. 1.
- [30]www.professionalautomotive.wordpress.com
- [31]www.fullmecanica.com/c/coeficiente-de-rozamiento
- [32]www.kometengine.com.index.php
- [33]www.esab.es

BIBLIOGRAFÍA

ALONSO. Técnicas del Automóvil: Chasis. Séptima Edición, 2004.

CASCAJOSA. Manual de Ingeniería de Vehículos: Sistemas y Cálculos.

Segunda Edición. Editorial Alfaomega, 2004.

CELIGÜETA, Juan Tomás. Curso de Análisis Estructural: EUNSA San Sebastián, mayo 1998.

JOHNSTON, Bruce. Diseño Básico de Estructuras de Acero: Primera Edición

Prentice Hall, 1998.

Mc.CORMAN, Jack. Diseño de Estructuras Metálicas: Método ASD. Segunda Edición.

Alfa omega Grupo Editor, 2002.

LINKOGRAFÍA

KARTING

www.mundokart.com/show.php?id=239, pág. 1.
2010-12-20

MECÁNICA DEL AUTOMOVIL

www.fullmecnica.com/c/coeficiente-de-rozamiento
2006-02-27

MOTORES PARA KARTS

www.kometengine.com.index.php
2009-10-14

PILOTOS DE KARTING

www.professionalautomotive.wordpress.com
2011-07-01

REGLAMENTACIÓN

www.esab.es
2006-06-22

ANEXOS

ANEXO A

Norma Técnica Ecuatoriana NTE INEN 1323 Vehículos Automotores. Carrocerías de Buses. Requisitos. Primera revisión

OBJETO

Esta norma establece los requisitos generales para el diseño, fabricación y montaje de carrocerías de buses para todas sus modalidades.

.

ALCANCE

Esta norma se aplica a todas las carrocerías de buses, sean importadas o de construcción nacional.

Esta norma incluye a las carrocerías que son parte de los chasis carrozados importados y carrocerías auto portantes (ver nota 1).

Nota 1 La definición de buses de acuerdo a la NTE INEN ISO 3833 vigente.

DEFINICIONES

Para los efectos de la presente Norma Técnica Ecuatoriana NTE INEN se adoptan las definiciones establecidas en las NTE INEN ISO 3833 vigente, NTE INEN 1155 vigente, y las que a continuación se detallan:

Carga de aceleración brusca (Ab). Corresponde a la fuerza producida por la aceleración brusca del vehículo.

Carga de frenado (F). Corresponde a la fuerza producida por el frenado del vehículo.

Carga de giro (G). Corresponde a la fuerza producida por el giro de un vehículo

Carga por Resistencia del Aire frontal (Raf). Corresponde a la fuerza del aire actuante sobre un área correspondiente a la proyección del bus en un plano perpendicular a su eje longitudinal.

Carga muerta (M). Corresponde al peso total de la carrocería en condiciones operativas, lo que incluye todos los componentes estructurales y no estructurales permanentes; es decir, la carrocería terminada con todos sus accesorios.

Carga viva (V). Corresponde a la carga por ocupación y se la considerará como distribuida uniformemente en los respectivos elementos estructurales de la carrocería.

Carrocería. Conjunto de estructura y elementos de seguridad y confort que se adiciona al chasis de forma fija, para el transporte de personas.

Carrocería auto portante. Aquella que en su diseño conforma el bastidor e incluye en su estructura los anclajes necesarios para el equipo mecánico y eléctrico.

Bastidor o chasis. Constituye el soporte de todos los órganos principales del vehículo (motor, transmisión, suspensión sobre la que se apoya, dirección, ruedas, frenos).

Espacio de supervivencia. Es el volumen que se obtiene en el compartimento de ocupantes, desplazando en línea recta el plano vertical y transversal indicado en la figura 1, de manera que se pase el punto SR de la figura 2 desde el punto SR del último asiento exterior a través del punto SR de cada asiento exterior intermedio hasta el punto SR del primer asiento exterior del ocupante.

