

**DISEÑO Y ANÁLISIS DE CHASIS, CARENADO Y PARACHOQUES DEL
MONOPLAZA FSO2-e FORMULA SENA ECO 2012-2013 CON ANÁLISIS
ESTÁTICO, DINÁMICO, ARMÓNICO, AERODINÁMICO E IMPACTO.**

**FABIAN ENRIQUE GONZALEZ ESTEBAN
LUIS MIGUEL PICON JAIMES**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERIAS FISICO-MECANICAS
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA
BUCARAMANGA**

2013

**DISEÑO Y ANÁLISIS DE CHASIS, CARENADO Y PARACHOQUES DEL
MONOPLAZA FSO2-e FORMULA SENA ECO 2012-2013 CON ANÁLISIS
ESTÁTICO, DINÁMICO, ARMÓNICO, AERODINÁMICO E IMPACTO**

**FABIAN ENRIQUE GONZALEZ ESTEBAN
LUIS MIGUEL PICON JAIMES**

**Trabajo de grado para optar al título de
Ingeniero Mecánico.**

**Director
Isnardo González
Ing. Mecánico**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERIAS FISICO-MECANICAS
ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA
BUCARAMANGA
2013**

DEDICATORIA

A DIOS porque gracias a él logre terminar otro paso de muchos que vienen y por regalarme la mejor familia.

A mis padres por siempre confiar en mí y darme el apoyo necesario para la culminación de este gran paso de mi vida.

Con gran cariño para mis hermanos por su acompañamiento y grandes momentos de felicidad que siempre tengo con ustedes.

A mi Lau por llegar en el momento más indicado a mi vida gracias por todo

A Tulio Cesar y Mario Ulloa, mis amigos.

A todos mis compañeros de mecánica y demás escuelas con los que compartí mis años de carrera.

Luis Miguel Picon Jaimes

A DIOS PADRE, HIJO Y ESPÍRITU SANTO, por su amor, su perdón y su promesa. Nada tendría sentido sin ÉL.

A mi papá José Isidoro González Sierra y a mi mamá Doris Amparo Esteban por estar siempre a mi lado enseñándome, aconsejándome, apoyándome y brindándome siempre más de los recursos necesarios. A mi hermano José David González Esteban, por su colaboración, ayuda y aliento en todo momento.

Y a dos personas incondicionales durante toda mi vida universitaria...mis dos grandes amigos Katherin Johana Jaimes Corzo y Carlos Andrés Galvis Gelvis.

Fabián Enrique González Esteban

AGRADECIMIENTOS

Los autores agradecen a todas aquellas personas que de una u otra forma contribuyeron en el desarrollo de este proyecto y especialmente a:

Isnardo González Jaimes, Ingeniero Mecánico, director de nuestro proyecto de grado, por su confianza, respaldo y gran colaboración.

Al SENA regional Santander y todo su personal por permitirnos ser parte de este gran proyecto y del gran equipo FORSSA Oriente.

A la escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial de Santander; a su excelente personal: secretarias auxiliares y servicios generales quienes siempre estuvieron dispuestos a colaborar con el desarrollo de este proyecto.

Wilson Felipe Jaimes Alfonso, Ingeniero Mecánico, instructor del SENA, por su gran colaboración en el desarrollo de este proyecto y todo el conocimiento transmitido.

A todos Muchas Gracias.

CONTENIDO

pag.

INTRODUCCION	24
1. LA FORMULA SENA ECO	25
2. ESTADO DEL ARTE	28
2.1. LA CARROCERÍA Y EL CHASÍS	28
2.1.1. La carrocería.....	28
2.1.2. El chasis	31
2.2. CONO ANTI-IMPACTO	35
2.2.1. Introducción	35
2.2.2. Historia y Evolución	36
2.2.3. Tipos y Variedades	36
2.3. SOFTWARE ANSYS	37
2.3.1. Herramienta estructural	40
2.3.2. Herramienta impacto	41
2.3.3. Herramienta aerodinámica	44
3. DISEÑO DEL CHASIS.....	52
3.1. PARAMETROS NORMATIVA SENA	52
3.2. CRITERIOS DE DISEÑO	57
3.2.1. Criterio de rigidez, resistencia y forma.....	58
3.2.2. Criterio de seguridad	62
3.2.3. Criterio de peso, espacio y ergonomía	63
3.2.4. Criterio de costos y materiales.....	64
3.2.5. Criterio de falla.....	65
3.2.6. Criterios sobre cargas y supuestos.....	68
3.2.7. Supuesto Reposo	70
3.2.8. Supuesto Remolque	72
3.2.9. Supuesto Curva	73
3.2.10. Supuesto Suspensión.....	75
3.2.11. Supuesto Volcadura	79
3.2.12. Supuesto Choque frontal	80
3.2.13. Supuesto Bache	81
3.2.14. Supuesto Armónico	82
3.2.15. Algoritmo de diseño para el chasis del monoplaza FSO2e	83
3.3. IMPLEMENTACION DE SOFTWARE Y ANALISIS DE RESULTADOS	84
3.3.1. Análisis estructural.....	84

3.3.2. Implementación del software SOLIDWORKS	90
3.3.3. Implementación del software ANSYS	93
3.3.4. Supuesto volcadura ANSYS (paso a paso)	94
3.3.5. Supuesto Reposo (ANSYS).....	113
3.3.6. Supuesto Remolque (ANSYS).....	117
3.3.7. Supuesto Curva (ANSYS)	121
3.3.8. Supuesto Suspensión (ANSYS)	127
3.3.9. Supuesto Choque frontal (ANSYS).....	135
3.3.10. Supuesto Bache (ANSYS).....	140
3.3.11. Supuesto Armónico (ANSYS).....	143
3.3.12. Análisis de resultados generales	146
4. CONO ANTI-IMPACTO	148
4.1. PARAMETROS Y NORMATIVA DEL SENA	148
4.2. CALCULOS PRELIMINARES.	149
4.3. DISEÑO PREVIO	151
4.4. MATERIAL Y GEOMETRIA	152
4.5. MODELADO EN SOLIDWORKS	154
4.6. METODO DE IMPACTO	155
4.6.1. Adaptación y simplificación del modelo	159
4.6.2. Test con elementos finitos	160
4.6.3. Interpretación de los resultados.....	161
5. CARENADO	167
5.1. AERODINAMICA	168
5.2. FUERZAS IMPLICITAS	169
5.3. INTRODUCCIÓN A JAVAFOIL.	172
5.3.1. Limitaciones.....	173
5.3.2. Secciones o perfiles de alerón.....	174
5.4. INTRODUCCION A ANSYS FLUENT	175
5.4.1. Modelos de Turbulencia	177
5.4.2. Discretización de las ecuaciones de flujo	180
5.5. ALERÓN	180
5.5.1. Normativa SENA.....	185
5.5.2. Perfiles NACA.....	187
5.5.3. Alerón Delantero.....	188
5.5.4. Diseño y Análisis.	190
5.5.5. Alerón Trasero.....	214
5.5.6. Diseño y Análisis	215
5.6. CARENADO DEL CUERPO	227
5.6.1. Diseño y Análisis	228

5.7. ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS OBTENIDOS	234
CONCLUSIONES	236
RECOMENDACIONES	238
BIBLIOGRAFÍA.....	239
ANEXOS	241

LISTA DE FIGURAS

	pag.
Figura 1. Autódromo de Tocancipá, circuito 1	27
Figura 2. Carrocería y chasis separados	29
Figura 3. Carrocería auto portante	30
Figura 4. Chasis tipo escalera.....	32
Figura 5. Chasis Monocasco.....	33
Figura 6. Chasis Columna Vertebral	33
Figura 7. Chasis Tubular	34
Figura 8. Cono anti-impacto ensamblado	35
Figura 9. Formas de elementos atenuadores de impacto	37
Figura 10. Herramienta Static Structural	40
Figura 11. Deformación debido a carga de presión	41
Figura 12. Contorno de presión en una rueda	44
Figura 13. Líneas de flujo a través de dos llantas	48
Figura 14. Contorno de presión sobre alerón trasero	49
Figura 15. Líneas de flujo y contorno de energía cinética de turbulencia	50
Figura 16. Contorno de velocidad simulación 2D.....	51
Figura 17. Eje delantero (a) y eje trasero (b) según reglamento formula SENA-eco	52
Figura 18. Distancia entre ejes mínima según reglamento formula SENA-eco	53
Figura 19. Ancho máximo según reglamento formula SENA-eco	53
Figura 20. Elementos de jaula antivuelco según reglamento formula SENA-eco ..	54
Figura 21. Tipo de tubería según reglamento formula SENA-eco.....	55
Figura 22. Instalación arnés de seguridad	56
Figura 23. Distancia entre riostre y aro superior	56
Figura 24. Cargas muertas sobre el chasis.	59
Figura 25. Un chasis sometido a esfuerzos torsores	60
Figura 26. Estructura rectangular sometida a torsión	60
Figura 27. Estructura triangularizada.	61
Figura 28. Habitáculo tubular	62
Figura 29. Componentes CAD presentes en el chasis	63
Figura 30. Representación gráfica de la Teoría de Tresca	67

Figura 31. Representación gráfica de la teoría de la energía de distorsión.	68
Figura 32. Supuesto de cargas "Reposo".....	72
Figura 33. Supuesto de cargas "Remolque".....	73
Figura 34. Supuesto Curva	75
Figura 35. Supuesto de cargas "Suspensión delantera"	77
Figura 36. Supuesto de cargas "Suspensión trasera"	78
Figura 37. Supuesto de cargas "Volcadura".....	79
Figura 38. Supuesto de cargas "Choque frontal"	80
Figura 39. Supuesto de cargas Bache.....	81
Figura 40. Supuesto de cargas "Armónico"	82
Figura 41. Software CAD utilizado para el chasis FSO2e.....	84
Figura 42 Software CAE utilizado para el chasis FSO2e.....	84
Figura 43. Puente a base celosías planas en sus caras.....	86
Figura 44. Proceso de discretización	88
Figura 45. Elemento BEAM188.....	90
Figura 46. Versión 15 del chasis en líneas	91
Figura 47. Herramienta "Composite Curve"	91
Figura 48. Versión 16 del chasis en curvas	92
Figura 49. Versión 19 del chasis en solido	93
Figura 50. Chasis del monoplaza FSO2e	93
Figura 51. Static Structural	94
Figura 52. Selección del material.....	95
Figura 53. DesignModeler.....	95
Figura 54. Importar chasis en curvas DesignModeler.....	96
Figura 55. Croquis de sección transversal en DesignModeler.....	96
Figura 56. Selección de perfilera en DesignModeler.....	97
Figura 57. Chasis versión 19 en Design Modeler	97
Figura 58. MechanicalMultiphysics.	98
Figura 59. Opciones de mallado MechanicalMultiphysics.....	98
Figura 60. Malla MechanicalMultiphysics.....	99
Figura 61. Insertar Fuerzas MechanicalMultiphysics	99
Figura 62. Fuerzas supuesto volcadura MechanicalMultiphysics	100
Figura 63. Fuerza frontal aro trasero eje X, MechanicalMultiphysics.....	100
Figura 64. Fuerza vertical aro trasero eje Y, MechanicalMultiphysics	101
Figura 65. Fuerza lateral aro trasero eje Z, MechanicalMultiphysics	101

Figura 66. Beam Tool, MechanicalMultiphysics	102
Figura 67. Deformación supuesto volcadura, MechanicalMultiphysics	102
Figura 68. Esfuerzo axial supuesto volcadura, MechanicalMultiphysics	103
Figura 69. Esfuerzo Flector del supuesto volcadura, MechanicalMultiphysics	103
Figura 70. Esfuerzo combinado supuesto volcadura, MechanicalMultiphysics	104
Figura 71. Importar desde el Workbench al MAPDL, MechanicalMultiphysics	104
Figura 72. Importar desde el Workbench al MAPDL, MechanicalMultiphysics	105
Figura 73. Zona critica aro trasero, Von Mises Mechanical APDL	106
Figura 74. Malla sección transversal MAPDL (sin refinar)	107
Figura 75. Malla sección transversal MAPDL (refinada)	107
Figura 76. Zona critica aro trasero, Refinada APDL	108
Figura 77. Esfuerzo equivalente máximo supuesto volcadura, Von Mises APDL	109
Figura 78. Punto crítico supuesto volcadura, Primer esfuerzo principal APDL	111
Figura 79. Punto crítico supuesto volcadura, Tercer esfuerzo principal APDL	111
Figura 80. Cargas supuesto reposo MechanicalMultiphysics	113
Figura 81. Deformación supuesto reposo, MechanicalMultiphysics.....	113
Figura 82. Esfuerzo axial supuesto reposo, MechanicalMultiphysics	114
Figura 83. Esfuerzo Flector supuesto reposo, MechanicalMultiphysics.....	114
Figura 84. Esfuerzo combinado supuesto reposo, Mechanical Multiphysics	115
Figura 85. Esfuerzo equivalente máximo supuesto reposo, Von Mises APDL	116
Figura 86. Cargas supuesto remolque MechanicalMultiphysics	117
Figura 87. Deformación supuesto remolque, MechanicalMultiphysics.....	118
Figura 88. Esfuerzo axial supuesto remolque, MechanicalMultiphysics	118
Figura 89. Esfuerzo Flector supuesto remolque, MechanicalMultiphysics	119
Figura 90. Esfuerzo combinado supuesto remolque, MechanicalMultiphysics	119
Figura 91. Esfuerzo equivalente máximo supuesto remolque, Von Mises APDL	120
Figura 92. Cargas supuesto curva MechanicalMultiphysics	121
Figura 93. Deformación supuesto curva, MechanicalMultiphysics.....	122
Figura 94. Esfuerzo axial supuesto curva, MechanicalMultiphysics.....	122
Figura 95. Esfuerzo Flector supuesto curva, MechanicalMultiphysics	123
Figura 96. Esfuerzo combinado supuesto curva, MechanicalMultiphysics	123
Figura 97. Esfuerzo equivalente máximo supuesto curva, Von Mises APDL.....	124
Figura 98. Cargas supuesto curva sistema MechanicalMultiphysics	125
Figura 99. Deformación supuesto curva sistema, MechanicalMultiphysics	125
Figura 100. Esfuerzo axial supuesto curva sistema, MechanicalMultiphysics	126

Figura 101. Esfuerzo Flector supuesto curva sistema, MechanicalMultiphysics..	126
Figura 102. Esfuerzo combinado supuesto curva sistema, MechanicalMultiphysics	126
Figura 103. Cargas supuesto suspensión delantera MechanicalMultiphysics	127
Figura 104. Deformación supuesto suspensión delantera, MechanicalMultiphysics	128
Figura 105. Esfuerzo axial supuesto suspensión delantera, MechanicalMultiphysics	128
Figura 106. Esfuerzo Flector supuesto suspensión delantera, MechanicalMultiphysics	129
Figura 107. Esfuerzo combinado supuesto suspensión delantera, MechanicalMultiphysics	129
Figura 108. Esfuerzo equivalente máximo suspensión delantera, Von Mises APDL	130
Figura 109. Cargas supuesto suspensión trasera MechanicalMultiphysics	131
Figura 110. Deformación supuesto suspensión trasera, MechanicalMultiphysics	132
Figura 111. Esfuerzo axial supuesto suspensión trasera, MechanicalMultiphysics	132
Figura 112. Esfuerzo Flector supuesto suspensión trasera, MechanicalMultiphysics	133
Figura 113. Esfuerzo combinado supuesto suspensión trasera, MechanicalMultiphysics	133
Figura 114. Esfuerzo equivalente máximo suspensión trasera, Von Mises APDL	134
Figura 115. Cargas supuesto choque frontal MechanicalMultiphysics.....	135
Figura 116. Esfuerzo axial supuesto choque frontal, MechanicalMultiphysics.....	136
Figura 117. Esfuerzo Flector supuesto choque frontal, MechanicalMultiphysics .	137
Figura 118. Esfuerzo combinado supuesto choque frontal, MechanicalMultiphysics	137
Figura 119. Esfuerzo equivalente máximo supuesto choque frontal, Von Mises APDL	138
Figura 120. Esfuerzo equivalente máximo supuesto choque frontal chasis, Von Mises APDL	140
Figura 121. Cargas supuesto Bache, MechanicalMultiphysics	141
Figura 122. Esfuerzo combinado supuesto Bache, MechanicalMultiphysics	141
Figura 123. Deformación supuesto Bache, MAPDL.....	142

Figura 124. Frecuencias naturales para el chasis.....	143
Figura 125. Sistema de cargas supuesto Armonico.....	144
Figura 126. Grafica Amplitud Vs Frecuencia 1	145
Figura 127. Grafica Amplitud Vs Frecuencia 2	145
Figura 128. Cono anti-impacto final	148
Figura 129. Primer modelo del cono anti-impacto.....	149
Figura 130. Resultados obtenidos	151
Figura 131. Puntos donde se sujetara el cono.....	152
Figura 132. Primer modelo	153
Figura 133. Propiedades del aluminio NL	154
Figura 134. Configuración para la simulación	154
Figura 135. Holgura entre los dos elementos	155
Figura 136. Biblioteca de elementos no lineales.....	156
Figura 137. Selección del elemento a simular	156
Figura 138. Mallado del cono anti-impacto y el objeto con el que impactara.....	157
Figura 139. Condiciones iniciales	158
Figura 140. Deformación total.....	158
Figura 141. Cambio del sentido de desplazamiento	159
Figura 142. Grafica aceleración.....	159
Figura 143. Resumen de energías.....	162
Figura 144. Grafica aceleración.....	162
Figura 145. Aceleración del cono anti-impacto	163
Figura 146. Resumen de energía para el cono final	164
Figura 147. Deformación del cono anti-impacto vs tiempo	164
Figura 148. Variación de velocidad vs tiempo.....	165
Figura 149. Cono anti-impacto modelo final	165
Figura 150. Disposición final para la simulación	166
Figura 151. Fuerzas resultantes en un vehículo	169
Figura 152. Fuerzas resultantes en un perfil.....	169
Figura 153. Coeficientes aerodinámicos.....	171
Figura 154. JAVAFOIL.....	172
Figura 155. Flujo en un perfil	173
Figura 156. Secciones o Perfiles	174
Figura 157. Elementos que componen un alerón	181

Figura 158. Distribución de Fuerzas	181
Figura 159. Configuraciones de Alerones múltiples.....	182
Figura 160. Derivas laterales	183
Figura 161. Efecto perfil Gurney	184
Figura 162. Logo formula SENA eco	185
Figura 163. Especificación SENA de los alerones	186
Figura 164. Especificación SENA del piso.....	187
Figura 165. Logo NACA.....	187
Figura 166. Parte delantera del FSO2-e	188
Figura 167. Perfil alerón delantero.....	190
Figura 168. Secciones en el software JAVAFOIL	191
Figura 169. Configuración del perfil	192
Figura 170. Resultado análisis JAVAFOIL.....	193
Figura 171. Perfil Seleccionado	194
Figura 172. Coordenadas del perfil.....	195
Figura 173. Importación de las coordenadas.....	195
Figura 174. Perfil en SOLIDWORKS	196
Figura 175. Perfil ubicado	196
Figura 176. Configuración de los soportes	197
Figura 177. Importación a ANSYS	198
Figura 178. Parte delantera del vehículo en ANSYS	199
Figura 179. Volumen de Control	199
Figura 180. Mallado de la parte delantera	200
Figura 181. Mallado del perfil seleccionado.....	200
Figura 182. Parte delantera del vehículo en FLUENT	201
Figura 183. Modelo de solución.....	202
Figura 184. Configuración datos en la entrada	202
Figura 185. Configuración datos en la salida.....	203
Figura 186. Valores de referencia.....	203
Figura 187. Ingresando coeficiente drag.....	204
Figura 188. Ingresando coeficiente lift	204
Figura 189. Valores iniciales de solución	205
Figura 190. Número de iteraciones a realizar	206
Figura 191. Proceso de iteración lift.....	206
Figura 192. Proceso de iteración drag.....	207

Figura 193. Proceso final iteración lift	207
Figura 194. Escala residual de los procesos	208
Figura 195. Escala residual final del proceso	209
Figura 196. Iteración final lift.....	209
Figura 197. Iteración final drag	210
Figura 198. Iteración final drag estable.....	210
Figura 199. Iteración final lift estable	211
Figura 200. Fuerzas Resultantes.....	211
Figura 201. Presión sobre parte delantera del vehículo.....	212
Figura 202. Energía cinética de turbulencia parte delantera.....	212
Figura 203. Presión baja sobre parte inferior del alerón delantero	213
Figura 204. Líneas de flujo sobre parte delantera.....	213
Figura 205. Alerón trasero final.....	214
Figura 206. Perfil seleccionado.....	216
Figura 207. Análisis perfil seleccionado posición 1	216
Figura 208. Análisis perfil seleccionado posición 2.....	217
Figura 209. Perfil importando en solidworks	218
Figura 210. Deriva lateral.....	218
Figura 211. Alerón trasero isométrica.....	219
Figura 212. Corte alerón trasero posición 1	219
Figura 213. Corte alerón trasero posición 2.....	220
Figura 214. Iteración final lift alerón trasero.....	220
Figura 215. Iteración final drag alerón trasero	221
Figura 216. Fuerzas sobre alerón trasero DRS on	221
Figura 217. Presión estática alerón trasero	222
Figura 218. Energía de turbulencia alerón trasero 1	222
Figura 219. Energía de turbulencia alerón trasero 2.....	223
Figura 220. Líneas de flujo alerón trasero DRS on.....	223
Figura 221. Iteraciones DRAG	224
Figura 222. Iteraciones LIFT	224
Figura 223. Fuerzas sobre alerón trasero DRS off	225
Figura 224. Presión sobre alerón trasero DRS off	225
Figura 225 Energía de turbulencia sobre alerón trasero DRS off	226
Figura 226. Líneas de flujo sobre alerón trasero DRS off	226
Figura 227. FSO2-e modelado en Icopor.....	227

Figura 228. Vehículo final isométrica	229
Figura 229. Vehículo final lateral.....	229
Figura 230. Ergonomía con el piloto	230
Figura 231. Punta con gran desprendimiento de fluido.....	230
Figura 232. Punta con poco desprendimiento de fluido	231
Figura 233. Contorno presión vehículo final	232
Figura 234. Contorno energía de turbulencia vehículo final	232
Figura 235. Contorno velocidad vehículo final	233

LISTA DE TABLAS

	pag.
Tabla 1. Peso de los componentes más relevantes del monoplaza FSO2e	71
Tabla 2. Calculo de la aceleración centrípeta en curva critica de la pista de Tocancipá	74
Tabla 3. Fuerzas suspensión al momento de dar una curva a la derecha.....	76
Tabla 4. Fuerzas críticas en las barras de suspensión curva a la derecha.....	77
Tabla 5. Fuerzas críticas en los anclajes de tijeras suspensión curva a la derecha	78
Tabla 6. Calculo factor de seguridad supuesto volcadura según criterio de Von Mises	110
Tabla 7. Calculo factor de seguridad supuesto volcadura según criterio de Tresca	112
Tabla 8. Calculo factor de seguridad supuesto reposo según criterio de Von Mises	117
Tabla 9. Calculo factor de seguridad supuesto remolque según criterio de Von Mises	121
Tabla 10. Calculo factor de seguridad supuesto curva según criterio de Von Mises	124
Tabla 11. Calculo factor de seguridad supuesto suspensión delantera según criterio de Von Mises	131
Tabla 12. Calculo factor de seguridad supuesto suspensión trasera según criterio de Von Mises	135
Tabla 13. Calculo factor de seguridad supuesto choque frontal según criterio de Von Mises	139
Tabla 14. Cálculo de rigidez Torsional para supuesto Bache	142
Tabla 15. Factores de seguridad para supuestos estudiados.....	147
Tabla 16. Datos iniciales y ecuaciones a solucionar.....	150
Tabla 17. Porcentaje de variación del arrastre y sustentación respecto a la primera posición.....	234
Tabla 18. Porcentaje de variación según el elemento respecto a la llanta sola ...	235

LISTA DE ANEXOS

	pag.
Anexo A. Reglamento técnico formula sena eco	242
Anexo B. Planos chasis	259
Anexo C. Material aisi 4130 y soldadura.....	270
Anexo D. Cálculos suspensión y código	277
Anexo E. Elementos finitos y ansys	300
Anexo F. Diseño y análisis de un chasis formula sae	318
Anexo G. Proceso evolución del chasis.....	337
Anexo H. Geometrías usadas en el proceso de diseño	343
Anexo I. Proceso de deformación y planos del cono anti-impacto.....	346
Anexo J. Ecuaciones de solución en javafoil.	355
Anexo K. Teoría de los modelos de turbulencia.....	375
Anexo L. Método de volúmenes finitos	409
Anexo M. Perfiles naca	414
Anexo N. Simulación perfiles para el alerón delantero y trasero	419
Anexo O. Simulación 2d en ansys fluent	422
Anexo P. Simulación 3d en ansys fluent del vehículo versión final.....	434
Anexo Q. Soporte entregado por ansys para cálculos.....	446
Anexo R. Fotos monoplaza fso2-e.....	456

RESUMEN

TITULO: DISEÑO Y ANÁLISIS DE CHASIS, CARENADO Y PARACHOQUES DEL MONOPLAZA FSO2-e FORMULA SENA ECO 2012-2013 CON ANÁLISIS ESTÁTICO, DINÁMICO, ARMÓNICO, AERODINÁMICO E IMPACTO.*

AUTORES:

Fabián Enrique González Esteban.
Luis Miguel Picón Jaimes.**

PALABRAS CLAVE:

Chasis, Carenado, Parachoques, monoplaça, vehículo de carreras, diseño.

DESCRIPCION:

A través de una convocatoria realizada por la universidad Industrial de Santander en Noviembre de 2012 para participar en la segunda carrera de vehículos de competencia organizado por el servicio nacional de aprendizaje SENA, los autores se unen a la escudería FORSSA Santander haciendo parte del equipo de diseño grupo interdisciplinario en función de ayudar en el proceso de diseño y construcción del vehículo monoplaça eléctrico FSO2-e estilo formula trabajando bajo la filosofía PLM.

El objetivo de este proyecto es diseñar y analizar el chasis, la carrocería y el parachoques del monoplaça eléctrico para la regional Oriente 2012-2013 cumpliendo con la normativa establecida por las directivas de las olimpiadas formula SENA ECO superando las pruebas del evento como lo son: carrera, vuelta más rápida, entre otras y contribuir con la misión de la universidad de aportar al avance tecnológico y generar conocimiento así como desarrollar habilidades para diseñar procesos sistemas o componentes para dar solución a necesidades planteadas.

Este libro contiene registro de los aspectos a tener en cuenta al momento de diseñar un chasis tipo cercha y cono parachoques con simulación estática, dinámica, armónica e impacto, como también el diseño de carenado con análisis aerodinámico mediante el uso de software especializados tales como Catia, SolidWorks, ANSYS, JavaFoil, entre otros.

*Trabajo de Grado.

**Facultad de Ingenierías Fisico-Mecánicas, Escuela de Ingeniería Mecánica, Ing. Isnardo González.

SUMMARY

TITLE: CHASSIS, FAIRING AND BUMPER DESIGN AND ANALYSIS FOR THE FSO2-e OPEN-WHEEL FORMULA SENA ECO 2012/2013 WITH STATIC, DYNAMIC, HARMONIC, AERODYNAMIC AND IMPACT ANALYSIS. *

AUTHORS:

Fabián Enrique González Esteban.
Luis Miguel Picon Jaimes.**

KEY WORDS:

Chassis, fairing, bumper, open-wheel, race car, design.

DESCRIPTION:

Through a call made by the Industrial University of Santander in November 2012 to participate in the second competition of race vehicles organized by the National Apprenticeship Service SENA, the authors joined the team FORSSA Santander by being part of the design based team (interdisciplinary group) with the aim of assisting in the design and construction process of the electric formula style car FSO2-e working under the PLM philosophy.

The objectives of this project are to design and analyze the chassis, fairing and bumper of the electrical open-wheel for the East Regional 2012-2013 following the established regulations given by the directives of the formula SENA ECO Olympics, passing the tests such as: race, fastest lap, among others, and to contribute to the university mission of promoting the technological advance and generating knowledge as well as developing skills to design systems, components or processes in order to solve raised needs.

This book contains a record of the aspects to bear in mind when designing a truss-type frame and bumper with static, dynamic, harmonic and impact simulation as well as the fairing design with aerodynamic analysis using specialized software such as Catia , SolidWorks, ANSYS, JavaFoil, among others.

*Degree Work.

**Facultad de Ingenierías Fisico-Mecánicas, Escuela de Ingeniería Mecánica, Ing. Isnardo González.

INTRODUCCION

Este libro contiene el diseño y análisis del chasis, carenado y cono anti-impacto de un vehículo monoplace eléctrico, con sus respectivas hojas de cálculo y metodología implementada en el desarrollo de cada uno de estos elementos.

La evolución de los vehículos eléctricos no es asunto nuevo, ya que ha sido un tema de interés desde mediados del siglo XIX tras los primeros experimentos de Jedlik y Thomas Davenport, acertando con el primer vehículo eléctrico en 1838, cuando Robert Davidson consigue mover una locomotora a 6 km/h sin usar carbón ni vapor. A través de la historia la mejora en la tecnología de las baterías está consiguiendo que los vehículos eléctricos sean una alternativa a considerar, y diariamente surgen nuevas investigaciones y proyectos que apuntan desbancar al automóvil convencional. Los diseños a tratar en este libro están ligados a un proyecto de este tipo ya que abarcan materiales livianos y resistentes para operar bajo las condiciones de potencia para dos motores eléctricos de 25KW.

Los autores, integrantes del equipo de diseño, grupo interdisciplinario perteneciente a la escudería FORSSA Santander, participan del evento Formula SENA ECO (2012-2013), junto a profesores, y aprendices con el propósito de fabricar el vehículo de competencia eléctrico de la regional Santander, monoplace evaluado de acuerdo a requerimientos descritos por la comisión reglamentaria del SENA.

Siendo este un proyecto Innovador ya que la FIA (Federación internacional del Automóvil) hasta el 2014 hará formalmente una competencia con este tipo de monoplace.

1. LA FORMULA SENA ECO

Es un concurso de innovación y desarrollo tecnológico que promueve competencias profesionales; como la creatividad, el trabajo en equipo y el liderazgo de los aprendices y de más miembros de cada grupo, a través de un proyecto que se llevará a cabo en forma colaborativa. En el proceso también participan universitarios y expertos en automovilismo.

SENA ECO impulsa integralmente las tecnologías y competencias asociadas al diseño y construcción de un vehículo, enfocado en lograr la eficiencia energética, buscando soluciones innovadoras alrededor de autos eléctricos. Así mismo, fortalece las competencias en gestión de proyectos, el proyecto cuenta con el respaldo de la Federación Internacional de Automovilismo (FIA) y la Federación Colombiana de Automovilismo Deportivo (FCAD).

Después de casi un año de trabajo en equipo, incluidas las etapas de pruebas, los estudios de diseño, análisis, desarrollos tecnológicos e innovación, la Fórmula Sena Eco llegó a su fin con una emocionante carrera que se dio el 17 de noviembre del 2013.

Este interesante proyecto interdisciplinario del Servicio Nacional de Aprendizaje (Sena) planteó el desarrollo de 10 vehículos monoplace de competición con motor eléctrico, basados en un reglamento técnico avalado por la Federación Internacional del Automóvil (FIA). La idea con este proyecto fue impulsar y fortalecer los procesos de formación de la entidad “con el objetivo de entregar a la industria mano de obra calificada para la resolución de problemas con capacidad de trabajo en equipo, liderazgo, competitividad e innovación”.

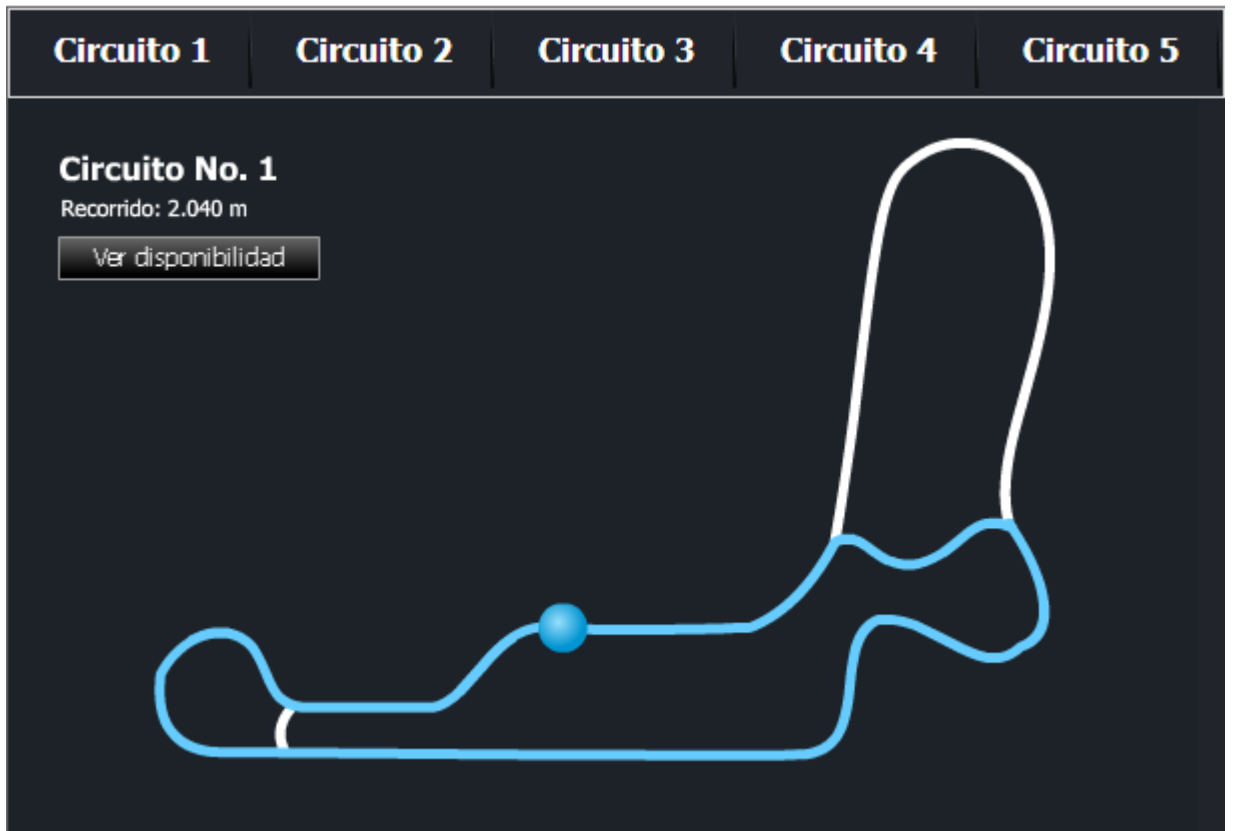
Cada área de enseñanza ha participado activamente: mecánica automotriz, diseño industrial, soldadura y electrónica para la construcción del vehículo, artes gráficas para la decoración de carro, diseño textil para la elaboración de uniformes, gastronomía para la alimentación del equipo y los pilotos, administración financiera

para la ejecución de presupuestos de construcción del proyecto, gestión comercial para la búsqueda de patrocinios. Así mismo, pretende que las industrias y empresas privadas se vinculen a estos programas, con el ánimo de aportar sus conocimientos técnicos, de desarrollo o logísticos. De acuerdo con un cronograma preestablecido, los 10 equipos fueron evaluados por un comité experto conformado por reconocidos líderes de la industria automotriz y un comité organizador. Todos ellos evalúan el ambiente de aprendizaje, el cumplimiento del cronograma, la metodología de trabajo y la competencia y capacidad técnica de cada grupo.

En este concurso participan las 24 regionales del país distribuidas en 11 equipos así: Nariño y Cauca; Valle, Chocó y Guainía; Antioquia; Atlántico y Bolívar; Santander, Norte de Santander y Cesar; Distrito Capital y Meta; Risaralda, Caldas y Quindío; Boyacá y Cundinamarca; Arauca y Casanare; Tolima, Huila, Caquetá y Putumayo.

En el 2009, el Sena realizó la primera versión de Fórmula Sena, pero con motores de combustión interna. Para esa versión se fabricaron 12 monoplazas y se involucraron 25 centros de formación, 12 programas de formación titulada, más de 100 empresas y siete universidades, en la cual el equipo FORSSA de la regional Santander se quedó con el premio del primer puesto.

Figura 1. Autódromo de Tocancipá, circuito 1



Fuente: Autódromo Tocancipá [recuperado el 1 de agosto del 2013] disponible en línea en URL:
http://www.autodromos-sa.com/home_6.html?Map=Autodromos

2. ESTADO DEL ARTE

2.1. LA CARROCERÍA Y EL CHASÍS

Cuando se escucha acerca de estos dos componentes presentes en el automóvil es común preguntarse ¿cuál es la función individual de cada uno de ellos en el vehículo? y aún más ¿no son lo mismo?, esto normalmente resulta del desinterés por estudiar las partes de un automóvil. No es el objetivo de este proyecto formar expertos automotrices, pero sí el esclarecer diferencias que existen entre estos dos componentes.

2.1.1. La carrocería

La carrocería, también llamada latonería es el recubrimiento del auto, parte propuesta para el transporte de carga de pasajeros. Corrientemente se fabrica de compuestos muy livianos y resistentes como la fibra de vidrio, materiales que ofrecen buenos resultados en la aerodinámica del auto y su desempeño en la carretera. Existen varios tipos de carrocerías dependiendo de su uso y estas han cambiado al transcurrir de los años.

La carrocería es identificada en el día de hoy como el embellecedor del vehículo, y juega un papel importante en la seguridad pasiva del vehículo, ya que trae varios elementos aerodinámicos que aportan estabilidad al automóvil dependiendo de su velocidad, así como también de elementos que asumen energía al momento de un impacto.

Cabe mencionar que existen dos familias principales de carrocerías en la fabricación de vehículos. Estos dos sistemas son: por un lado las carrocerías de chasis independiente y por otro las carrocerías de chasis auto portante o monocasco.

2.1.1.1. Carrocerías de chasis independiente

Se podría decir que el sistema de carrocería y chasis separados es el más antiguo, ya que este sistema está presente desde la elaboración de los primeros automóviles, pero aún es considerablemente usado en la construcción de monoplazas, todo terrenos, camiones y autos con carrocerías de fibra.

Consta de un chasis rígido al cual están sujetos todos los componentes y piezas mecánicas como lo son: el motor, transmisión, suspensión, dirección, la estructura de la carrocería, entre otros.

El sistema de chasis independiente presenta gran versatilidad, logrando alcanzar la robustez que se desee del chasis soportando grandes esfuerzos estáticos y dinámicos, y una forma del vehículo aerodinámica, ligera y agradable a la vista, ya que estos son libres parcialmente de esfuerzos. Ver figura 2.

Figura 2. Carrocería y chasis separados



Fuente: Carrocería y Chasis, Tipos de carrocerías más usadas en los vehículos. [Tomada de internet 12 de Julio 2013] Disponible Online URL: http://www.elchapista.com/chasis_carrocerias_vehiculos.html

Los chasis separados de la carrocería suelen ser más resistentes que el conjunto de una carrocería auto portante, por lo cual aún se emplean sujetándose habitualmente a la carrocería con tornillería a través de juntas de caucho, las cuales hacen permanecer perfectamente unidos estos dos componentes del automóvil.

2.1.1.2. Carrocerías de chasis auto portante

En este caso a diferencia de la carrocería de chasis independiente, la carrocería del vehículo y el chasis son un solo elemento, es decir, la estructura es un “todo en uno”, funciona de elemento portante y portado, y su implementación se justifica por peso (liviano), y costos de fabricación en cadena.

Es la carrocería acogida por la mayoría de vehículos actuales. La mayor parte de los componentes que forman la carrocería son elementos estructurales, que soportan los esfuerzos estáticos, generados por el peso del vehículo y de la carga, y los dinámicos, generados por el movimiento.

El sistema de carrocería auto portante como su nombre lo indica es la carrocería que se soporta ella misma, también se le llama carrocería monocasco.

Ver figura 3.

Figura 3. Carrocería auto portante



Fuente: Chasis, Lexus RX 450h. [Tomada de internet 02 de Agosto 2013] Disponible Online URL: http://www.arpem.com/coches/coches/lexus/lexus_rx/fotos/2011/450h-chasis.html

La mayoría de las piezas metálicas presentes en las carrocerías monocasco están unidas por puntos de soldadura sin embargo hay muchos modelos en los cuales estas piezas van unidas por tornillería. Este tipo de carrocerías es sometido a muchas pruebas y estudios antes de su validación ya que todas las piezas que la conforman suplen entre sí la rigidez y flexibilidad del automóvil.

2.1.2. El chasis

El chasis es aquel elemento que integra entre sí y sujeta tanto los componentes mecánicos, como el grupo moto-propulsor, la suspensión de las ruedas y la carrocería del vehículo.

Es considerado como el componente más significativo de un automóvil ya que es el elemento principal que permite el armado de los demás componentes. Soporta el cuerpo del vehículo así como todos los esfuerzos producidos por la marcha del mismo, resiste los impactos que pudieran ocurrir actuando muy parecido a los huesos del cuerpo humano, siendo una estructura rígida que proporciona una protección al momento de un accidente, también da estabilidad al vehículo en diferentes condiciones de rodaje.

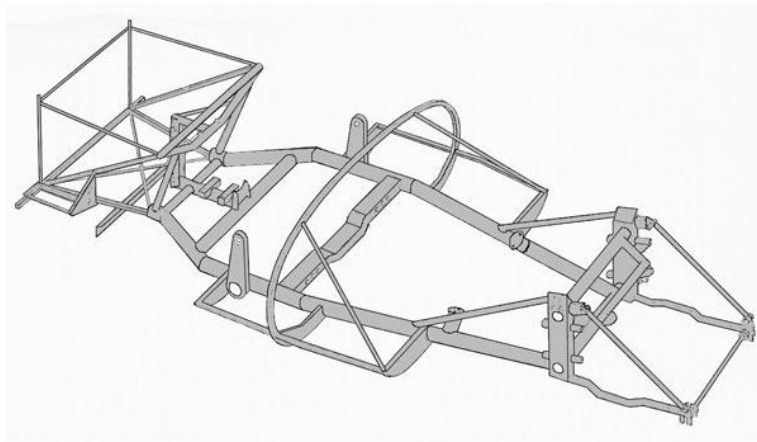
Los chasises han cambiado con los años para aligerar su peso, y suelen estar contruidos de diferentes materiales, dependiendo de la rigidez, costo y forma teniendo como parámetro su funcionalidad. Los chasises están contruidos para ajustarse a la finalidad del vehículo. Hay varios tipos de chasis que han sido contruidos con algunos atributos únicos.

Existen diferentes tipos de chasis para autos que pueden ofrecer distintas características y configuraciones.

2.1.2.1. Chasis de escalera

Es el chasis más sencillo y más antiguo. Este tipo de chasis consta de dos vigas de sección tubular laterales, unidas por refuerzos transversales y/o diagonales, refuerzos que entregan rigidez en torsión y permiten fijar los componentes. La mayoría de los autos clásicos, camionetas, SUV y automóviles grandes de ciudad se hacen con chasis de escalera. Ver figura 4.

Figura 4. Chasis tipo escalera

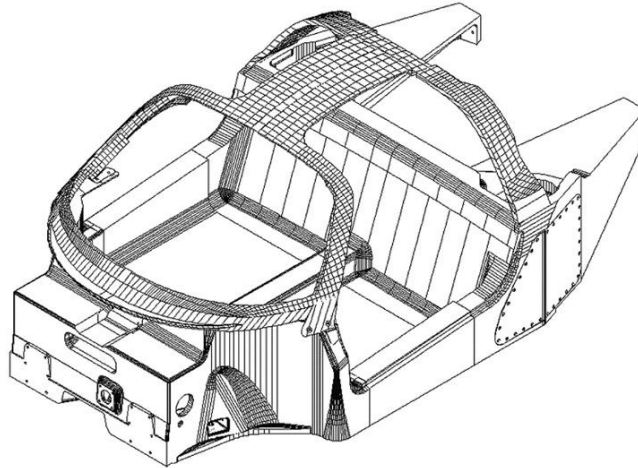


Fuente: Syd Silverman's Costin-bodied Lister Jaguar Race Car, Chassis No. BHL-123. [Tomada de internet 02 de Agosto 2013] Disponible Online URL: <http://www.britishracecar.com/SydSilverman-Lister-Jaguar.htm>

2.1.2.2. Chasis monocasco

El chasis de tipo monocasco es el más utilizado hoy en día por los fabricantes de automóviles. Es una estructura bastante rígida fácil de producir en masa y proporciona una gran estabilidad en caso de un accidente. La mayor desventaja de un chasis monocasco es que a pesar de que son fáciles de fabricar, no es rentable para su fabricación en pequeñas cantidades. Ver figura 5.

Figura 5. Chasis Monocasco

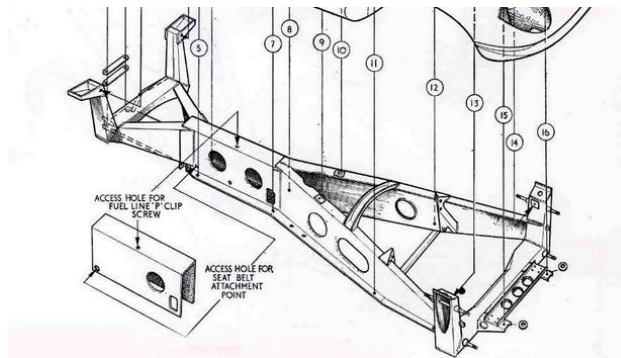


Fuente: Ferrari Enzo, Part III. [Tomada de internet 02 de Agosto 2013] Disponible Online URL: http://web-cars.com/enzo/part_three.html

2.1.2.3. Chasis columna vertebral

Este tipo de estructura tiene forma de columna vertebral y proporciona la estructura para todos los componentes de trabajo del vehículo. Este chasis se utiliza sobre todo en los roadsters. Pero tiene como desventaja su peso, ya que son muy pesados para ser usados en autos deportivos y demasiado caros para ser producidos en masa. Ver figura 6.

Figura 6. Chasis Columna Vertebral



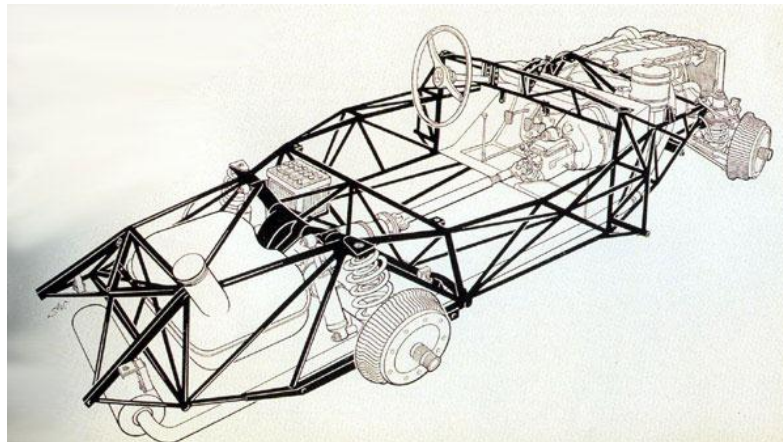
Fuente: The Lotus Elan In Depth, Elan chassis. [Tomada de internet 02 de Agosto 2013] Disponible Online URL: <http://lotuselan.wordpress.com/elan-in-depth/>

2.1.2.4. Chasis espacial tubular

Los chasises espaciales tubulares son construidos y diseñados principalmente para autos de carrera y autos deportivos de alta gama, lo cual se puede ver en marcas como Lamborghini, Ferrari y Jaguar.

La estructura espacial tubular tiene un costo de fabricación bastante elevado y debido a la complejidad de su diseño y fabricación, no es rentable para la producción en masa, pero si en la elaboración de autos exclusivos, cabe resaltar que los chasises espaciales tubulares tienen la ventaja de ser mucho más resistentes y estables comparado con los otros tipos de chasis. Ver figura 7.

Figura 7. Chasis Tubular



Fuente: READ AND KNOW ABOUT YOUR CARs SKELETON. i.e. "CHASSIS", TUBULAR FRAME CHASSIS [Tomada de internet 02 de Agosto 2013] disponible Online URL: <http://innovatize.blogspot.com/2012/01/read-and-know-about-your-cars-skeleton.html>

2.2. CONO ANTI-IMPACTO

Figura 8. Cono anti-impacto ensamblado



Fuente: Cono anti-impacto [recuperado el 3 de agosto del 2013] disponible en URL: https://www.youtube.com/watch?v=IHSuynf_gXY

2.2.1. Introducción

La seguridad del piloto es uno de los mayores objetivos a la hora de diseñar y construir un vehículo de carreras esto debido a las altas velocidades que se pueden alcanzar en estos vehículos, lo cual conlleva a la necesidad de disipar la alta energía cinética que se genera en caso de impacto, por esta razón es necesario el diseño de un elemento el cual en caso de colisión frontal proteja al piloto y mantenga integro el chasis. Este elemento debe garantizar desempeños específicos en términos de valores de desaceleración y dimensiones mínimas aceptables para lograr cumplir los objetivos requeridos durante el impacto.

El propósito de este capítulo es demostrar la gran importancia que tiene el cono anti-impacto en la seguridad del piloto y del monoplaza, en los sub-capítulos siguientes se dará a conocer el proceso ejecutado en el diseño de este elemento. Parte de la verificación técnica de seguridad es realizar un informe del cono anti-impacto en un impacto frontal, en el cual el equipo tiene que demostrar que el coche está equipado con un elemento capaz de reducir las fuerzas del impacto

teniendo en cuenta la seguridad del conductor. El atenuador de impacto tiene que cumplir con las reglas especificadas por la Normativa del SENA.

2.2.2. Historia y Evolución

Las muertes ocasionadas por los accidentes que ocurren en carreras de autos, han ido disminuyendo con el paso del tiempo ya que la seguridad del vehículo es una de las áreas de mayor investigación en la ingeniería automotriz. La industria automotriz está desarrollando nuevos sistemas de seguridad activa y pasiva, a su vez técnicas que incrementen la seguridad del vehículo y sus ocupantes, esto debido a que las pérdidas en cada impacto son cuantiosas, interviniendo en ello muchos factores, cada accidente, representa pérdidas materiales en los daños a los vehículos y a las personas.

Lo anterior, ha fomentado el interés de parte de los fabricantes de automóviles a reducir el costo económico y social de un accidente en carrera. Uno de los campos que más impulso ha recibido, es el denominado CRASHWORTHINESS (CW). Este término se ha definido como el estudio de estructuras vehiculares cuando impactan, un elemento que trate de reducir el daño hecho en la estructura del vehículo y lesiones al piloto, donde el resultado de una colisión se denomina atenuador de impactos.

Para reducir los costos en investigación y pruebas de estos sistemas, es recomendable usar simulaciones computacionales de impactos para lograr obtener una evaluación previa antes de realizar una prueba real de impacto.

2.2.3. Tipos y Variedades

Existen una gran cantidad de atenuadores de impacto y estos varían según la geometría dada para la realización del diseño del mismo y el material disponible para su realización, así como las cargas a soportar y la dirección de dichas

cargas que para formula SENA eco será de colisión frontal con ciertos parámetros (ver capítulo 4) a tener en cuenta; en competencias de alto nivel este elemento forma uno solo con el chasis, pero para el caso presentado en este documento este elemento estará sujeto al chasis por medio de pernos lo cual lo hará de fácil mantenimiento.

Figura 9. Formas de elementos atenuadores de impacto



Fuente: Cono anti-impacto [recuperado el 10 de agosto del 2013] disponible en URL:
<https://www.youtube.com/watch?v=FeH2OxkYQu0>

2.3. SOFTWARE ANSYS

ANSYS es un programa para el cálculo computacional basado en el MEF, con aplicabilidad a una amplia variedad de problemas habituales en la ingeniería.

Este programa cuenta con más de 100.000 líneas de código que le permiten la implementación de análisis estáticos y dinámicos en cálculos de estructuras, así como en problemas de transferencia de calor, fluidos y electromagnetismo.

Como es habitual en todos los programas para cálculo por elementos finitos ANSYS dispone de tres módulos de trabajo:

- Pre-procesador: Donde se prepara el modelo para el cálculo. En él se realizan las operaciones de:
 - Dibujo del modelo, o importación si se ha generado por medio de un sistema CAD que genere ficheros compatibles.
 - Selección del tipo de elemento o elementos a emplear. En función del tipo de cálculos a realizar, estos programas suelen disponer de diferentes tipos de elementos que son especiales para cada aplicación. Por ejemplo, suelen tener elementos especiales para cálculos de tensiones planas, tensiones 3D, electrostática, magnetostática, elementos de contacto, etc.
 - Selección de los materiales a emplear, que pueden obtenerse por librerías, o ser definidos por el usuario. Esto último es común cuando se emplean materiales de propiedades no lineales o materiales anisótropos.
 - Asignación de elemento y propiedades de materiales a los diferentes componentes del modelo.
 - Mallado de los componentes del modelo.
 - Aplicación de las cargas exteriores (puntuales, lineales o superficiales).
 - Aplicación de las condiciones de contorno del modelo.

- Solución: Es la parte del programa que realiza todo el cálculo del MEF y genera las soluciones. Los pasos que abarca son los siguientes:
 - Selección del tipo de cálculo a realizar, por ejemplo si es un análisis transitorio, en régimen armónico, estático, de *pandeo*, etc.
 - Configuración de los parámetros de cálculo. Selección de intervalos de tiempo, norma del error, número de iteraciones, etc. Introducción a Ansys

Características generales y fuentes de error 71

- Inicio del cálculo: el programa empieza transfiriendo las cargas al modelo, genera las matrices de rigidez, realiza la triangulación de la matriz, resuelve el sistema de ecuaciones y genera la solución.
- Post-procesador: es la herramienta que permite la representación gráfica de los resultados, así como resultados indirectos que se pueden obtener operando las soluciones del modelo.

Pese a la potencia computacional aportada por el programa, el factor principal para conseguir una aceptable aproximación de los resultados finales con los reales pasará inevitablemente por la aplicación de unos conocimientos mínimos por parte del usuario en cuanto a los métodos empleados por el programa, y sobre todo, en cuanto a las posibles fuente de error, tales como:

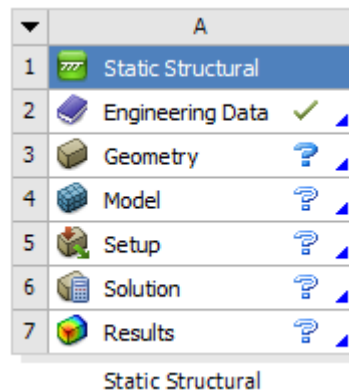
- Número de elementos utilizados, que deberá ser suficiente (pero no excesivo) para el tipo de problema en cuestión. Un mayor número de elementos supone un mayor coste computacional, así que deberemos ser conscientes de si el refinamiento de la malla “merece la pena” en cuanto a “mejora” de la solución.
- La geometría del objeto que se deseé analizar, que puede generar errores en la solución, debido a que si el mallado realizado no mantiene ciertos parámetros (como los ángulos de las aristas o las relaciones de tamaño en las aristas) dentro de un rango predeterminado, el método puede fallar en un punto, lo cual afecta a la convergencia del sistema.
- Debido a la utilización de un rango discreto en cuanto a las propiedades de la materia, se debe aumentar la cantidad de puntos en el mallado del objeto en los puntos en que el gradiente de la propiedad analizada sea muy grande para obtener resultados más precisos.

- El tipo de elemento, así como algunas propiedades son ingresadas de forma manual por el usuario, lo cual genera errores de tipo humano en la utilización de ANSYS, para los que el programa no generará alerta alguna. Se hace conveniente por ello la validación de la solución mediante comparación de ésta con la obtenida por aplicación del mismo análisis a un modelo más sencillo¹.

2.3.1. Herramienta estructural

La herramienta Static Structural de ANSYS, permite realizar diversos tipos de análisis, gracias a la capacidad de simular todos los aspectos estructurales de un producto, no incluyendo solamente el análisis estático lineal que simplemente proporciona tensiones o deformaciones, sino también análisis modales que determinan las características de vibración.

Figura 10. Herramienta Static Structural



Fuente: Autores

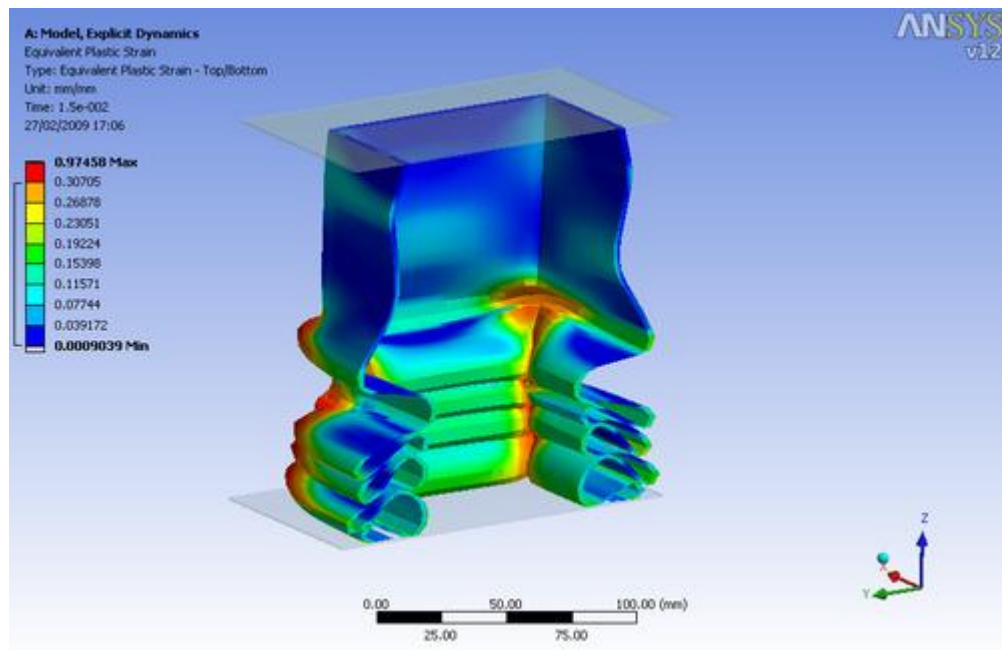
¹ JIMENEZ, Javier. Simulación numérica de fenómenos de inestabilidad en estructuras metálicas mediante ANSYS. Universidad de Sevilla. Marzo de 2010

Static Structural de ANSYS aborda los requisitos únicos de análisis estructural puro sin la necesidad de herramientas extrañas. El paquete proporciona toda la potencia de las capacidades estructurales no lineales, así como todas las funciones lineales - para entregar resultados de las simulaciones estructurales confiables de alta calidad.

Cada vez se requieren modelos más grandes para la simulación, y esta herramienta de ANSYS incorpora algoritmos paralelos para un tiempo de cálculo más rápido que estos grandes modelos.

2.3.2. Herramienta impacto

Figura 11. Deformación debido a carga de presión



Fuente: Equivalente de deformación plástica. [Tomada de internet 02 de Agosto 2013] Disponible OnlineURL:<http://www.ansys.com/Products/Simulation+Technology/Structural+Analysis/Explicit+Dynamics/ANSYS+LS-DYNA>

Al querer diseñar productos que necesitan resistir impactos o altas cargas de presión durante un tiempo muy corto, estos elementos pueden ser simulados con el uso de ANSYS EXPLICIT DYNAMICS; los problemas de este tipo son muy específicos y por lo tanto requieren de herramientas muy avanzadas de análisis para predecir con exactitud el efecto que estas cargas tendrá sobre el diseño y las consideraciones que se deberían tener en cuenta. Una simulación y análisis de este tipo debería realizarse si al hacer un ensayo físico resulta demasiado costoso o imposible de hacer.

Esta herramienta permite resolver problemas complejos, en la cual se puede obtener los resultados de forma relativamente rápida, esto se debe en gran parte a su interfaz de fácil manejo. ANSYS EXPLICIT DYNAMICS es una herramienta que ayuda a entender mejor la física de los eventos de corta duración para productos que se someten a eventos dinámicos no lineales y transitorios. Esta herramienta especializada, se diseñó para un uso fácil, preciso y para maximizar la productividad; con esta herramienta, se puede estudiar cómo una estructura responde cuando se someten a cargas severas. Los algoritmos se basan en los primeros principios de grandes deformaciones, falla de materiales, y las interacciones entre los cuerpos y fluidos con superficies que cambian rápidamente.

Al simular eventos que involucran corta duración, grandes esfuerzos, gran deformación, fracturas, falla total del material o problemas estructurales con contactos complejos, casi ninguna herramienta tiene la misma capacidad de simular con la misma calidad de ANSYS.

Estas simulaciones se pueden resolver en tres solucionadores diferentes los cuales se describirán muy brevemente a continuación:

- ANSYS EXPLICIT STR es un sistema de análisis dentro de la plataforma ANSYS Workbench. Este ofrece la capacidad de usar el solucionador de LaGrange (estructural).

- ANSYS LS-DYNA es un programa independiente. Las entradas para e ANSYS LS-DYNA se puede preparar con las características de pre-procesamiento de gran alcance de la plataforma de ANSYS Workbench.
- ANSYS AUTODYN es un sistema de componentes dentro de la plataforma ANSYS Workbench. Ofrece una capacidad de solución múltiple completo (Métodos numéricos avanzados para Dinámica no lineal.)

Para el caso del FSO2-e se usara ANSYS EXPLICIT.

ANSYS EXPLICIT se basa en la sección Lagrangian del solucionador ANSYS AUTODYN. ANSYS EXPLICIT STR es el único programa estructural que está totalmente integrado en un entorno capaz de incorporar una gama de soluciones multi-físicas, incluyendo eléctricas, térmicas, mecánicas y la dinámica de fluidos computacional (CFD).

Para darle solución a este tipo de problemas se necesitan métodos numéricos avanzados para dinámica no lineal con relación a esto ANSYS EXPLICIT DYNAMICS ofrece varios solucionadores avanzados para mejora las simulaciones y posee una lista de aplicaciones dinámicas que ayudan a comprender mejor los resultados.

¿Por qué utilizar Explicit Dynamic?

El sistema Explicit Dynamic está diseñado para simular aplicaciones no lineales de mecánica estructural que involucran uno o más de los siguientes eventos:

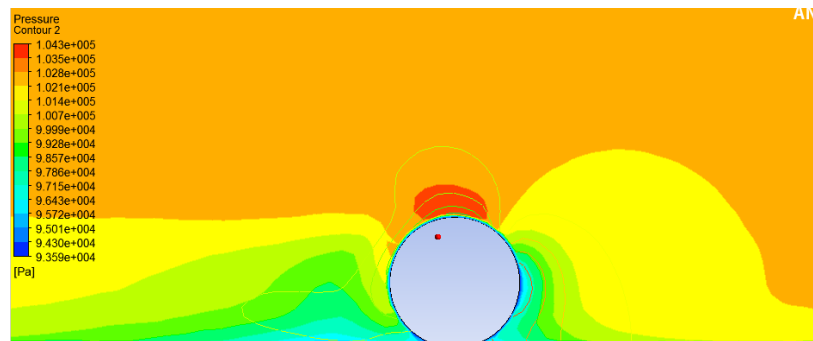
- Impacto por debajo de 1 m / s hasta velocidades muy altas como 5000 m / s
- La propagación de ondas de tensión
- Altas respuestas de alta frecuencia dinámica
- Grandes deformaciones y geoméricamente no lineales
- Las condiciones de contacto complejas
- Comportamiento del material complejo incluyendo daños de materiales y fallas
- Respuesta estructural no lineal
- La propagación de ondas de choque a través de sólidos y líquidos

- Los cuerpos rígidos y flexibles

Explicit Dynamic es el más adecuado para los eventos que tienen lugar durante períodos cortos de tiempo, unos pocos milisegundos o menos. Eventos que duran más de 1 segundo se pueden modelar, sin embargo, se tendría que esperar por mucho tiempo para darle solución.

2.3.3. Herramienta aerodinámica

Figura 12. Contorno de presión en una rueda



Fuente: Autores

La dinámica de fluidos computacional o CFD es una herramienta que intenta utilizar los ordenadores para la simulación del movimiento de los fluidos y, en ocasiones, de otros fenómenos asociados a estos como por ejemplo: transferencia de calor, reacciones químicas, arrastre de sólidos, etc.

Los paquetes de CFD existentes en el mercado son lo suficientemente potentes y fáciles de utilizar como para que resulte rentable su utilización a nivel industrial. Sus beneficios vienen principalmente en la reducción del número de ensayos reales necesarios y del tiempo de desarrollo los mismos.

También pueden proporcionar bastante información complementaria del comportamiento detallado, que resulta muy difícil conocer experimentalmente. Un valor añadido es poder poner en el producto la etiqueta de "Diseñado con ayuda

del ordenador", y la facilidad para generar dibujos espectaculares, que estimulan la "compra" del producto.

Con la proliferación de programas comerciales, un número creciente de técnicos ha entrado en contacto con estos métodos. Sin embargo, frecuentemente no se conocen bien las características que tiene el CFD, y por ello, los resultados a los que se llegan pueden no ser correctos, ni útiles. Por ello, se ha hecho muy importante para el manejo de CFD, la formación en dinámica de fluidos y el conocimiento de la filosofía, capacidades y limitaciones del sistema.²

➤ Utilidad

El software de CFD busca el cálculo detallado del movimiento de los fluidos por medio de la utilización del ordenador para la resolución de las ecuaciones matemáticas que expresan las leyes por las que se rigen.

En los resultados de estas técnicas, junto con el movimiento y la presión, pueden obtenerse las variaciones de las propiedades, las fuerzas que ejercen sobre los sólidos adyacentes, los intercambios de energía, etc.

Algunos de los campos de aplicación son:

- Aerodinámica de vehículos terrestres, aviones, entrada y salida de la atmósfera de vehículos espaciales.
- Diseño de motores de combustión, calderas, turbo máquinas (bombas, ventiladores, compresores, turbinas, etc.)
- Refrigeración de equipos eléctricos y electrónicos.
- Equipos para procesos físicos y químicos: reactores, sedimentadores, mezcladores, intercambiadores, eyectores, etc.
- Desarrollo de sistemas de ventilación, calefacción y aire acondicionado.
- Predicción meteorológica.
- Influencia del viento sobre edificios, puentes, etc.
- Dispersión de contaminantes en la atmósfera, ríos y mares.

² Universidad de Oviedo. Área de Mecánica de fluidos. Simulación numérica de flujos (CFD) con el programa FLUENT. 68 p

- Biomedicina: respiración y circulación de la sangre.
- Hidrología y oceanografía: corrientes en ríos, estuarios y océanos.
- Hidrodinámica de buques.

En general, son casos en los que resulta necesario entrar en los detalles de la dinámica de fluidos para obtener los resultados que se buscan.

➤ Algunas ventajas e inconvenientes

Hasta el final de los 60, los ordenadores no alcanzaron velocidades de cálculo suficientes para resolver casos sencillos, como el flujo laminar alrededor de un obstáculo. Antes de eso, la experimentación constituía el medio básico de cálculo y desarrollo.

En la actualidad, los ensayos experimentales siguen siendo necesarios para la comprobación de diseños no excesivamente complejos. Los continuos avances en los ordenadores y algoritmos, permiten una reducción importante en el número de ensayos necesarios. El diseño típico de un modelo de ala de avión, se hace ahora con 3 ó 4 ensayos en túnel aerodinámico, en vez de los 10 ó 15 que eran necesarios anteriormente.

Las ventajas que proporciona el análisis por CFD se pueden resumir en:

- Reducción sustancial de tiempos y costes en los nuevos diseños.
- Posibilidad de analizar sistemas o condiciones muy difíciles de simular experimentalmente: velocidades hipersónicas, temperaturas muy altas o bajas, movimientos relativos, etc.
- Capacidad de estudiar sistemas bajo condiciones peligrosas o más allá de sus condiciones límite de funcionamiento, por ejemplo accidentes.
- Nivel de detalle prácticamente ilimitado.

Los métodos experimentales son tanto más caros cuanto mayor es el número de puntos de medida, mientras que los códigos de CFD pueden generar un gran volumen de resultados sin coste añadido, y es muy fácil hacer estudios paramétricos.

Las técnicas de CFD no son baratas. En primer lugar, son necesarias máquinas de gran capacidad de cálculo (los investigadores de CFD son usuarios habituales de los ordenadores más potentes que existen), y un software con precio todavía no accesible al gran público.

En segundo lugar, se necesita personal cualificado que sea capaz de hacer funcionar los programas y analizar adecuadamente los resultados.

Los desarrollos en el campo del CFD se están acercando cada vez más a los de otras herramientas de CAE como las de análisis de esfuerzos en sólidos y estructuras. El motivo del retraso es la gran complejidad de las ecuaciones y, sobre todo, la dificultad de modelar adecuadamente la turbulencia.

El mayor inconveniente del CFD consiste en que no siempre es posible llegar a obtener resultados suficientemente precisos, y la facilidad de cometer graves errores de cálculo.

Esto proviene de:

- La necesidad de simplificar el fenómeno a estudiar para que el hardware y software sea capaz de tratarlo. El resultado será tanto más preciso cuanto más adecuadas hayan sido las hipótesis y simplificaciones realizadas.
- La limitación de los modelos existentes para la turbulencia, flujo bifásico, combustión, etc.

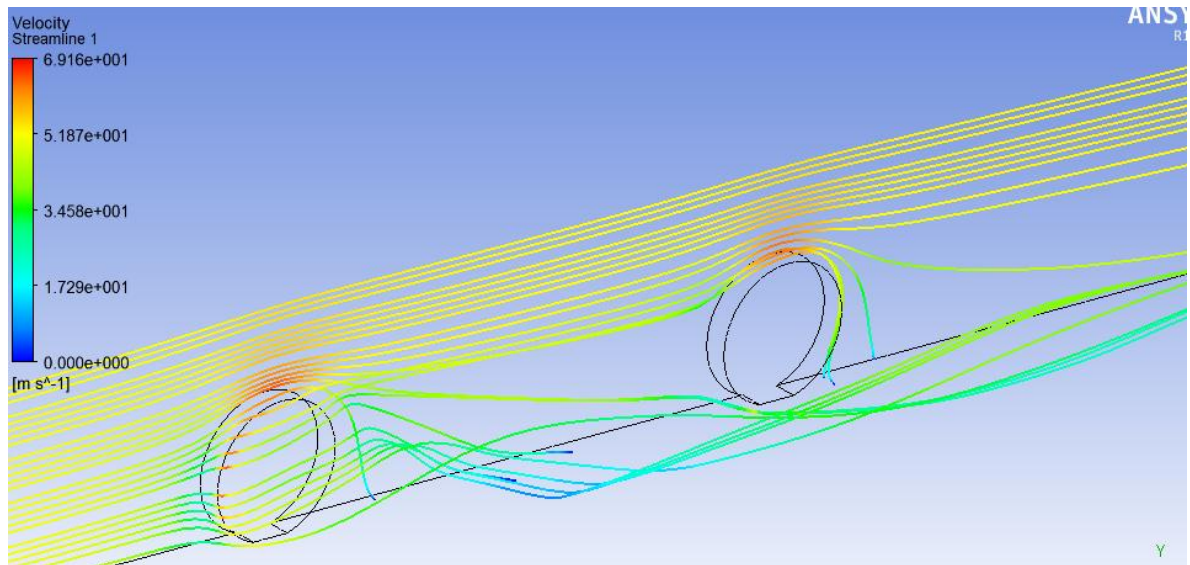
Para dar solución al modelo con el que se trabajara se usó la herramienta FLUENT de ANSYS del cual se hará una breve introducción a continuación

➤ ANSYS Fluent

ANSYS Fluent es un software que contiene las capacidades de modelado físico necesario para modelar: el flujo, la turbulencia, la transferencia de calor, y las reacciones, para aplicaciones industriales que van desde el flujo de aire sobre un ala de avión a la combustión en un horno, fabricación de semiconductores y diseño de salas limpias para plantas de tratamiento de aguas residuales. Los modelos especiales que le dan al software la capacidad de modelar la combustión

en el cilindro, aeroacústica, turbomaquinaria y sistemas multifásicos han servido para ampliar su alcance.³

Figura 13. Líneas de flujo a través de dos llantas



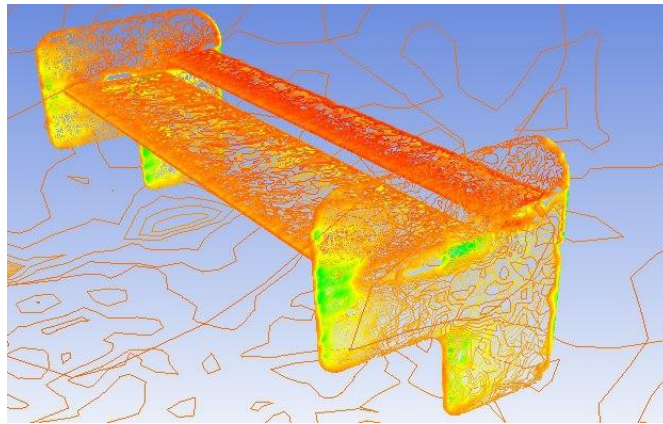
Fuente: Autores

Hoy en día, miles de empresas en todo el mundo se benefician de la utilización de software Ansys Fluent como parte integrante de las fases de diseño y optimización del desarrollo de sus productos. La tecnología usada por el solucionador ofrece resultados rápidos y precisos, ofrece la posibilidad de crear mallas en movimiento y con deformación. Las funciones pueden ser definidas por el usuario lo cual permite la implementación de nuevos modelos y de una amplia personalización de los modelos ya existentes. La configuración, solución y post-procesamiento del Ansys Fluent hace que sea fácil de poner en pausa un cálculo, examinar los resultados, cambiar cualquier configuración, y luego continuar con el cálculo en una sola aplicación. Los reportes y los datos se pueden leer en ANSYS CFD-Post lo cual permite realizar nuevos análisis con las herramientas de post-procesamiento y poder realizar una comparación de los distintos casos estudiados.

³Fluid Dynamic. [Tomada de internet 27 de Agosto 2013] Disponible Online URL: <http://www.ansys.com/Products/Simulation+Technology/Fluid+Dynamics>

La integración de ANSYS Fluent y ANSYS Workbench proporciona a los usuarios conexiones con otros sistemas CAD, lo cual permite modificar la geometría que se está estudiando y gracias a la creación de la tecnología ANSYS Design Modeler se logra avanzar en la tecnología del mallado con ANSYS Meshing. La plataforma también permite que los datos y los resultados sean compartidos entre las aplicaciones que utilizan con una fácil transferencia de dichos datos.

Figura 14. Contorno de presión sobre alerón trasero

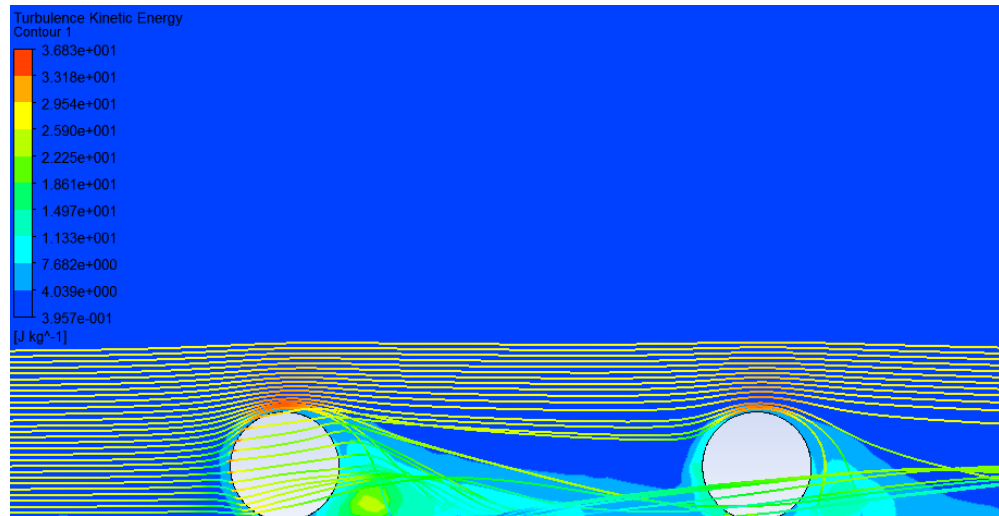


Fuente: Autores

La combinación de todos estos beneficios y con la amplia gama de capacidades de modelado físico, la obtención de resultados rápidos y precisos hace que este software sea uno de los paquetes más completos para el modelado CFD disponible en estos momentos en el mundo.

➤ Solución Dinámica.

Figura 15. Líneas de flujo y contorno de energía cinética de turbulencia



Fuente: Autores

La solución de dinámica de fluidos de ANSYS es un completo conjunto de productos que le permite predecir con confianza, el impacto del flujo de los fluidos en su producto. Cualquier fenómeno de flujo de fluidos que se quiera estudiar en una o varias fases, isotérmicos o reactivos, compresible o no las soluciones dinámica de fluidos de ANSYS le darán información valiosa sobre el desempeño óptimo del producto.

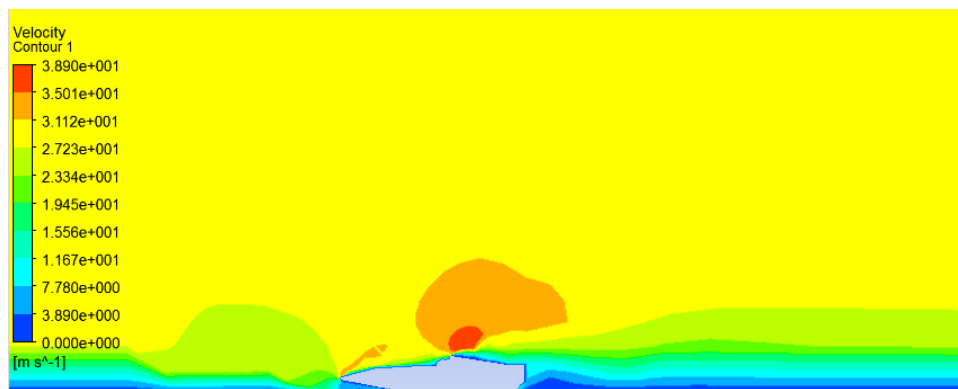
Reconocidas herramientas de análisis de fluidos de ANSYS incluyen el ampliamente utilizado y bien validado ANSYS Fluent y ANSYS CFX, disponible por separado o juntos en el paquete ANSYS CFD. Debido a la robustez y velocidad de su solucionadores, el conocimiento y la experiencia de sus equipos de desarrollo, y las capacidades de modelado avanzadas, las soluciones de dinámica de fluidos de ANSYS proporcionan resultados en los cuales usted puede

confiar. La tecnología usada es de punta lo cual proporciona cálculos paralelos eficientes desde unos pocos hasta miles de núcleos de procesamiento.

Combinando Fluent o CFX con la herramienta ANSYS CFD-Post de post-procesamiento le permite realizar análisis cuantitativos avanzados o crear visualizaciones y animaciones de alta calidad.

Las soluciones de dinámica de fluidos de ANSYS se integran plenamente en la plataforma ANSYS Workbench. Este entorno ofrece una alta productividad y facilidad de utilizar flujos de trabajo. Workbench integra todas sus necesidades para llevar a cabo un flujo de trabajo (pre-procesamiento, simulación y post-procesamiento), así como la funcionalidad multifísico (interacción fluido-estructura, electromagnética / líquido de acoplamiento). Además, el entorno de ANSYS Workbench permite automatizar y da la facilidad de configurar estudios de exploración de diseño (por ejemplo, diseño de experimentos, el análisis de seis sigma).

Figura 16. Contorno de velocidad simulación 2D



Fuente: Autores

3. DISEÑO DEL CHASIS

El chasis es una estructura que tiene como propósito conectar rígidamente la suspensión delantera y trasera, ofrecer puntos de amarre para diferentes sistemas del vehículo y proteger al conductor en caso de cualquier accidente de choque.

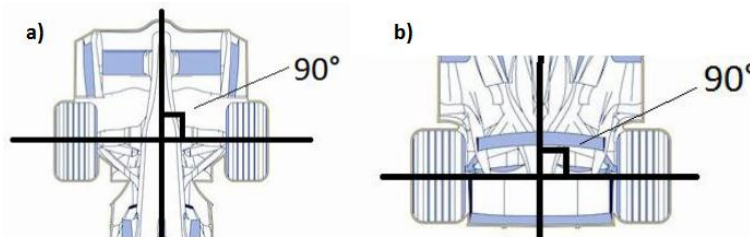
Hay diferentes tipos de chasis como se vio en el capítulo 2.1.2, y cada uno es diseñado dependiendo de su funcionalidad. El monoplaza FSO2e es un vehículo de competición, y el diseño de su chasis debe ser acorde a las necesidades particulares, estas necesidades son gobernadas por el reglamento formula SENA-eco y criterios de diseño.

3.1. PARAMETROS NORMATIVA SENA

El reglamento de la formula SENA-eco, es el documento encargado de parametrizar y dar claridad de diseño para los diferentes componentes del monoplaza. Para el diseño del chasis se encuentran los siguientes puntos numerados según el anexo A.

- El vehículo debe tener cuatro ruedas, dos adelante y dos atrás.
- El eje imaginario que une las dos ruedas delanteras debe tener un ángulo de 90 grados con respecto al plano de simetría del vehículo.

Figura 17. Eje delantero (a) y eje trasero (b) según reglamento formula SENA-eco



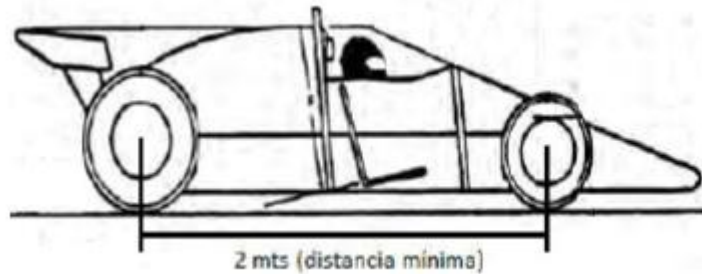
Fuente: reglamento técnico fórmula Sena eco (2012-2013)

- El eje imaginario que une las dos ruedas traseras debe tener un ángulo de 90

grados con respecto al plano de simetría del vehículo.

- La distancia entre ejes mínima es de 2 metros.

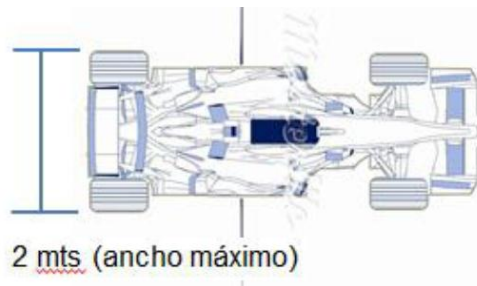
Figura 18. Distancia entre ejes mínima según reglamento formula SENA-eco



Fuente: reglamento técnico fórmula Sena eco (2012-2013)

- El ancho máximo del vehículo es de 2 metros.

Figura 19. Ancho máximo según reglamento formula SENA-eco

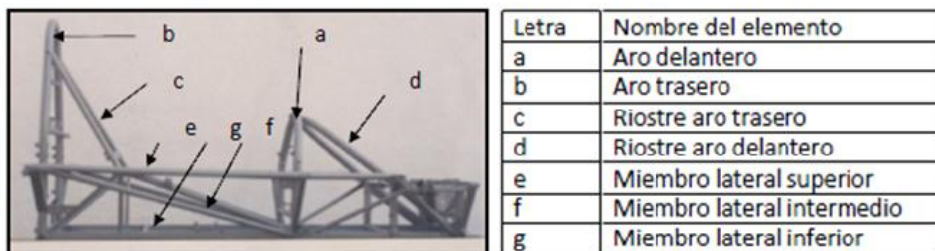


Fuente: reglamento técnico fórmula Sena eco (2012-2013)

- Es obligatoria la instalación de una platina de mínimo 5mm de espesor con una perforación de 5cm de diámetro, dicha platina debe ser pintada en color rojo y sobresalir claramente en la parte trasera del vehículo para su arrastre en caso de avería.
- La(s) batería(s) se deberá(n) encontrar por fuera del habitáculo del piloto y deberá(n) ser fijada(s) mediante correas o material resistente a la corrosión. Esta(s) debe(n) además estar dentro de una caja de seguridad fabricada con un material aislante.

- La porción de la carrocería que cubre el motor, deberá estar fijada mediante pines de acceso rápido, y debe ser posible removerla en 10 segundos.
- No se permiten objetos en el habitáculo que se puedan aflojar o desprender y afectar la integridad del piloto.
- Los rines deberán tener un diámetro de 15”.
- La suspensión debe ser de doble tijera (brazo superior y brazo inferior).
- La geometría de la suspensión y el método de accionamiento y posición de los amortiguadores es libre.
- Todos los anclajes de las tijeras de suspensión deberán realizarse mediante esferas (rótulas).
- La altura mínima entre el suelo del vehículo y la pista es de 5 cm.
- El chasis es de libre configuración y diseño pero debe presentar una jaula de seguridad que debe exhibir los elementos presentados en la figura 20. El uso del material se restringe a un acero entre el siguiente rango: AISI SAE 1008-1020 (En este rango se encuentra la tubería comúnmente conocida como tubería estructural, tubería de mueble, entre otras).

Figura 20. Elementos de jaula antivuelco según reglamento formula SENA-eco



Fuente: Reglamento técnico fórmula Sena eco (2012-2013)

- La jaula antivuelco tiene como objetivo proteger al piloto en caso de volcadura, impacto con una barrera de seguridad u otro vehículo. Debe ser diseñada para resistir fuerzas verticales originadas por el peso del carro sobre la jaula y fuerzas longitudinales y laterales originadas por el deslizamiento de la jaula sobre el suelo en caso de volcadura.

- El riostre del aro trasero y los demás elementos de la jaula antivuelco que puedan entrar en contacto con el casco del piloto en caso de accidente deberán estar cubiertos con espuma (como se usa en las bicicletas de los niños).
- Ningún elemento de la jaula antivuelco deberá ser deformado de tal forma que busque generar un agarre aerodinámico, el perfil de la tubería se debe conservar circular.
- El diseño de la jaula antivuelco deberá impedir el ingreso del motor al compartimiento del piloto.
- Todos los elementos de la jaula antivuelco se deberán fabricar en tubería de acero, de acuerdo con las siguientes especificaciones. Los equipos estarán obligados a presentar un certificado del material que demuestra que esta norma se cumplió:

Figura 21. Tipo de tubería según reglamento formula SENA-eco

Tipo de tubería
Diámetro 1 ½" espesor 1.8mm (calibre 14)

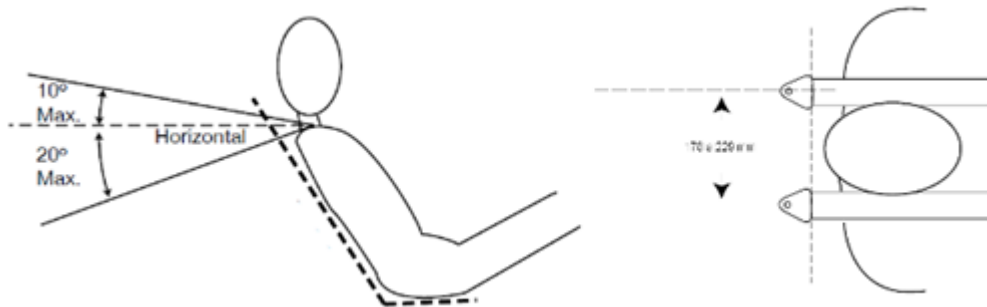
Fuente: reglamento técnico fórmula Sena eco (2012-2013)

- El aro trasero se deberá fabricar a partir de un tramo continuo de tubería que parte del piso de un costado del vehículo y termina en el piso del otro costado.
- El radio mínimo de dobléz es de 3 veces el diámetro de la tubería.
- La parte más alta del aro trasero deberá estar al menos 2.5" (5cm) más alta que el casco del piloto en posición sentada, con el arnés de seguridad asegurado.
- Una línea recta imaginaria entre la parte alta del aro trasero y la parte alta del aro delantero, deberá pasar por encima del casco del piloto.
- El aro trasero deberá encontrarse como máximo a 10cm de la parte más trasera del piloto en vista lateral.
- El perfil exterior del aro trasero, en vista frontal, deberá en todo momento estar

a una distancia de al menos 5cm del contorno del piloto en posición sentada con el arnés de seguridad amarrado.

- Un tubo que permita el anclaje del arnés de seguridad deberá ubicarse de manera horizontal en el aro trasero de la manera indicada:

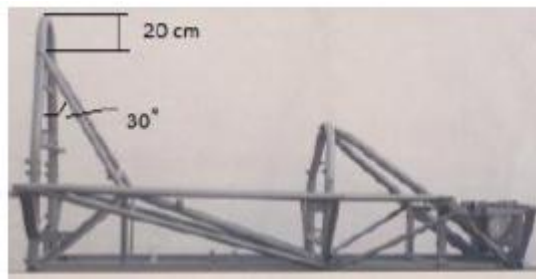
Figura 22. Instalación arnés de seguridad



Fuente: reglamento técnico fórmula Sena eco (2012-2013)

- El aro trasero deberá presentar dos riostres que salen hacia delante desde una distancia no superior a 20cm de la parte más alta (distancia entre el extremo superior del riostre y el diámetro exterior del aro trasero, ver figura 23.) del aro y que debe estar a un ángulo de mínimo 30° grados con respecto al aro.

Figura 23. Distancia entre riostre y aro superior



Fuente: reglamento técnico fórmula Sena eco (2012-2013)

Si estos riostres no van hasta el aro delantero una estructura triangular deberá utilizarse para darle rigidez al anclaje como se muestra en la figura 20.

- El aro delantero se deberá fabricar a partir de un tramo continuo de tubería, que parte del piso de un costado del vehículo y termina en el piso del otro costado.

- El aro delantero no debe ser más bajo que la parte más alta del volante.
- El aro delantero no podrá estar a más de 250mm delante del volante en vista lateral.
- El aro delantero deberá presentar dos ríostres que salen hacia delante desde su parte más alta y que terminan al menos 10 cm. por delante de la suela de los pies del piloto en vista lateral. Estos dos ríostres se pueden entrecruzar formando un ríostre en cruz.
- Los miembros laterales superiores se deben encontrar a una altura no superior a 40 cm. y no inferior a 30cm. del suelo y unir los aros delantero y trasero.
- Los miembros laterales inferiores deberán estar ubicados a la altura del suelo del vehículo y unir los aros delantero y trasero.
- Los miembros laterales intermedios deben triangular el paralelogramo formado entre los miembros laterales inferiores y superiores como se muestra en la figura 20. Esta triangulación no elimina el miembro lateral intermedio, se debe incluir de todas maneras si se hace la triangulación.
- La suela del zapato del piloto, cuando tiene el pie sobre el pedal de freno (activándolo) no puede estar más adelante que una línea imaginaria que une el centro de las ruedas delanteras.
- El arnés de seguridad debe ser una pieza homologada para la competición. Deberá tener como mínimo 6 puntos de anclaje al chasis.

3.2. CRITERIOS DE DISEÑO

Existen factores que deben conocerse a la hora de realizar el diseño, estos factores son características o consideraciones que influyen en el sistema en general (chasis) o algún elemento que lo componga. Algunos de estos factores son la rigidez, resistencia, la forma, la seguridad, el tamaño, el peso, el costo, la confiabilidad, las condiciones térmicas, la corrosión, el desgaste, el ruido, entre otros.

El tomar o no en cuenta varios de estos factores, se sustenta bajo un criterio específico, que en este caso es el cumplimiento de la normativa Formula SENA-eco.

3.2.1. Criterio de rigidez, resistencia y forma

El chasis debe ser rígido, diseñado bajo condiciones de poca deformación y que sus esfuerzos no superen la resistencia de fluencia del material ya que es una estructura que debe aportar estabilidad al vehículo. En otras palabras el chasis al ser rígido, se deforma poco y así no altera las características de la conducción.

La rigidez, es la capacidad de un objeto sólido o elemento estructural para soportar esfuerzos sin adquirir grandes deformaciones o desplazamientos.

Se la puede generalizar por medio de la siguiente relación:

$$K = \frac{P}{\Delta} \quad \text{Ecuacion (1)}$$

Donde:

K Factor de rigidez

P Representa la carga aplicada.

Δ Representa la deformación.

Y cumple las siguientes proporcionalidades: $K \propto E \cdot I$ y $K \propto E \cdot A$

Siendo:

E , el módulo de elasticidad o módulo de Young

I , el momento de inercia

A , el área de la sección

De estas proporcionalidades se deduce que a mayor módulo de elasticidad, momento de inercia y/o área de sección, mayor será la rigidez.

La rigidez del chasis debe estudiarse bajo dos conceptos fundamentales: la rigidez a la flexión y la rigidez torsional.

Sin embargo en el campo automotriz la rigidez más significativa es la torsional y se expresa así:

$$K_T = \frac{T_i}{\theta_i} \quad \text{Ecuacion (2)}$$

Siendo:

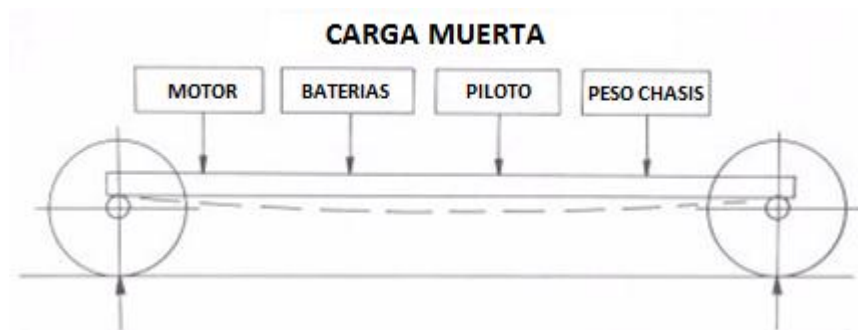
K_T : Rigidez torsional

T_i : Torque

θ_i : Deformación angular ocasionada por el torque aplicado

La rigidez a flexión es el valor de la flexión del chasis producida por la carga de los distintos elementos que conforman el vehículo, es decir los esfuerzos producidos por las cargas muertas presentes⁴. Ver figura 24.

Figura 24. Cargas muertas sobre el chasis.



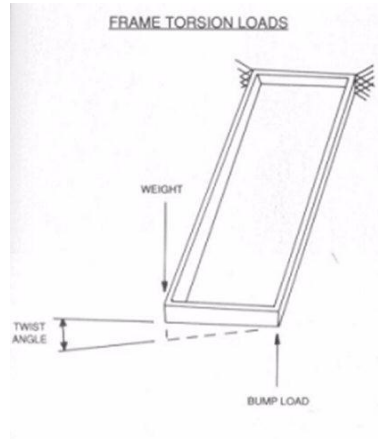
Fuente: Carga muerta sobre chasis [recuperado el 15 de agosto del 2013] disponible en línea en URL: <http://www.tecnun.es/automocion/proyectos/chasis/Memoria.pdf>

La rigidez torsional se refiere a cuánto se deforma un chasis debido a una carga asimétrica que, puede ocurrir en el caso que una de las ruedas pase por un bache mientras que las demás no. Según la competición a que esté dirigida al vehículo diseñado, le corresponderá una rigidez torsional u otra. Figura 26. Esto depende del par torsor máximo al que pueda estar sometido el cual proviene del conjunto

⁴ CASTILLO, Edison, COLCHA, Freddy. diseño y construcción de un bastidor para un módulo didáctico de chasis de auto liviano para la escuela de ingeniería automotriz de la esPOCH. riobamba, ecuador 2012.

de las fuerzas del sistema de suspensión.

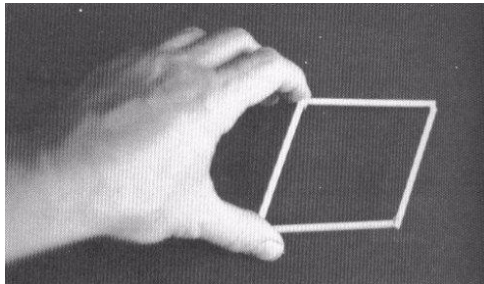
Figura 25. Un chasis sometido a esfuerzos torsores



Fuente: Chasis sometido a esfuerzos [recuperado el 30 de agosto del 2013] disponible en línea en URL: <http://www.tecnun.es/automocion/proyectos/chasis/Memoria.pdf>

Para dar claridad, un ejemplo de ello es aplicar una carga a una estructura rectangular como se ve en la figura 26.

Figura 26. Estructura rectangular sometida a torsión



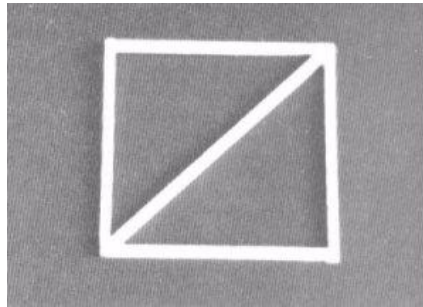
Fuente: UNZUETA, Luis. Diseño, construcción y cálculo estático de chasis tubulares para coches de competición. Donostia, San Sebastián. 2002

Para reducir estos esfuerzos torsores en el chasis, la solución geométrica o de forma está en el uso de la triangularización.

“Se comprueba que la rigidez torsional no es mucha ya que los nudos deben absorber gran parte de los esfuerzos en forma de momento flector. Si se arriostra

esta estructura se hace que la barra de arriostramiento trabaje a esfuerzo axial (tracción o compresión) de modo que el nudo sufre un momento flector más pequeño. Diversos estudios muestran que la deformación debida a esfuerzo axial es mucho menor, en órdenes de magnitud, que la debida a momentos flectores y torsores. Por eso es preferible que se hagan trabajar las barras a esfuerzo axial antes que a momento flector y/o momento torsor. Esto se consigue con las estructuras triangularizadas. Figura 27. En cuanto al tipo de esfuerzo axial, es preferible la tracción a la compresión para evitar problemas de pandeo”⁵

Figura 27. Estructura triangularizada.



Fuente: UNZUETA, Luis. Diseño, construcción y cálculo estático de chasis tubulares para coches de competición. Donostia, San Sebastián. 2002

De estas proporcionalidades se deduce que a mayor módulo de elasticidad, momento de inercia y/o área de sección, mayor será la rigidez.

La rigidez del chasis debe estudiarse bajo dos conceptos fundamentales: la rigidez a la flexión y la rigidez torsional.