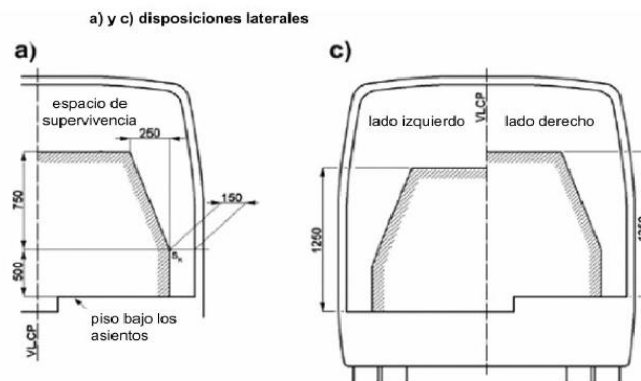


Figura 1: Vista transversal del espacio de supervivencia. (Ver Nota 2)

Nota 2. El objetivo de las figuras 1 y 2 es indicar las dimensiones en milímetros del espacio de supervivencia. Las figuras 1 y 2 no están relacionadas con una forma geométrica o distribución de asientos específica en las carrocerías.

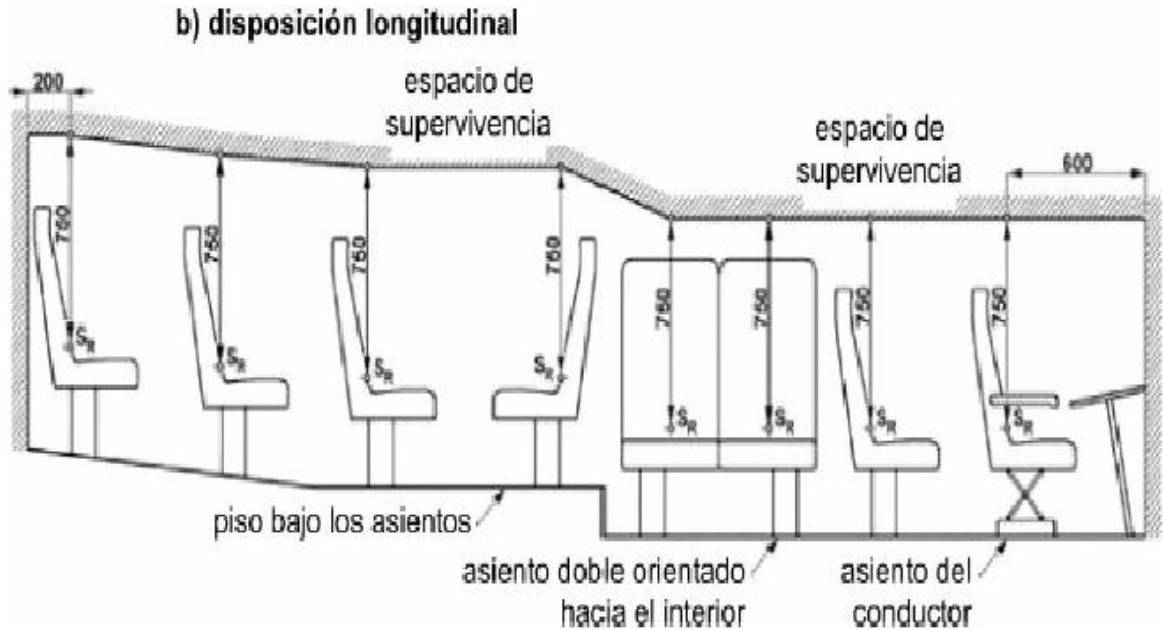


Figura 2: Vista longitudinal del espacio de supervivencia.

Peso máximo admisible para el chasis. Conocida también como capacidad de carga; es la carga útil máxima emitida para la cual fue diseñado el vehículo. Este valor es proporcionado por el fabricante del chasis.

DISPOSICIONES GENERALES

Consideraciones de diseño de la carrocería. Se debe considerar lo siguiente:

Las especificaciones del chasis, lo cual incluye:

- Tipo de Servicio de la carrocería.
- Peso bruto vehicular.
- Capacidad de carga de los ejes.
- Peso del chasis en vacío o tara, total y por ejes.
- Relación peso potencia

La estabilidad, lo cual incluye:

- Distribución de masa
- Altura del centro de gravedad
- Dimensiones de la carrocería
- Rigidez de suspensión.
- Capacidad de inclinación (solido).