En el diseño del chasis, en cuanto a la rigidez se tomaron en cuenta los siguientes puntos:

- Hay elementos que no son parte integrante de la estructura pero que también aportan rigidez, en muchos casos nada despreciable, como por ejemplo, el

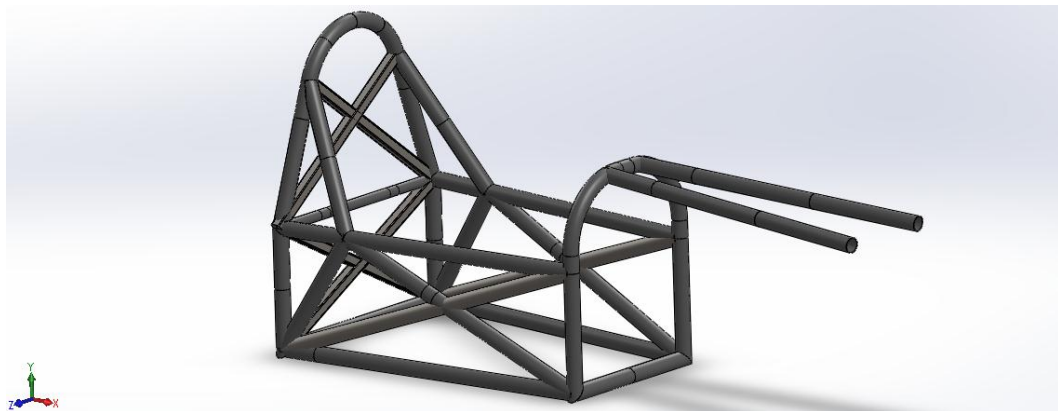
⁵ UNZUETA I, Luis. Diseño, construcción y cálculo estático de chasis tubulares para coches de competición. Donostia, Junio, 2002

motor. Hay que tenerlos en cuenta a la hora de calcular a menos de ser conservador.

- Las barras con una distancia grande entre apoyos necesitan un momento de inercia mayor para aumentar la rigidez.
- Los anclajes del cinturón de seguridad no deberían deformarse perceptiblemente durante el choque.

El reglamento Formula SENA-eco exige un habitáculo de tipo tubular ver figura 28., siendo este el corazón del chasis, lo cual llevo al chasis a realizarse en su totalidad en perfilería tubular bajo triangularización, a lo que se llama comúnmente un chasis espacial tubular tipo “cercha”.

Figura 28. Habitáculo tubular



Fuente: Autores

3.2.2. Criterio de seguridad

La seguridad del piloto es el parámetro más importante para el diseño del chasis, la rigidez, el peso, el espacio, el costo y demás factores están en función de este parámetro, por esto la normativa entregada por la comisión reglamentaria de la Formula SENA-eco, centra sus ojos en el análisis y comprobación a esfuerzos sometidos en la jaula de seguridad del piloto para condiciones de volcadura.

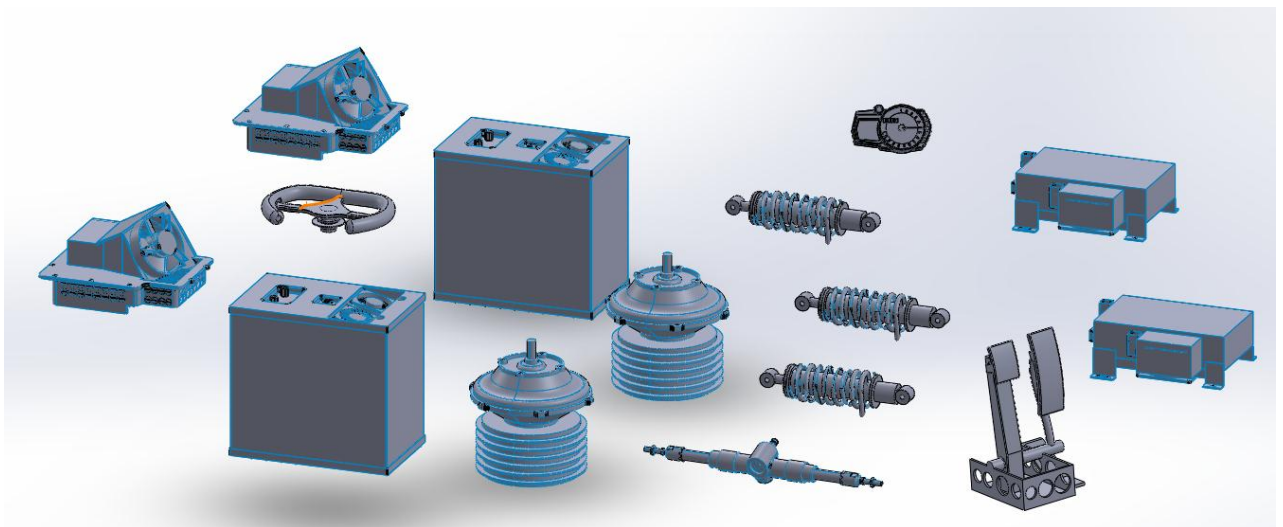
Requisitos registrados en los numerales: 1.6; 7.1; 7.3; 7.8.3; 7.8.6; 7.8.7; 10.2 y 11 del Anexo A.

3.2.3. Criterio de peso, espacio y ergonomía

El peso del monoplaza FSO2e es uno de los parámetros más importantes a considerar ya que, afecta directamente la carga de las baterías, la velocidad del vehículo, la magnitud de fuerzas sobre el chasis y sus elementos, por ende el criterio de peso en el diseño consiste en realizar el vehículo lo más liviano posible, cumpliendo la normativa y asegurando la integridad del piloto.

La comisión reglamentaria de la formula SENA-eco por norma obliga que el vehículo, contenga dos packs de baterías, dos motores eléctricos, entre otros componentes, algunos de ellos se muestran en la Figura 29.

Figura 29. Componentes CAD presentes en el chasis



Fuente: Autores

Para listar los puntos en lo que compete al peso, espacio y ergonomía se tienen en cuenta los siguientes:

- Cuanto menos peso tenga el chasis, respetando la rigidez, mejor se aprovechará la potencia del motor.
- Respecto a los estudios hechos para la suspensión conviene que el centro de gravedad esté lo más bajo posible.
- Debe considerarse la facilidad de acceso para los kit de baterías y los motores.
- El vehículo será para un piloto de 1.70m a 1.75m. La estructura no debe interferir con el conductor en los movimientos que éste realice para la conducción. Un problema particular en este aspecto son los brazos del conductor.
- El ángulo de las piernas y las dimensiones del cuerpo determinan la longitud del asiento.
- La línea de visión se utiliza para determinar la altura del aro frontal.
- Es muy importante una rápida evacuación del conductor si hay un accidente.
- Evitar imponer posturas forzadas; los movimientos naturales son más eficaces y menos fatigantes.
- Evitar tener los brazos extendidos.
- Procurar que los movimientos de los brazos sean opuestos o simétricos; el movimiento de un solo brazo implica una carga estática de los músculos del tronco.
- Tener en cuenta la estabilidad de la posición del cuerpo.

La ergonomía está en función de un monoplaza tipo fórmula uno, cuyo parámetro esencial es mantener el centro de gravedad del monoplaza lo más pegado al suelo, por esta razón la posición del piloto es esencial...sección 5.6.1...

3.2.4. Criterio de costos y materiales

El CIMI SENA de Girón patrocinador del diseño y fabricación del chasis para el FSO2e, disponían de tubería de fuselaje, especial para la fabricación de autos de

carreras en perfilería cuadrada y redonda, lo cual fue el punto de partida para diseño. El material de esta tubería es de acero AISI 4130, aleación de cromo molibdeno con un límite de fluencia de 517Mpa, y un módulo de elasticidad de 205Gpa. Esta tubería es ideal para las condiciones del chasis ya que el módulo de elasticidad del AISI 4130 es mayor al del acero convencional, aumentando su rigidez.

Generalmente en el diseño mecánico la selección del material es de los últimos parámetros a definir, en este caso fue el primero. Por esta razón los criterios de costos están basados bajo la fabricación de un chasis espacial tubular y se tienen en cuenta los siguientes aspectos:

- La selección de barras debe ser lo menos variada posible en cuanto a diámetros.
- El número de barras dobladas debe ser lo menor posible.
- El número de uniones debe ser el mínimo posible.
- En una construcción soldada de una estructura tubular, casi todos los costes de fabricación corresponden a las barras de relleno.

La especificación del material entregada por el fabricante se encuentra en el anexo C, junto con la soldadura implementada, el tipo de proceso y normativa.

3.2.5. Criterio de falla

La tubería con que fue diseñado el chasis del monoplaza FSO2e es de acero. Un material dúctil, por lo cual el análisis del chasis se basó en la teoría de la máxima tensión cortante (criterio de Tresca) y la teoría de la máxima energía de distorsión (criterio de Von Mises).

3.2.5.1. Teoría de la máxima tensión cortante (criterio de Tresca)

El criterio de Tresca, es un criterio de resistencia estática, donde el material no presenta fluencia en el punto analizado, es decir, la tensión tangencial máxima en dicho punto no debe superar el límite de fluencia del material.

El esfuerzo cortante máximo absoluto es:

$$\tau_{max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \quad \text{Ecuacion (3)}$$

El esfuerzo cortante máximo absoluto para el ensayo de tensión al momento de la fluencia es:

$$\tau_{max} = \frac{S_y}{2} \quad \text{Ecuacion (4)}$$

La condición de resistencia según el criterio de Tresca se escribe como:

$$\sigma_1 - \sigma_3 < S_y \quad \text{Ecuacion (5)}$$

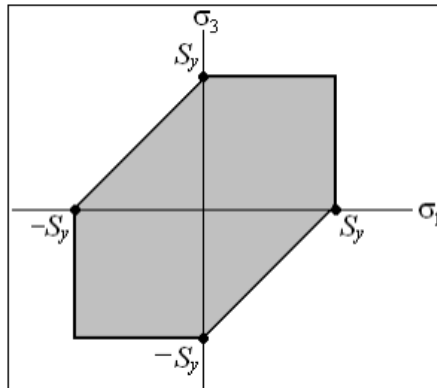
Donde S_y es el límite de fluencia, σ_1 la tensión principal máxima y σ_3 la tensión principal mínima.

$$\sigma_1 \geq \sigma_2 \geq \sigma_3 \quad \text{Ecuacion (6)}$$

Este criterio es acertado cuando a σ_1 y σ_3 les corresponde diferente signo. En caso que su signo sea el mismo se supone que no existirá fallo, siempre que su diferencia no supere el límite de fluencia.

El criterio de Tresca se representa gráficamente en un diagrama $\sigma_1 - \sigma_3$ como se muestra en la figura, representando la zona sombreada la zona segura, para la cual el material no fluye de acuerdo con dicho criterio.

Figura 30. Representación gráfica de la Teoría de Tresca



Fuente: Teoría Tresca [recuperado el 20 de agosto del 2013] disponible en línea en URL:
<http://dim.usal.es/eps/im/roberto/cmm/Teorasdefallabajocargasestticas.pdf>

La teoría establece que “La falla se producirá cuando el esfuerzo cortante máximo absoluto en la pieza sea igual o mayor al esfuerzo cortante máximo absoluto de una probeta sometida a un ensayo de tensión en el momento que se produce la fluencia”⁶

3.2.5.2. Teoría de la máxima energía de distorsión (criterio de von mises)

El criterio de Von Mises resulto de observar que los materiales bajo esfuerzos hidrostáticos soportan esfuerzos mucho mayores que sus esfuerzos de fluencia bajo otros estados de carga.

En términos de tensiones este criterio puede escribirse en términos de la llamada tensión de von Mises así:

⁶CASTRO P. Carlos A. Ensayo Teorías de falla bajo cargas estáticas. Octubre, 2009.

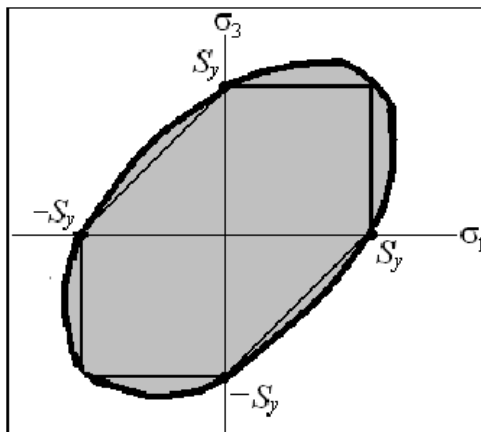
$$\sigma_v = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2}{2}} \geq S_y \quad \text{Ecuacion (7)}$$

Dónde:

$\sigma_1 \geq \sigma_2 \geq \sigma_3$ Son las tensiones principales en el punto considerado.

Para el caso bidimensional, en el plano $\sigma_1 - \sigma_3$, la teoría de Von Mises se representa gráficamente como:

Figura 31. Representación gráfica de la teoría de la energía de distorsión.



Fuente: Teoría Distorsión [recuperado el 20 de agosto del 2013] disponible en línea en URL: <http://dim.usal.es/eps/im/roberto/cmm/Teorasdefallabajocargasestticas.pdf>

La teoría establece que “La falla se producirá cuando la energía de distorsión por unidad de volumen debida a los esfuerzos máximos absolutos en el punto crítico sea igual o mayor a la energía de distorsión por unidad de volumen de una probeta en el ensayo de tensión en el momento de producirse la fluencia”⁷

3.2.6. Criterios sobre cargas y supuestos

En este apartado se encuentran las peores condiciones de carga posibles a las que puede ser sometido el chasis.

⁷ CASTRO P. Carlos A. Ensayo Teorías de falla bajo cargas. Octubre, 2009.

Los esfuerzos de diseño se encuentran en las siguientes condiciones:

- El monoplaza en caso de volcadura
- El monoplaza al momento de estar en curva
- El monoplaza al momento de tomar una curva frenando
- El monoplaza al momento de salir de una curva acelerando
- El monoplaza al frenar bruscamente
- El monoplaza en caso de impacto frontal
- El monoplaza al momento de tomar un bache

Las condiciones mencionadas generan unas cargas específicas que se clasifican según su variación en el tiempo, como sigue:

- Cargas permanentes: El peso de la estructura, del piloto, de las baterías, y demás componentes fijos.
- Cargas variables: Cargas provenientes de la suspensión o las inercias al acelerar, al frenar o al girar.

El chasis fue estudiado bajo cuatro condiciones de análisis. Análisis estático, análisis dinámico, análisis de impacto y análisis armónico donde cada estudio fue realizado bajo supuestos de cargas.

Se realizaron dos supuestos de carga para la condición de análisis estático. El primer supuesto llamado "Reposo" representa las cargas permanentes a las que es sometido el chasis cuando está en reposo.

El segundo supuesto fue llamado "Remolque" y nace de la necesidad de arrastrar o levantar el monoplaza en caso de un accidente.

Se realizaron dos supuestos críticos de carga para la condición de análisis dinámico. El primer supuesto adopto el nombre de "Curva", este supuesto nace de las fuerzas inerciales que debe soportar el chasis en los puntos de amarre de los diferentes componentes al momento de dar una curva, sin afectar la integridad del piloto, ni la del monoplaza.

El segundo supuesto nace de las condiciones de carga críticas provenientes del sistema de suspensión a las que es sometido el chasis cuando el monoplaza se encuentra entrando o saliendo de una curva, supuesto llamado "Suspensión"

Para el análisis de impacto el chasis fue sometido bajo dos supuestos de cargas. El primer supuesto surgió de un requisito puntual del reglamento Formula SENA-eco, este supuesto adopto el nombre de "Volcadura".

El segundo supuesto fue citado como "Choque frontal" y nace de las fuerzas inerciales que debe soportar el chasis en los puntos de amarre de los diferentes componentes en caso de sufrir un impacto frontal.

Para tener un factor de rigidez torsional se optó por realizar un supuesto donde la estructura fuese sometida a torsión pura.

También se realizó un supuesto para el análisis armónico. Este supuesto busca encontrar el rango de frecuencias en las cuales el chasis está en riesgo de resonancia. Este supuesto tomo el nombre de "Armónico".

3.2.7. Supuesto Reposo

El primer estudio al que debe ser sometida cualquier estructura es la carga permanente generada por su propio peso y elementos fijos.

Se modeló un sistema de cargas referido al peso del chasis, el peso del piloto, baterías, motores y demás componentes.

Los pesos para cada uno de los componentes se encuentran en la tabla 1.

Tabla 1. Peso de los componentes más relevantes del monoplaza FSO2e

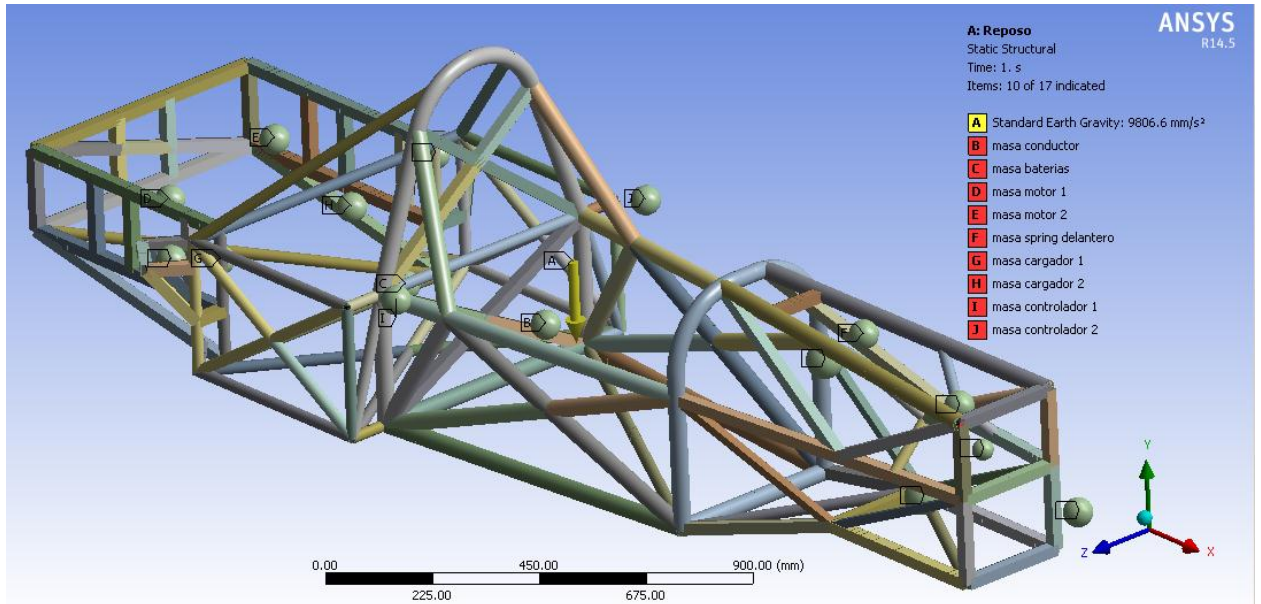
Item	Masa (Kg)	Cantidad	Total
Motor-Caja de Cambios	20	2	40
Controlador	7	2	14
Packs de Baterías	60	2	120
Dashboard	1.5	1	1.5
Arnes electrico	1.5	1	1.5
Sistema de Aceleracion	1	1	1
Cargador	8.5	2	17
ICM	1.5	2	3
Controladores de Comunicaciones	0.8	1	0.8
Conductor	70	1	70
Llantas	12	4	48
Ejes	5	2	10
Carroceria	20	1	20
Direccion Y Volante	2	1	2
Cono Antipacto	3.5	1	3.5
Silla Piloto	1	1	1
Mangueras	1	1	1
Juntas y Acoples	4	1	4
Extintor	3	1	3
Pedalera	2	1	2
Brazos de Suspension	2	4	8
Amortiguador	1.5	3	4.5
Portamasas Con Disco de Freno	10	4	40
Chasis	47	1	47
TOTAL			462.8

Fuente: Autores

Para este supuesto se tomaron los centros de gravedad por separado para cada componente, esto con la finalidad de tener un cálculo más aproximado a la realidad.

Se sometió el chasis del monoplaza a un sistema de cargas como se muestra en la figura 32.

Figura 32. Supuesto de cargas “Reposo”



Fuente: Autores

Donde el chasis se encuentra apoyado en los puntos de anclaje de la suspensión. Cada una de las esferas representa las masas de los componentes sujetos a sus puntos de anclaje correspondientes en la estructura y la flecha amarilla representa la gravedad de la tierra.

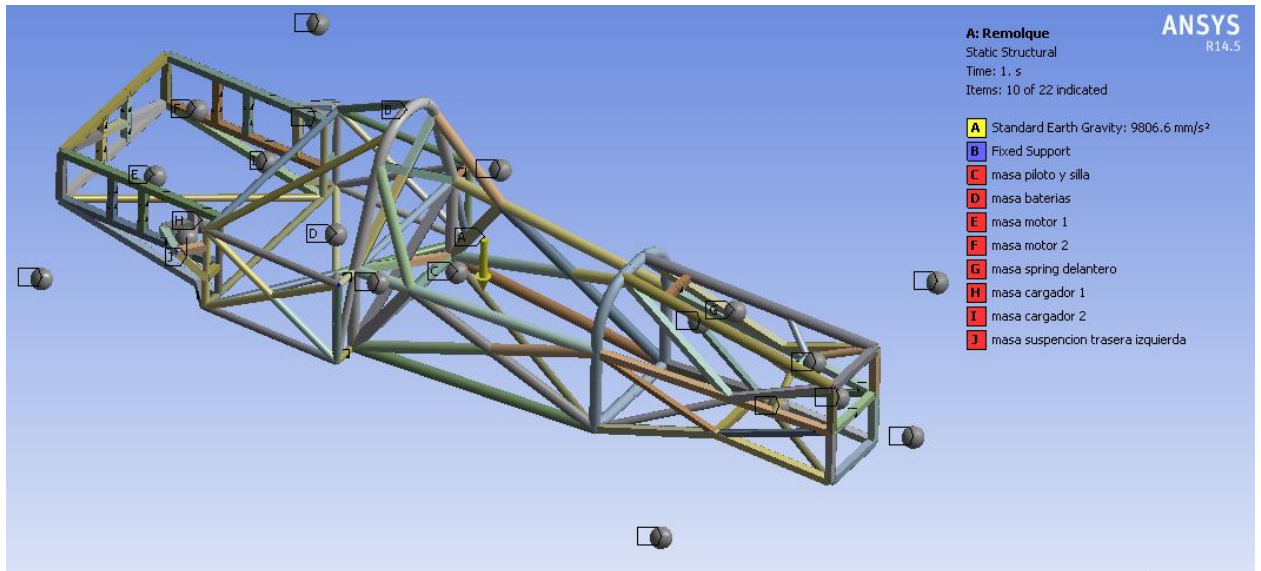
3.2.8. Supuesto Remolque

Este supuesto nació del requisito de la comisión reglamentaria del SENA, que se encuentra en el numeral 1.3 del anexo A, que consiste en la instalación de una platina en la parte trasera del chasis para arrastrar el monoplaza en caso de avería.

En este supuesto se maximizo el problema a una avería no de tipo motor, sino en caso de un accidente donde el monoplaza pierda una o más de sus ruedas donde la solución no es arrastrar el vehículo sino remolcarlo.

El sistema de cargas planteado es el mismo del supuesto anterior, teniendo un cambio en el punto de soporte, que sería para este caso, la parte superior del aro trasero del chasis y la inclusión del peso de las ruedas como se muestra en la figura 33.

Figura 33. Supuesto de cargas “Remolque”



Fuente: Autores

3.2.9. Supuesto Curva

Gracias a la telemetría implementada al monoplaza FSS1 por la escudería FORSSA en la carrera de la formula SENA año 2010 en Tocancipá, se tuvo como parámetro de diseño una velocidad de paso por curva máxima alrededor de los 60km/h en la curva más cerrada de la pista y según información suministrada por la organización, el radio de curvatura mínimo en la pista de Tocancipá para el circuito 1 (Cundinamarca) es de 10metros.

Se calculó la aceleración centrípeta que tiene el monoplaza al momento de dar la curva como se ve en la tabla 2.

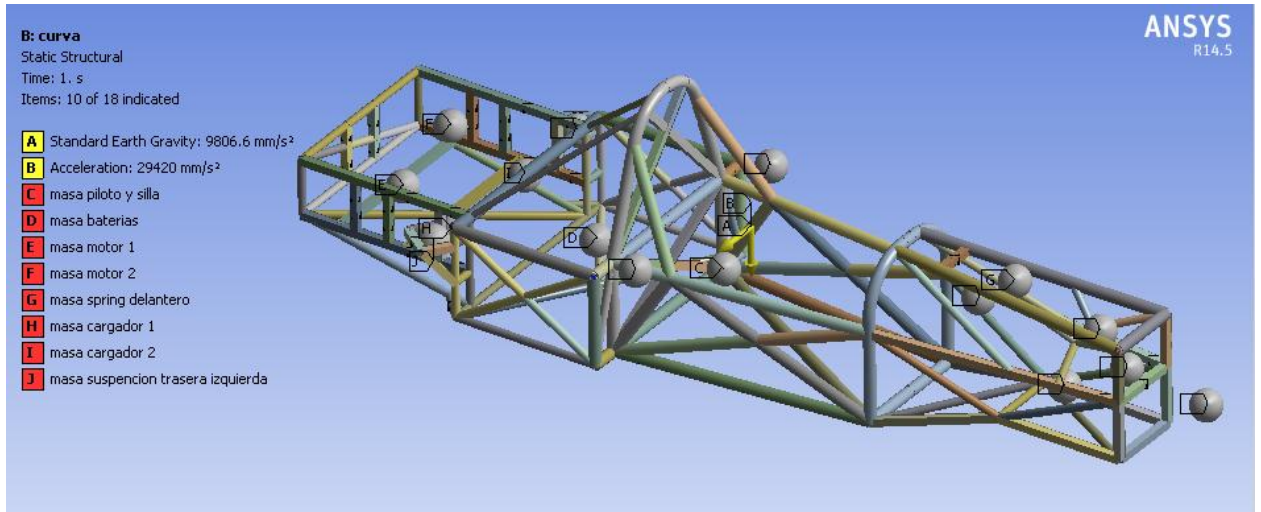
Tabla 2. Cálculo de la aceleración centrípeta en curva crítica de la pista de Tocancipá

CÁLCULO DE LA ACELERACIÓN CENTRÍPETA EN CURVA CRÍTICA DE LA PISTA DE TOCANCIPÁ				
		$a_c = \frac{V_{cc}^2}{\rho}$ $w_{cc} = \frac{V_{cc}}{\rho}$		
DATOS DE ENTRADA				
VARIABLE	SIMBOLO	VALOR	UNIDADES	COMENTARIO
VELOCIDAD DEL MONOPLAZA EN LA CURVA CRÍTICA	V_{cc}	16	m/seg	(*)
RADIO DE CURVATURA DE LA CURVA CRÍTICA	ρ	10	m	(*)
DATOS CALCULADOS				
ACELERACIÓN CENTRÍPETA	a_c	25.6	m/seg ²	
VELOCIDAD ANGULAR DE LA CURVA CRÍTICA	w_{cc}	1.6	m/seg	
(*) Datos entregados por la Escudería FORSSA				

Fuente: Autores

Obteniendo una aceleración centrípeta de 25.6 m/seg² (aproximadamente 2.6G). En este supuesto se modeló un sistema de cargas con una aceleración de 3G en dirección lateral del monoplaza, las masas de los componentes fueron ancladas en el chasis igual que en el numeral 3.2.7 y el chasis fue soportado en los puntos de anclaje de la suspensión como se muestra en la figura 34.

Figura 34. Supuesto Curva



Fuente: Autores

3.2.10. Supuesto Suspensión

Este supuesto surge de un análisis dinámico realizado en conjunto con el equipo de suspensión de la escudería FORSSA, equipo encargado de diseñar y modelar todos los componentes que componen el sistema de suspensión del monoplaza, es bien sabido que el diseño de suspensión es el primer parámetro a tener en cuenta a la hora de diseñar un chasis, los expertos afirman que “un vehículo monoplaza se diseña de las llantas hacia adentro”.

Este supuesto consiste en el modelamiento de un sistema de cargas en el chasis, para las peores condiciones a las que pueden ser sometidos los elementos que componen la suspensión, para esto se evaluó el comportamiento del monoplaza para tres casos críticos, que fueron: Tomar una curva frenando a 1G, tomar una curva acelerando a 1G y al pasar por la curva sin acelerar ni frenar.

Los valores de carga suministrados por el equipo de suspensión para cada caso son los que se muestran en la tabla 3.

Tabla 3. Fuerzas suspensión al momento de dar una curva a la derecha

Fuerza Tren Delantero	Acelerando	Sin Acelerar	Frenando
Fuerzas en Tijera Delantera Superior izquierda [N]	-3981	-5055	-6125
Fuerzas en Tijera Delantera Superior derecha [N]	178.9	227.8	276.1
Fuerzas en Tijera Delantera Inferior izquierda [N]	6714	8525	10332
Fuerzas en Tijera Delantera Inferior derecha [N]	-511	-663	-803.5
Fuerza Push Rod izquierda [N]	3436	4361	5283
Fuerza Push Rod derecha [N]	94.28	134.5	163
Fuerza Tren Trasera	AX=9,81[m/s ²]	AX=0 [m/s ²]	AX=-9,81[m/s ²]
Fuerzas en Tijera Trasera Superior izquierda [N]	-7629	-6480	-5333
Fuerzas en Tijera Trasera Superior derecha [N]	321.6	273.4	225
Fuerzas en Tijera Trasera Inferior izquierda [N]	12038	10225	8415
Fuerzas en Tijera Trasera Inferior derecha [N]	-824.3	-715.5	-588.9
Fuerza Push Rod izquierda [N]	6359	5401	4445
Fuerza Push Rod derecha [N]	66.92	72.63	59.79

Fuente: Autores

Al estudiar las fuerzas se encontraron los casos críticos para análisis, concluyendo que el tren delantero presenta las cargas máximas en el momento que el monoplaza frena en curva, mientras que el tren trasero presenta las cargas máximas cuando el monoplaza toma la curva acelerando.

Al momento de tomar una curva hacia la derecha, las cargas críticas se encuentran en las barras de suspensión del lado izquierdo del monoplaza, como se muestra en la tabla 4.

Tabla 4. Fuerzas críticas en las barras de suspensión curva a la derecha

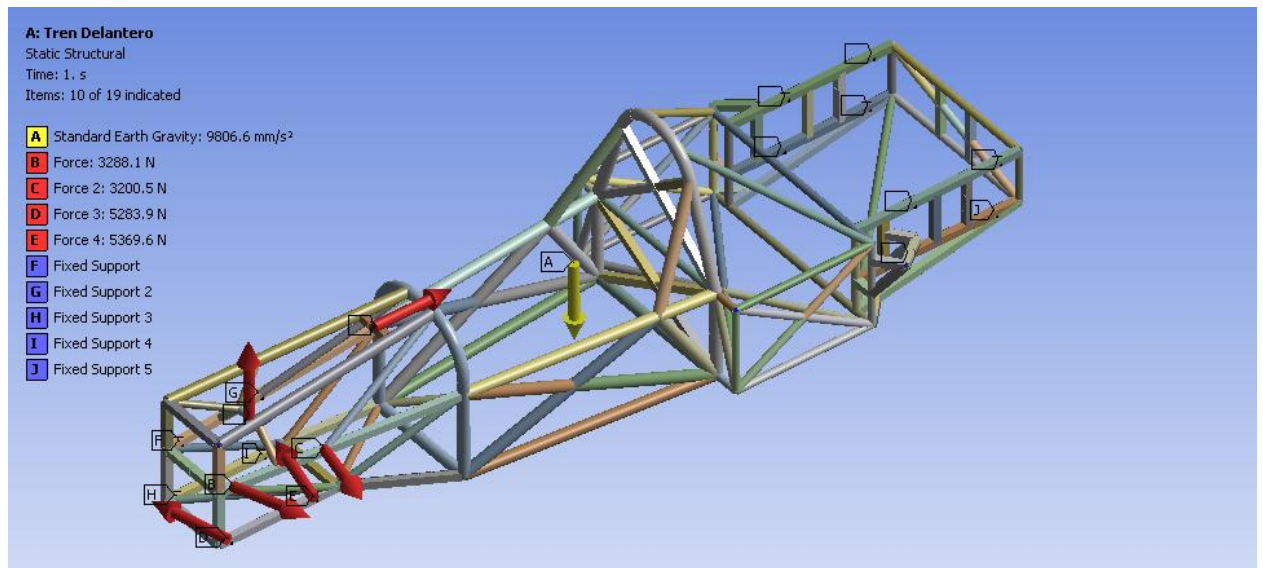
Fuerza Tren Delantero		Frenando
Fuerzas en Tijera Delantera Superior izquierda [N]		-6125
Fuerzas en Tijera Delantera Superior derecha [N]		276.1
Fuerzas en Tijera Delantera Inferior izquierda [N]		10332
Fuerzas en Tijera Delantera Inferior derecha [N]		-803.5
Fuerza Push Rod izquierda [N]		5283
Fuerza Push Rod derecha [N]		163
Fuerza Tren Trasera		Acelerando
Fuerzas en Tijera Trasera Superior izquierda [N]		-7629
Fuerzas en Tijera Trasera Superior derecha [N]		321.6
Fuerzas en Tijera Trasera Inferior izquierda [N]		12038
Fuerzas en Tijera Trasera Inferior derecha [N]		-824.3
Fuerza Push Rod izquierda [N]		6359
Fuerza Push Rod derecha [N]		66.92

Fuente: Autores

El supuesto consiste en dos sistemas de cargas en el chasis:

El primero es transferir las fuerzas críticas de las barras de suspensión izquierdas del tren delantero a los correspondientes puntos de anclaje presentes en el chasis, fijando el chasis a los demás puntos de anclaje de las tijeras de suspensión como se ve en la figura 35.

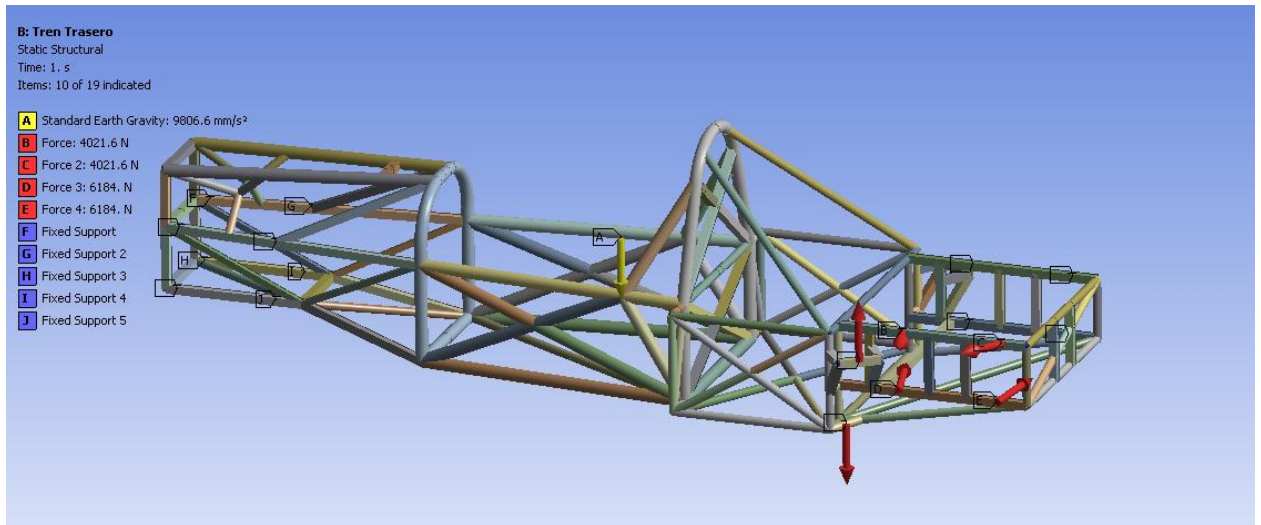
Figura 35. Supuesto de cargas “Suspensión delantera”



Fuente: Autores

El Segundo es transferir las fuerzas críticas de las barras de suspensión izquierdas del tren trasero a los correspondientes puntos de anclaje presentes en el chasis, fijando el chasis a los demás puntos de anclaje de las tijeras de suspensión como se ve en la figura 36.

Figura 36. Supuesto de cargas "Suspensión trasera"



Fuente: Autores

Donde el valor de las fuerzas en los puntos de anclaje se encuentra en la tabla 5.

Tabla 5. Fuerzas críticas en los anclajes de tijeras suspensión curva a la derecha

Fuerza Tren Delantero	FRENANDO	FX1	FY1	FZ1	FX2	FY2	FZ2
Fuerzas en Tijera Delantera Superior izquierda [N]	-6125	3167	305.1	-829.7	3078	311.7	819.7
Fuerzas en Tijera Delantera Superior derecha [N]	276.1	142.7	-13.75	37.4	138.7	-14.05	-36.95
Fuerzas en Tijera Delantera Inferior izquierda [N]	10332	-5124	-7.553	1290	-5202	-7.668	-1331
Fuerzas en Tijera Delantera Inferior derecha [N]	-803.5	-398.5	0.5874	-100.4	-404.6	0.5963	103.5
Fuerza Push Rod izquierda [N]	5283						
Fuerza Push Rod derecha [N]	163						
Fuerza Tren Trasera	ACELERANDO	FX1	FY1	FZ1	FX2	FY2	FZ2
Fuerzas en Tijera Trasera Superior izquierda [N]	-7629	-3777	535.6	-1273	-3777	535.6	1273
Fuerzas en Tijera Trasera Superior derecha [N]	321.6	159.2	-22.58	53.67	159.2	-22.58	-53.67
Fuerzas en Tijera Trasera Inferior izquierda [N]	12038	6000	541.5	1396	6000	541.5	-1396
Fuerzas en Tijera Trasera Inferior derecha [N]	-824.3	-410.8	-37.08	-95.61	-410.8	-37.08	-95.61
Fuerza Push Rod izquierda [N]	6359						
Fuerza Push Rod derecha [N]	66.92						

Fuente: Autores

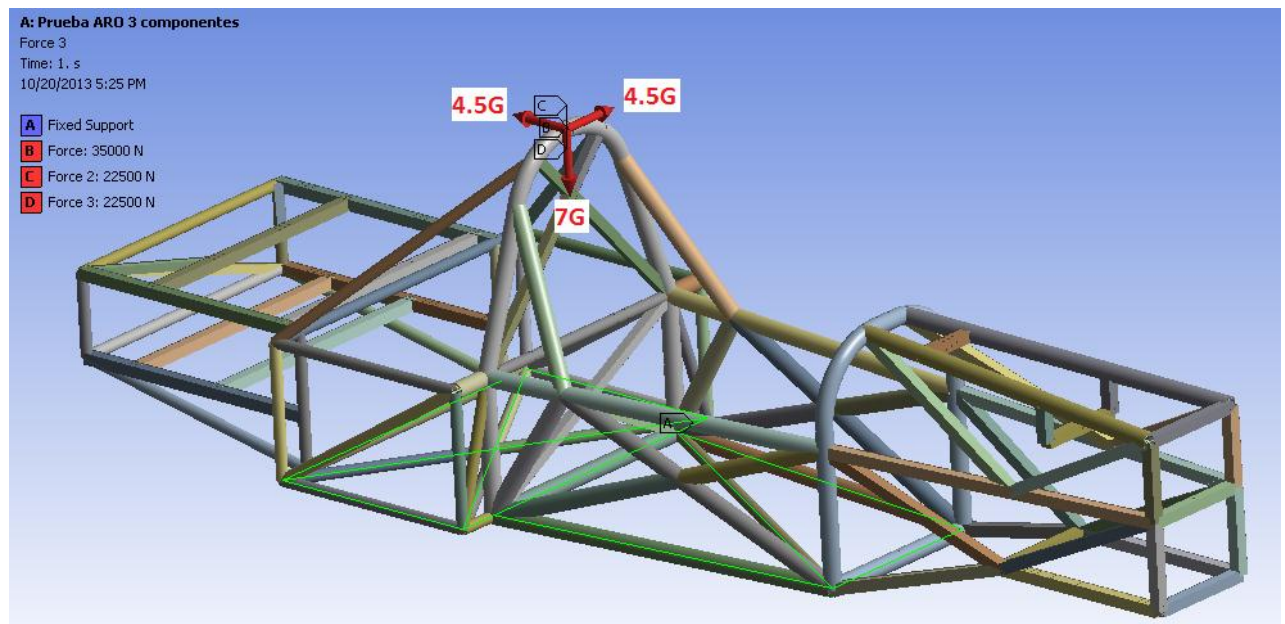
El signo negativo en las fuerzas de las tijeras y push rod representa que las barras se encuentran a tensión, mientras que el signo positivo se refiere a compresión. Las fuerzas halladas se encuentran sustentadas en el anexo C.

3.2.11. Supuesto Volcadura

Requisito de la comisión reglamentaria del SENA, que se encuentra en el numeral 7.3 del anexo A, el cual fue estandarizado por la comisión reglamentaria bajo métricas en función de peso del monoplaza como sigue:

“Empotrar el piso del chasis del monoplaza y cargar el aro trasero del habitáculo en su parte superior bajo una fuerza equivalente a $m \cdot 7g$ en dirección vertical, $m \cdot 4.5g$ en dirección frontal, y $m \cdot 4.5g$ en dirección lateral, siendo m la masa total del monoplaza y g la gravedad” como se ve en la figura 37.

Figura 37. Supuesto de cargas “Volcadura”



Fuente: Autores

La métrica establecida por la comisión fue no superar el límite de fluencia de un acero entre el rango AISI SAE 1008 – 1020 para la jaula de seguridad. El material

seleccionado para cálculos del habitáculo del piloto fue el acero AISI 1020 con un límite de fluencia de 350Mpa.

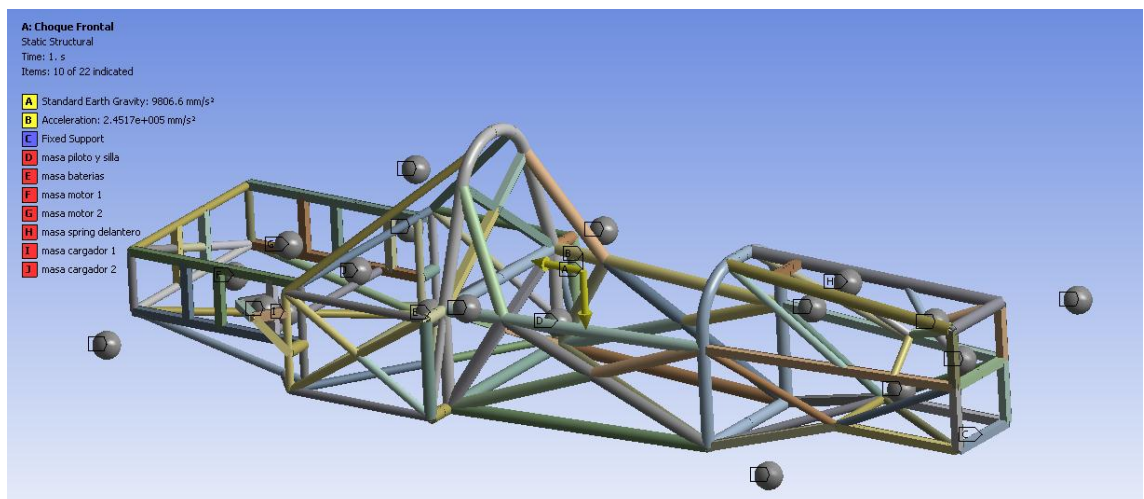
3.2.12. Supuesto Choque frontal

Este supuesto surgió del numeral 11.4 del reglamento de la formula SENA-eco, donde se expone la necesidad de diseñar “una estructura deformable de absorción de impactos frontal anclada de manera rígida al chasis que permita que en caso de impacto, el vehículo se desacelere desde una velocidad de 16m/s hasta cero sin presentar una desaceleración superior a 25G. ”

Por seguridad se estableció que en caso de una desaceleración de 25G, el esfuerzo máximo que sufra el habitáculo del piloto no debe superar el esfuerzo de fluencia del material.

Para esto se modelo un sistema de cargas con una aceleración de 25G en dirección frontal del monoplaza y los componentes fueron anclados en el chasis igual que en el numeral 3.2.7 como se muestra en la figura 38.

Figura 38. Supuesto de cargas “Choque frontal”



Fuente: Autores

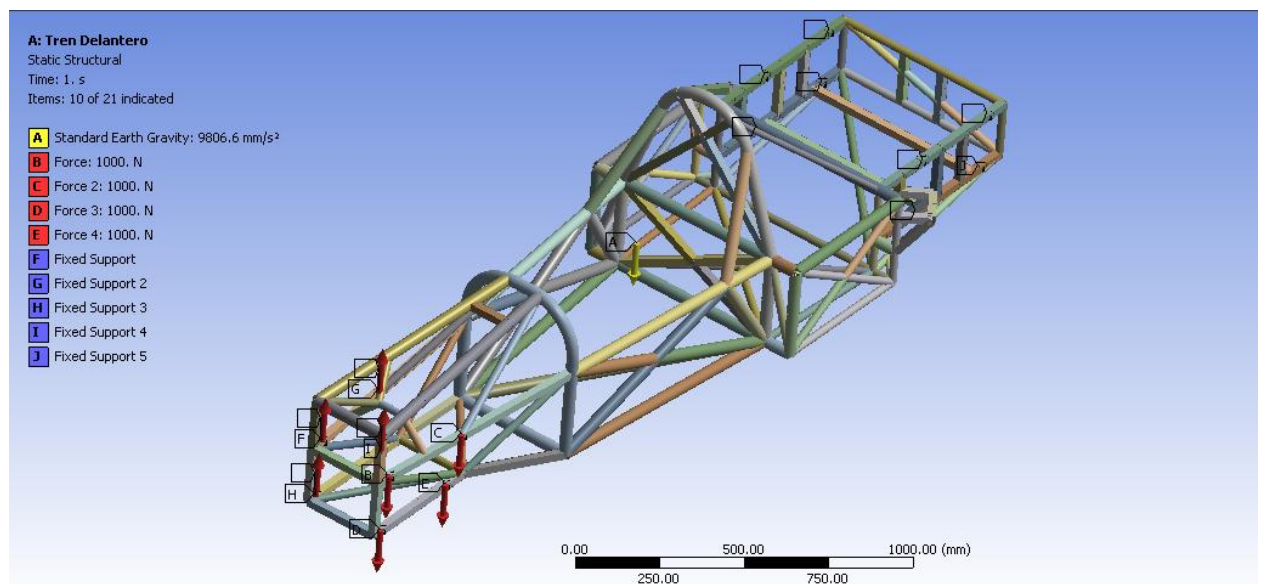
3.2.13. Supuesto Bache

Este supuesto tiene como propósito evaluar el chasis bajo torsión pura, y calcular un factor de rigidez torsional. En el caso de la formula SAE los resultados de los equipos que llevan más tiempo en la competición, sitúan su rigidez torsional alrededor de los 3000 N · m / grado.

Según el paper 2002-01-3300 para diseño y análisis de un carro formula SAE...anexo F..., esfuerzos a torsión causados por la suspensión cuando el monoplaza entra en curva, o pasa por un bache son los críticos.

El paper muestra un sistema de cargas para evaluar, como se muestra en la figura 39.

Figura 39. Supuesto de cargas Bache



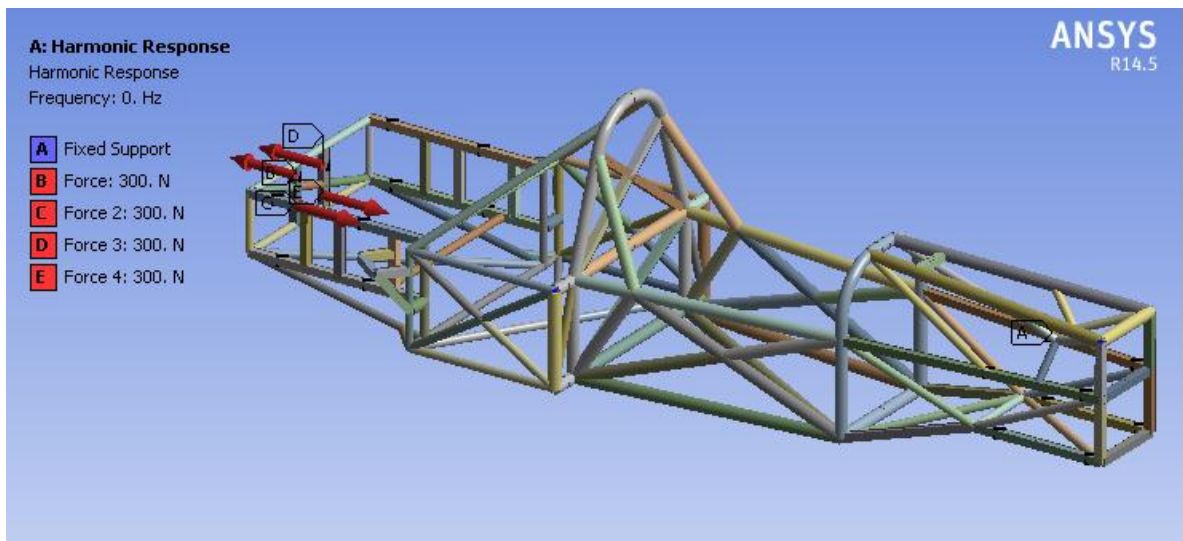
Fuente: Autores

3.2.14. Supuesto Armónico

Este supuesto se realizó para encontrar un rango de frecuencias en las cuales el chasis podría estar en riesgo de resonancia. Para este supuesto se tuvo en cuenta la carga fluctuante del motor sobre el chasis.

Con la acción de dos fuerzas de magnitud referentes al torque de los motores sobre el chasis en el lugar donde los motores se encuentran sujetos como se muestra en la figura 40.

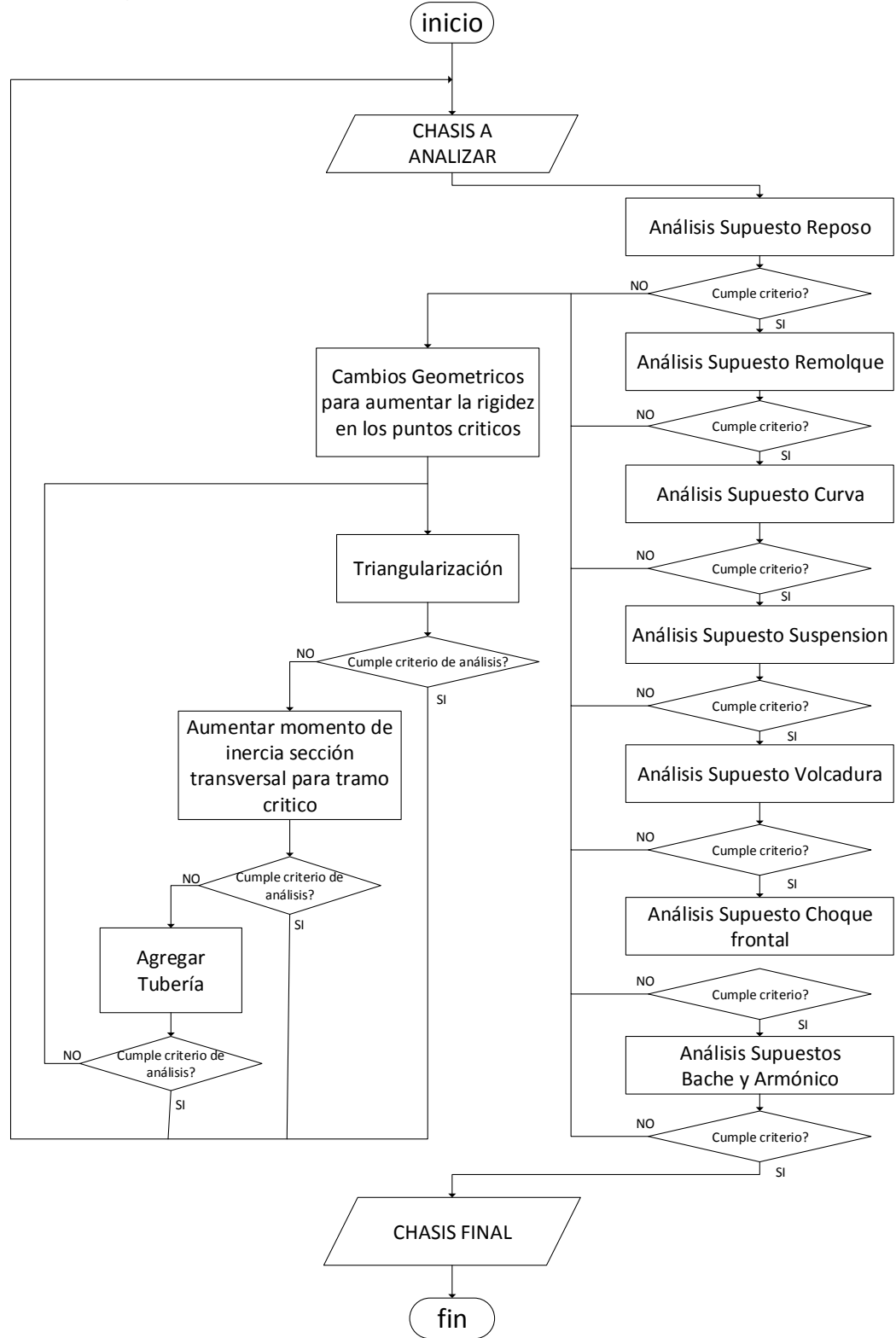
Figura 40. Supuesto de cargas "Armónico"



Fuente: Autores

El chasis fue analizado bajo un flujo de trabajo, como se muestra en el Algoritmo de diseño a continuación.

3.2.15. Algoritmo de diseño para el chasis del monoplaza FSO2e



3.3. IMPLEMENTACION DE SOFTWARE Y ANALISIS DE RESULTADOS

Como resultado de los criterios asumidos en el capítulo 3.2, se optó por la utilización del software SOLIDWORKS para la modelización CAD del chasis y la implementación del software ANSYS figura 41. Para su análisis CAE tanto estático, como dinámico, impacto y armónico. Ver figura 42.

Figura 41. Software CAD utilizado para el chasis FSO2e



Fuente: Software para diseño [Tomada de internet 12 de Julio 2013] Disponible Online URL: <http://www.3ds.com/>

Figura 42 Software CAE utilizado para el chasis FSO2e



Fuente: Software para diseño [Tomada de internet 12 de Julio 2013] Disponible Online URL: <http://www.ansys.com/>

3.3.1. Análisis estructural

En este apartado se mostrara el flujo de trabajo para cada uno de los supuestos vistos en el capítulo 3.2.5 dando soporte de modelado y análisis estructural con el uso del software SOLIDWORKS y ANSYS respectivamente.

Un análisis estructural es aquel que se basa en la implementación de ecuaciones de resistencia de materiales para hallar esfuerzos internos, esfuerzos de tensión y deformaciones que sufre una estructura al ser sometida bajo una o diferentes cargas. Entre los métodos existentes para el análisis, se pueden resaltar dos grupos principales, los métodos clásicos y los métodos programables.

Un ejemplo de método clásico es la teoría de vigas Euler-Bernoulli, aplicable tan solo a barras esbeltas que se encuentren sometidas a esfuerzos axiales y a flexión, lo cual es muy restringido ya que no todas las estructuras son de este tipo.

Situaciones como esta hacen que los métodos programables salgan a la vista, la implementación más común del método de los elementos finitos es el método matricial de rigidez o método de los desplazamientos, que está diseñado para realizar análisis computarizado de cualquier estructura incluyendo estructuras estáticamente indeterminadas.

3.3.1.1. Método de elementos finitos

El MEF (Método de los Elementos Finitos), ha tomado un papel de gran importancia para resolver problemas de ingeniería, permitiendo dar solución a puntos que eran prácticamente imposibles de resolver o que se hacía tedioso desarrollarlos por métodos matemáticos tradicionales. En este caso, en el diseño del chasis para el monoplaza FSO2e, la geometría es compleja, y requiere realizar prototipos, ensayarlos y perfeccionarlos de forma iterativa, incurriendo en altos costos tanto económicos como de tiempo de desarrollo, es por ello que se optó por un método de elementos finitos que permitió hacer más eficiente el diseño, anticipando una simulación del mismo.

❖ Historia del método de los elementos finitos

El método se originó a partir de la necesidad de resolver problemas de análisis estructurales, con el trabajo de Hrennikoff en 1941, y McHenry en 1943, quien uso elementos unidimensionales para la solución de una celosía (Armadura) Ver figura 43. En una investigación publicada en 1943 no reconocida por varios años, Courant propuso la solución de esfuerzos por métodos variacionales. Luego él introdujo las funciones de forma para regiones triangulares, como un método para obtener soluciones numéricas aproximadas.

Figura 43. Puente a base celosías planas en sus caras



Fuente: Puentes [Tomada de internet 12 de Julio 2013] Disponible Online URL:
<http://commons.wikimedia.org/wiki/File:RRTrussBridgeSideView.jpg>

Algunos de los datos históricos más relevantes son los siguientes:

En 1947, Levy desarrolló el método de las fuerzas o flexibilidad, y en 1953 su trabajo sugirió el método de los desplazamientos o rigideces, sería una alternativa para el análisis de aviones que son estructuras estáticamente redundantes.

En 1954 Argyris y Kelsey desarrollaron el método de análisis matricial usando principios de energía. Este desarrollo ilustró el importante papel, que el principio de energía podría jugar en el método de elementos finitos.

En 1956 el primer tratamiento de elementos bidimensionales fue por Turner. Estudio que derivó la matriz de rigidez para elementos armadura, elementos viga, y elementos triangulares y elementos rectangulares con procedimientos conocidos comúnmente como el método de rigidez directa y con el desarrollo de computadoras digitales en los 50s, el trabajo de Turner fue aplicado pero expresado en notación de matrices.

En 1960 la frase elemento finito fue introducida por Clough y la matriz de rigidez, de elementos placa sometidos a momentos fue desarrollado por Melosh en este año.

En 1961 se obtuvo la extensión del método de elementos finitos a problemas tridimensionales con el desarrollo de una matriz de rigidez de tetraedros hecha por

Martin, por Gallagher en 1962, y por Melosh en 1963. Adicionalmente, elementos tridimensionales fueron estudiados por Argyris en 1964 y el especial caso de solido eje simétrico fue considerado por Clough, Rashid y Wilson en 1965.

En 1965 Archer considero el análisis dinámico en el desarrollo de la matriz masa-consistencia, cual es aplicable al análisis de sistemas como barras y vigas en análisis estructural.

En 1967 fue publicado el primer libro sobre elementos finitos por Zienkiewicz y Cheung.

Desde los 50s al presente, enormes avances han sido hechos en la aplicación del método de elementos finitos para resolver complicados problemas ingenieriles. Ingenieros, matemáticos, y científicos continúan desarrollando nuevas aplicaciones.⁸

Cabe resaltar que el método de los elementos finitos en sus principios no fue llevado a la práctica de la ingeniería de forma masiva ya que no se disponían de computadoras aptas en los estudios de ingeniería y era un requisito el ser expertos en programación. Hoy en día, el escenario es totalmente diferente, pues los modernos computadores personales llevan sin inconvenientes poderosos programas de fácil utilización.

❖ Fundamentos del método de los elementos finitos

Consiste en un método para dar solución a problemas de contorno regidos por ecuaciones diferenciales ordinarias o parciales. En esencia se trata de una técnica que sustituye el problema diferencial por otro algebraico, aproximadamente equivalente, para el cual se conocen técnicas generales de resolución. Para ello hace uso de la "discretización" o subdivisión de una región sobre la cual están definidas las ecuaciones en formas geométricas simples denominadas elementos finitos.

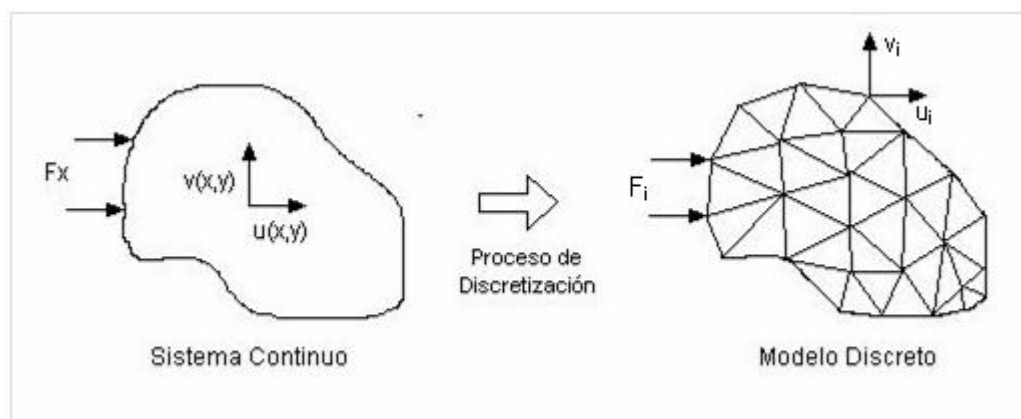
⁸ CHALLCO M, Gilmer. Antecedentes del método de los elementos finitos. [recuperado de internet 17/06/13] Disponible en URL. <http://blog.pucp.edu.pe/blog/elementosfinitos>

Una de las ventajas de este método es su facilidad de implementación en un programa computacional, que a su vez es una condición básica para su utilización ya que para el tratamiento de un problema en particular debe efectuarse un número muy elevado de operaciones para resolver sistemas algebraicos del orden de cientos o miles de ecuaciones. No obstante, esta cantidad no es una limitación con las computadoras estándar de hoy.

Para poder emplear este método debemos hacer ciertas asunciones, tales como se muestra en el anexo E.

El proceso de discretización de un problema físico mediante elementos finitos se muestra en la imagen. Ver figura 44. La geometría puede ser definida por el analista o creada a partir de algún programa CAD. El segundo paso consiste en definir el modelo matemático a resolver. Este es el paso fundamental donde se especifica el tipo de ecuaciones a determinar, las condiciones de borde, propiedades materiales, y otros detalles acerca del método en sí mismo. Una vez efectuada dicha definición el programa resuelve automáticamente las ecuaciones pertinentes y provee los resultados en una forma apropiada para el analista.

Figura 44. Proceso de discretización



Fuente: El método de los elementos finitos en la ingeniería, Fundamentos del método de los elementos finitos. [Tomada de internet 24 de Septiembre 2013] Disponible Online URL: <http://finitosxtecnologia.blogspot.com/>

3.3.1.2. Elemento finito seleccionado

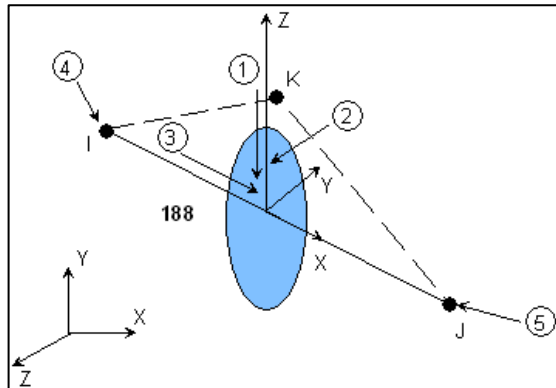
El método de elementos finitos hoy en día está inmerso en diversos paquetes de software especializados para el análisis estructural. En este proyecto el chasis del monoplaza FSO2e fue analizado estáticamente bajo una herramienta llamada Static Structural del Software ANSYS descrita en el capítulo 2.3.1 donde se seleccionó un elemento finito tipo Beam (viga) el cual da una aproximación con un error no significativo gracias a que la geometría del chasis se adapta muy bien a un modelo supuesto de muchas vigas.

Los elementos BEAM son elementos uniaxiales que pueden estar sometidos a tensión, compresión y flexión. De entre todos ellos ANSYS recomienda los tipos BEAM3 y BEAM4 muy utilizados en estructuras de barras, y por la serie 180 que incluye los tipos BEAM188 y BEAM189. Estos últimos incluyen los efectos de la deformación por cortante, efecto muy apropiado para analizar en el chasis del FSO2e.

Concluyendo la selección, se optó por la utilización del elemento "Beam188", elemento apropiado para analizar estructuras esbeltas o moderadamente delgadas, basándose en la teoría de Timoshenko para vigas. Los efectos de la deformación tangencial se incluyen en este tipo de elemento.

El BEAM188 es un elemento 3-D lineal o cuadrático (2 ó 3 nodos, estando el 3º destinado a orientar el elemento) como se muestra en la Figura 45;

Figura 45. Elemento BEAM188



Fuente: Ansys, Elemento BEAM188. [Tomada de internet 9 de Octubre 2013] Disponible Online URL: <http://bibing.us.es/proyectos/abreproy/4783/fichero/Vol+I.+CAP%CDTULOS%252F3.+M%E9todos+Num%E9ricos.+El+M.E.F.+y+Ansys.pdf>

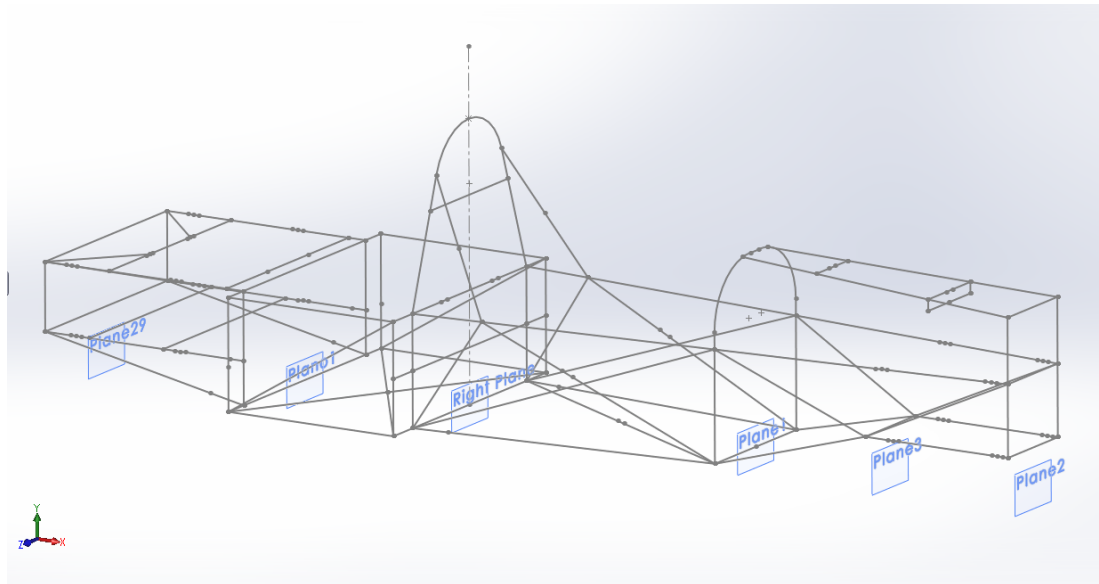
Con 6 ó 7 grados de libertad en cada nodo, dependiendo del valor que se asigne al argumento de entrada KEYOPT(1). Cuando KEYOPT(1)=0 (por defecto) se tienen 6 grados de libertad en cada nodo (tres traslaciones y tres rotaciones según los ejes X,Y y Z); para KEYOPT(1)=1 se activa un séptimo grado de libertad que tienen en cuenta el alabeo del elemento.⁹

3.3.2. Implementación del software SOLIDWORKS

El flujo de trabajo comienza y termina con la modelación del diseño del chasis FSO2e en SOLIDWORKS. Se realizó una modelación del mismo en líneas para más de 18 versiones (versiones que surgieron al realizar optimización). Se muestra a continuación la versión 15 del chasis en líneas. Ver figura 46.

⁹ VERA, Javier J. Simulación Numérica de Fenómenos de Inestabilidad en Estructuras Metálicas Mediante ANSYS, UNIVERSIDAD DE SEVILLA. Sevilla, Marzo de 2010.

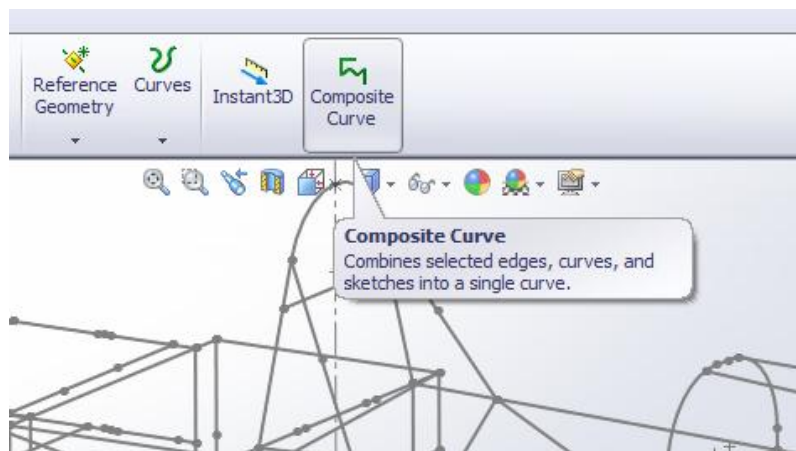
Figura 46. Versión 15 del chasis en líneas



Fuente: Autores

Las líneas representan cada uno de los tramos de tubería de nuestro chasis, realizándolo de esta manera para poder variar el perfil (sección transversal) a medida que surgen mejoras como plan de respuesta a los análisis de resistencia, Luego de realizar el croquis en líneas, para poder realizar una exportación al ANSYS se convierten cada una de estas líneas, en curvas independientes con la herramienta "Composite curve", ver figura 47.

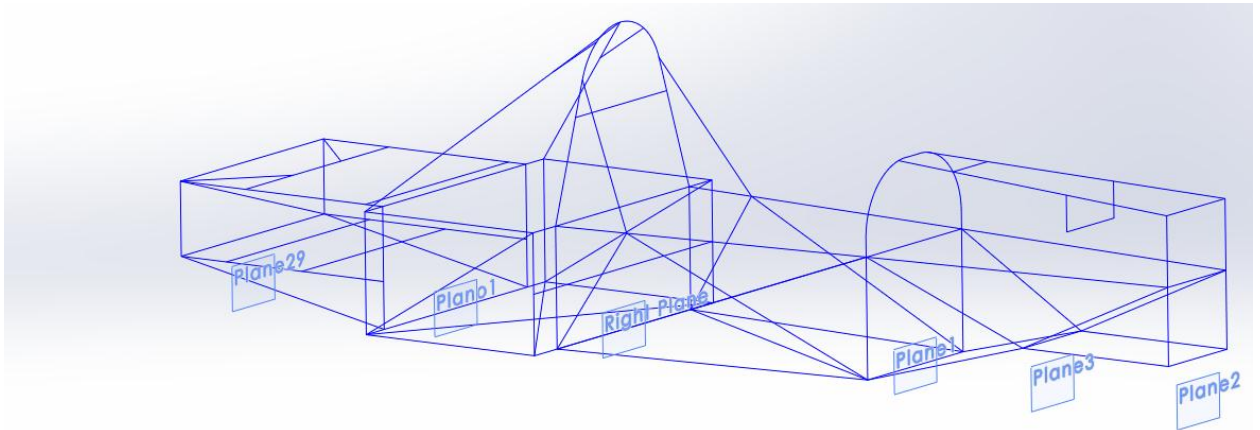
Figura 47. Herramienta "Composite Curve"



Fuente: Autores

Obteniendo un modelado de chasis en curvas como se muestra en la versión 16 tipos de curvas Ver figura 48, versión que pasó por el ciclo de diseño del chasis descrito en el Algoritmo de diseño...Sección 3.2.15...

Figura 48. Versión 16 del chasis en curvas

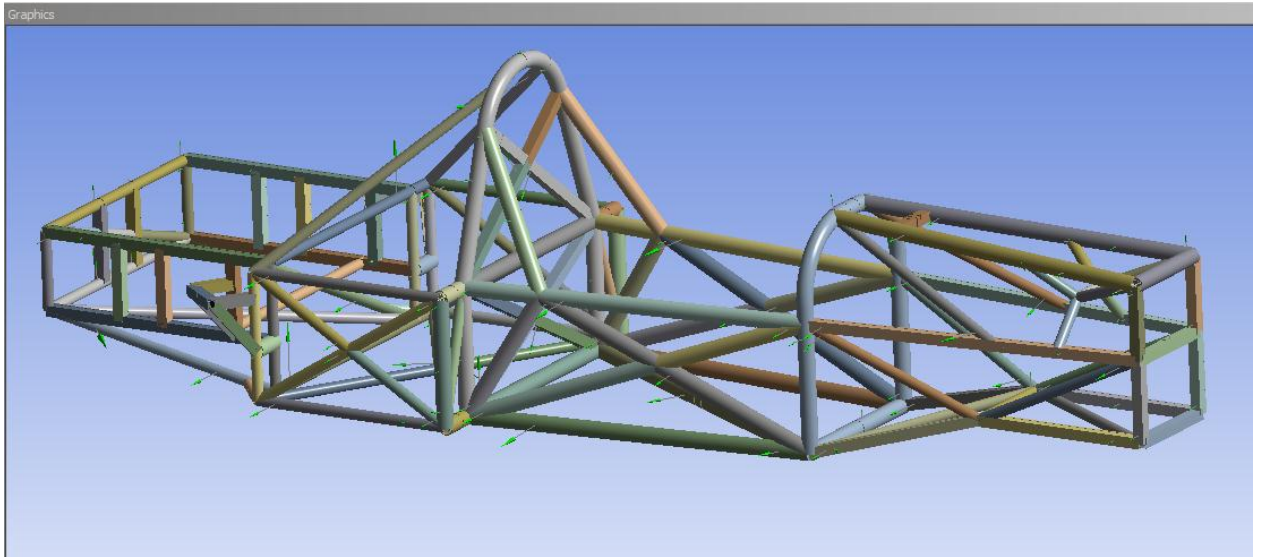


Fuente: Autores

Este Archivo es importado desde el ANSYS, para seguir con el proceso de Análisis.

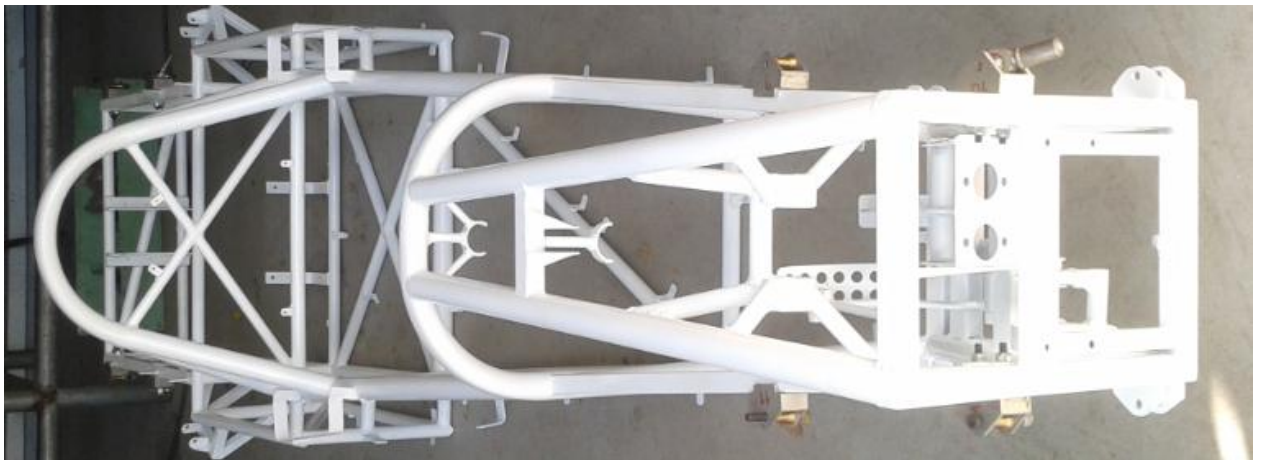
Luego de realizado este proceso con varias iteraciones, se llegó a la versión 19 del chasis ver figura 49., versión final hecha planos, y construida en el CIMI de Girón, ver figura 50.

Figura 49. Versión 19 del chasis en solido



Fuente: Autores

Figura 50. Chasis del monoplaza FSO2e



Fuente: Autores

3.3.3. Implementación del software ANSYS

El flujo de trabajo que se implementó consta de dos pasos en el Software ANSYS; el primer paso para encontrar la tendencia y el segundo paso para dar informe de los esfuerzos en detalle.

El primer análisis se realizó con la herramienta Workbench, herramienta muy amigable con el usuario ya que ésta tiene más versatilidad para realizar cambios geométricos, de cargas y mejor visualización del comportamiento de la estructura que el MAPDL.

El segundo análisis se realizó en el MAPDL luego de tener la geometría, cargas y resultados previos, donde se importa desde el Workbench para obtener un análisis de resultados más detallado.

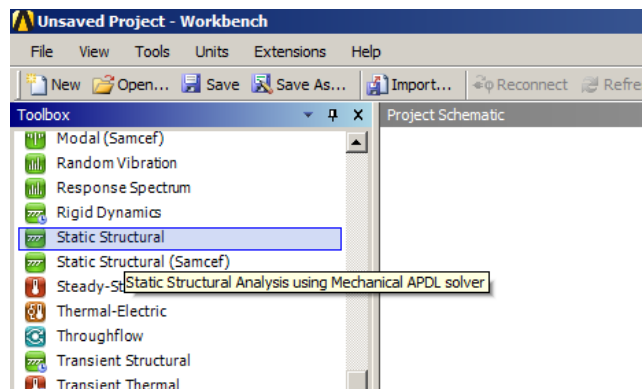
A continuación se muestra el trabajo realizado paso a paso para uno de los supuestos con sus respectivos resultados.

3.3.4. Supuesto volcadura ANSYS (paso a paso)

Según la normativa del SENA el chasis debe ser sometido bajo unas cargas específicas como se describió en el capítulo 3.2.11.

El primer paso que se tomo fue la importación de la geometría desde la herramienta Workbench del paquete ANSYS, esto se realiza abriendo un análisis Static Estructural encontrada en la lista del toolbox figura 51.

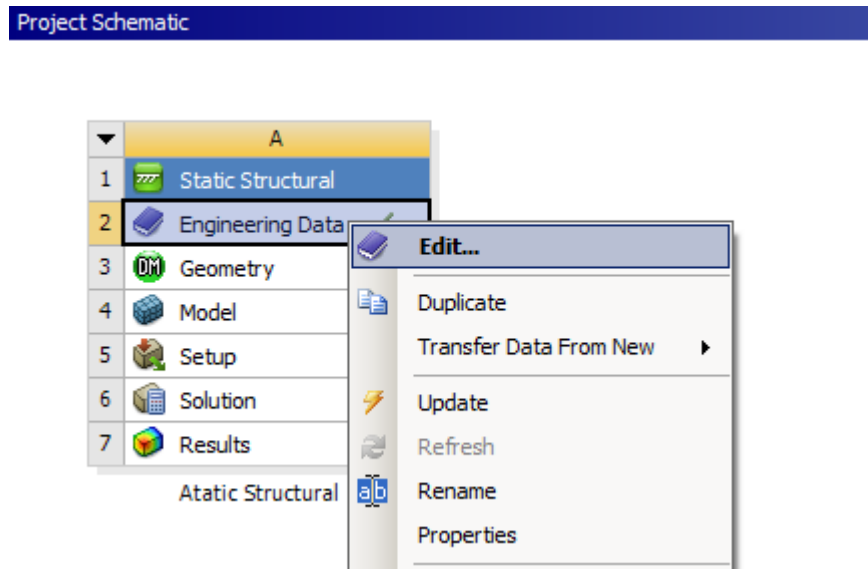
Figura 51. Static Structural



Fuente: Autores

Lo primero a definir es el material en "Engineering Data" figura 52.

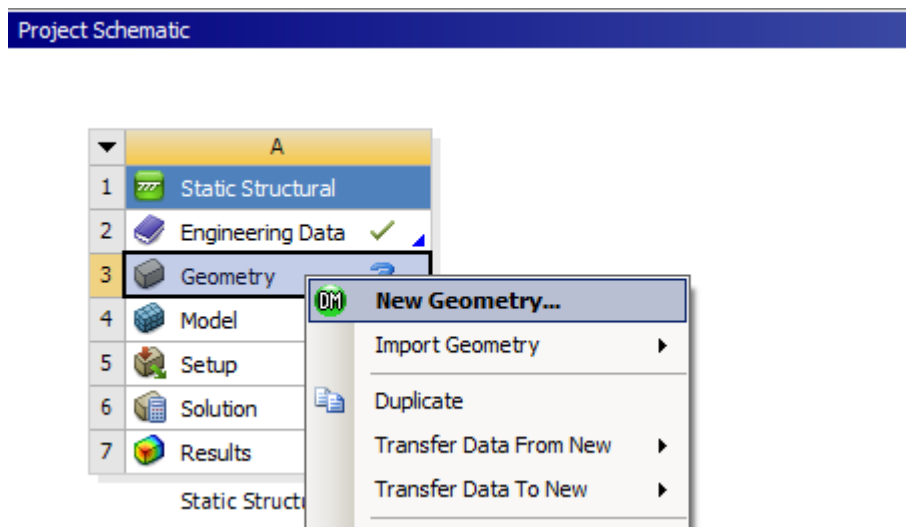
Figura 52. Selección del material



Fuente: Autores

Luego desde el flujo de proceso figura 53 se abre el DesignModeler

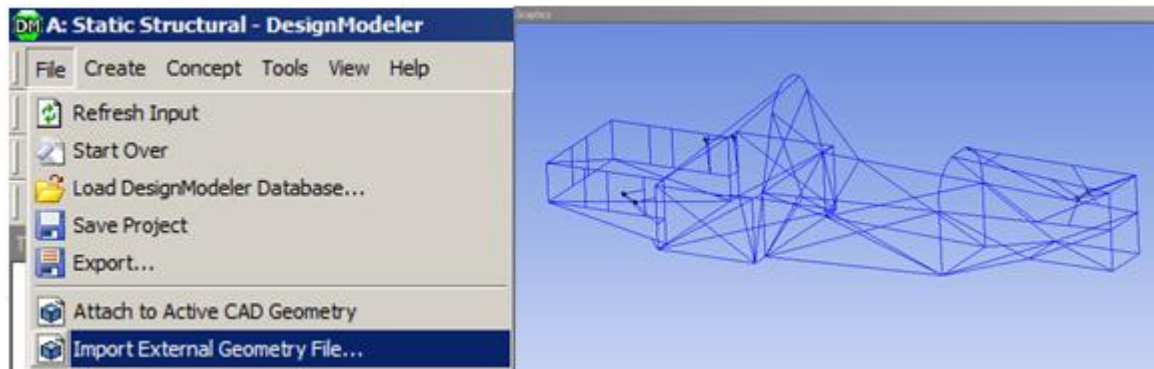
Figura 53. DesignModeler



Fuente: Autores

Ya abierto el DesignModeler se importa la geometría realizada en curvas, como se ve en la figura 54.

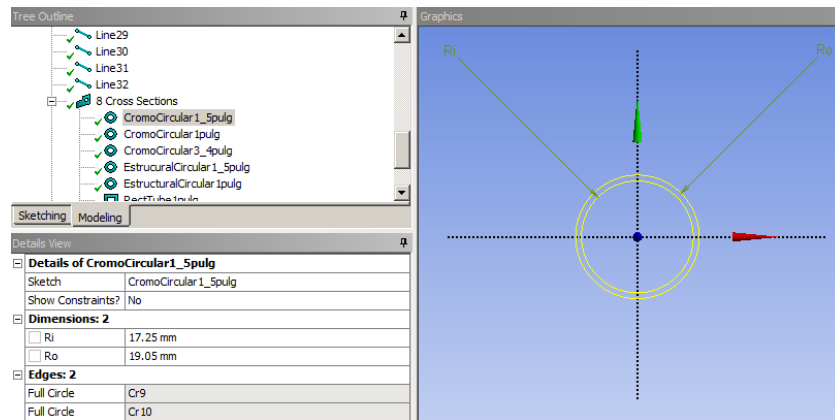
Figura 54. Importar chasis en curvas DesignModeler



Fuente: Autores

Luego se realizan los croquis de las secciones transversales figura 55.

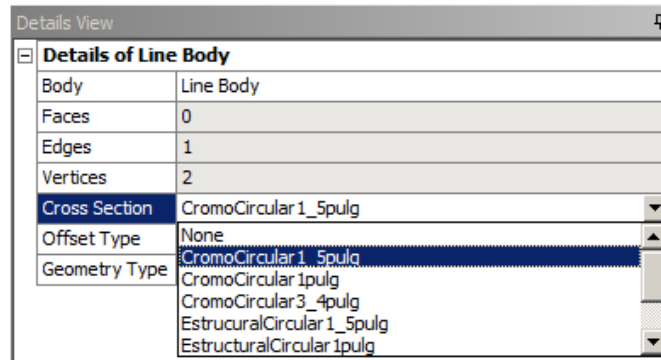
Figura 55. Croquis de sección transversal en DesignModeler



Fuente: Autores

y se asignan diferentes perfiles a cada elemento que compone el chasis figura 56.

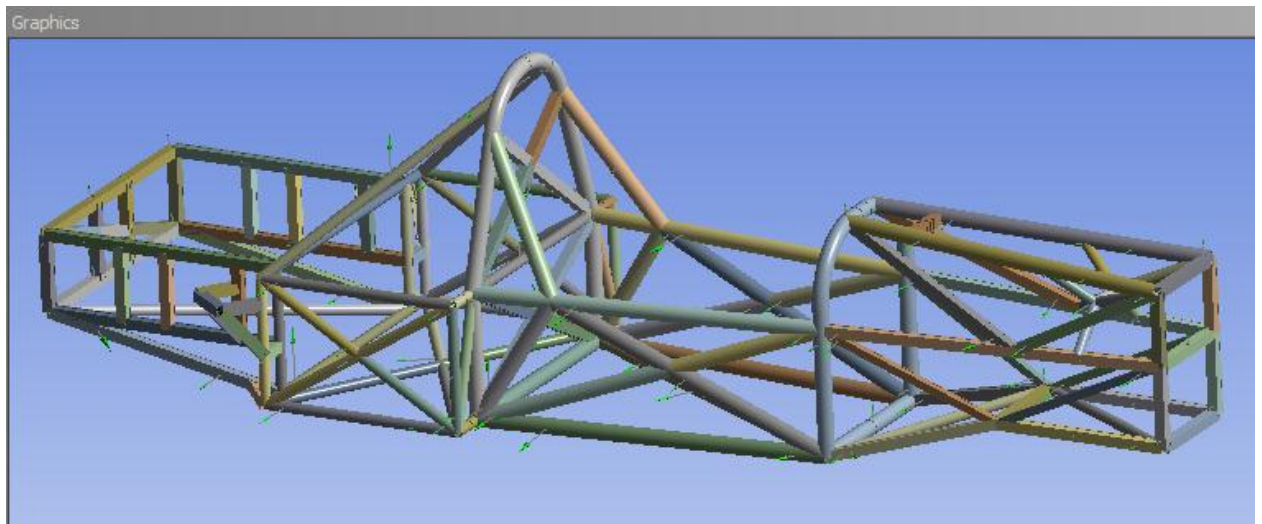
Figura 56. Selección de perfilera en DesignModeler



Fuente: Autores

Obteniendo una estructura totalmente modelada figura 57 para un primer análisis como sigue a continuación.

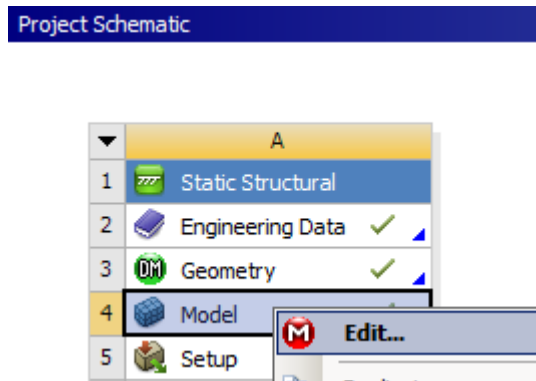
Figura 57. Chasis versión 19 en Design Modeler



Fuente: Autores

Luego de tener la geometría en el DesignModeler, se prosiguió a realizar el modelo de análisis, tarea que se ejecutó abriendo el MechanicalMultiphysics. Figura 58.

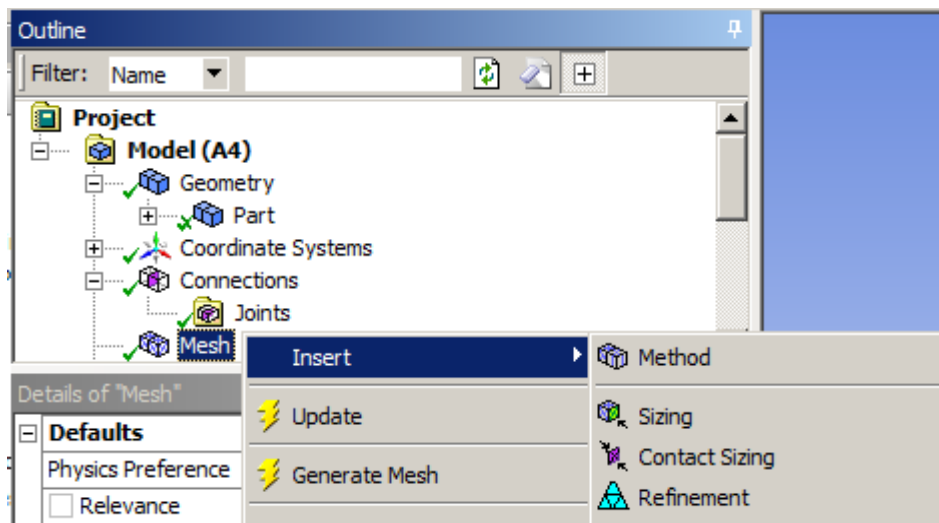
Figura 58. MechanicalMultiphysics.



Fuente: Autores

El modelo empieza con la discretización de nuestro chasis, este proceso se realizó mediante la herramienta "Mesh" figura 59.

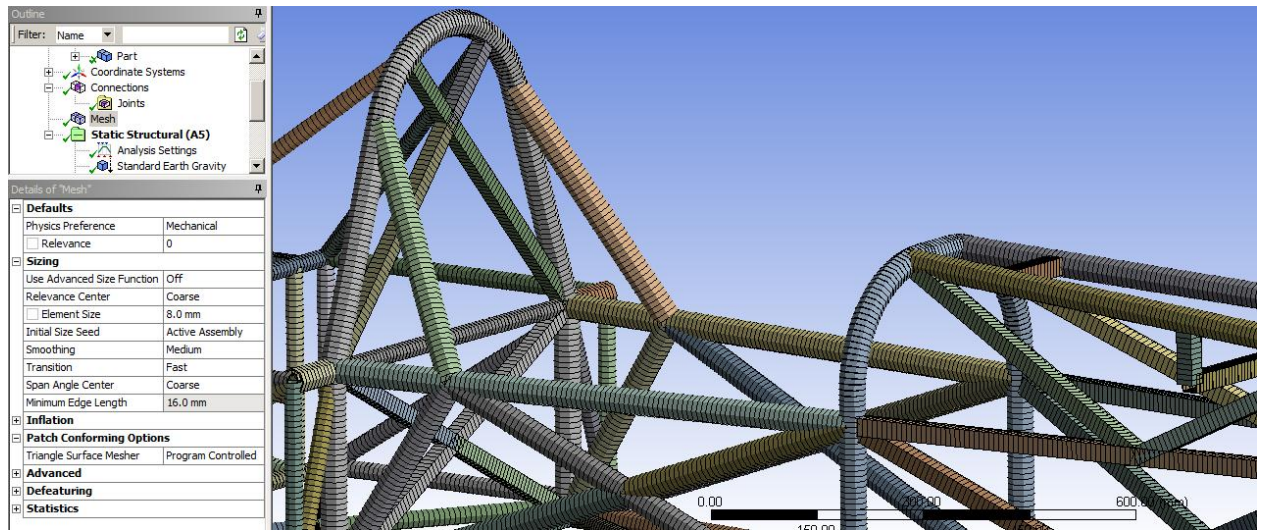
Figura 59. Opciones de mallado MechanicalMultiphysics.



Fuente: Autores

Se malló cada viga que compone el chasis refinándolo hasta la obtención de un modelo óptimo teniendo como consideración la variación de resultados de una malla fina a una no tan fina con la velocidad del equipo, obteniendo como resultado una discretización de este tipo. Figura 60.

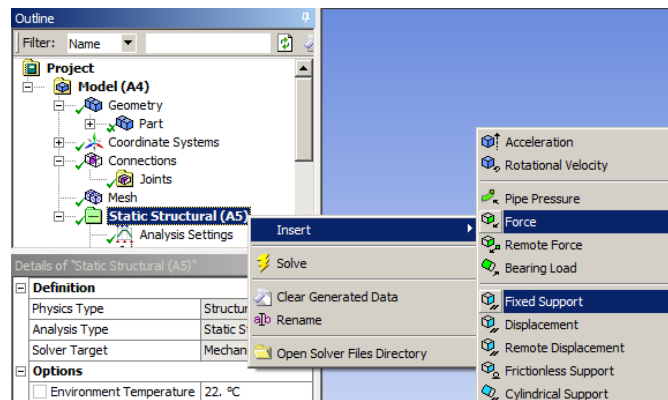
Figura 60. Malla MechanicalMultiphysics



Fuente: Autores

Luego se colocaron las cargas, y el soporte en el aro trasero del Habitáculo del piloto rigido a lo establecido por la normativa del SENA. Figura 61.

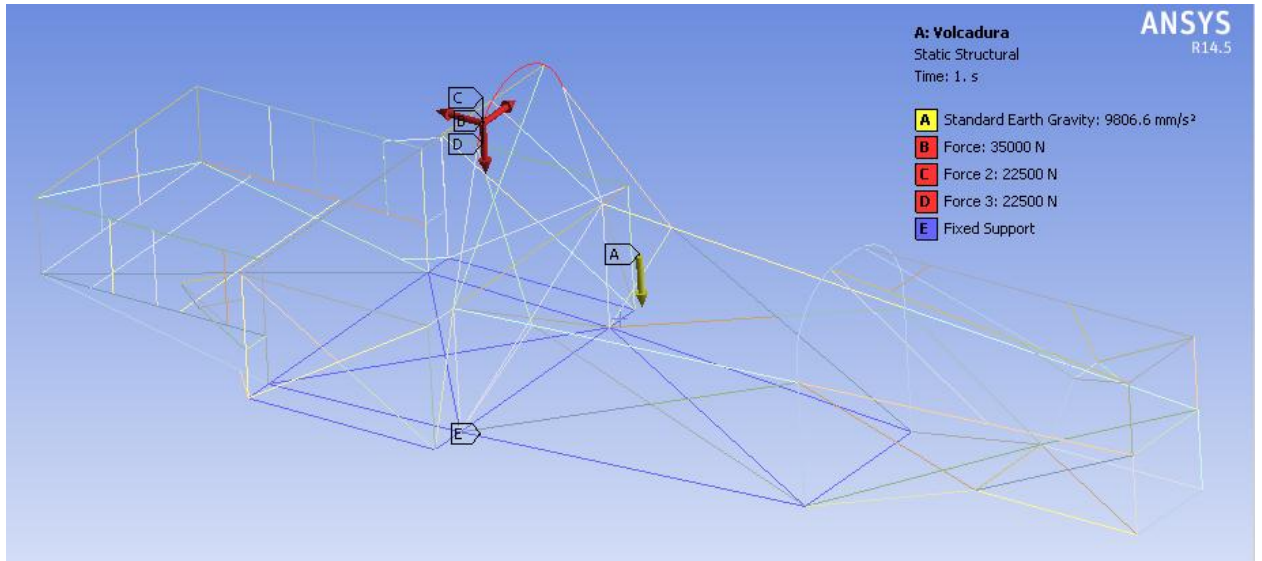
Figura 61. Insertar Fuerzas MechanicalMultiphysics



Fuente: Autores

Se aplicaron las fuerzas propuestas en el capítulo 3.2.11 para el aro trasero, obteniendo un sistema de cargas como se ve en la figura 62

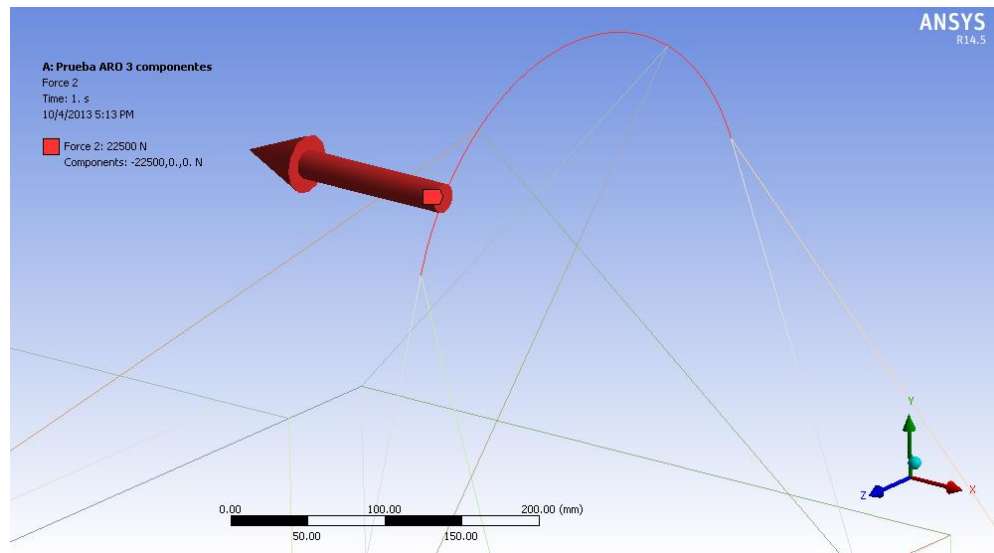
Figura 62. Fuerzas supuesto volcadura MechanicalMultiphysics



Fuente: Autores

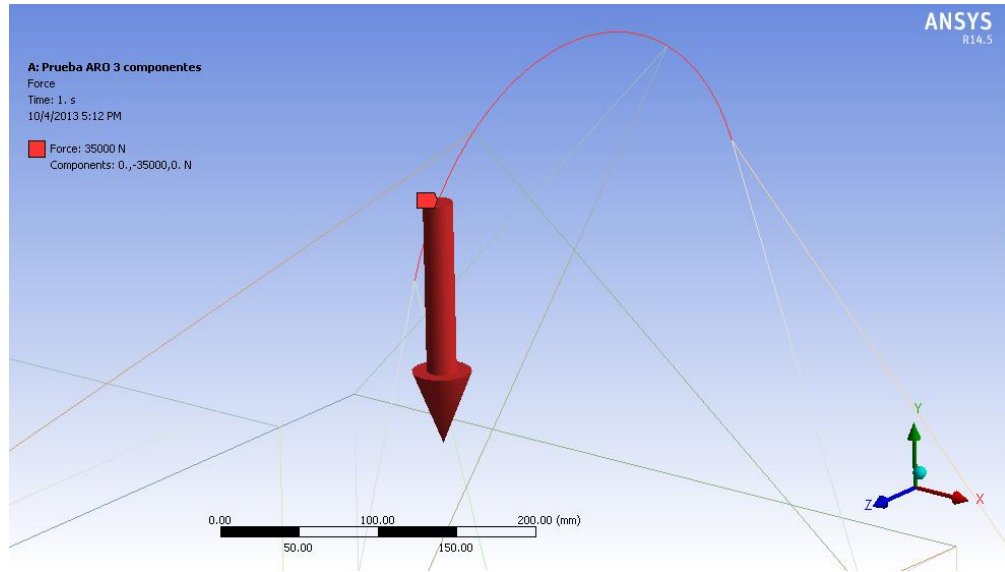
La estructura esta empotrada en la tubería inferior (etiqueta B) y cargas distribuidas en el aro trasero (etiquetas C, D, E) figura 62 así: 22500 N en x figura 63, 35000 N en y figura 64, 22500 N en z figura 65, según lo exigido por la normativa, para un peso de vehículo de 500 Kg.