El confort, lo cual incluye:

- Aislamiento acústico y térmico.
- Ventilación.
- Hermeticidad.
- Ergonomía.

El mantenimiento, lo cual incluye:

- Accesibilidad a los elementos del vehículo.

La seguridad, lo cual incluye:

- Seguridad activa y pasiva.

Método de anclaje y montaje, lo cual incluye:

- Disposiciones y recomendaciones del fabricante del chasis (manual de carrozado).

Estructura, lo cual incluye:

- Materiales metálicos y no metálico

- Uniones y juntas.
- Tratamientos de materiales.
- Geometría.
- Resistencia estructural.

REQUISITOS

Estructura de las carrocerías de buses.

Cargas de Diseño. Para el análisis cuasi estático de la estructura de la carrocería se Aplicarán las cargas especificadas en el presente numeral.

Cargas vivas. Se determinarán de acuerdo con la tabla 1.

Tabla 1. Cargas vivas de diseño.

TIPO DE SERVICIO (ver nota2)	MASA DE UN OCUPANTE (kg)	MASA MÍNIMO DE EQUIPAJE DE MANO POR PASAJERO (kg)	MASA MÍNIMO DE EQUIPAJE A TRANSPORTAR SE EN BODEGAS PORTA EQUIPAJES (kg) (ver Nota 3)	ESPACIO NECESARIO POR PASAJERO DE PIE (m ²)
Urbano	70	-	-	0.16
Urbano (Escolar e Institucional)	70	-	-	Sin pasajeros de pie
Inter Urbano (Intraprovincial)	70	5	100 * Vol	0.16
Larga Distancia (Interprovincial y Turismo)	70	5	100 * Vol	Sin pasajeros de pie

Nota 2.- De acuerdo a la NTE INEN ISO 3833 y al Reglamento de la Ley de Tránsito y Transporte Terrestres vigente.

Nota 3.- Vol.- Volumen de las bodegas portaequipajes en m³ (metros cúbicos)

Carga de Giro (G). Debe calcularse en función de la fuerza centrífuga que se genera al ingresar el vehículo en una curva de determinado radio de giro y a cierta velocidad. Esta

fuerza centrífuga deberá ser inferior a la fuerza de vuelco, calculada sobre la base del peso total del Bus a plena carga y su centro de gravedad. La velocidad crítica deberá ser considerada de al menos 90 km/h y el radio de giro se establece en función de la tabla 2.

Tabla 2. Velocidades, radios mínimos y peraltes en carretera. (Ver Nota 4)

Velocidad (del vehículo) (Km/h)	Radio de curvatura de la carretera (m)	Peralte (%)
80	250	8
85	300	
90	350	
95	400	
100	450	
105	500	
110	550	
115	600	
120	700	
125	800	
130	900	6,97
135	1050	6,25
140	1250	5,49
145	1475	4,84
150	1725	4,29

Nota 4.- Tabla determinada al documento Norma 3.1-IC

Carga de Frenado (F). Se asume una desaceleración mayor o igual a 4 m/s² (ver Nota 5).

Nota 5.- De acuerdo con el Ensayo del Tipo 0 con motor embragado para vehículos clase N de la DIRECTIVA 98/12/CE DE LA COMISIÓN EUROPEA, Anexo 2, Ensayos de frenado y rendimiento de los dispositivos de frenado.

Carga de Aceleración Brusca (Ab). Se calcula con el mismo criterio de la carga de frenado pero en sentido contrario.

Carga por Resistencia del Aire frontal (Raf). Se la aplicará como la fuerza del aire actuante sobre un área correspondiente a la proyección del bus en un plano perpendicular a su eje longitudinal. Se utilizará la siguiente fórmula:

$$Raf = 1/2 * Cx * \rho * Af * V^2$$

Dónde

Raf.- Carga por resistencia Aerodinámica, en (N)

ρ .- Densidad del aire, en (kg/m³)

V.- Velocidad del aire, en (m/s). (Como mínimo 25 m/s)

Af.- Área correspondiente a la proyección del bus en un plano perpendicular a su eje longitudinal, en (m²)

Cx.- Coeficiente de resistencia frontal del aire. (Como mínimo 0.7).

Combinaciones de Cargas Básicas. Las estructuras de las carrocerías deben ser diseñadas de tal manera que resistan los esfuerzos determinados en base al menos a las siguientes combinaciones de cargas básicas:

Para método ASD

1: M

2: M + V

3: M + V + G

4: M + V + F

5: M + V + F + Raf

6: M + V + Raf

7: M + V + Ab

8: M + V + Ab + Raf

Método LRFD

1: 1.4M+V

2: 1.2M + 1.6V+0.5G

3: 1.2M + 0.5V + 1.6G

4: 1.2M + 1.6F+0.8 Raf

5: 1.2M +0.5 V+ 0.5F+1.3Raf

6: 1.2M +1.5Ab +0.5V

7: 0.9M – 1.3Raf

8: 0.9M + 1.3Raf



COMMISSION INTERNATIONALE DE KARTING - FIA
AGREMENT DE MOTEURS 2010
2010 ENGINE APPROVALS

ANEXO B
Agreement de moteurs 2010

Demandeur / Applicant	ASN	Marque / Modèle Make / Model	Type	Catégorie / Division Category / Division	N° agrément Approval No.	Expiration Exp. Date	Type
TM Racing	I	TM-250	Superkart Div 2	SK2 + ICE	15 /SKM/08	31.03.2011	AG
BRC Engineering Ltd	CDN	BRC 250 FE	Superkart Div 1	SK1	16 /SKM/08	31.03.2011	AG
Bombardier Rotax GmbH	A	Rotax 257	Rotax 257 Kart	SK2 + ICE	17 /SKM/08	31.03.2011	AG
F.P. Engineering	F	FPE / TR250	2005	SK1	18 /SKM/08	31.03.2011	AG
F.P. Engineering	F	FPE / Rdax 256	Subst Cyl. & Cyl. Head	SK1	19 /SKM/08	31.03.2011	Substitute
F.P. Engineering	F	FPE / Rdax 256	Subst Crankcases	SK1	20 /SKM/08	31.03.2011	Substitute
Stieker Remsport	D	Yamaha TZ 250 1998	ATW	SK1	21 /SKM/08	31.03.2011	AG
Stieker Remsport	D	Yamaha TZ 250 2001	SKE	SK1	22 /SKM/08	31.03.2011	AG
PVP Karting	DK	PVP / Rotax 256	Subst Cyl. & Cyl. Head	SK1	23 /SKM/08	30.06.2011	Substitute
PVP Karting	DK	PVP 251	Superkart Motor	SK1	24 /SKM/08	31.03.2012	AG
F.P. Engineering	F	FPE / Rdax 256	Subst Disc Valve Covers	SK1	25 /SKM/09	31.03.2012	Substitute
Folan Engineering	S	Folan / Rotax 256	Subst Primary Transm.	SK1	26 /SKM/09	31.03.2012	Substitute
Seven Rading Kart & C. Srl	I	SGM/ FE003	FE250	SK1	27 /SKM/09	31.03.2012	AG
Racing Cylinder Services Ltd	GB	Rotax 256	Subst Cyl. & Cyl. Head	SK1	28 /SKM/09	31.03.2012	Substitute
Anderson -CSK Mot. / Honda	GB	Honda / CR 250	Superkart Div 2	SK2 + ICE	29 /SKM/09	31.03.2012	AG
Anderson -CSK Mot. / Honda	GB	Honda CR 250 2002	Superkart Div 2	SK2 + ICE	30 /SKM/09	31.03.2012	AG
Dubronner Handels GmbH	D	Gas Gas / 250K	Superkart Div 2	SK2 + ICE	31 /SKM/10	31.03.2013	AG
Vladimir Vashia - VM MOTOR	CZ	VM 250 M01	Superkart Div 1	SK1	32 /SKM/13	31.03.2014	AG
PVP Karting	DK	PVP 251	Superkart Motor	SK1	24 /SKM/09	31.03.2012	01/01/ET
BRC Engineering Ltd.	CDN	BRC 250 FE	Superkart Div 1	SK1	16 /SKM/08	31.03.2011	01/01/VO
DEA Engineering	I		Superkart Div 1	SK1	33 /SKM/13	31.03.2014	AG
F.P. Engineering	F	FPE / Rdax 256	Subst Crankcases	SK1	20 /SKM/08	31.03.2011	01/01/SUP
Vladimir Vashia - VM MOTOR	CZ	VM 250 M01	Superkart Div 1	SK1	32 /SKM/13	31.03.2014	01/01/VO
Vladimir Vashia - VM MOTOR	CZ	VM 250 M01	Superkart Div 1	SK1	32 /SKM/13	31.03.2014	02/02/VO