Figura 63. Fuerza frontal aro trasero eje X, MechanicalMultiphysics



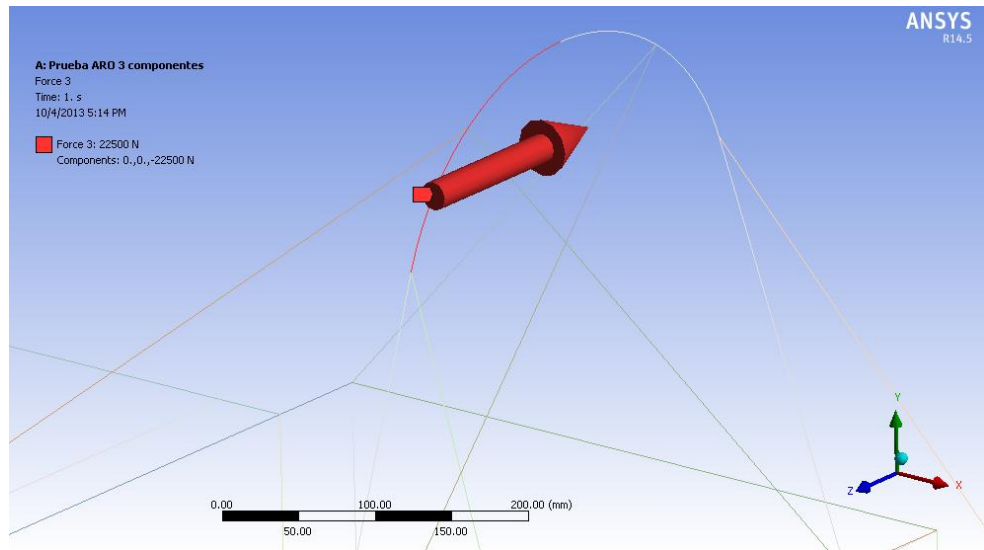
Fuente: Autores

Figura 64. Fuerza vertical aro trasero eje Y, MechanicalMultiphysics



Fuente: Autores

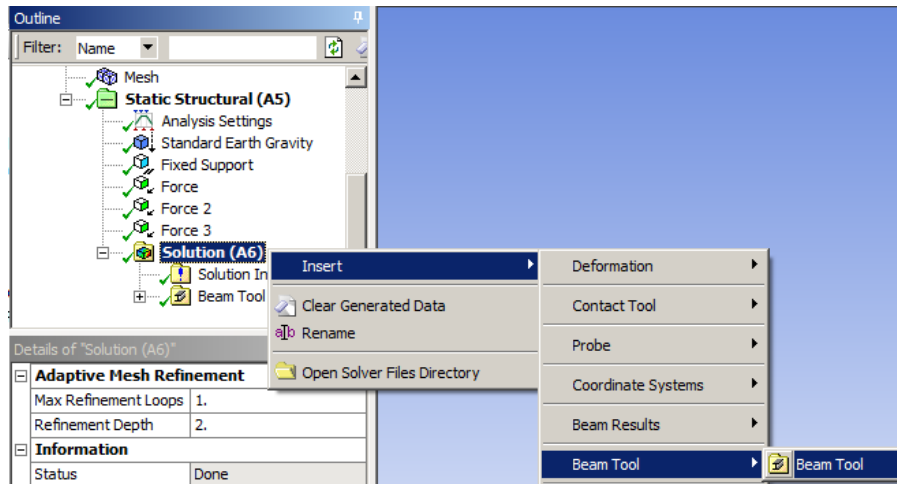
Figura 65. Fuerza lateral aro trasero eje Z, MechanicalMultiphysics



Fuente: Autores

Luego de terminar el modelado de cargas, se corre el programa seleccionando los resultados de la herramienta "BeamTool" figura 66.

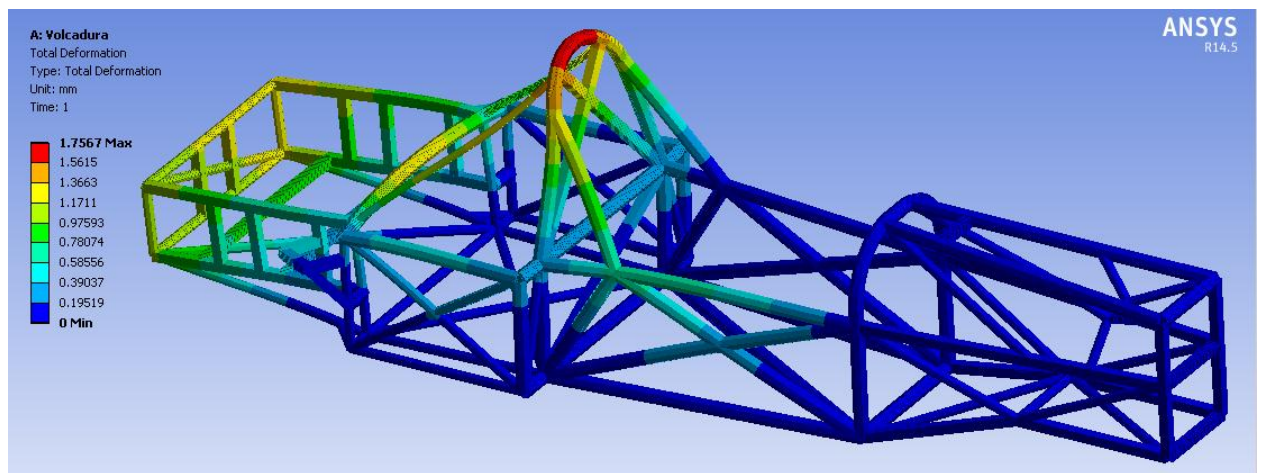
Figura 66. Beam Tool, MechanicalMultiphysics



Fuente: Autores

Obteniendo resultados de deformación Total figura 67, esfuerzos Axiales Figura 68, esfuerzos de flexión Figura 69, esfuerzos combinados Figura 70, entre otros.

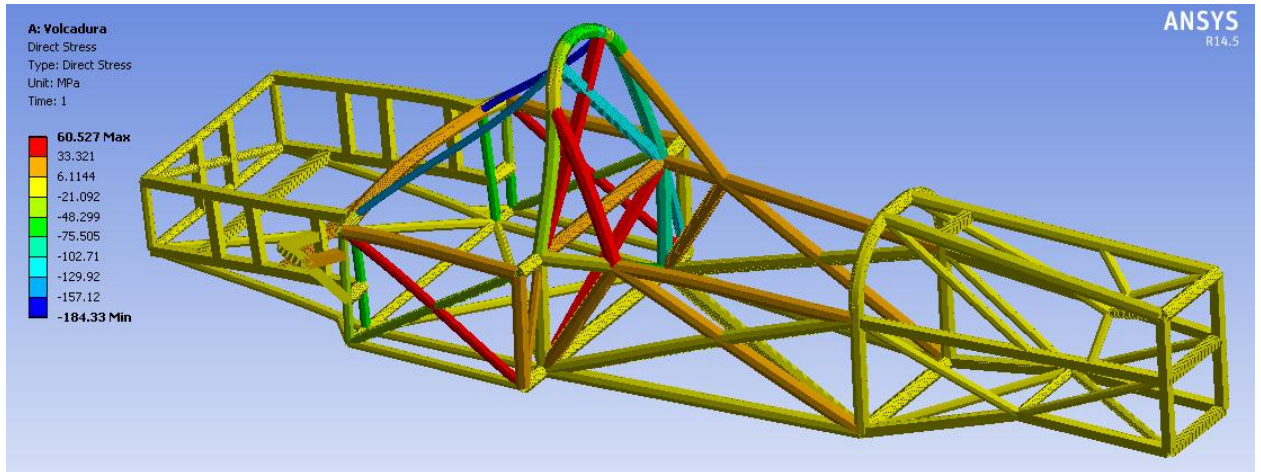
Figura 67. Deformación supuesto volcadura, MechanicalMultiphysics



Fuente: Autores

El Aro presenta una deformación total de 1.76mm en su parte superior, este desplazamiento no presenta ningún problema para el piloto.

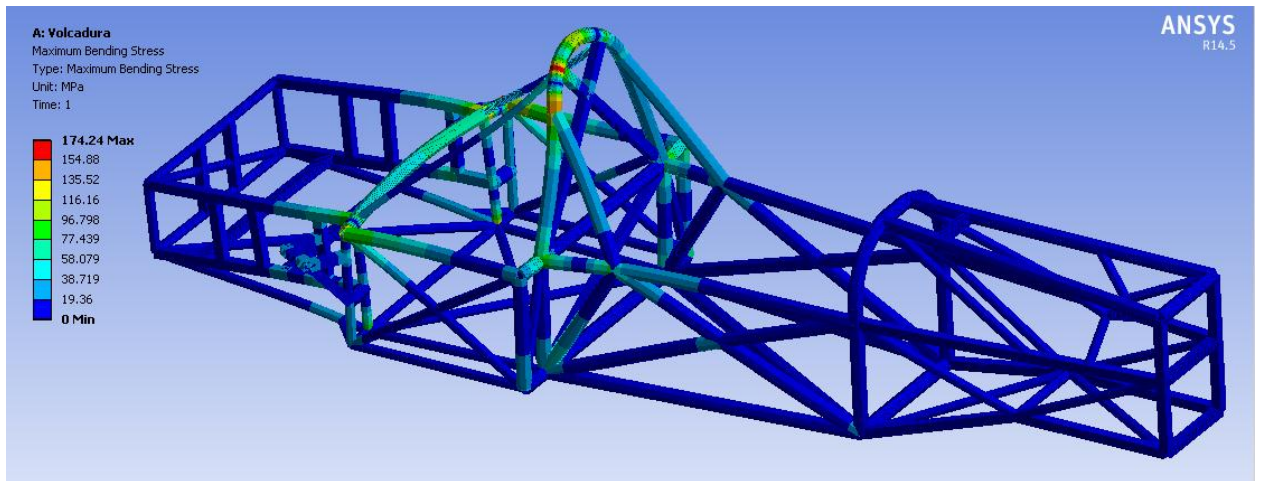
Figura 68. Esfuerzo axial supuesto volcadura, MechanicalMultiphysics



Fuente: Autores

El habitáculo en las barras traseras de soporte del aro trasero presentan un esfuerzo Axial máximo a compresión de 184.33 Mpa. Este esfuerzo no supera el valor de fluencia de 350 Mpa para un acero AISI 1020, cumpliendo con la normativa establecida por el SENA para este análisis.

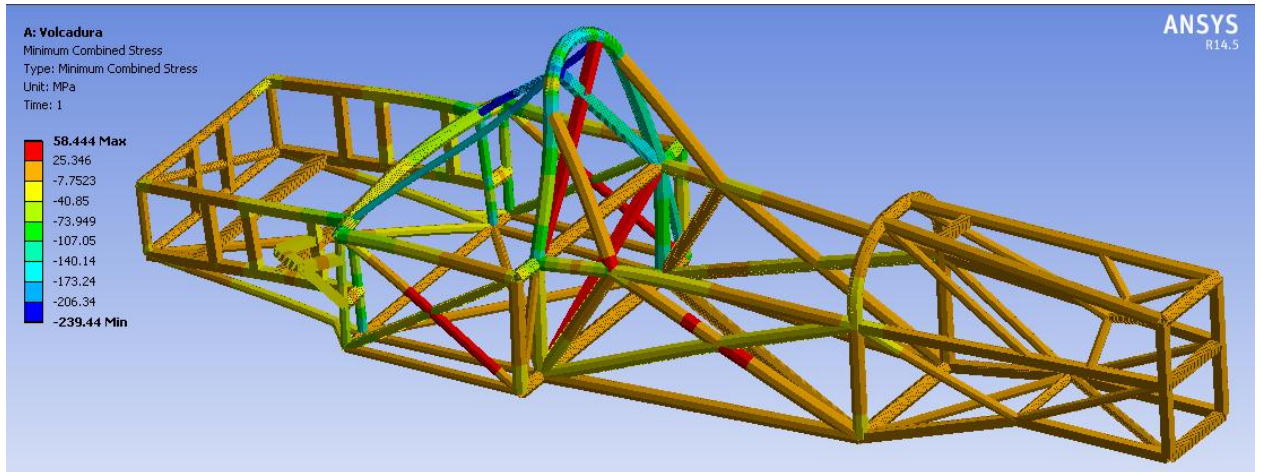
Figura 69. Esfuerzo Flector del supuesto volcadura, MechanicalMultiphysics



Fuente: Autores

El Aro presenta un esfuerzo flector máximo de 174.24Mpa en su parte superior, el cual no supera el valor de fluencia de 350 Mpa para un acero AISI 1020, cumpliendo con la normativa establecida por el SENA para este análisis.

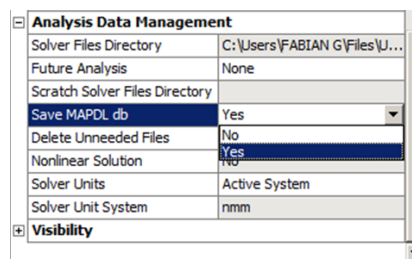
Figura 70. Esfuerzo combinado supuesto volcadura, MechanicalMultiphysics



Fuente: Autores

El Aro presenta un esfuerzo combinado máximo de 239.44 Mpa en su parte superior, el cual no supera el valor de fluencia de 350 Mpa para un acero AISI 1020, cumpliendo con la normativa establecida por el SENA para este análisis. Obtenidos estos resultados se prosigue al Algoritmo de diseño...capítulo 3.2.15... donde según los criterios de diseño, si no necesita cambios para cumplimiento en la normativa o por optimización se prosigue con el segundo paso de análisis. El segundo paso de Análisis en el MAPDL de ANSYS, inicia exportando desde el Workbench al MAPDL como se ve. Figura 71.

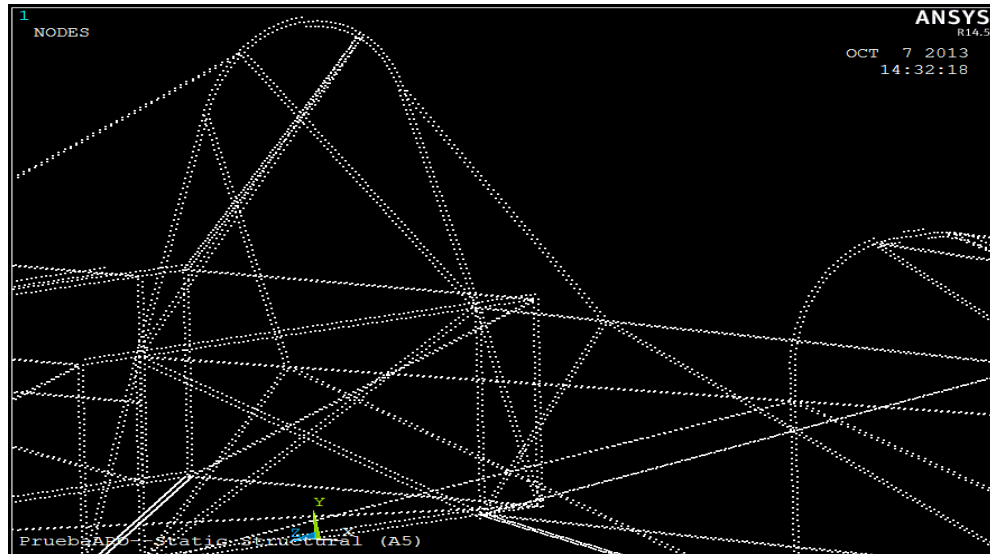
Figura 71. Importar desde el Workbench al MAPDL, MechanicalMultiphysics



Fuente: Autores

La geometría importada del chasis desde el MAPDL de ANSYS puede ser visualizada según sea la comodidad del usuario, en la figura 72 se pueden detallar los nodos de cada elemento.

Figura 72. Importar desde el Workbench al MAPDL, MechanicalMultiphysics

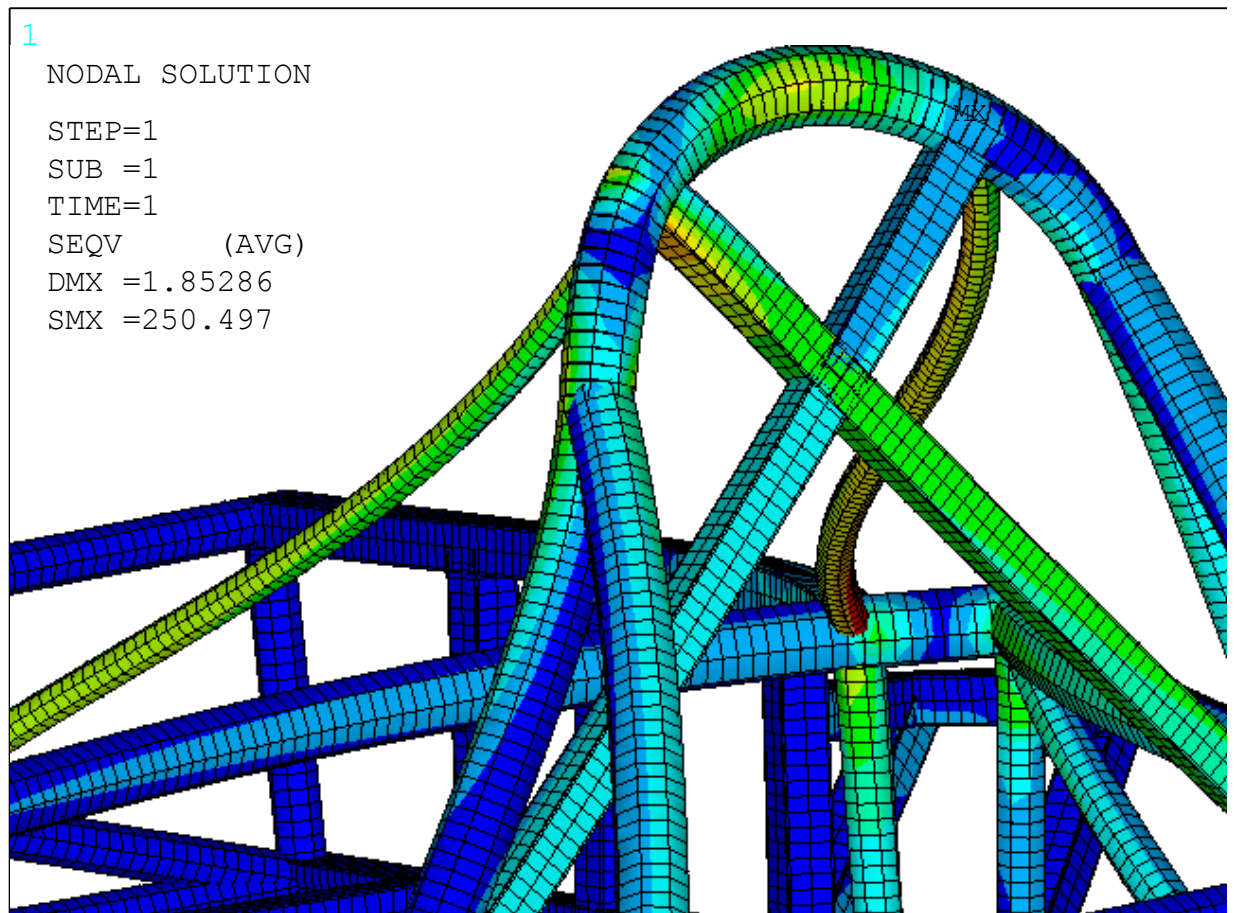


Fuente: Autores

El criterio de mallado se basa en la suposición, que cada una de las barras (tubos) del chasis, se comporta como una viga, que luego se discretiza longitudinalmente obteniendo (5881 Elementos y 17573 nodos) para el caso del chasis. El elemento implementado en el software fue el "Beam188", elemento que nos soporta esta suposición.

Para obtener un análisis más detallado se optó por realizar un refinamiento de las secciones críticas arrojadas por el Workbench para cada supuesto. Para los resultados en cuestión, la criticidad se encuentra en la parte superior del aro trasero. Figura 73.

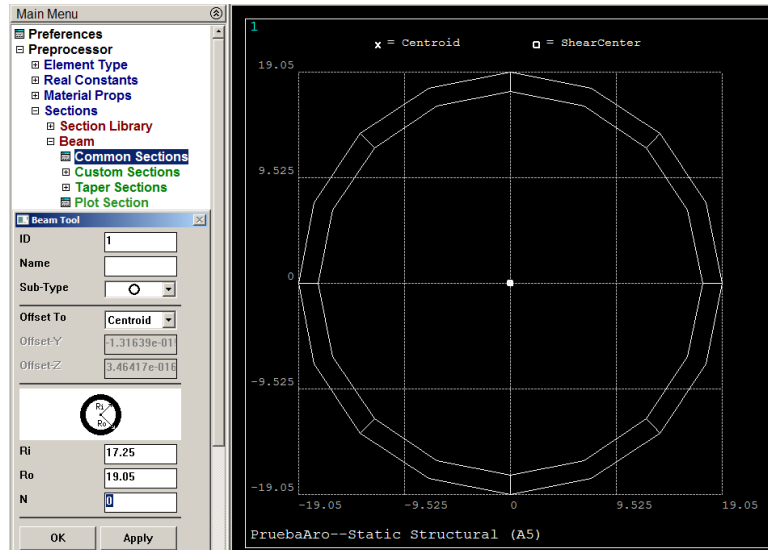
Figura 73. Zona critica aro trasero, Von Mises Mechanical APDL



Fuente: Autores

El refinamiento de estas secciones transversales críticas se modificaron variando un factor "N" que representa el número de divisiones en la dirección angular como se muestra. Figura 74.

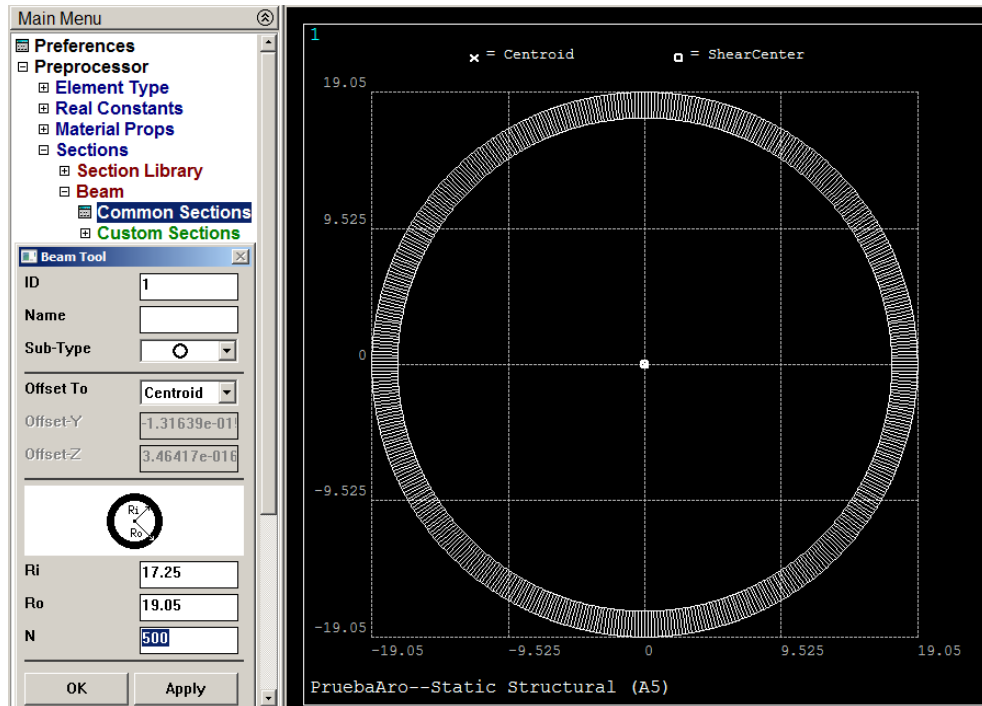
Figura 74. Malla sección transversal MAPDL (sin refinar)



Fuente: Autores

Como resultado de variar este factor N, se obtiene un refinamiento de la sección transversal como se muestra en la figura 75.

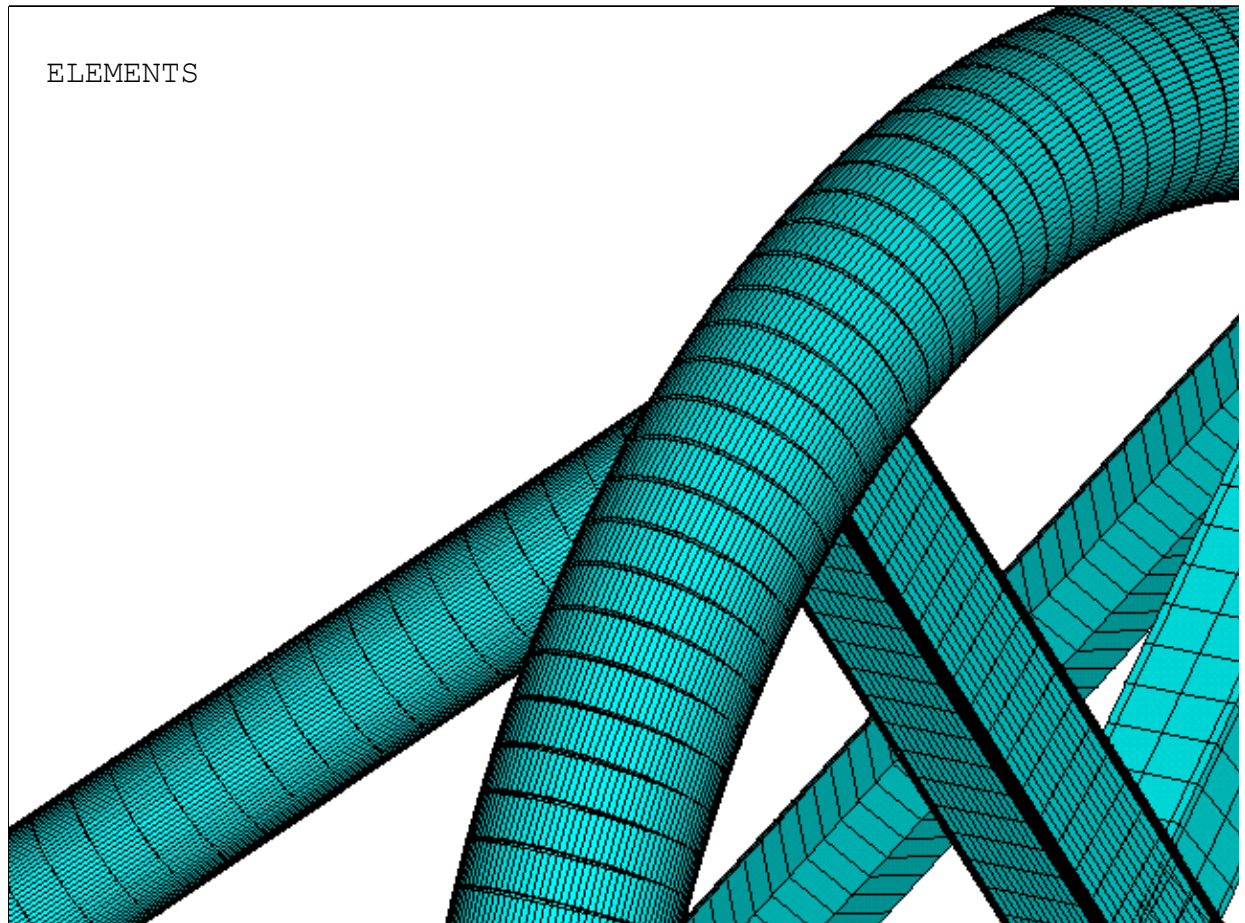
Figura 75. Malla sección transversal MAPDL (refinada)



Fuente: Autores

Se realizó este tipo de refinamiento para las secciones transversales críticas, obteniendo una discretización así, figura 76.

Figura 76. Zona critica aro trasero, Refinada APDL



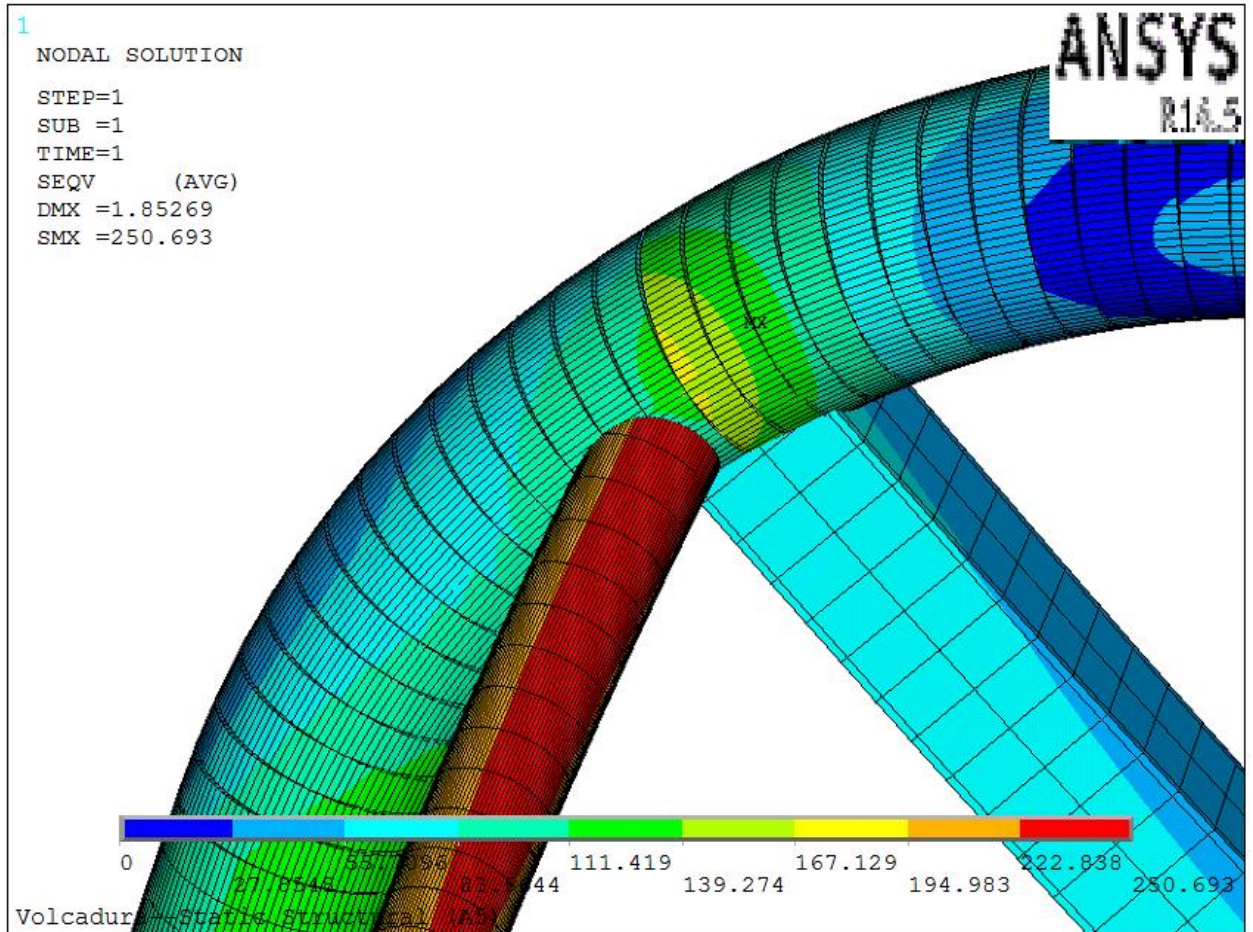
Fuente: Autores

Realizadas estas modificaciones se prosigue a solucionar y leer los resultados.

El MAPDL de ANSYS tiene una herramienta para visualizar los esfuerzos necesarios para análisis según diferentes criterios.

Para determinar los esfuerzos estáticos permisibles en el chasis FSO2e descritos en la sección 3.2.5. Según la teoría de la máxima energía de distorsión (criterio de Von Mises), se obtuvo un esfuerzo equivalente máximo de 250.69Mpa como se muestra, Ver figura 77.

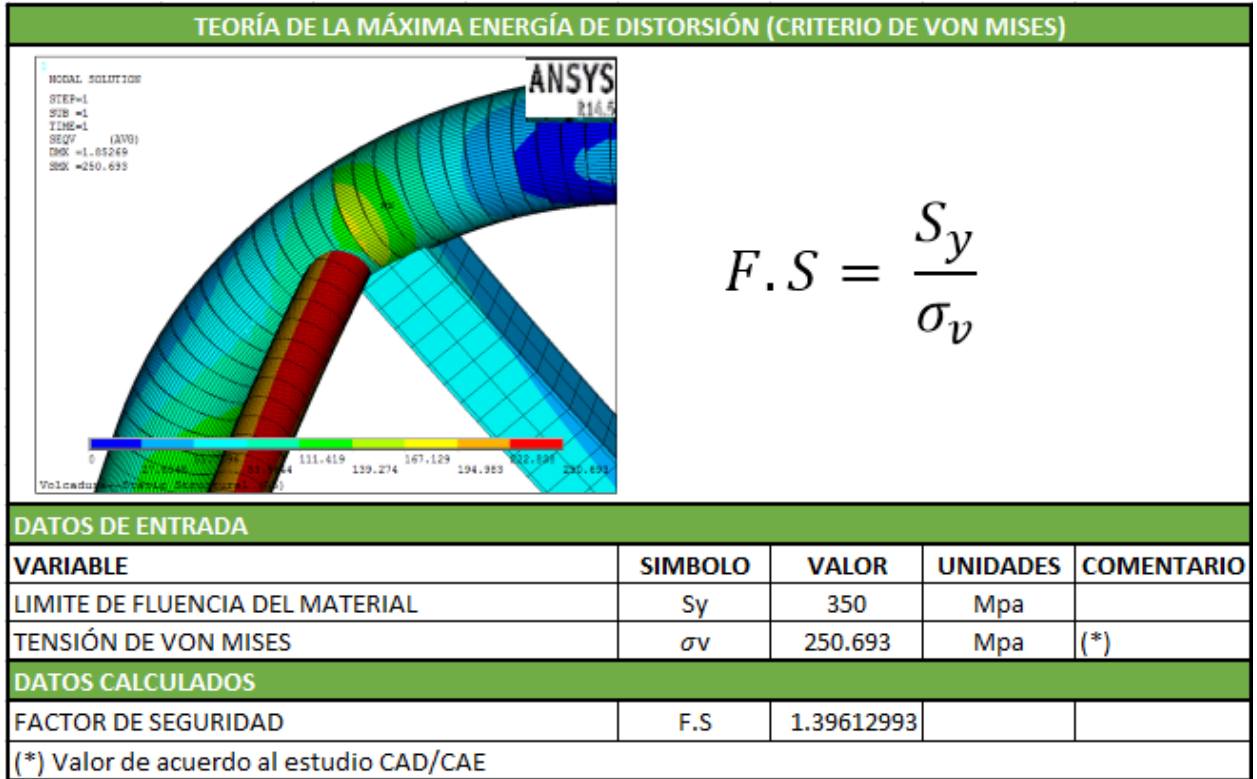
Figura 77. Esfuerzo equivalente máximo supuesto volcadura, Von Mises APDL



Fuente: Autores

Resultado exitoso, ya que un esfuerzo equivalente máximo de 250.69Mpa ($\sigma_{Von Mises}$...sección 3.2.5.2...) no supera la fluencia de 350Mpa para un acero AISI 1020, cumpliendo con la normativa establecida por el SENA para este análisis. Se obtuvo un factor de seguridad de 1.39 como se muestra en la tabla 6

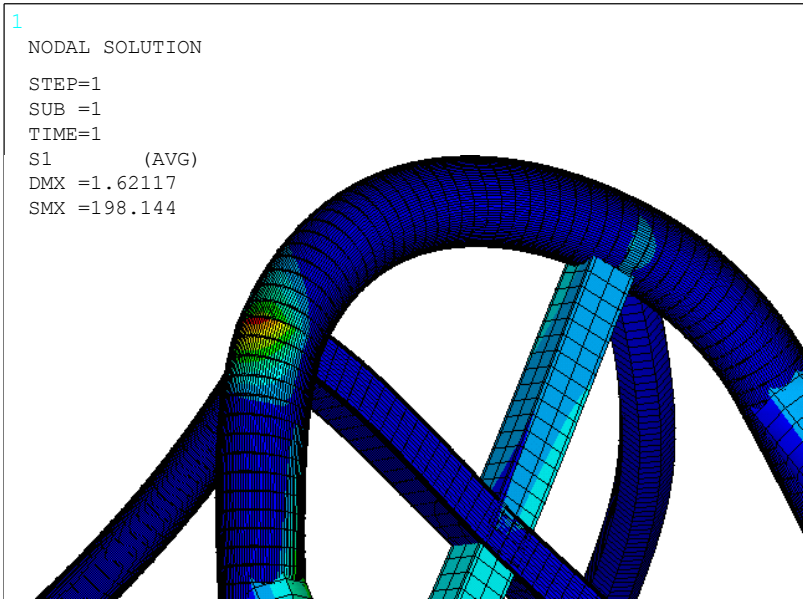
Tabla 6. Calculo factor de seguridad supuesto volcadura según criterio de Von Mises



Fuente: Autores

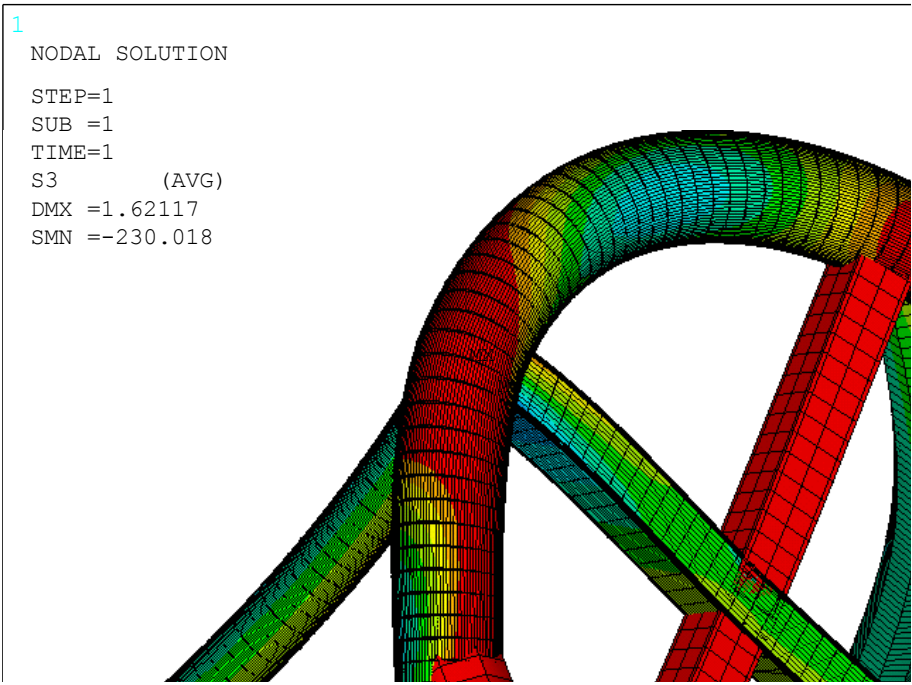
El MAPDL de ANSYS arroja diferentes resultados como, el primer (Ver Figura 78) y tercer (Ver figura 79) esfuerzo principal que representan la mayor y la menor tensión principal sucesivamente.

Figura 78. Punto crítico supuesto volcadura, Primer esfuerzo principal APDL



Fuente: Autores

Figura 79. Punto crítico supuesto volcadura, Tercer esfuerzo principal APDL

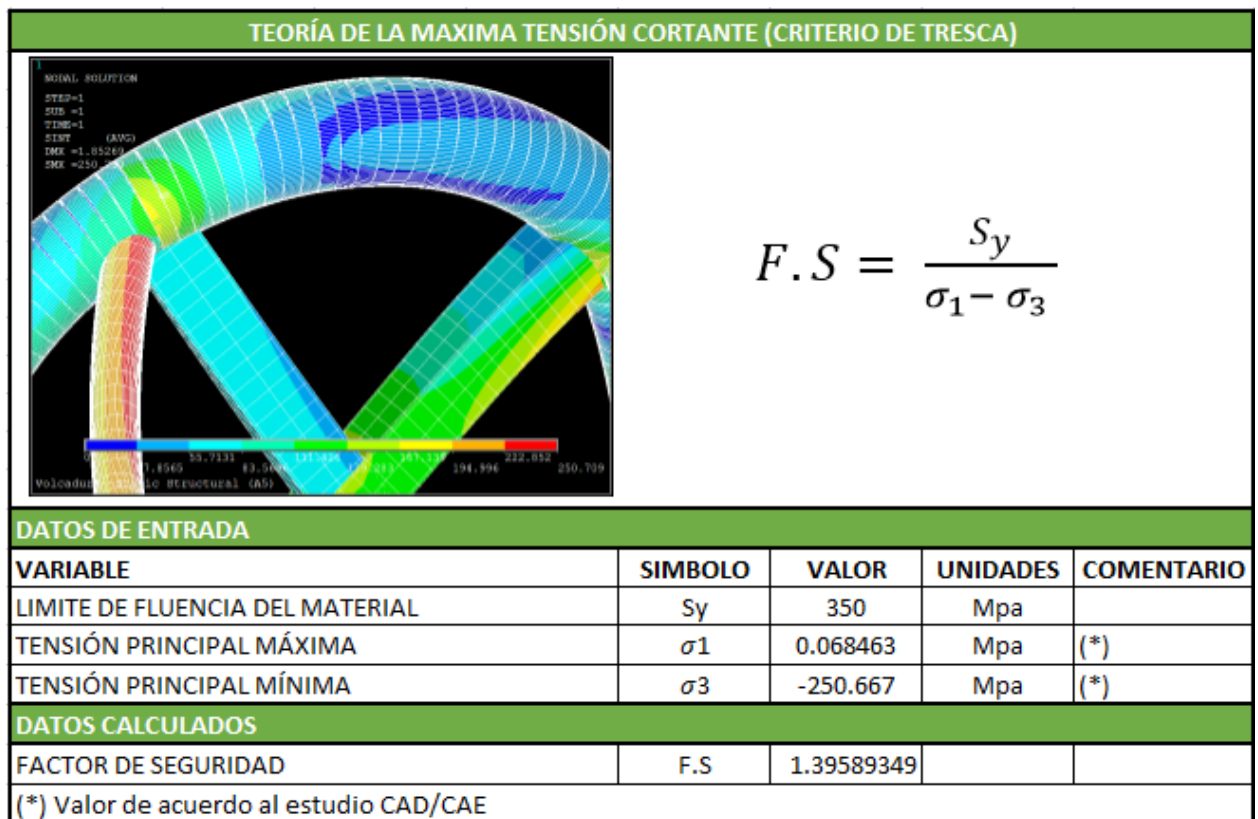


Fuente: Autores

Estos esfuerzos son necesarios para el cálculo de la tensión cortante máxima en un punto considerado, según la teoría de la máxima tensión cortante (criterio de Tresca) descrito en la sección 3.2.5.1.

Este resultado, ANSYS lo arroja como "stress intensity". Se obtuvo un resultado exitoso, ya que la tensión cortante máxima (τ_{max} ...sección 3.2.5.1...) en el punto crítico fue de 115.26Mpa muy por debajo del límite de fluencia medio ($S_y/2$...sección 3.2.5.1...) del material establecido para este análisis, cumpliendo con la normativa establecida por el SENA. Se obtuvo un factor de seguridad de 1.39 como se muestra en la tabla 7.

Tabla 7. Calculo factor de seguridad supuesto volcadura según criterio de Tresca



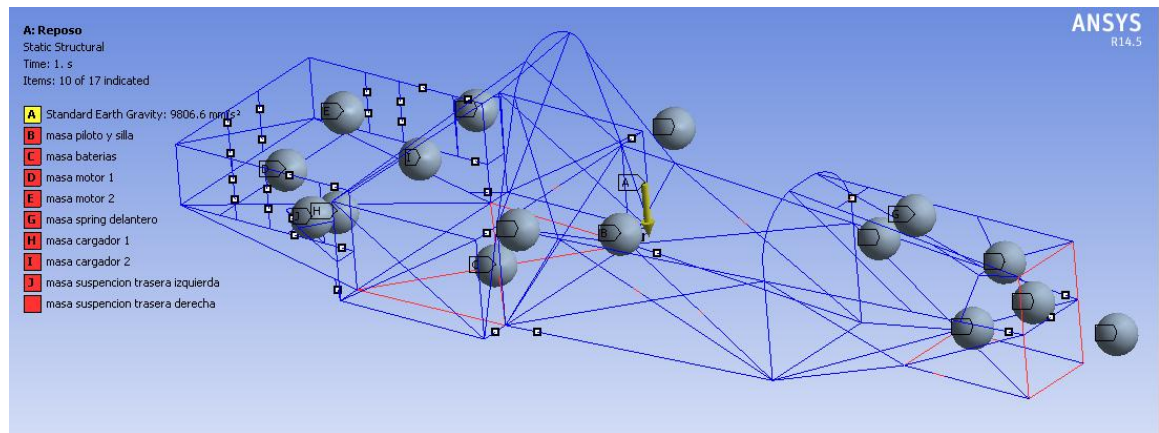
Fuente: Autores

El habitáculo fue construido en tubería de fuselaje AISI 4130 con un límite de fluencia de 517Mpa. Se obtuvo un factor de seguridad de 2.06 para el supuesto volcadura con este material.

3.3.5. Supuesto Reposo (ANSYS)

Se aplicaron las cargas propuestas en el capítulo 3.2.7 en el chasis, obteniendo un sistema de cargas como se ve en la figura 80.

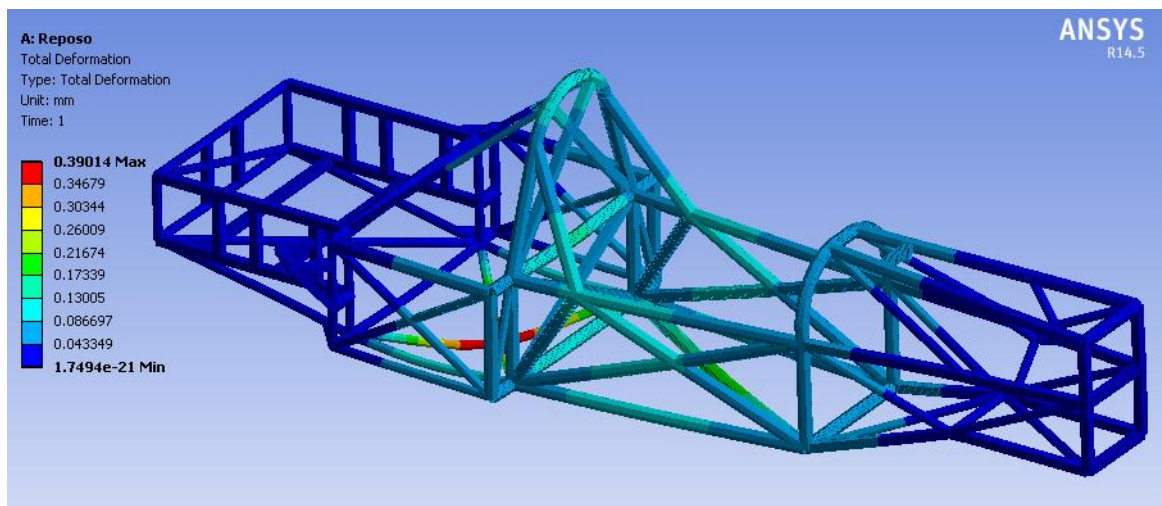
Figura 80. Cargas supuesto reposo MechanicalMultiphysics



Fuente: Autores

Obteniendo resultados de deformación Total Figura 81, esfuerzos Axiales Figura 82, esfuerzos de flexión Figura 83, esfuerzos combinados Figura 84, entre otros.

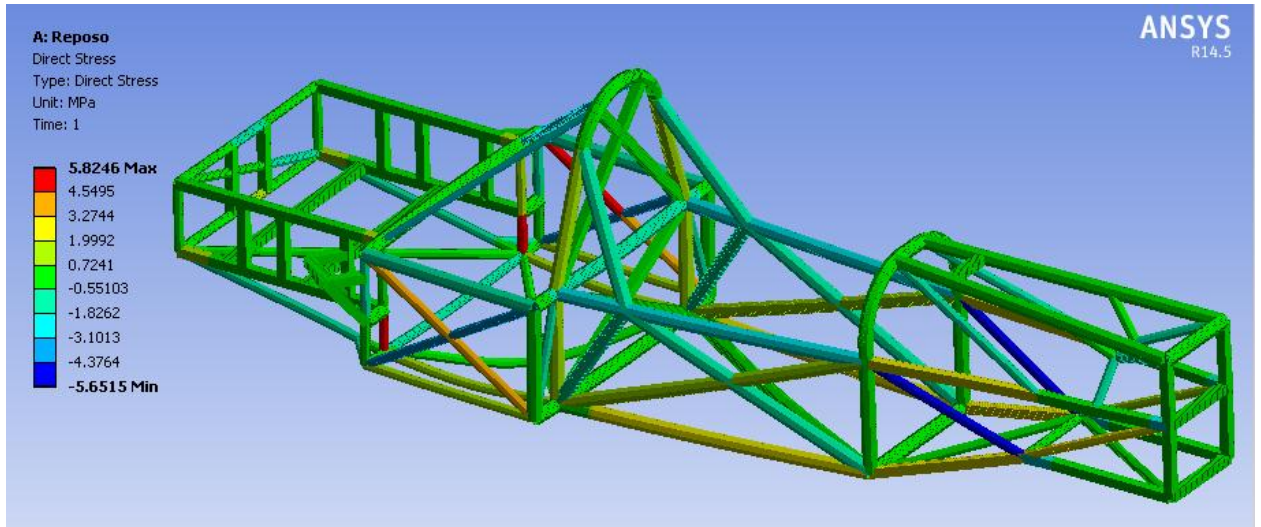
Figura 81. Deformación supuesto reposo, MechanicalMultiphysics



Fuente: Autores

El Chasis presenta una deformación total máxima de 0.39mm en las barras inferiores que soportan el peso de las baterías.

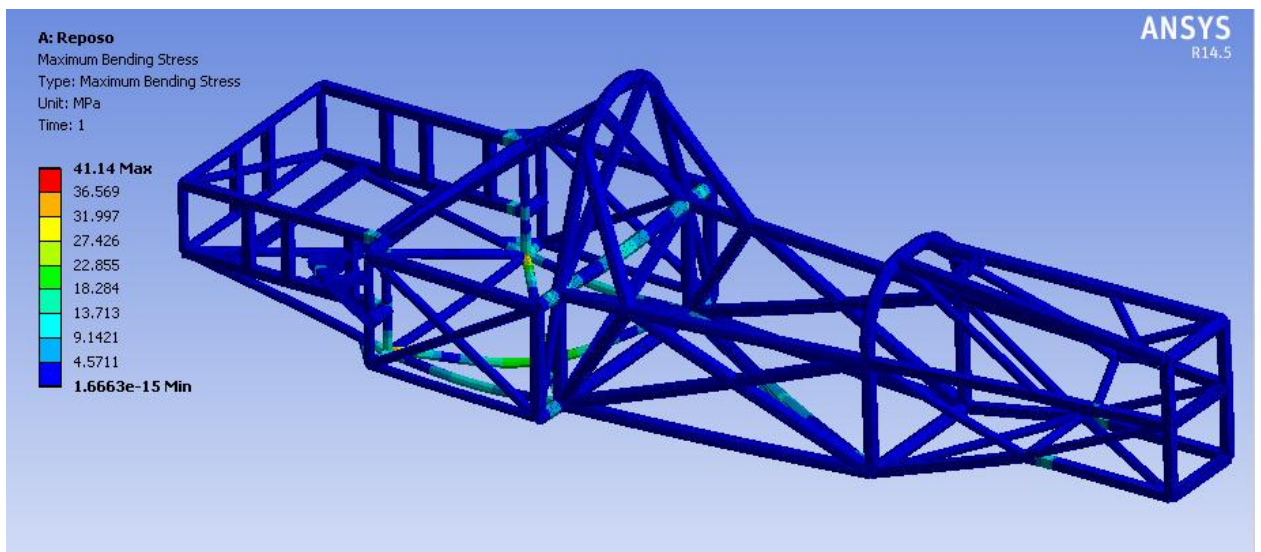
Figura 82. Esfuerzo axial supuesto reposo, MechanicalMultiphysics



Fuente: Autores

El chasis presenta un esfuerzo Axial máximo de 5.82 Mpa, el cual está muy lejos de superar el valor de fluencia de 517 Mpa para el acero AISI 4130 seleccionado.

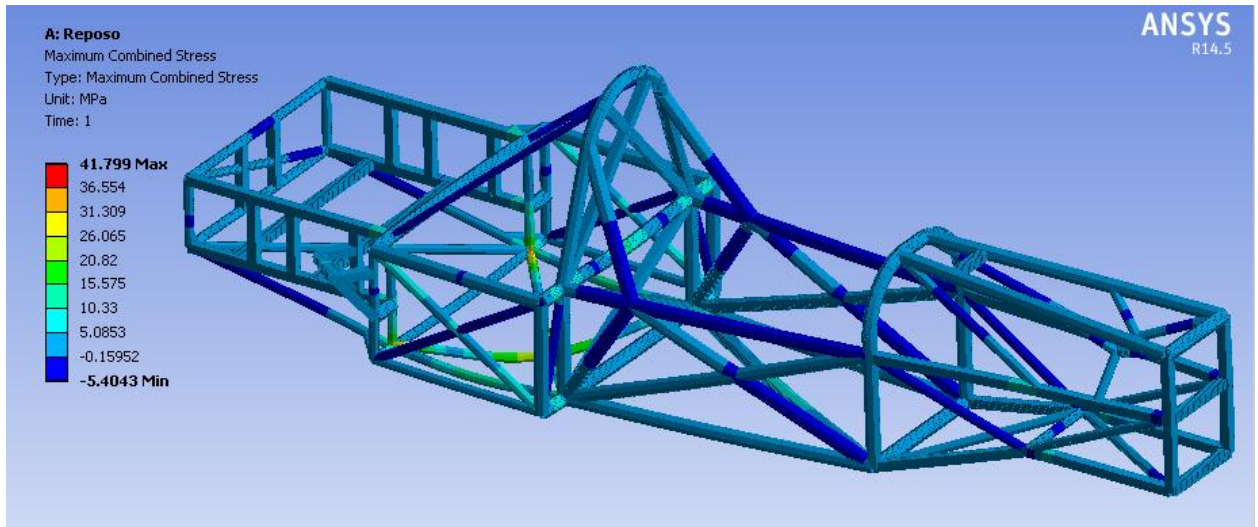
Figura 83. Esfuerzo Flector supuesto reposo, MechanicalMultiphysics



Fuente: Autores

El chasis presenta un esfuerzo flector máximo de 41.1 Mpa en las barras inferiores que soportan el peso de las baterías, el cual no supera el valor de fluencia de 517 Mpa para el acero AISI 4130 seleccionado.

Figura 84. Esfuerzo combinado supuesto reposo, Mechanical Multiphysics

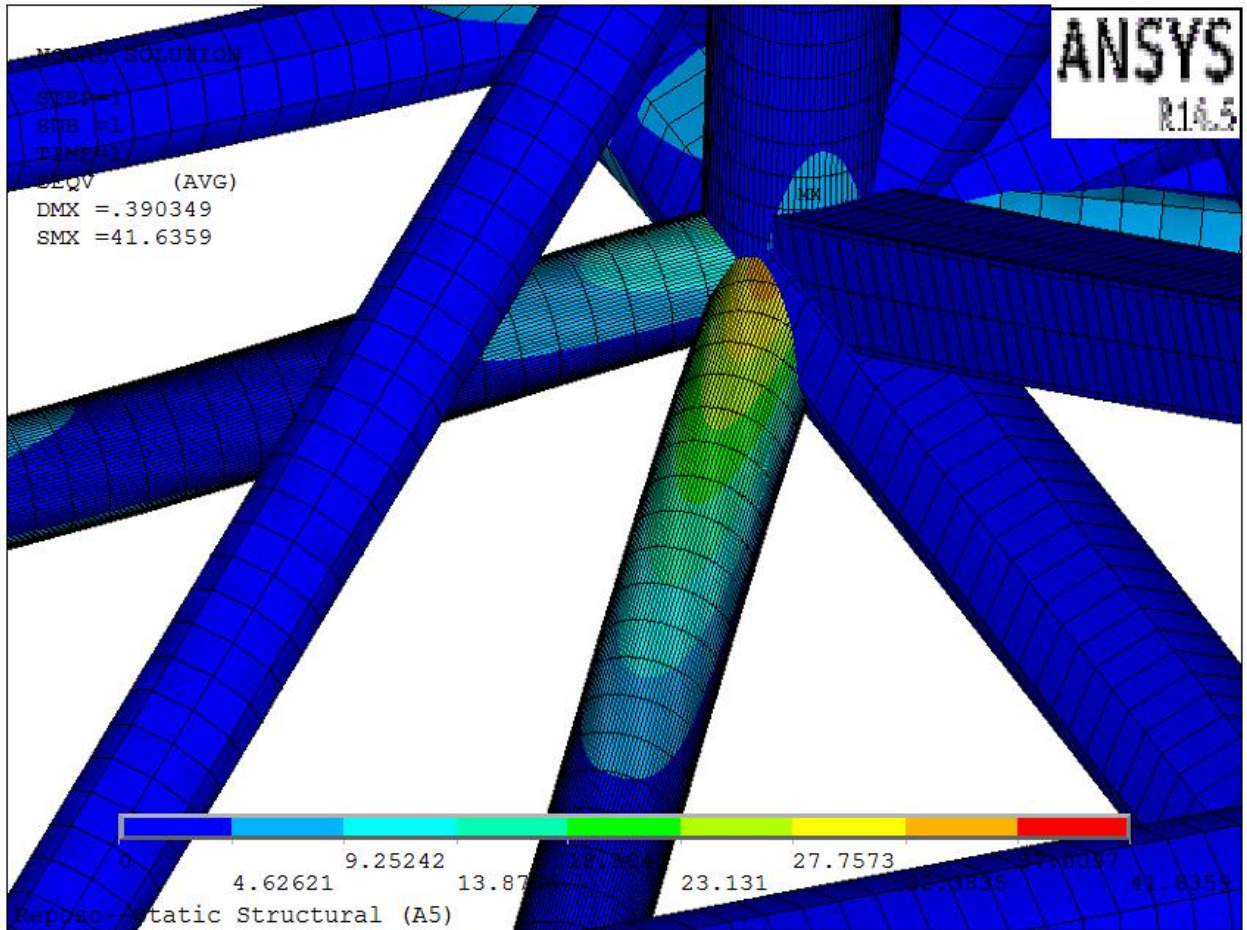


Fuente: Autores

El chasis presenta un esfuerzo combinado máximo de 41.79Mpa en las barras inferiores que soportan el peso de las baterías, el cual no supera el valor de fluencia de 517 Mpa para el acero AISI 4130 seleccionado.

Según la teoría de la máxima energía de distorsión (criterio de Von Mises), se obtuvo un esfuerzo equivalente máximo de 41.64Mpa como se muestra, Ver figura 85.

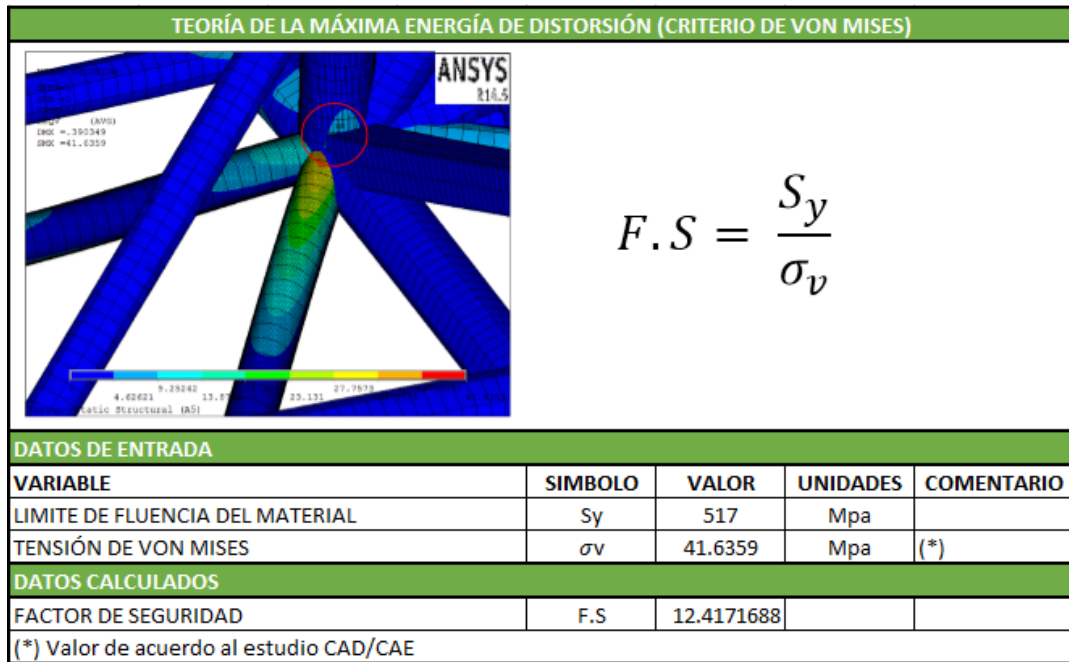
Figura 85. Esfuerzo equivalente máximo supuesto reposo, Von Mises APDL



Fuente: Autores

Resultado exitoso, ya que un esfuerzo equivalente máximo de 41.64Mpa ($\sigma_{Von Mises}$...sección 3.2.5.2...) está muy por debajo del límite de fluencia del material. Se obtuvo un factor de seguridad de 12.4 como se muestra en la tabla 8.

Tabla 8. Calculo factor de seguridad supuesto reposo según criterio de Von Mises

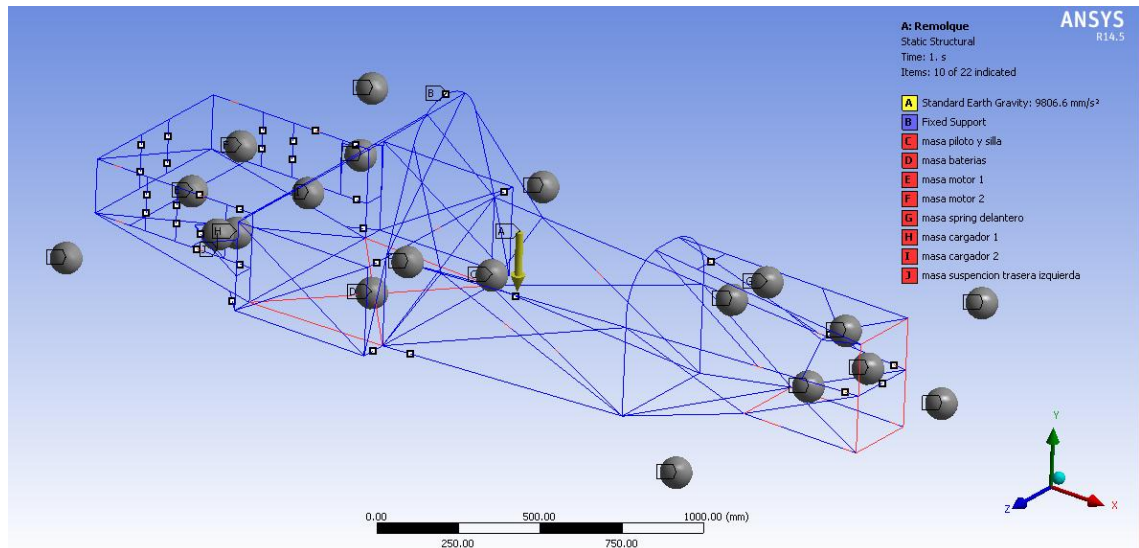


Fuente: Autores

3.3.6. Supuesto Remolque (ANSYS)

Se aplicaron las cargas propuestas en el capítulo 3.2.8 en el chasis, obteniendo un sistema de cargas como se ve en la figura 86.

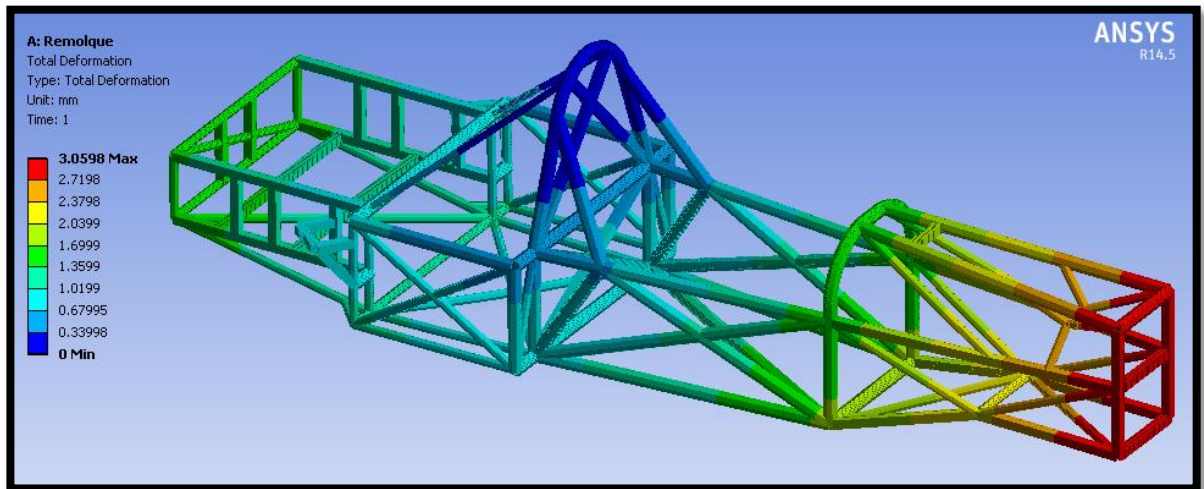
Figura 86. Cargas supuesto remolque MechanicalMultiphysics



Fuente: Autores

Obteniendo resultados de deformación Total Figura 87, esfuerzos Axiales Figura 88, esfuerzos de flexión Figura 89, esfuerzos combinados Figura 90, entre otros.

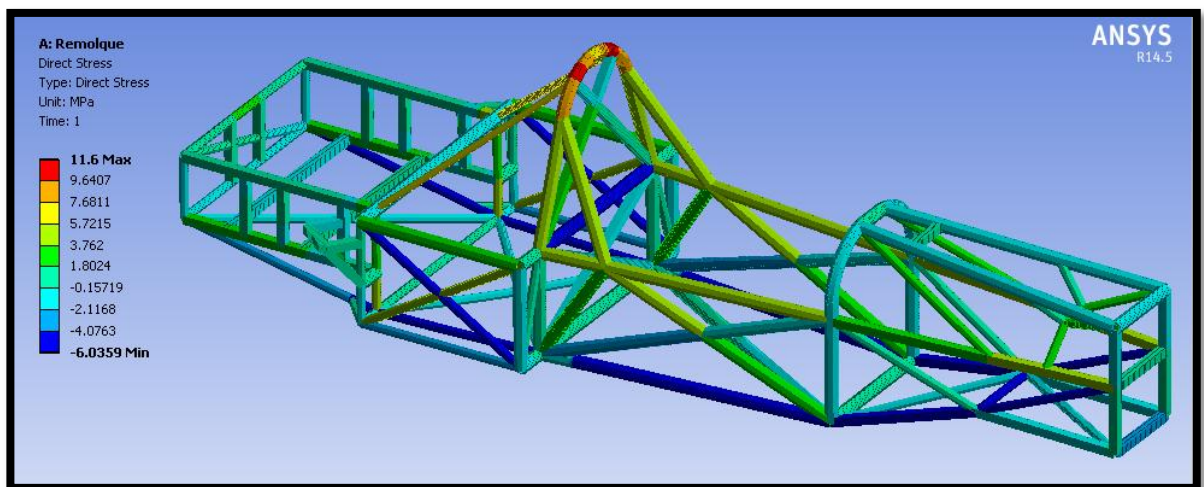
Figura 87. Deformación supuesto remolque, MechanicalMultiphysics



Fuente: Autores

El Chasis presenta una deformación total máxima de 3.1mm.

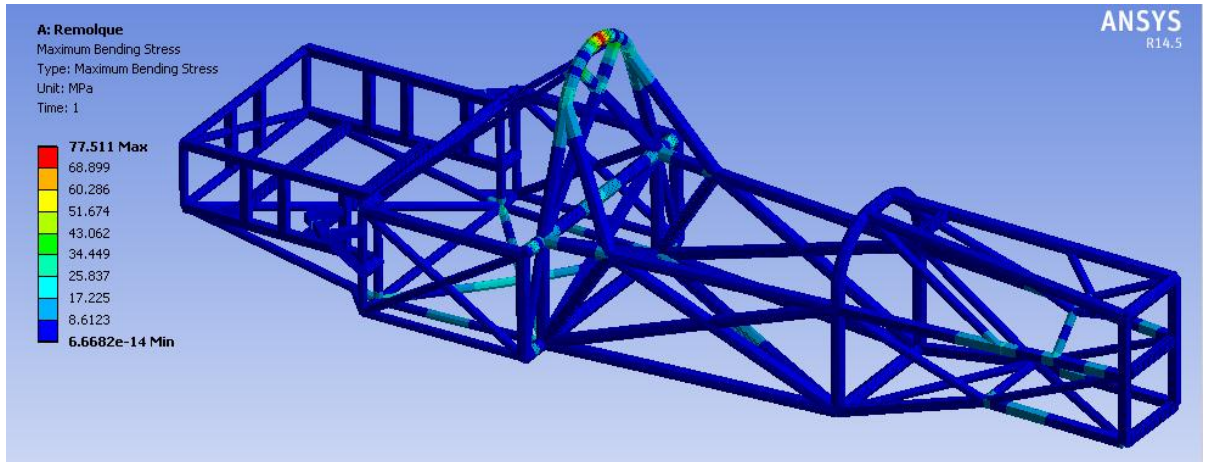
Figura 88. Esfuerzo axial supuesto remolque, MechanicalMultiphysics



Fuente: Autores

El chasis presenta un esfuerzo Axial máximo de 11.6 Mpa en la parte superior del aro trasero, el cual está muy lejos de superar el valor de fluencia de 517 Mpa.

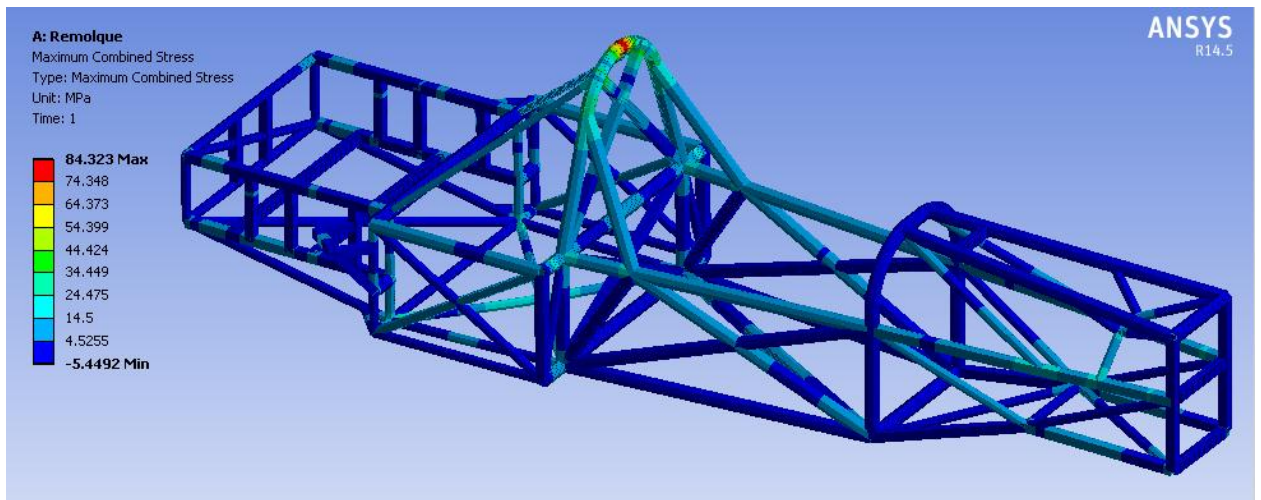
Figura 89. Esfuerzo Flector supuesto remolque, MechanicalMultiphysics



Fuente: Autores

El chasis presenta un esfuerzo flector máximo de 77.51 Mpa en la parte superior del aro trasero, el cual está muy lejos de superar el valor de fluencia de 517 Mpa.

Figura 90. Esfuerzo combinado supuesto remolque, MechanicalMultiphysics

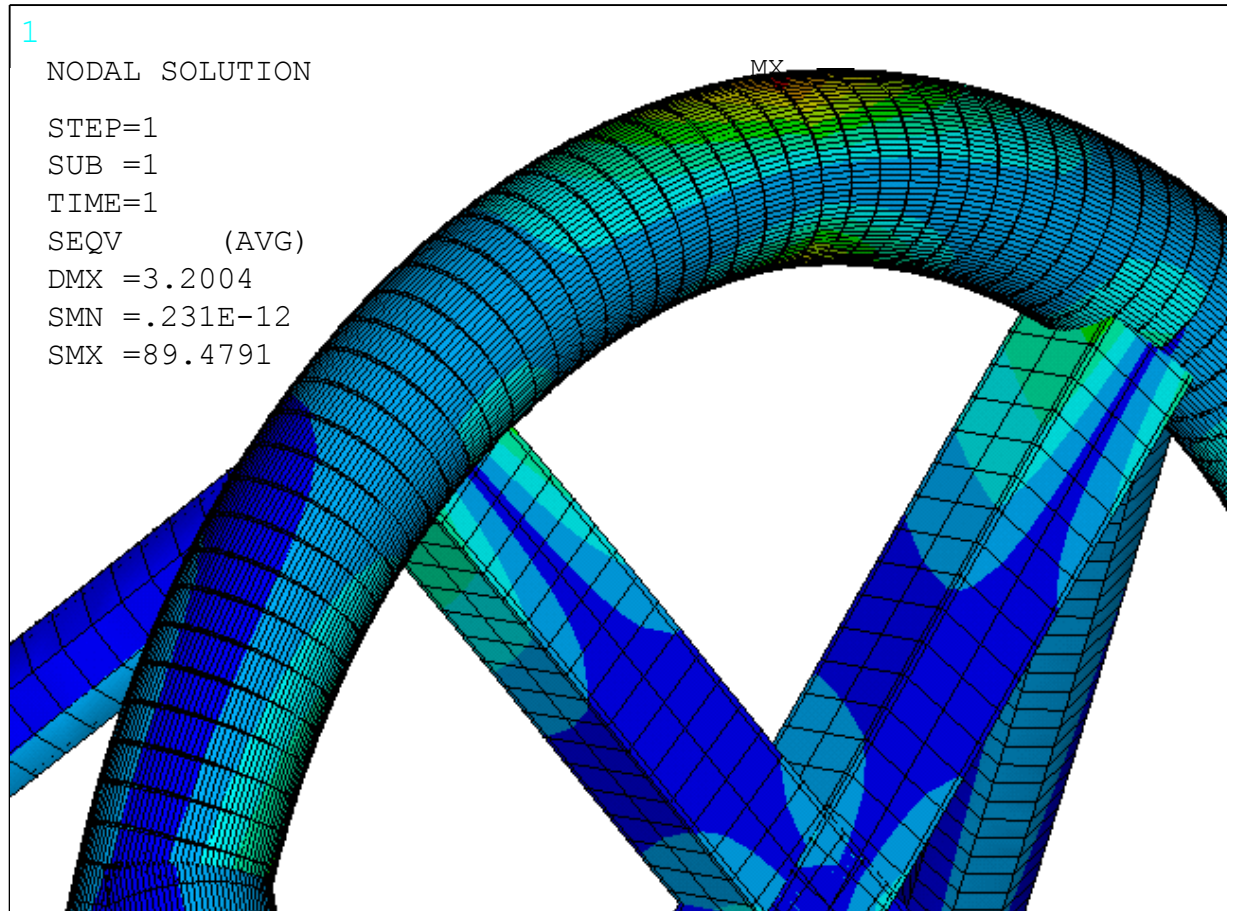


Fuente: Autores

El chasis presenta un esfuerzo combinado máximo de 84.32 Mpa en la parte superior del aro trasero, el cual está muy lejos de superar el valor de fluencia de 517Mpa.

Según la teoría de la máxima energía de distorsión (criterio de Von Mises), se obtuvo un esfuerzo equivalente máximo de 89.48Mpa como se muestra, Ver figura 91.

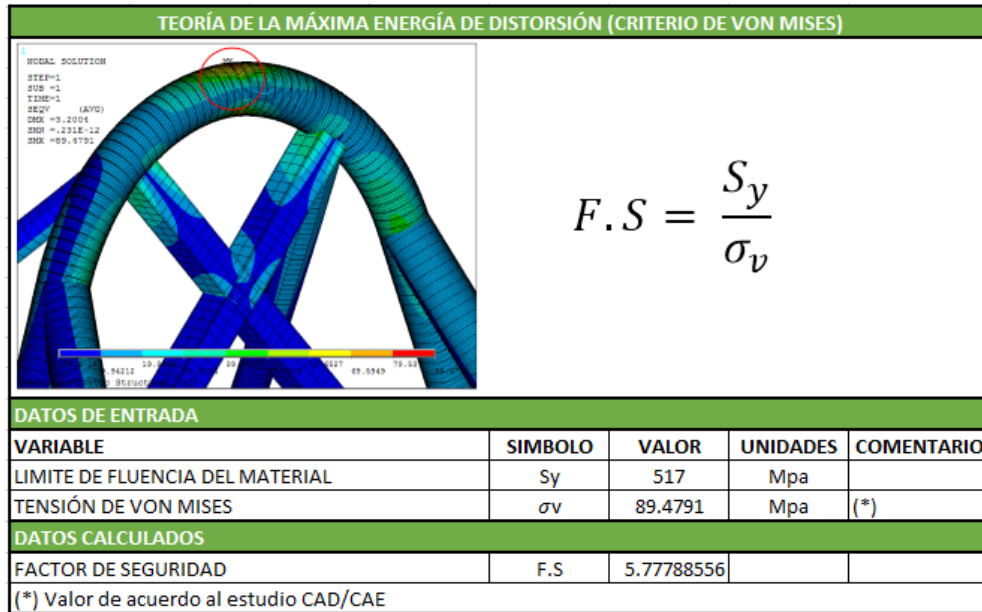
Figura 91. Esfuerzo equivalente máximo supuesto remolque, Von Mises APDL



Fuente: Autores

Resultado exitoso, ya que un esfuerzo equivalente máximo de 89.48Mpa ($\sigma_{Von Mises}$...sección 3.2.5.2.) está muy por debajo del límite de fluencia del material. Se obtuvo un factor de seguridad de 5.7 como se muestra en la tabla 9.

Tabla 9. Calculo factor de seguridad supuesto remolque según criterio de Von Mises

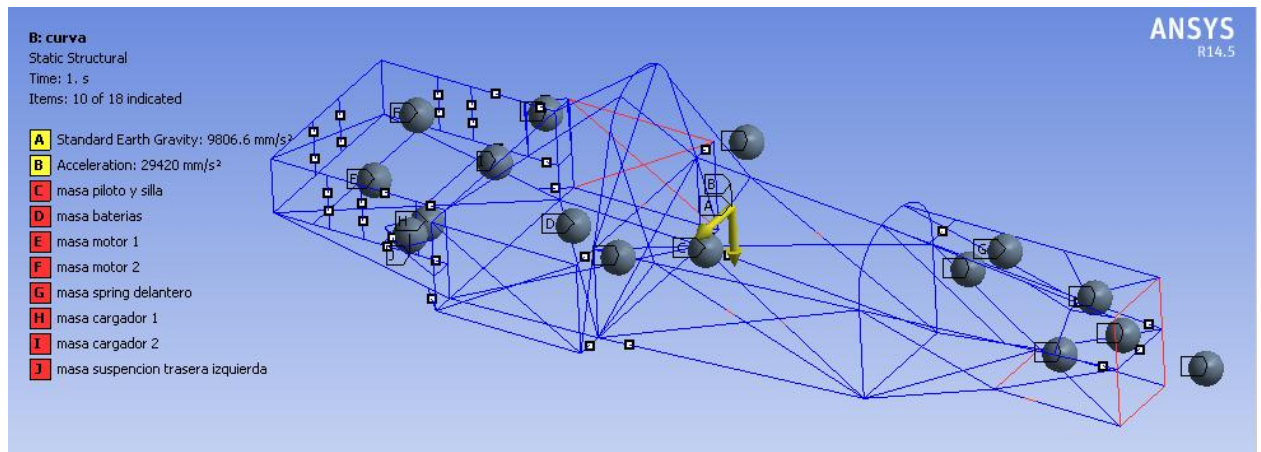


Fuente: Autores

3.3.7. Supuesto Curva (ANSYS)

Se aplicaron las cargas propuestas en el capítulo 3.2.9 en el chasis, obteniendo un sistema de cargas como se ve en la figura 92.

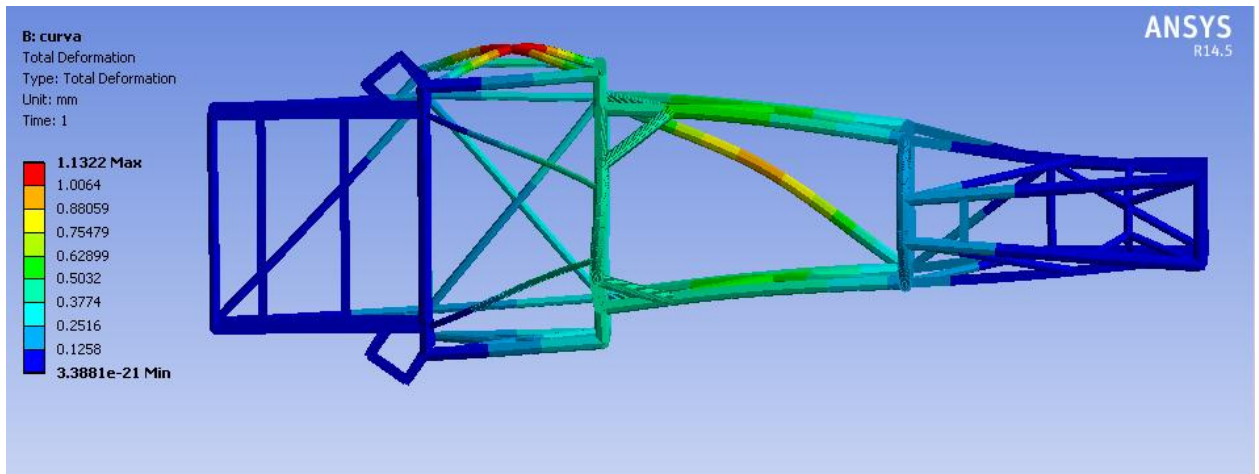
Figura 92. Cargas supuesto curva MechanicalMultiphysics



Fuente: Autores

Obteniendo resultados de deformación total Figura 93, esfuerzos Axiales Figura 94, esfuerzos de flexión Figura 95, esfuerzos combinados Figura 96, entre otros.

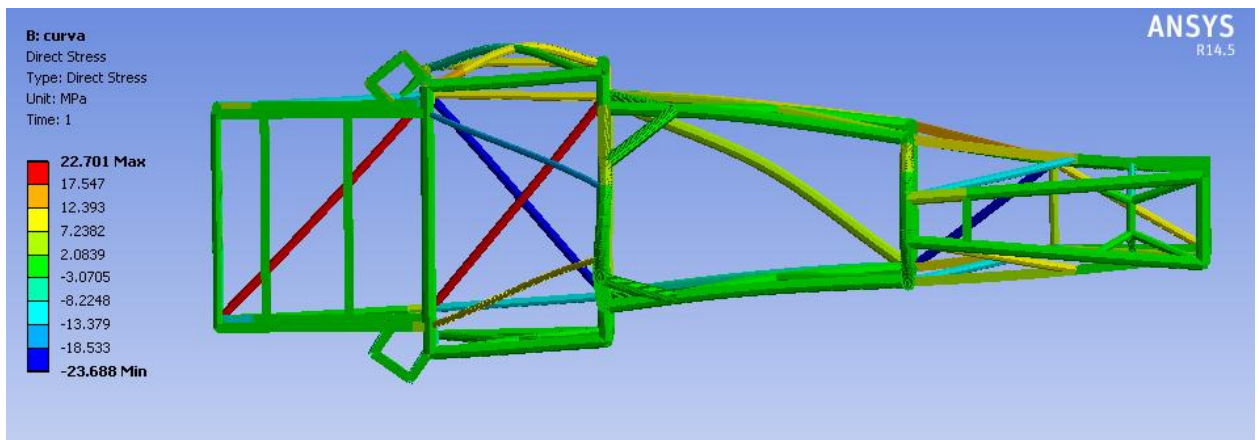
Figura 93. Deformación supuesto curva, MechanicalMultiphysics



Fuente: Autores

Se obtuvo una deformación Total de 1.32mm del lado izquierdo del chasis en la zona donde se encuentran las baterías.

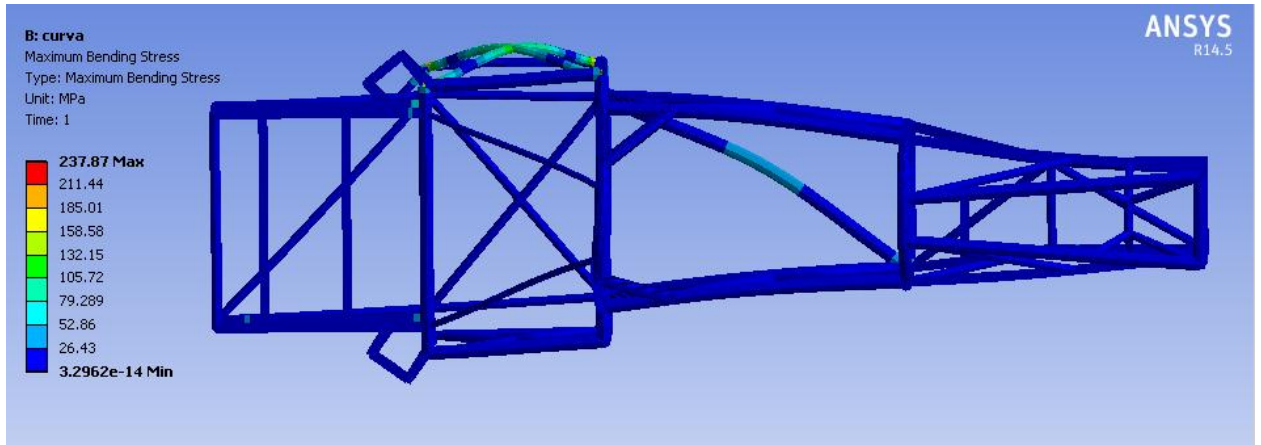
Figura 94. Esfuerzo axial supuesto curva, MechanicalMultiphysics



Fuente: Autores

Chasis presenta un esfuerzo axial máximo a compresión de 23.69Mpa, muy por debajo del límite de fluencia del acero AISI 4130 seleccionado.

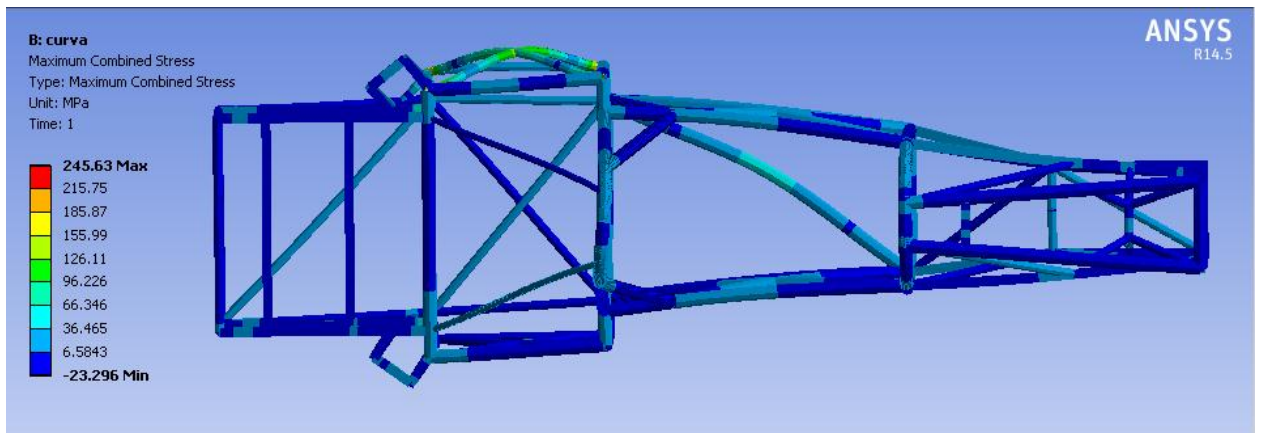
Figura 95. Esfuerzo Flector supuesto curva, MechanicalMultiphysics



Fuente: Autores

El chasis presenta el esfuerzo flector máximo de 237.87Mpa del lado izquierdo del chasis en la zona donde se encuentran las baterías, el cual no supera el valor de fluencia de 517Mpa para el acero AISI 4130 seleccionado.

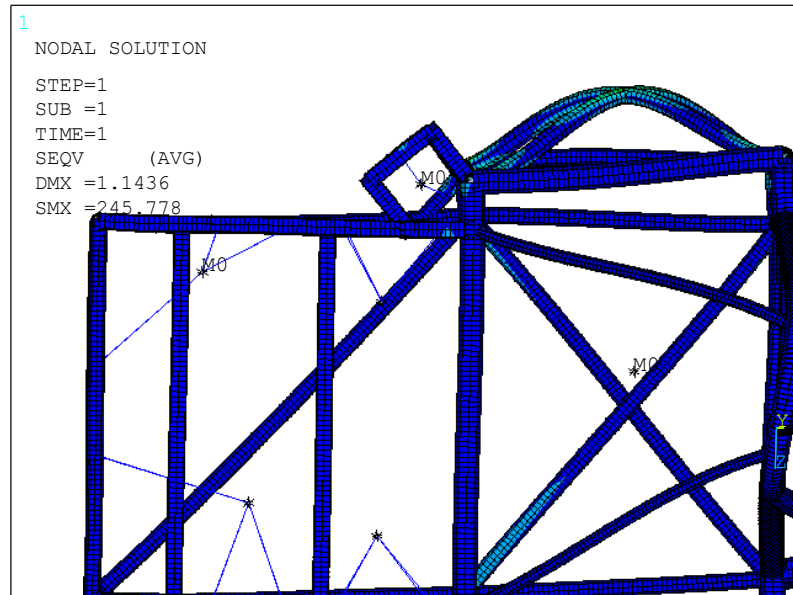
Figura 96. Esfuerzo combinado supuesto curva, MechanicalMultiphysics



Fuente: Autores

El chasis presenta el esfuerzo combinado máximo de 245.63Mpa del lado izquierdo del chasis en la zona donde se encuentran las baterías, el cual no supera el valor de fluencia de 517Mpa para el acero AISI 4130 seleccionado. Según la teoría de la máxima energía de distorsión (criterio de Von Mises), se obtuvo un esfuerzo equivalente máximo de 245.78Mpa como se muestra, Ver figura 97.

Figura 97. Esfuerzo equivalente máximo supuesto curva, Von Mises APDL



Fuente: Autores

Resultado exitoso, ya que un esfuerzo equivalente máximo de 245.78Mpa ($\sigma_{Von Mises}$...Sección 3.2.5.2...) está por debajo del límite de fluencia del material. Se obtuvo un factor de seguridad de 2.1 como se muestra en la tabla 10.

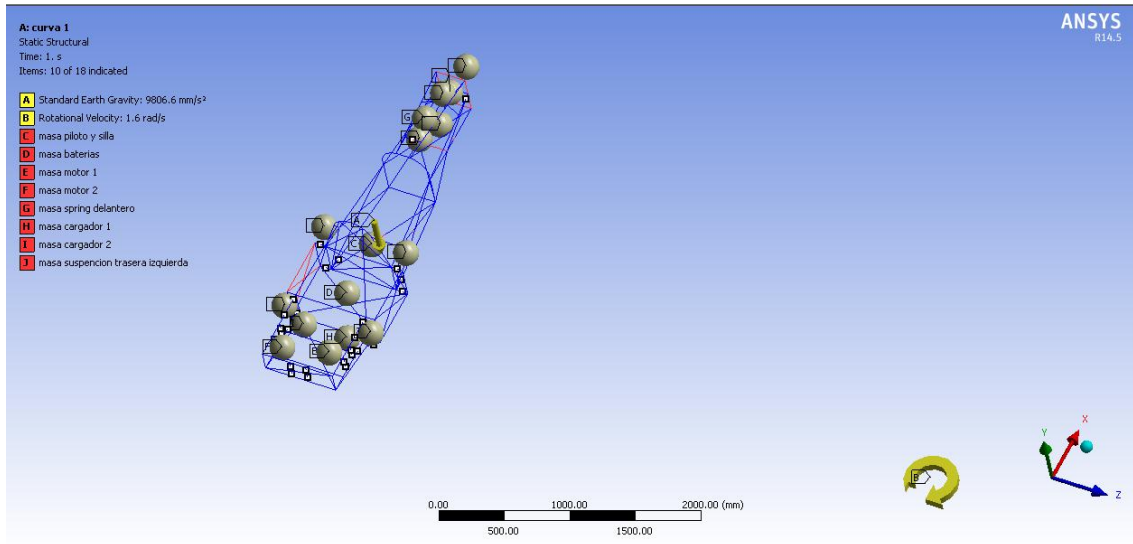
Tabla 10. Calculo factor de seguridad supuesto curva según criterio de Von Mises

TEORÍA DE LA MÁXIMA ENERGÍA DE DISTORSIÓN (CRITERIO DE VON MISES)				
$F.S = \frac{S_y}{\sigma_v}$				
DATOS DE ENTRADA				
VARIABLE	SIMBOLO	VALOR	UNIDADES	COMENTARIO
LIMITE DE FLUENCIA DEL MATERIAL	S_y	517	Mpa	
TENSIÓN DE VON MISES	σ_v	245.778	Mpa	(*)
DATOS CALCULADOS				
FACTOR DE SEGURIDAD	F.S	2.10352432		
(*) Valor de acuerdo al estudio CAD/CAE				

Fuente: Autores

Adicional a este supuesto se planteó el siguiente sistema en ANSYS.

Figura 98. Cargas supuesto curva sistema MechanicalMultiphysics



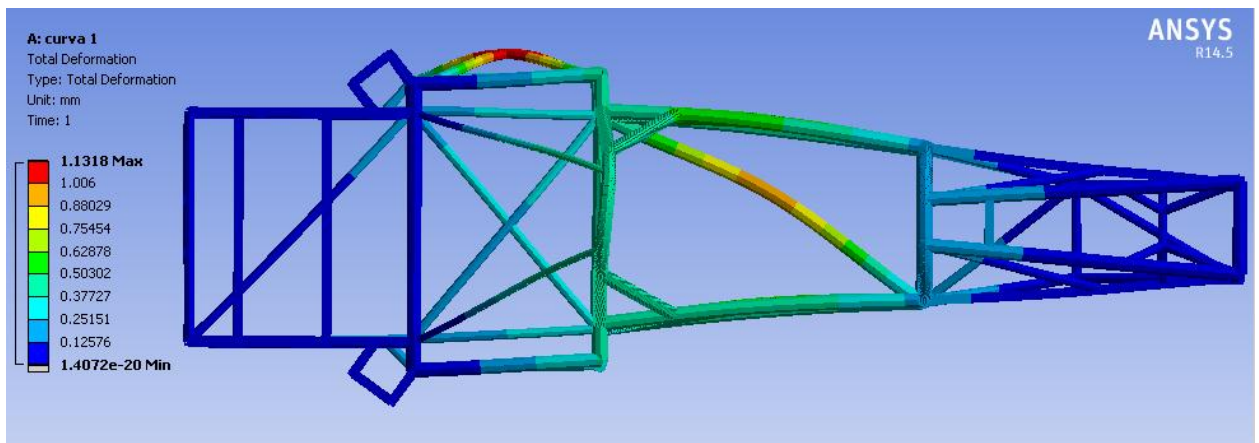
Fuente: Autores

Donde se simula la curva gracias a las herramientas con que cuenta el software.

Siendo la etiqueta B (figura 98), una velocidad angular de 1.71522 rad/s a 10m del centro de gravedad del chasis en dirección lateral (eje z, Figura 98).

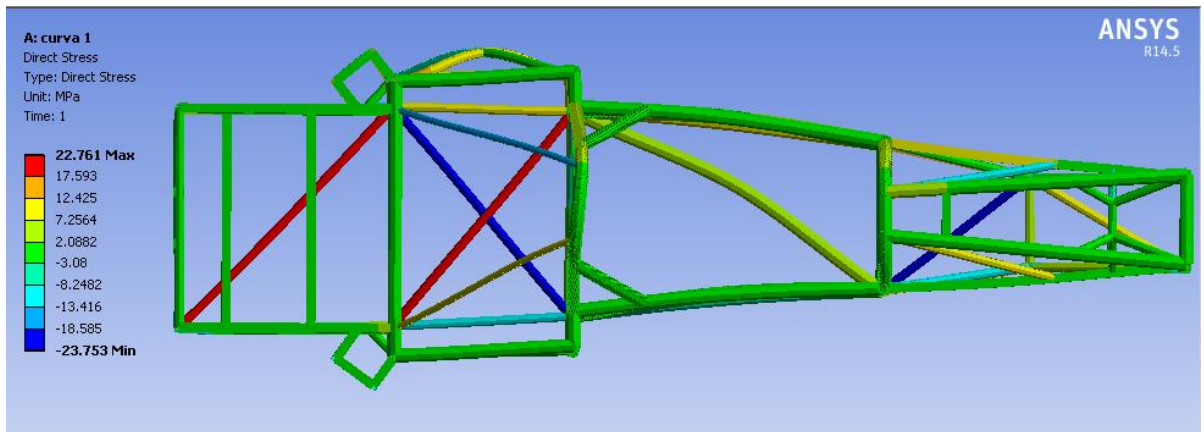
Esta velocidad corresponde a una aceleración centrípeta de tres veces la gravedad y un radio de giro de 10m. Para este sistema se obtienen los siguientes resultados:

Figura 99. Deformación supuesto curva sistema, MechanicalMultiphysics



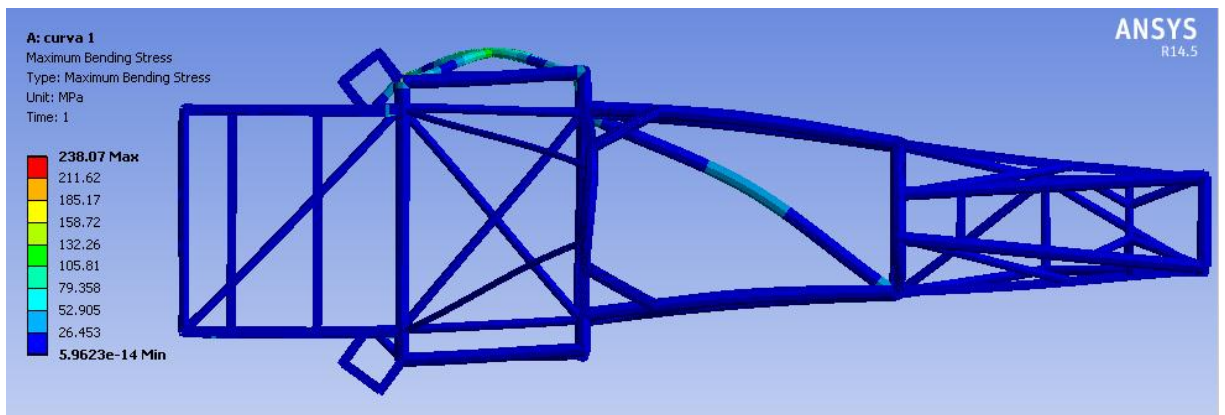
Fuente: Autores

Figura 100. Esfuerzo axial supuesto curva sistema, MechanicalMultiphysics



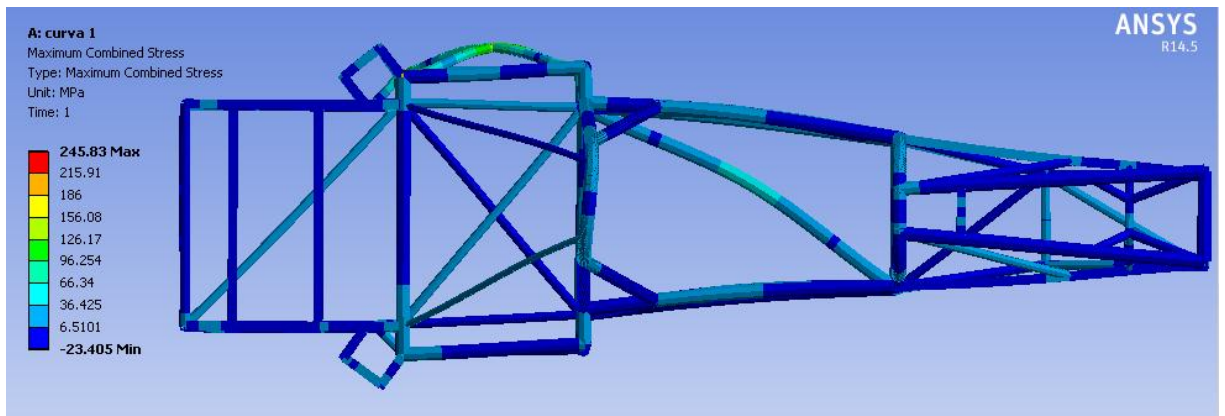
Fuente: Autores

Figura 101. Esfuerzo Flector supuesto curva sistema, MechanicalMultiphysics



Fuente: Autores

Figura 102. Esfuerzo combinado supuesto curva sistema, MechanicalMultiphysics



Fuente: Autores

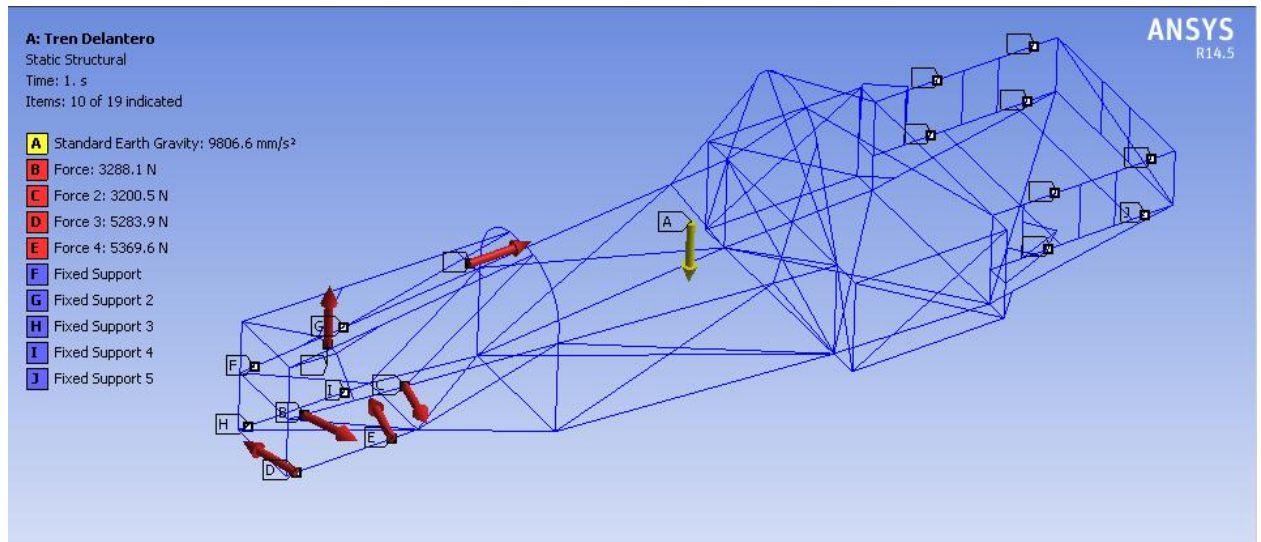
Se observa que la diferencia de resultados es demasiado pequeña, lo que nos lleva a corroborar el supuesto.

3.3.8. Supuesto Suspensión (ANSYS)

Se aplicaron las cargas propuestas en el capítulo 3.2.10 en el chasis, obteniendo los dos sistemas de cargas.

❖ Supuesto Suspensión delantera

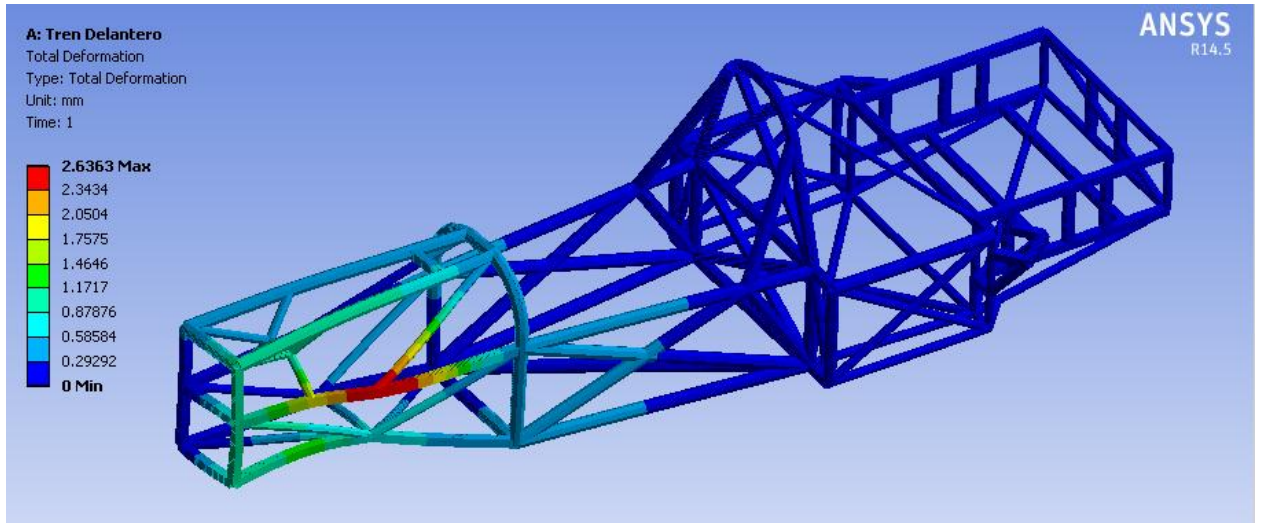
Figura 103. Cargas supuesto suspensión delantera MechanicalMultiphysics



Fuente: Autores

Obteniendo resultados de deformación Total Figura 104, esfuerzos Axiales Figura 105, esfuerzos de flexión Figura 106, esfuerzos combinados Figura 107, entre otros.

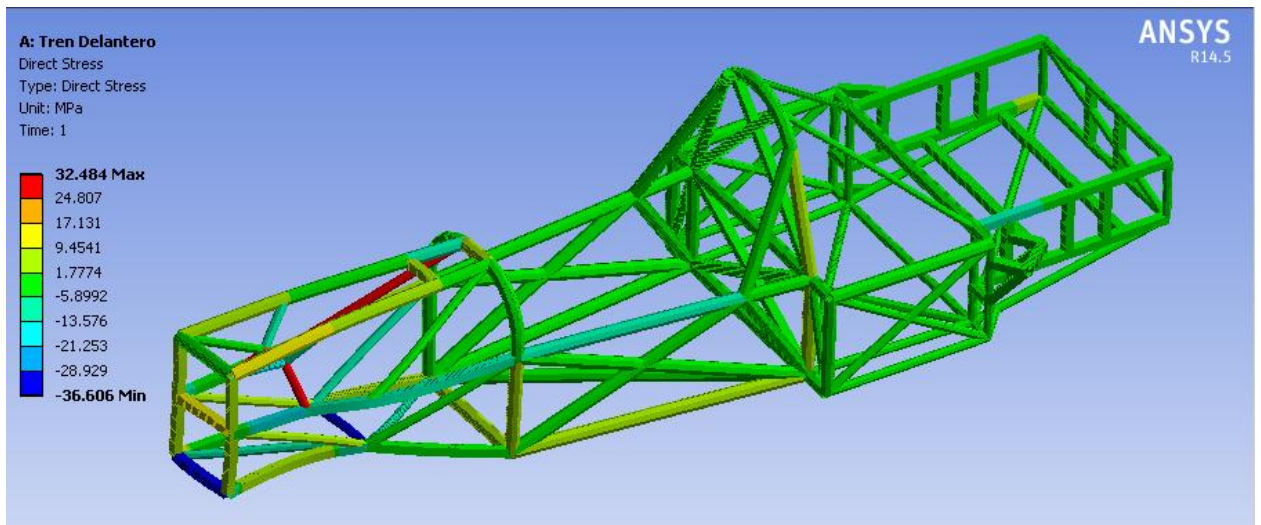
Figura 104. Deformación supuesto suspensión delantera, MechanicalMultiphysics



Fuente: Autores

El chasis presenta un desplazamiento máximo de 2.64mm en la zona de anclajes de la suspensión delantera.

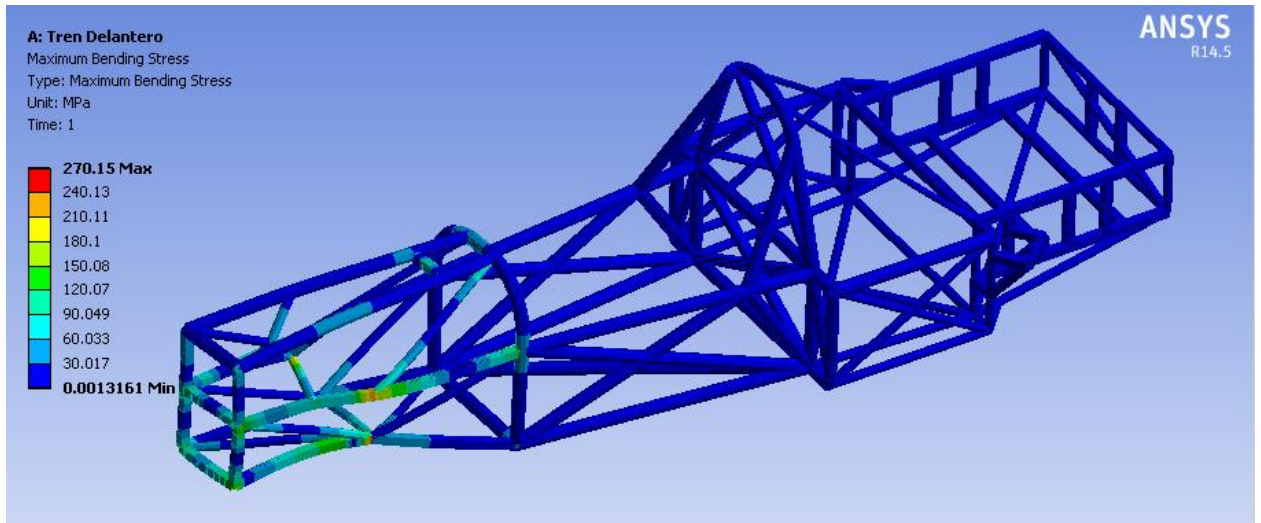
Figura 105. Esfuerzo axial supuesto suspensión delantera, MechanicalMultiphysics



Fuente: Autores

El chasis presenta un esfuerzo Axial máximo a compresión de 36.61 Mpa en la parte delantera, el cual no supera el valor de fluencia de 517 Mpa para el acero AISI 4130 seleccionado.

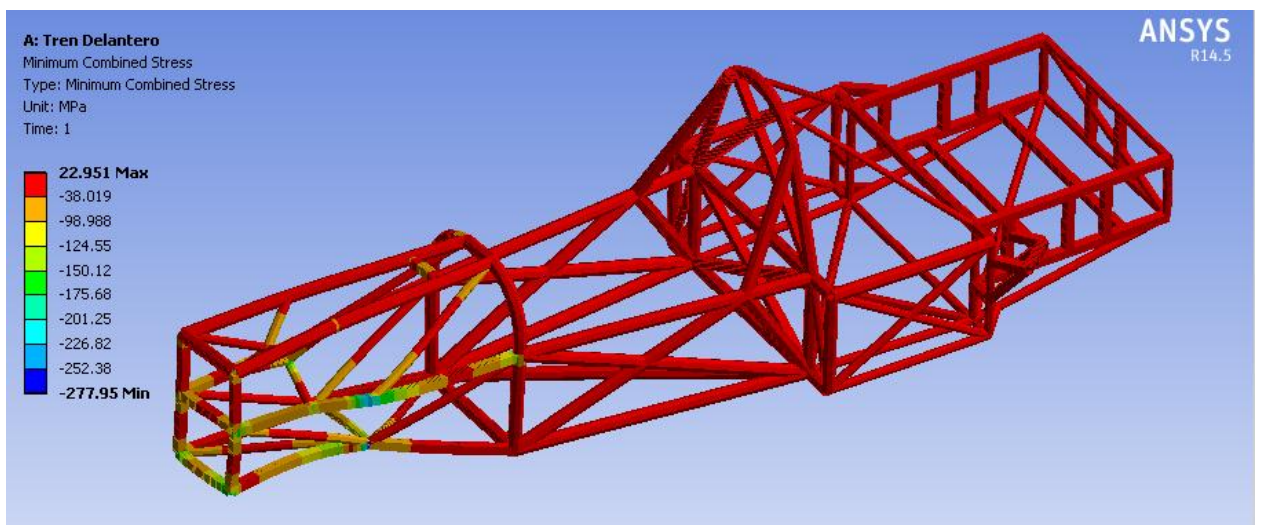
Figura 106. Esfuerzo Flector supuesto suspensión delantera,
MechanicalMultiphysics



Fuente: Autores

El chasis presenta un esfuerzo flector máximo de 270.15 Mpa en el punto de anclaje derecho de la tijera inferior izquierda, el cual no supera el valor de fluencia de 517 Mpa para el acero AISI 4130 seleccionado.

Figura 107. Esfuerzo combinado supuesto suspensión delantera,
MechanicalMultiphysics

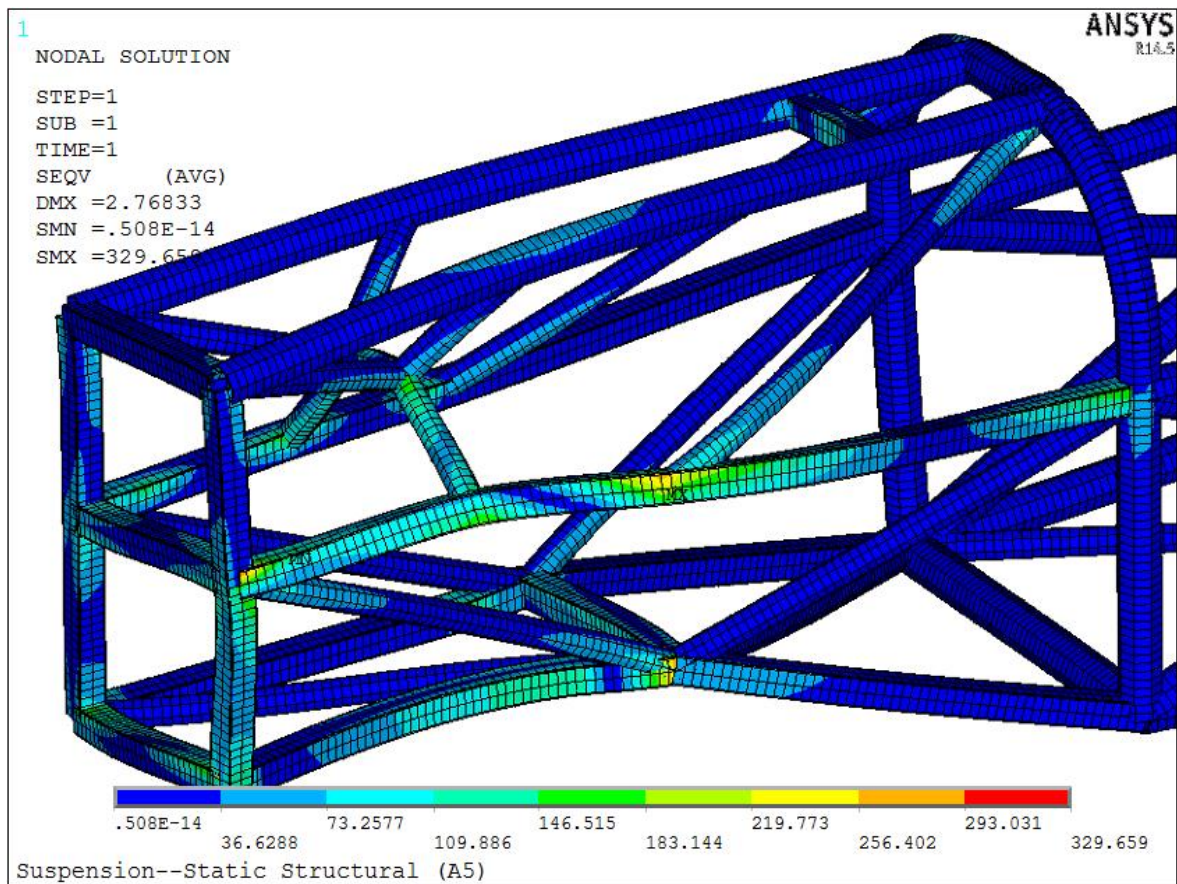


Fuente: Autores

El chasis presenta un esfuerzo combinado máximo de 277.95 Mpa en el punto de anclaje derecho de la tijera inferior izquierda, el cual no supera el valor de fluencia de 517 Mpa para el acero AISI 4130 seleccionado.

Según la teoría de la máxima energía de distorsión (criterio de Von Mises), se obtuvo un esfuerzo equivalente máximo de 329.67 Mpa como se muestra, Ver figura 108.

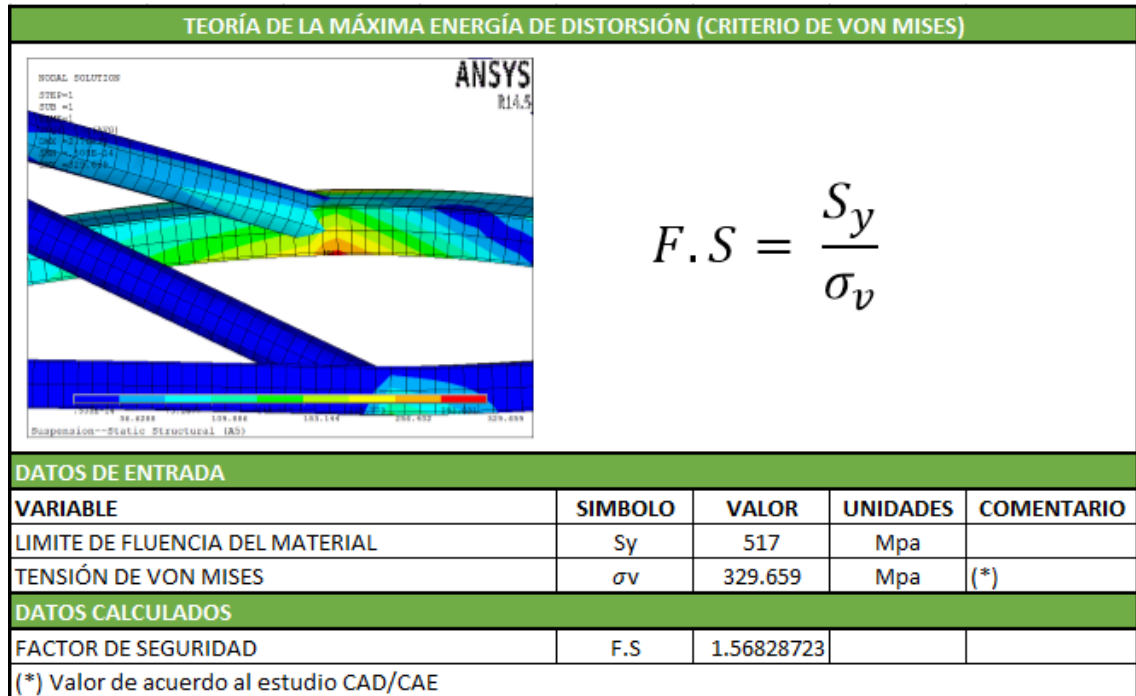
Figura 108. Esfuerzo equivalente máximo suspensión delantera, Von Mises APDL



Fuente: Autores

Resultado exitoso, ya que un esfuerzo equivalente máximo de 329.67 Mpa ($\sigma_{Von Mises}$...sección 3.2.5.2...) por debajo del límite de fluencia del material. Se obtuvo un factor de seguridad de 1.56 como se muestra en la tabla 11.

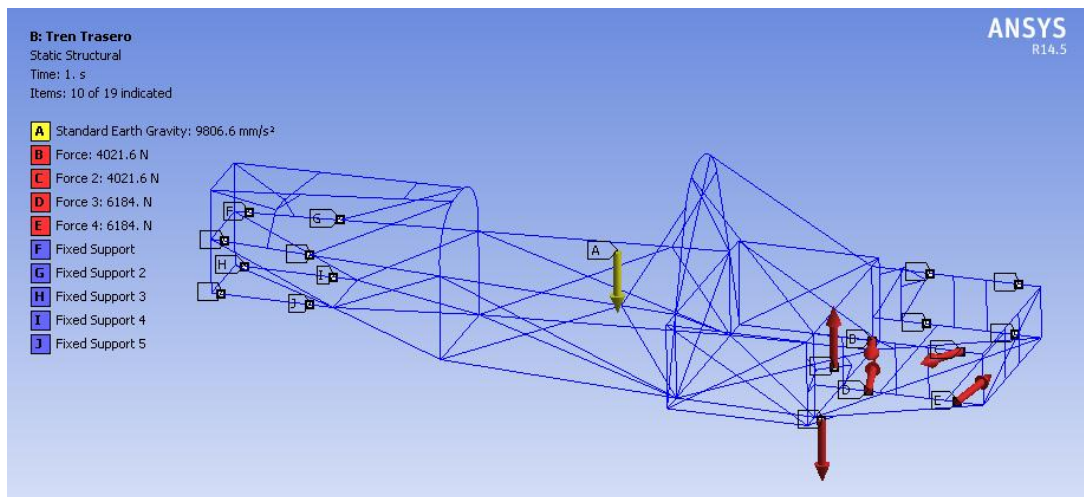
Tabla 11. Calculo factor de seguridad supuesto suspensión delantera según criterio de Von Mises



Fuente: Autores

3.3.8.1. Supuesto Suspensión trasera

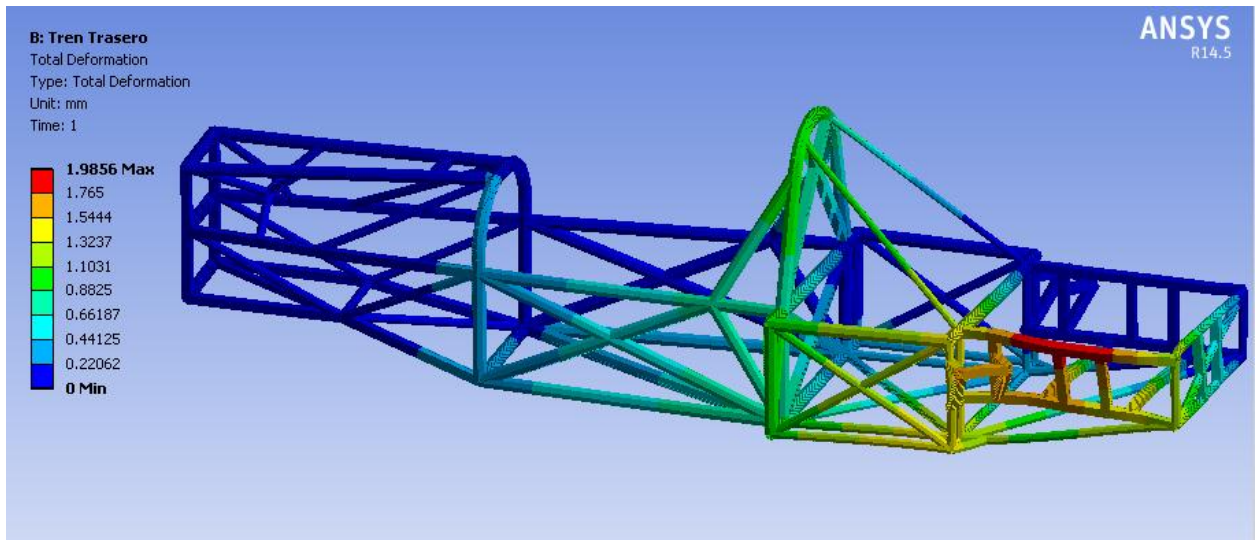
Figura 109. Cargas supuesto suspensión trasera MechanicalMultiphysics



Fuente: Autores

Obteniendo resultados de deformación Figura 110, esfuerzos Axiales Figura 111, esfuerzos de flexión Figura 112, esfuerzos combinados Figura 113, entre otros.

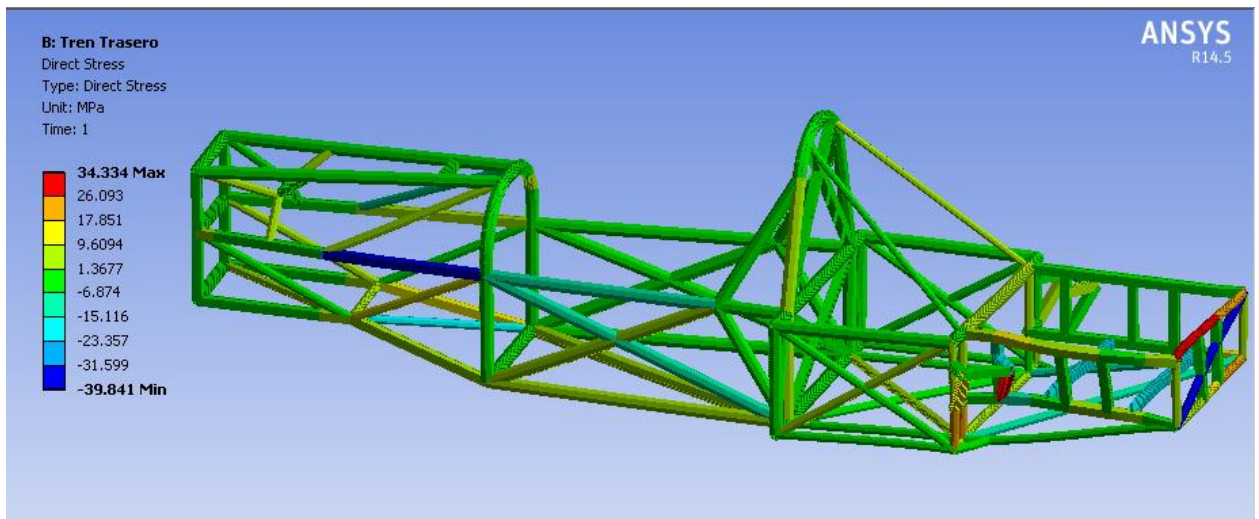
Figura 110. Deformación supuesto suspensión trasera, MechanicalMultiphysics



Fuente: Autores

El chasis presenta una deformación máxima de 1.99mm en la zona de anclajes de la suspensión trasera.

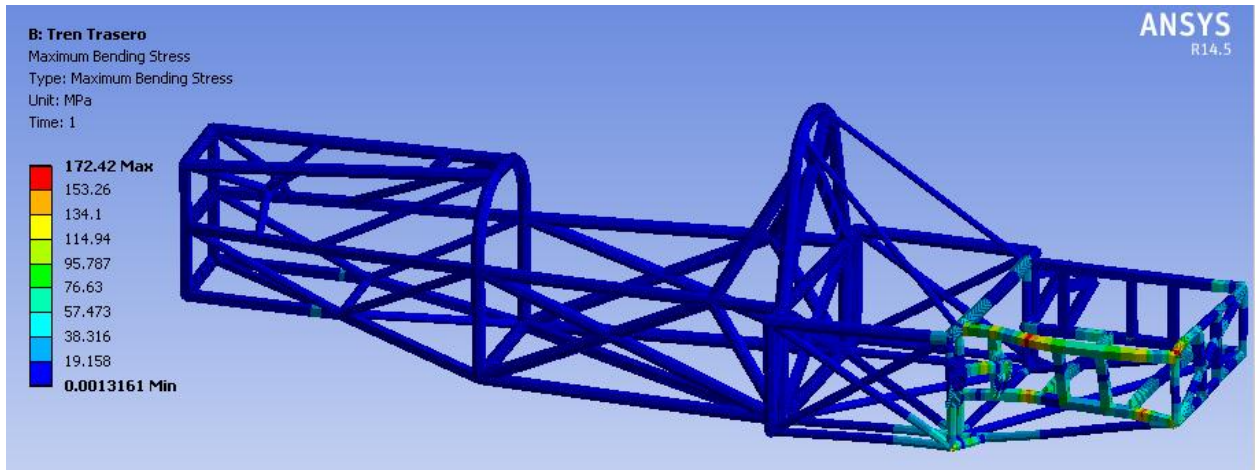
Figura 111. Esfuerzo axial supuesto suspensión trasera, MechanicalMultiphysics



Fuente: Autores

El chasis presenta un esfuerzo Axial máximo a compresión de 39.84 Mpa en la parte trasera, el cual no supera el valor de fluencia de 517Mpa para el acero AISI 4130 seleccionado.

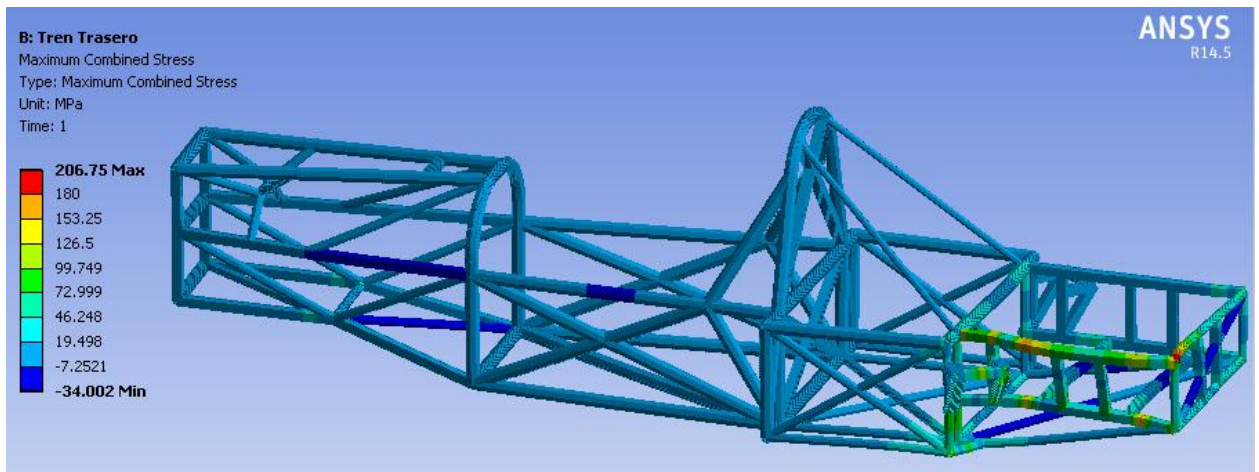
Figura 112. Esfuerzo Flector supuesto suspensión trasera, MechanicalMultiphysics



Fuente: Autores

El chasis presenta un esfuerzo flector máximo de 172.42Mpa en la parte trasera izquierda, el cual no supera el valor de fluencia de 517 Mpa para el acero AISI 4130 seleccionado.

Figura 113. Esfuerzo combinado supuesto suspensión trasera, MechanicalMultiphysics

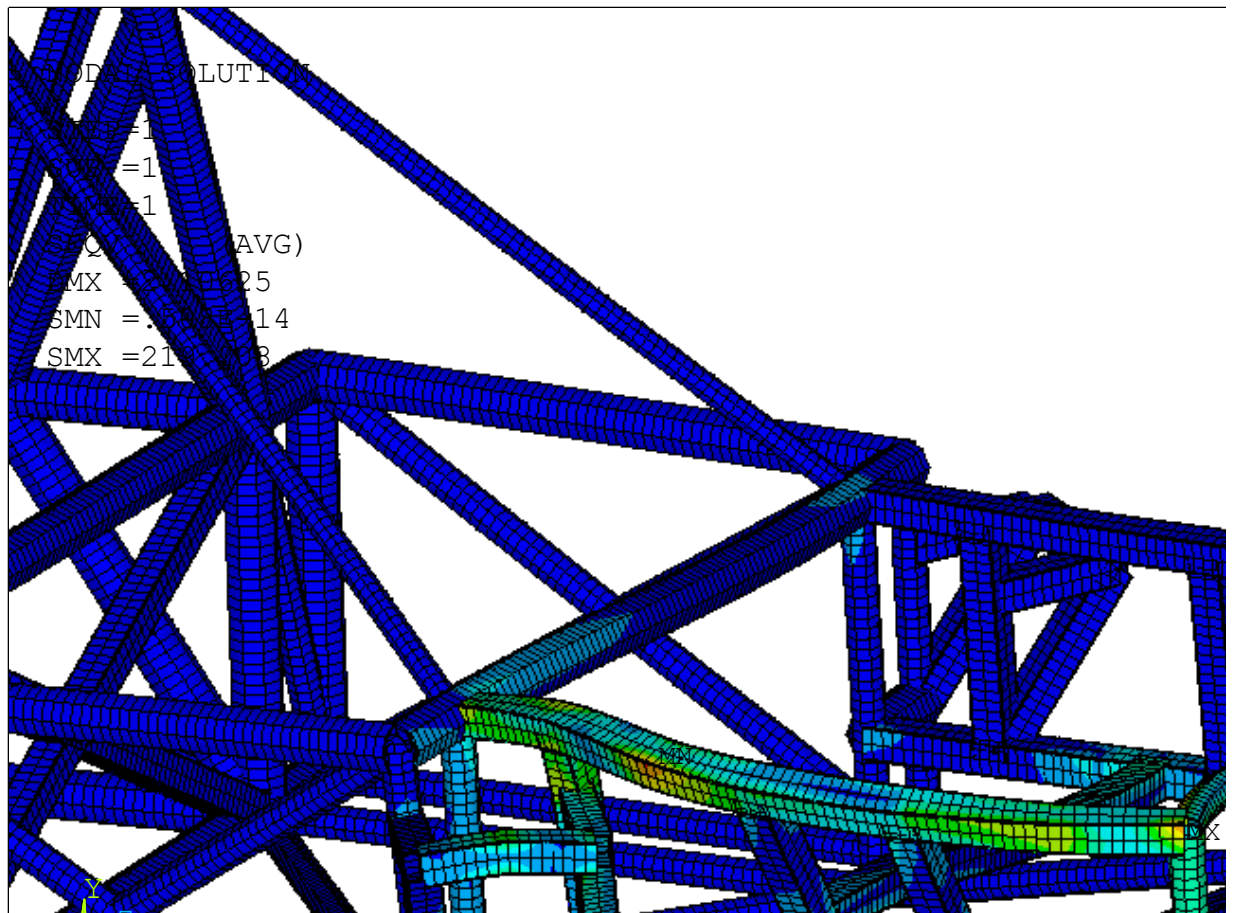


Fuente: Autores

El chasis presenta un esfuerzo combinado máximo de 206.75Mpa en la parte trasera izquierda, el cual no supera el valor de fluencia de 517Mpa para el acero AISI 4130 seleccionado.

Según la teoría de la máxima energía de distorsión (criterio de Von Mises), se obtuvo un esfuerzo equivalente máximo de 219.21Mpa como se muestra, Ver figura 114.

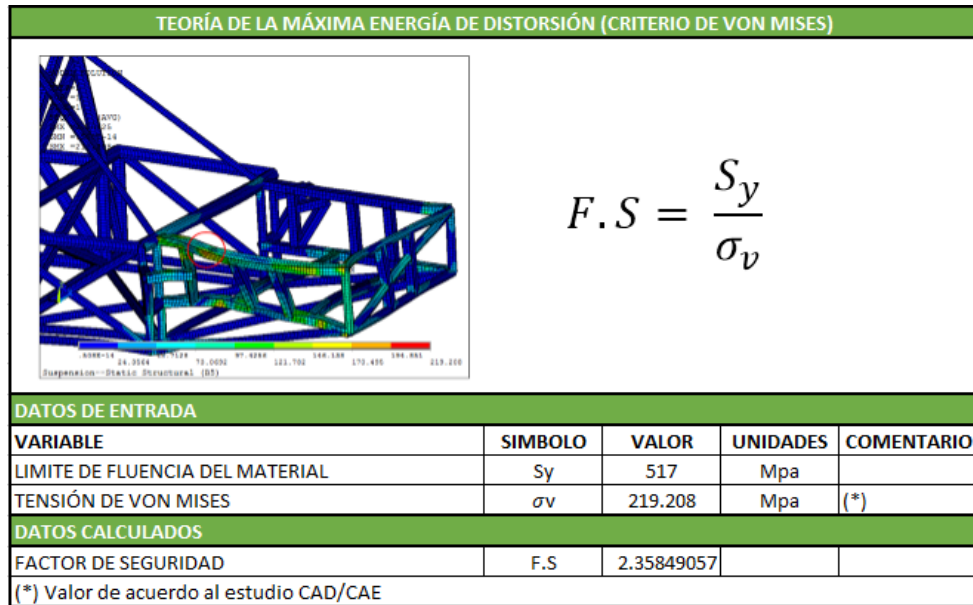
Figura 114. Esfuerzo equivalente máximo suspensión trasera, Von Mises APDL



Fuente: Autores

Resultado exitoso, ya que un esfuerzo equivalente máximo de 219.21Mpa ($\sigma_{Von Mises}$...sección 3.2.5.2...) por debajo del límite de fluencia del material. Se obtuvo un factor de seguridad de 2.35 como se muestra en la tabla 12.

Tabla 12. Calculo factor de seguridad supuesto suspensión trasera según criterio de Von Mises

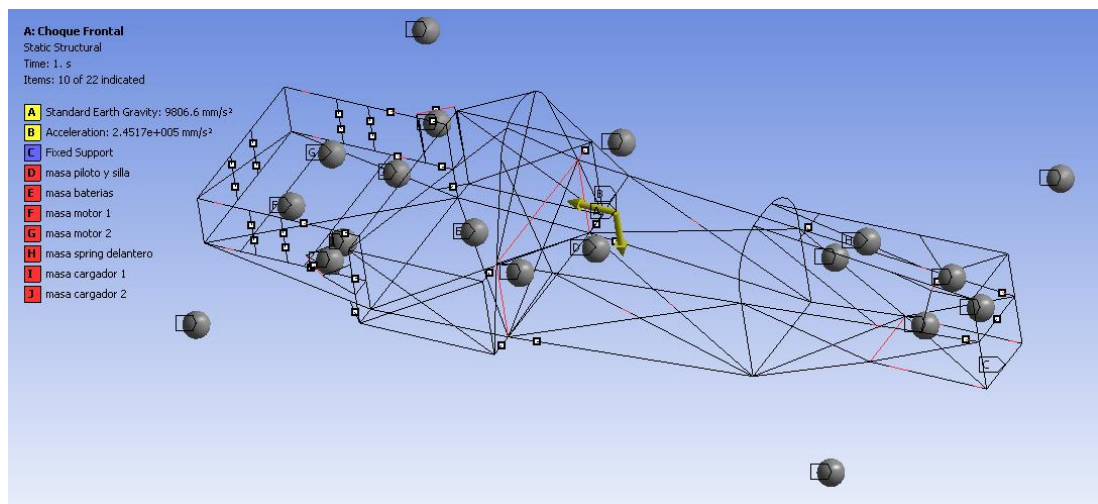


Fuente: Autores

3.3.9. Supuesto Choque frontal (ANSYS)

Se aplicaron las cargas propuestas en el capítulo 3.2.12 en el chasis, obteniendo un sistema de cargas como se ve en la figura 115.

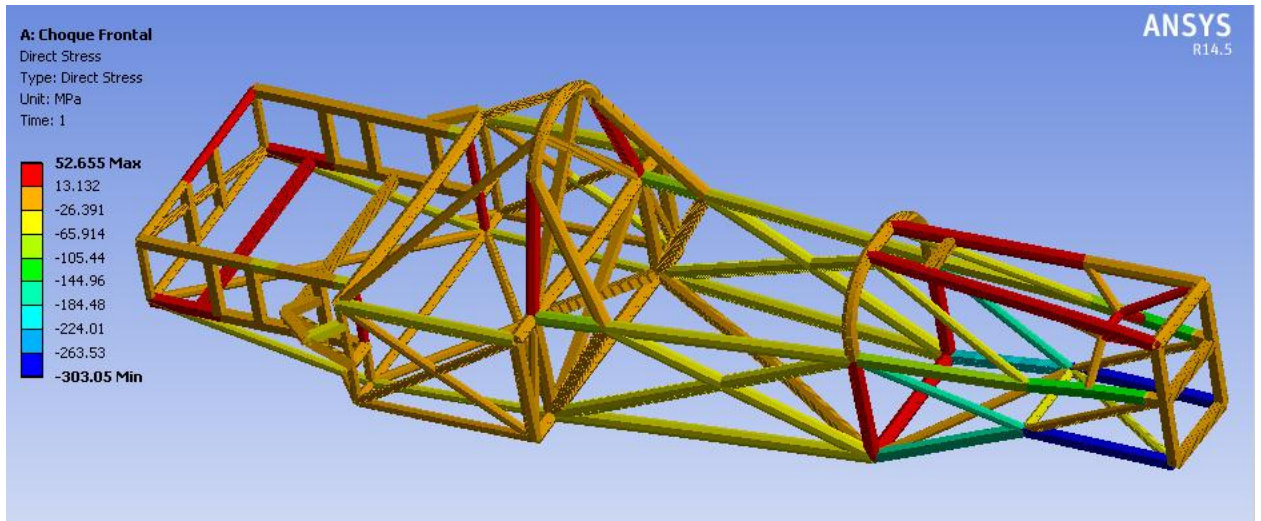
Figura 115. Cargas supuesto choque frontal MechanicalMultiphysics



Fuente: Autores

Obteniendo resultados de esfuerzos Axiales Figura 116, esfuerzos de flexión Figura 117, esfuerzos combinados Figura 118, entre otros.

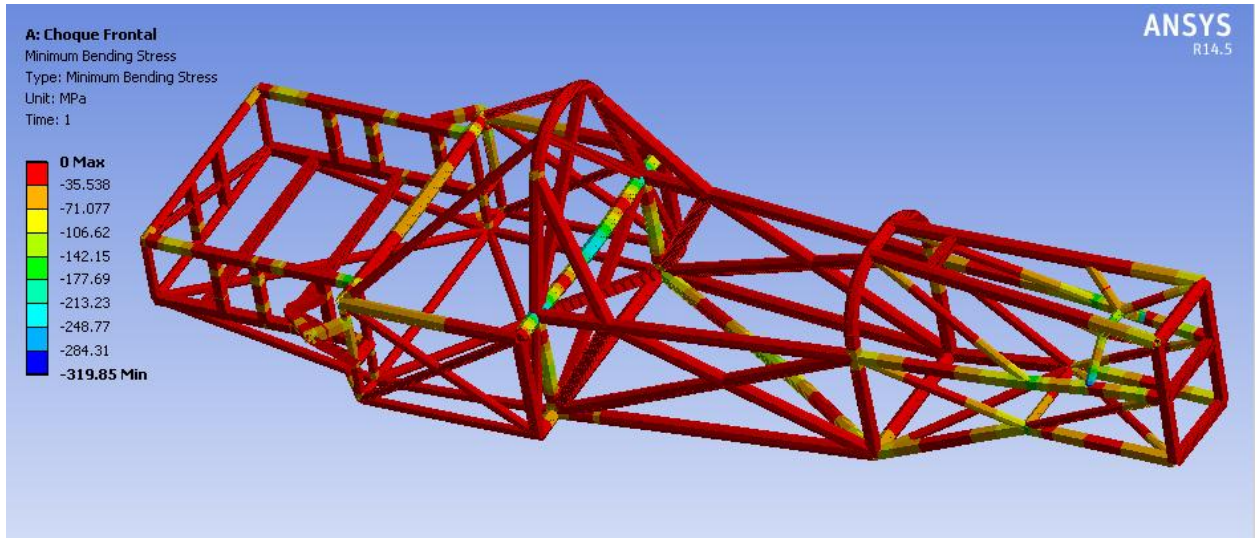
Figura 116. Esfuerzo axial supuesto choque frontal, MechanicalMultiphysics



Fuente: Autores

El habitáculo del piloto presenta un esfuerzo axial máximo de 105.44Mpa, muy por debajo del límite de fluencia del material, el resto del chasis por su parte presenta un esfuerzo Axial máximo a compresión en las barras de perfil cuadrado donde se encuentran ancladas las tijeras inferiores del tren delantero de 303.05Mpa, el cual no supera el valor de fluencia de 517 Mpa para el acero AISI 4130 seleccionado.

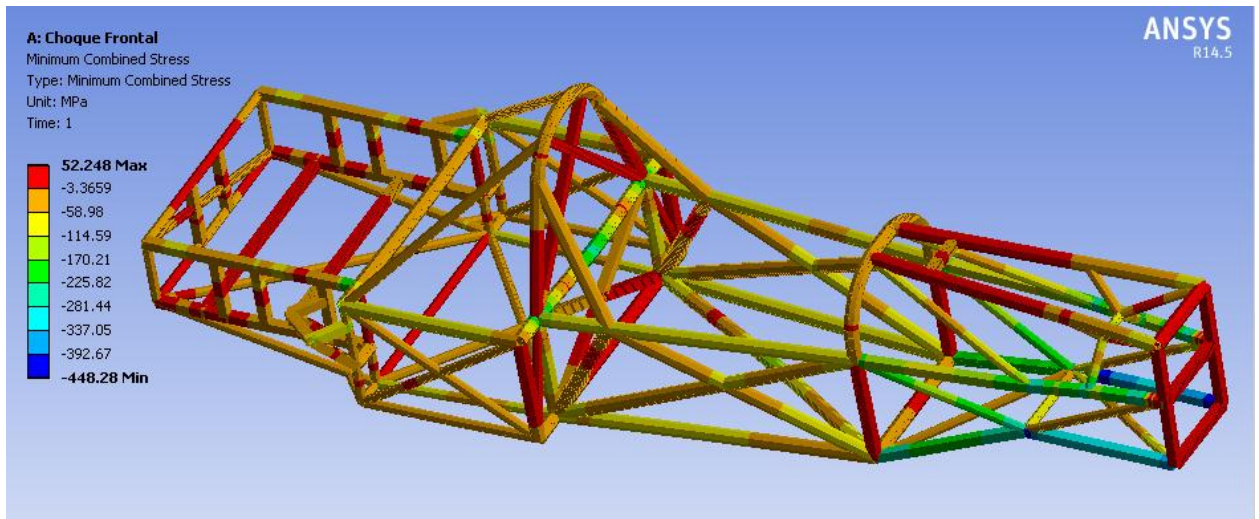
Figura 117. Esfuerzo Flector supuesto choque frontal, MechanicalMultiphysics



Fuente: Autores

El chasis presenta el esfuerzo flector máximo de 248.31Mpa en el habitáculo del piloto, el cual no supera el valor de fluencia de 517Mpa para el acero AISI 4130 seleccionado.

Figura 118. Esfuerzo combinado supuesto choque frontal, MechanicalMultiphysics



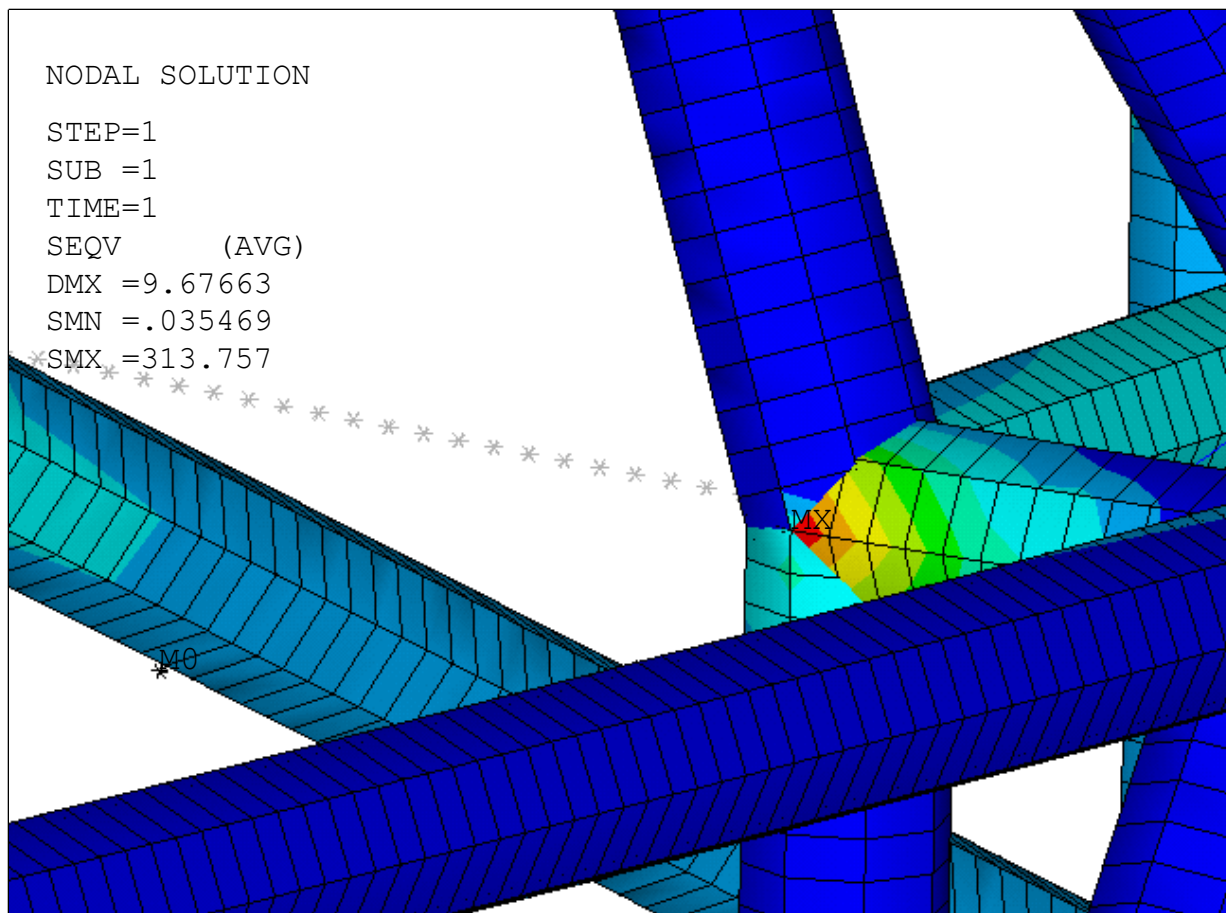
Fuente: Autores

El habitáculo del piloto presenta un esfuerzo combinado máximo de 281.44Mpa, el cual no supera el valor de fluencia del material, el resto del chasis por su parte presenta un esfuerzo combinado máximo en las barras de perfil cuadrado donde

se encuentran ancladas las tijeras inferiores del tren delantero de 448.28Mpa, el cual no supera el valor de fluencia de 517 Mpa para el acero AISI 4130 seleccionado.

Según la teoría de la máxima energía de distorsión (criterio de Von Mises), se obtuvo en el habitáculo del piloto un esfuerzo equivalente máximo de 313.76Mpa como se muestra, Ver figura 119.

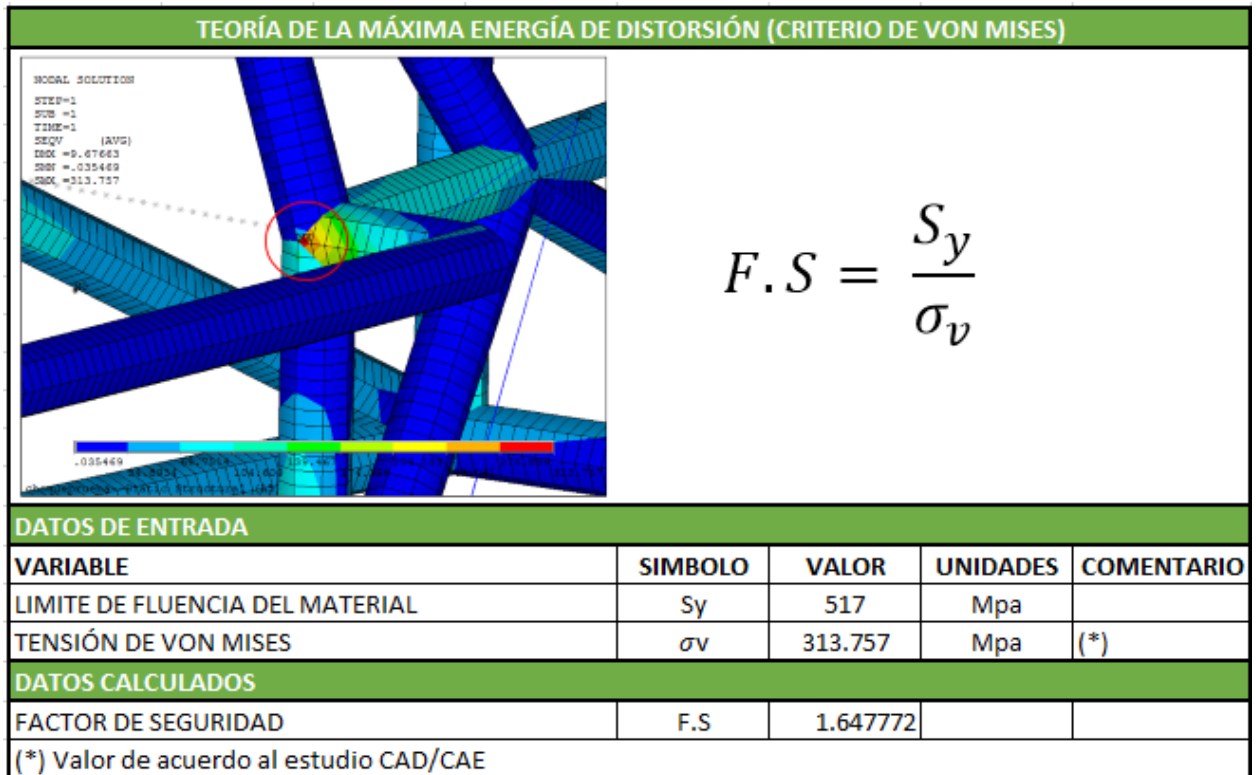
Figura 119. Esfuerzo equivalente máximo supuesto choque frontal, Von Mises APDL



Fuente: Autores

Resultado exitoso, ya que un esfuerzo equivalente máximo de 313.76Mpa ($\sigma_{Von Mises}$...sección 3.2.5.2...) está por debajo del límite de fluencia del material. Se obtuvo un factor de seguridad de 1.64 como se muestra en la tabla 13.

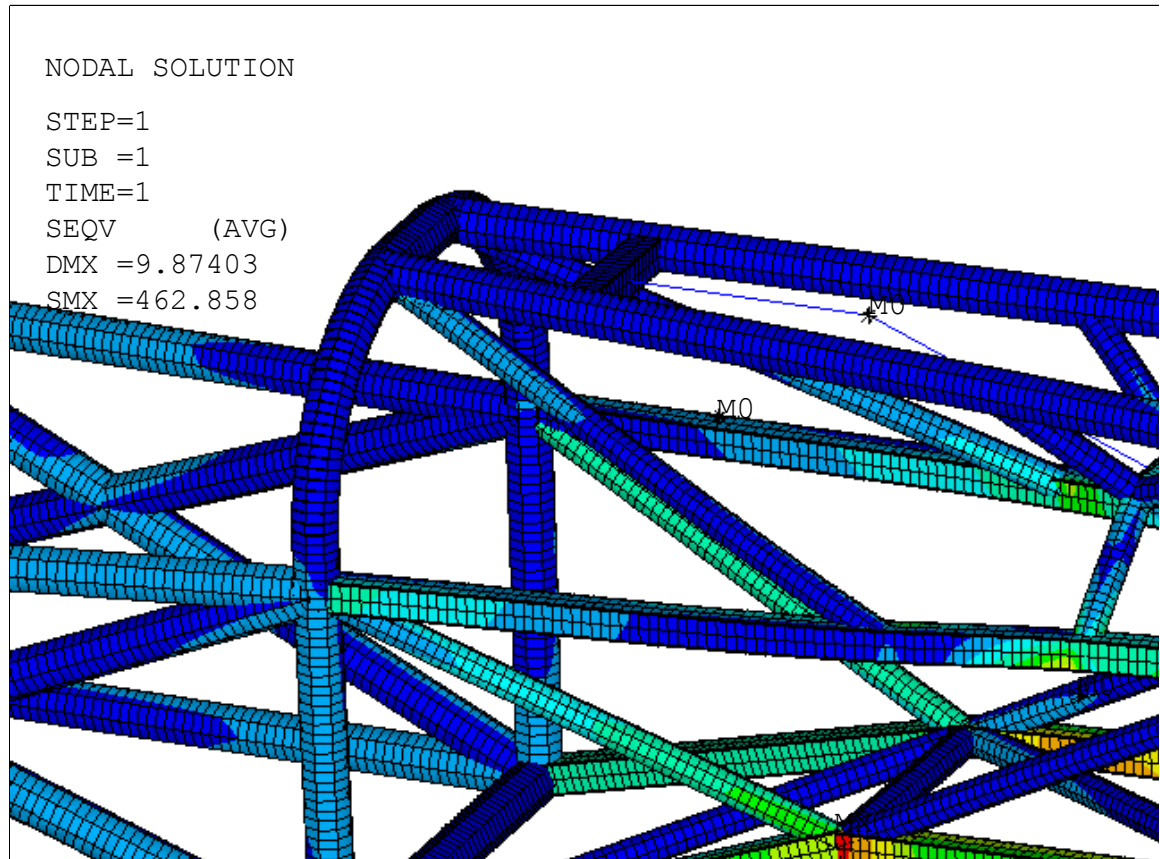
Tabla 13. Calculo factor de seguridad supuesto choque frontal según criterio de Von Mises



Fuente: Autores

Según la teoría de la máxima energía de distorsión (criterio de Von Mises), se obtuvo un esfuerzo equivalente máximo en el chasis de 462.86Mpa como se muestra, Ver figura 120.

Figura 120. Esfuerzo equivalente máximo supuesto choque frontal chasis, Von Mises APDL



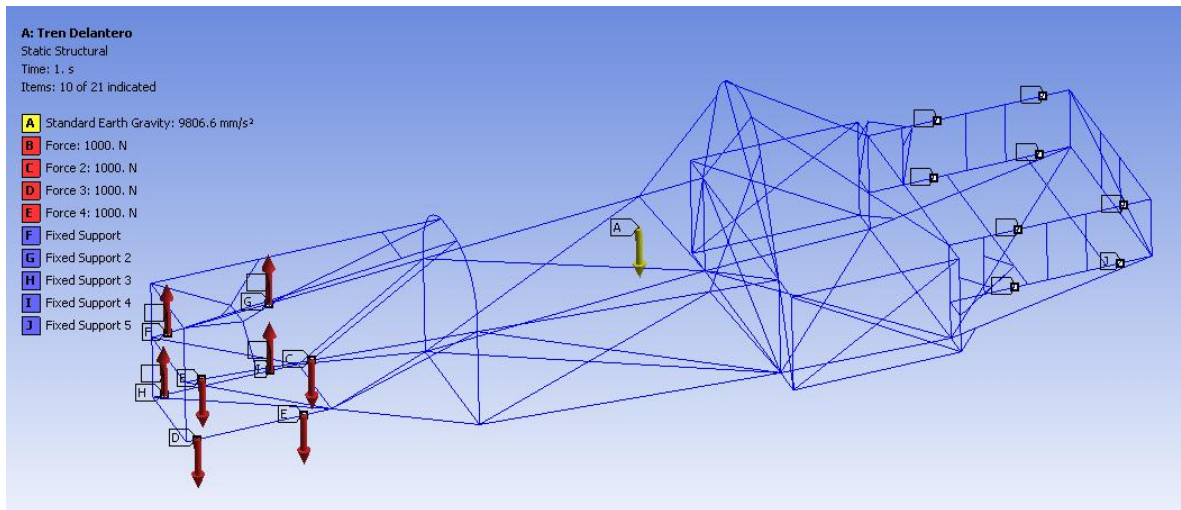
Fuente: Autores

Esfuerzo menor a 517Mpa, aunque no era el alcance del análisis no superar el límite de fluencia del material para todo el chasis.

3.3.10. Supuesto Bache (ANSYS)

Se aplicaron las cargas propuestas en el capítulo 3.2.13 en el chasis, Fueron aplicadas 4 fuerzas de 750N verticales en sentido positivo en los anclajes izquierdos de la suspensión delantera, de igual manera para el lado derecho como se ve en la figura 121.

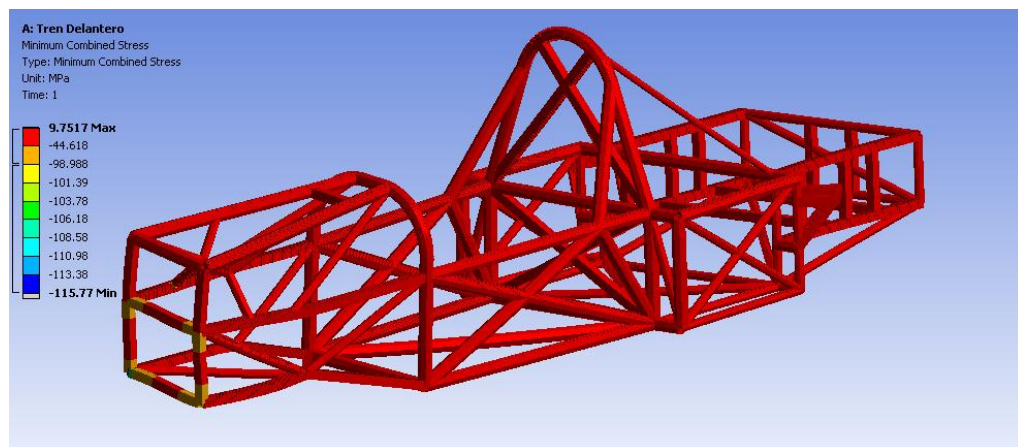
Figura 121. Cargas supuesto Bache, MechanicalMultiphysics



Fuente: Autores

Obteniendo un esfuerzo combinado de 115.77Mpa

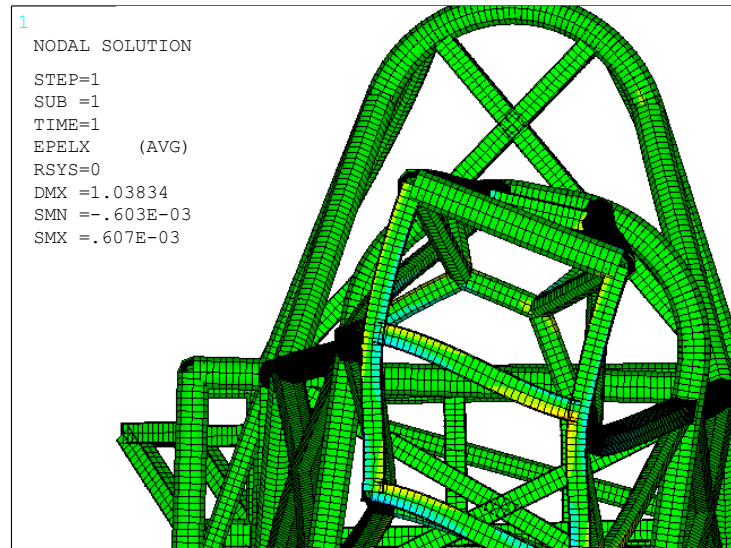
Figura 122. Esfuerzo combinado supuesto Bache, MechanicalMultiphysics



Fuente: Autores

Obteniendo una deformación de -0.603mm y 0.604mm como lo muestra la figura 123.

Figura 123. Deformación supuesto Bache, MAPDL



Fuente: Autores

Obteniendo una rigidez de 10487 como lo muestra la tabla 14.

Tabla 14. Cálculo de rigidez Torsional para supuesto Bache

CALCULO DE RIGIDEZ TORSIONAL				
		$\theta = \sin^{-1} \left[\frac{(\Delta y_1 + \Delta y_2)}{2L} \right]$ $K = \frac{F * 2L}{\sin^{-1} \left[\frac{(\Delta y_1 + \Delta y_2)}{2L} \right]}$		
DATOS DE ENTRADA				
VARIABLE	SIMBOLO	VALOR	UNIDADES	COMENTARIO
CARGA APLICADA	F	3000	N	
DISTANCIA AL CENTRO TRANSVERSAL DEL CHASIS	L	0.2447	m	
DEFORMACION VERTICAL	ΔY1	0.000603	m	(*)
TENSION DE VON MISES	ΔY2	0.000607	m	(*)
DATOS CALCULADOS				
DEFORMACION ANGULAR EN X	θ	0.14	°	
RIGIDEZ TORSIONAL	K	10487.1429	Nm/°	
(*)Valor de acuerdo al estudio CAD/CA				

Fuente: Autores

Para este análisis el coeficiente de rigidez tiene un valor de 10487.14 Nm/°, lo cual corrobora que la estructura es bastante rígida, ya que la rigidez del chasis de un formula SAE es del orden de los 3000Nm/°.

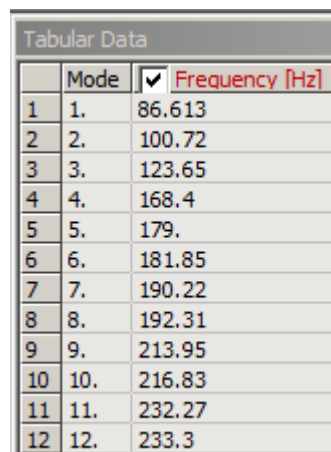
Gordon Murray (experto automotriz), publicó un artículo para la revista Evo donde afirma: "...Cara al comportamiento dinámico, el chasis sólo tiene que ser lo bastante rígido para soportar la deformación producida por una irregularidad del terreno en una sola rueda, de esa manera son los muelles de la suspensión los que trabajan, en lugar del chasis, que como hemos dicho, está sin amortiguar. Consecuentemente, cuanto más duros sean los muelles, más rígido tiene que ser el chasis..."¹⁰

3.3.11. Supuesto Armónico (ANSYS)

Se aplicaron las cargas propuestas en el capítulo 3.2.14 en el chasis.

Lo primero que se realiza es encontrar las frecuencias naturales para el chasis, realizando un análisis modal con la herramienta modal de ANSYS obteniendo la siguiente gráfica. Figura 124.

Figura 124. Frecuencias naturales para el chasis



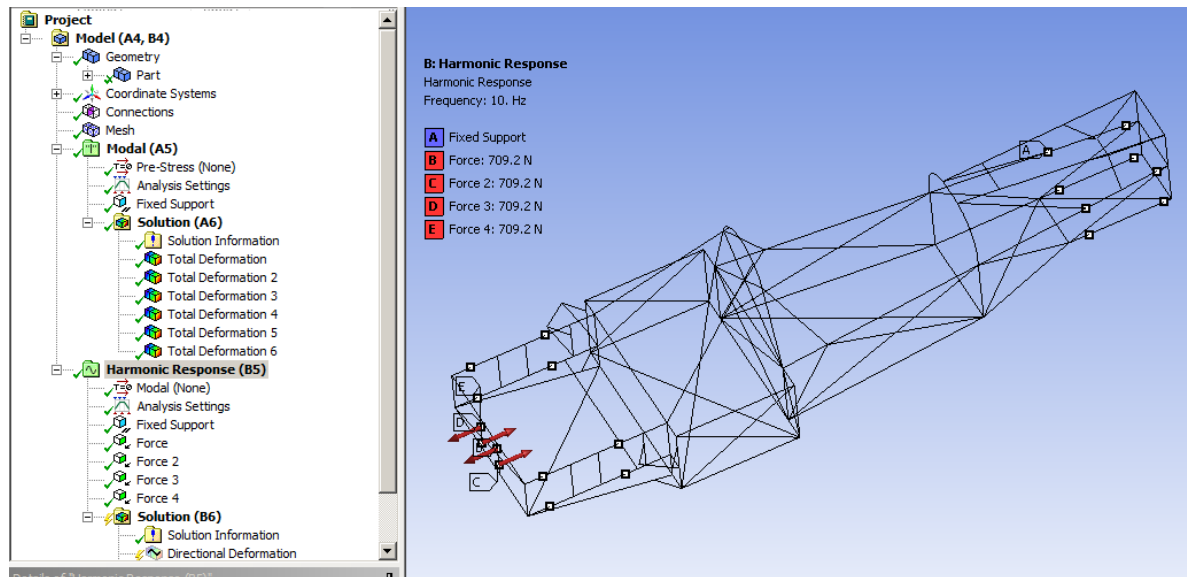
	Mode	<input checked="" type="checkbox"/> Frequency [Hz]
1	1.	86.613
2	2.	100.72
3	3.	123.65
4	4.	168.4
5	5.	179.
6	6.	181.85
7	7.	190.22
8	8.	192.31
9	9.	213.95
10	10.	216.83
11	11.	232.27
12	12.	233.3

Fuente: Autores

¹⁰ MURRAY, Gordon. DRIVEN MAN. Evo magazine. UK, 2007.

Luego planteamos este sistema en la herramienta “harmonic response”, Figura 125.

Figura 125. Sistema de cargas supuesto Armonico



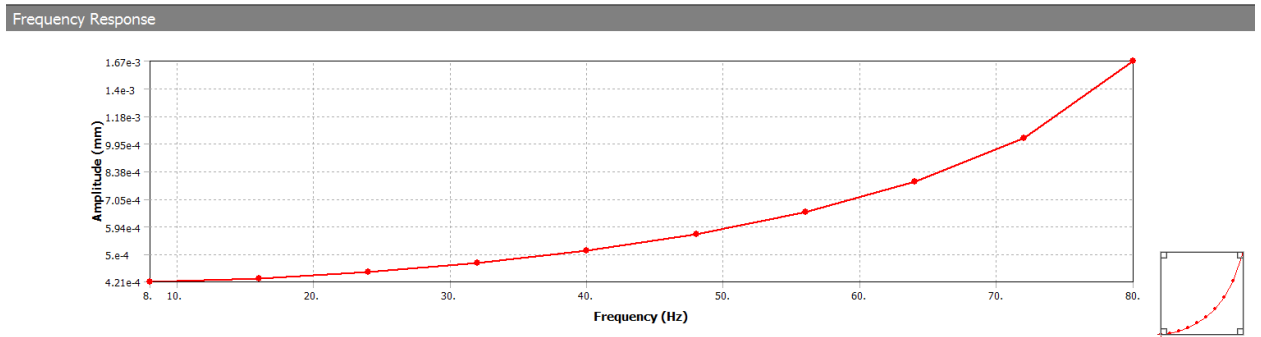
Fuente: Autores

Se planteó, someter las barras del chasis que anclan los motores a dos cargas de 65Nm correspondientes al par motor.

Para este análisis se varió este torque en diferentes rangos de frecuencia para evaluar el comportamiento del sistema.

Para este caso se varió de 0Hz a 80Hz con un damping (amortiguación) del 2% obteniendo una gráfica como se ve.

Figura 126. Grafica Amplitud Vs Frecuencia 1

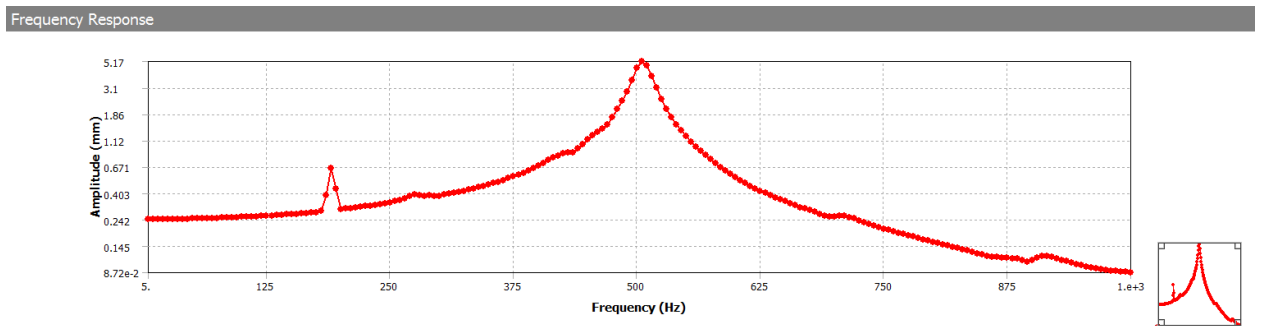


Fuente: Autores

Donde podemos observar que la amplitud aumenta, a medida que aumenta la frecuencia, pero no dice nada ya que, la resonancia se presenta en el momento de la superposición generando un pico en la gráfica.

Para esto se aumentó el rango máximo de frecuencia a 1000Hz obteniendo una gráfica como se muestra en la figura 127.

Figura 127. Grafica Amplitud Vs Frecuencia 2



Fuente: Autores

Este análisis tiene como resultado una gráfica de Amplitud contra frecuencia donde se encuentra el rango de frecuencias a las cuales el sistema entraría en resonancia.

Encontramos que la resonancia se encuentra en los rangos de 165Hz y 205Hz y alrededor de los 500 Hz.

Ahora, el objeto de análisis es observar que sucede con el chasis con la frecuencia de los motores. Estos motores son de alta frecuencia, con una frecuencia de 92Hz, observando en la gráfica 127, está lejos de la zona de resonancia.

Se concluye que el chasis es una estructura lo suficientemente rígida para no entrar en resonancia con los motores.

Esta es tan solo una tendencia ya que, realizar un análisis de este tipo requiere de un análisis del monoplaza completo.

Pero el objeto de este análisis es dar una tendencia.

Con esta herramienta también se puede evaluar la rigidez del chasis.

Se sabe que:

$$frecuencia\ natural = \sqrt{\frac{Rigidez}{masa}} \quad Ecuacion\ (8)$$

Esto quiere decir que si se evalúan dos chasis y se comparan sus frecuencias naturales quien responda a una frecuencia natural mayor para el armónico a evaluar, este será más rígido que el otro.

3.3.12. Análisis de resultados generales

Para cada uno de los supuestos anteriormente estudiados se obtienen factores de seguridad como se muestra en la tabla 15.

Tabla 15. Factores de seguridad para supuestos estudiados

Supuesto N°	Nombre	Esfuerzo maximo Von mises (Mpa)	Factor de Seguridad
1	Reposo	41.64	12.41
2	Remolque	89.48	5.77
3	Curva	245.78	2.1
4	Suspension delantera	329.66	1.57
4	Suspension Trasera	219.21	2.35
5	Volcadura	250.67	2.06
6	Choque Frontal	313.76	1.64

Fuente: Autores

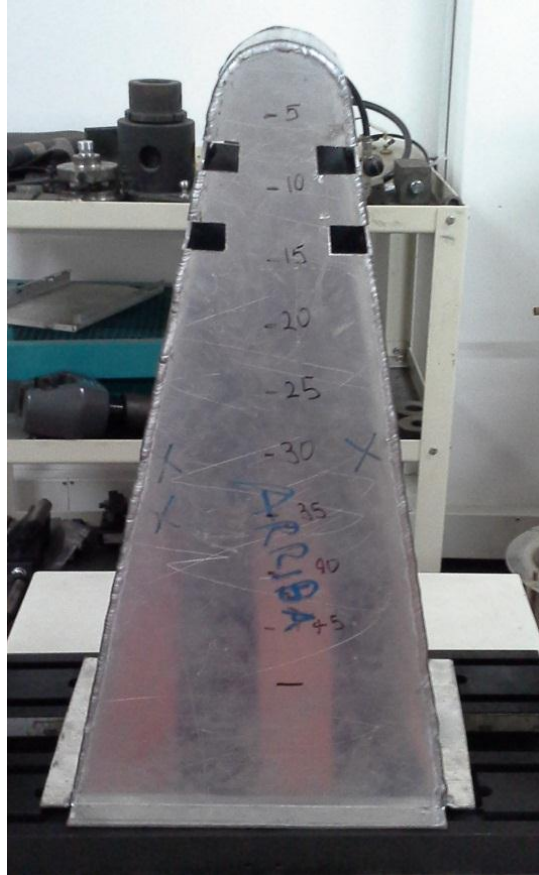
Al analizar los resultados para cada uno de los supuestos, se obtienen factores de seguridad relativamente aceptables, el menor de estos $f.s=1.57$ se encuentra en el estudio de los esfuerzos a los que se ve sometido el chasis bajo las cargas provenientes del sistema de suspensión delantera.

El factor de seguridad para todos los análisis se estableció en 1.5 gracias al soporte entregado por ANSYS, ya que el elemento utilizado fue el "Beam 188", elemento tipo viga que para diferentes modelos puntuales corroborados por el ANSYS, el error tiene un orden no mayor al 2% comparado con referencias bibliográficas utilizando teorías de vigas como se muestra en el Q.

Debido a que el chasis es una estructura compleja, por seguridad se estableció un margen de error del 50%, donde incluimos factores ambientales totales.

4. CONO ANTI-IMPACTO

Figura 128. Cono anti-impacto final



Fuente: Autores

4.1. PARAMETROS Y NORMATIVA DEL SENA

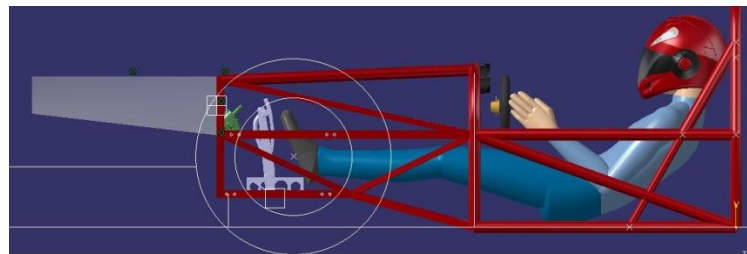
En el reglamento del SENA se especifica claramente los requerimientos exigidos para este elemento el cual dice:

- Debe existir una estructura deformable de absorción de impactos frontal anclada de manera rígida al chasis que permita que en caso de impacto, el vehículo se desacelere desde una velocidad de 16m/s hasta cero sin presentar una desaceleración promedio superior a 25g. Este elemento deberá estar por delante de la estructura rígida del chasis.

- Este elemento se deberá sustentar con cálculos y se deberán presentar evidencias de ensayos prácticos donde se verifican estos cálculos. (Se recomienda realizar una compresión en una prensa de un prototipo, midiendo la fuerza de compresión).
- Los elementos de este tipo con una longitud inferior a 52cm. no serán permitidos.

De acuerdo con lo anterior se procederá a realizar un proceso de diseño para este elemento el cual cumpla con las indicaciones dadas en el reglamento sin que a su vez viole ningún otro párrafo del reglamento del SENA en la figura 129 se muestra una primera configuración que se tuvo de este elemento.

Figura 129. Primer modelo del cono anti-impacto



Fuente: Autores

4.2. CALCULOS PRELIMINARES.

Teniendo en cuenta los parámetros anteriormente mencionados se procede a hallar algunos datos que serán de gran importancia a la hora de establecer cuál es el diseño más óptimo.

Para el diseño del dispositivo anti-impacto se considerará que una masa de 500 kg (peso aproximado del monoplaza) se desplaza a una velocidad inicial de 16 m/s y colisiona contra un muro y se desea que el monoplaza no supere una desaceleración promedio máxima de 25 g's; lo anteriormente mencionado es el problema general que se quiere resolver y para esto se debe saber en qué tiempo y en que distancia debe detenerse.

A continuación se muestran en la tabla 15 los datos iniciales y las ecuaciones usadas para obtener los datos requeridos.

Tabla 16. Datos iniciales y ecuaciones a solucionar

Masa = 500 [Kg]	
Velocidad _O = 16 [m/s]	
Velocidad _F = 0 [m/s]	
Gravedad = 9.81 [m/s ²]	
Aceleracion = - 25 · Gravedad	
Velocidad _F - Velocidad _O = Aceleracion · Tiempo	Ecuacion (9)
Velocidad _F ² - Velocidad _O ² = 2 · Aceleracion · Distancia	Ecuacion (10)
K _O = 1 / 2 · Masa · Velocidad _O ²	Ecuacion (11)

Fuente: Autores

De la ecuación 9 se halla el tiempo en el cual el objeto recorrerá esta distancia este tiempo es útil ya que será muy cercano al tiempo en el cual el muro de concreto se detenga por completo sin causar daño alguno al chasis, para el cual el tiempo hallado es de 0.0653 segundos; cabe aclarar que este tiempo es un aproximado ya que no se han tomado en cuenta muchos otros factores por ejemplo la rata de deformación del material.

De la ecuación 10 se obtiene que la distancia mínima es de 552 mm la cual cumple con el parámetro del reglamento del SENA, pero para el elemento se toma una distancia de 560mm buscando garantizar que la estructura del chasis no sea afectada en caso de impacto.

Con esto se sabe que el elemento deberá absorber una cantidad de energía la cual se puede saber usando la ecuación 11 mostrada a continuación.

El material con el cual se propone el dispositivo es aluminio en láminas de espesor inicial de 3mm. Se establecerá la rigidez de la estructura en una simulación de impacto en el módulo de análisis explícito en ANSYS con una geometría inicial sin

perforaciones y se irá probando la reducción de la rigidez de la estructura adicionando perforaciones hasta lograr el objetivo de tiempo y desplazamiento.

En la figura 130 se observa los datos obtenidos por el programa.

Figura 130. Resultados obtenidos

Aceleracion = -245.3 [m/s ²]	Distancia = 0.5219 [m]
Gravedad = 9.81 [m/s ²]	K ₀ = 64000 [Kg-m ² /s ²]
Masa = 500 [Kg]	Tiempo = 0.06524 [s]
Velocidad _F = 0 [m/s]	Velocidad ₀ = 16 [m/s]

Fuente: Autores

4.3. DISEÑO PREVIO

En la realización del diseño de este elemento es necesario tener la geometría de la parte delantera del chasis; para verificar los puntos de anclaje del elemento disipador de energía con el chasis ya que estos dos formaran una estructura diferente, enseguida se realizara un modelo en 3D en el software SOLIDWORKS y una vez validada esta geometría se le realizaran el análisis correspondiente en el software ANSYS; el principal aspecto es disipar la energía cinética durante el impacto de la forma más progresivamente posible para que la desaceleración sea de un valor casi constante lo cual no afecten al piloto o algunos componentes del vehículo.

Todo esto se hace cumpliendo con la normativa impuesta por el SENA la cual contiene un ítem nombrado anteriormente dirigido a este elemento.

En este trabajo se presenta el diseño y la simulación numérica del fenómeno del impacto de la estructura de seguridad frontal de la carrocería del vehículo FSO2e desarrollado por el equipo FORSSA ORIENTE.

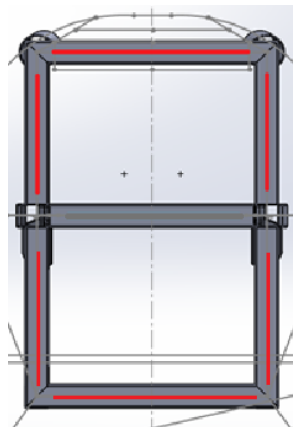
4.4. MATERIAL Y GEOMETRIA

De acuerdo a los documentos encontrados sobre atenuadores de impacto los materiales más usados para este elemento son: aluminio, foam, airbag y defensa de goma; el material seleccionado para la elaboración de este elemento fue el disponible y suministrado por el SENA regional SANTANDER el cual fue aluminio. Cabe destacar que para lograr un mejor diseño este elemento (el material suministrado no es el más indicado lo cual se sabe por los documentos investigados) se procedió a realizar un diseño previo con láminas de aluminio de 3mm.

La geometría inicial que se le dio a este elemento se hizo basada en los elementos anti-impacto que se diseñan en la FORMULA STUDENT el cual también tiene unos ítems específicos para este elemento, sin embargo la geometría dada inicialmente de ser necesario tendrá varios cambios significativos hasta lograr tener el diseño final que será el que llevara el monoplaza.

Para iniciar se toman los puntos del chasis donde irán sujetos los puntos de apoyo del cono como se muestra en la figura 131, estos apoyos irán remachados con el chasis así que este elemento será uno de los últimos en instalarse completamente.

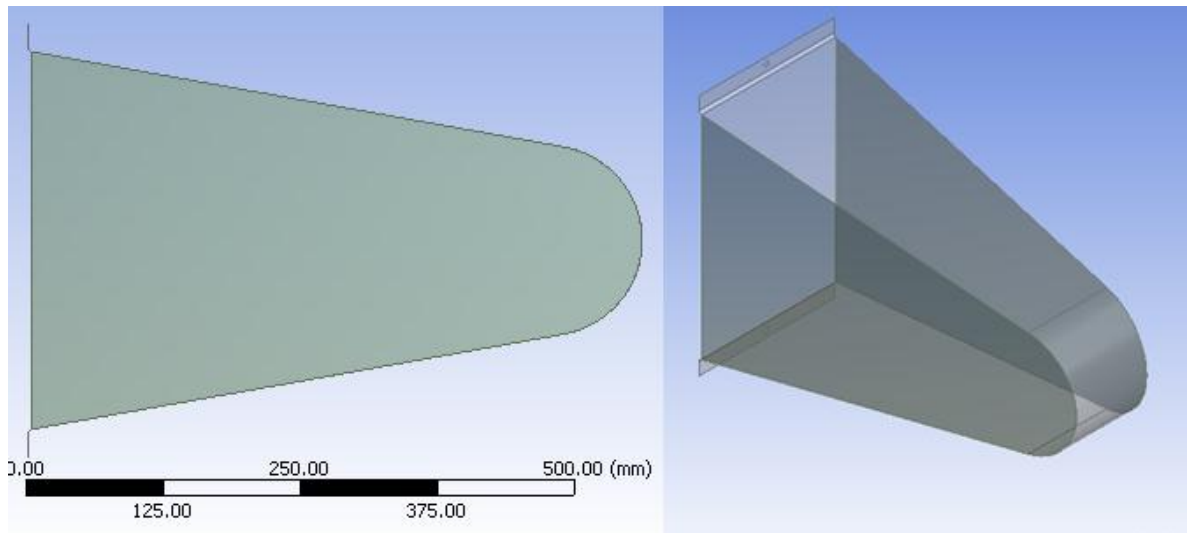
Figura 131. Puntos donde se sujetara el cono



Fuente: Autores

En seguida con la distancia hallada en los cálculos se procede a diseñar un primer elemento el cual será simétrico y tendrá forma piramidal como el mostrado en la figura 132

Figura 132. Primer modelo



Fuente: Autores

Con esta geometría se procede a realizar un primer análisis del tiempo de respuesta que tendrá este elemento, en seguida se modificara la simetría del elemento y se analizaran los datos obtenidos, con esto se modificara tan solo la geometría si por algún motivo no se llega a la respuesta deseada se procederá a cambiar el espesor del material suministrado.

El material a usar en el cono anti-impacto se elaborará de lámina de aluminio regular con las siguientes propiedades mostradas en la figura 133.

Y la estructura impactante se definirá como un elemento rígido con un módulo de Young superior a $3.e+012$ Pa con una masa de 500 Kg, para esta estructura será necesario cambiarle el volumen y densidad con tal de obtener la masa requerida.

Figura 133. Propiedades del aluminio NL

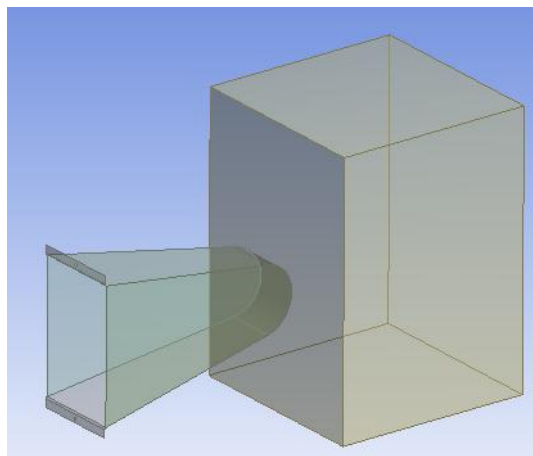
Densidad	2770 $\frac{Kg}{m^3}$		
Elasticidad Isotropica			
Modulo de Young	Relación de Poisson	modulo Bulk	Modulo Cortante
7.1e+010 Pa	0.33	6.9608e+010 Pa	2.6692e+010 Pa
Endurecimiento isotropico bilineal			
Limite a la fluencia	2.8e+008 Pa	Modulo Tangencia	5.e+008 Pa

Fuente: Autores

4.5. MODELADO EN SOLIDWORKS

Para realizar esta simulación se crean dos elementos, el cono y un elemento contra el cual el cono impactara, este último elemento es al que se le induce la velocidad y a su vez se modifica la densidad y el volumen para simular que sea un elemento de 500 kg que tiene una velocidad de 16 m/s, en la figura 134 se muestra la configuración anteriormente descrita.

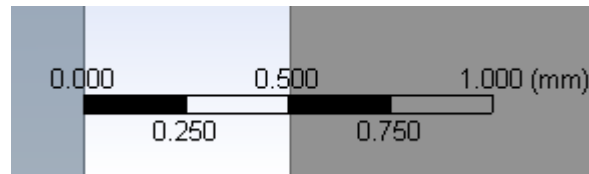
Figura 134. Configuración para la simulación



Fuente: Autores

Cabe aclarar que los elementos no se encuentran en contacto pero si tienen una holgura muy pequeña tal como se muestra en la figura 135, esta holgura no debe ser grande debido a que esto consumiría mucho tiempo computacional.

Figura 135. Holgura entre los dos elementos



Fuente: Autores

El elemento a simular y analizar se realiza en Solidworks en superficie y al exportarlo al entorno de Ansys se procede a añadirle espesor, una vez en el módulo EXPLICIT DYNAMIC se procede a introducir condiciones y restricciones en los elementos así como seleccionar el material.

Cabe aclarar que cuando se está realizando el diseño del elemento hay que realizarlo en forma paramétrica, por si se necesita cambiar algún parámetro del diseño (ancho, largo), se modifique el elemento completo sin causar alguna imperfección en la reconstrucción del mismo.

4.6. METODO DE IMPACTO

Para realizar la simulación de impacto es necesario tener un diseño previo, este diseño se puede importar de algún otro software o se puede realizar con el DESIGN MODELER de ANSYS aunque con el software SOLIDWORKS este trabajo se realiza de una forma mucho más rápida; antes de iniciar con el proceso de simulación y análisis se debe configurar los materiales que serán usados en la simulación, estos materiales se deben escoger en el módulo de materiales no lineales ya que durante la simulación estos alcanza su régimen plástico, en la figura 136 se observa la biblioteca de elementos no lineales; una vez obtenido el diseño previo se procede a importarlo en el módulo EXPLICIT DYNAMICS como se muestra en la figura 137.

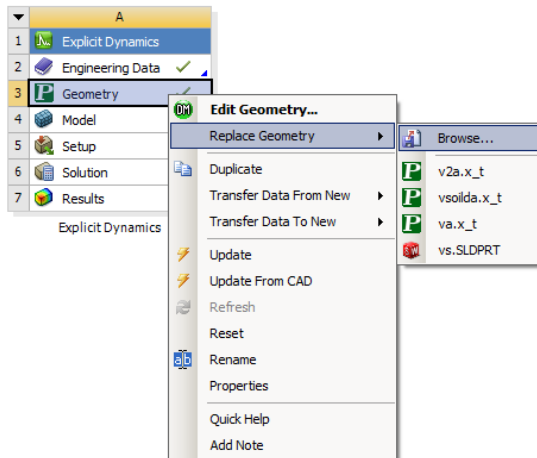
Figura 136. Biblioteca de elementos no lineales

1	Data Source	Location	Description
2	★ Favorites		Quick access list and default items
3	General Materials		General use material samples for use in various analyses.
4	General Non-linear Materials		General use material samples for use in non-linear analyses.
5	Explicit Materials		Material samples for use in an explicit analysis.
6	Hyperelastic Materials		Material stress-strain data samples for curve fitting.
7	Magnetic B-H Curves		B-H Curve samples specific for use in a magnetic analysis.
8	Thermal Materials		Material samples specific for use in a thermal analysis.

Outline of General Non-linear Materials					
	A	B	C	D	E
1	Contents of General Non-linear Materials	Add	source		Description
2	Material				
3	Aluminum Alloy NL	+	=		General aluminum alloy. Fatigue properties come from MIL-HDBK-5H, page 3-277.
4	Concrete NL	+	=		
5	Copper Alloy NL	+	=		
6	Gasket Linear Unloading	+	=		
7	Gasket Non-Linear Unloading	+	=		

Fuente: Autores

Figura 137. Selección del elemento a simular

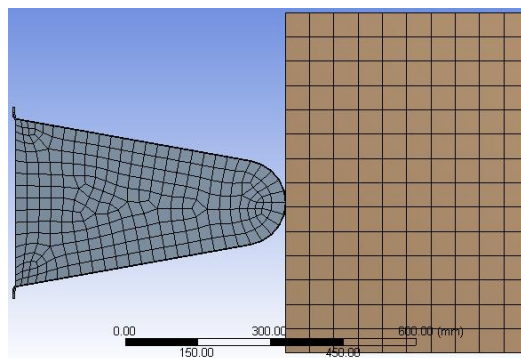


Fuente: Autores

Cuando ya se tiene el diseño en este módulo se revisa si está bien, debido a que ocasionalmente se generan problemas con la exportación del elemento, si esto ocurriera lo más conveniente es guardar el elemento en otro formato.

Enseguida se pasa al siguiente ítem MODEL, allí se realiza el proceso de mallado de todo el conjunto, y se verifica que la malla sea de buena calidad (esto se puede comprobar más adelante con la gráfica de energía de Hourglass), aunque sin reducir demasiado el tamaño del elemento con el que se efectúa el mallado debido a que esto representa un aumento exagerado del tiempo de simulación en la figura 138 se muestra la malla obtenida.

Figura 138. Mallado del cono anti-impacto y el objeto con el que impactara

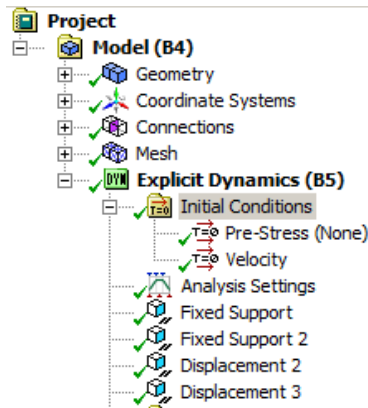


Fuente: Autores

Una vez obtenida la malla se sigue con el ítem SETUP en el cual se darán las condiciones iniciales del problema las cuales ya se mencionaron anteriormente este paso se muestra en la figura 161 y enseguida se incluyen otras condiciones, por ejemplo los soportes del sistema y cuales elementos tendrá libre desplazamiento.