SK1 = Superkart, Div. 1 (longs circuits / long circuits)
 SK2 = Superkart, Div. 2 (longs circuits / long circuits)
 ICE = Intercontinental E (circuits courts / short circuits)

Note :
 Les moteurs Rotax 256 and Yamaha TZ 250 (mod. 1990) sont admis en vertu de l'Art. 9.1 a du Règlement Technique de la CIK-FIA.
 The Rotax 256 and the Yamaha TZ 250 (mod. 1990) engines are eligible according to Art. 9.1 a of the CIK-FIA Technical Regulations.

ANEXO C

Homologation pneumatiques 2011-2013



COMMISSION INTERNATIONALE DE KARTING - FIA

HOMOLOGATION PNEUMATIQUES 2011-2013
2011-2013 TYRES HOMOLOGATION



Demandeur	Pays ASN	Matériel	Marque Modèle	Type	Classification	Homolog. Numéro
Lecont s.r.l.	ITA	Pneu	Lecont LH 08 M	10 x 4.50 - 5	medium	1 /P/13
Lecont s.r.l.	ITA	Pneu	Lecont LH 08 M	11 x 7.10 - 5	medium	2 /P/13
Lecont s.r.l.	ITA	Pneu	Lecont LH 07 H	10 x 4.50 - 5	hard	3 /P/13
Lecont s.r.l.	ITA	Pneu	Lecont LH 07 H	11 x 7.10 - 5	hard	4 /P/13
Lecont s.r.l.	ITA	Pneu	Lecont LH 06 W	10 x 4.20 - 5	wet	5 /P/13
Lecont s.r.l.	ITA	Pneu	Lecont LH 06 W	11 x 6.00 - 5	wet	6 /P/13
MG Industria e Comercio S/A	BRA	Pneu	MG YZ	Slick 10 x 4.60 - 5	soft	7 /P/13
MG Industria e Comercio S/A	BRA	Pneu	MG YZ	Slick 11 x 7.10 - 5	soft	8 /P/13
MG Industria e Comercio S/A	BRA	Pneu	MG HZ	Slick 10 x 4.60 - 5	hard	9 /P/13
MG Industria e Comercio S/A	BRA	Pneu	MG HZ	Slick 11 x 7.10 - 5	hard	10 /P/13
MG Industria e Comercio S/A	BRA	Pneu	MG FZ	Slick 10 x 4.60 - 5	medium	11 /P/13
MG Industria e Comercio S/A	BRA	Pneu	MG FZ	Slick 11 x 7.10 - 5	medium	12 /P/13
MG Industria e Comercio S/A	BRA	Pneu	MG WT	Wet 10 x 4.20 - 5	wet	13 /P/13
MG Industria e Comercio S/A	BRA	Pneu	MG WT	Wet 11 x 6.00 - 5	wet	14 /P/13