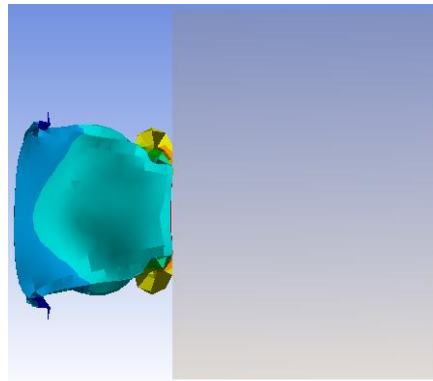
Y para finalizar ya habiendo aportado todas las condiciones del sistema se procede a darle clic en SOLVE el cual iniciara el proceso de solución; cuando el sistema encuentra la solución se selecciona el ítem SOLUTION y allí se puede agregar la respuesta que se desee ver en este caso una de las más importantes es la deformación total, la cual ilustrara la deformación que tuvo el cono tal como se muestra en la figura 140.

Figura 139. Condiciones iniciales



Fuente: Autores

Figura 140. Deformación total



Fuente: Autores

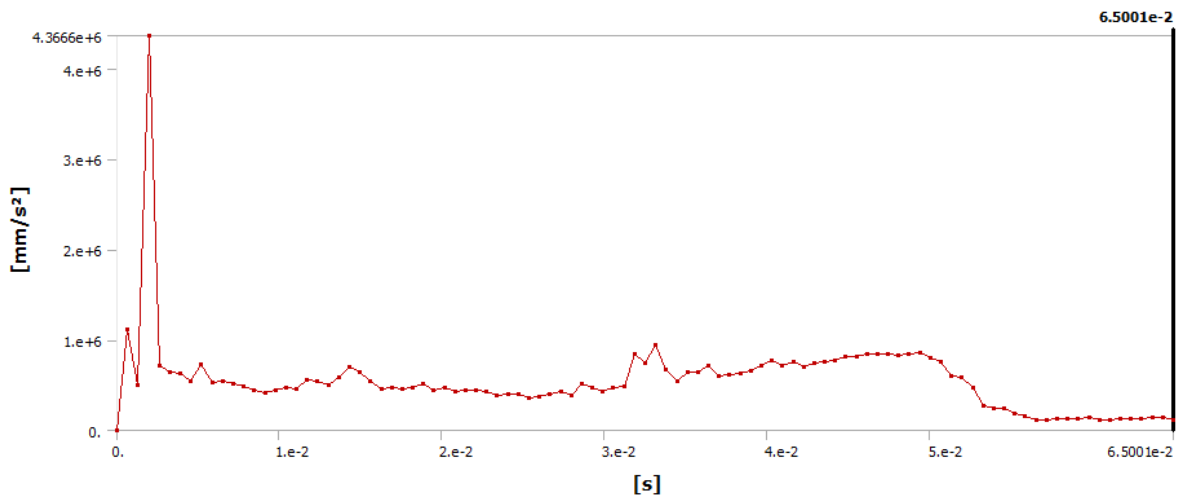
Una vez finalizado la simulación se revisan el tiempo al cual el bloque tuvo velocidad 0 y tuvo cambio en el sentido del desplazamiento también se debe revisar la energía absorbida y la aceleración promedio, en la figura 141 se observa que el tiempo donde el bloque cambia de sentido de desplazamiento es mucho menor que el tiempo calculado por lo cual se debe esperar que el elemento no cumpla con los requisitos establecidos tal como lo muestra la figura 142 de aceleración promedio, por lo tanto se hace necesario realizar cambios en la geometría del cono anti-impacto y si es llegado el caso se podría cambiar hasta su forma con tal de cumplir con los requisitos establecidos anteriormente.

Figura 141. Cambio del sentido de desplazamiento

	Time [s]	Minimum [mm/s]	Maximum [mm/s]
72	4.6151e-002	-1881.3	-1876.2
73	4.68e-002	-1491.6	-1487.4
74	4.7451e-002	-1105.9	-1101.4
75	4.8101e-002	-716.56	-711.75
76	4.875e-002	-323.45	-318.86
77	4.9401e-002	69.568	74.002

Fuente: Autores

Figura 142. Grafica aceleración



Fuente: Autores

Tomando los datos de la gráfica 142 se llega al resultado de una aceleración promedio de 545.57 mm/s^2 lo cual es el doble del permitido, como también se observa el pico de aceleración es muy alto para disminuir esto se realizan agujeros en la lámina.

En el anexo H se muestran los diferentes cambios realizados a la geometría.

4.6.1. Adaptación y simplificación del modelo

En el proceso de simulación de impacto se hizo algunas modificaciones o arreglos al sistema con el fin de agilizar las simulación teniendo en cuenta que los resultados obtenidos fueran razonables, una de las adaptaciones realizadas se llevó a cabo en el proceso de mallado, la cual fue modificarle el tamaño de la malla

al elemento rígido (pared) además de aumentarle el módulo de Young para así tratar de hacerlo muy rígido y de igual forma se modificó la malla del cono anti-impacto para logra obtener resultados más confiables sobre este.

4.6.2. Test con elementos finitos

Las pruebas con elementos finitos es una herramienta muy usada para determinar el efecto de las fuerzas sobre los materiales. En el caso del cono anti-impacto la solución más sencilla para simular y analizar este fenómeno es mediante el uso del software ANSYS con su módulo EXPLICIT DYNAMICS, uno de los componentes más importantes de este software es la gran capacidad de mallar modelos con geometrías complejas y proveer unos resultados muy detallados. Este Test se hace siguiendo una serie de pasos internos los cuales se inician induciendo un movimiento a los nodos en la malla y esto genera una cadena la cual es la siguiente:

- El movimiento de los puntos de los nodos produce la deformación de los elementos de la malla
- Los resultados de deformación generan en un cambio en el volumen (por lo tanto la densidad) del material en cada elemento
- La tasa de deformación se utiliza para derivar velocidades de deformación de materiales utilizando diversas formulaciones de elementos
- Las leyes constitutivas toman las velocidades de deformación de materiales y derivan tensiones del material resultante
- Las tensiones del material se transforman de nuevo en las fuerzas nodales utilizando diversas formulaciones de elementos
- Las fuerzas nodales externas se calculan a partir de las condiciones de contorno, cargas y contacto (interacción del cuerpo)
- Las fuerzas nodales están divididos en masa nodal para producir aceleraciones nodales
- Las aceleraciones se integran de forma explícita en el tiempo para producir nuevas velocidades nodales

- Las velocidades nodales están integradas explícitamente en el tiempo para producir nuevas posiciones nodales
- El proceso de solución se repite hasta que se alcanza un tiempo definido por el usuario¹¹

De esta forma opera internamente el software, por esta razón entre más fina la malla más elementos hay que analizar y por consiguiente más tiempo ejecución.

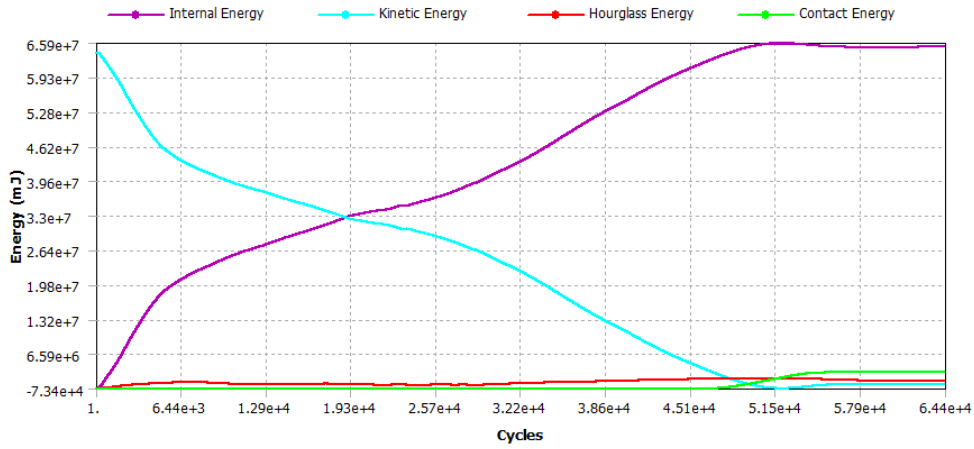
4.6.3. Interpretación de los resultados.

Cuando finaliza la simulación se puede obtener una serie de graficas mostradas en la figura 143 en la cuales puedo leer la energía interna, energía cinética, energía de contacto y Hourglass energy, a su vez cada una representa algo especial; la energía interna es la energía que tiene el elemento disipador en este caso el cono anti-impacto, la energía de contacto es aquella que se da entre la base del cono (punto donde se fija a la estructura) y el chasis para este caso hay que lograr que esta energía se mantenga lo más baja posible ya que si aumenta indicaría que parte de la energía la tiene que absorber el chasis, la energía cinética que es aquella que trae el cuerpo en movimiento en este caso el bloque de concreto y por ultimo Hourglass energy la cual representa la calidad de la malla esta grafica debe siempre estar en el valor más pequeño posible, si lo contrario llegase a ocurrir los resultados serían erróneos y se tendría que disminuir el tamaño de los elementos de la malla.

También se puede obtener la gráfica de aceleración y se comprueba que la aceleración promedio cumpla con el objetivo de no superar los 25g en la figura 144 a continuación se muestra una gráfica de aceleración versus tiempo.

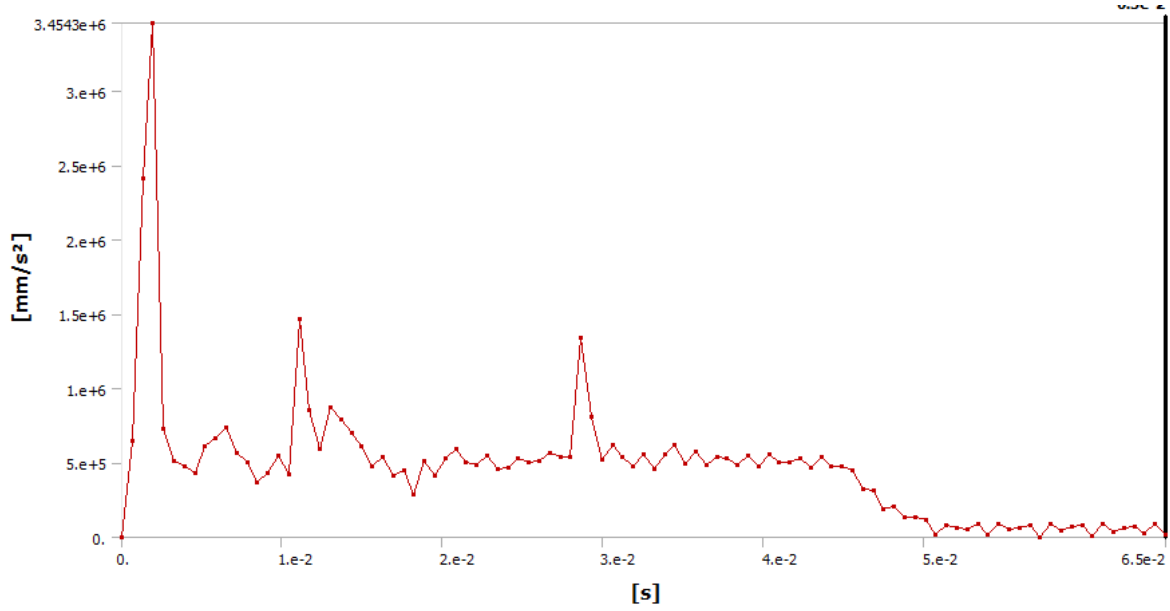
¹¹ Proceso de simulación AUTODYN. ANSYS 14.5 HELP

Figura 143. Resumen de energías



Fuente: Autores

Figura 144. Grafica aceleración



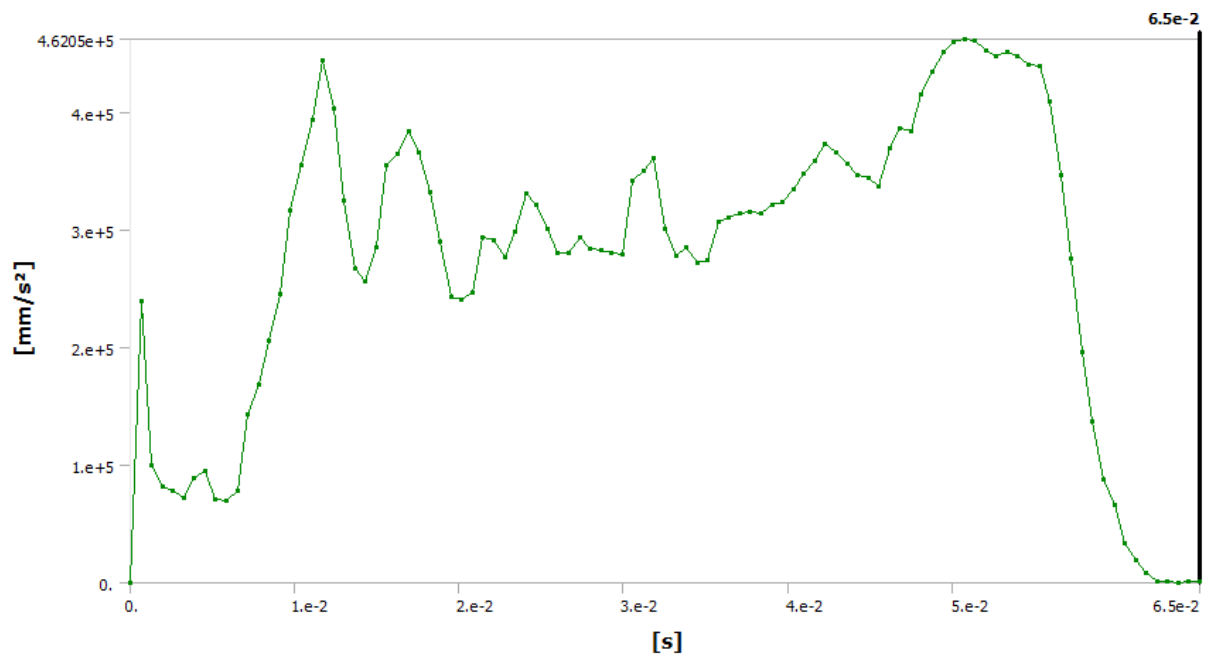
Fuente: Autores

Con la figura 144 anteriormente mostrada se logra obtener una aceleración promedio de 466 mm/s² (aproximadamente 47g) lo cual no cumple con lo establecido por esta razón se hace necesario de buscar otra geometría hasta cumplir con lo estipulado.

En la gráfica de aceleración vs tiempo mostrada en la figura 145 se logra cumplir con el objetivo el cual fue no superar una aceleración promedio de 25g su resultado fue de 245.3 mm/s², como se puede notar al agregar agujeros el pico más alto de aceleración disminuyo (paso de aproximadamente 460g a 46g), también se muestra la gráfica en la figura 146 de resumen de energías en la cual se ve que el cono anti-impacto absorbe toda la energía cinética del muro de concreto y no se generan aumentos en la energía de contacto ni Hourglaas igualmente se muestra la gráfica de deformación total en la figura 147.

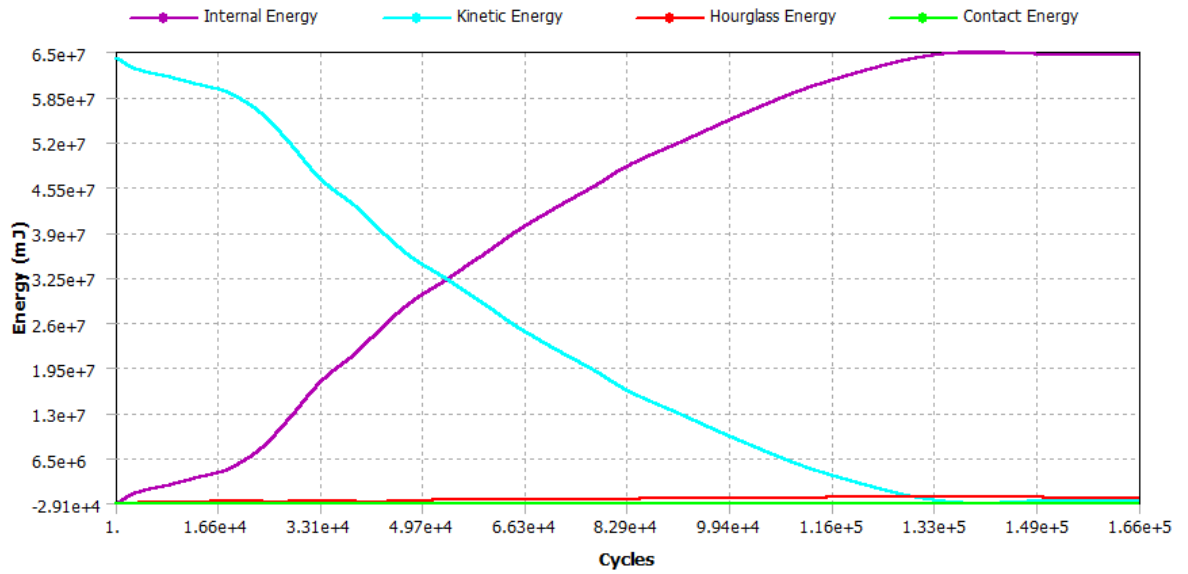
En la figura 148 se muestra el cambio de velocidad vs el tiempo y se logra que el cono anti-impacto detenga el muro de concreto en un tiempo de 0.052 segundos.

Figura 145. Aceleración del cono anti-impacto



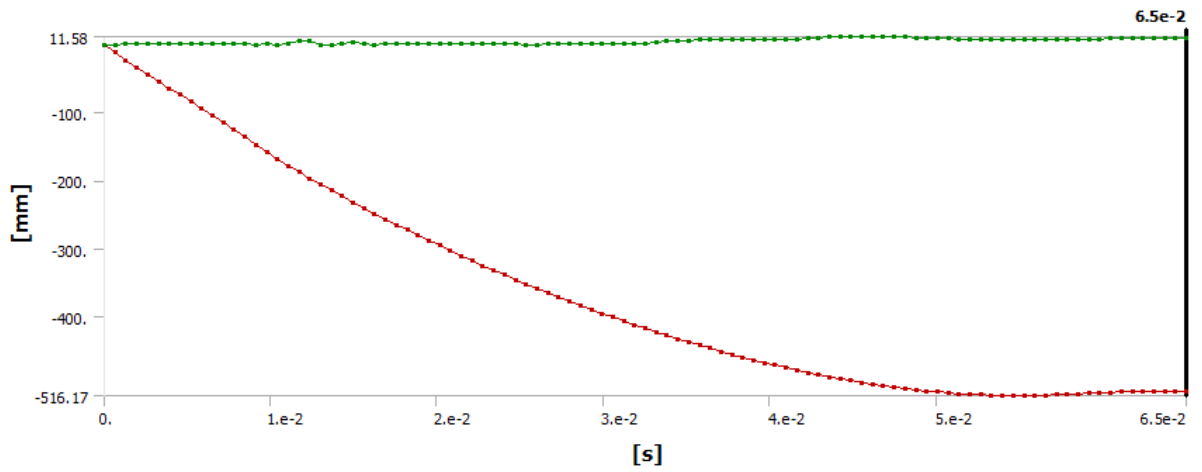
Fuente: Autores

Figura 146. Resumen de energía para el cono final



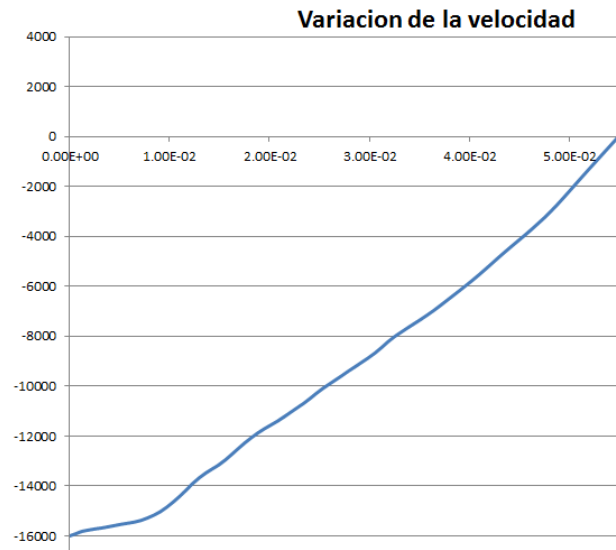
Fuente: Autores

Figura 147. Deformación del cono anti-impacto vs tiempo



Fuente: Autores

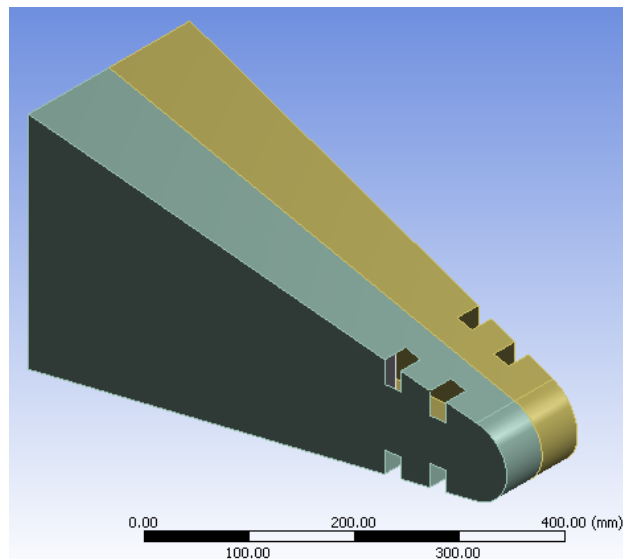
Figura 148. Variación de velocidad vs tiempo



Fuente: Autores

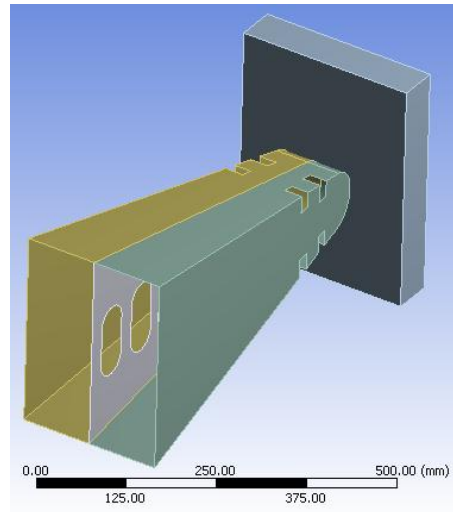
Una vez obtenida la geometría que cumpla con los requisitos solo resta realizar el plano y se daría por terminado el diseño del cono anti-impacto, en la figura 149 se muestra el modelo final y su disposición para la simulación.

Figura 149. Cono anti-impacto modelo final



Fuente: Autores

Figura 150. Disposición final para la simulación



Fuente: Autores

En el anexo I se muestra el plano del cono anti-impacto y unas graficas del proceso de deformación durante la simulación.

5. CARENADO

Denominación genérica para indicar un elemento de la carrocería con función aerodinámica y a veces también de acabado estético. El vocablo deriva de carena que es la parte sumergida de un buque, cuya forma se estudia y determina para mejorar su deslizamiento. Esto explica el nombre de carenado dado a los elementos cuya misión principal es la de unir entre sí superficies discontinuas de la carrocería; también se llaman carenados todos los revestimientos de elementos mecánicos del coche que tienen la misión de aumentar la penetración aerodinámica.

El sector en el que los carenados han tenido mayor desarrollo ha sido obviamente el de las competiciones, en las que las elevadas velocidades exigen frecuentemente correcciones aerodinámicas. Entre los muchos ejemplos que se pueden citar, el del Mercedes de Fórmula 1 de 1954, que sobre circuitos especialmente veloces adoptaba el carenado de las ruedas, que luego ya no fue permitido, por razones de seguridad.

Los carenados, realizados antiguamente con chapa, se hicieron luego con aleaciones ligeras de aluminio e incluso de magnesio. Actualmente se emplean casi exclusivamente resinas de poliéster reforzadas con fibra de vidrio, que presentan óptimas características mecánicas y poseen la ventaja de su ligereza (la reducción de peso respecto a la chapa puede llegar incluso al 70 %). El carenado delantero de un moderno coche de Fórmula 1 pesa unos pocos kilogramos solamente y se hace principalmente de fibra de carbono.

5.1. AERODINAMICA

Es el estudio de la relación que existe entre un cuerpo sólido y el fluido que lo rodea; es uno de los aspectos que más se cuida en los monoplazas debido a que es uno de los más influyentes para el buen rendimiento y comportamiento del mismo, por esta razón los equipos emplean costosos programas de simulación de fluidos por ordenador (programas de CFD) y ensayos en los túneles de viento.

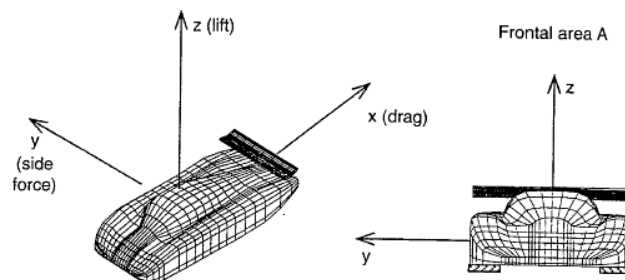
Habitualmente los monoplazas circulan a velocidades superiores a los 300 km/h en la mayoría de los circuitos; aunque para el caso del FSO2-e se espera que alcance una velocidad máxima de 100 km/h. Todo esto hace que sea necesario configurar la aerodinámica del coche teniendo en cuenta infinidad de parámetros para que el coche se comporte de forma adecuada. La aerodinámica en la actualidad sirve principalmente para dos cosas: conseguir una baja resistencia aerodinámica del vehículo para conseguir una gran velocidad punta con un menor consumo y potencia de motor, y para conseguir altos niveles de carga aerodinámica para que el coche se adhiera lo máximo posible al suelo. El equilibrio entre ambos planteamientos, es el que determina si un monoplaza es competitivo o no en un circuito determinado. Un monoplaza con mucha carga aerodinámica, consigue entrar en curvas mucho más rápido, mientras que con poca carga, se consigue una mayor velocidad punta en recta debido a la menor resistencia aerodinámica del mismo. No se puede obtener las dos cosas a la vez. El tener una velocidad punta más alta significa perder carga aerodinámica y al revés, el conseguir una gran carga aerodinámica y una velocidad alta en el paso por curva, resultará en una alta resistencia aerodinámica y en que no se alcancen velocidades puntas altas.

5.2. FUERZAS IMPLICITAS

Principalmente existen dos categorías básicas de fuerzas aerodinámicas. La primera es la presión, la cual actúa normal a la superficie y es la responsable del lift y una parte del drag; la segunda fuerza es la de superficie por ejemplo la fricción la cual actúa paralelamente a la superficie del cuerpo y solo contribuye al aumento del drag.

Las fuerzas resultantes debidas a estas contribuciones se pueden dividir en varios componentes, pero las direcciones más comunes son las mostradas en la figura 151.

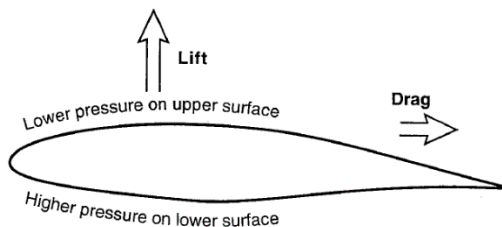
Figura 151. Fuerzas resultantes en un vehículo



Fuente: Katz, Joseph. Race car aerodynamics: designing for speed. Massachusetts, USA, 1995.

Basándose en un sistema coordinado se pueden definir tres coeficientes de fuerzas y momentos, pero por simplicidad solo se enfocara en las dos más comunes: el lift y drag. La fuerza lateral es importante en caso de adelanto pero para el caso del FO2e solo se tomaran en cuenta las más representativas.

Figura 152. Fuerzas resultantes en un perfil



Fuente: Katz, Joseph. Race car aerodynamics: designing for speed. Massachusetts, USA, 1995.

Para el cálculo de dichas fuerzas se usaran las ecuaciones 12 y 13 mostradas a continuación

$$L = \frac{1}{2} * \rho * V^2 * S * C_l \quad \text{Ecuacion (12)}$$

$$D = \frac{1}{2} * \rho * V^2 * S * C_d \quad \text{Ecuacion (13)}$$

Donde L y D son las fuerzas de Lift y Drag respectivamente, ρ es la densidad del aire, V es la velocidad del aire, S es el área proyectada, C_l y C_d son los coeficientes de drag y lift respectivamente

La dirección del drag es paralela al movimiento del vehículo y es la fuerza que genera la resistencia al avance, mientras el lift actúa normalmente al suelo y en el caso de automovilismo este se toma negativo y generalmente es denominado downforce.


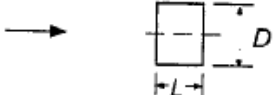
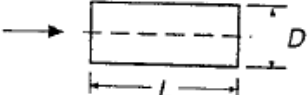
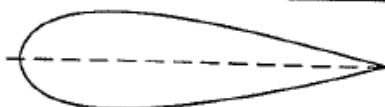
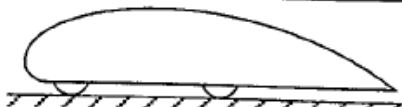


Las fuerzas aerodinámicas son muy importantes, pero es más importante tener estos datos en una forma no dimensional para esto se despejan los coeficientes con lo cual se obtendrán las ecuaciones 14 y 15 mostradas a continuación.

$$C_d = \frac{D}{\frac{1}{2} * \rho * V^2 * S} \quad \text{Ecuacion (14)}$$

$$C_l = \frac{L}{\frac{1}{2} * \rho * V^2 * S} \quad \text{Ecuacion (15)}$$

La figura 153 mostrada a continuación ilustra el rango aproximado de coeficientes aerodinámicos para algunas formas generales.

Figura 153. Coeficientes aerodinámicos

			C_L	C_D
1	Circular plate		0	1.17
2	Circular cylinder $L/D < 1$		0	1.15
3	Circular cylinder $L/D > 2$		0	0.82
4	Low drag body of revolution		0	0.04
5	Low drag vehicle near the ground		0.18	0.15
6	Generic automobile		0.32	0.43
7	Prototype race car		-3.00	0.75

Fuente: Katz, Joseph. Race car aerodynamics: designing for speed. Massachusetts, USA, 1995.

Como se verá más adelante el downforce (lift negativo) puede incrementar el desempeño del auto y por lo tanto los diseñadores agregan más elementos al auto para optimizar esto como lo son los alerones, difusores etc.

5.3. INTRODUCCIÓN A JAVAFOIL.

Figura 154. JAVAFOIL



Fuente: Autores

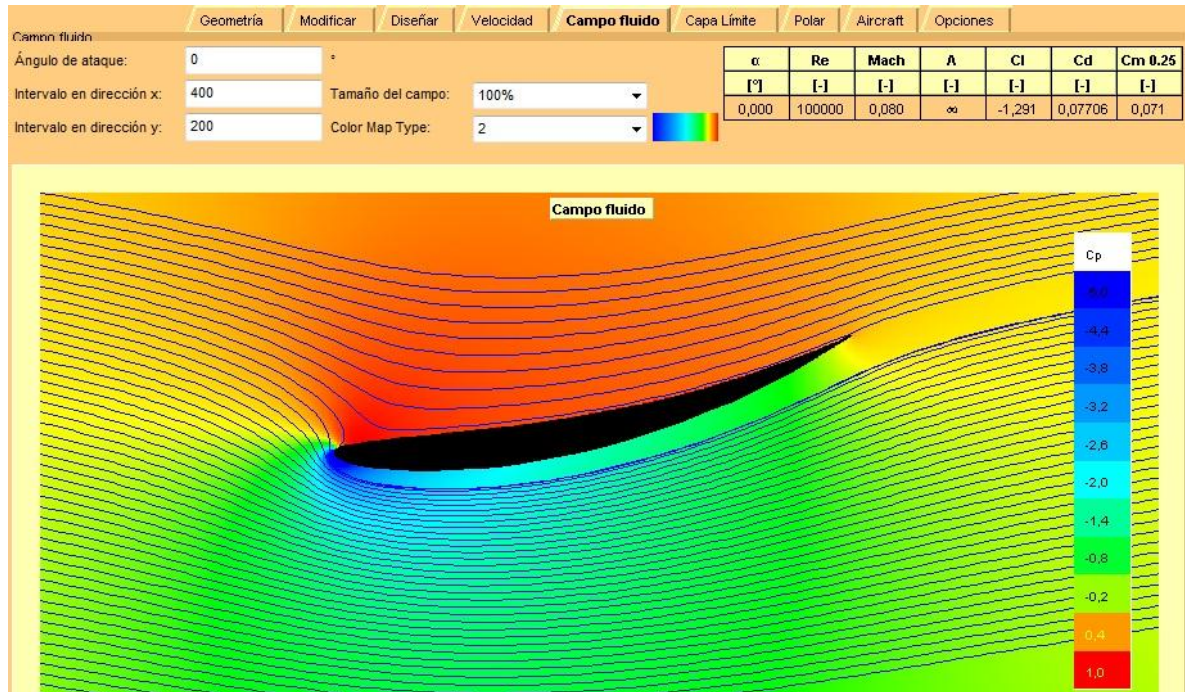
JAVAFOIL es un programa relativamente sencillo el cual usa métodos tradicionales para el análisis de perfiles aerodinámicos con flujo sub-sónico.

El mayor propósito de este programa es determinar el lift, drag y momentos característicos de los perfiles aerodinámicos, también puede calcular la distribución de velocidades sobre la superficie del perfil, la velocidad y la presión local son hallados por medio de la ecuación de Bernoulli, con esto JAVAFOIL puede calcular el comportamiento de las líneas de flujo cercanas a la superficie (la capa limite). El análisis de esta capa limite se hace a lo largo de la parte superior e inferior de la superficie, empezando desde un punto asignado, esto se resuelve por medio de ecuaciones diferenciales (ver anexo J) las cuales encuentran los diferentes parámetros de la capa limite, estos datos encontrados son los usados para calcular el drag en el perfil que se está analizando; los análisis se repiten para diferentes ángulos de ataque.

Además posee herramientas especiales para la creación y modificación de perfiles aerodinámicos, estas herramientas se presentan en una interfaz gráfica sencilla y fácil de usar.

5.3.1. Limitaciones

Figura 155. Flujo en un perfil



Fuente: Autores

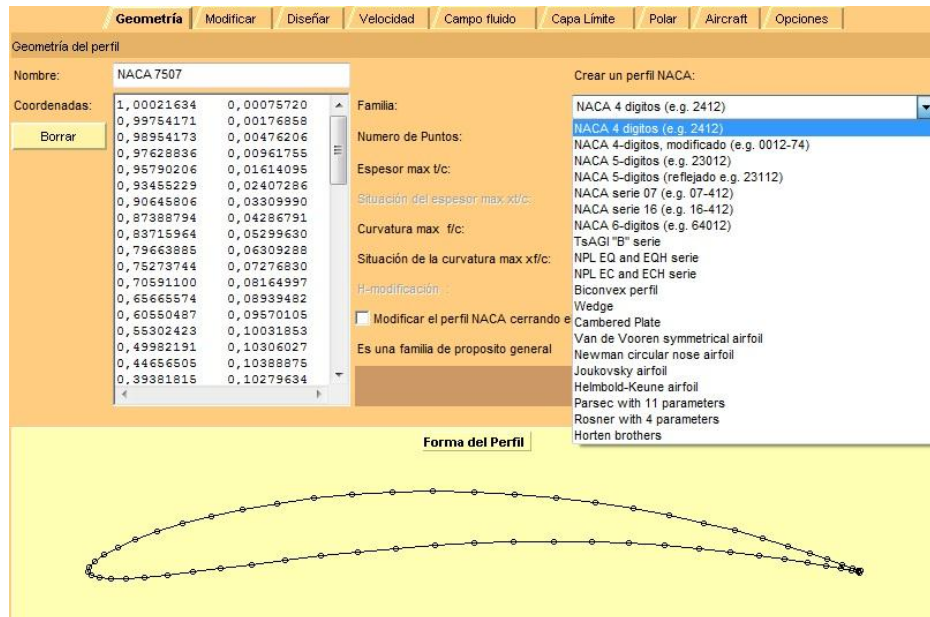
Se puede notar que JAVAFOIL es un programa relativamente sencillo con algunas limitaciones. Como en todos los software de ingeniería, las restricciones están en cómo se juzga y que tanto el usuario confía en este.

Este software no modela separación laminar de flujo, por lo tanto si esto ocurre los resultados serían erróneos. El método de la capa límite no incluye ninguna retroalimentación para una solución de flujo, lo cual indica que es limitado para la mayor parte del fluido unido a la superficie, la separación de flujo es modelada con algunas correcciones empíricas así que la máxima sustentación puede ser estimada por perfiles aerodinámicos convencionales.

Sin embargo una simple herramienta como JAVAFOIL ayuda a estimar la mayoría de los efectos y contribuye a mejorar un diseño para evitar picos de succión y separación del flujo.

5.3.2. Secciones o perfiles de alerón

Figura 156. Secciones o Perfiles



Fuente: Autores

Este programa da la posibilidad de seleccionar una variedad de secciones (perfiles) con los cuales se puede iniciar el diseño de un alerón entre los cuales se encuentran:

- NACA 4 Dígitos
- NACA 4 Dígitos modificado
- NACA 5 Dígitos
- NACA serie 07
- NACA 6 Dígitos
- TsAGI
- NPL EQ

La diferencia entre cada uno de estos perfiles está relacionado con la proporción que hay entre cada uno de los elementos que componen el perfil; en el subcapítulo 5.5 se especificara de una mejor forma los elementos implícitos en los perfiles y la sección seleccionada para el FSO2e.

5.4. INTRODUCCION A ANSYS FLUENT

Los programas como Fluent, se basan en el método de los volúmenes finitos, utiliza las ecuaciones de continuidad, ecuaciones para determinar la velocidad en regímenes turbulentos y la ecuación de la energía. Hay que señalar que la ecuación de la energía solo se tendrá en cuenta cuando se está tratando flujos compresibles, es decir, cuando se trabaja con números de mach superiores a 0,2 que para el caso del FSO2-e no aplica.

Las leyes que rigen el movimiento de una partícula fluida son conocidas desde mediados del siglo XIX y son las denominadas ecuaciones de Navier-Stokes, que pueden expresarse con distintas nomenclaturas, en distintos sistemas de referencia y con distintas notaciones. Para un fluido Newtoniano, se pueden expresar así:

Continuidad:
$$\frac{d\rho}{dt} + \rho * \nabla * \vec{u} = 0 \quad \text{Ecuacion (16)}$$

Cantidad de movimiento:
$$\rho * \frac{d\vec{u}}{dt} = \rho * \frac{\delta\vec{u}}{\delta t} + \rho * (\vec{u} * \nabla) * \vec{u} \quad \text{Ecuacion (17)}$$

Energía:

$$\frac{\delta(\rho E)}{\delta t} + \nabla * (\rho * \vec{u} * E) = \nabla * (k\nabla T) + \nabla * (\vec{\sigma} \vec{u}) + W_f + q_H \quad \text{Ecuacion(18)}$$

El concepto de conservación significa que la variación de una determinada magnitud intensiva o propiedad en un determinado volumen es debida al efecto neto de las fuentes internas de esa magnitud y al efecto del flujo de esa magnitud que atraviesa la frontera del volumen que define al sistema. En el caso de la Mecánica de Fluidos, las propiedades que se conservan son la masa, la cantidad de movimiento y la energía.

Las condiciones iniciales definen el estado del fluido en el instante inicial considerado como origen para la evolución temporal ($t = 0$). Por tanto, para la correcta definición de un problema se deberá conocer el valor que tienen todas las

variables en ese instante. Muchas veces, en problemas resueltos mediante técnicas numéricas esto es imposible, con lo que se ha de buscar una alternativa. La más sencilla y habitual consiste en dar a todas las variables un valor cero, asumiendo que, si se avanza suficientemente en el tiempo, se llega a un estado estacionario, o periódico, independientemente de la solución inicial, según las condiciones de contorno sean constantes o periódicas. Tiene como ventaja la sencillez de implementación, pero tiene una gran desventaja, pues si dicha solución inicial se aparta bastante de la solución real, puede dar lugar a problemas de convergencia en cuanto a la resolución de las ecuaciones.

Se dice que el sistema de ecuaciones algebraicas generadas en el proceso de discretización es consistente con el sistema original si, cuando el espaciado del mallado tiende a cero, el sistema de ecuaciones es equivalente al sistema en derivadas parciales en cada punto. La comprobación de la consistencia requiere la sustitución de la solución exacta en las ecuaciones algebraicas resultantes de la discretización, y la expansión de todos los términos como series de Taylor en torno a un punto. Para obtener consistencia, la expresión resultante debe estar formada por la ecuación en derivadas parciales original más un resto, el cual debe anularse si el mallado se refina. Se define la convergencia como la capacidad que tiene un conjunto de ecuaciones algebraicas para representar la solución analítica de un conjunto de ecuaciones diferenciales, si ésta existiese.

Las ecuaciones se dice que convergen si la solución numérica tiende a la solución analítica cuando el espaciado del mallado o el tamaño del elemento tienden a cero.

Una solución de un sistema de ecuaciones algebraicas que aproxima un sistema de ecuaciones en derivadas parciales es convergente si la solución aproximada es igual a la solución exacta para cada valor de la variable independiente cuando el espaciado en el mallado tiende a cero.

Un conjunto de ecuaciones resulta estable si los valores de las variables implicadas tienden hacia una solución correcta sin que los errores de cálculo en la

solución discreta deformen los resultados mientras se realiza el proceso numérico. El concepto de estabilidad está relacionado con el crecimiento o la atenuación de errores introducidos en la fase de cálculo, pues el ordenador introduce un error de redondeo en cada cálculo que realiza. Se utilizan distintos métodos numéricos para obtener una valoración de dicha estabilidad.¹²

5.4.1. Modelos de Turbulencia

En la práctica, casi todos los flujos que interesan a científicos e ingenieros son turbulentos.

Para entender en qué consiste la turbulencia pueden resultar ilustrativos unos ejemplos corrientes. Al abrir un grifo de cocina sólo un poco, el agua que fluye desde el grifo lo hace suave y limpiamente. Este flujo se llama laminar. Si se abre algo más, el chorro deja de ser transparente y tiene una apariencia... ¡turbulenta! Lo mismo se puede ver en el humo de un cigarrillo encendido en el aire en calma. Al salir del cigarrillo el flujo es laminar. Algo más arriba se transforma en ondulado y difuso.

La turbulencia se podría definir como un fenómeno de inestabilidad intrínseca del flujo. Provoca que el fluido pase a comportarse de forma aparentemente caótica. De una manera descriptiva podría hablarse de la formación de torbellinos más o menos aleatorios alrededor de la dirección media del movimiento. Surge cuando la velocidad del fluido supera un umbral específico, por debajo del cual las fuerzas viscosas amortiguan el comportamiento caótico.

El medio que se suele utilizar para determinar si un flujo va a ser turbulento o no, es el número de Reynolds. Este número indica la relación, o la importancia relativa, entre las fuerzas inerciales y las fuerzas viscosas de la corriente. Fuerzas inerciales grandes en relación con las viscosas tienden a favorecer la turbulencia,

¹² CARRERA, Rafael. OPTIMIZACIÓN AERODINÁMICA DE UN FÓRMULA UNO MEDIANTE DISPOSITIVOS ESTABILIZADORES DE CAPA LÍMITE. Proyecto de grado para obtener título de Ingeniero Industrial. Universidad Pontificia Comillas. Madrid, 2007. 311 p.

mientras que una viscosidad alta la evita. Dicho de otro modo, la turbulencia aparece cuando el número de Reynolds supera cierto valor.

La turbulencia no es un fenómeno siempre indeseable. En los cilindros de un motor de combustión interna, por ejemplo, la turbulencia mejora el mezclado del combustible y el comburente y produce una combustión más limpia y eficiente. La capa límite turbulenta es más resistente al desprendimiento que la laminar; por eso en los aviones de aerodelismo se busca conseguir que el flujo sobre las alas sea turbulento de forma que puedan volar en circunstancias más extremas sin entrar en pérdida (en aviones de mayor tamaño no existe este problema porque el flujo es siempre turbulento). Los hoyos de las pelotas de golf hacen pasar la capa límite a turbulenta debido a que al desprenderse más tarde que la laminar, reducen el tamaño de la estela, disminuyendo sustancialmente el arrastre. Con esto se consigue lanzar la bola a más del doble de distancia con la misma fuerza. Los torbellinos, también llamados vórtices, que caracterizan el flujo turbulento son de muy diversos tamaños. Estos vórtices se forman y deshacen sin solución de continuidad. Los torbellinos grandes se rompen en otros menores, éstos en torbellinos más pequeños, y así sucesivamente. Cuando los torbellinos se hacen lo suficientemente pequeños se disipan en forma de calor debido a la viscosidad.

Las ecuaciones de Navier-Stokes son una representación matemática adecuada de los flujos de fluidos, incluso turbulentos. Sin embargo, la resolución de estas ecuaciones de forma que se calcule el flujo turbulento requiere una discretización temporal y de la malla de cálculo tan detallada que en la práctica resulta inviable.

Por fortuna, no se necesita simular el flujo de esta manera para obtener información útil. Incluso, aunque fuera factible, se generarían más datos de los que se pueden manejar. Habitualmente lo que interesa son los efectos de la turbulencia sobre los valores medios de las variables: la velocidad media y la presión media en el caso del flujo en un conducto; en el caso de un avión, las

fuerzas medias de resistencia y sustentación; para el caso de un motor, los efectos de la turbulencia sobre las relaciones de mezcla entre combustible y comburente; etc.

Para conseguir esto, las ecuaciones de Navier-Stokes se promedian sobre las escalas de las fluctuaciones de turbulencia. En la práctica, esto significa que no suele calcularse el movimiento de todos y cada uno de los pequeños torbellinos. Antes bien, se calculan los torbellinos grandes y se utilizan modelos de turbulencia para estimar los efectos de los pequeños torbellinos sobre los grandes.

Estos métodos dan lugar a un campo de flujo promediado y simulado que es más uniforme que el flujo real, y, por tanto, reduce drásticamente el número de puntos de malla y la discretización temporal necesaria para simular el campo.

Los modelos básicos de turbulencia que se utilizan actualmente varían en complejidad desde simples coeficientes de viscosidad ajustados hasta sistemas completos de ecuaciones adicionales. Algunos de ellos son:

- Modelo de longitud de mezcla.
- Modelo K- Épsilon (con multitud de variantes).
- Modelos de Esfuerzos cortantes de Reynolds.

Todos ellos incluyen coeficientes que hay que ajustar para cada tipo de flujo y que, habitualmente, se obtienen por vía experimental. Por otra parte, cada modelo tiene sus preferencias: van mejor con flujos abiertos o confinados, con separación o sin ella... En definitiva, las simulaciones de flujos turbulentos promediados poseen sólo la exactitud de los modelos que incorporan. Como resumen de estos comentarios sobre la turbulencia, se puede decir que la validez de una simulación numérica depende en gran parte de la modelización de la turbulencia, y que, respecto a ésta, todavía no se dispone de modelos de resolución perfectos.

No existe ningún modelo de turbulencia que se pueda definir como el mejor para cualquier clase de simulación y problema. La elección del modelo de turbulencia

adecuado depende de la tipología del flujo que se pretende estudiar. Según el modelo de turbulencia que se emplee para un determinado problema así será la precisión de los resultados, la convergencia de la simulación, el requerimiento de potencia de ordenador, el tiempo de simulación, etc. Para elegir el modelo adecuado para cada problema primero hay que entender las posibilidades y limitaciones de cada uno de los modelos de los que dispone el programa. En el anexo K se da una explicación breve de cada uno de los modelos de turbulencia disponible para el análisis en FLUENT en el caso de este proyecto se procedió a tomar el modelo K-épsilon ESTANDAR esta decisión fue tomada según la documentación encontrada sobre estudios similares y conjuntamente es el recomendado por ANSYS para estudios de vehículos tipo formula con velocidades no superiores a 200 km/h.

5.4.2. Discretización de las ecuaciones de flujo

Para que un ordenador pueda resolver las ecuaciones que describen el movimiento del fluido, éstas han de ser transformadas en expresiones algebraicas que sólo contengan números, combinados mediante operaciones sencillas, tales como sumar, restar y multiplicar.

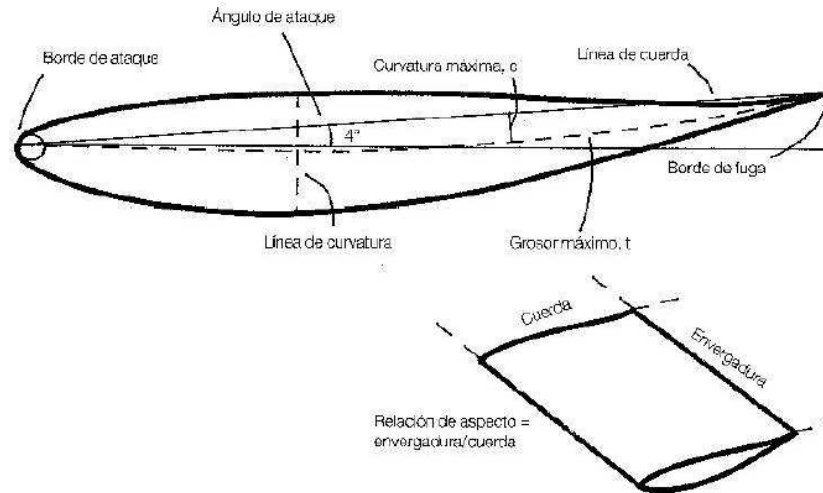
La transformación de las ecuaciones diferenciales en su análogo numérico, es lo que se llama proceso de discretización numérica. Hay varias técnicas de discretización, dependiendo de los principios en que se basen. Las más usadas son: diferencias finitas, volúmenes finitos, y elementos finitos. En el anexo L se describirá brevemente el método de los volúmenes finitos, que es el utilizado por el programa FLUENT.

5.5. ALERÓN

La terminología de alerones proviene de la aeronáutica. "Alerón" es considerada normalmente otra forma de decir "ala", que es un cuerpo en el que el aire que pasa sobre él crea fuerza de sustentación o carga aerodinámica, sin que con ello

se cause una resistencia al avance excesiva. Los elementos que componen un alerón se describen en el siguiente gráfico:

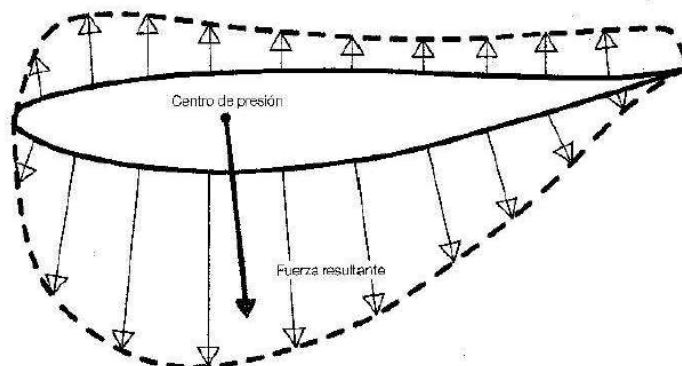
Figura 157. Elementos que componen un alerón



Fuente: Carrera, Rafael. OPTIMIZACIÓN AERODINÁMICA DE UN FÓRMULA UNO MEDIANTE DISPOSITIVOS ESTABILIZADORES DE CAPA LÍMITE.

El punto o línea teórica sobre el que actúan las fuerzas sobre el alerón, y en el cual no hay un momento o par incidente se denomina centro de presión. En realidad la situación de este punto surge de la suma de la distribución de presiones sobre todo el alerón, tanto por la superficie superior como por la inferior.

Figura 158. Distribución de Fuerzas



Fuente: Carrera, Rafael. OPTIMIZACIÓN AERODINÁMICA DE UN FÓRMULA UNO MEDIANTE DISPOSITIVOS ESTABILIZADORES DE CAPA LÍMITE.

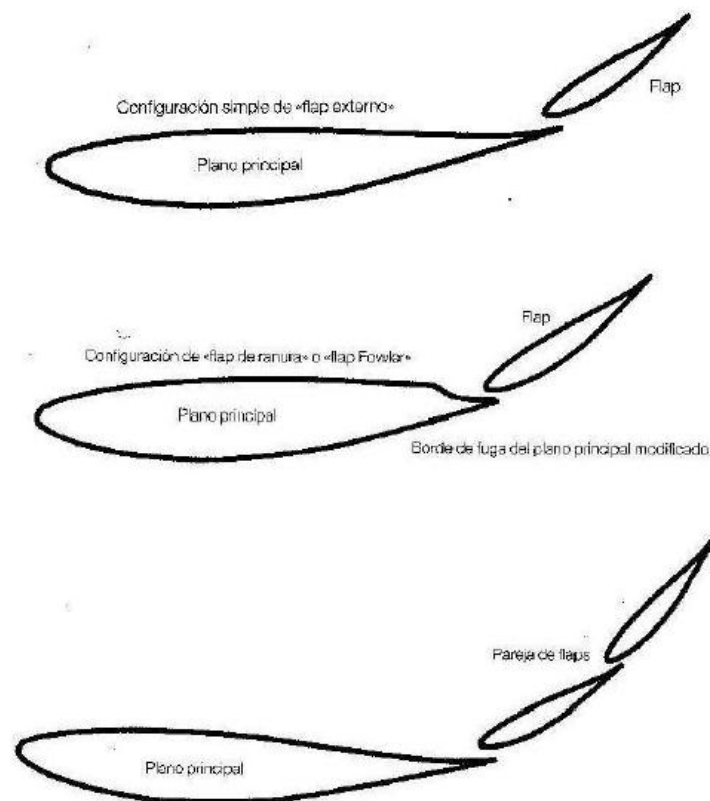
La relación sustentación/resistencia del alerón se utiliza como medida de eficiencia aerodinámica.

La carga aerodinámica proporcionada por el alerón aumenta a medida que aumenta el ángulo de ataque, hasta un valor límite, por encima del cual el alerón entra en pérdida. En esta situación el flujo de aire se separa del perfil. Se da entonces una pérdida repentina de la carga aerodinámica y un aumento proporcional de la resistencia, este efecto es conocido con el nombre de STALL.

Los alerones de los vehículos de competición pueden estar compuestos por uno o varios elementos principales y también por distintos tipos de apéndices o “flaps”, dependiendo de la reglamentación y la competición en la que participen.

En los siguientes gráficos se ilustran diferentes configuraciones de alerones:

Figura 159. Configuraciones de Alerones múltiples



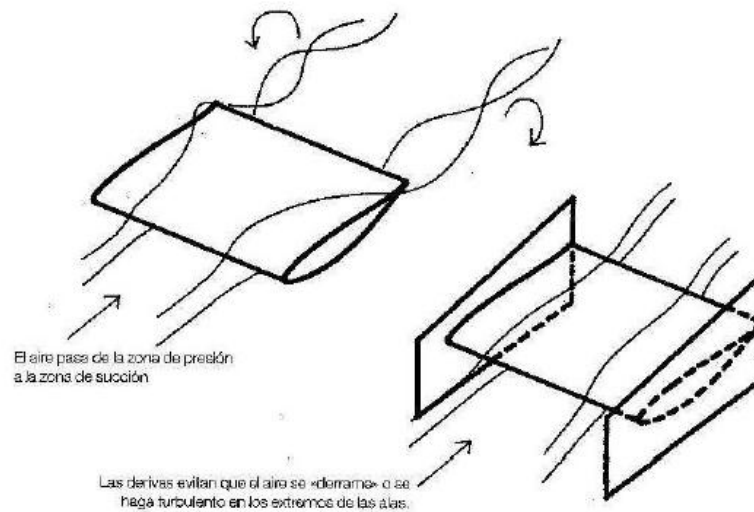
Fuente: Carrera, Rafael. OPTIMIZACIÓN AERODINÁMICA DE UN FÓRMULA UNO MEDIANTE DISPOSITIVOS ESTABILIZADORES DE CAPA LÍMITE.

Por lo general el empleo de más elementos principales logra valores de carga aerodinámica más altos. El empleo de pequeños alerones y apéndices (flaps), facilita el ajuste de la aerodinámica del coche y una mejor puesta a punto del equilibrio del vehículo.

En algunos alerones se emplean elementos secundarios como las derivas laterales y los perfiles Gurney. Las derivas laterales impiden que haya un derrame o que se vuelva turbulento el aire en los extremos del alerón.

Al estar la zona superior en sobrepresión y la inferior en depresión el aire tiende a irse de la superficie superior a la inferior. Este efecto, que aumenta la resistencia, es el que impiden las derivas laterales.

Figura 160. Derivas laterales

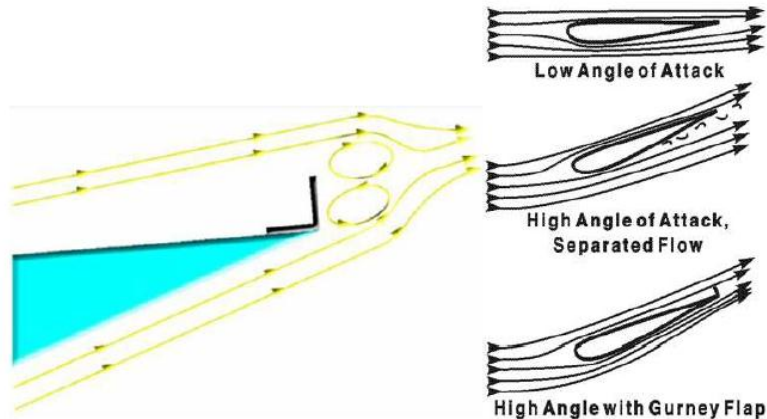


Fuente: CARRERA, Rafael. OPTIMIZACIÓN AERODINÁMICA DE UN FÓRMULA UNO MEDIANTE DISPOSITIVOS ESTABILIZADORES DE CAPA LÍMITE.

El “flap” o perfil Gurney es una pequeña aleta en forma de ángulo recto que va fijada al alerón en la parte de atrás y en la zona superior. Este elemento forma un vórtice invertido justo por detrás de él lo que añade una componente vertical a la velocidad en el borde de fuga. El efecto de este elemento es análogo a añadir más

curvatura a un alerón y, además, ayuda a evitar el desprendimiento de la capa límite. Sus ventajas son la rapidez del montaje y su intercambiabilidad, que hacen de ellos ser un elemento valioso para la puesta a punto precisa de la aerodinámica del vehículo.

Figura 161. Efecto perfil Gurney



Fuente: CARRERA, Rafael. OPTIMIZACIÓN AERODINÁMICA DE UN FÓRMULA UNO MEDIANTE DISPOSITIVOS ESTABILIZADORES DE CAPA LÍMITE.

Por ultimo comentar que las condiciones de trabajo de un alerón dentro de un vehículo de competición distan mucho de ser las ideales. En un túnel de viento o en un avión por ejemplo, un alerón trabajara con aire limpio por lo general, sin turbulencias o perturbaciones. Sin embargo, en un vehículo de competición los elementos aerodinámicos se verán influidos por las ruedas, los elementos de la suspensión, la cabeza del piloto, por el flujo de aire perturbado debido a la presencia de un vehiculó por delante, etc. Esto quiere decir que se deben diseñar los elementos aerodinámicos del vehículo como conjunto y teniendo en cuenta estas perturbaciones, intentando con el diseño minimizarlas, o al menos, su influencia.¹³

¹³ CARRERA, Rafael. OPTIMIZACIÓN AERODINÁMICA DE UN FÓRMULA UNO MEDIANTE DISPOSITIVOS ESTABILIZADORES DE CAPA LÍMITE. Proyecto de grado para obtener título de Ingeniero Industrial. Universidad Pontificia Comillas. Madrid, 2007. 311 p.

5.5.1. Normativa SENA

Figura 162. Logo formula SENA eco



Fuente: Reglamento Técnico Formula SENA eco

En el reglamento técnico del SENA se da una aclaración sobre algunos elementos que influyen en la aerodinámica del vehículo estas especificaciones son las siguientes:

5.5.1.1. Carrocería.

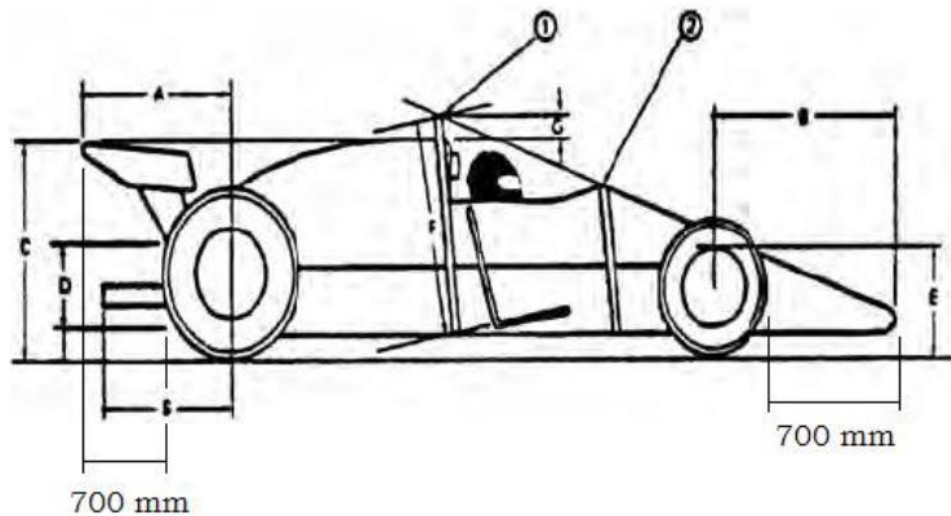
- La carrocería debe ser de tipo fórmula (con las ruedas descubiertas).
- La carrocería deberá cubrir el vehículo en su totalidad desde la parte delantera hasta la parte trasera, exceptuando las entradas de aire y pequeñas aberturas que permitan la salida de los brazos de suspensión.
- A excepción de los alerones y la intersección con el suelo, todas las aristas de la carrocería deberán presentar un redondeo de al menos 1 cm. de radio, y la parte frontal de la nariz y los pontones laterales deberán presentar redondeos de al menos 3 cm. de radio.
- El material de la carrocería es libre. Sugerencia: materiales compuestos.

5.5.1.2. Alerón y elementos aerodinámicos.

El uso de alerones delanteros y traseros es libre, se deben cumplir las siguientes medidas:

- Distancia entre la parte exterior de la llanta delantera hacia la parte frontal máxima: 700mm (Ver Figura 163).
- Distancia entre la parte exterior de la llanta trasera hacia la parte trasera máxima: 700mm (Ver Figura 163).
- El alerón trasero debe de estar por debajo de la parte más alta de la jaula antivuelco.
- Todos los componentes aerodinámicos deben estar anclados rígidamente al chasis.

Figura 163. Especificación SENA de los alerones



Fuente: Reglamento Técnico Formula SENA eco

- El suelo entre la parte trasera de la llanta frontal y la parte delantera de la llanta de atrás debe ser completamente plano (para evitar el efecto suelo). Ver Figura 164
- Los perfiles de ala utilizados para los alerones deben estar dentro de los perfiles NACA de 4 dígitos.

Figura 164. Especificación SENA del piso



Fuente: Reglamento Técnico Formula SENA eco

5.5.2. Perfiles NACA

A continuación se dará una explicación acerca de los perfiles NACA los cuales fueron utilizados en los alerones siguiendo la normativa impuesta por el SENA el cual decía usar perfiles NACA de 4 dígitos.

Figura 165. Logo NACA



Fuente: NACA logo [recuperado de internet el 10 de septiembre del 2013] disponible en línea.

URL: http://www.dfrn.nasa.gov/Gallery/Graphics/Logos/HTML/NACA_logo.html

NACA es la sigla de National Advisory Committee for Aeronautics (Comité Asesor Nacional para Aeronáutica). Fue una agencia federal de los Estados Unidos fundada el 3 de marzo de 1915 para ayudar a emprender, fomentar e institucionalizar las investigaciones que se llevaban a cabo en aeronáutica, pero el 1 de octubre de 1958 se disolvió y paso a ser parte del núcleo de la recién creada

NASA (National Aeronautics and Space Administration: Administración Nacional de la Aeronáutica y el Espacio).

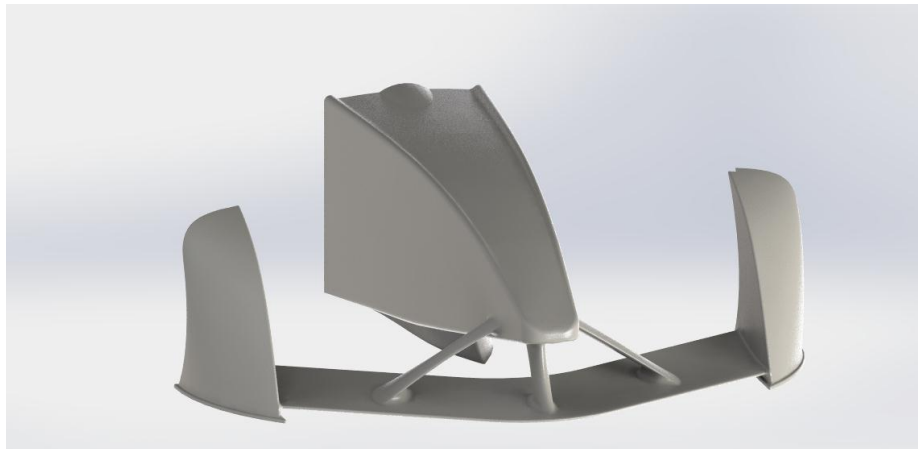
Los perfiles NACA se describen usando una serie de dígitos después de la palabra NACA, los cuales se describen por medio de ecuaciones. Al modificar este código numérico se pueden introducir en las ecuaciones para generar con precisión la sección transversal de la superficie de sustentación y calcular sus propiedades.

Los detalles sobre estas ecuaciones se describirán en el anexo M.

5.5.3. Alerón Delantero.

Uno de los elementos más importantes de un vehículo tipo formula es el alerón delantero. Actualmente abarca casi todo el ancho del vehículo, 1,8 metros, y proporciona alrededor de un tercio de toda la carga aerodinámica del vehículo, en la figura 166 se muestra el alerón delantero junto con la parte delantera del vehículo.

Figura 166. Parte delantera del FSO2-e



Fuente: Autores

Al ser el primer elemento sobre el que circula el flujo de aire, su influencia es determinante en cómo el aire circula a través de todo el vehículo, y una de sus

principales funciones es la de desviar el aire alrededor de los neumáticos delanteros.

Es capaz de crear más carga de la que el vehículo necesita, así que se utiliza para equilibrar la carga que se puede crear en la parte trasera del vehículo con el difusor y el alerón trasero. Por lo tanto el alerón delantero se ajusta para ofrecer al piloto el equilibrio que necesite para su estilo de pilotaje.

Por su gran importancia sus formas son muy complejas y pueden estar formados por un número ilimitado de perfiles aerodinámicos para el caso del FSO2-e no contara con elementos secundarios.

Por ejemplo en el alerón trasero estos elementos están limitados a dos en la parte superior (plano principal y el flap que se mueve con el DRS) y otro en la parte inferior. Así que el alerón delantero está formado por el plano principal y un número ilimitado de secciones por detrás, conocidos como flaps.

El plano principal y los flaps forman un ángulo de ataque respecto al flujo de aire que le llega, y el alerón producirá más carga cuanto mayor sea ese ángulo o más grandes sean los elementos aerodinámicos.

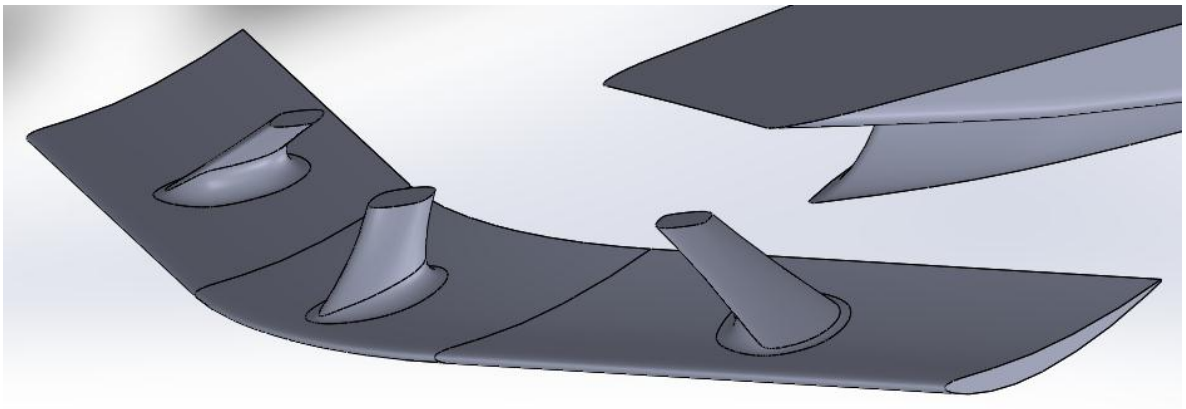
Sin embargo ser muy agresivo con el ángulo de ataque o el tamaño de los elementos puede provocar que el flujo de aire que pasa por debajo no pueda seguir las formas del alerón y se separe, entrando en pérdida, y pierde la mayor parte de la carga que puede generar. Para evitarlo los equipos sustituyen un elemento grande por varios pequeños, y la ranura que queda entre cada elemento permite que el aire pase bajo los elementos para mantenerlo pegado a ellos, esto se hace para vehículos los cuales alcanzaran velocidades muy altas pero para el caso del FSO2-e no se tendrán en cuenta flaps en el alerón delantero.

Otro aspecto fundamental para el rendimiento de un alerón delantero es su proximidad a la pista. El fenómeno aerodinámico “efecto suelo” hace que un alerón trabaje mucho más eficientemente si está cerca del suelo. Esto funciona hasta que la holgura entre el alerón y el suelo es tan pequeña que el flujo de aire entre ellos se detiene y el alerón entra en pérdida.

El actual alerón está a 70 mm por encima del suelo, pero hacer que el vehículo entero esté inclinado hacia delante (elevando la parte trasera) o jugar con la flexibilidad del alerón permiten crear un mejor efecto suelo y que cree más apoyo. Todo lo que haga que el alerón esté más cerca del suelo es útil.

5.5.4. Diseño y Análisis.

Figura 167. Perfil alerón delantero



Fuente: Autores

En este sub-capítulo se explicara el proceso usado para el diseño y análisis del alerón delantero cabe aclarar desde este momento que los análisis hechos solo mostraran la tendencia del flujo sobre este ya que como se explicó en capítulos anteriores no se obtendrá un resultado verdadero debido a que estos elementos se ven afectados por los demás componentes del vehículo. Y para hacer un análisis real con resultados muy aproximados se tiene que hacer con el vehículo total.

Como todo proceso de diseño primero se inicia con una fase de documentación en la cual se estudió los elementos que conforman un alerón, como lo dice el reglamento SENA el alerón debería ser un perfil NACA de cuatro dígitos por lo tanto se investigó sobre estos tipos de perfiles y se hizo un primer modelo en el software JAVAFOIL y a su vez se pudo estudiar más sobre el comportamiento de los perfiles de acuerdo a este software, en el proceso de diseño se contó con un

diseñador industrial el cual ya tenía experiencia en el diseño de vehículos de este estilo y por esto se pudo verificar que los perfiles modelados primeramente tenían mucha relación con el perfil usado en el vehículo ilustrado por el diseñador y se procedió a analizar el modelado por el equipo FORSSA.

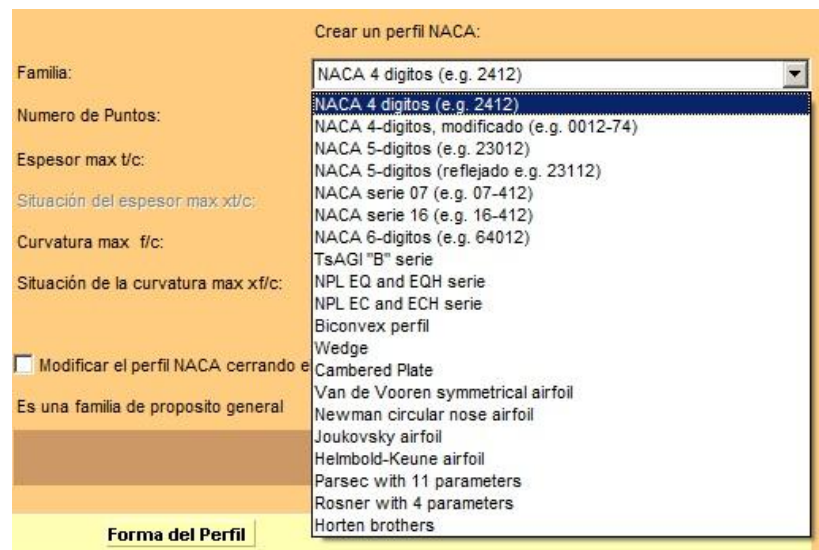
A continuación se mostrara el proceso específico usado para el diseño del alerón.

➤ JAVAFOIL

Antes de iniciar con el diseño del perfil aerodinámico se ajusta algunas opciones en este software, como lo son densidad, viscosidad cinemática, velocidad del sonido, mach. Aquí se introduce la velocidad a la cual se hizo el análisis y por último se selecciona la casilla efecto suelo ya que para este alerón esto es de gran importancia.

Para iniciar el diseño del perfil aerodinámico se selecciona la familia NACA de 4 dígitos

Figura 168. Secciones en el software JAVAFOIL

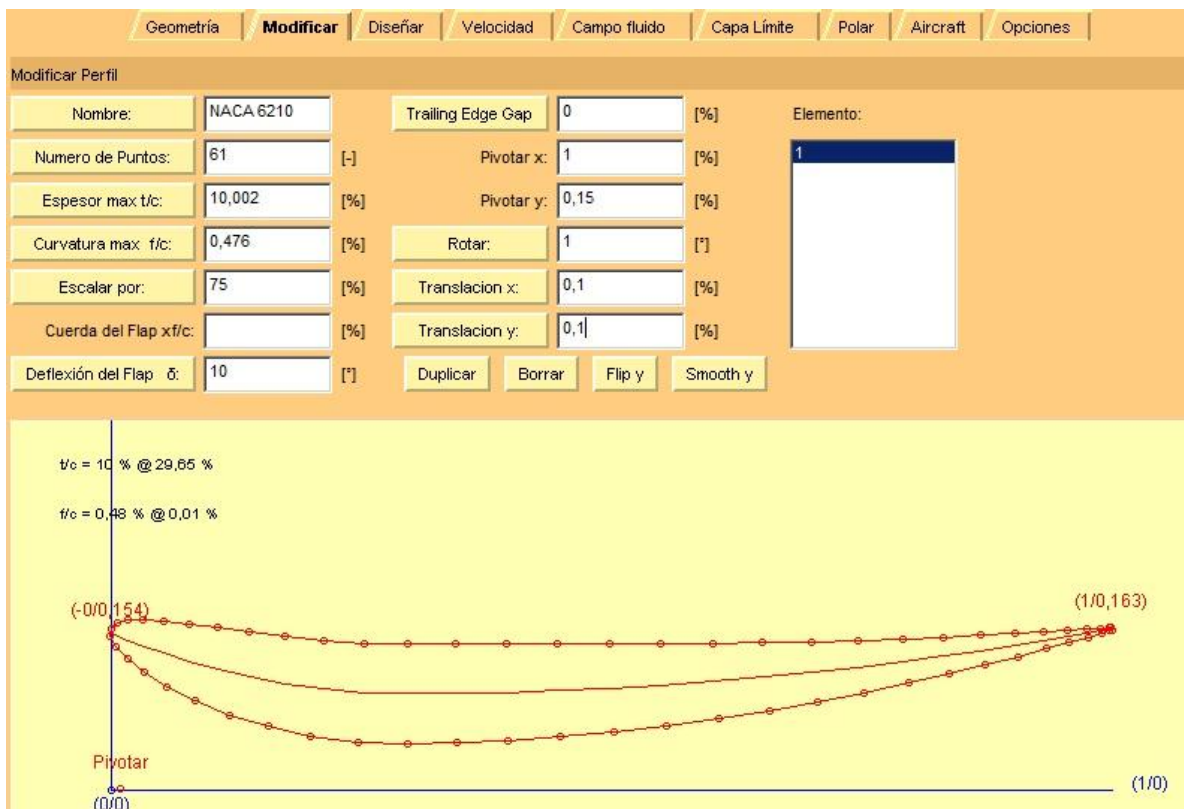


Fuente: Autores

Enseguida según la documentación encontrada los perfiles de los alerón de la familia NACA 62XX en adelante son muy frecuentemente usados para alerones delanteros entonces se procede a seleccionar un perfil NACA 6210 el cual es mostrado en la figura 169, posteriormente en la pestaña siguiente (Modificar) se

procede a seleccionar el comando (Flip y) esto para girar el perfil ya que por defecto esta predeterminado para perfiles de aeronaves y debido a que esta seleccionado la casilla efecto suelo el software toma el suelo en la coordenada $Y=0$ por lo tanto se debe mover el perfil a una posición deseada que esté por encima del nivel del suelo. Cabe aclarar que el software trabaja adimensionalmente lo cual indica que la traslación del perfil se hace porcentualmente de acuerdo a la medida real que tendrá el perfil alerón. Por ejemplo el software toma el ancho del alerón total de 0 a 1 unidad si el alerón deseado tiene 10 cm desde el borde de ataque hasta el borde fuga esto representaría el 100% en el software.

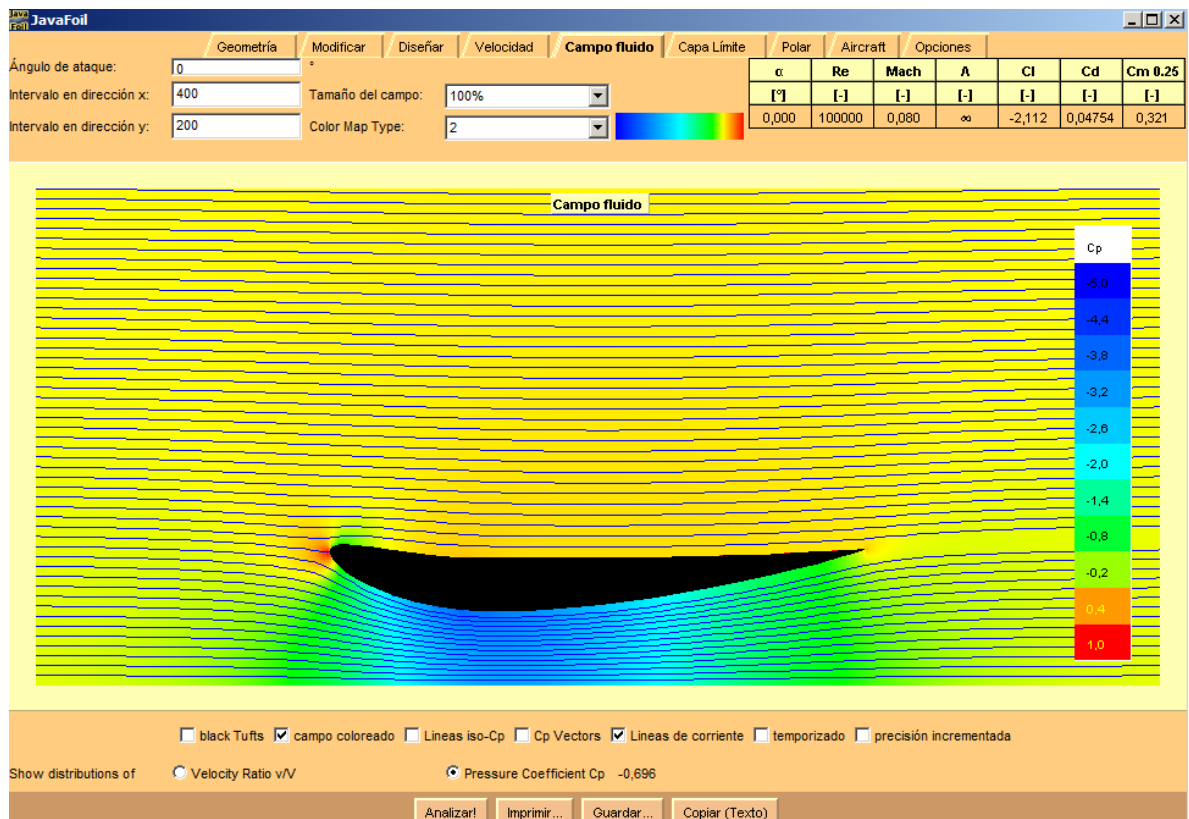
Figura 169. Configuración del perfil



Fuente: Autores

Como este fue el primer diseño no se modificó su ángulo de ataque, enseguida se selecciona la pestaña campo fluido en el cual se seleccionaron las opciones (líneas de corriente y campo coloreado) para obtener una mejor resolución del grafico se aumenta los números en las casillas (intervalos en x e intervalo en y) siempre manteniendo la relación que hay entre ellos, aunque teniendo en cuenta que entre mayor resolución mayor es el tiempo de análisis, y se oprime la opción (Analizar) el primer análisis es mostrado en la figura 170.

Figura 170. Resultado análisis JAVAFOIL



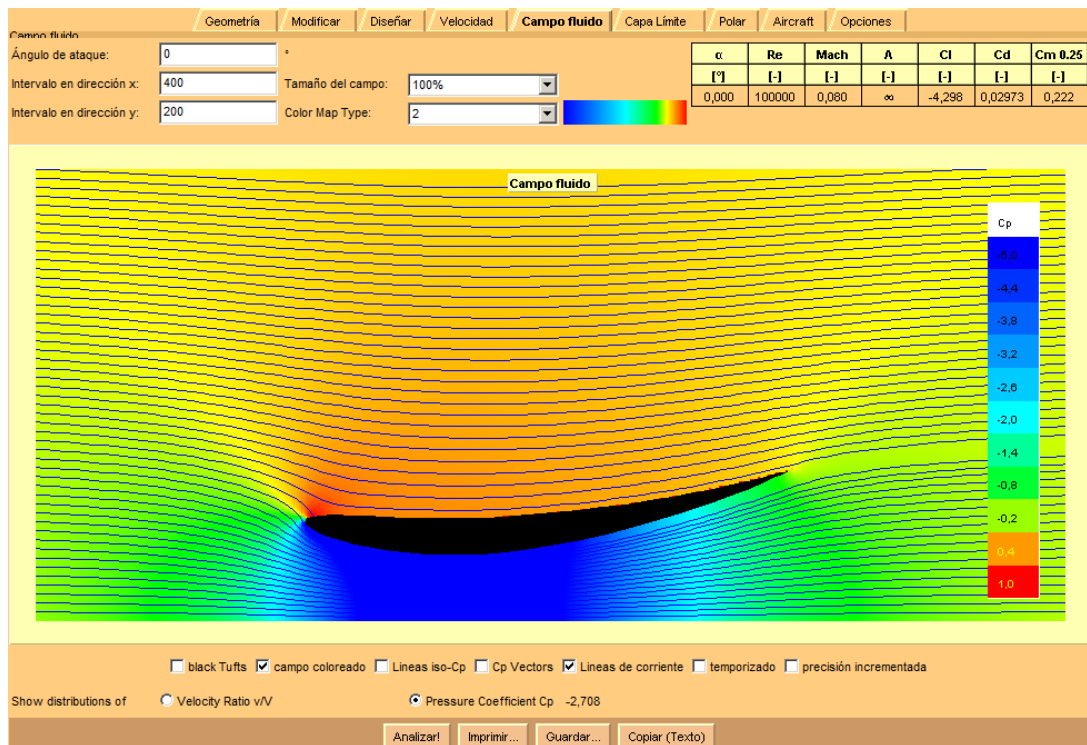
Fuente: Autores

De este análisis lo más importante por revisar son las líneas de flujo y los coeficientes de drag y de lift (el lift en este caso se requiere que sea negativo y el drag que sea lo más pequeño posible) estos datos son mostrados en la parte

superior derecha que para este caso son de $C_l = -2.112$ y $C_d = 0.04754$, como se observa el coeficiente de lift es bastante significativo si se compara con la figura 153 mostrada en sub-capítulos anteriores, además como se muestra en el gráfico la escala de presión se muestran en diferentes colores desde rojo que representa una presión alta hasta el azul que representa una presión baja y esta presión baja se observa debajo del perfil esto es llamado efecto suelo el cual genera una carga aerodinámica extra.

Este proceso fue el llevado a cabo en este software hasta que se tomó el perfil NACA 7407 el cual se muestra en la figura 171.

Figura 171. Perfil Seleccionado

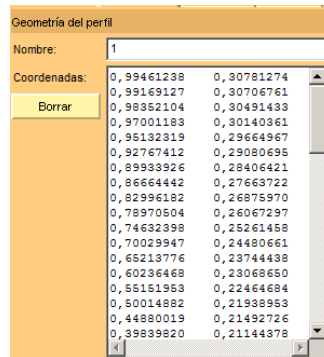


Fuente: Autores

En esta simulación se observa que el coeficiente de lift es de $C_l = -4.289$ y el coeficiente de drag es de $C_d = 0.02973$ lo cual indica que este perfil genera una muy buena carga aerodinámica sin que genere mucha resistencia al avance.

Después de tener un perfil ya seleccionado se toman de este software las coordenadas del perfil que son mostradas en la pestaña (Geometría) como se muestra en la figura 172; otras simulaciones realizadas se pueden observar en el anexo N.

Figura 172. Coordenadas del perfil

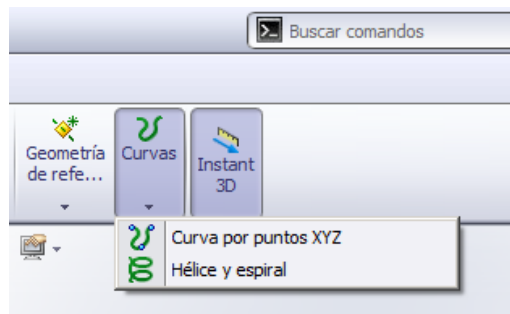


Fuente: Autores

➤ SOLIDWORKS

Estas coordenadas son redimensionadas según el diseño a realizar llevadas al software SOLIDWORKS por medio de la opción (curvas por puntos XYZ)

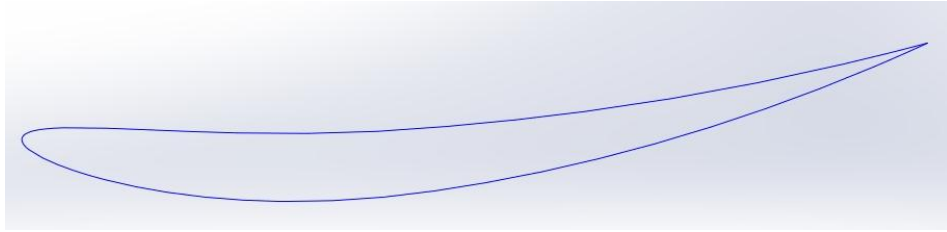
Figura 173. Importación de las coordenadas



Fuente: Autores

Y de esta forma se tiene el perfil en el software SOLIDWORKS como se muestra en la figura 174

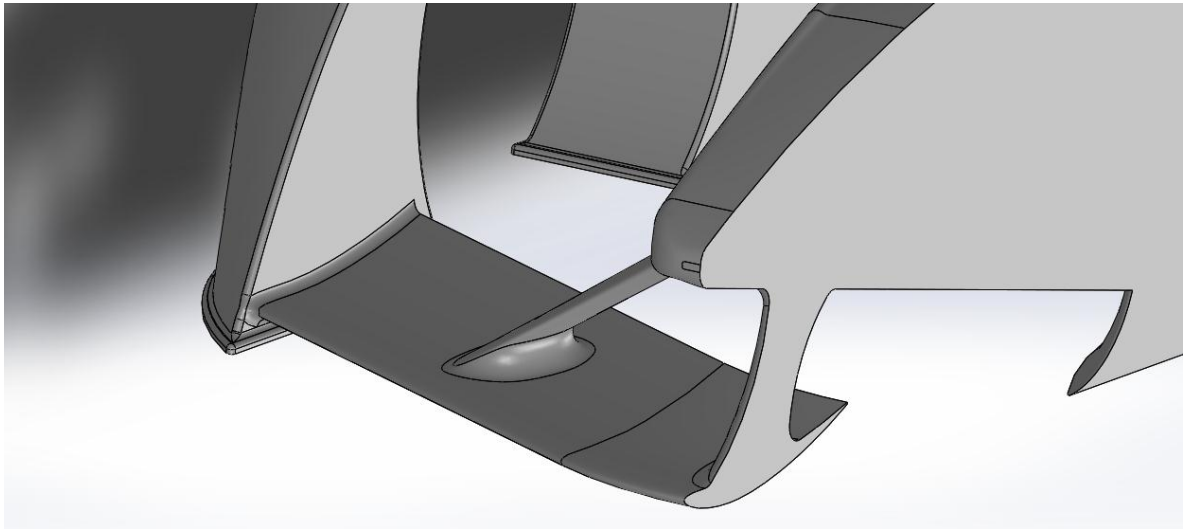
Figura 174. Perfil en SOLIDWORKS



Fuente: Autores

Ya con el perfil en este software se procede a ubicar en la región indicada para formar parte de la parte delantera del vehículo tal como se muestra en la figura 175.

Figura 175. Perfil ubicado

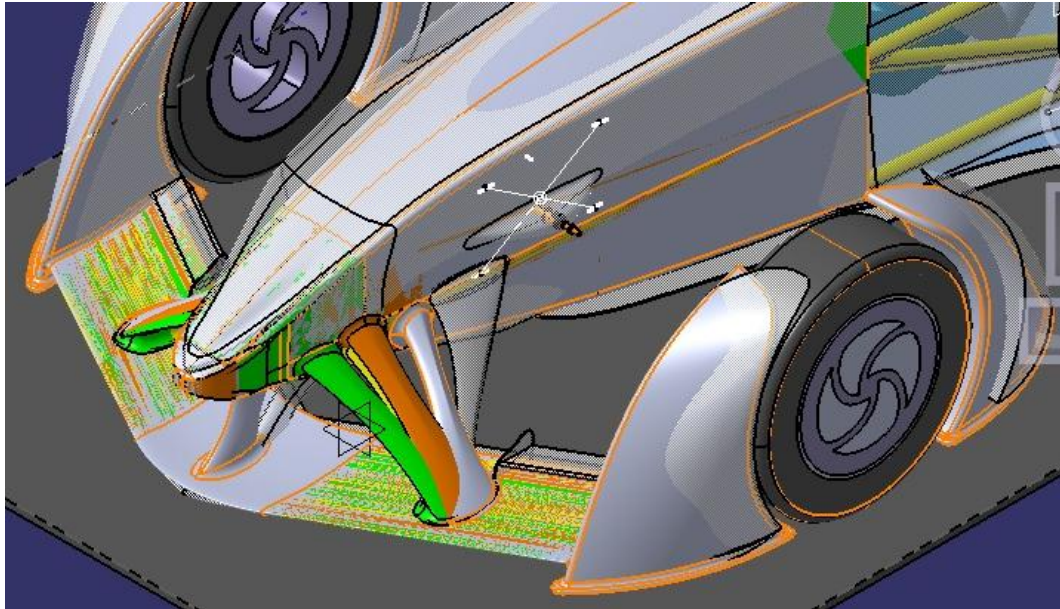


Fuente: Autores

Con el alerón en la posición indicada se procede a tomar solo la parte delantera del vehículo aproximadamente desde donde termina el habitáculo del piloto hacia adelante. Para algunas partes como las ruedas se procedieron a hacer simplificaciones; para realizar su respectivo análisis también se hizo cambio del

grado de inclinación de los soportes del alerón tal como se muestra en la figura 176.

Figura 176. Configuración de los soportes



Fuente: Autores

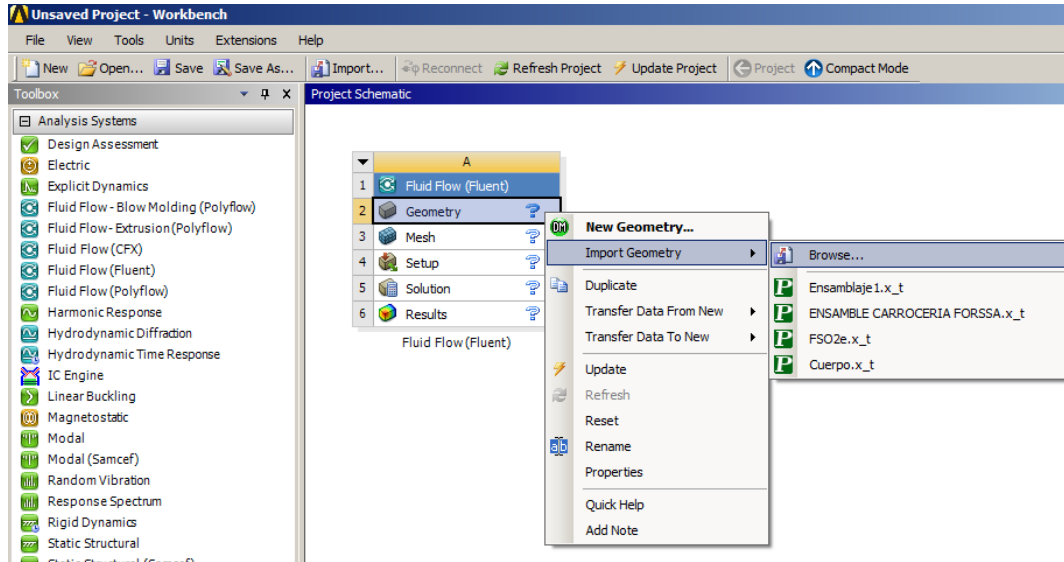
Después de hacer estas modificaciones se guarda el archivo como tipo (Parasolid .x_t) esto se hace debido a que este tipo de archivo es muy universal y aceptado por la gran mayoría de software.

➤ ANSYS FLUENT

Ya teniendo el archivo CAD terminado se procede a realizar su respectivo análisis. La mayoría de análisis se hizo en el software ANSYS mediante el módulo de FLUENT aunque también cabe aclarar que algunos análisis por la complejidad de la geometría y la falta de un equipo con altas prestaciones fueron hechos en el software SOLIDWORKS mediante su módulo FLOW SIMULATION. A continuación se hará un descripción del proceso hecho en el software ANSYS para la realización del análisis aerodinámico.

Para empezar se ejecuta el software ANSYS y se ejecuta su módulo Fluid Flow (FLUENT). Una vez hecho esto se procede a importar la geometría ya definida como archivo tipo PARASOLID tal como se muestra en la figura 177.

Figura 177. Importación a ANSYS

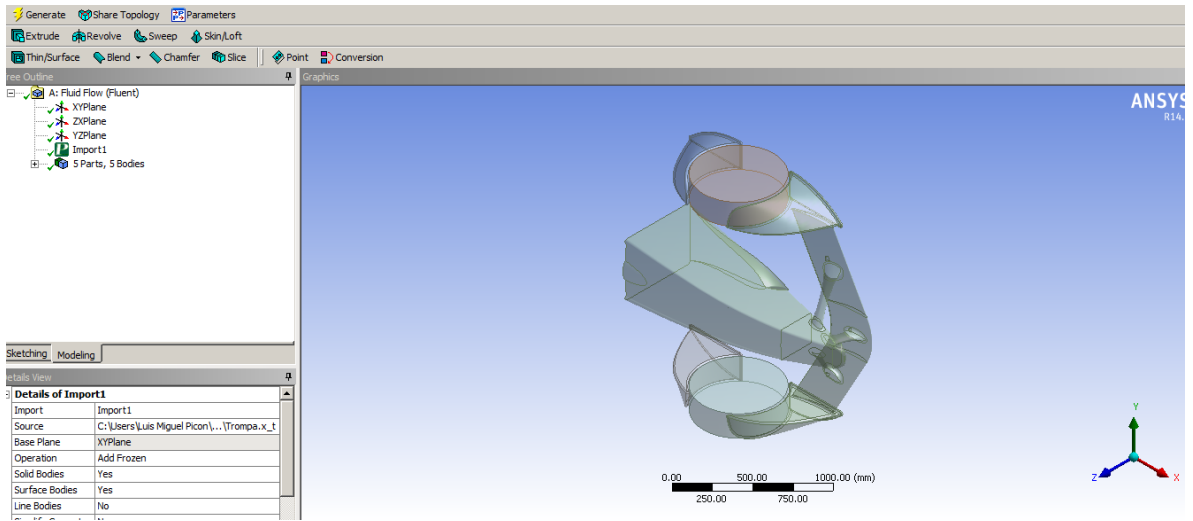


Fuente: Autores

Enseguida se ingresa en Geometry y allí se revisa la geometría importada, para lograr ver la geometría se presiona la opción *generate* y allí se puede observar la geometría importada tal como se muestra en la figura 178.

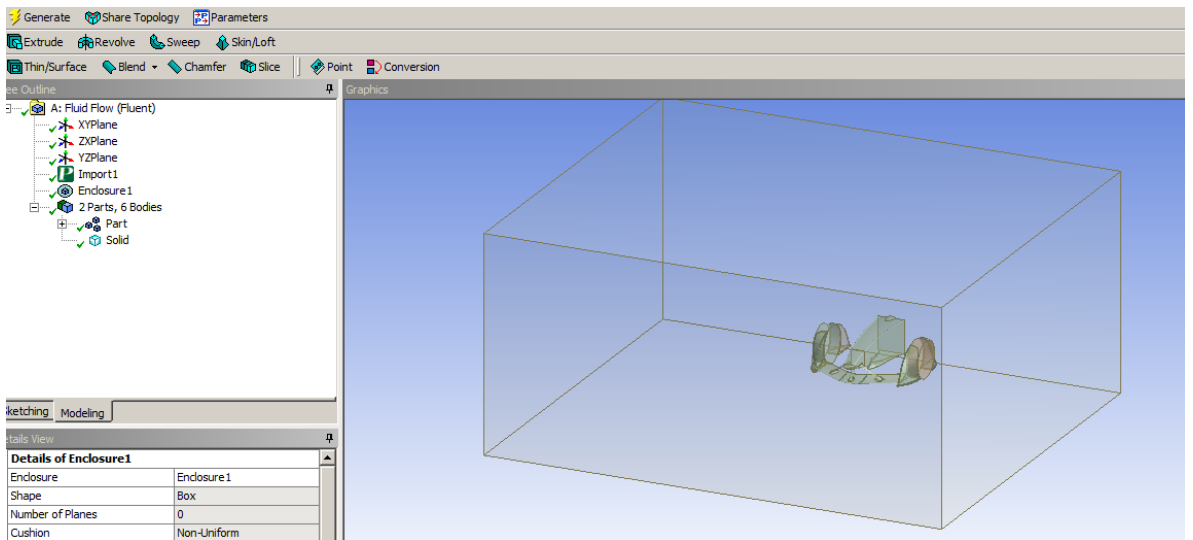
Para realizar este análisis el software toma un volumen de control alrededor de la geometría; entonces se procede a realizar dicho volumen de control. Este volumen de control tiene ciertas condiciones a cumplir, una de ellas es que el volumen debe tener cierta relación con la dimensión de la geometría a evaluar, esto se hace para lograr que el flujo este totalmente desarrollado cuando este haga contacto con la geometría y que también se desarrolle una vez deja el elemento que se está analizando, se aclara que debido a que en esta geometría están involucradas las ruedas están darían el nivel del suelo de este volumen de control, en la figura 179 se muestra esto. Los criterios para la forma delantera del carenado del cuerpo se colocan en la sección 5.6 al igual que para las cubiertas de las ruedas.

Figura 178. Parte delantera del vehículo en ANSYS



Fuente: Autores

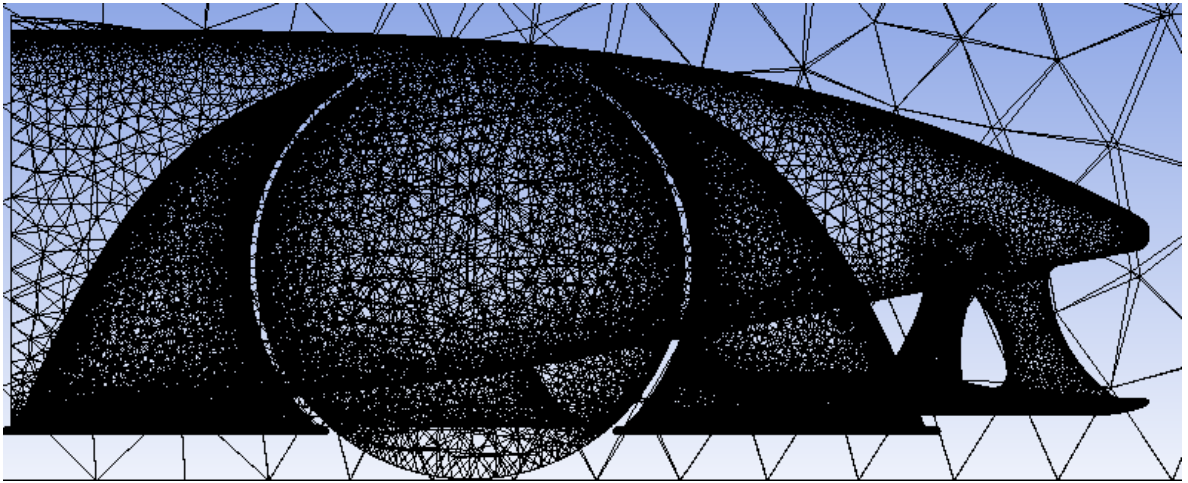
Figura 179. Volumen de Control



Fuente: Autores

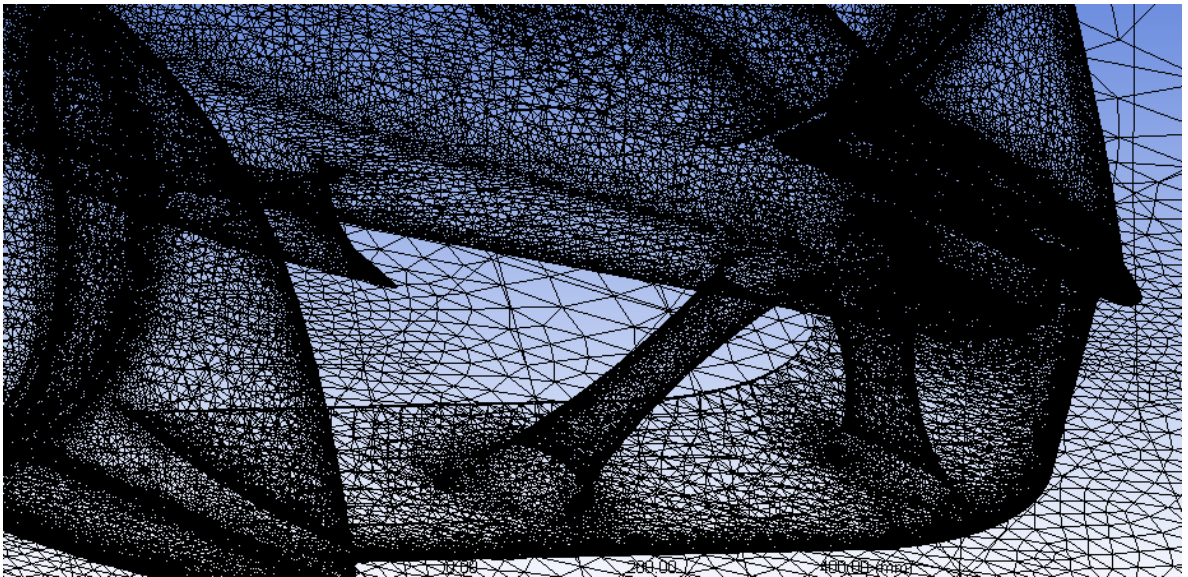
Con este proceso terminado se puede cerrar esta ventana y seguir con el siguiente paso, el cual es el mallado, una vez dentro se procede a realizar un primer mallado de la geometría para verificar si es necesario reducir la malla o con la que tiene por defecto se podría trabajar, tal como se muestra en figura 180 a continuación.

Figura 180. Mallado de la parte delantera



Fuente: Autores

Figura 181. Mallado del perfil seleccionado



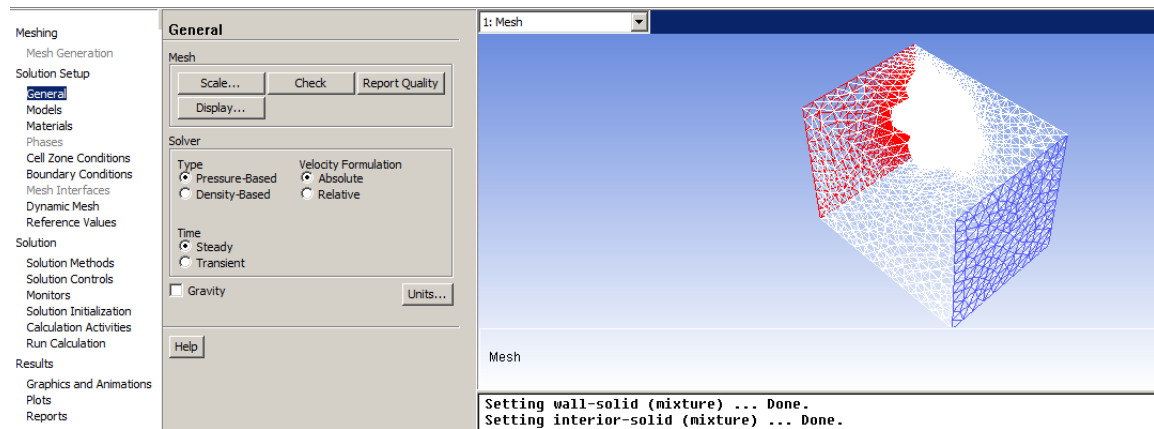
Fuente: Autores

Como se observa en la figura 181 el mallado (2859307 elementos y 528960 nodos) obtenido es bastante bueno por lo tanto se procede con el siguiente paso que es la configuración de los datos de entrada y las condiciones de frontera esto se hace en el modulo *setup* en el cual se le impondra la velocidad del aire, la

presión y otras especificaciones como: el modelo de solución, las condiciones iniciales de iteraciones entre otras.

Cuando se ingresa en el módulo *setup* se obtiene la ventana mostrada en la figura 182.

Figura 182. Parte delantera del vehículo en FLUENT



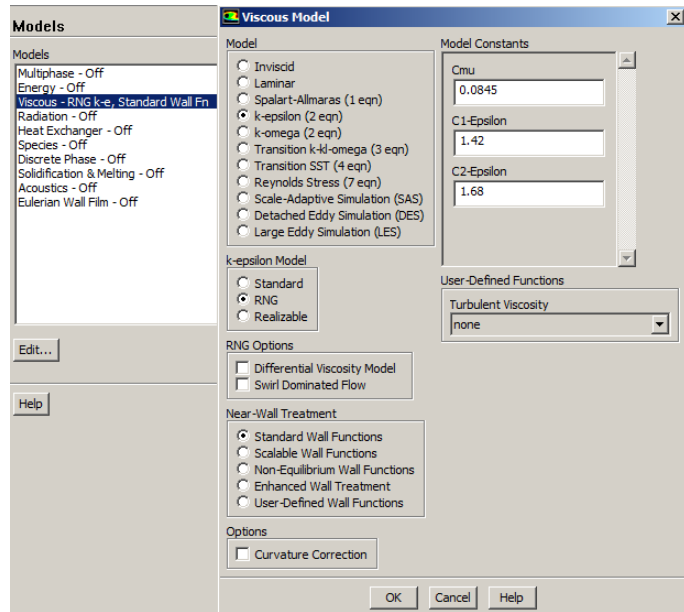
Fuente: Autores

En la figura 182 se puede observar al lado izquierdo los diferentes items para la configuración del modelo. Para empezar se tomara el resultado basado en presión como lo está por defecto, a continuación se selecciona la opción *models* en el cual se escojera el modelo de solución del sistema como se muestra en la figura 183 se toma el modelo de viscosidad y allí se toma el modelo *k-epsilon-estandar* y por el momento los coeficientes no se modifican.

Como ya se mencionó anteriormente este modelo es el recomendado por FLUENT para sistemas de flujo externo y con velocidades de flujos relativamente bajas.

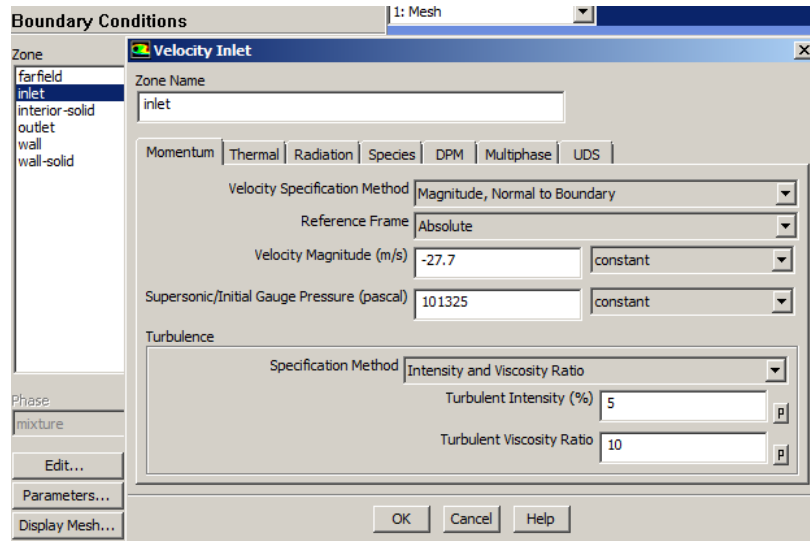
Enseguida se selecciona el módulo *boundary conditions*; allí se darán las condiciones de frontera del sistema, lo más importante para estas condiciones son la entrada, salida y el piso del auto, en estos análisis el piso se tomara fijo o sea sin movimiento esto debido a reducir el tiempo computacional estas condiciones se muestran en las figuras 184 y 185.

Figura 183. Modelo de solución



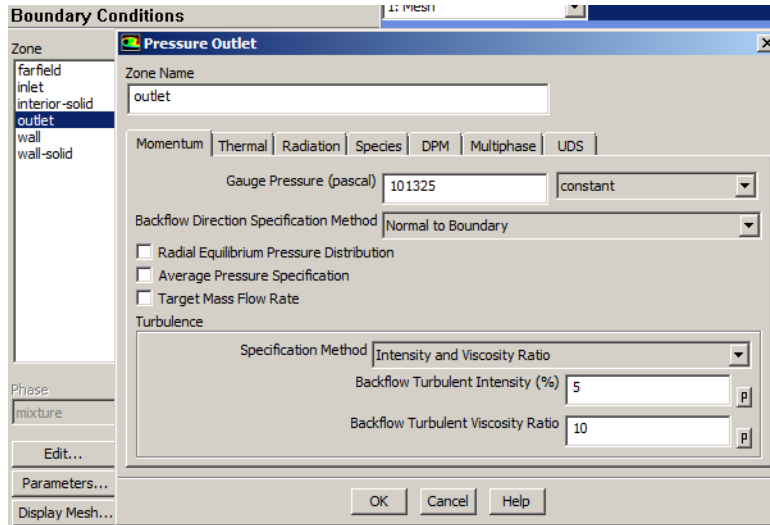
Fuente: Autores

Figura 184. Configuración datos en la entrada



Fuente: Autores

Figura 185. Configuración datos en la salida

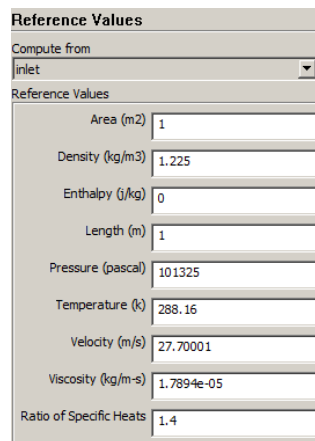


Fuente: Autores

En un capítulo anterior ya se había mencionado que la velocidad se tomara como 100 km/h lo cual corresponde a aproximadamente 27.7 m/s se toma negativo debido al sistema de referencia tomado.

Después se configura el módulo *reference values* en el cual se le ingresa al software que tome los valores de referencia como los valores de ingreso del flujo tal como se muestra en la figura 186.

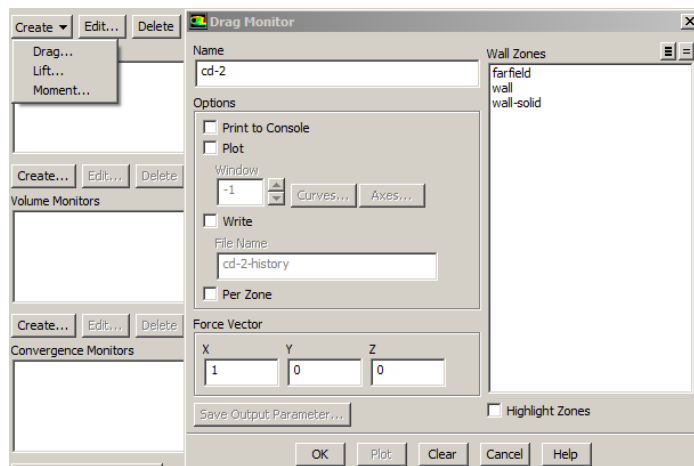
Figura 186. Valores de referencia



Fuente: Autores

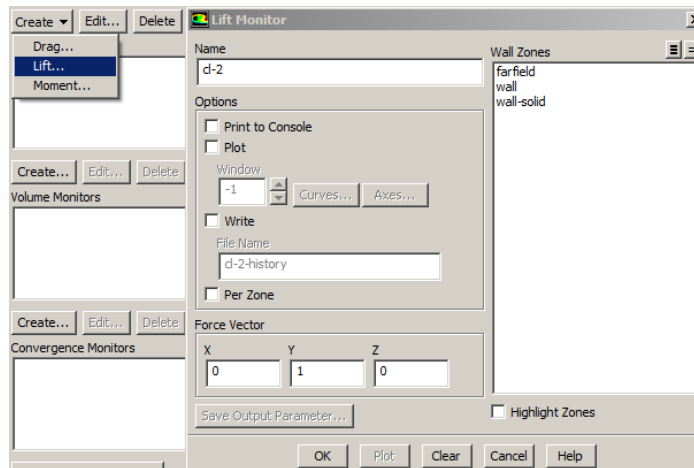
A continuación se modifica el módulo *monitors*, en él se configuran ciertos parámetros con el fin de visualizar los resultados que se quieren obtener gráficamente durante, y al final del proceso de iteración, aquí es muy importante agregar la visualización del LIFT y DRAG ya que con ellos se puede deducir cuando el sistema ya está estable y no hay necesidad de seguir con el proceso de iteración, se debe tener en cuenta el sistema de referencia que tiene el elemento que se está analizando, en la figura 187 y 188 se muestra este procedimiento.

Figura 187. Ingresando coeficiente drag



Fuente: Autores

Figura 188. Ingresando coeficiente lift

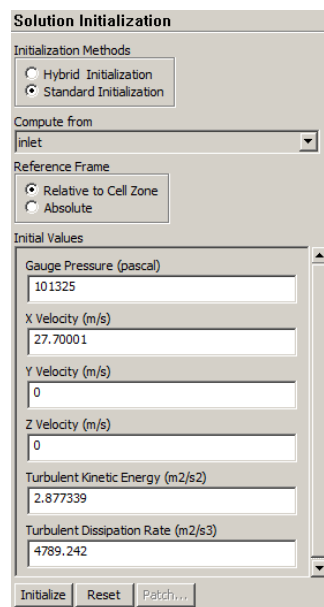


Fuente: Autores

En este procedimiento hay que seleccionar en *wall zones* la opción *wall-solid* ya que esta opción representa el elemento a analizar y allí es donde interesa saber el resultado del LIFT y del DRAG.

En este punto se tiene la mayoría de la configuración. Para poder iniciar el análisis solo falta decirle con cuales valores empezar el proceso de iteración y esto se hace en *solution initialization* allí se selecciona el método *stándar initialization* y en *compute from* se marca la opción *inlet* y se da clic en la opción *initialize* que se encuentra en la parte de abajo, esto se muestra en la figura 189.

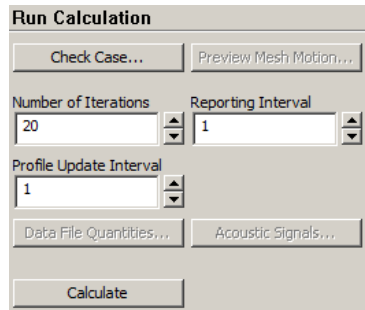
Figura 189. Valores iniciales de solución



Fuente: Autores

Por último se selecciona la opción *run calculation* se ingresa el número de iteración que se desea y se da clic en *calculate* tal como se muestra en la figura 190.

Figura 190. Número de iteraciones a realizar

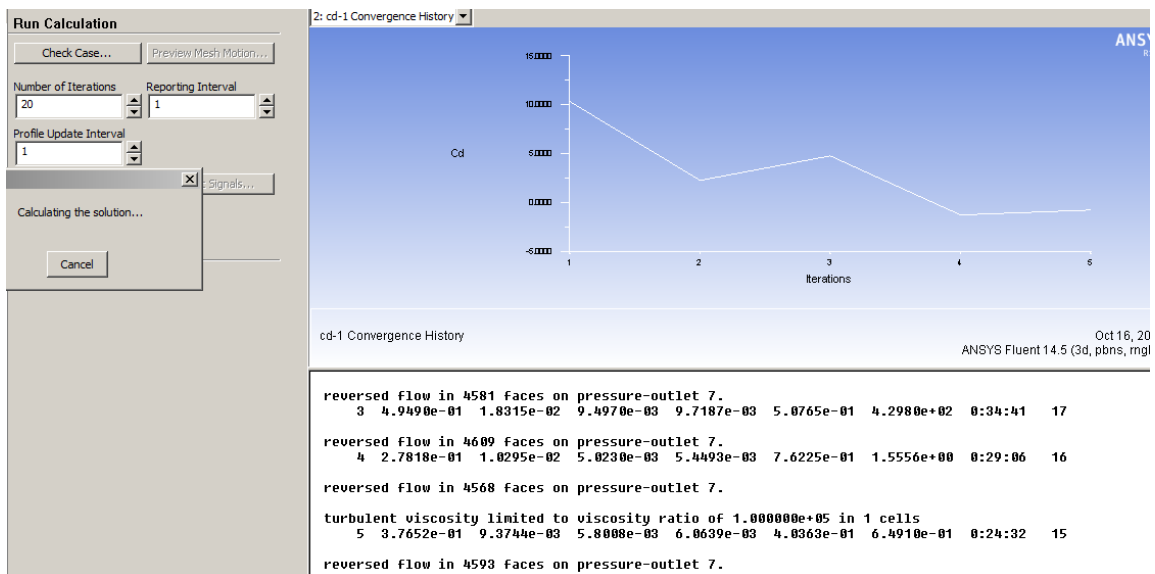


Fuente: Autores

Con esto el proceso de iteración empieza y termina al finalizar el número de iteraciones; mientras se está llevando a cabo este proceso el software muestra la gráfica del LIFT o DRAG y está en decisión del diseñador para parar este proceso cuando identifique que los resultados obtenidos no varían en gran proporción. Según experiencia la estabilidad de los resultados se logra aproximadamente a partir de la iteración número 100 para elementos pequeños.

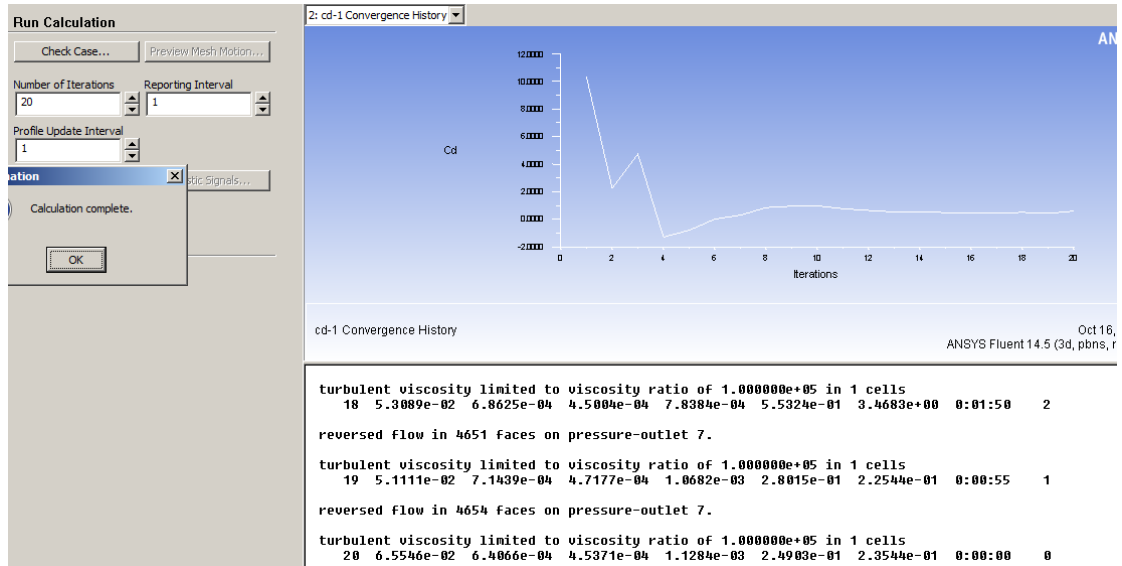
En la figura 191 se muestra el proceso de iteración para este estudio.

Figura 191. Proceso de iteración lift



Fuente: Autores

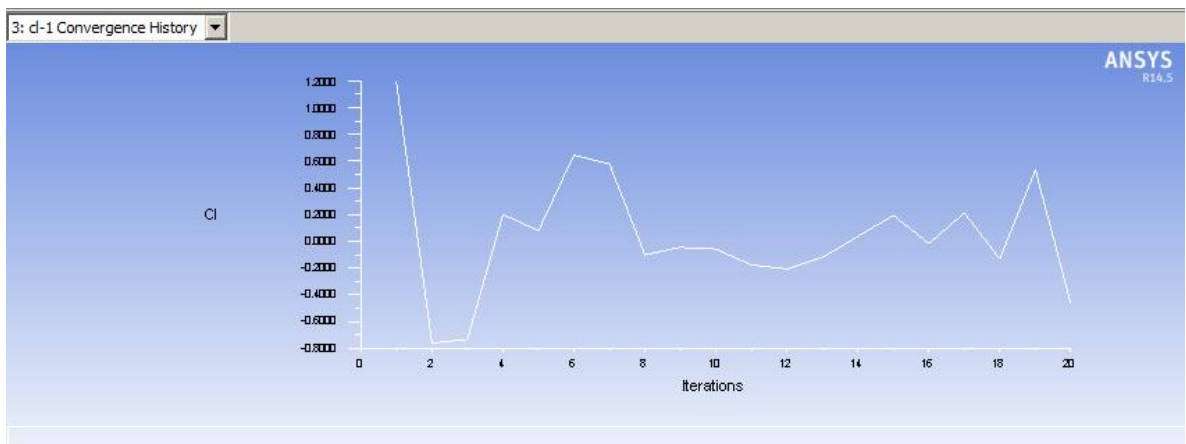
Figura 192. Proceso de iteración drag



Fuente: Autores

Como se puede observar solo se llevaron a cabo 20 iteraciones y el sistema ya estaba empezando a estabilizarse, en grafica 192 solo muestra el DRAG, en la figura 193 que está a continuación se muestra la gráfica del LIFT.

Figura 193. Proceso final iteración lift



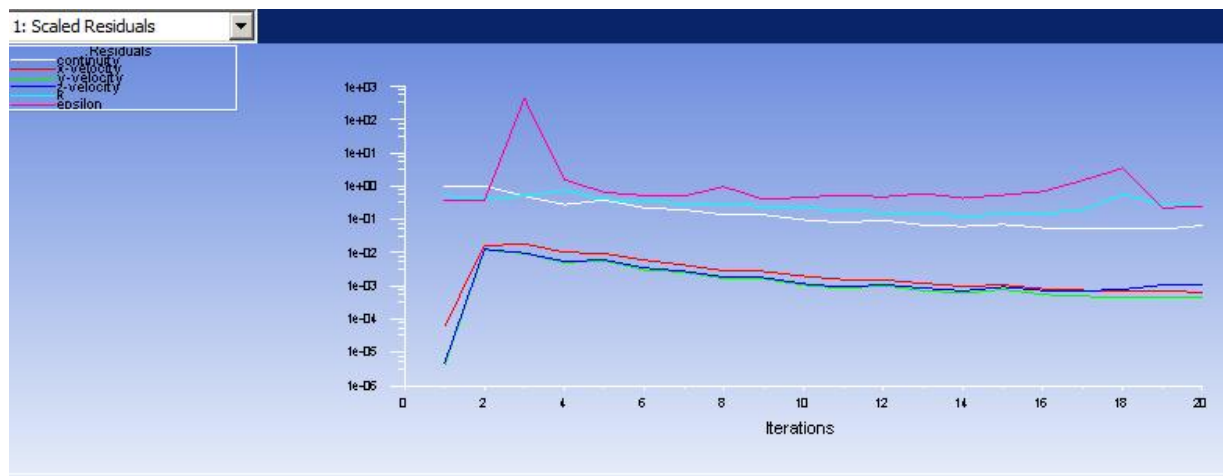
Fuente: Autores

Como se observa para el LIFT aún no se han estabilizado los valores por esta razón es necesario realizar más iteraciones, este software permite continuar con las iteraciones tomando el ultimo valor calculado; en la figura 194 se muestra la escala residual y se puede notar que la continuidad (línea de color blanco) está tomando valores más pequeños y este es un indicio de que se va por buen camino.

Este procedimiento se repite hasta encontrar que las gráficas se estabilicen por un buen número de iteraciones.

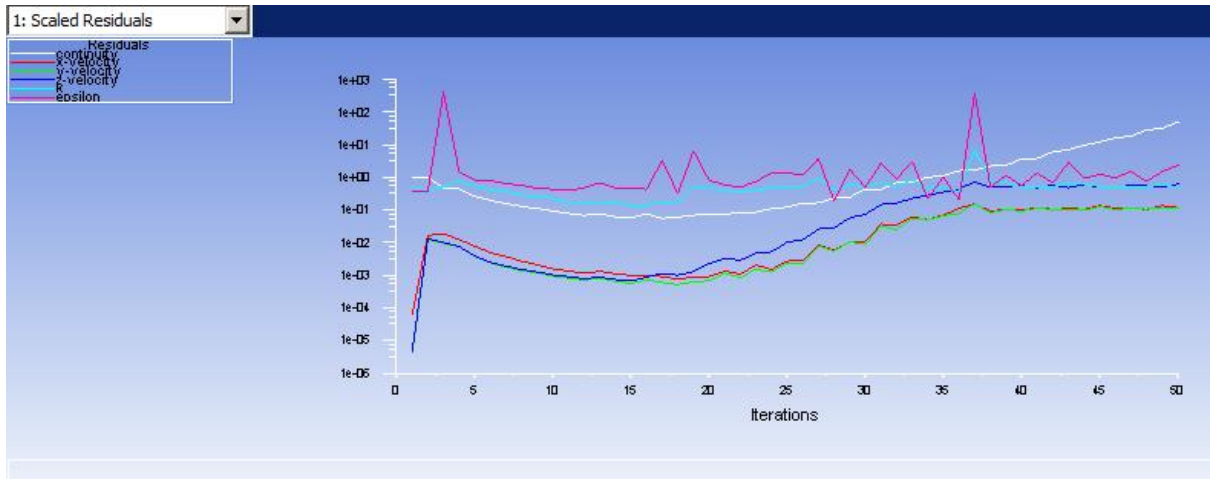
En las figuras 195,196 y 197 se muestra el mismo proceso después de 50 iteraciones y en ellas se puede observar que el modelo no convergió debido a que se desestabiliza al aumentar las iteraciones por esta razón hay que cambiar los coeficientes del modelo y realizar de nuevo este proceso.

Figura 194. Escala residual de los procesos



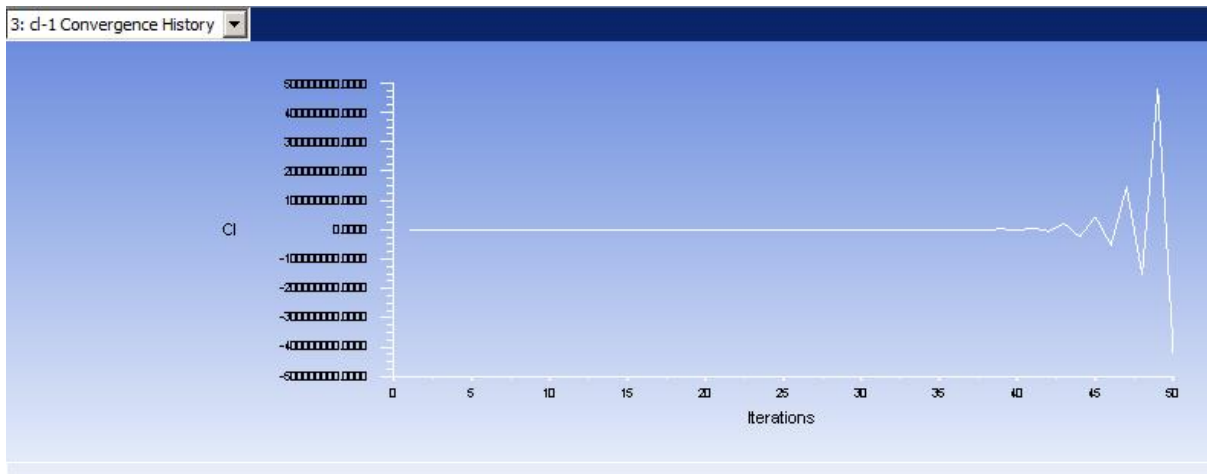
Fuente: Autores

Figura 195. Escala residual final del proceso



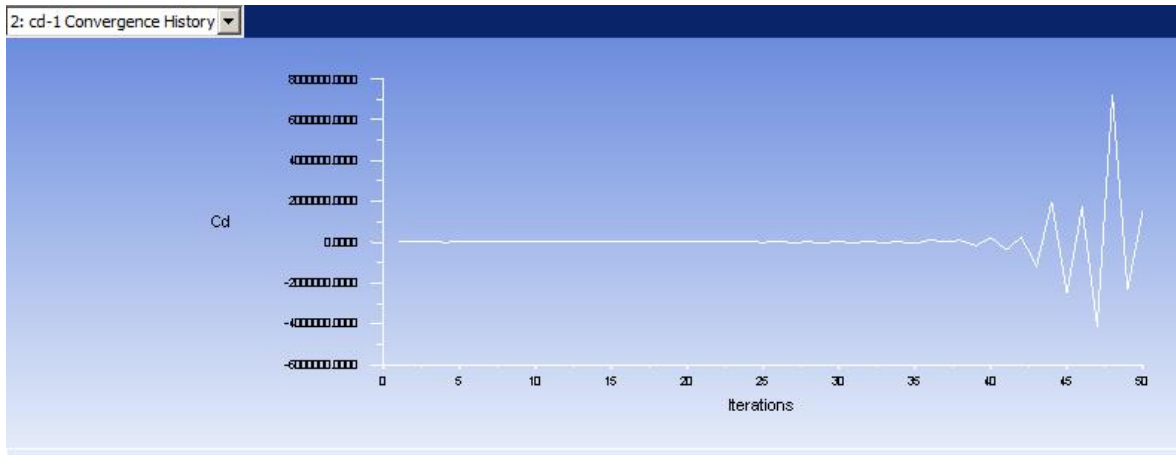
Fuente: Autores

Figura 196. Iteración final lift



Fuente: Autores

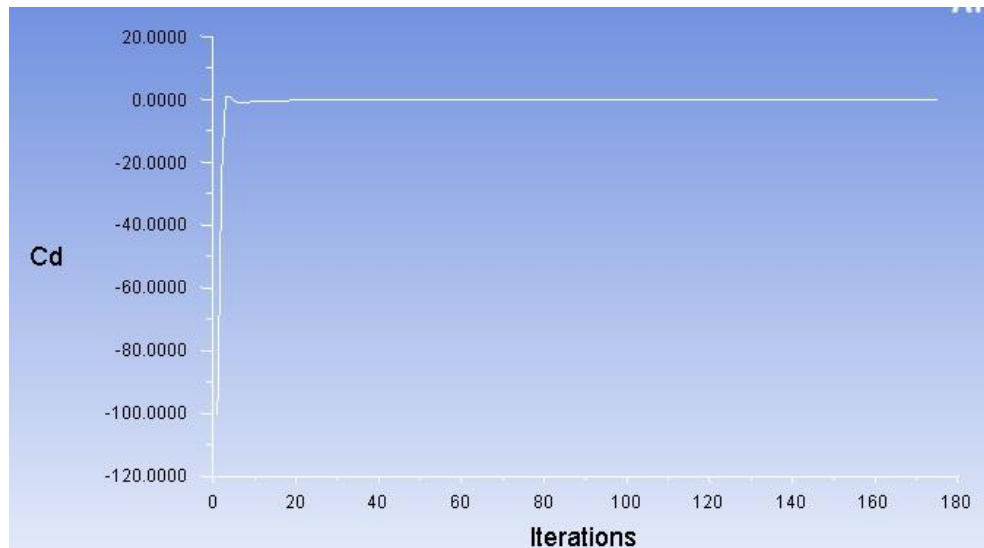
Figura 197. Iteración final drag



Fuente: Autores

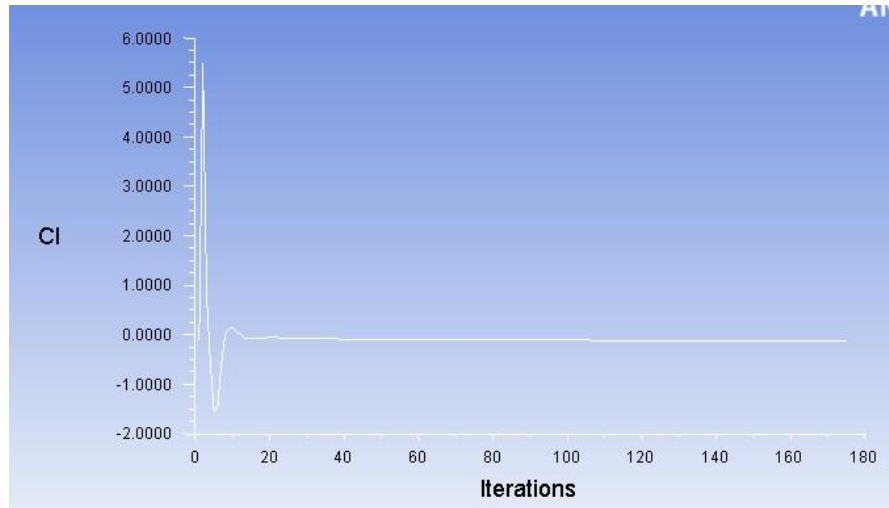
Después de un proceso de cambio de coeficientes se obtuvieron los siguientes resultados mostrados en las figuras 198 y 199 en los cuales se observa que los modelos se estabilizaron después de un número significativo de iteraciones y la simulación convergió.

Figura 198. Iteración final drag estable



Fuente: Autores

Figura 199. Iteración final lift estable



Fuente: Autores

Con esto ya se obtienen las fuerzas que se producen en la parte delantera del monoplaza y específicamente se pueden obtener las fuerzas sobre el alerón delantero, en las figuras 201 y 202 se muestran las gráficas de presión y energía de turbulencia sobre el mismo.

El LIFT (color rojo) para la parte delantera del vehículo es de -60.85 N y el DRAG (color verde) es de - 31.23 N tal como se muestra en la figura 200.

Figura 200. Fuerzas Resultantes

Forces - Direction Vector (1 0 0)			
Zone	Forces (n)	Viscous	Total
punta	-7.0616031	-4.444562	-11.506165
wall-solid	-17.506695	-2.2221723	-19.728867

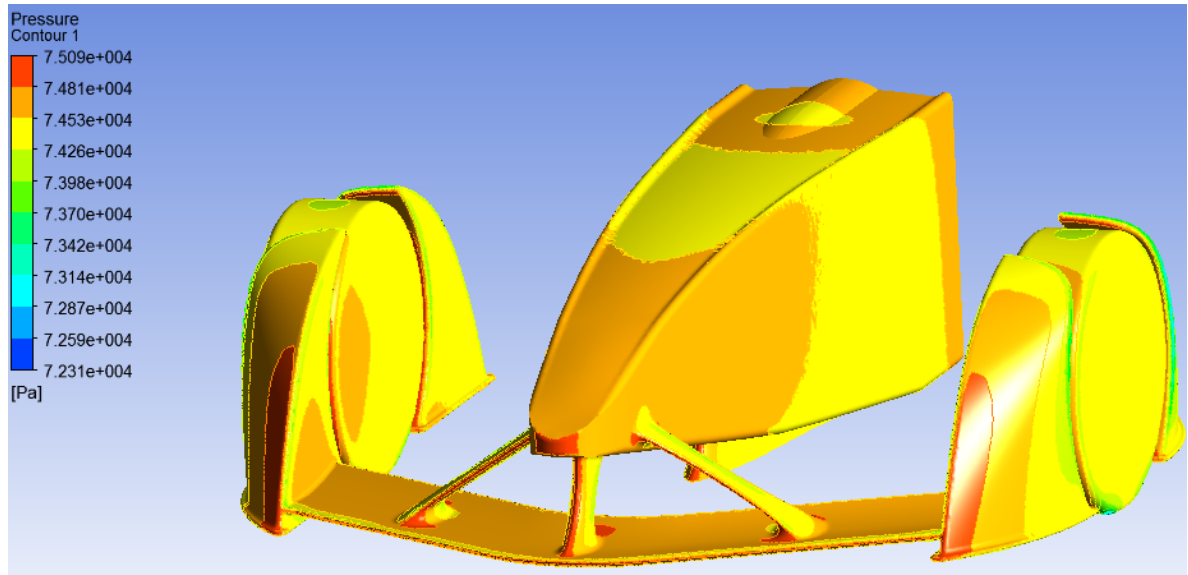
Net	-24.568298	-6.6667342	-31.235032
Forces - Direction Vector (0 0 1)			
Zone	Forces (n)	Viscous	Total
punta	-64.241508	0.16761784	-64.073891
wall-solid	3.2962563	-0.075901255	3.220355

Net	-60.945252	0.091716588	-60.853536

Fuente: Autores

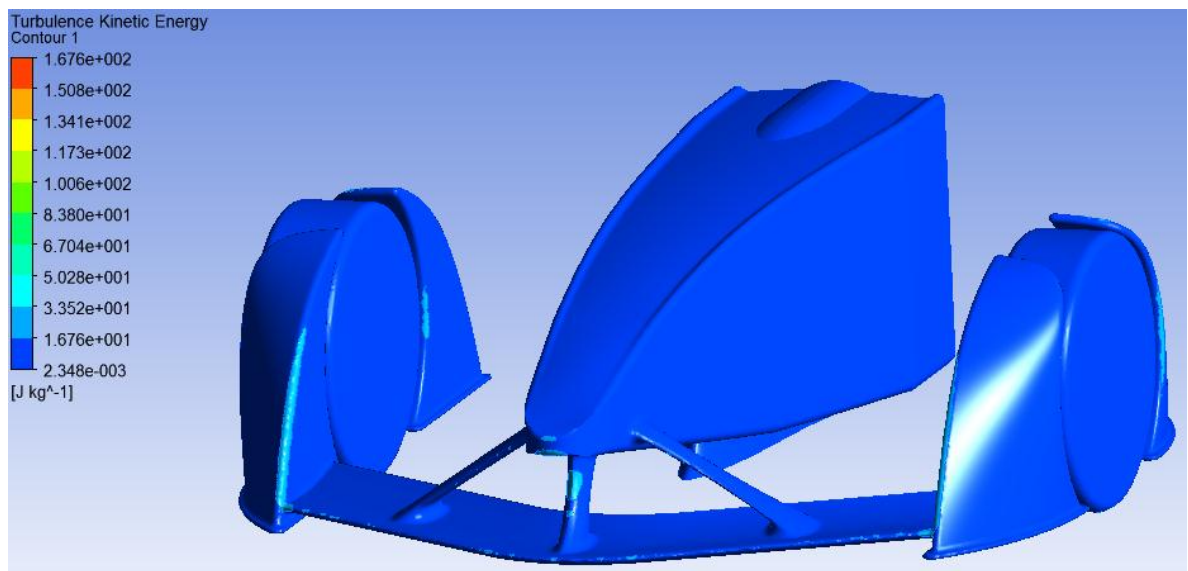
Con estas consideraciones se da por terminado el diseño del alerón delantero y a su vez la parte delantera del vehículo.

Figura 201. Presión sobre parte delantera del vehículo



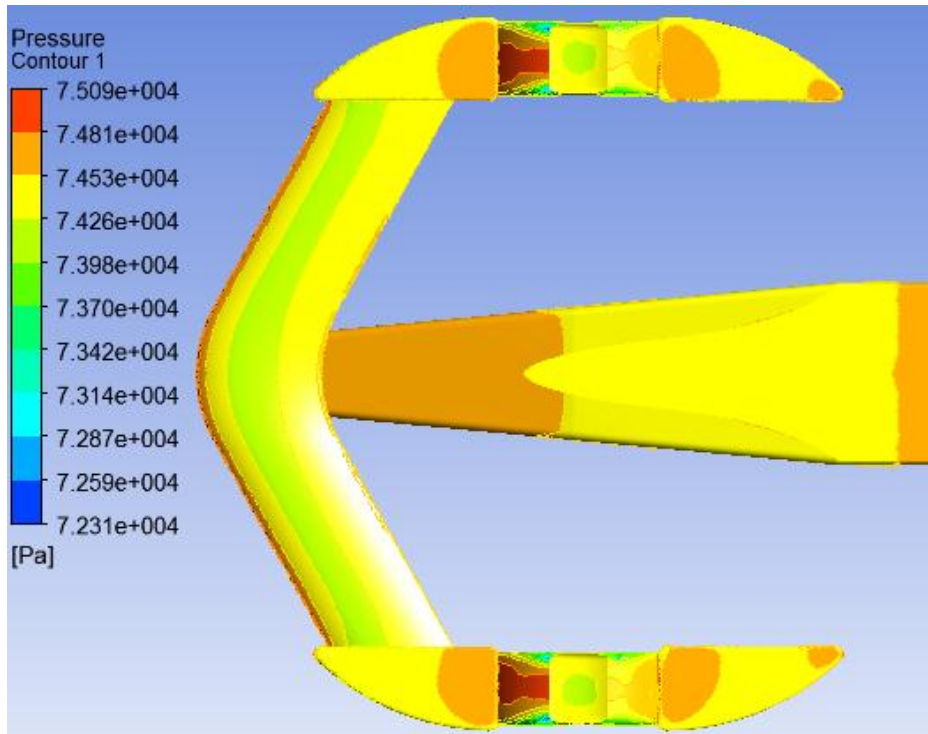
Fuente: Autores

Figura 202. Energía cinética de turbulencia parte delantera



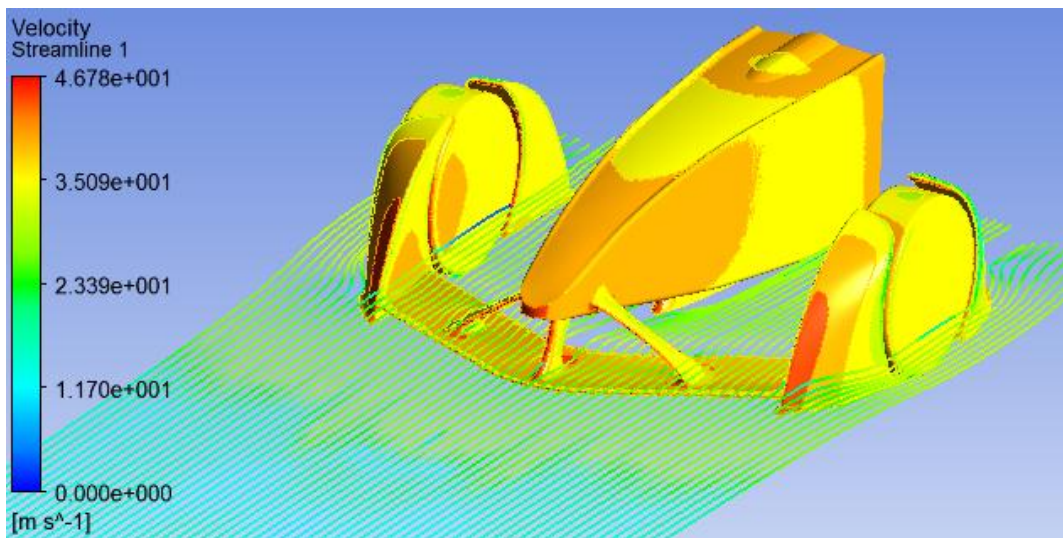
Fuente: Autores

Figura 203. Presión baja sobre parte inferior del alerón delantero



Fuente: Autores

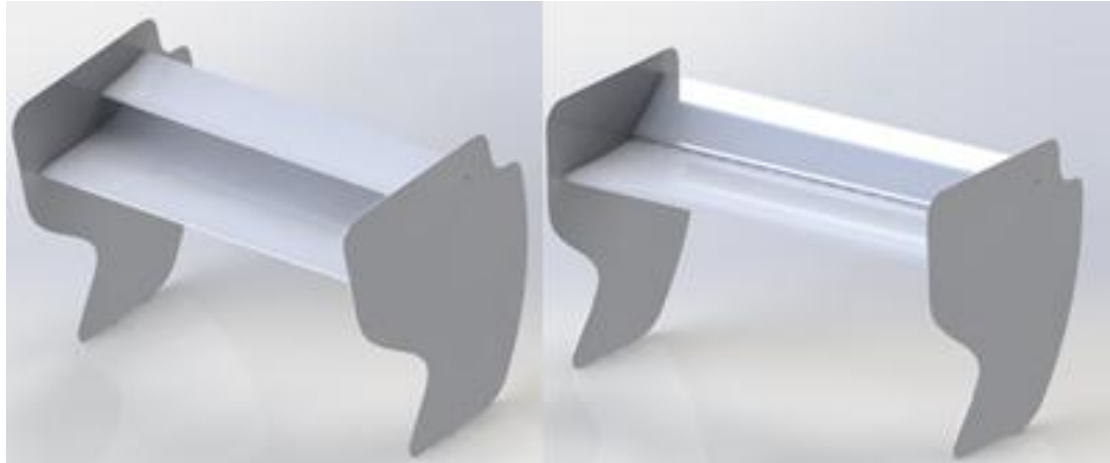
Figura 204. Líneas de flujo sobre parte delantera



Fuente: Autores

5.5.5. Alerón Trasero.

Figura 205. Alerón trasero final



Fuente: Autores

En los autos de Fórmula 1 los alerones traseros aparecieron desde los años 60. Éstos producen apoyo aerodinámico en las ruedas traseras para un mejor paso por curva, tracción y frenada. El alerón trasero sólo produce la mitad del apoyo que las ruedas traseras soportan, debido a que la otra mitad lo crea el difusor. Aun así es muy importante para la aerodinámica del coche porque situado en una posición alta recibe un flujo de aire limpio y puede generar mucha carga (downforce), aunque al mismo tiempo produce muchísima resistencia aerodinámica (drag).

Por lo tanto, según su ajuste, cuanto más apoyo ofrezca (permitirá un mayor paso por curva), pero opondrá más resistencia (será más lento en las rectas), así que la configuración del mismo para el caso del FSO2-e se hará en pista.

➤ Derivas laterales

Las derivas laterales unen el plano inferior del alerón con la parte superior, y normalmente tienen que soportar toda la carga generada en el alerón trasero, para este caso un patrocinador se encargó de la fabricación de los alerones y las derivas laterales.

También cabe agregar que el flap se usó como DRS (Drag Reduction System) que permite cambiar el ángulo del flap en determinados momentos. El sistema es muy sencillo y consta de un actuador hidráulico que mueve el flap, pivotado en su parte trasera, de su posición normal (cerrada) a una más alta y plana, reduciendo el apoyo aerodinámico y la resistencia que ofrece, para mejorar la velocidad punta.

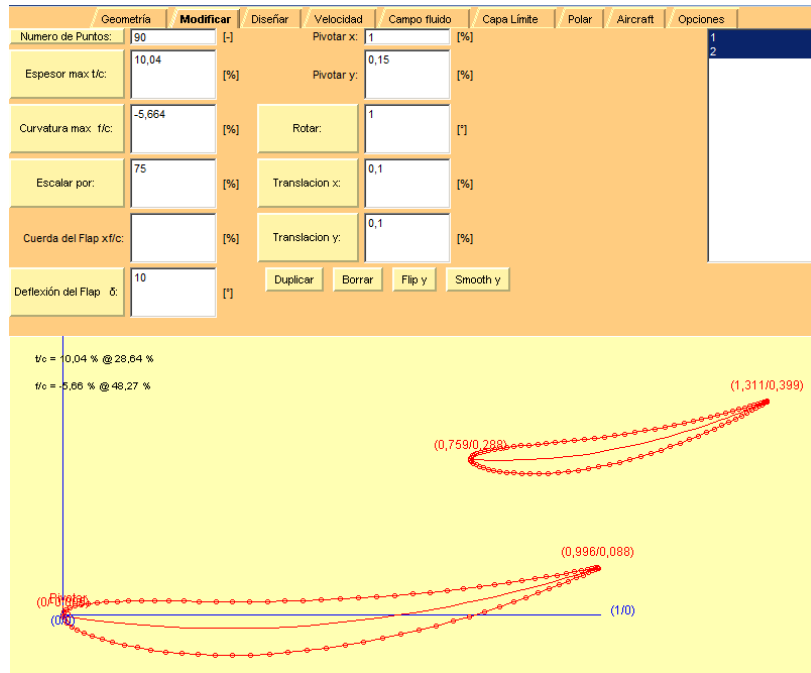
5.5.6. Diseño y Análisis

Al igual que para el alerón delantero el diseño de este alerón tiene los mismos procesos claro está que ahora se agregó el flap móvil el cual conformo el DRS para este elemento el reglamento del SENA solo especifica que la parte más alta del mismo no debe superar el aro principal; a continuación se describirá el proceso de diseño del alerón trasero.

➤ JAVAFOIL

De nuevo en este software se empieza con la selección del perfil a usar y como ahora se tiene un flap entonces también se debe buscar el posicionamiento del mismo y la configuración que este tendrá respecto al alerón base (alerón base es el alerón que esta fijo) para cada posición se hace un análisis y se observan los resultados y esto se varia hasta encontrar la mejor posición, enseguida se mira si el perfil seleccionado arroja buenos resultados de lo contrario se busca otro perfil y se inicia de nuevo con el proceso, después de un proceso largo se obtuvo la siguiente geometría mostrada en la figura 206 el cual es un perfil NACA 6410 el cual tiene un flap que es un 25% más pequeño que el alerón base pero manteniendo sus relaciones.

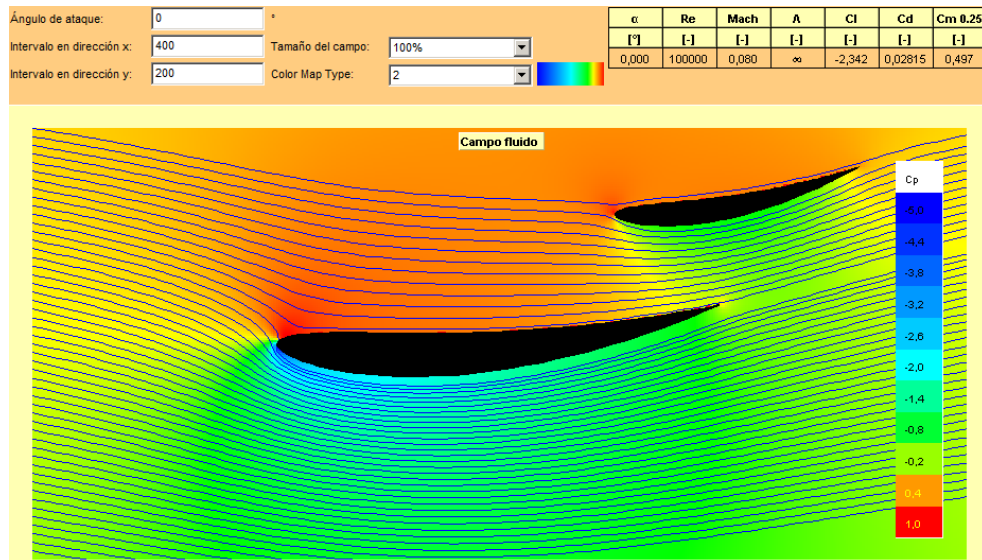
Figura 206. Perfil seleccionado



Fuente: Autores

Con esta geometría se obtuvo el siguiente resultado mostrado en la figura 207

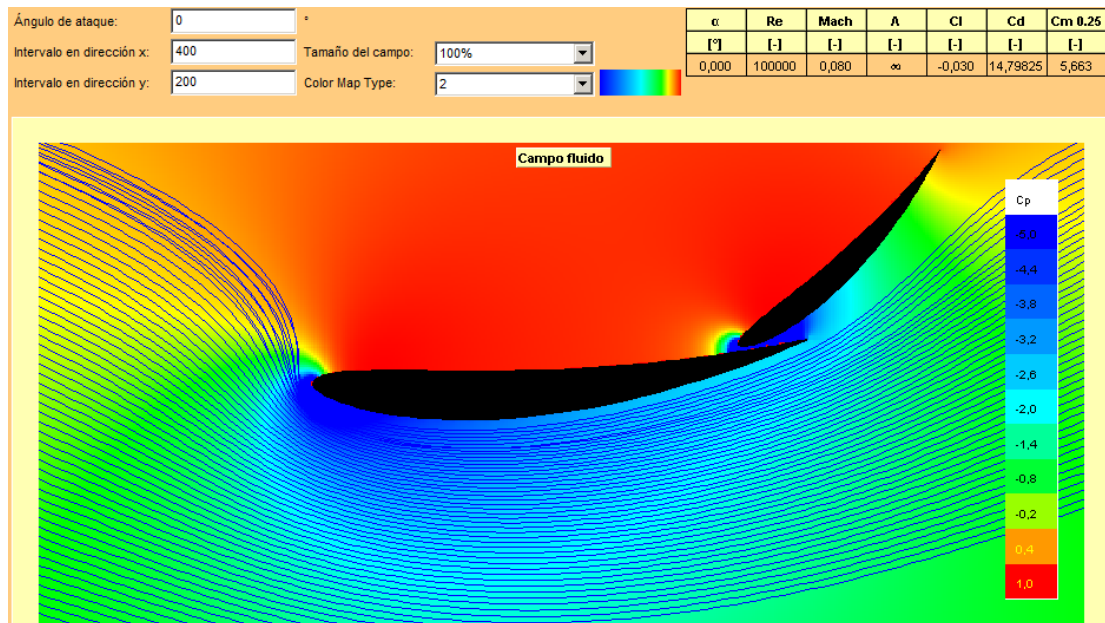
Figura 207. Análisis perfil seleccionado posición 1



Fuente: Autores

Se puede observar que el $CL=-2.342$ y el $CD=0.02815$ esto para la posición inicial o sea si el vehículo estuviera en una recta pero para el caso en que se aproxime a una curva y el piloto necesite frenar rápidamente activaría el DRS y los resultados son los mostrados en la figura 208.

Figura 208. Análisis perfil seleccionado posición 2

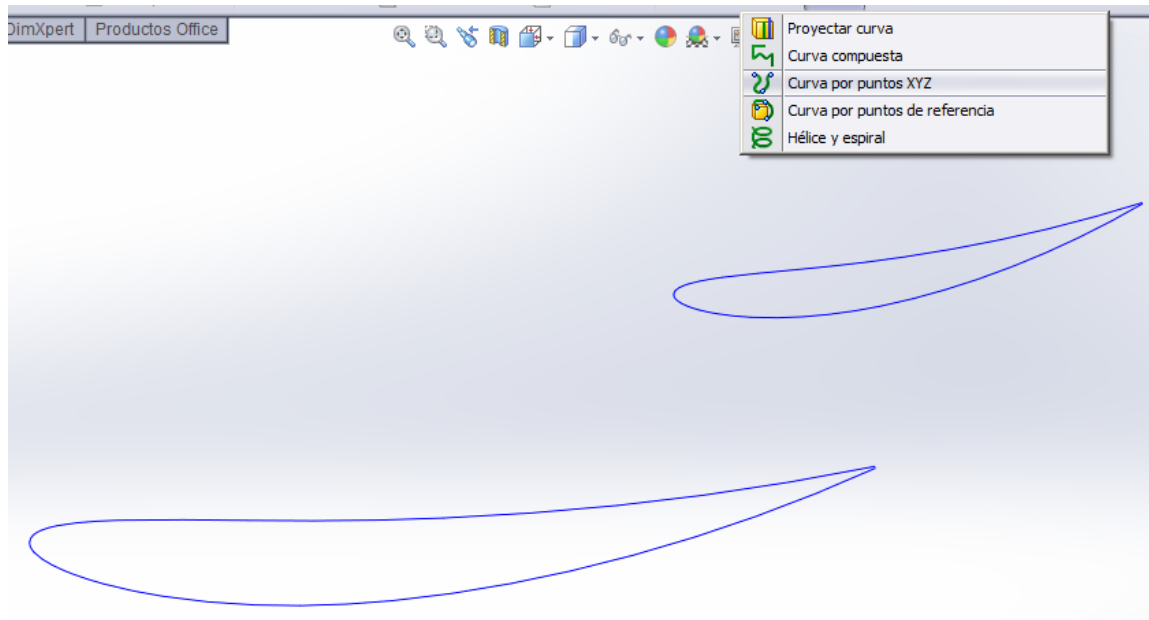


Fuente: Autores

De lo anterior se puede observar que el LIFT disminuye drásticamente pero el DRAG aumenta muy considerablemente lo cual indica que genera mucha resistencia al avanza que es lo que se quiere obtener con el sistema DRS.

Ya con la geometría del perfil definida se procede a tomar las coordenadas de este perfil y llevarlos al software SOLIDWORKS tal como se hizo para el perfil delantero tal como se muestra en la figura 209.

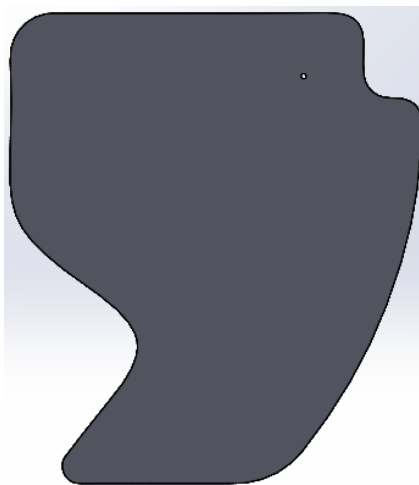
Figura 209. Perfil importando en solidworks



Fuente: Autores

Con la geometría ya en SOLIDWORKS se realizan los laterales teniendo en cuenta que se necesita que tenga un área específica para que el flujo que entra en contacto con el alerón sea lo más laminar posible, en la figura 210 se muestra el diseño final de los laterales.

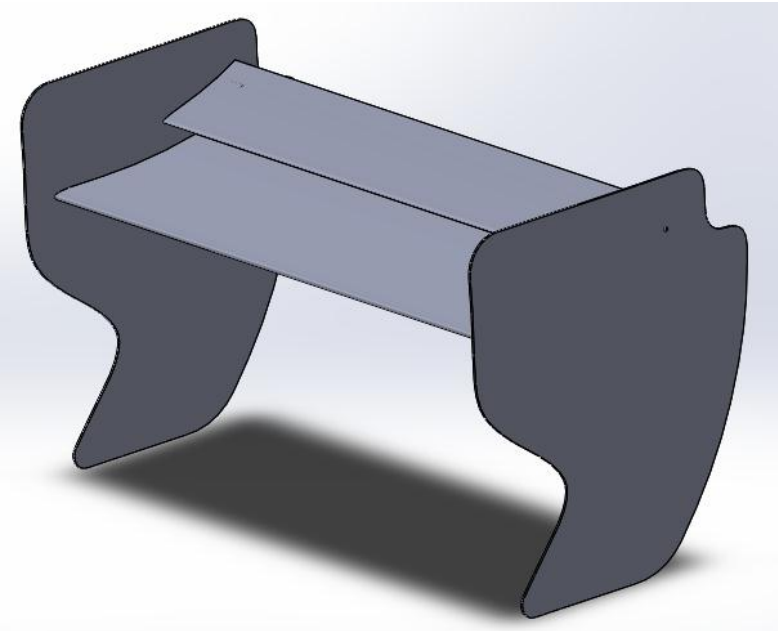
Figura 210. Deriva lateral



Fuente: Autores

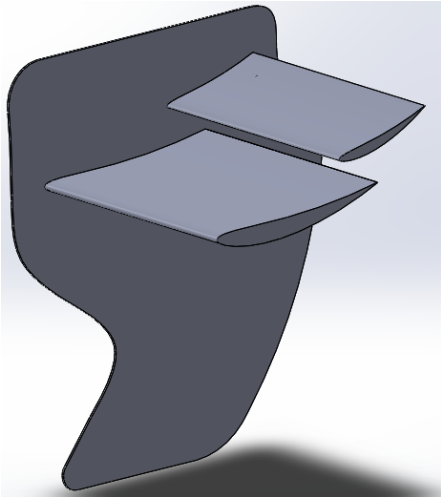
El agujero que se puede notar en los laterales es el punto donde pivota el flap, en las figuras 211, 212 y 213 se observa como fue la disposición final del alerón trasero

Figura 211. Alerón trasero isométrica



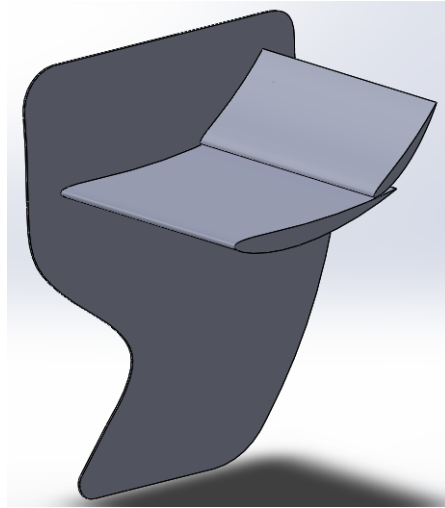
Fuente: Autores

Figura 212. Corte alerón trasero posición 1



Fuente: Autores

Figura 213. Corte alerón trasero posición 2

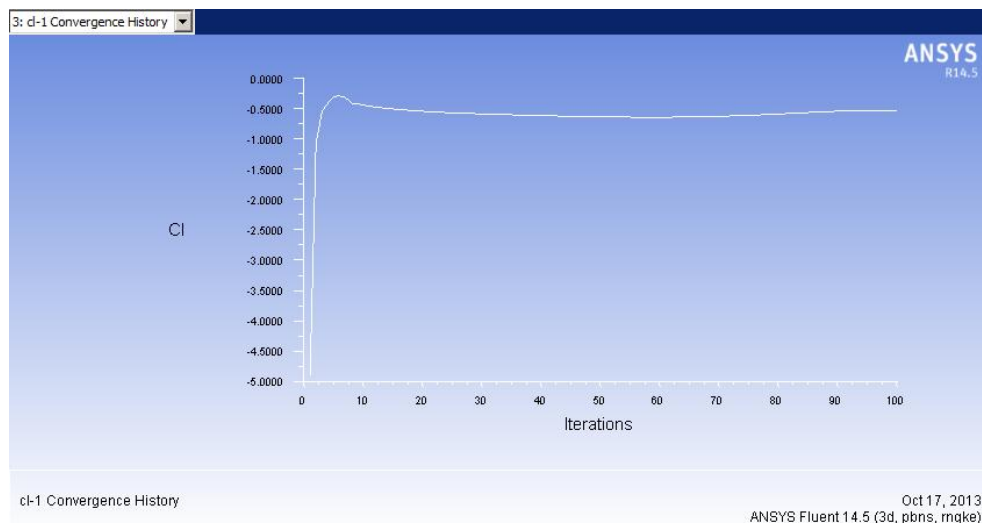


Fuente: Autores

Ahora con el alerón trasero definido se procede a importar al software ANSYS para su posterior análisis cabe recordar que esta importación se hace guardando el elemento como tipo PARASOLID.

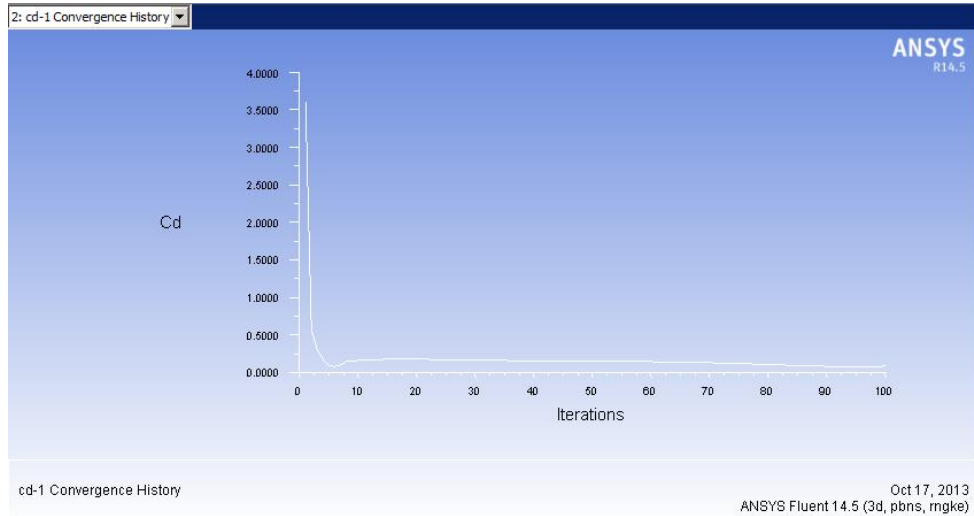
El procedimiento seguido fue similar al que se hizo para el alerón delantero, en la figura 214 y 215, se observa los resultados de las iteraciones llevadas a cabo para este elemento cuando se tiene activado el DRS.

Figura 214. Iteración final lift alerón trasero



Fuente: Autores

Figura 215. Iteración final drag alerón trasero



Fuente: Autores

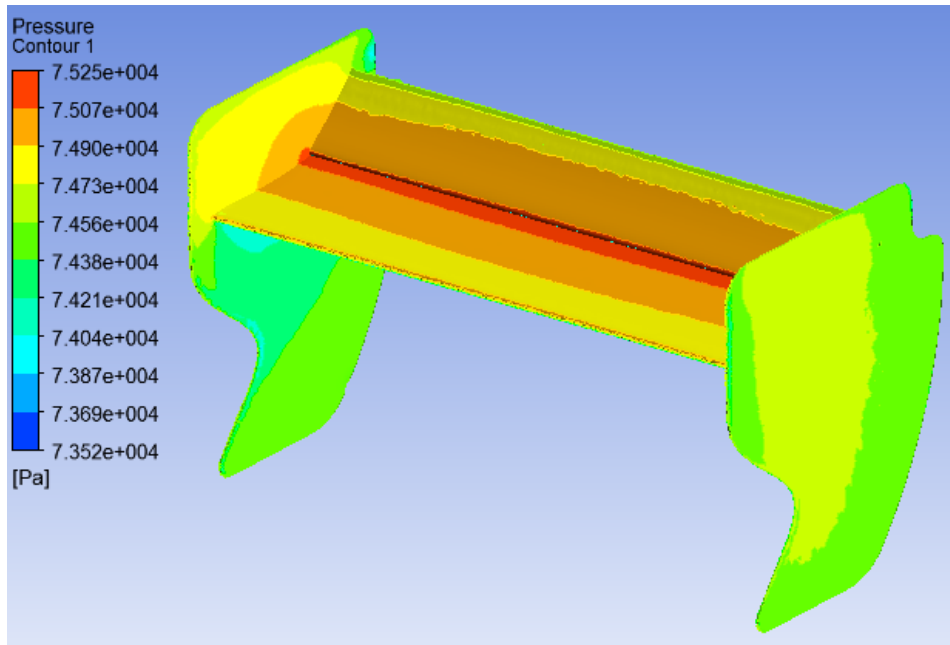
Como se observa tanto el LIFT como el DRAG se estabilizaron para un total de 100 iteraciones, el sistema converge y con esto se da por terminado este proceso, a continuación se procede a almacenar datos entregados por el software; el DRAG dio un valor de 81.75 N (color verde) y el LIFT de 246.36 N (color rojo).

Figura 216. Fuerzas sobre alerón trasero DRS on

Forces - Direction Vector (1 0 0)			
Zone	Pressure	Viscous	Total
wall-solid	79.724419	2.0298829	81.754302
Net	79.724419	2.0298829	81.754302
Forces - Direction Vector (0 1 0)			
Zone	Pressure	Viscous	Total
wall-solid	-246.68559	0.32000026	-246.3655
Net	-246.68559	0.32000026	-246.3655

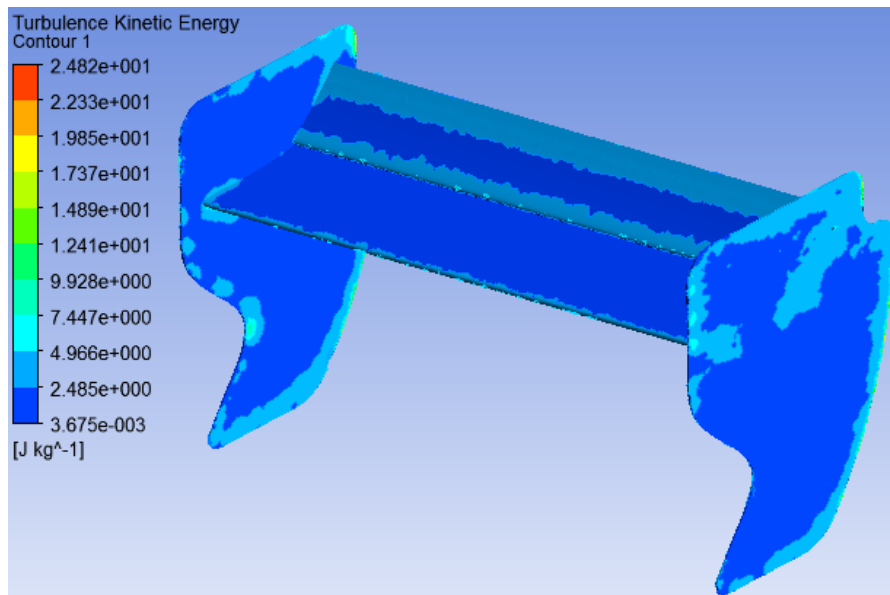
Fuente: Autores

Figura 217. Presión estática alerón trasero



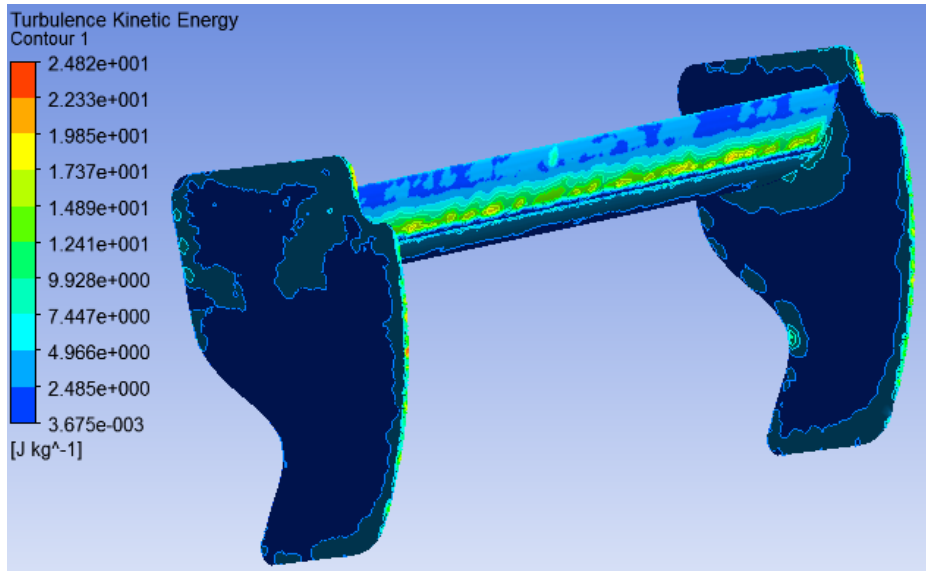
Fuente: Autores

Figura 218. Energía de turbulencia alerón trasero 1



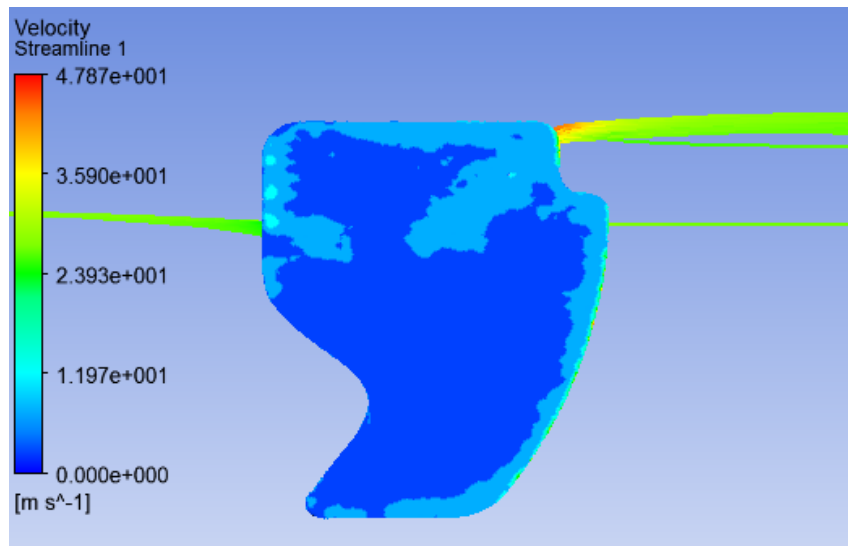
Fuente: Autores

Figura 219. Energía de turbulencia alerón trasero 2



Fuente: Autores

Figura 220. Líneas de flujo alerón trasero DRS on

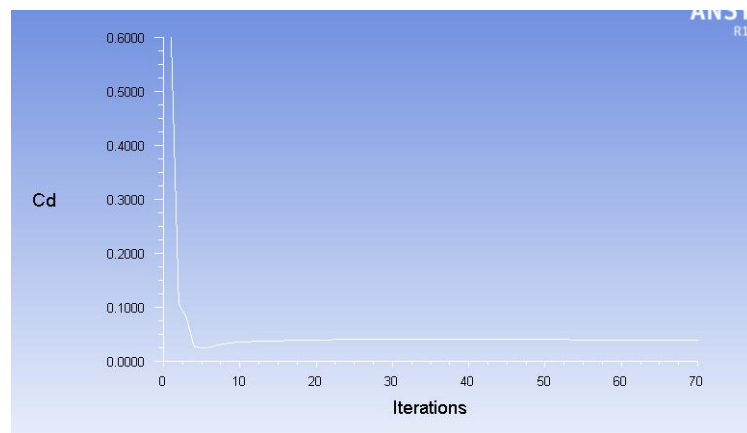


Fuente: Autores

A continuación se muestra los análisis hechos para cuando el sistema del DRS esta desactivado cabe aclarar que se logró un resultado satisfactorio usando el

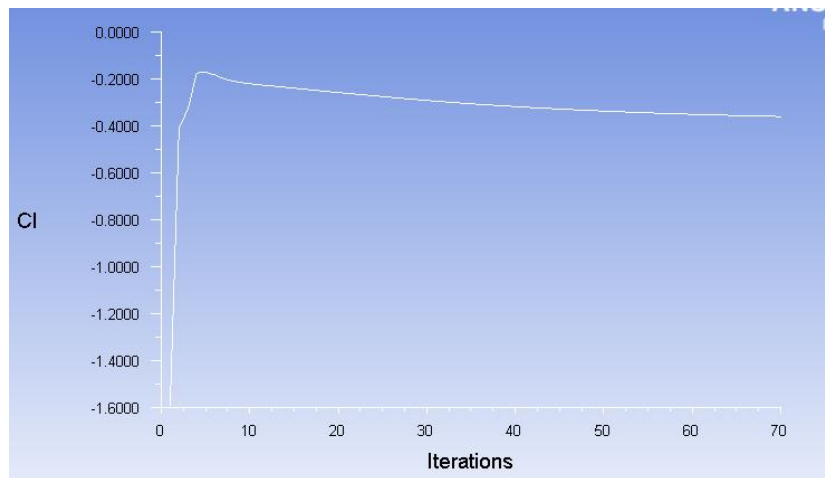
mismo modelo de solución y por supuesto tomando las mismas condiciones iniciales así como el mismo volumen de control. Los resultados se estabilizaron después de aproximadamente 50 iteraciones pero el sistema convergió hasta 70 iteraciones tal como se muestra en la figura 221 y 222.

Figura 221. Iteraciones DRAG



Fuente: Autores

Figura 222. Iteraciones LIFT



Fuente: Autores

Para esta configuración del DRS los resultados que se obtuvieron fueron los siguientes, ver figura 223:

Figura 223. Fuerzas sobre alerón trasero DRS off

Forces - Direction Vector (1 0 0)			
Zone	Forces (n) Pressure	Viscous	Total
wall-solid	15.094138	2.1107385	17.20487

Net	15.094138	2.1107385	17.20487
Forces - Direction Vector (0 1 0)			
Zone	Forces (n) Pressure	Viscous	Total
wall-solid	-179.72699	0.13698994	-179.59

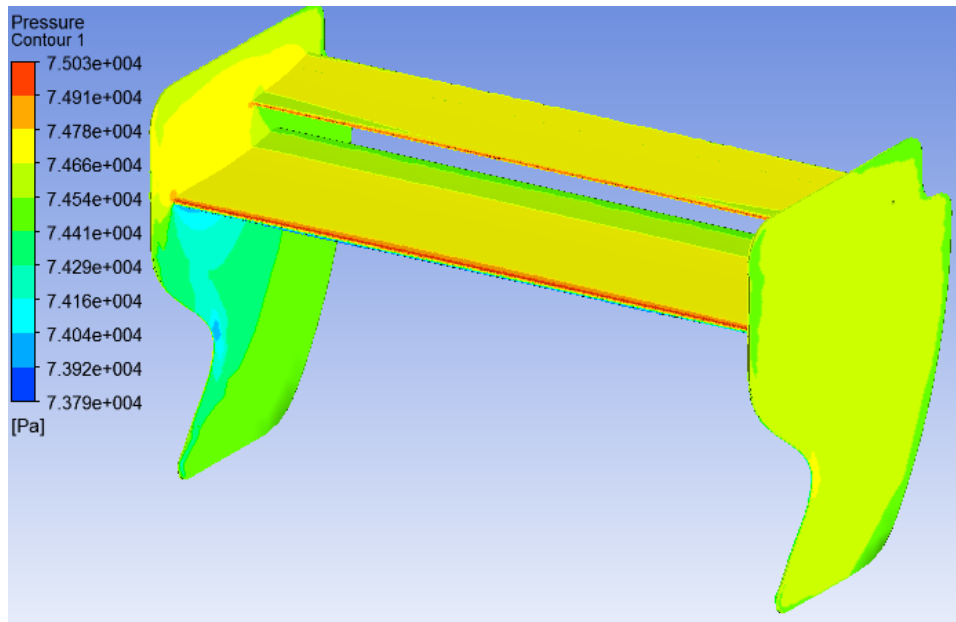
Net	-179.72699	0.13698994	-179.59

Fuente: Autores

En la cual el DRAG (color rojo) genera 17.20 N de fuerza y para el LIFT (color verde) genera -179.59 N de fuerza, lo cual comparado con el sistema de DRS activado se logra observar una diferencia bastante significativa.

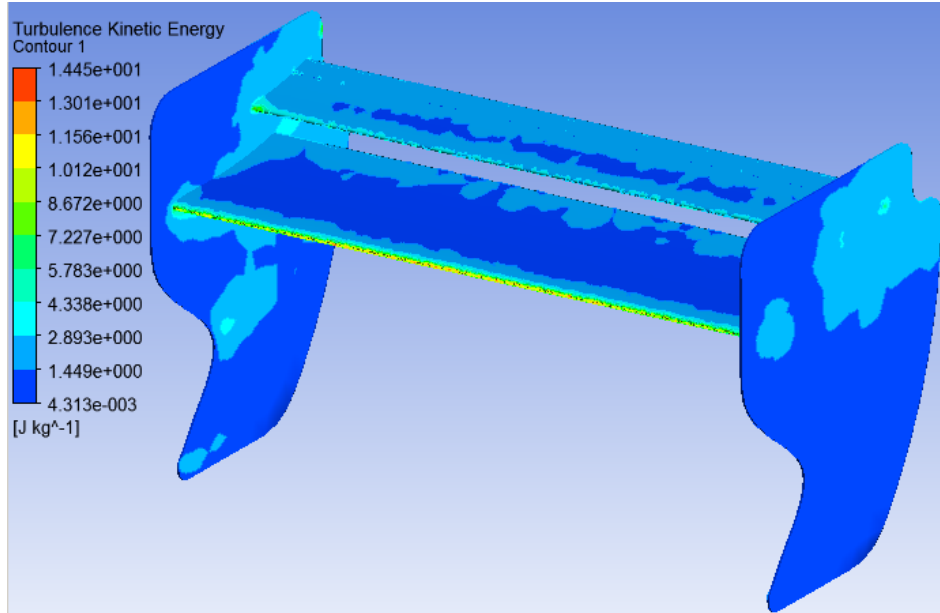
En la gráfica 224 y 225 se puede observar el contorno de presión y de energía cinética de turbulencia del alerón trasero.

Figura 224. Presión sobre alerón trasero DRS off



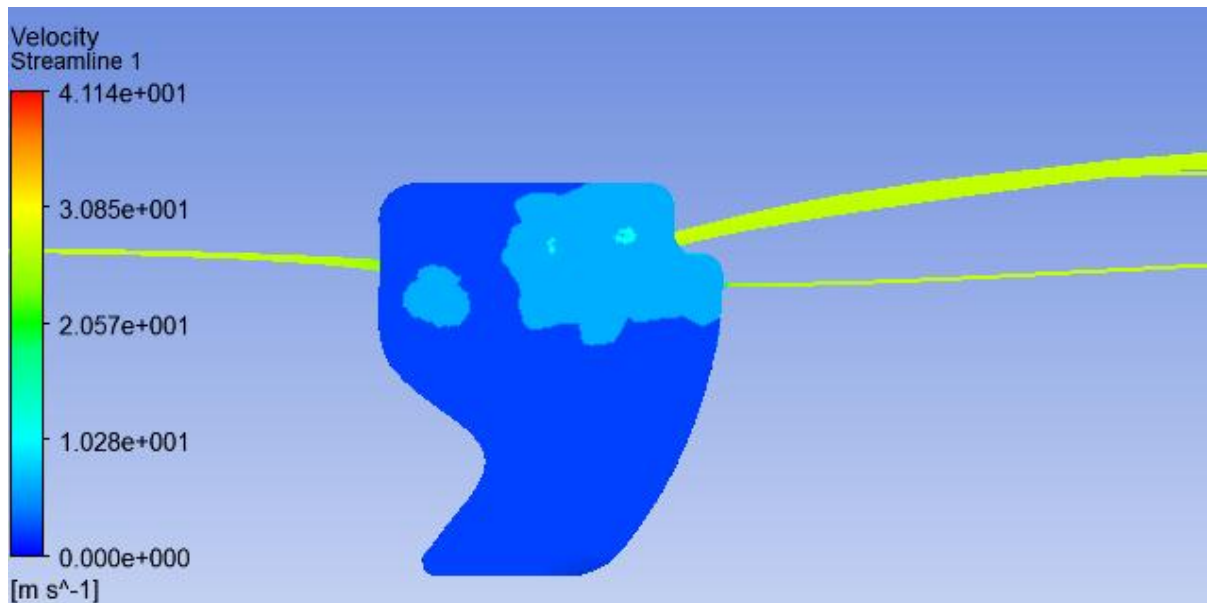
Fuente: Autores

Figura 225 Energía de turbulencia sobre alerón trasero DRS off



Fuente: Autores

Figura 226. Líneas de flujo sobre alerón trasero DRS off



Fuente: Autores

5.6. CARENADO DEL CUERPO

El carenado del FSO2-e fue diseñado basado en el prototipo X1 de la escudería Red Bull, el cual tiene sus ruedas cubiertas con el fin de reducir el arrastre producido por las mismas, al principio se hizo un diseño propio, pero debido a que se buscaba un diseño llamativo este fue descartado, y se procedió a contratar un diseñador gráfico quien ya tenía experiencia en el diseño de vehículos de este tipo, el diseño dado por él, tuvo ciertos cambios que surgieron debido a los análisis realizados y a su vez que estuvieran de acuerdo a la normativa del SENA. Después de haber aprobado el diseño, este fue modelado a escala 1:1 en poli estireno expandido en la ciudad de Medellín y con este molde se procedió a hacer el vehículo real en fibra de vidrio.

En la figura 227 se muestra el modelo hecho en Medellín.

Figura 227. FSO2-e modelado en Icopor



Fuente: Autores

Los cambios realizados durante el proceso de diseño se hicieron con el objetivo de reducir al máximo posible el DRAG, en esta fase del diseño el DRAG es el

parámetro central, ya que la carga producida por el LIFT se puede variar con los alerones.

5.6.1. Diseño y Análisis

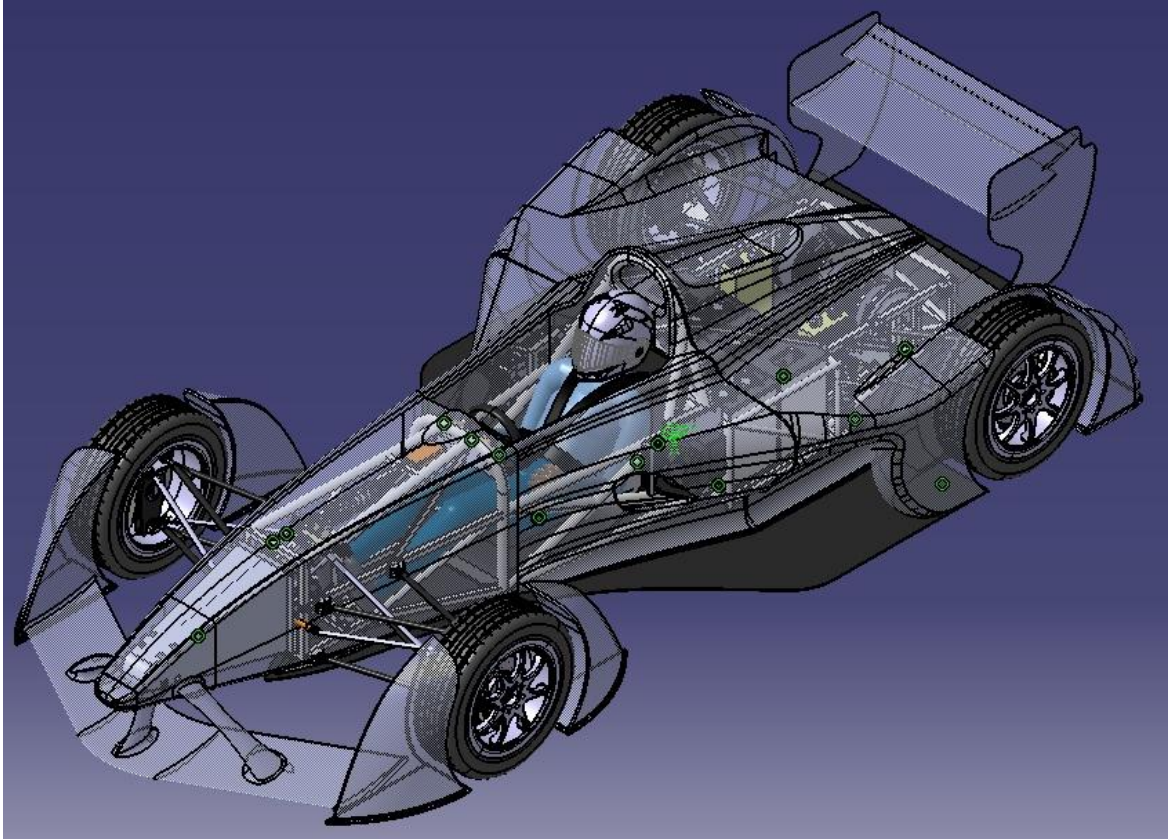
Como ya se mencionó anteriormente el diseño final fue realizado por un diseñador industrial, cuando se tuvo el primer modelo en 3D se procedió a hacer el análisis del perfil del auto para revisar el grado de inclinación de la punta del vehículo, la cual se varió hasta encontrar una posición donde no hubiese desprendimiento del fluido generando turbulencias, y a su vez generando DRAG. También se muestra en la figura 176...sección 5.5.4...los soportes del alerón delantero, los cuales tuvieron cambios debido a su gran área.

Cabe aclarar que en el proceso de diseño se tuvo en cuenta el confort del piloto en el cockpit (habitáculo del piloto), esto surgió gracias a la experiencia que tenía el equipo con el vehículo anterior y sugerencias de algunos pilotos profesionales referente al cómo debería ir el piloto dentro del vehículo, en la figura 228, 229 y 230 se observa el ensamblaje final que tuvo el carenado sobre el chasis y la disposición final del piloto en el FSO2-e con respecto al FORSSA del año 2010.

El proceso de análisis en este caso es muy similar a los estudios anteriores con la herramienta Fluent del ANSYS, por esta razón no se describirá con gran detalle. Para esta geometría no se usó el software JAVAFOIL, en lugar de ello se usó el análisis 2D de Fluent, en el cual el proceso de configuración del software es muy similar, por esta razón solo se mostraran resultados obtenidos en el mismo.

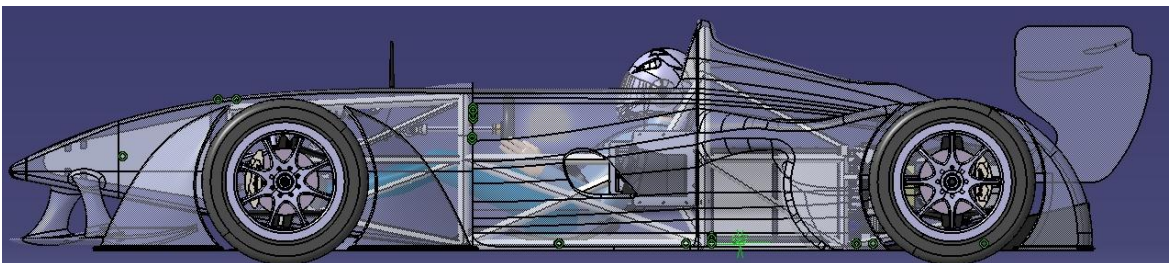
Una vez obtenido el perfil del vehículo se hace un análisis del mismo, estas simulaciones tienen la ventaja de consumir poco recurso computacional, con lo cual se pueden realizar un sin número de iteraciones hasta llegar a la convergencia del sistema. En las figuras 231 y 232 mostradas a continuación se puede observar simulaciones durante los cambios realizados en la punta del vehículo, logrando una disminución considerable del desprendimiento de fluido en la punta del monoplaza.

Figura 228. Vehículo final isométrica



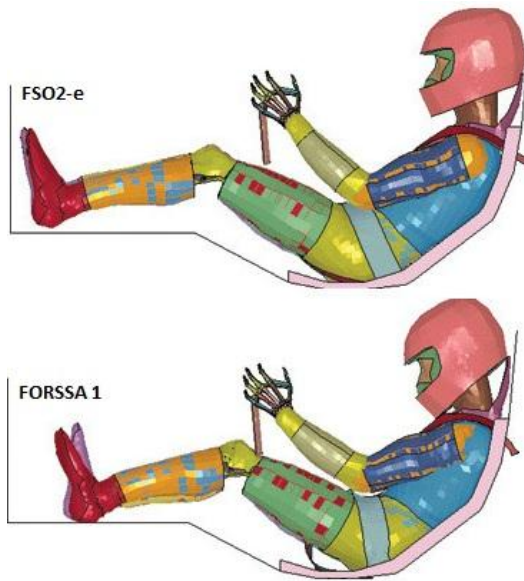
Fuente: Autores

Figura 229. Vehículo final lateral



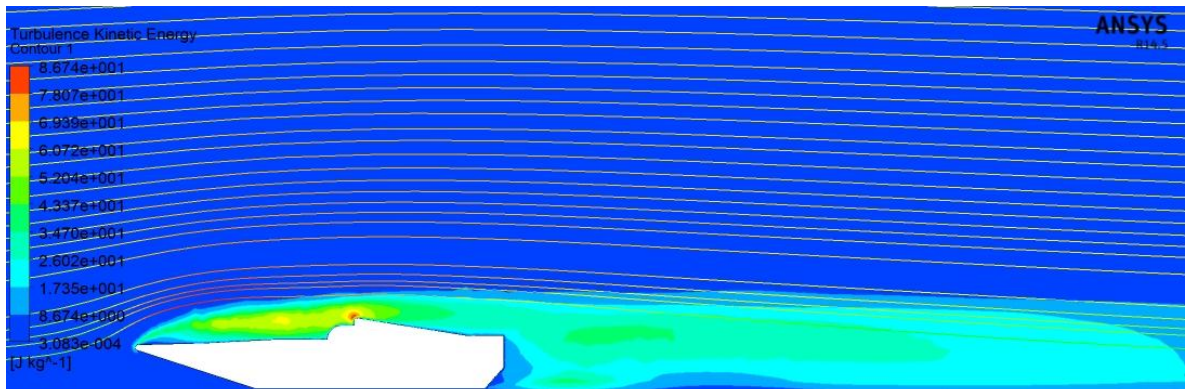
Fuente: Autores

Figura 230. Ergonomía con el piloto



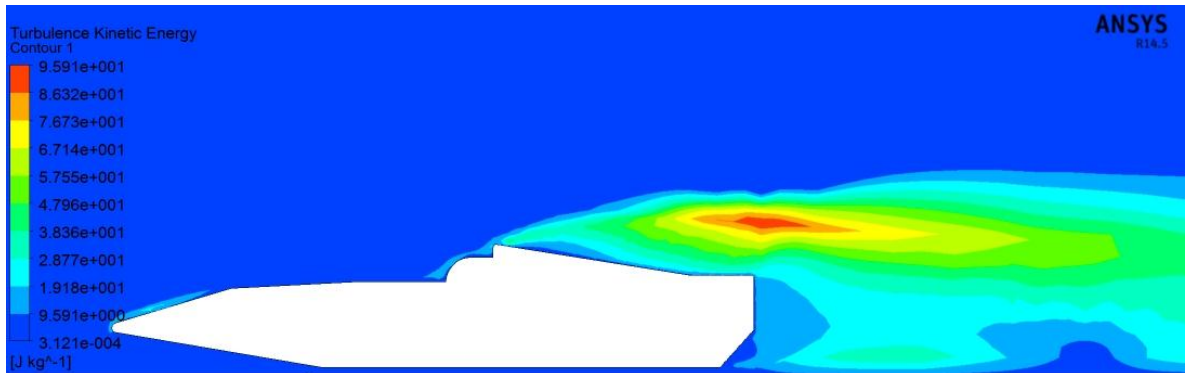
Fuente: Autores

Figura 231. Punta con gran desprendimiento de fluido



Fuente: Autores

Figura 232. Punta con poco desprendimiento de fluido



Fuente: Autores

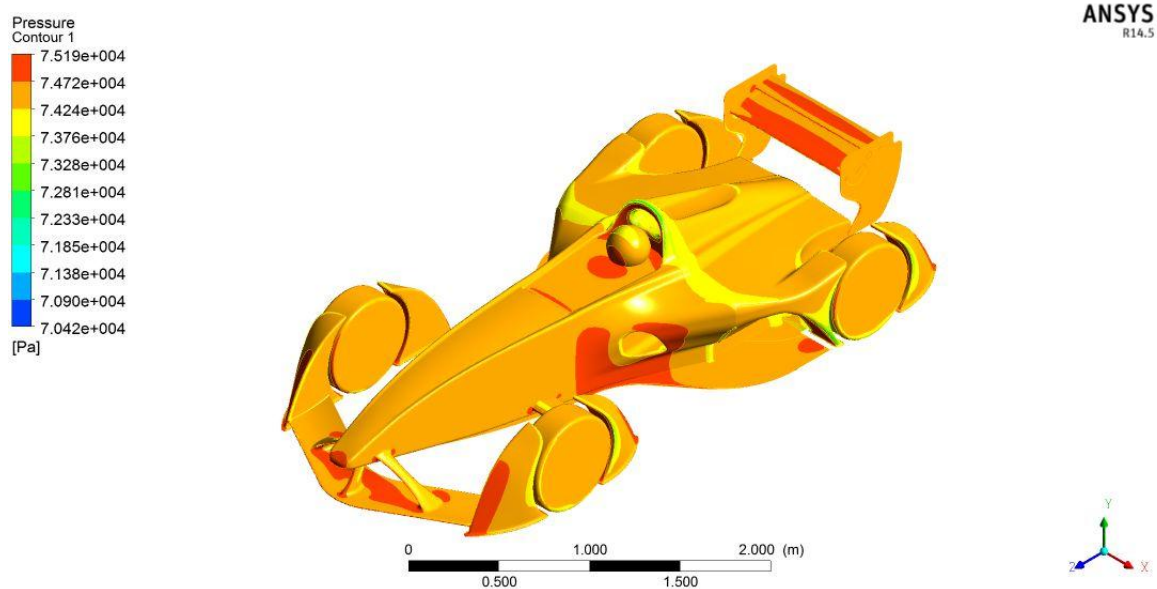
De igual forma se realizaron análisis 2D a diferentes partes del auto: las ruedas, la cubierta de las ruedas, los alerones, entre otros. Todo esto se puede observar en el anexo O.