ANEXO D



COMMISSION INTERNATIONALE
DE KARTING - FIA



HOMOLOGATION CHASSIS, CARROSSERIES ET FREINS
CHASSIS, BODYWORK & BRAKES HOMOLOGATION
2009 - 2014

Demandeur Applicant	Pays ASN	Matériel Equipment	Marque	Modèle	Type	Homolog. Numéro
			Make	Model		
Drew Price Engineering Pty. Ltd	AUS	Chassis	Arrow	X1	Arrow	1 /CH/14
Drew Price Engineering Pty. Ltd	AUS	Frein	Arrow	X1 Light system	No gearbox - 4WH	2 /FR/11
Drew Price Engineering Pty. Ltd	AUS	Frein	Arrow	X1 Full system	All category - 4WP	3 /FR/14
CRG Spa	I	Chassis	CRG	Road rebel	KF-KZ-ICE	4 /CH/14
CRG Spa	I	Chassis	CRG	Kalifornia	KF-KZ-ICE	5 /CH/14
CRG Spa	I	Chassis	MARANELLO	RS8	KF-KZ-ICE	7 /CH/14
CRG Spa	I	Chassis	MARANELLO	RS9	KF-KZ-ICE	8 /CH/14
CRG Spa	I	Chassis	MARANELLO	RS10	KF-KZ-ICE	9 /CH/14
PRIMATIST Srl	I	Chassis	GP Racing	GP10	KF-KZ-ICE	10 /CH/14
PRIMATIST Srl	I	Chassis	GP Racing	Mirage	KF-KZ-ICE	11 /CH/14
CRG Spa	I	Frein	VEN	BK-06-125	No gearbox - 4WH	14 /FR/11H
CRG Spa	I	Frein	VEN	BK-08	All category - 4WP	15 /FR/14
CRG Spa	I	Frein	VEN	BK-08	No gearbox - 2WP	16 /FR/14
CRG Spa	I	Carrosserie	CRG	New Age 9 - rear	All	17 /CA/14
PRIMATIST Srl	I	Chassis	DR	M92	KF-KZ-ICE	18 /CH/14
PRIMATIST Srl	I	Chassis	DR	J90	KF-KZ-ICE	19 /CH/14
Kombikart Racing Parts BV	NL	Chassis	Kombikart	Challenge	MKII	20 /CH/14
Giacoletto Pierluigi	I	Carrosserie	KG	BURU - fairing	All	21 /CA/14
Giacoletto Pierluigi	I	Carrosserie	KG	BURU - panel	All	22 /CA/14
Giacoletto Pierluigi	I	Carrosserie	KG	STILO - side	All	23 /CA/14
Giacoletto Pierluigi	I	Carrosserie	KG	CLOB - rear	All	24 /CA/14
BIREL s.p.a.	I	Chassis	BIREL	RY30	KF / KZ	25 /CH/14
BIREL s.p.a.	I	Chassis	BIREL	RY31	KF / KZ	26 /CH/14
BIREL s.p.a.	I	Chassis	SPIRIT	SP30	KF / KZ	27 /CH/14
BIREL s.p.a.	I	Chassis	SPIRIT	SP32	KF / KZ	28 /CH/14
BIREL s.p.a.	I	Chassis	MONZA	Z32	KF / KZ	29 /CH/14
BIREL s.p.a.	I	Carrosserie	FREE LINE	FL09/15 - fairing	CIK	30 /CA/14
BIREL s.p.a.	I	Carrosserie	FREE LINE	FL09/15 - panel	CIK	31 /CA/14
BIREL s.p.a.	I	Carrosserie	FREE LINE	FL09/15 - side	CIK	32 /CA/14
BIREL s.p.a.	I	Carrosserie	FREE LINE	FL09/15 - rear	CIK	33 /CA/14
PRIMATIST Srl	I	Chassis	Maddox	LP01	KF-KZ-ICE	34 /CH/14
MS Karts r.o.	CZ	Chassis	MS Kart	MS RCA 29	RCA 29	35 /CH/14
K-Kart spol. S.r.o.	SK	Frein	K-Kart	K-Kart KF	No gearbox - 4WH	36 /FR/11H
Sodikart	F	Frein	Itaka	F4	2 WP	37 /FR/14
Sodikart	F	Frein	Itaka	F4-F6	4 WP	38 /FR/14
Sodikart	F	Frein	Itaka	F4-F5	No gearbox - 4WH	39 /FR/11H
Sodikart	F	Chassis	Sodi	ST30	ST	41 /CH/14
Sodikart	F	Chassis	Sodi	ST32	St	43 /CH/14
Tony-Kart Srl	I	Carrosserie	OTK	M4 - rear		44 /CA/14
Tony-Kart Srl	I	Carrosserie	OTK	M4 - panel		45 /CA/14
Tony-Kart Srl	I	Carrosserie	OTK	M4 - side		46 /CA/14
Tony-Kart Srl	I	Carrosserie	OTK	M4 - fairing		47 /CA/14
Tony-Kart Srl	I	Chassis	Exprit	Noesis		48 /CH/14
Tony-Kart Srl	I	Chassis	Kosmic	Mercury		49 /CH/14
Tony-Kart Srl	I	Chassis	Kosmic	Lynx		50 /CH/14
Tony-Kart Srl	I	Chassis	Tony-Kart	Krypton		51 /CH/14
Tony-Kart Srl	I	Chassis	Tony-Kart	EOS		52 /CH/14
Tony-Kart Srl	I	Chassis	FA Kart	V3		53 /CH/14
Tony-Kart Srl	I	Chassis	FA Kart	V2		54 /CH/14
Tony-Kart Srl	I	Chassis	Kosmic	Saturn		55 /CH/14
Tony-Kart Srl	I	Chassis	Tony-Kart	Racer		56 /CH/14
Tony-Kart Srl	I	Frein	OTK	BS 11	No gearbox - 4WH	57 /FR/11
Tony-Kart Srl	I	Frein	OTK	BS 10	No gearbox - 2WP	58 /FR/14
Tony-Kart Srl	I	Frein	OTK	BS 9	All category - 4WP	59 /FR/14

ANEXO E

TABLA DE RODAMIENTOS MANUAL SKF

Diámetro del agujero d más de		hasta incl.	Variación radial máxima (K _{ra}) Clase de tolerancia Rodamientos radiales (exceptuando los rodamientos de rodillos cónicos)								Rodamientos de rodillos cónicos
			P6	P5	P4	P4A	PA9A	PA9B	SP	UP	P5
mm		μm									
–	18	7	4	2,5	1,3	1,3	1,3	3	1,5	5	
18	30	8	4	3	2,5	2,5	1,5	3	1,5	5	
30	50	10	5	4	2,5	2,5	2	4	2	6	
50	80	10	5	4	2,5	2,5	2	4	2	7	
80	120	13	6	5	2,5	2,5	–	5	3	8	
120	150	18	8	6	4	2,5	–	6	3	11	
150	180	18	8	6	6	5	–	6	3	11	
180	250	20	10	8	7	5	–	8	4	13	
250	315	25	13	–	–	–	–	10	5	–	
315	400	30	15	–	–	–	–	12	6	–	
400	500	35	17	–	–	–	–	12	7	–	
500	630	40	19	–	–	–	–	15	8	–	

Clases de tolerancias

- P6** Precisión en dimensiones y exactitud de giro conforme a la clase de tolerancia ISO 6
- P5** Precisión en dimensiones y exactitud de giro conforme a la clase de tolerancia ISO 5 (más precisa que P6)
- P4** Precisión en dimensiones y exactitud de giro conforme a la clase de tolerancia ISO 4 (más precisa que P5)
- P4A** Precisión en dimensiones conforme a la clase de tolerancia ISO 4 y exactitud de giro conforme a la clase ABEC 9 de AFBMA
- PA9A** Precisión en dimensiones y exactitud de giro conforme a la clase ABEC 9 de AFBMA
- PA9B** Precisión en dimensiones conforme a la clase ABEC 9 de AFBMA, exactitud de giro superior a PA9A
- SP** Precisión en dimensiones aproximadamente igual a P5, exactitud de giro aproximadamente igual a P4
- UP** Precisión en dimensiones aproximadamente igual a P4, exactitud de giro superior a P4

PLANOS