Una vez seleccionada la forma más óptima para la punta del vehículo, se hace la modificación en el modelo 3D y se procede a realizar la simulación del vehículo. Estas simulaciones consumen demasiado recurso computacional, para disminuir el tiempo de simulación se toma solo la mitad del elemento a analizar, ya que al ser simétrico longitudinalmente los resultados serán los mismos a los dos lados del vehículo.

En las figuras 233, 234 y 235 se muestran los resultados obtenidos después de la simulación del vehículo en su forma final, obteniendo los coeficientes de LIFT y DRAG generado por el vehículo cuando este lleva una velocidad de 100 Km/h. Con este diseño final aprobado por el SENA, el diseño CAD fue enviado a una empresa la cual modelo el vehículo en Polipropileno expandido sobre el cual se realizaría el trabajo en fibra de vidrio.

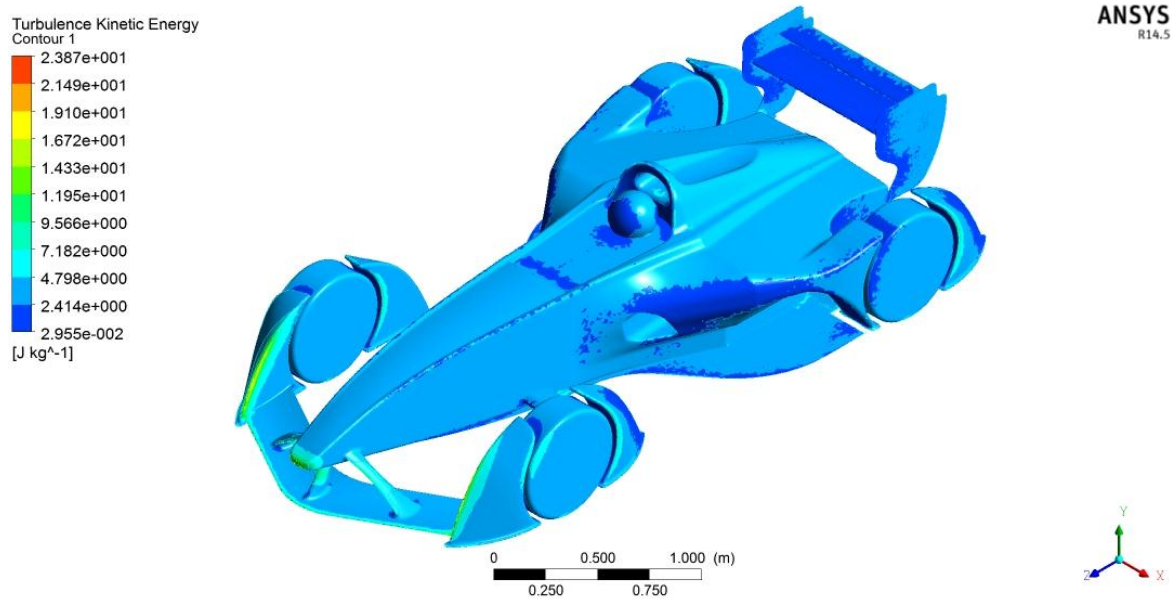
Como se puede observar los alerones generan gran carga, lo cual es favorable.

Figura 233. Contorno presion vehículo final



Fuente: Autores

Figura 234. Contorno energia de turbulencia vehículo final



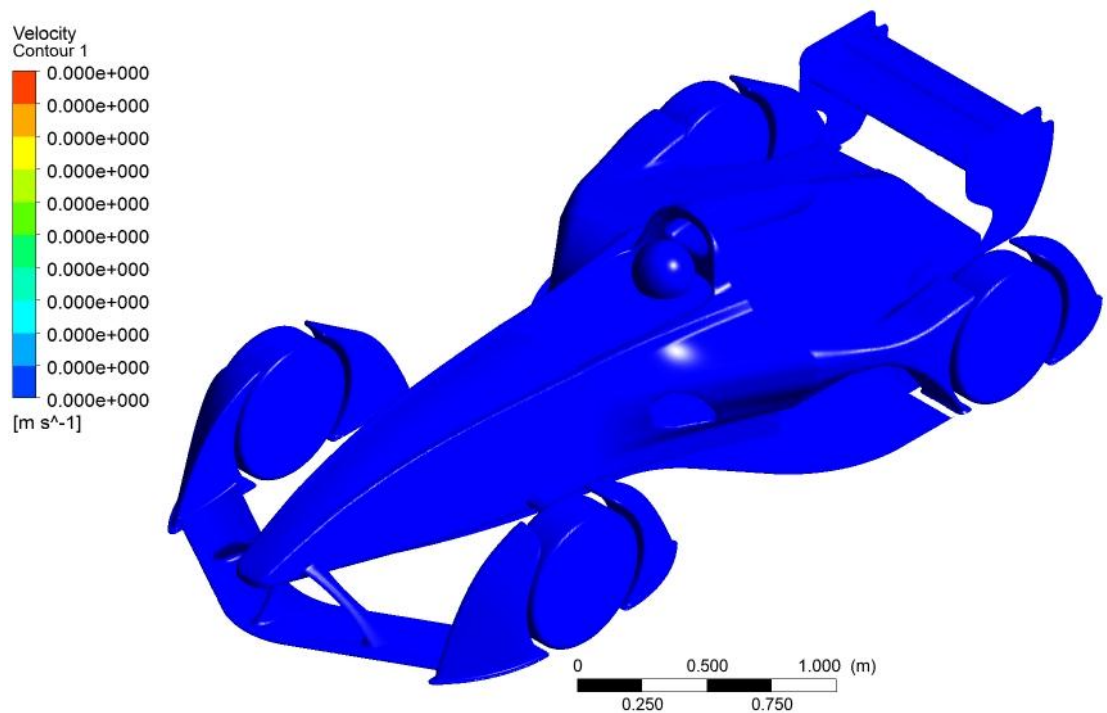
Fuente: Autores

En la figura 234 se puede observar que la mayoría del vehículo tiene una energía cinética de turbulencia baja (color azul y celeste), también se observa que en ciertos puntos esta energía aumenta. Donde ocurre esto se generan desprendimientos del fluido contribuyendo con aumento del DRAG.

Por último en la figura 235 se muestra el contorno de velocidades sobre el vehículo representando velocidad igual a cero el color azul. Este estudio se realiza para corroborar que el modelo está bien definido.

En el anexo P se pueden observar más graficas obtenidas de la simulación realizada al FSO2-e.

Figura 235. Contorno velocidad vehículo final



Fuente: Autores

5.7. ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS OBTENIDOS

Durante el proceso de diseño se logró entender más a fondo el fenómeno que representan los fluidos sobre un contorno exterior. La gran ventaja que se tuvo fue contar con la ayuda de un experto en manejo del software ANSYS y sus diferentes módulos. Cabe destacar que la escudería RED BULL usa este software, específicamente el módulo FLUENT; Teniendo como desventaja la falta de un computador con suficientes prestaciones para poder realizar dichas simulaciones de forma rápida, por esta razón el proceso de simulación y análisis tomo más tiempo de lo esperado, aun así se lo logro cumplir con todos los objetivos que se tenían planeados.

Se recalca que las simulaciones en el módulo Fluent tienen un porcentaje de error comparado a otros módulos de análisis entregados por el ANSYS, por tal razón los resultados obtenidos durante estas simulaciones sirven para mirar la tendencia que tendría el fluido al momento de rodear esta geometría.

➤ Según los estudios realizados variando el ángulo de inclinación de la parte delantera del monoplaza, y tomando como posición inicial la punta horizontal, luego de varios análisis, se eligió la punta de posición cuatro (ver anexo O).

En la tabla 16 se pueden ver los porcentajes obtenidos; aunque se aumenta un poco el DRAG se recompensa ejerciendo menos carga sobre el vehículo, por esta razón se toma la decisión prefiriendo tener más velocidad de punta que agarre.

Tabla 17. Porcentaje de variación del arrastre y sustentación respecto a la primera posición.

	1 posición	2 posición	3 posición	4 posición
ARRASTRE	1%	-4.30%	-4.86%	10.20%
SUSTENTACION	1.00%	-22.13%	-20.81%	-44%

Fuente: Autores

- En el alerón trasero, se obtuvo que al momento de activar el DRS se logra generar un aumento en el drag de 28.3%.
- Algunos de los resultados obtenidos se pueden mejorar realizando un mallado más fino con un computador con mejores prestaciones para realizar dichas simulaciones, y así no depender del tiempo de ejecución.
- El proceso de simulación en 3D tuvo un estudio previo con el cual se buscó estabilizar el modelo que se seleccionó para la solución de este tipo de geometría, durante este proceso se tuvo en cuenta que los resultados obtenidos fueran de acuerdo a la teoría aprendida durante la academia.
- En el alerón trasero al momento de activar el DRS desprende flujo, lo cual genera gran turbulencia aumentando el DRAG y a su vez generando inconvenientes al vehículo que esté detrás del FSO2-e.
- En el proceso de simulación 2D de la llanta, se tomaron cuatro condiciones geométricas, mostradas en el anexo O. Con esta simulación se pudo realizar la tabla 17, la cual muestra el porcentaje de aumento o disminución de la fuerza de arrastre y la fuerza de sustentación en las cubiertas respecto a la llanta sin ningún elemento que se interfiera en el paso de flujo sobre la misma.

Tabla 18. Porcentaje de variación según el elemento respecto a la llanta sola

	Cubierta Delantera	Cubierta Trasera	Cubierta en los dos lados
ARRASTRE	25%	1.40%	9.10%
SUSTENTACION	6.30%	11.50%	-15.80%

Fuente: Autores

Con estos datos obtenidos se decide colocar cubiertas en ambos lados de la llanta aunque aumenta un poco el DRAG, la llanta tiene mayor adhesión al suelo.

CONCLUSIONES

En noviembre 17 del año 2013 se realizó la segunda carrera de vehículos de competencia organizada por el servicio nacional de aprendizaje SENA con el fin de desarrollar competencias tecnológicas en el ámbito automotriz en el país con presencia de 10 escuderías. La Universidad Industrial de Santander de nuevo hizo presencia en el SENA Regional Santander con el ya conocido equipo FORSSA, con el nombre de FORSSA Oriente, siendo participe la regional de Norte de Santander y la regional del Cesar.

El proceso de documentación, diseño, simulación y análisis se hizo junto con un equipo de más de 50 personas quienes dieron lo mejor de cada quien para cumplir con el objetivo principal: construir un vehículo tipo fórmula.

El objetivo de los estudiantes de la Universidad Industrial de Santander participes de este gran proyecto se define en diseño, simulación y análisis de diferentes partes del vehículo llamado FSO2-e, para este caso:

- Los autores de este libro diseñaron, simularon y analizaron el chasis, como anti-impacto y carenado, satisfactoriamente dejando en constancia documentación sobre el proceso de diseño y simulación de diferentes elementos que componen un vehículo.
- El chasis fue diseñado cumpliendo la normativa establecida por la fórmula SENA-eco y fue estudiado bajo diferentes condiciones de carga, siendo sometido a diferentes fuerzas dependiendo del estudio en particular, ya fuese estático, dinámico, impacto o armónico, realizados satisfactoriamente. Cada uno de estos estudios fueron analizados con la ayuda de elementos finitos mediante simulación en el software ANSYS con las herramientas apropiadas del programa.

- Las pruebas de elementos finitos son una herramienta útil en la determinación de los efectos de las fuerzas sobre los materiales. En el caso del cono anti-impacto, se hace difícil replicar un impacto en SolidWorks. Por esta razón se realizaron en ANSYS una gran cantidad de análisis obteniendo variables y mallados correctos, de esta manera se alcanzaron resultados razonables en las pruebas.
- Se diseñó el cono anti-impacto de acuerdo al reglamento del SENA y con ensamble perfecto en el chasis y el carenado.
- Se logró un diseño del carenado atractivo y con características aerodinámicas óptimas.
- Se realizaron diferentes simulaciones para partes específicas del auto y que son fácilmente modificables.

RECOMENDACIONES

Para próximos diseños de elementos como el cono anti-impacto se recomienda realizar un modelo real y realizar dicha prueba, esto para comparar los resultados de la prueba con los obtenidos por el software a usar, con el fin de hacer más real el modelo computacional.

Otro aspecto que no se tuvo en cuenta en el proceso de simulación mediante FLUENT fue el movimiento de las ruedas, sería recomendable realizar dichas simulaciones teniendo en cuenta esto pero contando con buenas herramientas para poder realizar dicha simulación de una forma más rápida.

Al trabajar con varias personas en un mismo modulo (diseño, electricidad, electrónica) es recomendable que todos usen los mismos software para en un futuro no tener problemas con la importación y exportación de archivos.

Si se desea en un futuro volver a realizar simulaciones de fluidos será bueno comparar los resultados arrojados por diferentes software para tomar una decisión sobre cuál es el más conveniente mirando desde el punto de vista precisión vs tiempo

BIBLIOGRAFÍA

1. BELINGARDI, Giovanni, OBRADOVIC, Jovan. Design of the Impact Attenuator for a Formula Student Racing Car: Numerical Simulation of the Impact Crash Test. Mechanical Engineering Department, Politecnico di Torino, Torino, Italy, 2010.
2. BORIA, Simonetta, FORASASSI, Giuseppe. Numerical Simulation of Crash-Test for a Formula SAE Car. University of Pisa, Pisa.
3. CADENAS, Javier Martin. SIMULACION MEDIANTE LS-DYNA DEL ENSAYO DE CHOQUE DE UN TODOTERRENO. Tesis de Grado Ingeniería Industrial. Universidad Carlos III. Madrid. 2009.
4. CALVO R, Arturo. Diseño y Análisis de un Chasis para un Prototipo de Formula SAE. Proyecto de Fin de Carrera. Universidad Pontificia de Comillas
5. CARRERA, Rafael. OPTIMIZACIÓN AERODINÁMICA DE UN FÓRMULA UNO MEDIANTE DISPOSITIVOS ESTABILIZADORES DE CAPA LÍMITE. Proyecto de grado para obtener título de Ingeniero Industrial. Universidad Pontificia Comillas. Madrid, 2007. 311 p.
6. DUARTE R, Abelardo, VALENCIA J, Jefferth Albeyro. Estudio y Diseño de la Trasmisión y Sistema de Suspensión de un Monoplaza para la formula SENA. Tesis de Grado Ingeniería Mecánica. Universidad Industrial de Santander. Bucaramanga. 2011.
7. Fluent (6.3), Fluent Tutorial Guide, 2006.
8. HART, Jon, KENNEDY, Craig. FSAE Impact Attenuator. Worcester Polytechnic Institute, Massachusetts, USA, 2010.
9. KATZ, Joseph. Race car aerodynamics: designing for speed. Massachusetts, USA, 1995.
10. McBEAHT, Simón. Aerodinámica del Automóvil de Competición, Grupo editorial CEAC, primera edición, 2005.
11. MILLIKEN, William F. & Milliken, Douglas L. Race Car Vehicle Dynamics, SAE Inc, USA, 1995.

12. TEMBLEQUE S, Luis Rodríguez. Simulación Numérica de Fenómenos de Inestabilidad en Estructuras Metálicas Mediante ANSYS. Proyecto de Fin de Carrera. Universidad de Sevilla. Sevilla. 2010.

ANEXOS

Anexo A. Reglamento técnico formula Sena eco



REGLAMENTO TÉCNICO

FÓRMULA SENA ECO (2012-2013)

¡SENA, DE CLASE MUNDIAL!
Ministerio del Trabajo
SERVICIO NACIONAL DE APRENDIZAJE

1

Plazoleta La Previsora Calle 57 No. 8-69 - www.sena.edu.co - A.A. 53329 - Fax 546 15 51 – PBX: 546 15 00 Bogotá- D.C. Colombia

www.sena.edu.co

SENA, de clase mundial



CONTENIDO

INTRODUCCIÓN	3
COMISIÓN REGLAMENTARIA	3
1. GENERALIDADES	3
2. MOTOR	5
3. EJES DE TRANSMISIÓN	5
4. LLANTAS Y RINES	5
5. FRENOS	5
6. SUSPENSIÓN	6
7. CHASIS	6
8. CARROCERÍA	9
9. ALERÓN Y ELEMENTOS AERODINÁMICOS	10
10. HABITÁCULO	11
11. SEGURIDAD	11
12. DEFINICIÓN DE PRUEBAS	12



INTRODUCCION

La Formula SENA ECO es una competencia académica, donde los estudiantes fabricarán vehículos de competición eléctricos, que serán evaluados de acuerdo con los requerimientos descritos en el presente reglamento.

Cada equipo debe asumir el rol de una empresa que se dedica a fabricar vehículos de competición eléctricos. Esta empresa deberá tener un organigrama y flujos de trabajo claros, teniendo en cuenta que el componente organizacional del equipo también será evaluado.

COMISIÓN REGLAMENTARIA:

La comisión reglamentaria está compuesta por:

- Mauricio Toro
- David Sierra
- Comité Experto

Esta comisión redactó el siguiente documento y estará encargada de responder permanentemente preguntas e inquietudes sobre el mismo a través de los canales de comunicación definidos, siendo el principal el correo electrónico. Las respuestas a estas preguntas y las clarificaciones a las normas realizadas se convertirán en normas en caso tal de que no existan. Se harán los cambios sobre este reglamento en caso de ser necesario. El reglamento está para que se cumpla. Si en este reglamento no se especifica que algo está permitido es porque está prohibido.

En la etapa de formación inicial de los equipos habrá un tiempo determinado para repasar las reglas y normas del concurso con el fin de aclarar todos los puntos.

La comisión podrá realizar todas las modificaciones al reglamento que estime pertinente teniendo como base un sustento técnico justificado.

1. GENERALIDADES

- 1.1. El vehículo debe tener cuatro ruedas, dos adelante y dos atrás.

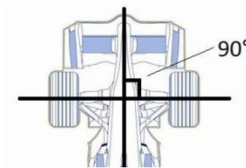
¡SENA, DE CLASE MUNDIAL!
Ministerio del Trabajo
SERVICIO NACIONAL DE APRENDIZAJE

3

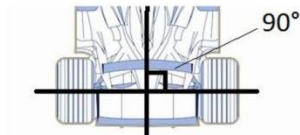
Plazoleta La Previsora Calle 57 No. 8-69 - www.sena.edu.co - A.A. 53329 - Fax 546 15 51 – PBX: 546 15 00 Bogotá- D.C. Colombia



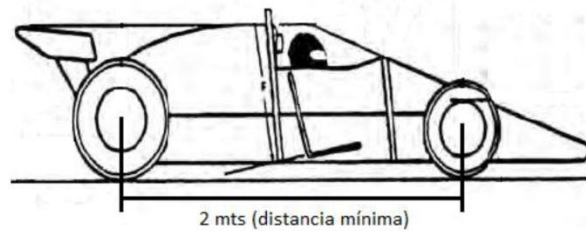
- 1.1.1.** El eje imaginario que une las dos ruedas delanteras debe tener un ángulo de 90 grados con respecto al plano de simetría del vehículo.



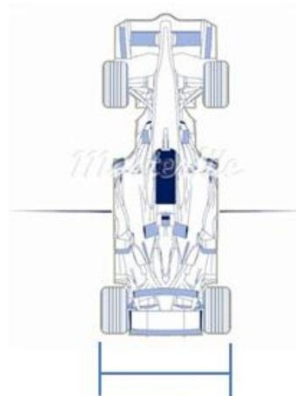
- 1.1.2.** El eje imaginario que une las dos ruedas traseras debe tener un ángulo de 90 grados con respecto al plano de simetría del vehículo.



- 1.2.** La distancia entre ejes mínima es de 2 metros.



- 1.3.** El ancho máximo del vehículo es de 2 metros.



2 mts (ancho máximo)

- 1.4. Se deben instalar dos espejos retrovisores, uno en cada lado del vehículo, con una superficie mínima de 100cm² cada uno. Los espejos pueden tener cualquier forma geométrica pero deben cumplir con el área mínima establecida.
- 1.5. Es obligatoria la instalación de una platina de mínimo 5mm de espesor con una perforación de 5cm de diámetro, dicha platina debe ser pintada en color rojo y sobresalir claramente en la parte trasera del vehículo para su arrastre en caso de avería.
- 1.6. La(s) batería(s) se deberá(n) encontrar por fuera del habitáculo del piloto y deberá(n) ser fijada(s) mediante correas o material resistente a la corrosión. Esta(s) debe(n) además estar dentro de una caja de seguridad fabricada con un material aislante.
- 1.7. Se recomienda el uso de tornillería DIN grado 8 o su equivalente SAE grado 5.
- 1.8. La porción de la carrocería que cubre el motor, deberá estar fijada mediante pines de acceso rápido, y debe ser posible removerla en 10 segundos.
- 1.9. Una luz de freno ubicada en la parte trasera del vehículo deberá ser instalada, se

¡SENA, DE CLASE MUNDIAL!
Ministerio del Trabajo
SERVICIO NACIONAL DE APRENDIZAJE

5



recomienda el uso de LEDs.

- 1.10. No se permiten objetos en el habitáculo que se puedan aflojar o desprender y afectar la integridad del piloto.

2. MOTOR

El sistema motriz es eléctrico y hará parte del kit que la organización entregará a los equipos.

3. EJES DE TRANSMISION

- 3.1 El diseño de los ejes de transmisión depende de cada equipo, se deberán entregar memorias de diseño. La comisión reglamentaria del concurso se permite la libertad de descalificar cualquier vehículo cuyo diseño de ejes no la satisfaga.

- 3.2. Esta prohibido el uso de soldadura en los ejes de transmisión.

4. LLANTAS Y RINES

- 4.1 Las llantas deberán ser llantas de calle, con labrado de alto desempeño.

- 4.2 Los rines deberán tener un diámetro de 15”.

5. FRENOS

- 5.1 Se permite la perforación y el alivianado de los discos de freno, siempre y cuando se sustente mediante cálculos.

- 5.2 Se permite el mecanizado de ranuras de hasta 1mm de profundidad en las caras de los discos para aumentar su “mordida” y limpiar las plaquetas.

- 5.3 El sistema de frenos deberá consistir de dos circuitos separados, accionados por dos bombas de freno. Uno de estos circuitos debe controlar los frenos delanteros y el otro, los traseros.



6. SUSPENSIÓN

- 6.1 El vehículo deberá presentar una suspensión que permita un movimiento relativo entre las ruedas y el chasis de mínimo una pulgada (25.4 mm).
- 6.2 La suspensión debe ser de doble tijera (brazo superior y brazo inferior).
- 6.3 La geometría de la suspensión y el método de accionamiento y posición de los amortiguadores es libre.
- 6.4 Todos los anclajes de las tijeras de suspensión deberán realizarse mediante esferas (rótulas).
- 6.5 La altura mínima entre el suelo del vehículo y la pista es de 5 cm.

7. CHASIS

- 7.1 El chasis es de libre configuración y diseño pero debe presentar una jaula de seguridad que debe exhibir los elementos presentados en la figura 1. El uso del material se restringe a un acero entre el siguiente rango: AISI SAE 1008-1020 (En este rango se encuentra la tubería comúnmente conocida como tubería estructural, tubería de mueble, entre otras).

7.2

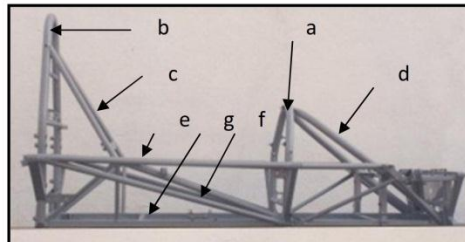


Figura 1. Elementos de jaula antivuelco



Letra	Nombre del elemento
a	Aro delantero
b	Aro trasero
c	Riostre aro trasero
d	Riostre aro delantero
e	Miembro lateral superior
f	Miembro lateral intermedio
g	Miembro lateral inferior

- 7.3** La jaula antivuelco tiene como objetivo proteger al piloto en caso de volcadura, impacto con una barrera de seguridad u otro vehículo. Debe ser diseñada para resistir fuerzas verticales originadas por el peso del carro sobre la jaula y fuerzas longitudinales y laterales originadas por el deslizamiento de la jaula sobre el suelo en caso de volcadura.
- 7.4** El riostre del aro trasero y los demás elementos de la jaula antivuelco que puedan entrar en contacto con el casco del piloto en caso de accidente deberán estar cubiertos con espuma (como se usa en las bicicletas de los niños).
- 7.5** Ningún elemento de la jaula antivuelco deberá ser deformado de tal forma que busque generar un agarre aerodinámico, el perfil de la tubería se debe conservar circular.
- 7.6** El diseño de la jaula antivuelco deberá impedir el ingreso del motor al compartimiento del piloto.
- 7.7** Todos los elementos de la jaula antivuelco se deberán fabricar en tubería de acero, de acuerdo con las siguientes especificaciones. Los equipos estarán obligados a presentar un certificado del material que demuestra que esta norma se cumplió:

Tipo de tubería
Diámetro 1 ½ "espesor 1.8mm (calibre 14)

- 7.8** El aro trasero se deberá fabricar utilizando las siguientes reglas:

7.8.1 El aro trasero se deberá fabricar a partir de un tramo continuo de

¡SENA, DE CLASE MUNDIAL!
Ministerio del Trabajo
SERVICIO NACIONAL DE APRENDIZAJE

8



tubería que parte del piso de un costado del vehículo y termina en el piso del otro costado.

- 7.8.2** El radio mínimo de dobléz es de 3 veces el diámetro de la tubería.
- 7.8.3** La parte mas alta del aro trasero deberá estar al menos 2.5" (5cm) mas alta que el casco del piloto en posición sentada, con el arnés de seguridad asegurado.
- 7.8.4** Una línea recta imaginaria entre la parte alta del aro trasero y la parte alta del aro delantero, deberá pasar por encima del casco del piloto.
- 7.8.5** El aro trasero deberá encontrarse como máximo a 10cm de la parte más trasera del piloto en vista lateral.
- 7.8.6** El perfil exterior del aro trasero, en vista frontal, deberá en todo momento estar a una distancia de al menos 5cm del contorno del piloto en posición sentada con el arnés de seguridad amarrado.
- 7.8.7** Un tubo que permita el anclaje del arnés de seguridad deberá ubicarse de manera horizontal en el aro trasero de la manera indicada:

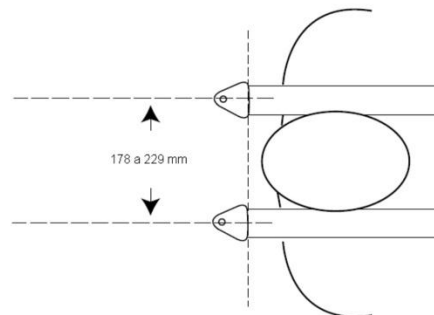


Figura 2. Instalación correcta de arnés de seguridad en vista superior

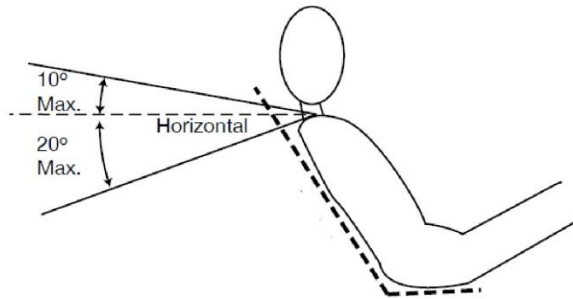


Figura 3. Instalación del arnés de seguridad en vista lateral.

7.9 El aro trasero deberá presentar dos ríostres que salen hacia delante desde una distancia no superior a 20cm de la parte mas alta (distancia entre el extremo superior del ríostre y el diámetro exterior del aro trasero, ver figura 4.) del aro y que debe estar a un ángulo de mínimo 30° grados con respecto al aro.

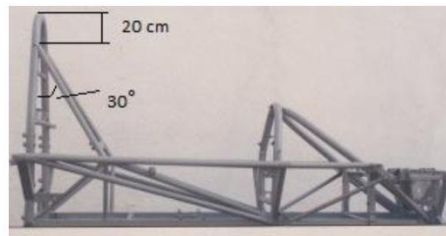


Figura 4. Distancia entre ríostre y aro superior

Si estos ríostres no van hasta el aro delantero una estructura triangular deberá utilizarse para darle rigidez al anclaje como se muestra en la figura 1.

7.10 El aro delantero se deberá fabricar utilizando las siguientes reglas:

7.10.1 El aro delantero se deberá fabricar a partir de un tramo continuo de



tubería, que parte del piso de un costado del vehículo y termina en el piso del otro costado.

7.10.2 El radio mínimo de doblez es de 3 veces el diámetro de la tubería.

7.10.3 El aro delantero no debe ser más bajo que la parte más alta del volante.

7.10.4 El aro delantero no podrá estar a más de 250mm delante del volante en vista lateral.

7.11 El aro delantero deberá presentar dos ríostres que salen hacia delante desde su parte mas alta y que terminan al menos 10 cm. por delante de la suela de los pies del piloto en vista lateral. Estos dos ríostres se pueden entrecruzar formando un ríostre en cruz.

7.12 Los miembros laterales superiores se deben encontrar a una altura no superior a 40 cm. y no inferior a 30cm. del suelo y unir los aros delantero y trasero.

7.13 Los miembros laterales inferiores deberán estar ubicados a la altura del suelo del vehículo y unir los aros delantero y trasero.

7.14 Los miembros laterales intermedios deben triangular el paralelogramo formado entre los miembros laterales inferiores y superiores como se muestra en la figura 1. Esta triangulación no elimina el miembro lateral intermedio, se debe incluir de todas maneras si se hace la triangulación.

7.15 La suela del zapato del piloto, cuando tiene el pie sobre el pedal de freno (activándolo) no puede estar mas adelante que una línea imaginaria que une el centro de las ruedas delanteras.

8. CARROCERÍA

8.1 La carrocería debe ser de tipo fórmula (con las ruedas descubiertas).

8.3 La carrocería deberá cubrir el vehículo en su totalidad desde la parte delantera hasta la parte trasera, exceptuando las entradas de aire y pequeñas aberturas que permitan la salida de los brazos de suspensión.

8.4 A excepción de los alerones y la intersección con el suelo, todas las aristas de la carrocería deberán presentar un redondeo de al menos 1 cm. de radio, y la parte frontal de la nariz y los pontones laterales deberán presentar redondeos de al menos 3 cm. de radio.

8.5 El material de la carrocería es libre. Sugerencia: materiales compuestos.

9. ALERÓN Y ELEMENTOS AERODINÁMICOS

9.1 El uso de alerones delanteros y traseros es libre, se deben cumplir las siguientes medidas:

9.1.1 Distancia entre la parte exterior de la llanta delantera hacia la parte frontal máxima: 700mm (Ver Figura 5).

9.1.2 Distancia entre la parte exterior de la llanta trasera hacia la parte trasera máxima: 700mm (Ver Figura 5).

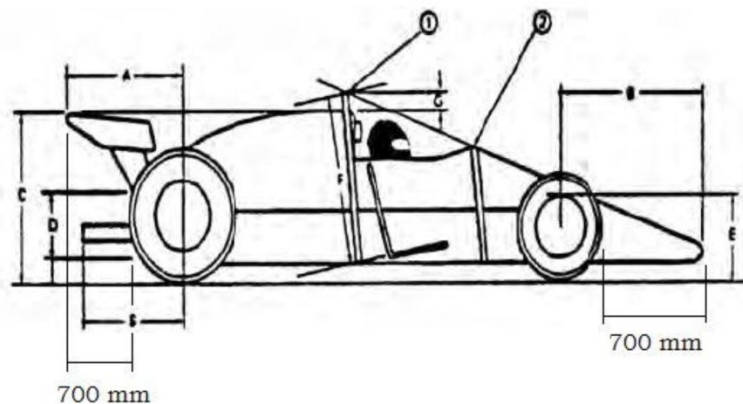


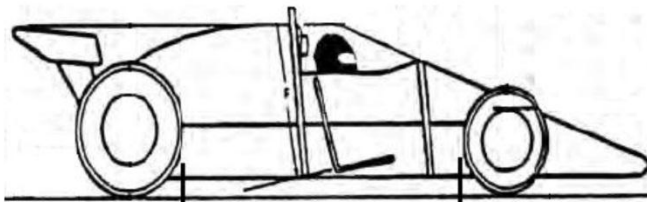
Figura 5. Esquema de distancia de alerones



9.1.3 El alerón trasero debe de estar por debajo de la parte más alta de la jaula antivuelco.

9.1.4 Todos los componentes aerodinámicos deben estar anclados rigidamente al chasis.

9.1.5 El suelo entre la parte trasera de la llanta frontal y la parte delantera de la llanta de atrás debe ser completamente plano (para evitar el efecto suelo). Ver Figura 6.



Esta porción del suelo debe ser completamente plana

Figura 6. Suelo plano

9.1.6 Los perfiles de ala utilizados para los alerones deben estar dentro de los perfiles NACA de 4 dígitos.

10. HABITÁCULO

10.1 La integridad del habitáculo del piloto desde los pies hasta la parte de atrás de su espalda debe ir protegida por una célula de supervivencia. Esta célula debe estar aislada de los conductos y componentes mecánicos.

10.2 El tablero frontal es libre. Deberán incluirlo con una instrumentación mínima de seguridad.

10.3 El arnés de seguridad debe ser una pieza homologada para la competición. Deberá tener como mínimo 6 puntos de anclaje al chasis.

10.4 El arnés de seguridad deberá ser instalado de acuerdo con las figuras 2 y 3.



11. SEGURIDAD

11.1 Dos (2) interruptores maestro, uno interno y otro externo deberán ser instalados. Estos interruptores deberán cortar el circuito entero del vehículo sin importar la velocidad del motor. Deberán estar claramente señalizados con las calcomanías.

11.2 El vehículo deberá contar con un sensor de impacto que corte la fuente energética y apague el motor en el momento de una colisión.

11.3 El vehículo debe presentar un extintor (reglamentado para sistemas eléctricos) instalado rígidamente en la posición que el equipo desee.

11.3.1 Este debe presentar dos manillas de accionamiento, una dentro del habitáculo del vehículo y la otra al exterior del vehículo claramente señalizada.

11.4 Debe existir una estructura deformable de absorción de impactos frontal anclada de manera rígida al chasis que permita que en caso de impacto, el vehículo se desacelere desde una velocidad de 16m/s hasta cero sin presentar una desaceleración superior a 25g. Este elemento deberá estar por delante de la estructura rígida del chasis.

11.4.1 Este elemento se deberá sustentar con cálculos y se deberán presentar evidencias de ensayos prácticos donde se verifican estos cálculos. (Se recomienda realizar una compresión en una prensa de un prototipo, midiendo la fuerza de compresión).

11.4.2 Los elementos de este tipo con una longitud inferior a 52cm. no serán permitidos.

12. DEFINICIÓN DE PRUEBAS

La calificación total de las pruebas se hará sobre 1000 puntos.

12.1 Presentación general (Puntaje: 150)

12.1.1 Un miembro del equipo realizará una presentación de máximo 20

¡SENA, DE CLASE MUNDIAL!
Ministerio del Trabajo
SERVICIO NACIONAL DE APRENDIZAJE

14

Plazoleta La Previsora Calle 57 No. 8-69 - www.sena.edu.co - A.A. 53329 - Fax 546 15 51 – PBX: 546 15 00 Bogotá- D.C. Colombia



minutos que deberá contener:

12.1.1.1 Descripción de la metodología de trabajo.

12.1.1.2 Justificación de elecciones tecnológicas.

12.1.1.3 Descripción de las pruebas realizadas antes del evento y los resultados obtenidos.

12.1.1.4 Análisis de las ventajas y desventajas del diseño seleccionado.

12.1.1.5 Análisis organizacional: se deberá demostrar el funcionamiento empresarial del equipo sustentando el presupuesto y la gestión.

12.2 Diseño e Ingeniería (Puntaje: 200)

12.2.1 Entrega de todas las memorias de cálculo. Las memorias se deberán presentar con un mes de anticipación a la presentación general. La fecha de las presentaciones se publicará en su debido momento pero será aproximadamente una semana antes del evento final en el Autódromo.

12.2.2 Análisis del vehículo por el Comité Experto.

12.2.3 Sesión de preguntas y respuestas.

12.3 Seguimiento (Puntaje: 150)

12.3.1 El puntaje de seguimiento será asignado por los encargados de hacer las visitas de la comisión reglamentaria y evaluará en 4 visitas a cada equipo los siguientes aspectos:

12.3.1.1 Cumplimiento del cronograma y justificación de retrasos (informes de avance quincenales).

12.3.1.2 Seguridad en el área de trabajo.

¡SENA, DE CLASE MUNDIAL!
Ministerio del Trabajo
SERVICIO NACIONAL DE APRENDIZAJE

15



12.3.1.3 Cumplimiento del reglamento.

12.3.1.4 Competencia (capacidades) del equipo técnico.

12.3.1.5 Metodología de trabajo.

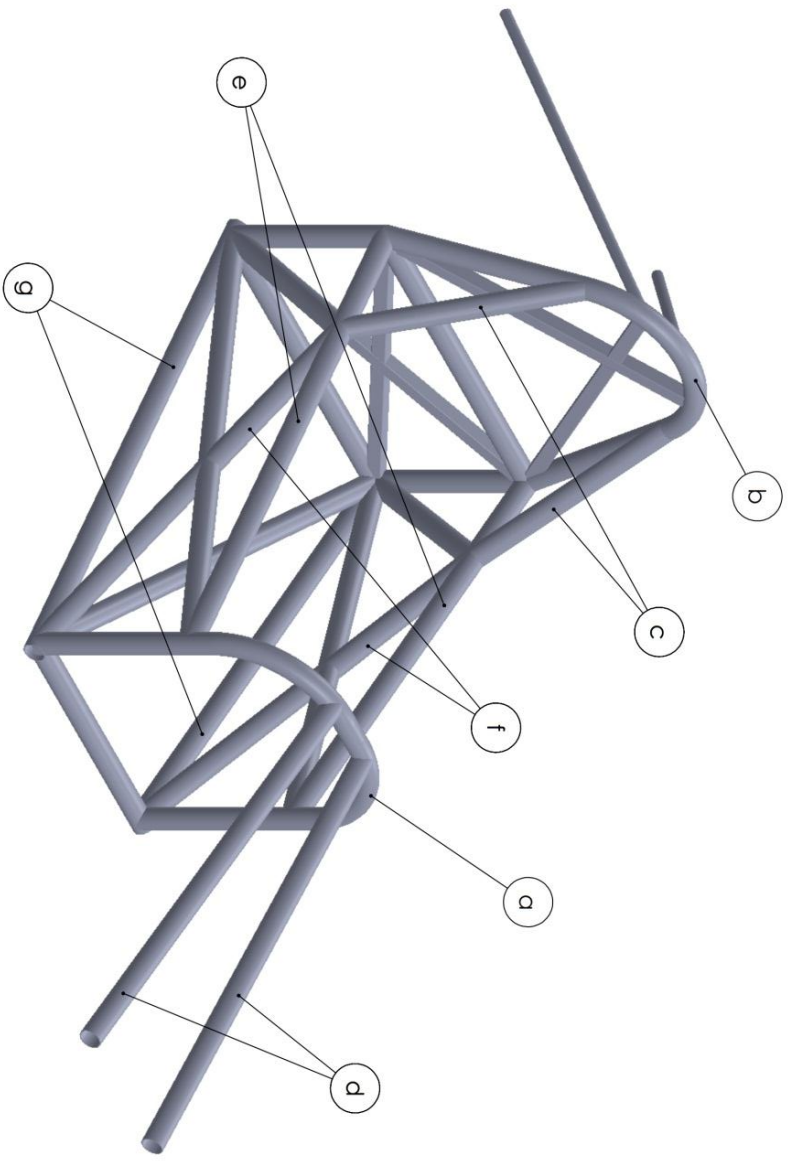
12.4 Prueba de duración (Puntaje: 500)

12.4.1 Se recorrerá una distancia de 50km con todos los vehículos en un circuito determinado. El piloto será el piloto designado por cada equipo y todos los vehículos correrán al mismo tiempo.

12.4.2 Los vehículos deberán realizar el recorrido satisfactoriamente y el puntaje se otorgará teniendo en cuenta el tiempo que cada vehículo haya utilizado para completar el recorrido, otorgando el mayor puntaje al menor tiempo y a los demás proporcionalmente.

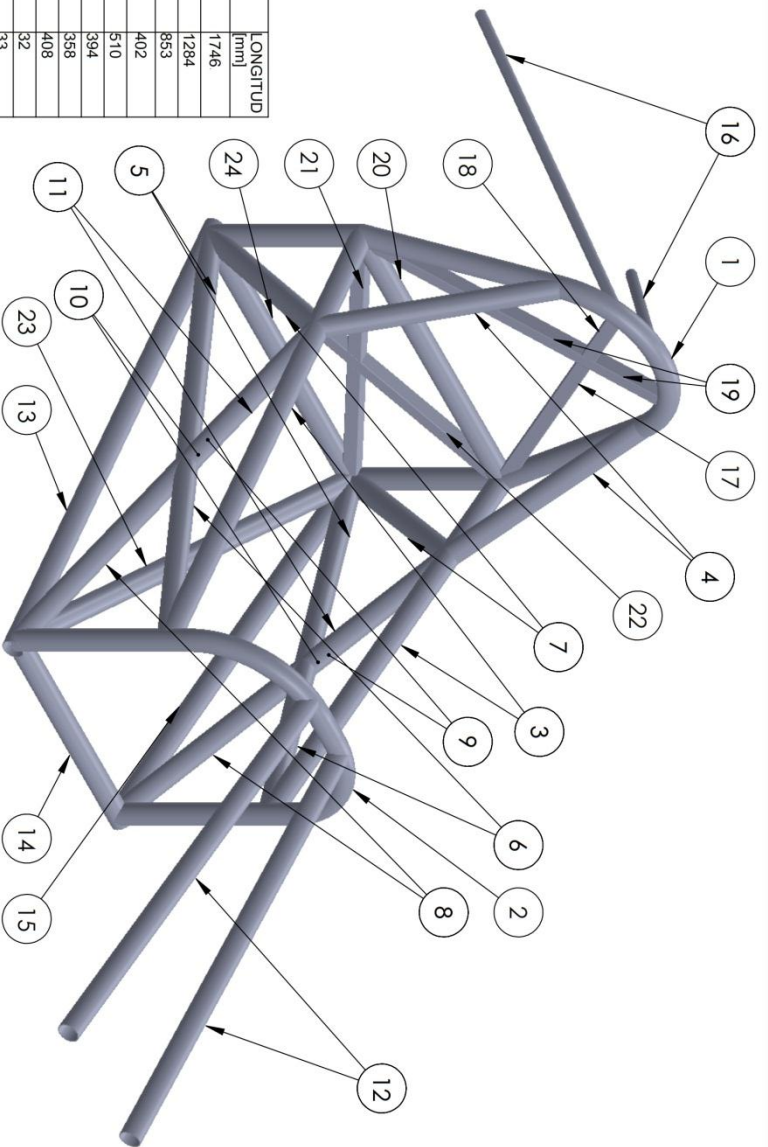
12.4.3 Cualquier comportamiento determinado inseguro por los comisionados de la carrera será causal de descalificación inmediata e inapelable del equipo.

Anexo B. Planos chasis



LETRA	CANTIDAD	ELEMENTO
a	1	ARO DELANTERO
b	1	ARO TRASERO
c	2	RIOSTRE ARO TRASERO
d	2	RIOSTRE ARO DELANTERO
e	2	MIEMBRO LATERAL SUPERIOR
f	2	MIEMBRO LATERAL INTERMEDIO
g	2	MIEMBRO LATERAL INFERIOR

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER		ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA	
NOMBRES			
DIBUJADO	FABIAN ENRIQUE GONZALEZ ESTEBAN	07-11-13	TITULO: JAULA ANTIVUELCO DEL MONOPLAZA FSO2e
DIBUJADO	LUIS MIGUEL PICON JAIMES	07-11-13	
REVISADO	ISNARDO GONZALEZ JAIMES	13-11-13	
MATERIAL:		ACERO DE FUSELAJE AISI 4130	
SALVO INDICACION CONTRARIA COTAS EN MILIMETROS ANGULOS EN GRADOS		ESCALA: 1:9	
PLANO GENERAL		A4	
		JA-00-00	



ITEM NO.	CANT	DESCRIPCION	LONGITUD (mm)
1	1	ISO PIPE 38.10 X 1.80	1746
2	1	ISO PIPE 38.10 X 1.80	1284
3	2	ISO PIPE 38.10 X 1.80	853
4	2	ISO PIPE 38.10 X 1.80	402
5	2	ISO PIPE 38.10 X 1.80	510
6	2	ISO PIPE 38.10 X 1.80	394
7	2	ISO PIPE 38.10 X 1.80	358
8	2	ISO PIPE 38.10 X 1.80	408
9	2	ISO PIPE 38.10 X 1.80	32
10	2	ISO PIPE 38.10 X 1.80	33
11	2	ISO PIPE 38.10 X 1.80	250
12	2	ISO PIPE 38.10 X 1.80	828
13	1	ISO PIPE 38.10 X 1.80	895
14	1	ISO PIPE 38.10 X 1.80	420
15	1	ISO PIPE 38.10 X 1.80	874
16	2	ISO PIPE 25.40 X 1.27	675
17	1	ISO RECTANGULAR TUBE 25.40X25.40X1.27	406
18	1	ISO RECTANGULAR TUBE 25.40X25.40X1.27	134
19	1	ISO RECTANGULAR TUBE 25.40X25.40X1.27	564
20	1	ISO PIPE 38.10 X 1.80	560
21	2	ISO PIPE 38.10 X 1.80	310
22	1	ISO PIPE 38.10 X 1.80	635
23	1	ISO PIPE 38.10 X 1.80	976
24	1	ISO PIPE 38.10 X 1.80	560

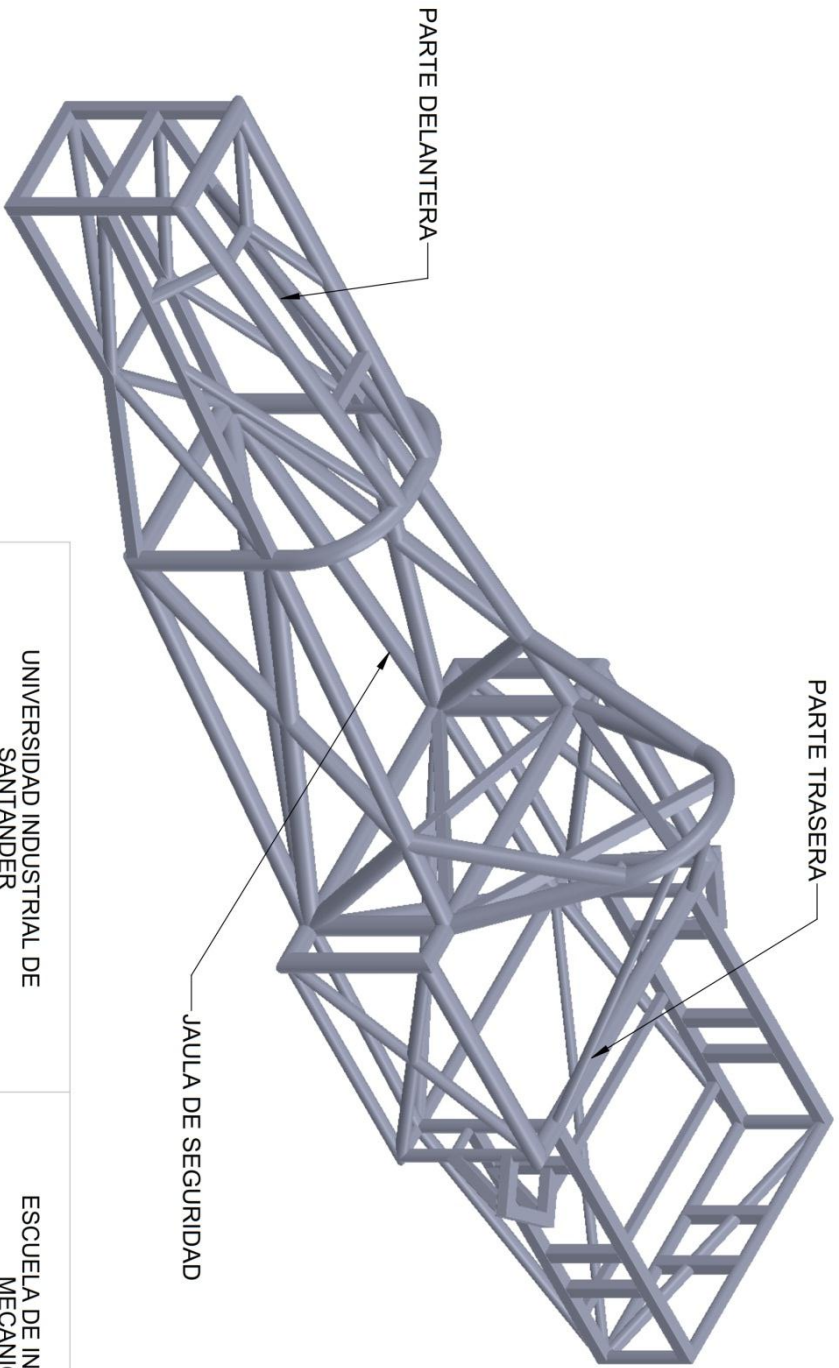
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER

ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA

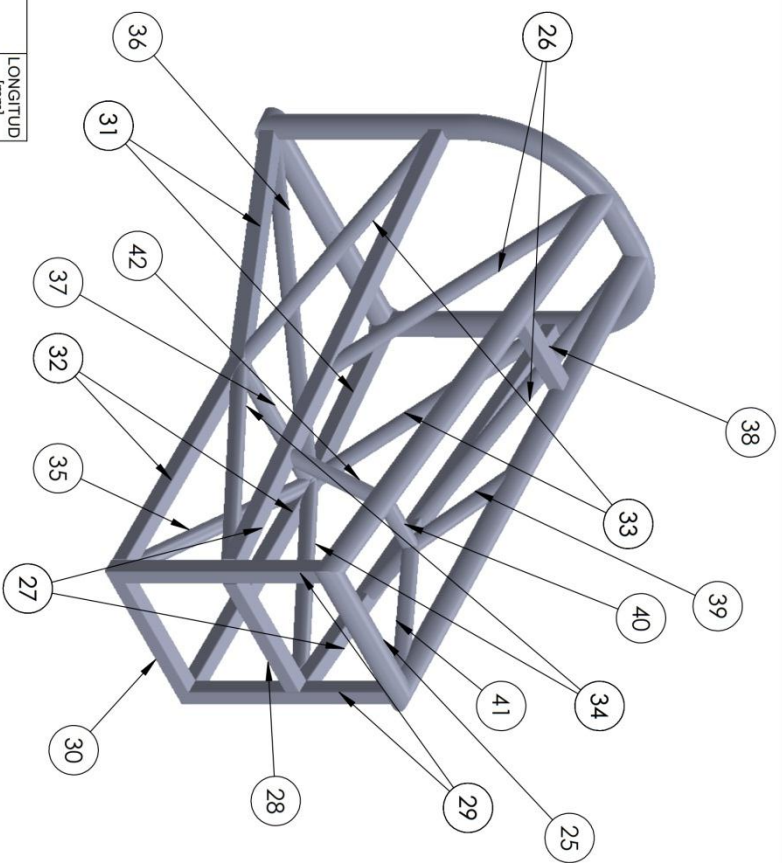
NOMBRES

TITULO: JALUA ANTIVUELCO DEL MONOPLAZA FSO2e

DIBUJADO	FABIAN ENRIQUE GONZALEZ ESTEBAN	14-11-13
DIBUJADO	LUIS MIGUEL PICON JAIMES	14-11-13
REVISADO	ISNARDO GONZALEZ JAIMES	15-11-13
MATERIAL:	ACERO DE FUSELAJE AISI 4130	
SALVO INDICACION CONTRARIA COTAS EN MILIMETROS ANGULOS EN GRADOS		
ESCALA:1:9		JA-00-01
PLANO TUBERIA		A4



UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER		ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA	
NOMBRES		TITULO: CHASIS DEL MONOPLAZA FSO2e	
DIBUJADO	FABIAN ENRIQUE GONZALEZ ESTEBAN	07-11-13	
DIBUJADO	LUIS MIGUEL PICON JAIMES	07-11-13	
REVISADO	ISNARDO GONZALEZ JAIMES	13-11-13	
MATERIAL:	ACERO DE FUSELAJE AISI 4130	PLANO GENERAL	
SALVO INDICACION CONTRARIA COTAS EN MILIMETROS ANGULOS EN GRADOS		ESCALA:1:10	CH-00-00
			A4



ITEM NO.	CANT	DESCRIPCIÓN	LONGITUD [mm]
25	1	ISO PIPE 38.10 X 1.80	250
26	2	ISO PIPE 25.40 X 1.27	508
27	2	ISO RECTANGULAR TUBE 25.40X25.40X1.27	828
28	1	ISO RECTANGULAR TUBE 25.40X25.40X1.27	250
29	2	ISO RECTANGULAR TUBE 25.40X25.40X1.27	375
30	1	ISO RECTANGULAR TUBE 25.40X25.40X1.27	250
31	2	ISO RECTANGULAR TUBE 25.40X25.40X1.27	421
32	2	ISO RECTANGULAR TUBE 25.40X25.40X1.27	425
33	2	ISO PIPE 25.40 X 1.27	451
34	2	ISO PIPE 25.40 X 1.27	467
35	1	ISO PIPE 25.40 X 1.27	490
36	1	ISO PIPE 25.40 X 1.27	524
37	1	ISO PIPE 25.40 X 1.27	244
38	1	ISO RECTANGULAR TUBE 25.40X25.40X1.27	159
39	2	ISO PIPE 25.40 X 1.27	215
40	1	ISO PIPE 25.40 X 1.27	90
41	2	ISO PIPE 25.40 X 1.27	237
42	2	ISO PIPE 25.40 X 1.27	158

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER

ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA

NOMBRES

FABIAN ENRIQUE GONZALEZ ESTEBAN

TITULO: CHASIS DEL MONOPLAZA FSO2e

DIBUJADO LUIS MIGUEL PICON JAIMES

14-11-13

PARTE DELANTERA

REVISADO ISNARDO GONZALEZ JAIMES

15-11-13

MATERIAL: ACERO DE FUSELAJE AISI 4130

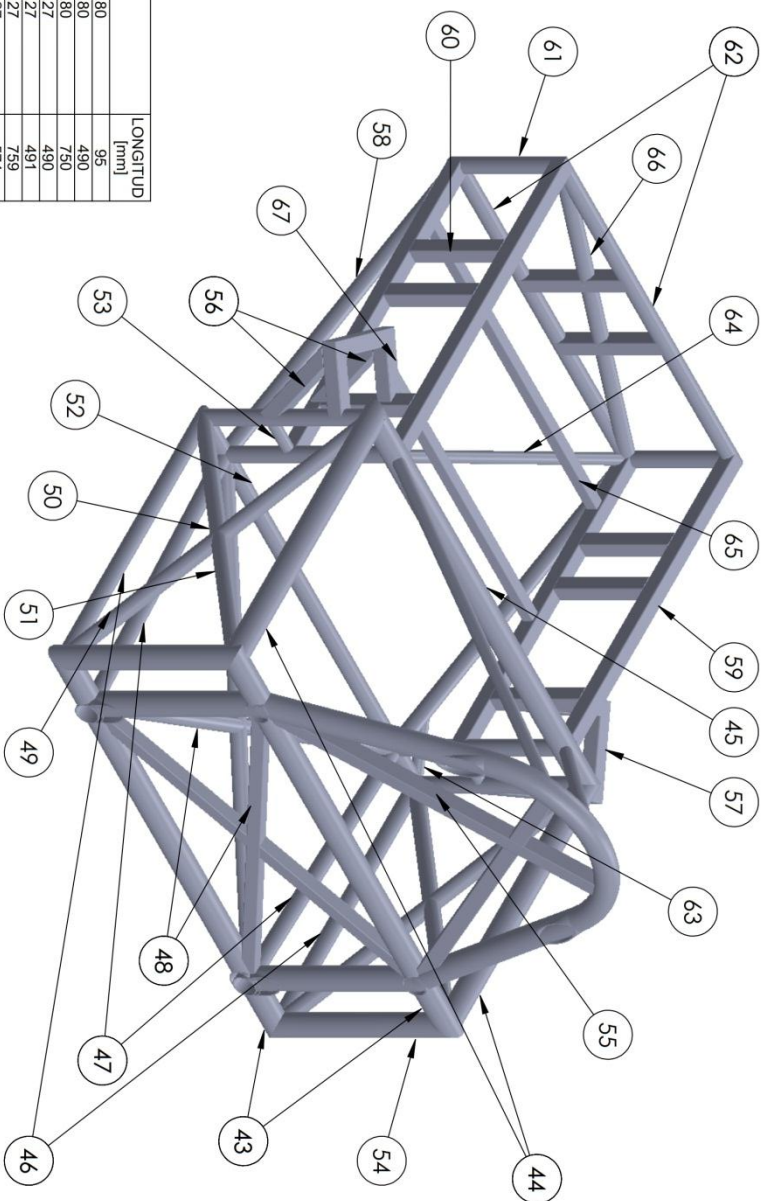
PLANO TUBERIA

A4

SALVO INDICACION CONTRARIA
COTAS EN MILIMETROS
ANGULOS EN GRADOS

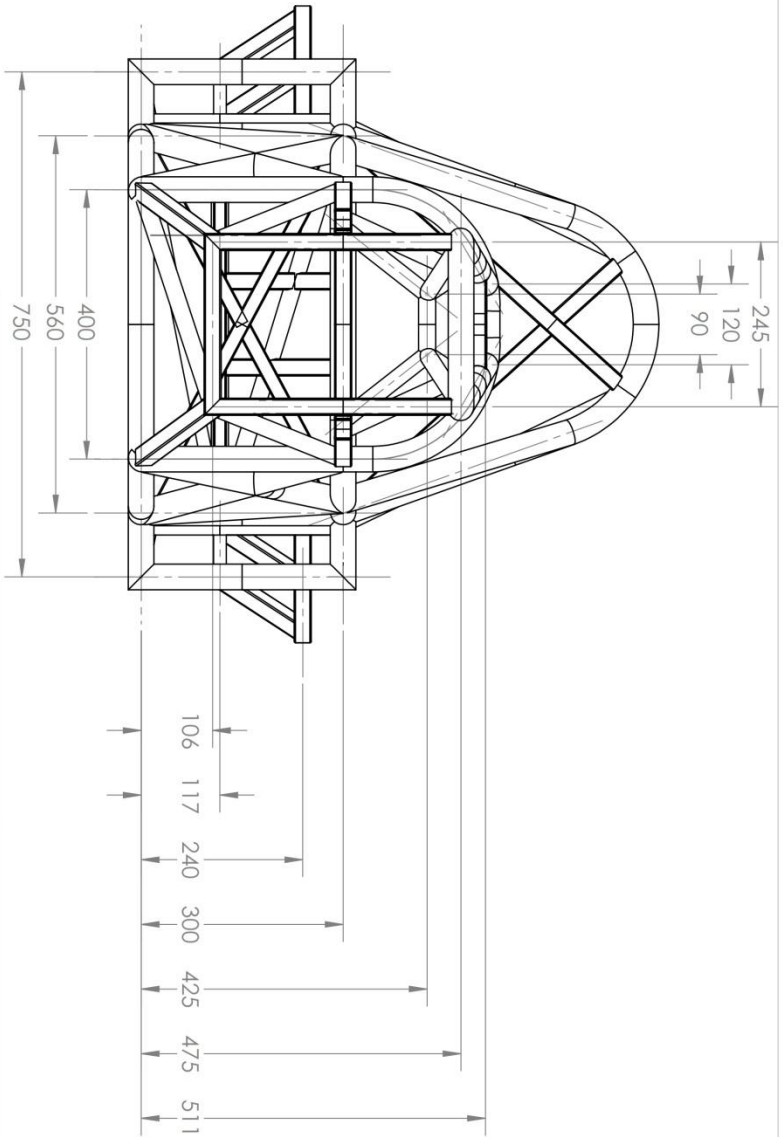
ESCALA: 1:8

CH-00-01

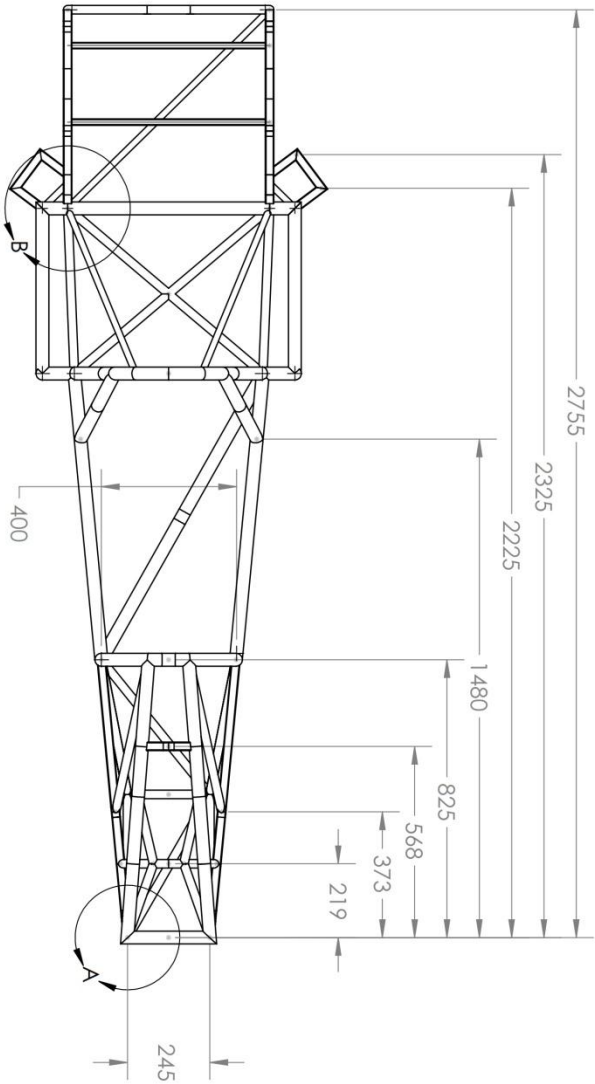
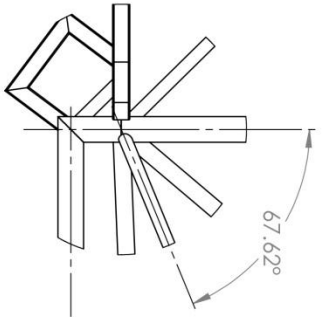
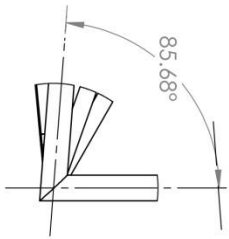


ITEM NO.	CANT	DESCRIPCION	LONGITUD [mm]
43	4	ISO PIPE 38.10 X 1.80	95
44	2	ISO PIPE 38.10 X 1.80	490
45	1	ISO PIPE 38.10 X 1.80	750
46	2	ISO PIPE 25.40 X 1.27	490
47	2	ISO PIPE 25.40 X 1.27	491
48	2	ISO PIPE 25.40 X 1.27	759
49	2	ISO PIPE 25.40 X 1.27	574
50	2	ISO PIPE 25.40 X 1.27	287
51	2	ISO PIPE 25.40 X 1.27	287
52	1	ISO PIPE 25.40 X 1.27	750
53	2	ISO PIPE 25.40 X 1.27	75
54	2	ISO PIPE 38.10 X 1.80	300
55	4	ISO PIPE 25.40 X 1.27	300
56	4	ISO RECTANGULAR TUBE 25.40X25.40X1.27	158
57	2	ISO RECTANGULAR TUBE 25.40X25.40X1.27	125
58	2	ISO PIPE 25.40 X 1.27	601
59	4	ISO RECTANGULAR TUBE 25.40X25.40X1.27	590
60	8	ISO RECTANGULAR TUBE 25.40X25.40X1.27	183
61	2	ISO PIPE 25.40 X 1.27	183
62	2	ISO PIPE 25.40 X 1.27	620
63	2	ISO PIPE 25.40 X 1.27	106
64	1	ISO PIPE 25.40 X 1.27	849
65	2	ISO RECTANGULAR TUBE 25.40X25.40X1.27	620
66	1	ISO PIPE 25.40 X 1.27	627
67	4	ISO RECTANGULAR TUBE 25.40X25.40X1.27	100

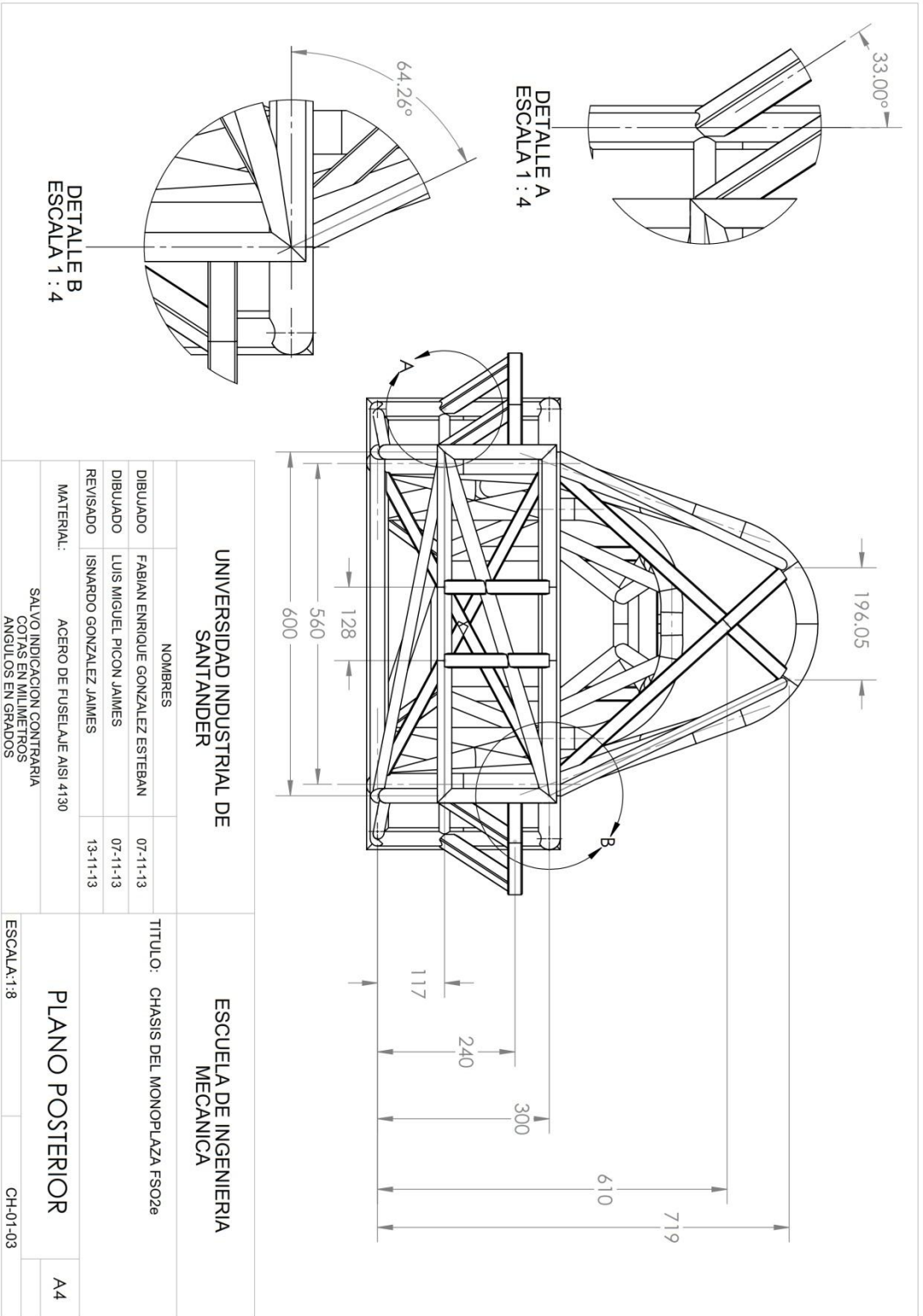
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER		ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA	
NOMBRES			
DIBUJADO	FABIAN ENRIQUE GONZALEZ ESTEBAN	14-11-13	TITULO: CHASIS DEL MONOPLAZA FSO2e PARTE TRASERA
DIBUJADO	LUIS MIGUEL PICON JAIMES	14-11-13	
REVISADO	ISNARDO GONZALEZ JAIMES	15-11-13	
MATERIAL: ACERO DE FUSELAJE AISI 4130		PLANO TUBERIA	
SALVO INDICACION CONTRARIA COTAS EN MILIMETROS ANGULOS EN GRADOS		A4	
ESCALA:1:8		CH-00-02	

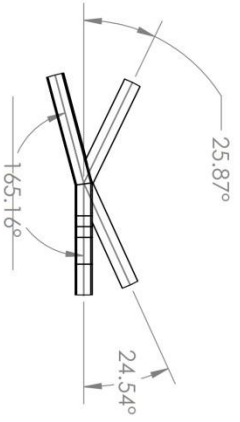
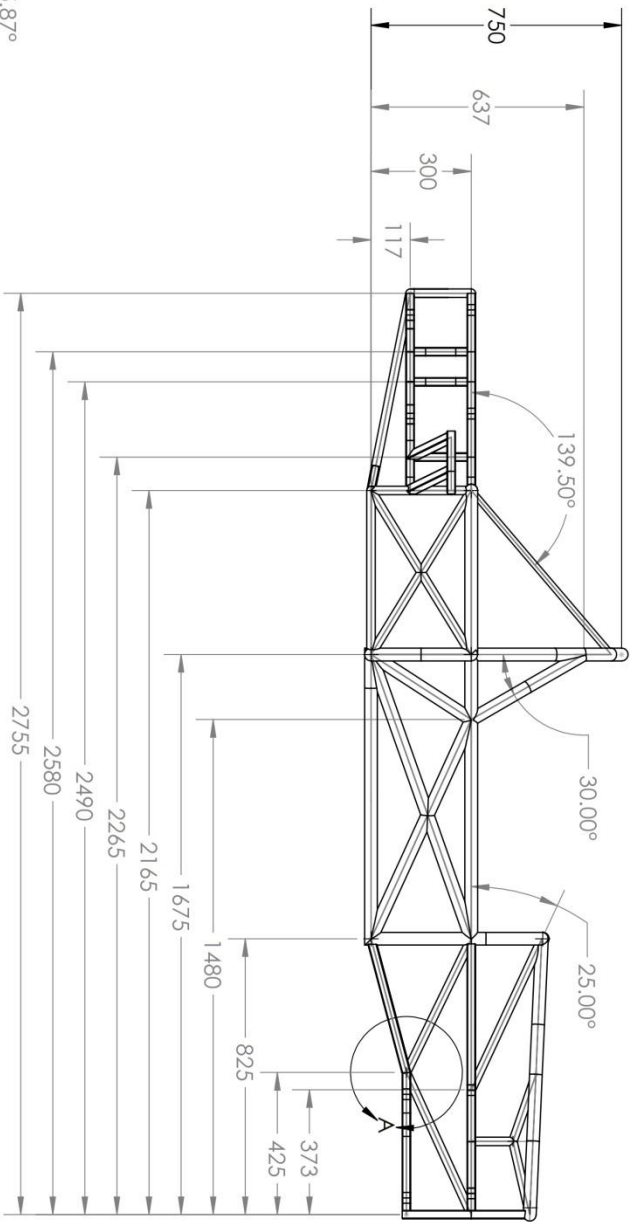


UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER		ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA	
NOMBRES		TITULO: CHASIS DEL MONOPLAZA FSO2e	
DIBUJADO	FABIAN ENRIQUE GONZALEZ ESTEBAN	07-11-13	
DIBUJADO	LUIS MIGUEL PICON JAIMES	07-11-13	
REVISADO	ISNARDO GONZALEZ JAIMES	13-11-13	
MATERIAL:	ACERO DE FUSELAJE AISI 4130		
	SALVO INDICACION CONTRARIA COTAS EN MILIMETROS ANGULOS EN GRADOS		
PLANO FRONTAL		A4	
ESCALA:1:8		CH-01-01	



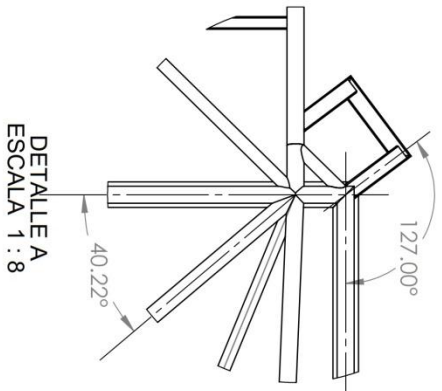
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER		ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA	
NOMBRES		TITULO: CHASIS DEL MONOPLAZA FSO2e	
DIBUJADO	FABIAN ENRIQUE GONZALEZ ESTEBAN	07-11-13	
DIBUJADO	LUIS MIGUEL PICON JAIMES	07-11-13	
REVISADO	ISNARDO GONZALEZ JAIMES	13-11-13	
MATERIAL:	ACERO DE FUSELAJE AISI 4130		
	SALVO INDICACION CONTRARIA		
	COTAS EN MILIMETROS		
	ANGULOS EN GRADOS		
PLANO SUPERIOR		CH-01-02	
ESCALA:1:16		A4	



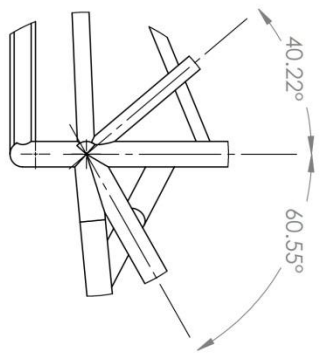


DETALLE A
ESCALA 1: 8

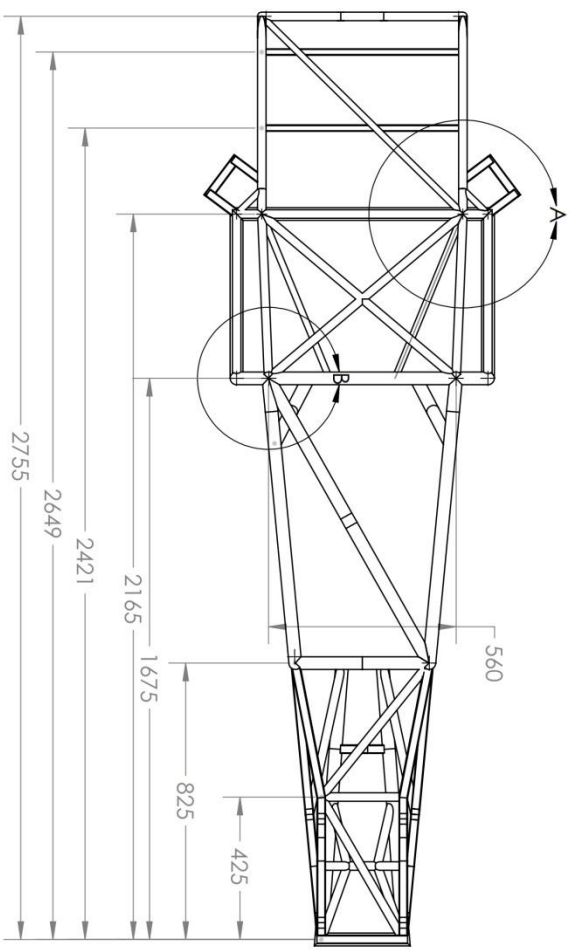
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER		ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA	
NOMBRES		TITULO: CHASIS DEL MONOPLAZA FS02e	
DIBUJADO	FABIAN ENRIQUE GONZALEZ ESTEBAN	07-1-13	
DIBUJADO	LUIS MIGUEL PICON JAIMES	07-1-13	
REVISADO	ISMARDO GONZALEZ JAIMES	13-1-13	
MATERIAL:	ACERO DE FUSELAJE AISI 4130		
SALVO INDICACION CONTRARIA COTAS EN MILIMETROS ANGULOS EN GRADOS			
PLANO LATERAL		A4	
ESCALA: 1:16		CH-01-04	



DETALLE A
ESCALA 1 : 8



DETALLE B
ESCALA 1 : 8



UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER		ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA	
NOMBRES		TITULO: CHASIS DEL MONOPLAZA FSO2e	
DIBUJADO	FABIAN ENRIQUE GONZALEZ ESTEBAN	07-11-13	
DIBUJADO	LUIS MIGUEL PICON JAIMES	07-11-13	
REVISADO	ISMARDO GONZALEZ JAIMES	13-11-13	
MATERIAL:	ACERO DE FUSELAJE AISI 4130		PLANO INFERIOR
SALVO INDICACION CONTRARIA COTAS EN MILIMETROS ANGULOS EN GRADOS			A4
ESCALA: 1:16		CH-01-05	

Anexo C. Material AISI 4130 y soldadura

COLD DRAWN SEAMLESS ASI 4130 AIRFRAME TUBING

**AMS-T-6736
UNS G41300**

This material was intended to be used in the as received or near as received condition. A cold worked, burnished surface finish is a prerequisite. Material is Aircraft Quality.

ANALYSIS

C	Mn	P (Max.)	S (Max.)	Si	Cr	Mo
.27/.33	.40/.60	.025	.025	.20/.35	.80/1.10	.15/.25

APPLICATIONS — This material is commonly used for aircraft frames, race cars, ultra-lights, racing bicycles and other sport uses where strength combined with ductility for bending (Condition N.) is required.

MECHANICAL PROPERTIES (psi)

	Tensile Strength (psi)	Yield Strength (psi)	Elongation
Condition N*			
Up to .035 incl.	95,000 min.	75,000 min.	10% min.
Over .035 to .187 incl.	95,000 min.	75,000 min.	12% min.
Over .187	90,000 min.	70,000 min.	15% min.
Condition A	95,000 max.		
Condition HT-125	125,000 min.	100,000 min.	12% min.
Condition HT-150	150,000 min.	135,000 min.	10% min.
Condition HT-180	180,000 min.	165,000 min.	8% min.

*Condition N requires normalize or stress relieve at mills option.

MACHINABILITY — This grade has a machinability rating of 78% of 1212.

WELDABILITY — This grade is weldable using most processes when proper pre and post heating techniques are used.

HARDENING — This grade (Conditions A and N) can be hardened by heating to 1600°-1700° F and water quenching followed by tempering at 800°-1300° F to the required hardness.

**4130 AIRFRAME TUBING
AMS-T-6736 — CONDITION N**

O.D. (Inches)	Wall Thick-ness	Weight Per Foot	O.D. (Inches)	Wall Thick-ness	Weight Per Foot	O.D. (Inches)	Wall Thick-ness	Weight Per Foot	O.D. (Inches)	Wall Thick-ness	Weight Per Foot
1/8	.035	.0336	7/16	.028	.1226	9/16	.035	.1974	3/4	.028	.2159
3/16	.022	.0390	7/16	.035	.1506	9/16	.049	.2690	3/4	.035	.2673
	.028	.0478		.042	.1776		.058	.3128		.049	.3668
1/4	.035	.0572	7/16	.049	.2036	9/16	.065	.3457	3/4	.058	.4287
	.049	.0727		.058	.2354		.083	.4255		.065	.4755
	.028	.0664		.065	.2589		.095	.4748		.072	.5214
	.035	.0804		.072	.2814		.109	.5285		.083	.5913
5/16	.049	.1052	1/2	.083	.3147	5/8	.120	.5677	7/8	.095	.6646
	.058	.1189		.088	.3289		.134	.6140		.120	.8074
	.065	.1284		.095	.3480		.156	.6781		.134	.8816
	.072	.1369		.120	.4075		.219	.8034		.156	.9897
	.028	.0852		.129	.4257		.028	.1785		.188	1.128
	.035	.1039		.134	.4351		.035	.2205		.219	1.242
3/8	.049	.1382	1/2	.028	.1411	5/8	.042	.2615	7/8	.250	1.335
	.058	.1580		.035	.1738		.049	.3014		.065	.5193
	.065	.1722		.049	.2360		.058	.3512		.083	.6471
	.075	.1906		.058	.2738		.065	.3888		.095	.7285
	.083	.2039		.065	.3020		.083	.4805		.109	.8195
	.095	.2212		.083	.3696		.095	.5377		.120	.8881
	.028	.1038		.095	.4109		.120	.6472		.028	.2533
	.032	.1172		.109	.4552		.125	.6675		.035	.3140
	.035	.1271		.120	.4870		.133	.6989		.049	.4323
	.049	.1706		.131	.5163		.156	.7814		.058	.5061
5/8	.058	.1964	.134	.5238	.188	.8774	.065	.5623			
	.065	.2152	.156	.5731	.049	.3344	.083	.7021			
	.083	.2588	.183	.6196	.065	.4325	.095	.7914			
	.090	.2739	.188	.6264	.083	.5363	.120	.9676			
	.095	.2841			.095	.6017	.156	1.198			
	.109	.3097			.120	.7279	.188	1.379			
3/4	.120	.3268			.156	.8864	.219	1.534			
					.188	1.004	.250	1.669			

4130 AIRCRAFT AIRFRAME ROUND TUBING (CONTINUED)

AMS-T-6736 CONDITION N

O.D. (Inches)	Wall Thick- ness	Weight Per Foot	O.D. (Inches)	Wall Thick- ness	Weight Per Foot	O.D. (Inches)	Wall Thick- ness	Weight Per Foot	O.D. (Inches)	Wall Thick- ness	Weight Per Foot			
1 ^{5/16}	.120	1.048	1 ^{3/8}	.035	.5009	1 ^{7/8}	.035	.6878	2 ^{1/2}	.188	4.642			
	.028	.2907		.049	.6939		.049	.9556		(Cont.)	.219	5.335		
	.035	.3607		.058	.8158		.058	1.126			.250	6.008		
	.049	.4977		.065	.9094		.065	1.257			.313	7.311		
	.058	.5835		.083	1.145		.083	1.589			.375	8.511		
	.065	.6491		.095	1.299		.095	1.806			.500	10.68		
	.083	.8129		.120	1.608		.120	2.249		2 ^{5/8}	.250	6.341		
	.095	.9182		.156	2.031		.156	2.864		2 ^{3/4}	.065	1.864		
	.109	1.037		.188	2.383		.188	3.387			.083	2.364		
	.120	1.128		.219	2.704		.250	4.339			.095	2.694		
	.134	1.239		.250	3.004		.313	5.222			.120	3.371		
	.156	1.406		.313	3.550		2	.035		.7345		.134	3.744	
	.188	1.630		.375	4.005			.049		1.021		.156	4.322	
	.219	1.827		1 ^{7/16}	.219			2.851		.058	1.203		.188	5.144
	.250	2.003		1 ^{1/2}	.028			.4402		.065	1.343		.250	6.675
1 ^{1/16}	.095	.9821		.035	.5476	.083		1.699		.375	9.512			
	.120	1.209		.049	.7593	.095		1.933	2 ^{7/8}	.058	1.745			
	.188	1.757		.058	.8932	.120		2.409	3	.058	1.822			
.281	2.347		.065	.9962	.134	2.670		.065		2.037				
1 ^{1/8}	.035	.4074		.072	1.098	.156		3.072		.083	2.586			
	.049	.5631		.083	1.256	.188		3.638	.095	2.947				
	.058	.6609		.095	1.426	.250		4.673	.120	3.791				
	.065	.7359		.120	1.769	.313		5.639	.156	4.738				
	.083	.9237		.156	2.239	2 ^{1/8}		.065	1.430	.188	5.646			
	.095	1.045		.188	2.634			.156	3.281	.250	7.343			
	.120	1.288		.219	2.996			.188	3.889	.375	10.51			
	.156	1.614		.250	3.338	.250	5.006	3 ^{1/8}	.313	9.400				
	.188	1.881	1 ^{9/16}	.156	2.344	.313	6.057	3 ^{1/4}	.125	4.172				
	.219	2.119		.188	2.761	.375	7.009		.188	6.148				
	.250	2.336	1 ^{5/8}	.049	.8248	2 ^{1/4}	.065	1.517	.250	8.010				
	.281	2.533		.058	.9707		.083	1.921	.375	11.51				
	.313	2.714		.065	1.083		.095	2.186	.438	13.15				
1 ^{3/16}	.065	.7796		.083	1.367	.120	2.730	.500	14.69					
	.083	.9795		.095	1.552	.134	3.028	3 ^{3/8}	.188	6.399				
	.120	1.369		.120	1.929	.156	3.489	.313	10.24					
	.188	2.008		.156	2.447	.188	4.140	3 ^{1/2}	.095	3.455				
1 ^{1/4}	.035	.4542		.188	2.885	.219	4.750	.120	4.332					
	.049	.6285		.219	3.289	.250	5.340	.188	6.650					
	.058	.7384		.250	3.671	2 ^{5/16}	.375	7.762	.250	8.678				
.065	.8226		.313	4.386	2 ^{3/8}		.156	3.697	.313	10.65				
.083	1.034		.375	5.006	.188		4.391	3 ^{5/8}	.375	13.02				
	.095	1.172		.438	5.553	.250	5.674	3 ^{3/4}	.250	9.345				
	.120	1.448	1 ^{3/4}	.049	.8902	.375	8.010	.500	17.36					
	.134	1.597		.058	1.048	2 ^{1/2}	.049	1.283	4	.188	7.654			
	.156	1.823		.065	1.170		.058	1.513	.250	10.01				
	.188	2.132		.083	1.478		.065	1.690	.500	18.69				
	.219	2.411		.095	1.679	.083	2.143	1.000	32.04					
	.250	2.670		.120	2.089	.095	2.440	4 ^{1/4}	.188	8.156				
	.313	3.132		.156	2.656	.120	3.050	4 ^{1/2}	.500	21.36				
	.375	3.504		.188	3.136	.134	3.386	4 ^{3/4}	.500	22.70				
1 ^{5/16}	.095	1.236		.219	3.581	.156	3.905	5 ^{3/4}	.500	28.04				
	.188	2.259		.250	4.005									
				.313	4.804									

4130 SQUARE TUBING
AMS-T-6736 CONDITION N

Outside Dimensions	Wall Thickness	Weight Per Foot	Outside Dimensions	Wall Thickness	Weight Per Foot
3/8 x 3/8	.049	.2172	7/8 x 7/8	.035	.3998
1/2 x 1/2	.035	.2213	1 x 1	.049	.5504
	.065	.3845		.035	.4593
5/8 x 5/8	.035	.2808		.049	.6337
	.049	.3670		.083	1.035
	.058	.4472		.125	1.488
3/4 x 3/4	.065	.4950	1 1/4 x 1 1/4	.065	1.048
	.035	.3403	1 3/8 x 1 3/8	.058	1.039
	.049	.4671	1 1/2 x 1 1/2	.065	1.163
	.058	.5454		.125	2.338
	.065	.6055			

4130 AIRCRAFT RECTANGULAR TUBING
AMST-6736 CONDITION N

Outside Dimensions	Wall Thickness	Weight Per Foot	Outside Dimensions	Wall Thickness	Weight Per Foot
1 x 1/2	.049	.4671	1 3/4 x 1	.065	1.158
	.065	.6055	2 x 1 1/2	.049	1.134
1 1/2 x 3/4	.049	.7170			

CDS 4130 STREAMLINE TUBE
CONDITION N AMS-T-6736

SIZE	WALL	WT/FT
1.012 MAJOR X .428 MINOR X .035	WALL	.2680#/FT
1.180 MAJOR X .500 MINOR X .035	WALL	.3140#/FT
1.349 MAJOR X .571 MINOR X .049	WALL	.3610#/FT
1.685 MAJOR X .714 MINOR X .049	WALL	.6290#/FT
2.023 MAJOR X .857 MINOR X .049	WALL	.7593#/FT
2.023 MAJOR X 1.429 MINOR X .049	WALL	1.2830#/FT

INFORME AREA DE SOLDADURA

CONSTRUCCIÓN DE CHASIS FSO2e PROYECTO: FORSSA ORIENTe

**CENTRO INDUSTRIAL DE MANTENIMIENTO INTEGRAL
2013**

❖ INTRODUCCIÓN

El siguiente informe técnico, abordará las diferentes actividades desarrolladas durante el diseño y construcción de la jaula antivuelco y la fabricación de cada una de las diferentes piezas o accesorios que tuvieron que ser soldadas.

El objetivo principal de este informe es dar a conocer las normas, códigos, estándares y especificaciones técnicas de los materiales, procesos y los elementos de protección personal utilizados en la fabricación de la jaula antivuelco.

❖ SELECCIÓN DEL MATERIAL:

Teniendo en cuenta el reglamento técnico y la recomendación emitida por la comisión reglamentaria, donde nos dice que: *“el uso del material se restringe a un acero entre el siguiente rango: AISI SAE 1008-1020”* se determinó utilizar material con la especificación: **AISI /SAE 1020**.

AISI: (American Iron and Steel Institute) Instituto Americano del Hierro y el Acero
SAE :(*Society of Automotive Engineers*) Sociedad de Ingenieros Automotores

CARACTERÍSTICAS DEL MATERIAL AISI /SAE 4130

- Es un acero de baja aleación
- Su composición química le permite entregar un mejor desempeño en sus propiedades mecánicas, soldabilidad y maquinabilidad.
- Fácil de ser soldado por los procedimientos más comunes entregando resultados de una excelente calidad, el tipo de soldadura a usar depende del servicio, diseño y medidas requeridas.
- Tiene una fuerza excelente al cociente de peso

❖ SELECCIÓN DEL PROCESO DE SOLDADURA:

El proceso de soldadura que se seleccionó fue el GTAW (Soldadura por Arco con Electrodo de Tungsteno y Protección Gaseosa). Este proceso de soldadura se encuentra avalado por el **Código Estructural AWS D1.3**

CARACTERÍSTICAS DEL PROCESO DE SOLDADURA GTAW:

- La característica más importante de GTAW, es que el calor se concentra y no se expande, es decir su zona ZAC (Zona Afectada por el Calor) es reducida evitando la distorsión del material.
- La protección del arco y del metal se hace a través del uso de un gas inerte.
- Capacidad para operar con amperajes muy bajos.
- Produce soldaduras de excelente calidad y excelente apariencia visual.
- El proceso es muy limpio y no hay que remover escoria luego de la soldadura.

❖ SELECCIÓN DEL ELECTRODO:

El electrodo de tungsteno seleccionado se realizó de conformidad con el código estructural AWS D1.3 cuya especificación es **AWS A5.12** y su clasificación según la AWS es EWTh-2

❖ SELECCIÓN DEL MATERIAL DE APORTE:

El material de aporte se seleccionó de acuerdo al proceso de soldadura y de conformidad con el código estructural **AWS D1.3**, y cuya especificación técnica es **AWS A5.18**, equivalente a la **Norma Técnica Colombiana 2632**, y su clasificación según la AWS es ER-80S-D2

❖ **DISEÑOS DE CONEXIONES SOLDADAS:**

Los diferentes trazos y cortes para realizar las uniones soldadas tubulares y no tubulares se realizaron de conformidad al código estructural **AWS D1.3**

❖ **CONTROL DE CALIDAD DE LAS SOLDADURAS APLICADAS:**

Para la calificación del control de calidad de las soldaduras aplicadas se seleccionaron dos métodos de ensayos no destructivos (END) y se acogió de conformidad con la especificación ANSI / AWS B1.10 equivalente a la **Norma Técnica Colombiana 2120** (Guía para la inspección de Soldadura mediante END)

-Inspección Visual: La inspección visual se realizó de conformidad con la especificación ANSI / AWS B 1.11 (Inspección Visual de Soldaduras)
Las soldaduras inspeccionadas cumplieron con los siguientes requisitos y parámetros:

- Las soldaduras estaban libres de grietas
- Las soldaduras estaban libres de poros.
- No presentaron defectos de socavación.
- El refuerzo de la soldadura no excedió los 3 mm
- Se realizó fusión total en las diferentes conexiones o uniones soldadas.

-Líquidos Penetrantes (PT): Este ensayo no destructivo se realizó de conformidad con la **norma ASTM E -1220**, Tipo II, Método C, removibles con solvente.

Con este tipo de análisis buscamos discontinuidades y defectos superficiales y grietas en las soldaduras aplicadas y en la zona afectada por el calor.

Después de realizar los análisis a las diferentes juntas soldadas se observó que cumplieron con los criterios de aceptación, según el código estructural **AWS D1.3**

❖ **PRÁCTICAS DE SEGURIDAD:**

La seguridad es lo más importante en todo trabajo de soldadura, es por ello que tomamos como referencia y aplicamos en los procesos de soldadura la norma **ANSI / ASCZ49.1** "Safety in Welding and Cutting" "Seguridad en Soldadura y Corte". Este documento describe y destaca todas las prácticas seguras que deben tener los operarios de soldadura y corte.

Anexo D. Cálculos suspensión y código

Vehicle Dynamics for Racing Games

By Ted Zuvich

Introduction

Vehicle dynamics is concerned with the movement of vehicles. In general, the movements of interest are braking, acceleration, and cornering. The forces imposed on the vehicle by the tires, gravity, and aerodynamics determine its behavior during these conditions. The vehicle and its components are studied to determine the vehicle's response to the forces produced during operation. This paper discusses methods that can be used to develop a realistic vehicle dynamics model for use in a racing simulation.

EquationsofMotion

Vehicle dynamic behavior is described by three deceptively simple equations that govern lateral force, longitudinal force, and yaw moment:

$$\begin{aligned} F_x &= Ma_x \\ F_y &= Ma_y \\ \sum M_x &= I_{xx} \dot{\omega}_x \end{aligned}$$

Equations through make it possible to develop a highly accurate simulation of a vehicle's motion. However, in order to provide useful information, you must take great care to accurately define the lateral and longitudinal forces. In order to discuss the forces, we must first define a standard coordinate system.

CoordinateSystems

Work in vehicle dynamics uses both world-fixed and vehicle-fixed coordinate systems. It is often necessary to use matrix transformation methods to convert back and forth between the two systems. In any vehicle dynamics simulation, there are some calculations that are better carried out in a particular coordinate system. See Figure 1, the SAE standard vehicle axis system. The vehicle fixed coordinate system is right-hand orthogonal, originates at the CG, and travels with the vehicle. We will use this standard coordinate system to describe the forces on the vehicle.

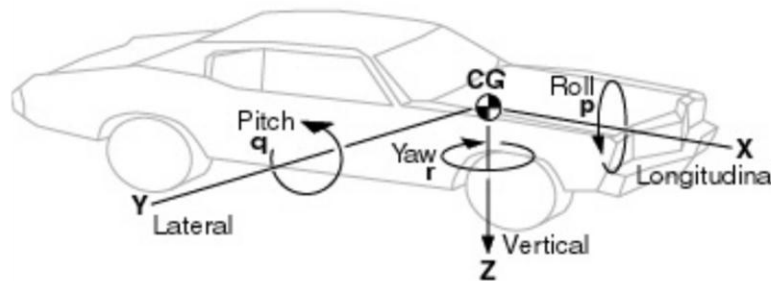


Figure 1 SAE Vehicle Axis System

Summary of Forces

Figure 2 depicts the significant forces acting on a vehicle. Subsequent sections will provide further details about these forces.

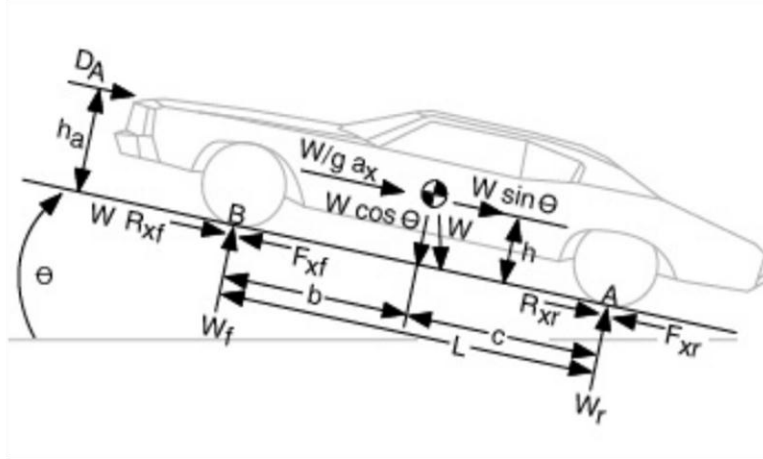


Figure 2 Significant Forces Acting on a Vehicle

W is the weight of the vehicle acting at its CG. On a grade, it may have a cosine component perpendicular to the road and a sine component parallel to the road.

If the vehicle is accelerating along the road, it is convenient to represent the effect by an equivalent inertial force known as a “d’Alembert force,” denoted as $W/g a_x$ acting at the CG opposite to the direction of the acceleration.

The tires will experience a normal force denoted by W_f and W_r .

Tractive forces F_{xf} and F_{xr} , and/or rolling resistance forces R_{xf} and R_{xr} may act in the ground plane at the tire contact patch.

Steering forces F_{yf} and F_{yr} act in the ground plane at the tire contact patch.

D_A is the aerodynamic force acting on the vehicle, usually represented as acting at a point above the ground indicated by the height h_a .

Most of these forces do not act at the center of rotation for the vehicle, and thus create moments.

Static Load Distribution

Static loads are the basis for determining the dynamic behavior of the vehicle, so this is an important first step in the analysis of vehicle forces.

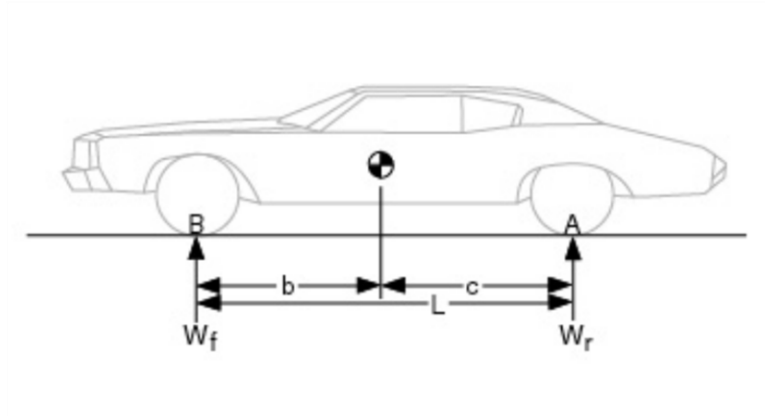


Figure 3 Static Load Distribution on Level Ground

A stationary vehicle on level ground has the load distribution shown in Figure 3. In this case, load distribution is strictly a function of vehicle geometry, and can be determined by summing the moments around the contact point A, leading to equations and :

$$W_{fs} = W \frac{c}{L}$$

$$W_{rs} = W \frac{b}{L}$$

where:

W_{fs} front axle normal force

W_{rs} rear axle normal force

b longitudinal distance from CG to front axle

c longitudinal distance from CG to rear axle

L wheelbase

Example: a 1970 Chevelle ($m = 1765 \text{ kg}$, $L = 2.84 \text{ m}$, $b = 1.22 \text{ m}$, $c = 1.62 \text{ m}$) is sitting on level ground. The load on the front axle is $W_{fs} = 1765(1.62/2.84) = 1007 \text{ kg}$. The load on the rear axle is $W_{rs} = 1765(1.22/2.84) = 758 \text{ kg}$.

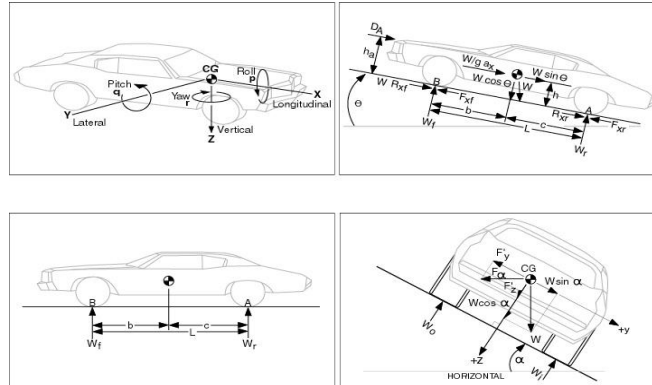


Figure 4 Load Distribution of a Vehicle on a Banked Surface

Figure 4 depicts the effect of a bank angle on the load distribution. A bank causes the load on the interior (lower) tires to increase, while the load on the exterior (upper) tires decreases. The formulas for the change in load (using the small angle approximation) on the tires are:

$$W_i = \frac{W_a}{2} + W_a \frac{h}{t} \alpha$$

$$W_o = \frac{W_a}{2} - W_a \frac{h}{t} \alpha$$

where:

- h height of CG above ground
- α bank angle, in radians
- t track width
- W_a axle load

Example: a 1970 Chevelle ($h = 0.6$ m, $t = 1.52$ m) sits on a banked road ($\alpha = 3^\circ$). In this case, $W_{of} = (1007/2) - 1007(0.6/1.52)(3^\circ/180) = 483$ kg.

The effect of gradients is very similar to the effect to the effect of a bank angle. In this case, the lower tires become more heavily loaded. Refer to equations and :

$$W_{fs} = W \frac{c}{L} + W \frac{h}{L} \alpha$$

$$W_{rs} = W \frac{b}{L} + W \frac{h}{L} \alpha$$

where:

- α gradient angle, in radians

Example: a 1970 Chevelle sits on an incline($\theta = 5^\circ$), pointing uphill. In this case, $W_{fs} = 1007 - 1765(0.6/2.84)(5^\circ /180) = 974$ kg and $W_{rs} = 758 + 1765(0.6/2.84)(5^\circ /180) = 791$ kg.

The small angle approximation is useful for bank (θ) or gradient (θ) angles of up to 10 or 20 degrees. After that, it becomes necessary to derive equations including all sine and cosine terms.

DynamicLoadTransfer

In dynamic conditions, load can transfer to the front wheels (during braking), the rear wheels (during acceleration), and side to side (during cornering). Determining the axle loads under arbitrary conditions is an important step in the analysis of acceleration, braking, and cornering because the axle loads determine the tractive and steering forces available at each wheel, affecting acceleration, braking performance, and maximum speed.

The governing equations for acceleration and deceleration are:

$$W_f = \frac{c}{L}W - \frac{h}{L} \frac{W}{g} A_x$$

$$W_r = \frac{b}{L}W + \frac{h}{L} \frac{W}{g} A_x$$

where:

W_f front axle load

W_r rear axle load

Equations and work for both acceleration and deceleration provided you keep the sign of the acceleration (A_x) straight.

Example: a 1970 Chevelle accelerates at 6 m/s^2 (a mild acceleration given the vehicle's capabilities). The front axle load is then $W_f = 1007 - (0.6)(1765)(5)/(2.84)(9.81) = 817$ kg. Likewise the rear axle load is then $W_r = 758 + (0.6)(1765)(5)/(2.84)(9.81) = 948$ kg.

The governing equation for lateral load transfer is:

$$F_{zo} = F_{zi} - 2 F_z \frac{2F_y h_r}{t} - 2K \frac{t}{t}$$

where:

F_y lateral force F_{yi} F_{yo}
 h_r roll center height
 t tread (track width)
 K roll stiffness of the suspension K_f K_r
 roll angle of the body

Equation has two components. The $2F_y h_r / t$ component acts because of acceleration and instantaneously affects the load distribution. The $2K / t$ term depends on the roll angle of the vehicle; naturally the body takes some time t to complete its rolling motion. To be completely accurate, this rolling motion must be integrated over time, taking into account the I_{xx} (roll axis) inertial properties of the vehicle.

The roll angle (ϕ) of the body is given by:

$$\frac{Wh_i V^2 / Rg}{K_f + K_r + Wh_i}$$

where:

h_i Roll axis to vertical CG distance
 R Radius of turn

The roll rate is usually in the range of 3 to 7 degrees/g on passenger cars. Sports cars are often in the 1 to 2 degrees/g range.

Acceleration Performance

As power delivered to the wheels increases, acceleration eventually becomes limited either power or traction. In power limited acceleration, the vehicle reaches its peak acceleration because the engine cannot deliver any more power. In traction limited acceleration, the engine can and does deliver more power, but vehicle acceleration is limited because the tires cannot transmit any more driving force to the ground. Equation gives the maximum transmittable force:

$$F_x = \mu F_z$$

where μ is the coefficient of friction between the tire and the road. Note that μ depends on many factors, including load and velocity. If F_x exceeds this limit, the tire slips excessively and enters dynamic friction, where the coefficient of friction dramatically decreases, i.e., it breaks traction.

The acceleration of the vehicle (and therefore the longitudinal forces on the tires) at a given point can be determined via equation :

$$M + M_r a_x \left(\frac{W + W_r}{g} a_x + \frac{T_e N_{tf}}{r} \right) = R_x + D_A + W \sin \theta$$

where:

- M Mass of the vehicle W/g
- M_r Equivalent mass of the rotating components
- a_x Longitudinal acceleration
- R_x Rolling resistance forces
- D_A Aerodynamic drag force
- T_e engine torque at a given rpm (from dynamometer data)
- N_{tf} combined ratio of the transmission and final drive
- η_{tf} combined efficiency of the transmission and final drive
- r radius of the tire

Engine torque is measured at a steady speed on a dynamometer; thus, the actual torque delivered to the drivetrain is reduced by the amount required to accelerate the inertia of the rotating components (as well as any accessory loads). The combination of the two masses in the above equation is an “effective mass,” which accounts for the rotational inertia of the drivetrain components. The ratio of $(M+M_r)/M$ is the “mass factor.” The mass factor depends on the operating gear. Representative numbers are often estimated using equation [1], although they can also be calculated from the basic inertial properties of the components.

$$\text{Mass Factor} = 1 + 0.04 N_{tf}^2$$

In this complete form of the acceleration equation, there is no explicit solution. All terms except the grade term must be evaluated at speed. Fortunately, this is relatively easy to do with a spreadsheet, and we can easily evaluate the tractive force term on the right.

Example: consider the following plot of tractive force and total drag (rolling resistance plus aerodynamic drag) for a 1970 Chevelle. Note that the tractive force and total drag intersect at about 54 m/s (120 mph), which represents a theoretical top speed for the vehicle.

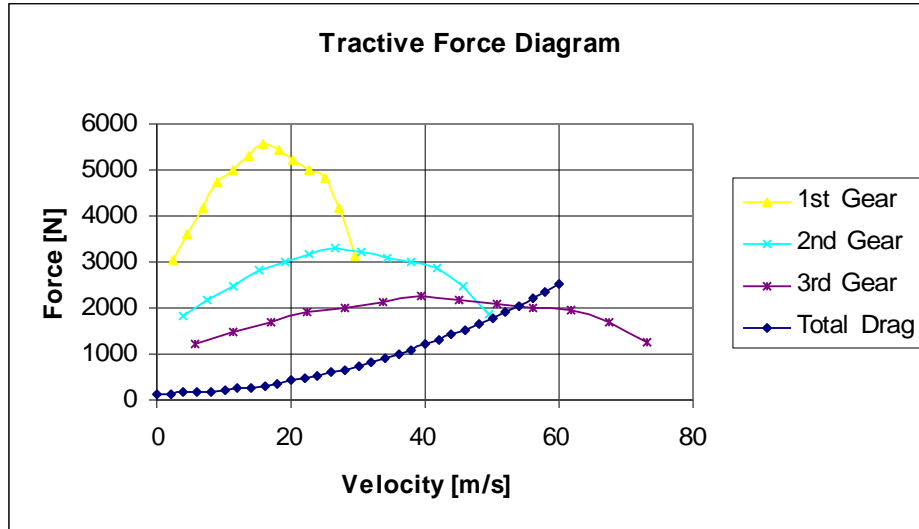


Figure 5 Tractive Force Diagram for 1970 Chevelle

Acceleration performance is also limited by other factors, such as suspension geometry, the drivetrain, and lateral load transfer caused by engine torque.

Braking Performance

The general equation for braking performance is:

$$M a_x = \frac{W}{g} D_x - F_{xf} - F_{xr} - R_x - D_A - W \sin \theta$$

where:

- M Mass of the vehicle W/g
- D_x Linear deceleration
- F_{xf} Front axle braking force
- F_{xr} Rear axle braking force
- R_x Rolling resistance forces
- D_A Aerodynamic drag force
- θ Uphill grade

Braking causes the vehicle to decelerate, which causes load to transfer to the front of the vehicle. This is why brake pads are usually larger and heavier on the front of a vehicle. If they were not, the brakes would wear out too fast. Braking is usually limited by friction, just like acceleration performance.

The torque produced by the brake generates a braking force at the ground to decelerate the wheels and driveline components. Then:

$$F_b = \frac{T_b I_w \omega}{r}$$

where:

r Rolling radius of the tires

I_w Rotational inertia of the wheels and driveline components

ω Rotational deceleration of the wheels

As long as the wheels are rolling, the braking forces can be predicted using . However, the brake force can only increase to the limit of the friction coupling between the tire and road. The friction coupling depends on some small amount of slip occurring between the tire and the road. Various deformation processes cause braking force and slip to be coexistent. Slip of the tire is defined as:

$$\text{Slip} = \frac{V - r\omega}{V}$$

where:

V Vehicle forward velocity

ω Tire rotational speed (rad/sec)

Brake force (expressed as a coefficient F_x/F_z) for a dry surface is shown as a function of slip in Figure 6.

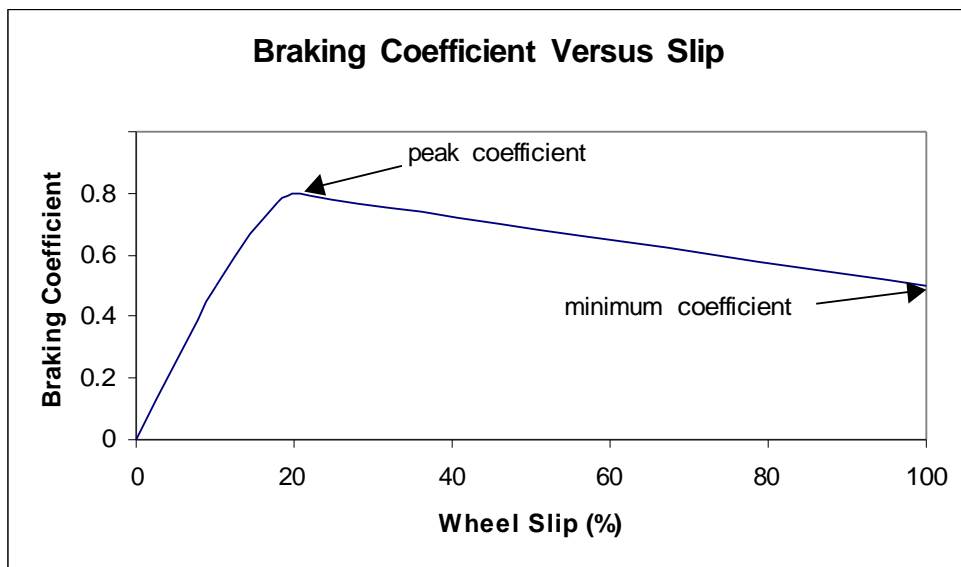


Figure 6 Braking Coefficient versus Slip

The brake coefficient increases up to about 10 or 20%, establishing the maximum braking force that can be obtained from the particular tire-road combination. This peak

coefficient is denoted by μ_p . At higher slip the coefficient diminishes, reaching its minimum value at 100% slip (wheel fully locked) and denoted by μ_s .

Tire-road friction also varies with velocity, inflation pressure, road surface, and load.

Tracking wheel slip adds a great deal of realism to the simulation of braking. However, it requires careful tracking and integration of the wheel angular velocity and braking forces.

Environmental Forces

Braking and acceleration forces are applied by the vehicle; there are two primary environmental forces operating on a vehicle: aerodynamic loads and tire friction (rolling resistance).

The aerodynamic effect familiar to most people is aerodynamic drag, which is given by:

$$F_d = 0.5 C_d A V^2$$

where:

- ρ air density
- C_d drag coefficient
- A frontal area of the vehicle
- V velocity

C_d is usually determined by wind tunnel tests, although there are methods of estimating it from coast-down tests. Drag is strongly influenced by vehicle yaw (ψ). If the vehicle is yawing relative to the direction of the airflow around the vehicle, airflow separation will occur on the downward side. This causes an increase in the drag coefficient. Normally this increase is limited to 5 to 10% on passenger cars, but can be much larger on trucks.

Crosswinds can also produce large lateral aerodynamic forces. Crosswind components in a game are generally unsatisfactory for the user without some sort of force feedback indicating the direction and strength of the crosswind. Without the force feedback, the user gets frustrated by seemingly arbitrary changes of direction in the vehicle.

The pressure differential from the top to the bottom of the vehicle causes a lift force, just as airflow over a wing provides lift for an airplane. In the case of a vehicle, however, this is bad because it reduces the load forces on the tires, leading to a loss of control.

$$L_A = 0.5 V^2 C_L A$$

where:

C_L aerodynamic lift coefficient

Example: consider a 1970 Chevelle operating at 100 mph (44.7 m/s). $A = 2.2 \text{ m}^2$, $\rho = 1.3 \text{ kg/m}^3$, $C_L = 0.5$, The lift force is 1428 N. The total load on the vehicle is around 17 kN, so even with this conservative estimate for C_L , the car just lost about 8% of its loading.

At zero wind angle, lift coefficients normally fall in the range of 0.3 to 0.5 for modern passenger cars, but under crosswind conditions this can increase dramatically. All sorts of devices are used to reduce the lift forces, or even provide negative lift (i.e., a push downward).

Rolling resistance is caused by the tire's resistance to deformation, scrubbing losses in the contact patch, tire slip, and air drag on the tire, among other things. Unlike aerodynamic forces, rolling resistance becomes effective as soon as the tire starts rotating. Aerodynamic loads only become equal to rolling resistance at 50-60 mph for modern passenger cars. The basic equation for rolling resistance is:

$$R_x = f_r W$$

where:

f_r rolling resistance coefficient

It generally suffices to use the vehicle's static weight in equation . Taking account of the vehicle's dynamic load changes vastly increases the complication of the calculation without a significant increase in accuracy, which you can verify with a spreadsheet.

Important factors affecting the coefficient of rolling resistance include tire type (radial versus bias ply), temperature, inflation pressure, material, design, slip, velocity, and load. Because of these many inter-related factors, it is virtually impossible to develop a method of considering all these variables. However, there are several good, empirical estimates. One estimate such treats velocity as the significant variable, and provides linear speed dependence:

$$f_r = 0.01(1 + V/100)$$

where:

V speed in mph

There are several other ways to estimate the coefficient of rolling resistance, as discussed in references [1] and [4]. These books also present methods of taking some of the other effects into account, including tables of coefficients and relationships for different types of tires. It is possible to develop models that take most of the factors into account [1].

Tire Forces and Moments

Determining the cornering forces is probably the most difficult task in defining the forces acting on the vehicle. When the wheels are steered at some angle, δ , they develop lateral forces that turn (yaw) the vehicle. Getting an accurate model of these forces is a complex task.

In high speed cornering, the tires must develop lateral forces, and will experience lateral slip as they roll. The lateral force (denoted F_y) is called the cornering force. Slip angle (δ) is the angle between the tire's direction of heading and the direction of travel. At a given tire load, the cornering force grows with slip angle as shown in Figure 7.

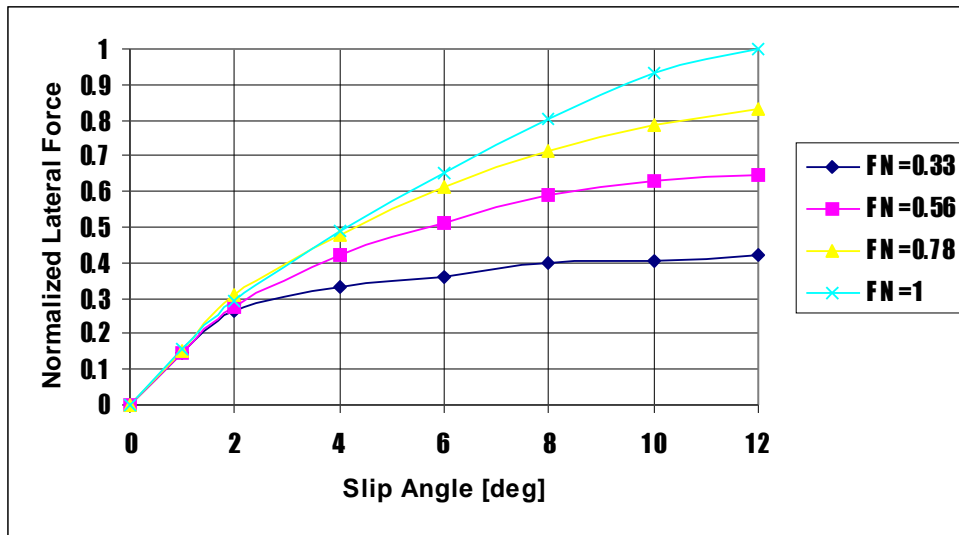


Figure 7 Normalized Lateral Force Versus Slip Angle for a Bias Ply Tire

At low slip angles, the relationship is linear; hence, the cornering force is given by:

$$F_y = C \delta$$

where C is the cornering stiffness, and is defined as the slope of the curve for F_y versus δ at $\delta = 0$.

This linear representation only holds true out to about 5 degrees, which is generally insufficient for use in a game, where the user will spend a great deal of time performing extreme (high slip angle) maneuvers. To simulate these conditions, it is necessary to develop accurate methods to calculate lateral force as a function of slip angle and load. Tire lateral forces developed from slip angle and camber angle are also influenced by inflation pressure, aspect ratio, and rim size.

In most cases, the following equations for slip angles suffice. Reference [3] discusses several nonlinear models.

$$\delta = \arctan \left(\frac{b}{L} \right) + \arctan \left(\frac{c}{L} \right)$$

The angle δ is known as the sideslip angle. It is the angle between the longitudinal axis and the actual direction of travel. Sideslip angle is determined by:

$$\delta = \arctan \left(\frac{V_x}{V_z} \right)$$

Determining the slip angle (and hence the lateral force exerted by the tire) is then a matter of having accurate information on the tire load, steering wheel angle, and angular velocity of the vehicle.

The inclination of a wheel outward from the body of the vehicle is known as the camber angle. Camber on a wheel produces an additional lateral force known as “camber thrust.” Camber angle produces much less lateral force than slip angle. About 4 to 6 degrees of camber are required to produce the same lateral force as 1 degree of slip angle on a bias-ply tire. Camber stiffness on radial tires is generally much lower than on bias-ply tires; hence as much as 10 or 15 degrees is required on a radial. Camber thrust is additive to the cornering force from slip angle.

Modeling the lateral force versus slip angle curves is a delicate task. Third order polynomials work well, but require a different set of coefficients for each load region in order to develop the necessary accuracy. Pacejka magic formulas [3] are a method of curve fitting lateral force versus load and slip angle, using either eleven or seventeen coefficients. Typically, these coefficients have to be derived from tire data (reference [2] is a good source) using constrained nonlinear optimization or genetic algorithm techniques. Pacejka magic formulas are very accurate, but are mathematically tricky and computationally expensive to implement.

In addition to lateral forces, tires also generate an aligning moment when operating at a slip angle. Aligning moment arises because the lateral force does not actually act directly on the normal axis of the tire; it acts at some small distance p behind the central point of the tire, which of course causes a moment. In most cases, the aligning moment always acts to oppose the moments developed by the lateral forces, thus acting to stabilize the yaw (spin) of the vehicle. In extreme slip angle conditions, however, the aligning moment can become negative, thus adding to the other moments and destabilizing the vehicle. Aligning moment is also a function of load. See Figure 8, which depicts aligning moment versus slip angle for a bias ply tire.

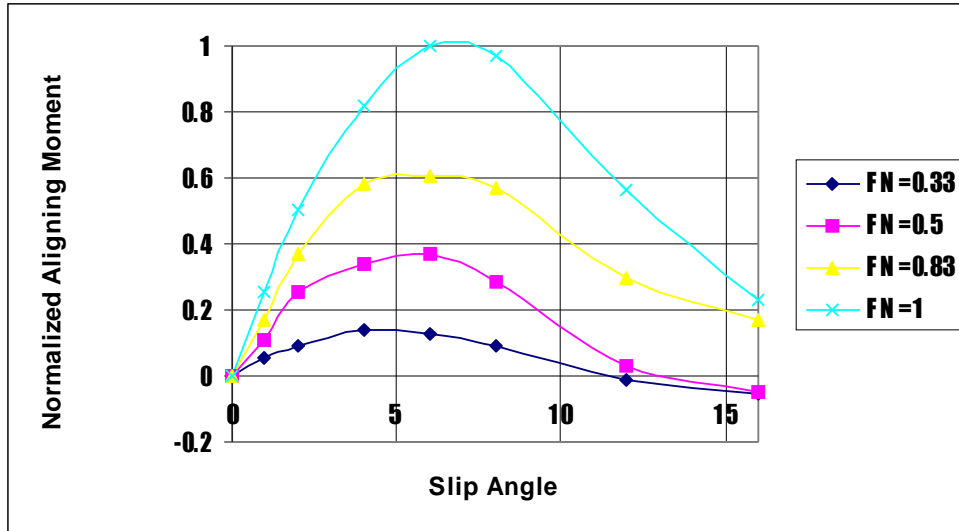


Figure 8 Normalized Aligning Moment Versus Slip Angle for a Bias Ply Tire

A “traction circle” is a graphical representation of the friction limits and forces on the tire. The traction circle is often actually a traction ellipse, because friction coefficients are often different in the lateral (y) and longitudinal (x) directions. The friction limit of the tire is determined by F_z ; therefore, the tire can exert lateral force, brake force, or a combination of the two, in positive or negative directions. However, *in no case can the vector total of the forces exceed the friction limit*. This is why it’s critical to correctly calculate the dynamic load on the tire. Figure 9 depicts an example traction circle depicting force vectors for braking [A], cornering [B], and combined acceleration and cornering [C].

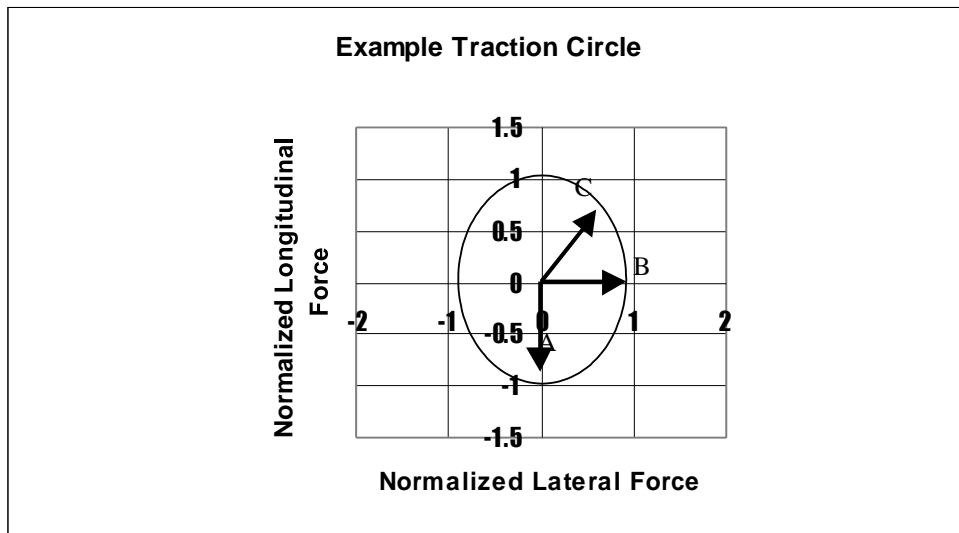


Figure 9 Example Traction Circle

Theoretically, the tire only needs to be just wide enough to provide contact at one point. The reason why wider tires provide better traction is that the coefficient of friction is a theoretical limit, dependent upon good contact and a variety of factors. The wider the tire, the more likely that the tire will have good contact and approach its theoretical maximum. With

very soft tires, the rubber actually deforms into the cracks and ridges of the driving surface, providing a further “friction” effect.

Cornering Performance

When discussing cornering, there are two regimes of interest: low speed cornering and high speed cornering. In low speed cornering (parking lot speeds), a kinematic bicycle model generally suffices. This is not a region of extreme maneuvers, and we are not generally very interested in the (lateral) forces and moments on the vehicle. In a game, just about any way that you want to handle this region of steering is fine.

In the high speed cornering regime, equation describes how the steering angle (δ) must be changed with the radius of the turn, or the lateral acceleration, $V^2/(gR)$.

$$\frac{180 L}{R} = \frac{W_f}{C_f} - \frac{W_r}{C_r} \frac{V^2}{gR}$$

This is often written in shorthand as follows:

$$\frac{180 L}{R} = K a_y$$

where:

K Understeer gradient (deg/g)

a_y Lateral acceleration (g)

The term $[W_f/C_f - W_r/C_r]$ determines the magnitude and direction of the steering input required to maintain the turn. It has two terms, each of which is the ratio of the axle load to the cornering stiffness of the tires. This is called the “understeer gradient,” denoted by the symbol K . Three possibilities for the value of K exist:

1) Neutral Steer: $W_f/C_f = W_r/C_r \quad K = 0$

In this case, the balance of the vehicle is such that the force of the lateral acceleration at the CG causes an identical increase in slip angle at both front and rear wheels. No change in steering angle is required as the speed varies (in a constant radius turn).

2) Understeer: $W_f/C_f > W_r/C_r \quad K > 0$

In a constant radius turn, the front wheels slip sideways more than the rear wheels. Thus, to develop the required lateral force to maintain the turn, the front wheels must be steered at a greater angle.

3) Oversteer: $W_f/C_f - W_r/C_r - K \neq 0$

The lateral acceleration causes the slip on the rear wheels to increase more than at the front. The outward drift on the rear wheels causes the front wheels to turn inwards, thus diminishing the radius of the turn, which increases the lateral acceleration. The process continues in a feedback loop unless the steering angle is reduced in order to maintain the radius of the turn.

These definitions provide a quantitative measure of the meaning of oversteer and understeer, and a way to calculate it. You can influence understeer and oversteer behavior by changing the weight balance of the vehicle, adjusting suspension stiffness, adjusting camber geometry, and modifying the tires. You can quantify the car's steering behavior in your game and tune it to operate the way you want to.

The suspension obviously affects the cornering behavior, since it influence the load on the tires. Possible factors include the roll moment distribution, camber change and geometry, roll steer, compliance steer, and various tractive force effects.

Summary of Forces and Moments

Once you have determined all of the forces exerted by (and acting upon) the vehicle, calculating the response is simply a matter of adding up all the forces. In the lateral direction, the tire lateral forces are the only contribution. In the longitudinal direction, care must be taken to sum all aerodynamic loads, rolling resistance loads, and acceleration and braking forces. These forces can be summed and equations used to determine the accelerations acting on the vehicle. The accelerations must be integrated over time to determine vehicle velocity and position.

The yaw rate (angular velocity) of the vehicle can be determined from equation , taking care to include all the relevant tire forces. Manipulating the equation produces the following equation for angular acceleration:

$$\dot{\omega}_z = \frac{1}{I_{zz}} (b F_{yf} - c F_{yr} + \frac{t_f}{2} F_{xf} - \frac{t_r}{2} F_{xr})$$

The vehicle also has angular acceleration and velocity in the x (roll) and y (pitch) directions, and these can be determined in a similar fashion.

The equation for angular acceleration can be integrated over time to determine the angular velocity.

Conclusions

To accurately simulate the operation of a vehicle, you must have knowledge of the various forces acting on the vehicle. These include static and dynamic loads, acceleration and braking forces, steering forces, aerodynamic loads, and rolling resistance. Knowledge of these

loads provides a means to model cornering performance through the integration of the equations of motion.

These are simple methods taken from the field of vehicle dynamics, which can be easily used in modern driving games. With today's personal computers, there is no longer a need to rely on abstract, simplified models of vehicle dynamics. The full simulation of the vehicle's behavior is possible.

References

1. Fundamentals of Vehicle Dynamics, Thomas D. Gillespie, Society of Automotive Engineers, Inc., Warrendale, PA, 1992. ISBN 1-56091-199-9.
2. Race Car Vehicle Dynamics, W.F. Milliken, D.L. Milliken, SAE International, 1995. ISBN 1-56091-526-9.
3. Motor Vehicle Dynamics: Modeling and Simulation, Giancarlo Genta, World Scientific Publishing Co., 1997. ISBN 9810229119.
4. Automotive Handbook, Robert Bosch, Automotive Equipment Business Sector, Department for Technical Information, Stuttgart, 1996. ISBN 0-8376-0333-1.

ANEXO CODIGOS

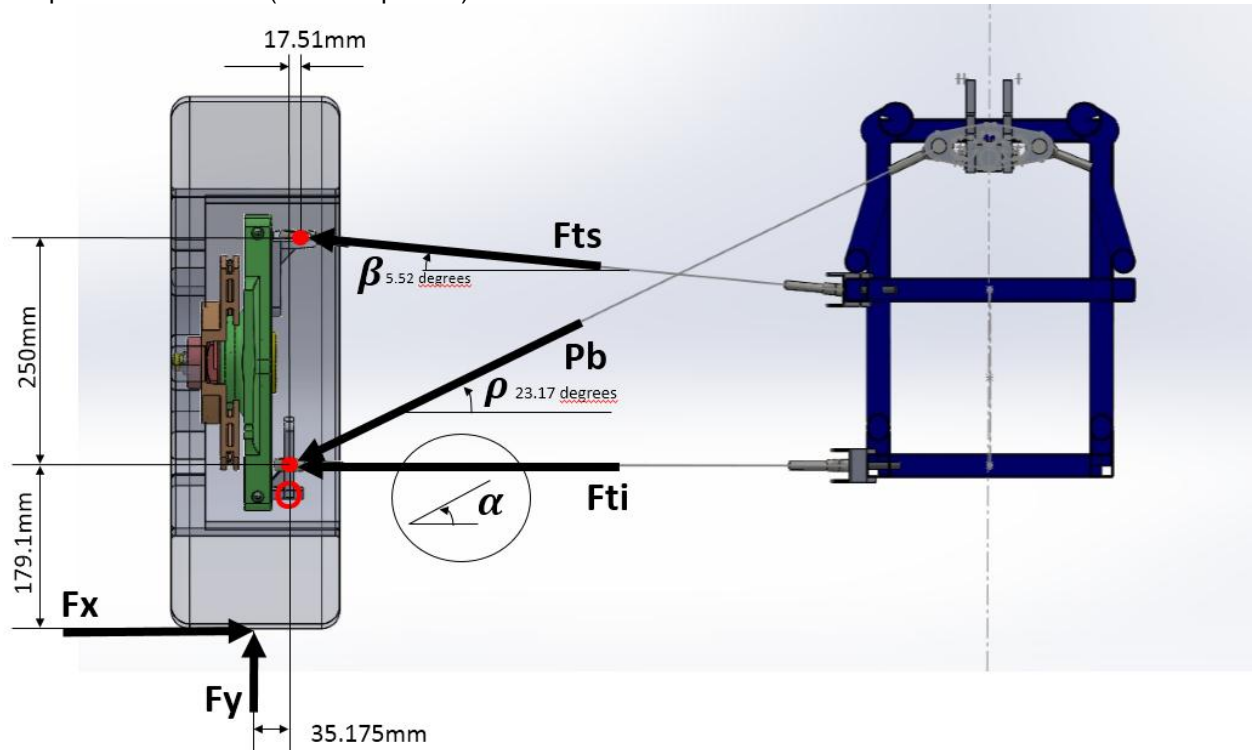
Las cargas fueron calculadas así:

Las tijeras son rotuladas en sus extremos, por ende se supone la carga longitudinal en un solo plano.

Por geometría de la suspensión calculamos las cargas en las barras.

Ejemplo:

Suspensión delantera (rueda izquierda)



El código EES que soporta el análisis es el siguiente:

$$\alpha = 0 \text{ [Degrees]}$$

$$\beta = 5.52 \text{ [Degrees]}$$

$$\rho = 23.17 \text{ [Degrees]}$$

Sumatoria de Fuerzas en X

$$- F_x + F_{ti} \cdot \cos(\alpha) + F_{ts} \cdot \cos(\beta) + P_b \cdot \cos(\rho) = 0$$

Sumatoria de Fuerzas en Y

$$F_y - F_{ti} \cdot \sin(\alpha) + F_{ts} \cdot \sin(\beta) - P_b \cdot \sin(\rho) = 0$$

Sumatoria De Fuerzas en O

$$- 250 \cdot F_{ts} \cdot \cos(\beta) - 17.51 \cdot F_{ts} \cdot \sin(\beta) - F_x \cdot 179.1 + 35.175 \cdot F_y = 0$$

Parametric Table					
Table 1					
1..8	1 F_x [N]	2 F_y [N]	3 F_{ti} [N]	4 F_{ts} [N]	5 P_b [N]
Run 1	7503	2202	8525	-5055	4361
Run 2	-312.6	31.01	-663	227.8	134.5
Run 3	9092	2668	10332	-6125	5283
Run 4	-378.8	37.58	-803.5	276.1	163
Run 5	5910	1735	6714	-3981	3436
Run 6	-246.3	19.89	-511	178.9	94.28

Calculamos las cargas en los puntos de anclaje con el siguiente código:

Ejemplo: Aceleración Tren delantero al momento de tomar una curva hacia la derecha

$$F_{Tijera} = F_{anclaje1} \cdot \cos(\theta) + F_{anclaje2} \cdot \cos(\alpha)$$

$$F_{anclaje1} \cdot \sin(\theta) = F_{anclaje2} \cdot \sin(\alpha)$$

$$x1^2 + y1^2 + z1^2 = R1^2$$

$$x1i = \frac{x1}{R2}$$

$$y1i = \frac{y1}{R2}$$

$$z1i = \frac{z1}{R2}$$

$$x2^2 + y2^2 + z2^2 = R2^2$$

$$x2i = \frac{x2}{R2}$$

$$y2i = \frac{y2}{R2}$$

$$z2i = \frac{z2}{R2}$$

$$F_{xanclaje1} = x1i \cdot F_{anclaje1}$$

$$F_{yanclaje1} = y1i \cdot F_{anclaje1}$$

$$F_{zanclaje1} = z1i \cdot F_{anclaje1}$$

$$F_{xanclaje2} = x2i \cdot F_{anclaje2}$$

$$F_{yanclaje2} = y2i \cdot F_{anclaje2}$$

$$F_{zanclaje2} = z2i \cdot F_{anclaje2}$$

Teniendo como entradas, la fuerza en la tijera y datos de geometría como se muestra en la siguiente tabla:

1	2	3	4	5	6	7	8	9	
θ	α	x1	y1	z1	x2	y2	z2		F_{Tijera}
18.46	18.46	-459.8	-65.2	155	-459.8	-65.2	-155		-7629
18.46	18.46	459.8	-65.2	155	459.8	-65.2	-155		321.6
13.26	13.26	-459.8	41.5	107	-459.8	41.5	107		12038
13.26	13.26	459.8	41.5	107	459.8	41.5	107		-824.3

Obteniendo los resultados en los anclajes:

10	11	12	13	14	15
$F_{xanclaje1}$	$F_{yanclaje1}$	$F_{zanclaje1}$	$F_{xanclaje2}$	$F_{yanclaje2}$	$F_{zanclaje2}$
3777	535.6	-1273	3777	535.6	1273
159.2	-22.58	53.67	159.2	-22.58	-53.67
-6000	541.5	1396	-6000	541.5	1396
-410.8	-37.08	-95.61	-410.8	-37.08	-95.61

Las fuerzas presentes en las barras de suspensión se transmitieron a los puntos de anclaje del chasis, obteniendo un conjunto de fuerzas para los tres casos a evaluar al momento de tomar una curva como se muestra en la Tabla TAL.

TABLA tal: Fuerzas en los anclajes de tijeras suspensión curva a la derecha

SIN ACELERAR NI FRENAR								
	¹⁸ F _{anclaje1}	¹⁹ F _{xanclaje1}	²⁰ F _{yancclaje1}	²¹ F _{zancclaje1}	²² F _{anclaje2}	²³ F _{xanclaje2}	²⁴ F _{yancclaje2}	²⁵ F _{zancclaje2}
Tijera Delantera Superior izquierda	-2586	2613	251.8	-684.7	-2641	2540	257.2	676.5
Tijera Delantera Superior derecha	116.5	117.8	-11.35	30.86	119	114.5	-11.59	-30.49
Tijera Delantera Inferior izquierda	4364	-4228	-6.232	1065	4431	-4293	-6.327	-1098
Tijera Delantera Inferior derecha	-339.4	-328.8	0.4847	-82.8	-344.6	-333.8	0.4921	85.42
Tijera Trasera Superior izquierda	-3416	3208	454.9	-1081	-3416	3208	454.9	1081
Tijera Trasera Superior derecha	144.1	135.3	-19.19	45.63	144.1	135.3	-19.19	-45.63
Tijera Trasera Inferior izquierda	5253	-5096	460	1186	5253	-5096	460	1186
Tijera Trasera Inferior derecha	-367.5	-356.6	-32.19	-82.99	-367.5	-356.6	-32.19	-82.99
ACELERANDO								
	¹⁸ F _{anclaje1}	¹⁹ F _{xanclaje1}	²⁰ F _{yancclaje1}	²¹ F _{zancclaje1}	²² F _{anclaje2}	²³ F _{xanclaje2}	²⁴ F _{yancclaje2}	²⁵ F _{zancclaje2}
Tijera Delantera Superior izquierda	-3133	3167	305.1	-829.7	-3200	3078	311.7	819.7
Tijera Delantera Superior derecha	141.2	142.7	-13.75	37.4	144.3	138.7	-14.05	-36.95
Tijera Delantera Inferior izquierda	5289	-5124	-7.553	1290	5370	-5202	-7.668	-1331
Tijera Delantera Inferior derecha	-411.3	-398.5	0.5874	-100.4	-417.6	-404.6	0.5963	103.5
Tijera Trasera Superior izquierda	-2811	2640	374.4	-890	-2811	2640	374.4	890
Tijera Trasera Superior derecha	118.6	111.4	-15.79	37.55	118.6	111.4	-15.79	-37.55
Tijera Trasera Inferior izquierda	4323	-4194	378.5	976	4323	-4194	378.5	976
Tijera Trasera Inferior derecha	-302.5	-293.5	-26.49	-68.3	-302.5	-293.5	-26.49	-68.3
FRENANDO								
	¹⁸ F _{anclaje1}	¹⁹ F _{xanclaje1}	²⁰ F _{yancclaje1}	²¹ F _{zancclaje1}	²² F _{anclaje2}	²³ F _{xanclaje2}	²⁴ F _{yancclaje2}	²⁵ F _{zancclaje2}
Tijera Delantera Superior izquierda	-2036	2058	198.3	-539.3	-2080	2000	202.6	532.8
Tijera Delantera Superior derecha	91.51	92.49	-8.912	24.23	93.47	89.89	-9.103	-23.94
Tijera Delantera Inferior izquierda	3437	-3330	-4.908	838.5	3490	-3381	-4.983	-865
Tijera Delantera Inferior derecha	-261.6	-253.4	0.3736	-63.82	-265.6	-257.3	0.3792	65.84
Tijera Trasera Superior izquierda	-4021	3777	535.6	-1273	-4021	3777	535.6	1273
Tijera Trasera Superior derecha	169.5	159.2	-22.58	53.67	169.5	159.2	-22.58	-53.67
Tijera Trasera Inferior izquierda	6184	-6000	541.5	1396	6184	-6000	541.5	1396
Tijera Trasera Inferior derecha	-423.4	-410.8	-37.08	-95.61	-423.4	-410.8	-37.08	-95.61

Fuente: Autores

Anexo E. Elementos finitos y ANSYS

3. MÉTODOS NUMÉRICOS. EL M.E.F. Y 'ANSYS'

3.1. INTRODUCCIÓN

Trataremos en este tema de introducir lo más clara y brevemente posible nuevas herramientas que utilizaremos para la resolución de los casos mencionados en el planteamiento de los objetivos del proyecto, que se identifican con cada uno de los tipos de inestabilidad presentados en el tema anterior.

En concreto se establecerán y desarrollarán las bases sobre las que se sustenta el Método de los Elementos Finitos (MEF), así como los aspectos fundamentales del software comercial ANSYS en lo que respecta al tratamiento de los problemas de inestabilidad; relacionándose ambos bloques debido a que el MEF es el método de cálculo empleado en la resolución de problemas modelados mediante ANSYS.

3.2. EL MÉTODO DE LOS ELEMENTOS FINITOS

El Método de los Elementos Finitos, presentado brevemente en el Tema 1, ha adquirido una gran importancia en la solución de problemas ingenieriles, físicos, etc., ya que permite resolver casos que hasta hace poco tiempo eran prácticamente imposibles de resolver por métodos matemáticos tradicionales, lo cual obligaba a realizar prototipos, ensayarlos y perfeccionarlos de forma iterativa, con el consiguiente coste tanto económico como en tiempo de desarrollo que ello supone.

El MEF permite realizar un modelo matemático de cálculo del sistema real, más *fácil y "económico" de modificar* que un prototipo. Sin embargo no deja de ser un *método aproximado de cálculo*, que proporciona la solución exacta únicamente en determinados puntos discretos (nodos). Los prototipos, por lo tanto, siguen siendo necesarios, pero en menor número, ya que el primero que realicemos (en base a la aplicación del MEF) puede acercarse bastante más al diseño óptimo.

3.2.1. CONCEPTOS GENERALES DEL MÉTODO

La idea general del método de los elementos finitos es la división de un continuo en un conjunto de pequeños **elementos** interconectados por una serie de puntos llamados **nodos**. Las ecuaciones que rigen el comportamiento del continuo regirán también el del elemento. De esta forma se consigue pasar de un sistema continuo (infinitos grados de libertad), gobernado por una ecuación diferencial o un sistema de ecuaciones diferenciales, a un sistema con un número de grados de libertad finito cuyo comportamiento se modela por un sistema de ecuaciones, lineales o no.



En cualquier sistema a analizar podemos distinguir entre:

- Dominio: Espacio geométrico donde se va a analizar el sistema.
- Condiciones de contorno: Variables conocidas y que condicionan el cambio del sistema (cargas, desplazamientos, temperaturas, voltaje, ...)
- Incógnitas. Variables del sistema que deseamos conocer después de que las condiciones de contorno han actuado sobre el sistema: desplazamientos, tensiones, temperaturas,...

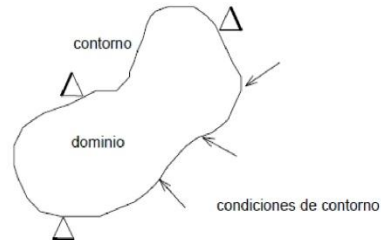


Figura 3.1. Sistema continuo

Para solucionar el problema, el método de los elementos finitos supone el dominio discretizado en subdominios denominados elementos. El dominio se divide mediante puntos (en el caso lineal), mediante líneas (en el caso bidimensional) o superficies (en el tridimensional) imaginarias, de forma que el dominio total en estudio se aproxime mediante el conjunto de porciones (elementos) en que se subdivide.

Los elementos se definen por un número discreto de puntos, llamados nodos, que conectan entre si los elementos. Sobre estos nodos se materializan las incógnitas fundamentales del problema.

En el caso de elementos estructurales estas incógnitas son los *desplazamientos nodales*, ya que *a partir de éstos podemos calcular el resto de incógnitas* que nos interesen: tensiones, deformaciones, ... A estas incógnitas se les denomina grados de libertad de cada nodo del modelo. Los grados de libertad de un nodo son las variables que determinan el estado y/o posición del nodo.

Por ejemplo si el sistema a estudiar es una viga en voladizo con una carga puntual en el extremo y una distribución de temperaturas tal y como muestra la figura,

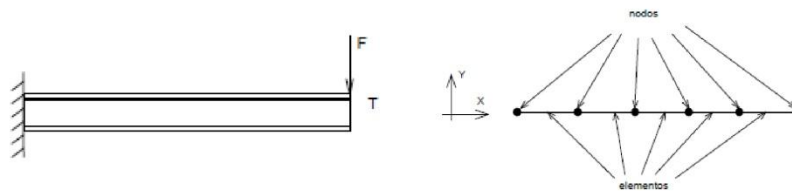


Figura 3.2. Modelo y discretización de un sistema continuo

En el caso de la figura, los grados de libertad de cada nodo serán:

- Desplazamiento en dirección x
- Desplazamiento en dirección y
- Giro según z
- Temperatura



El sistema, debido a las condiciones de contorno: empotramiento, fuerza puntual y temperatura, evoluciona hasta un estado final. En este estado final, conocidos los valores de los grados de libertad de los nodos del sistema podemos determinar cualquier otra incógnita deseada: tensiones, deformaciones, etc.

Planteando la ecuación diferencial que rige el comportamiento del continuo para el elemento, se llega a fórmulas que relacionan el comportamiento en el interior del mismo con el valor que tomen los grados de libertad nodales. Este paso se realiza por medio de unas funciones llamadas de interpolación, ya que éstas ‘interpolan’ el valor de la variable nodal dentro del elemento.

El problema se formula en forma matricial debido a la facilidad de manipulación de las matrices mediante ordenador. Conocidas las matrices que definen el comportamiento del elemento (en el caso estructural serán las llamadas matrices de rigidez, amortiguamiento y masa, aunque esta terminología ha sido aceptada en otros campos de conocimiento) se ensamblan y se forma un conjunto de ecuaciones algebraicas, lineales o no, que una vez resueltas nos proporcionan los valores de los grados de libertad en los nodos del sistema.

3.2.2. APLICACIÓN A UN CONTINUO ELÁSTICO

A continuación se muestran algunas de las ideas básicas relacionadas con los fundamentos matemáticos del MEF aplicadas al caso estructural.

3.2.2.1. ECUACIONES DE EQUILIBRIO. PRINCIPIO DE LOS TRABAJOS VIRTUALES

Muchos problemas de medios continuos vienen expresados mediante ecuaciones diferenciales y condiciones de contorno sobre la función o funciones incógnita. Ante la dificultad, y en muchos casos la imposibilidad, de encontrar una solución cerrada, se opta por realizar una aproximación, siendo necesaria la expresión integral del Principio de los Trabajos Virtuales (PTV).

Se considera un continuo elástico como el de la figura sometido a unas fuerzas superficiales $\{t\}=\{t_x \ t_y \ t_z\}^T$ y a unas fuerzas por unidad de volumen $\{X\}=\{X_x \ X_y \ X_z\}^T$, (las fuerzas por unidad de superficie podrían ser presiones y el peso propio sería una fuerza por unidad de volumen). El vector desplazamientos lo denotamos por $\{u\}=\{u \ v \ w\}^T$. Las deformaciones correspondientes a estos desplazamientos son

$$\{\epsilon\}=\{\epsilon_{xx} \ \epsilon_{yy} \ \epsilon_{zz} \ \gamma_{xy} \ \gamma_{yz} \ \gamma_{zx}\}^T$$

y las tensiones debidas a estas deformaciones serán $\{\sigma\}=\{\sigma_{xx} \ \sigma_{yy} \ \sigma_{zz} \ \tau_{xy} \ \tau_{yz} \ \tau_{zx}\}^T$

Las ecuaciones de equilibrio para un elemento diferencial pueden escribirse como

$$\nabla \{\sigma\} + \{X\} = 0 \tag{3.1}$$

donde el vector $\{X\}$ incluye de forma general las fuerzas de inercia $\{X\} = \{X\} - \rho \ddot{u}$ es decir, consideramos las fuerzas de inercia como fuerzas por unidad de volumen.



Multiplicando la ecuación anterior por una función de ponderación $\{\delta u\}$ e integrando:

$$\int_V \{\delta u\}^T \nabla \{\sigma\} dv + \int_V \{\delta u\}^T \{X\} dv = 0 \quad (3.2)$$

Utilizando la formula de Green (que no desarrollaremos aquí) se puede escribir:

$$-\int_V \nabla \{\delta u\}^T \{\sigma\} dv + \int_S \{\delta u\}^T \{\sigma\} \bar{n} ds + \int_V \{\delta u\}^T \{X\} dv = 0 \quad (3.3)$$

Si se asocia la función de ponderación $\{du\}$ con un desplazamiento virtual, el operador ∇ actuando sobre él será una deformación virtual

$$\{\delta \varepsilon\} = \nabla \{\delta u\} = \frac{1}{2} (\delta u_{i,j} + \delta u_{j,i})$$

El equilibrio en el contorno exige que se cumpla la relación $\{\sigma\} \cdot \{n\} = \{t\}$ y sustituyendo en la expresión (3.2)

$$-\int_V \{\delta \varepsilon\}^T \{\sigma\} dv + \int_S \{\delta u\}^T \{t\} ds + \int_V \{\delta u\}^T \{X\} dv = 0 \quad (3.4)$$

En la relación anterior es posible introducir la ley de comportamiento de material mediante la matriz elástica con las propiedades de éste, $[C]$, de forma que

$$\{\sigma\} = [C] (\{\varepsilon\} - \{\varepsilon_0\}) + \{\sigma_0\} \quad (3.5)$$

siendo los vectores $\{\varepsilon_0\}^T$ y $\{\sigma_0\}^T$ las deformaciones y las tensiones iniciales respectivamente. Introduciendo la expresión (3.5), suponiendo deformaciones y tensiones iniciales nulas, en la ecuación (3.4), obtenemos

$$\int_V \{\delta \varepsilon\}^T [C] \{\varepsilon\} dv = \int_S \{\delta u\}^T \{t\} ds + \int_V \{\delta u\}^T (\{X\} - \rho \ddot{u}) dv \quad (3.6)$$

que constituye la formulación del PTV y relaciona el sistema de cargas real de esfuerzos con el virtual de desplazamientos.

3.2.2.2. FUNCIONES DE INTERPOLACIÓN

Discretizado el continuo, la idea es tomar un conjunto de funciones (funciones de interpolación o de forma) que definan de manera única el campo de desplazamientos en el elemento en función de los desplazamientos en los nodos del mismo. Es decir:

$$\{u(x, y, z)\} = [N(x, y, z)] \{U\} \quad \text{siendo } \{U\} \text{ el vector con los } \textit{desplazamientos nodales}.$$

Una vez conocidos los desplazamientos en todos los nodos se determinan las deformaciones

$$\{\varepsilon\} = [D] \{u\} \quad (3.7)$$

donde $[D]$ es el operador diferencial que depende del problema en estudio



Sustituyendo el valor del desplazamiento tenemos que

$$\{\varepsilon\} = [D][N]\{U\} = [B]\{U\} \quad (3.8)$$

donde se obtiene el valor de las deformaciones en función de los desplazamientos nodales.

Sustituyendo la ecuación anterior en la expresión del PTV (4) tenemos

$$-\int_v [B]^T [C][B]\{U\} dv + \int_v [N]^T (\{X\} - \rho[N]\{\ddot{U}\}) dv + \int_s [N]^T \{t\} ds = 0 \quad (3.9)$$

Reordenando esta ecuación podemos llegar a un sistema de la forma

$$[M]\{\ddot{U}\} + [K]\{U\} = \{P\} \quad (3.10)$$

donde se definen:

- Matriz de masa consistente

$$[M] = \int_v [N]^T \rho [N] dv \quad (3.11)$$

- Matriz de rigidez

$$[K] = \int_v [B]^T [C][B] dv \quad (3.12)$$

- Matriz de cargas nodales consistentes

$$\{P\} = \int_v [N]^T \{X\} dv + \int_s [N]^T \{t\} ds \quad (3.13)$$

La expresión anterior es **general** y permite determinar las matrices elementales para cualquier tipo de discretización.

3.2.2.3. SÍNTESIS DE LAS CARACTERÍSTICAS GLOBALES

Las anteriores matrices se calculan para cada uno de los elementos. Realizando una transformación de coordenadas a las denominadas coordenadas unitarias del elemento, las matrices quedan en función de parámetros puramente geométricos y se facilita la integración numérica. Antes de proceder al ensamblaje de todas las ecuaciones hay que realizar la transformación a coordenadas globales con el objeto de tener todas las matrices formuladas respecto al mismo sistema de coordenadas.

Una vez que se dispone de las matrices y vectores elementales en coordenadas globales su *acoplamiento* en el sistema puede realizarse según el llamado método directo, por el que sumamos en cada posición nodal la contribución realizada por los distintos elementos.

3.2.2.4. IMPOSICIÓN DE LAS CONDICIONES DE CONTORNO. SOLUCIÓN

Antes de obtener la solución al sistema de ecuaciones planteado es necesario imponer las condiciones de desplazamientos nodales que sean conocidas. El sistema



resultante se puede subdividir en dos términos: uno que contenga los desplazamientos impuestos y otro los incógnita. Resolviendo este sistema tendremos la solución.

Una vez conocidos los desplazamientos nodales es posible calcular otro tipo de magnitudes (deformaciones, tensiones,...).

3.2.3. ANTES DE REALIZAR UN CÁLCULO MEDIANTE EL MEF

Conviene observar que la aplicación manual del MEF sólo es posible (en términos de tiempos razonables de resolución) para geometrías sencillas bajo hipótesis de cargas no demasiado complejas. Por tanto, la forma habitual de abordar este tipo de problemas consistirá en la utilización de alguna aplicación informática basada en el cálculo por MEF como por ejemplo ANSYS.

Dado que, como ya hemos comentado, el MEF no deja de ser un método aproximado que facilita la obtención de la solución de un problema complejo, es posible que una mala utilización de las herramientas informáticas mencionadas nos conduzca a una mala aproximación de la solución real, y es por ello que antes de comenzar a resolver un problema mediante cualquier programa de Elementos Finitos conviene reflexionar sobre una serie de puntos:

¿Qué se pretende con el análisis?

Determinar tensiones, obtener distribuciones de temperatura, ver cómo evoluciona el sistema, calcular frecuencias y modos propios,... Esta pregunta nos determinará el tipo de análisis a realizar.

¿Cómo va a ser la geometría que vamos a analizar?

Seguramente conocemos la geometría real del problema, pero a la hora de realizar su análisis deberemos simplificarla al máximo en función del objetivo del análisis, ya que la mayoría de los detalles son superfluos y lo único que conllevan es un consumo excesivo de tiempo de cálculo y de espacio de almacenamiento. Para ello deberemos buscar posibles simetrías, antisimetrías, axisimetrías del problema, problemas de tensión o deformación planas, eliminación de detalles superfluos: radios de acuerdo, entallas,... Una vez estudiada la geometría podremos decidir el o los tipos de elementos a utilizar, las características de los mismos, así como las propiedades de el o los materiales (módulo de elasticidad, conductividad,...) a emplear.

¿Qué condiciones de contorno imponemos sobre el sistema a estudiar?

También serán conocidas, pero deberemos estudiar si son o no importantes o influyentes en el tipo de análisis que vamos a realizar (puede darse el caso, por ejemplo, de que nuestro sistema esté sometido a un cambio brusco de temperatura, pero que deseemos realizar un análisis modal para conocer sus frecuencias naturales, en cuyo caso el resultado es independiente de esta condición). Una vez decididas las condiciones de contorno hemos de estudiar la forma de aplicarlas, si representan las condiciones reales del problema, si existe equilibrio (en el caso de que sea un análisis



estático),... *La imposición de condiciones de contorno apropiadas es una de las decisiones más complejas a la hora de realizar un análisis por Elementos Finitos.*

¿Qué resultados esperamos obtener?

Para poder saber si hemos realizado correctamente el análisis o si representa bien la realidad, deberemos tener una idea de cómo va a responder. Por ejemplo, si estamos analizando una tubería sometida a presión interior y los resultados nos indican que disminuye el radio deberemos pensar que hemos modelado mal el sistema, bien en la aplicación de las cargas, en el mallado, etc.

Una vez estudiados estos puntos se estará en disposición de realizar un análisis por Elementos Finitos, después del análisis y a la vista de los resultados conviene repasar los puntos que se han remarcado.

3.3. NO LINEALIDAD ESTRUCTURAL

El comportamiento no lineal de sólidos puede tomar 2 formas: no linealidad material y *no linealidad geométrica*. En lo que a este documento respecta nos interesaremos únicamente por la no linealidad geométrica fruto de las importantes diferencias existentes entre la geometría deformada y la indeformada (grandes desplazamientos) a causa de las inestabilidades analizadas en el Capítulo 2.

Las sustanciales diferencias mencionadas hacen que no sea posible obtener relaciones lineales entre desplazamientos y deformaciones o plantear el equilibrio respecto de la posición indeformada como vimos al analizar el pandeo de Euler.

Dado que es posible que el pandeo y la bifurcación del equilibrio se produzca incluso antes de que aparezcan deformaciones finitas será necesario considerar efectos no lineales de cara a la obtención de una solución lo más exacta posible.

El cálculo no lineal consiste básicamente en un método de resolución iterativo que en cada paso se aproxima a la solución buscada, a partir de la solución obtenida en el paso anterior. Es de suponer que cada nueva solución mejora a la anterior (convergencia), y el algoritmo de resolución se dará por terminado cuando se cumpla una determinada condición.

Como ya hemos comentado, la solución se actualiza a partir de la obtenida anteriormente, lo cual en un problema estructural con grandes desplazamientos supone que los parámetros correspondientes al vector desplazamiento se vayan modificando en cada paso de carga, con lo que la geometría en una iteración dada diferirá de la inicial, pudiendo aparecer nuevos esfuerzos provocados por las cargas aplicadas.

Un ejemplo claro de lo anterior se da para el caso del estudio de placas sometidas a ciertos estados de cargas y bajo ciertas hipótesis de contorno. Conforme aumentamos la carga la geometría en iteraciones sucesivas se va asemejando más a



la de una lámina por lo que aparecen esfuerzos de membrana "estabilizadores" imposibles de obtener mediante un análisis lineal.

En consonancia con la nomenclatura empleada en los apartados anteriores, en un problema no lineal deberemos resolver una serie de ecuaciones algebraicas de la forma:

$$[\Phi(u)] = [P] - \{K(u)\} = 0 \quad (3.14)$$

En el sistema anterior u es el conjunto de parámetros de discretización (parámetros geométricos en nuestro caso), $[P]$ es un vector independiente de los parámetros, y $\{K\}$ un vector dependiente de los parámetros.

Para obtener respuestas realistas es necesario tener un conocimiento físico de la naturaleza del problema y normalmente, utilizar incrementos con pasos pequeños a partir de soluciones conocidas, principalmente en los casos en los que la curva carga/desplazamiento presenta bifurcaciones a ciertos niveles de carga.

3.3.1. EL MÉTODO DE NEWTON-RAPHSON

El método de Newton-Raphson es el método de convergencia más rápido para solución de problemas en los que sólo se hace una evaluación de Φ en cada iteración, y se incluye en este documento por ser utilizado por ANSYS como herramienta en la resolución de problemas no lineales.

El problema general busca una solución del tipo

$$[\Phi_{n+1}] = [\Phi(u_{n+1})] = [P_{n+1}] - \{K(u_{n+1})\} = 0 \quad (3.15)$$

obtenida a partir de una solución conocida $u = u_n$, $[\Phi_n] = 0$, $[P] = [P_n]$

Desarrollando en serie de Taylor el sistema $[\Phi]$ y truncando a partir del segundo término obtenemos una aproximación de la solución de la forma

$$[\Phi(u_{n+1}^{i+1})] \approx [\Phi(u_{n+1}^i)] + \left(\frac{\partial[\Phi]}{\partial u} \right)_{n+1}^i du_n^i = 0 \quad (3.16)$$

donde i es un contador que indica el número de la iteración.

Sustituyendo (3.16) en (3.15), la matriz de rigidez tangente vendrá dada por:

$$\{K_T\} = - \frac{\partial[\Phi]}{\partial u} \quad (3.17)$$

Resultando la siguiente expresión para las soluciones iterativas:

$$\{K_T^i\} du_n^i = [\Phi_{n+1}^i] \Rightarrow du_n^i = \{K_T^i\}^{-1} [\Phi_{n+1}^i] \quad (3.18)$$



Una serie de aproximaciones sucesivas nos llevará a la solución buscada en base a un cierto criterio establecido

$$\mathbf{u}_{n+1}^{i+1} = \mathbf{u}_{n+1}^i + d\mathbf{u}_{n+1}^i = \mathbf{u}_n + \Delta\mathbf{u}_n^i \quad \text{donde} \quad \Delta\mathbf{u}_n^i = \sum_{k=1}^i d\mathbf{u}_n^k$$

El proceso se ilustra en la Figura 3.8 para mayor claridad.

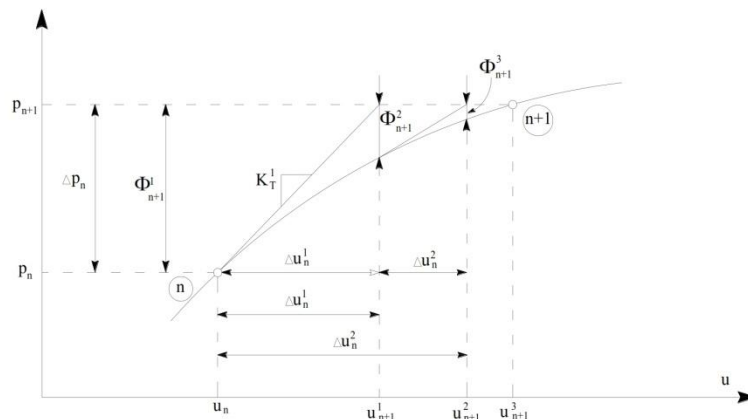


Figura 3.3. Proceso iterativo de Newton-Raphson

Como puede observarse en la gráfica anterior, este método presenta el inconveniente de requerir el cálculo de la matriz de rigidez en cada paso, y la gran ventaja de proporcionar una velocidad de convergencia cuadrática en la mayoría de los casos.

En la figura se observan también claramente los “pasos de carga” y los distintos subpasos que éstos engloban. En las situaciones de interés para el proyecto que nos ocupa estos subpasos de carga se deberán al incremento paulatino de las *cargas que actúan sobre la estructura*, hasta alcanzar un cierto valor establecido o converger a la solución deseada en base a un determinado criterio.

3.4. INTRODUCCIÓN A ANSYS

En este apartado se pretende continuar con la presentación de herramientas que nos permitan resolver problemas asociados a los fenómenos introducidos en el Capítulo 2; herramientas que incorporaremos a los desarrollos teóricos incluidos en dicho capítulo. En concreto realizaremos una aproximación al programa de cálculo ANSYS, el cual, en base a los métodos numéricos presentados en apartados anteriores, nos permitirá reproducir modelos matemáticos de los problemas planteados en el apartado de *Objetivos generales* (pág. v).



Estos problemas esbozados brevemente en la introducción de este documento serán descritos con mayor detalle en el Capítulo 4. En dicho capítulo serán además modelados y resueltos mediante ANSYS, buscando así valorar la aptitud de esta herramienta para la reproducción de fenómenos de inestabilidad, enfocando esta valoración desde un punto de vista marcadamente docente.

3.4.1. CARACTERÍSTICAS GENERALES Y FUENTES DE ERROR

ANSYS es un programa para el cálculo computacional basado en el MEF, con aplicabilidad a una amplia variedad de problemas habituales en la ingeniería.

Este programa cuenta con más de 100.000 líneas de código que le permiten la implementación de análisis estáticos y dinámicos en cálculos de estructuras, así como en problemas de transferencia de calor, fluidos y electromagnetismo.

Como es habitual en todos los programas para cálculo por elementos finitos ANSYS dispone de **tres módulos de trabajo**:

• **Pre-procesador**: Donde se prepara el modelo para el cálculo. En él se realizan las operaciones de:

- Dibujo del modelo, o importación si se ha generado por medio de un sistema CAD que genere ficheros compatibles.
- Selección del tipo de elemento o elementos a emplear. En función del tipo de cálculos a realizar, estos programas suelen disponer de diferentes tipos de elementos que son especiales para cada aplicación. Por ejemplo, suelen tener elementos especiales para cálculos de tensiones planas, tensiones 3D, electrostática, magnetostática, elementos de contacto, etc.
- Selección de los materiales a emplear, que pueden obtenerse por librerías, o ser definidos por el usuario. Esto último es común cuando se emplean materiales de propiedades no lineales o materiales anisótropos.
- Asignación de elemento y propiedades de materiales a los diferentes componentes del modelo.
- Mallado de los componentes del modelo.
- Aplicación de las cargas exteriores (puntuales, lineales o superficiales).
- Aplicación de las condiciones de contorno del modelo.

• **Solución**: Es la parte del programa que realiza todo el cálculo del MEF y genera las soluciones. Los pasos que abarca son los siguientes:

- Selección del tipo de cálculo a realizar, por ejemplo si es un análisis transitorio, en régimen armónico, estático, de **pandeo**, etc.
- Configuración de los parámetros de cálculo. Selección de intervalos de tiempo, norma del error, número de iteraciones, etc.



- Inicio del cálculo: el programa empieza transfiriendo las cargas al modelo, genera las matrices de rigidez, realiza la triangulación de la matriz, resuelve el sistema de ecuaciones y genera la solución.

• **Post-procesador:** es la herramienta que permite la representación gráfica de los resultados, así como resultados indirectos que se pueden obtener operando las soluciones del modelo.

Pese a la potencia computacional aportada por el programa, el factor principal para conseguir una aceptable aproximación de los resultados finales con los reales pasará inevitablemente por la *aplicación de unos conocimientos mínimos por parte del usuario* en cuanto a los métodos empleados por el programa, y sobre todo, en cuanto a las posibles fuente de error, tales como:

1. Número de elementos utilizados, que deberá ser suficiente (pero no excesivo) para el tipo de problema en cuestión. Un mayor número de elementos supone un mayor coste computacional, así que deberemos ser conscientes de si el refinamiento de la malla "merece la pena" en cuanto a "mejora" de la solución.
2. La geometría del objeto que se deseé analizar, que puede generar errores en la solución, debido a que si el mallado realizado no mantiene ciertos parámetros (como los ángulos de las aristas o las relaciones de tamaño en las aristas) dentro de un rango predeterminado, el método puede fallar en un punto, lo cual afecta a la convergencia del sistema.
3. Debido a la utilización de un rango discreto en cuanto a las propiedades de la materia, se debe aumentar la cantidad de puntos en el mallado del objeto en los puntos en que el gradiente de la propiedad analizada sea muy grande para obtener resultados más precisos.
4. El tipo de elemento, así como algunas propiedades son ingresadas de forma manual por el usuario, lo cual genera errores de tipo humano en la utilización de ANSYS, para los que el programa no generará alerta alguna. Se hace conveniente por ello la validación de la solución mediante comparación de ésta con la obtenida por aplicación del mismo análisis a un modelo más sencillo.

El siguiente esquema resume el proceso a seguir en la utilización de cualquier tipo de programa de cálculo basado en el MEF como el que nos ocupa en este caso.

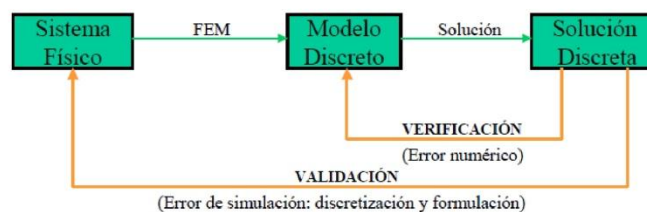


Figura 3.4. Esquema de cálculo basado en el MEF



3.4.2. ANÁLISIS DE PANDEO. ANÁLISIS LINEAL vs. NO LINEAL

El módulo de *Solución* de ANSYS anteriormente introducido permite, entre otras posibilidades, realizar un 'Análisis de Pandeo' (Buckling Analysis) de la estructura, mediante el cual podremos determinar, para un sistema con una geometría concreta y bajo un determinado régimen de carga y condiciones de contorno, los valores de las cargas para los cuales la estructura se vuelve inestable, así como el modo en el que dicha inestabilidad se manifestará (modos de pandeo).

Una vez seleccionado el 'Análisis de Pandeo', ANSYS permite elegir entre 2 posibilidades: ejecutar un análisis LINEAL (Eigenvalue) o uno NO LINEAL (análisis estático con consideración de grandes desplazamientos → NLGEOM, on).

Como ya se razonó en el capítulo anterior, estos análisis pueden arrojar resultados muy diferentes en determinados casos de geometría y carga, por lo que intentaremos esbozar a continuación las principales diferencias entre uno y otro.

3.4.2.2. ANÁLISIS LINEAL DEL PANDEO

La ejecución de un análisis lineal de pandeo establece un valor de la carga de pandeo basado en las teorías clásicas planteadas en el Capítulo 2, aplicadas a una estructura lineal y elástica, y por tanto, determina los puntos de *bifurcación del equilibrio*, resolviendo un problema de autovalores, que proporciona los factores de pandeo (λ_i) para las cargas (todas, incluidas las gravitacionales) definidas sobre el modelo:

$$([K_0] + \lambda_i[K_G]) \cdot \{\Phi\} = \{0\} \quad (3.19)$$

Para este tipo de análisis, las imperfecciones y las "no linealidades" no pueden ser tenidas en cuenta, lo cual conduce en ocasiones a resultados "ideales" del lado de la "inseguridad" respecto a la situación real.

3.4.2.1. ANÁLISIS NO LINEAL DEL PANDEO

Es el que ofrece una aproximación más exacta al comportamiento real, utilizando para ello un análisis estático no lineal, que como ya sabemos consiste en el incremento gradual de la carga hasta alcanzar un cierto valor definido.

La ejecución de un análisis no lineal nos permitirá incluir determinados aspectos tales como imperfecciones iniciales o grandes desplazamientos. Además, mediante el análisis no lineal, será posible realizar un seguimiento del comportamiento de la estructura una vez alcanzado el pandeo, en el caso de que la aparición de la inestabilidad no suponga el fin de la capacidad de resistir carga por parte de la estructura (ej: abolladura en placas o snap trough (ver Figura 4.2)).

La inclusión de las imperfecciones anteriormente mencionadas dará lugar a un valor de la carga crítica inferior al previsto mediante el análisis lineal, tal y como se aprecia en la Figura 3.5. Estas y otras figuras mostradas en sucesivos apartados han sido obtenidas directamente de la "Ayuda" del propio programa [31], cuya consulta se



recomienda de cara a ampliar los conceptos aquí tratados, así como otros más básicos pero igualmente necesarios a la hora de ejecutar los análisis deseados.

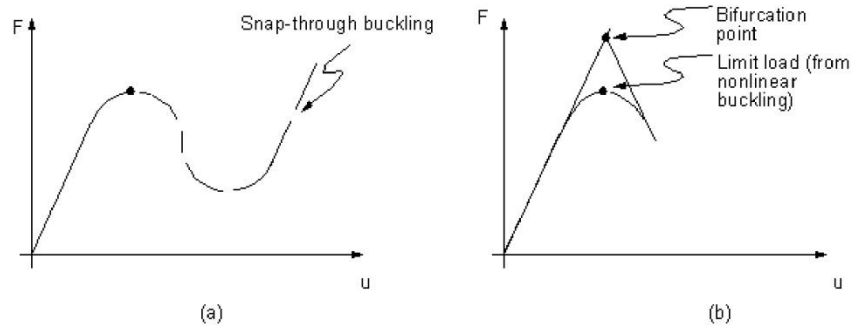


Figura 3.5. Análisis No Lineal (a) y Lineal (b) de un mismo problema

Como se observa en la figura, el análisis no lineal arroja un valor de la carga crítica que se encuentra por debajo del determinado por el análisis lineal (Fig. 3.5.(b)), que relaciona la aparición de la inestabilidad con el punto de bifurcación teórico.

3.4.3. ASPECTOS FUNDAMENTALES DEL ANÁLISIS NO LINEAL

El análisis no lineal en ANSYS consiste en la ejecución de un análisis estático con el comando `[NLGEOM,on]` activado, que permite los grandes desplazamientos hasta alcanzar la carga crítica, o una carga máxima previamente establecida.

ANSYS emplea una aproximación mediante el método de Newton-Raphson para la resolución del problema no lineal, lo cual justifica el desarrollo del mismo en el capítulo anterior.

Como se aprecia en la Figura 3.6, el proceso iterativo requiere de unos pasos de carga (que pueden dividirse a su vez en subpasos), que permitan la convergencia de la solución hasta el entorno de un valor esperado.

Dado que, como hemos comentado, el análisis lineal del pandeo arroja un valor de la carga crítica que usualmente excede al calculado mediante el análisis no lineal, es recomendable que con vistas a definir el *valor máximo para el paso de carga*, se realice un análisis lineal previo (eigenvalue analysis). En el Apartado 3.3 se recogía la necesidad que los incrementos de carga sean lo suficientemente pequeños para una correcta convergencia de la solución.

ANSYS permite al usuario introducir manualmente criterios tales como los correspondientes a los incrementos de carga, pero también admite la posibilidad (por defecto) de la determinación automática de los pasos de carga (load stepping) con objeto de prevenir problemas de convergencia.

Otro tipo de problemas de convergencia pueden darse en casos en los que el sistema bajo estudio alcance un punto de inestabilidad que lo conduzca a una nueva



posición de equilibrio (snap trough (ver Figura 4.2)). Para estas situaciones es conveniente activar un esquema iterativo diferente al recogido por la Figura 3.8 denominado *arc-length method*; esquema que se recoge en la siguiente figura.

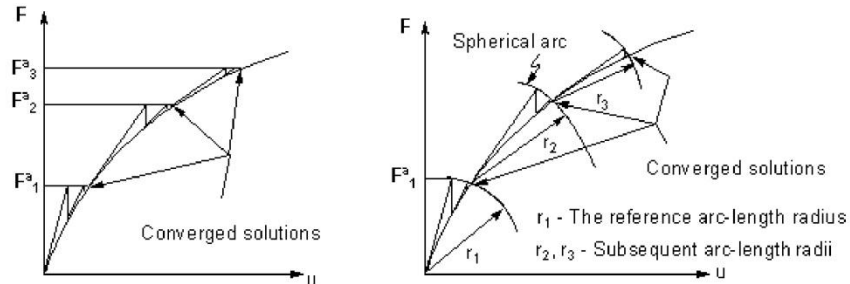


Figura 3.6. Método arc-length vs. método de Newton-Raphson

En cualquier caso, la no convergencia de la solución, no implica necesariamente que se haya alcanzado la máxima capacidad de carga del sistema tal y como muestra la Figura 3.5, sino que puede ser debida a inestabilidades numéricas que podrían solucionarse mediante un refinamiento del modelo.

Un último aspecto a tener en cuenta será el comportamiento de las cargas durante la deformación de la estructura. Determinadas cargas como las fuerzas concentradas o las fuerzas de inercia conservarán la misma dirección de aplicación que tenían al inicio del análisis, pero otras como las cargas de presión se actualizarán al mismo tiempo que lo hace la geometría del modelo, manteniéndose siempre perpendicular a la superficie de aplicación. Estos y otros aspectos deberán ser tenidos en cuenta a la hora de modelar.

3.4.4. ALGUNAS FAMILIAS DE ELEMENTOS

Una familia de elementos engloba a un cierto tipo de elementos con características comunes, tales como:

- Geometría (elementos bidimensionales, tridimensionales, planos,...).
- Número de nodos (afecta al número de puntos para los cuales se realizará la aproximación exacta de la solución, y por tanto a las funciones de forma que aproximarán los valores de la misma en el resto del sistema continuo).
- Grados de libertad de los nodos.
- etc.

Trataremos de describir brevemente en este apartado las características fundamentales de los elementos que se han utilizado para el modelado de los fenómenos, con objeto de justificar dicha utilización.

Es uno de los objetivos de este proyecto la comprobación de la sensibilidad de los resultados ante la utilización de uno u otro elemento de entre los que componen



una serie o familia, por lo que se dejará para más adelante la discusión sobre cuál de los elementos descritos a continuación resulta más adecuado para cada uno de los fenómenos a simular.

3.4.4.1. ELEMENTOS “BEAM”

Los elementos BEAM son *elementos uniaxiales* que pueden estar sometidos a tensión, compresión y flexión. De entre todos ellos nos interesaremos en concreto por los tipos BEAM3 y BEAM4 muy utilizados en *estructuras de barras*, y por la serie 180 que incluye los tipos BEAM188 y BEAM189. Estos últimos incluyen los efectos de la deformación por cortante y de rigidización por tensión, y como ya veremos son muy apropiados para analizar estructuras en las que aparezcan *fenómenos de inestabilidad lateral o por torsión* (como en el caso de pandeo lateral que corresponde con uno de los modelos reproducidos para este proyecto).

3.4.4.1.1. BEAM3 Y BEAM4

El elemento BEAM3 tiene tres grados de libertad en cada nodo: traslaciones en las direcciones X e Y y rotación alrededor del eje Z. La Figura 3.7 muestra la geometría y sistema coordenado del elemento. La comprensión del sistema coordenado resulta fundamental a la hora de aplicar cargas distribuidas (presiones) sobre los elementos; las presiones normales positivas actúan hacia el elemento, de la forma indicada por los números encerrados en círculo en dicha figura.

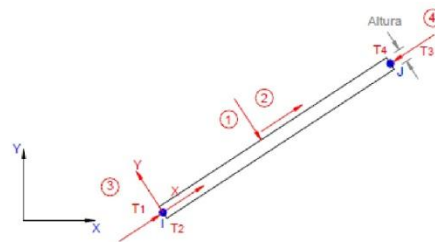


Figura 3.7. Elemento BEAM3

El elemento requiere de la definición del área transversal, el momento de inercia del área (fundamental si existe flexión), la altura de la sección transversal y una deformación inicial (si existe).

El elemento BEAM4 es similar al elemento BEAM3, pero se utiliza en *análisis tridimensionales*. Tiene seis grados de libertad en cada nodo: tres traslaciones y tres rotaciones. El elemento puede definirse con dos nodos (al igual que el elemento BEAM3) o con tres nodos; en este caso, el tercer nodo se usa para orientar la sección transversal del elemento en el espacio, aunque esta misma tarea

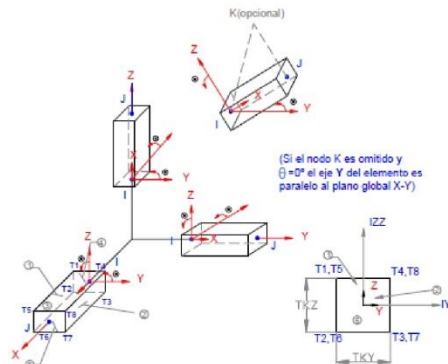


Figura 3.8. Elemento BEAM4



puede llevarse a cabo indicando un ángulo de orientación (θ) en sus constantes reales. Las cargas del elemento se definen según las direcciones indicadas en la Figura 4.5.

Para usar el elemento se deben definir su área transversal, los momentos de inercia alrededor de los tres ejes, el espesor de la sección en las direcciones Y y Z (en coordenadas del elemento), la deformación inicial (si existe) y las constantes de deflexión por cortante (ShearY y ShearZ) si se desea tener en cuenta este efecto.

3.4.4.1.2. SERIE180: BEAM188 Y BEAM189

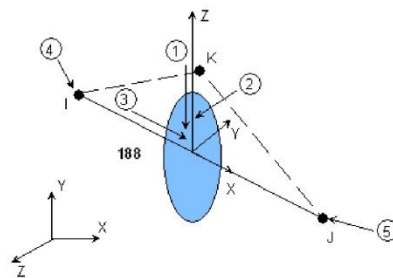


Figura 3.9. Elemento BEAM188

dependiendo del valor que asignemos al argumento de entrada KEYOPT(1). Cuando KEYOPT(1)=0 (por defecto) tendremos 6 grados de libertad en cada nodo (tres traslaciones y tres rotaciones según los ejes X,Y y Z); para KEYOPT(1)=1 se activa un *séptimo grado de libertad que tienen en cuenta el alabeo del elemento* (y por tanto de la estructura).

El elemento también incluye efectos de *rigidización por tensión* al ejecutar un análisis con [NLGEOM,on], es decir, cuando ejecutamos un análisis no lineal.

Todas estas características lo convierten en un elemento idóneo para modelar en casos en los que resulte previsible la aparición de **problemas de estabilidad lateral, torsional o por flexión**, como ocurre en el 2º de los casos planteados en el apartado introductorio de este proyecto

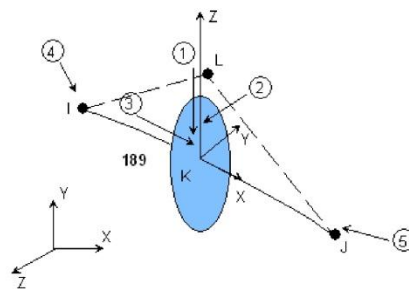


Figura 3.10. Elemento BEAM189

El elemento BEAM188 es apropiado para analizar estructuras esbeltas o moderadamente delgadas, basándose en la teoría de Timoshenko para vigas. Los efectos de la *deformación tangencial* se incluyen en este tipo de elemento.

El BEAM188 es un elemento 3-D lineal o cuadrático (2 ó 3 nodos, estando el 3º destinado a orientar el elemento) como se muestra en la Figura 4.6; con 6 ó 7 grados de libertad en cada nodo,

El elemento BEAM 189 es muy parecido al BEAM188, con la única diferencia de presentar 3 nodos (elemento cuadrático), siendo aún más adecuado para analizar problemas con grandes rotaciones y/o deformaciones.



3.4.4.2. ELEMENTOS "SHELL"

Los elementos SHELL encuentran *gran aplicación en el modelado de estructuras hechas a partir de láminas o en elementos de pared delgada*. Algunas variaciones de este elemento (SHELL91) pueden utilizarse para modelar varias capas de elementos delgados, como ocurre en el modelado de materiales compuestos.

3.4.4.2.1. SHELL 63 Y SHELL93

El elemento SHELL63 representado en la Figura 3.11 se define por cuatro nodos, y cada nodo tiene seis grados de libertad: tres de traslación y tres de rotación. Los ejes coordenados X y Y del elemento se definen en el mismo plano del elemento. El elemento tiene un espesor que se define en sus constantes reales; el espesor puede variar dentro del elemento. Además, el sistema coordenado del elemento define una cara superior (*Top*, número 1 en la Figura 3.11) e inferior (*Bottom*, número 2 en la Figura 3.11). Los números encerrados en círculo definen la identificación y dirección positiva de aplicación de cargas sobre las caras.

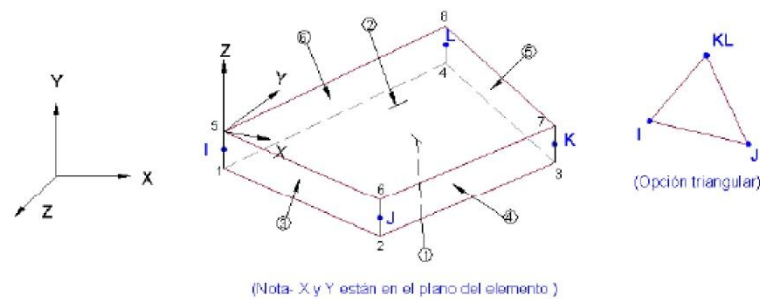


Figura 3.11. Elemento SHELL63

El elemento SHELL93 se muestra en la Figura 3.12. Este elemento es similar al SHELL63, pero define un nodo adicional en la mitad de sus caras, completando así ocho nodos por elemento. Es *muy apropiado para modelar cuerpos con superficies curvas*. El elemento puede usarse con forma triangular.

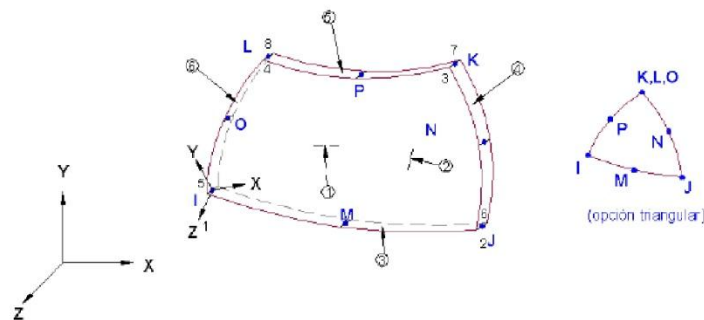


Figura 3.12. Elemento SHELL93



Anexo F. Diseño y análisis de un chasis formula SAE

Design, Analysis and Testing of a Formula SAE Car Chassis

William B. Riley and Albert R. George
Cornell University

Reprinted From: Proceedings of the 2002 SAE Motorsports
Engineering Conference and Exhibition
(P-382)

SAE *International*[™]

Motorsports Engineering
Conference & Exhibition
Indianapolis, Indiana
December 2-5, 2002

400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA 15096-0001 U.S.A. Tel: (724) 776-4841 Fax: (724) 776-5760 Web: www.sae.org

All rights reserved. No part of this publication may be reproduced, stored in a retrieval system, or transmitted, in any form or by any means, electronic, mechanical, photocopying, recording, or otherwise, without the prior written permission of SAE.

For permission and licensing requests contact:

SAE Permissions
400 Commonwealth Drive
Warrendale, PA 15096-0001-USA
Email: permissions@sae.org
Fax: 724-772-4028
Tel: 724-772-4891



For multiple print copies contact:

SAE Customer Service
Tel: 877-606-7323 (inside USA and Canada)
Tel: 724-776-4970 (outside USA)
Fax: 724-776-1615
Email: CustomerService@sae.org

ISSN 0148-7191
Copyright © 2002 SAE International

Positions and opinions advanced in this paper are those of the author(s) and not necessarily those of SAE. The author is solely responsible for the content of the paper. A process is available by which discussions will be printed with the paper if it is published in SAE Transactions.

Persons wishing to submit papers to be considered for presentation or publication by SAE should send the manuscript or a 300 word abstract of a proposed manuscript to: Secretary, Engineering Meetings Board, SAE.

Printed in USA

Design, Analysis and Testing of a Formula SAE Car Chassis

William B. Riley¹ and Albert R. George
Cornell University

Copyright © 2002 SAE International

ABSTRACT

This paper is taken from work completed by the first author as a member of the 1999 Cornell University Formula SAE Team and discusses several of the concepts and methods of frame design, with an emphasis on their applicability to FSAE cars. The paper introduces several of the key concepts of frame design both analytical and experimental. The different loading conditions and requirements of the vehicle frame are first discussed focusing on road inputs and load paths within the structure. Next a simple spring model is developed to determine targets for frame and overall chassis stiffness. This model examines the frame and overall chassis torsional stiffness relative to the suspension spring and anti-roll bar rates. A finite element model is next developed to enable the analysis of different frame concepts. Some modeling guidelines are presented for both frames in isolation as well as the assembled vehicle including suspension. Finally, different experimental techniques are presented to determine what stiffness is actually achieved from a constructed vehicle. A comparison of frames tested in isolation versus whole vehicle testing is made, and a simple whole-car chassis torsion test method is discussed.

INTRODUCTION

This paper examines several aspects of vehicular frame design, with an emphasis on application to an open-wheeled, space-frame racecar chassis, as is used in Formula SAE (FSAE). The FSAE competition is sponsored by the Society of Automotive Engineers (SAE).

Some key questions that have been raised from year to year in designing FSAE cars at Cornell University are: What is the best way to transfer the loads through the structure? What are the deformation modes of the structure? How stiff should the frame be in each of the deformation modes? How does the frame stiffness affect the dynamic response of the car? All of these

questions are discussed to varying degrees in this paper.

VEHICLE LOADING

The first step to designing a vehicle frame, or any structure, is to understand the different loads acting on the structure. The main deformation modes for an automotive chassis are given in [8] as:

1. Longitudinal Torsion
2. Vertical Bending
3. Lateral Bending
4. Horizontal Lozenging

1. Longitudinal Torsion

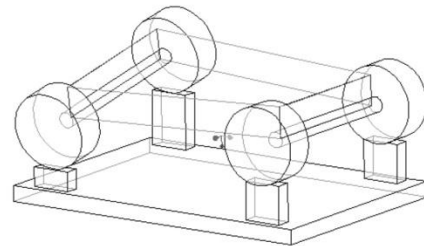


Figure 1: Longitudinal Torsion Deformation Mode

Torsion loads result from applied loads acting on one or two oppositely opposed corners of the car. The frame can be thought of as a torsion spring connecting the two ends where the suspension loads act. Torsional loading and the accompanying deformation of the frame and suspension parts can affect the handling and performance of the car. The resistance to torsional deformation is often quoted as stiffness in foot-pounds per degree. This is generally thought to be the primary determinant of frame performance for a FSAE racecar.

¹ Currently with Ford Motor Company

2. Vertical Bending

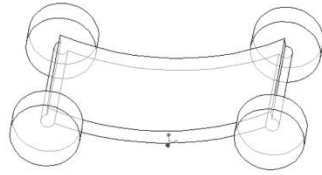


Figure 2: Vertical Bending Deformation Mode

The weight of the driver and components mounted to the frame, such as the engine and other parts, are carried in bending through the car frame. The reactions are taken up at the axles. Vertical accelerations can raise or lower the magnitude of these forces.

3. Lateral Bending

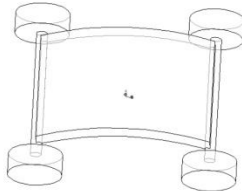


Figure 3: Lateral Bending Deformation Mode

Lateral bending loads are induced in the frame for various reasons, such as road camber, side wind loads and centrifugal forces caused by cornering. The sideways forces will act along the length of the car and will be resisted at the tires. This causes a lateral load and resultant bending.

4. Horizontal Lozenging

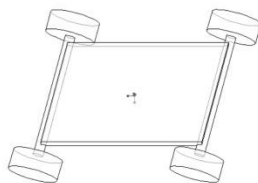


Figure 4: Horizontal Lozenging Deformation Mode

Forward and backward forces applied at opposite wheels cause this deformation. These forces may be caused by vertical variations in the pavement or the reaction from the road driving the car forward. These forces tend to distort the frame into a parallelogram shape as shown in the figure.

It is generally thought that if torsional and vertical bending stiffness are satisfactory then the structure will generally be satisfactory. Torsional stiffness is generally the most important as the total cornering traction is a function of lateral weight transfer.

STRAIN GAUGE DATA

The magnitude of the loads mentioned in the proceeding section changes with the operating mode of the car. Based on over ten years of experience with Cornell FSAE cars, parts designed to withstand both individual and combined 3.5 g bump, 1.5 g braking and 1.5 g lateral acceleration have been found to meet durability requirements. Thus, these loads have to be considered individually and together.

To verify these historical guidelines the 1998 Cornell Car was instrumented with strain gauges on the major suspension links. The strain gauge data was recorded at 100 Hz while the car was driven through several different representative tracks and situations. Some data from a skid pad run is shown below.

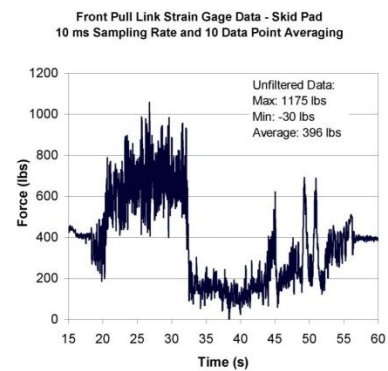


Figure 5: Strain Gauge Data

In one particular run the peak vertical force encountered on the corner of the car was 450 pounds, which corresponded to a vertical acceleration of 3.6 g's, assuming a 125 pound corner weight. This results in a stress of 19 KSI in a 0.5 in diameter pull link with a 0.028 in wall thickness.

The strain gauge data can also be used to gain insight in to the natural frequencies of the vehicle. This is accomplished by transforming the data from the time domain to the frequency domain and plotting the response. Taking one of the data files a fast Fourier transform was performed on the entire time history. Then plotting the coefficients versus the appropriate frequency we can observe spikes at the natural frequency of the system. For the first sample plot, we note a high-response at low frequencies, say below 2 Hz. There is another significant spike at roughly 5 Hz

and periodic spikes occurring at 8, 11, 15 Hz and so on. If we compare this data to an ANSYS natural frequency response prediction (albeit for a different car – the 1999 car), presented later, we observe the behavior is very similar. The peak at 5 Hz is not present on the ANSYS frequency response prediction. This suggests there may be something not accounted for in the ANSYS analysis, since the mass distribution and stiffness between the two cars is fundamentally the same.

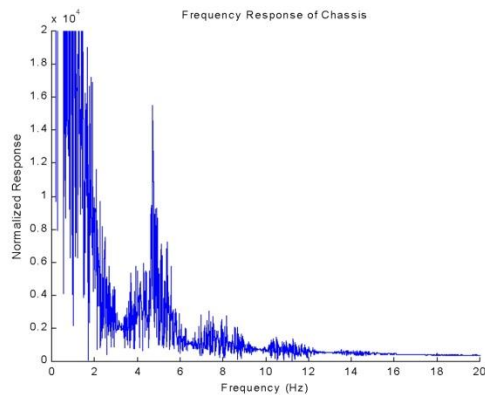


Figure 6: Strain Gauge Data

One possible source for the 5 Hz spike is the input from the rotationally unbalanced wheels. The strain gauge data was collected while the car drove around the skid pad. To check to see if the 5 Hz frequency is approximately correct, we can calculate roughly what the wheel frequency would have been on the skid pad. The calculation is simply the velocity of the car divided by the circumference of the wheel. Using an estimated car velocities in the test we get a frequency range of between 4-9 Hz. This shows that the peak around 5 Hz could easily be the rotary unbalance force.

We can also check to see above what frequencies the finite tire contact patch begins filtering out load inputs. Using the contact patch size we can find that frequencies over roughly 8 Hz should be filtered out for a quickly moving car. This doesn't account for engine or driver excited resonance at higher frequencies, simply the forcing done by the road on the car.

So, we see that generally, the 5 Hz spike can be accounted for by the unbalanced wheels. To check this hypothesis, a portion of the data was analyzed using the FFT and following the same procedure as outlined above. In this case, only the first few seconds were analyzed. During this time the car was mostly at rest or moving at only low speed. For this test we saw that the 5 Hz spike was missing, though the data was otherwise very similar to before. The magnitude of the responses were reduced, which makes sense given the lower force inputs in the second case. Presumably better balancing

of the rotating components could reduce the exciting forces acting at this frequency.

CHASSIS STIFFNESS TARGETS

With the loading conditions discussed above it should now be possible to design the frame to be strong enough not to fail under the global loads acting on it for the different load cases. Just as importantly, however, is the stiffness of the entire chassis structure that affects the proper vehicle dynamics and handling. How stiff to make the structure is extremely difficult to determine empirically, and has to instead be based on experience gathered mostly from driver feedback. One way to approach the problem analytically is to examine how much of the overall vehicle compliance occurs in the structure compared to the deflections in the spring and tire. Obviously for an infinitely rigid chassis the car will respond only to the spring, damper and anti-roll bar changes. Some stiffness approaching the infinite case, then, should provide a stable platform for the suspension to do its job. A simple math model to examine this problem is to model the vehicle encountering a one wheel bump.

DEVELOPMENT OF ONE WHEEL BUMP MODEL

To look at the relative contributions of the spring, tire, suspension structure and frame structure we construct a series spring model of the vehicle encountering a one wheel bump. For beginning the model it is necessary to determine how to combine the effects of both linear springs (suspension springs) and torsion springs (frame and other chassis contributions).

To begin developing the model consider two tubes or other torsional members welded together, cantilevered from a wall, and loaded in torsion as shown below.

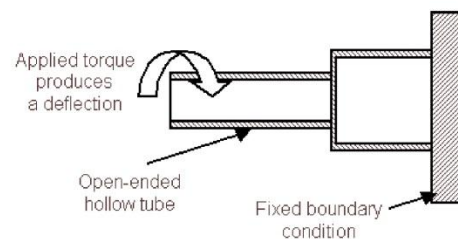


Figure 7: Tubes in Series

Here the tubes are shown in series. The deflection that occurs at the end of the assembly has a component from each of the two tubes. The stiffness, then, is also a function of the stiffness of each tube. If we use d to represent the flexibility of each tube then the flexibility of the system is just

$$d_{total} = d_1 + d_2$$

The stiffness is the inverse of the flexibility, which for the entire two-tube system can be found from

$$\frac{1}{K_{total}} = \frac{1}{K_1} + \frac{1}{K_2}$$

Which is the generic equation of stiffness for springs in series. If we had additional springs they would simply be taken into account by another term at the end of the equation. Another useful expression to model suspension effects will be to find the equivalent torsional stiffness for a linear spring at the end of a bar. A diagram is shown below.

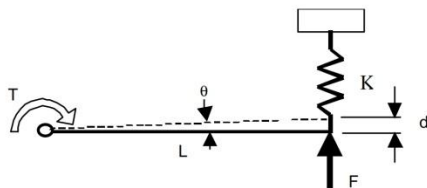


Figure 8: Linear to Torsion Spring

The diagram depicts a bar, pinned at one end, and connected to a linear spring at the other. The spring is fixed to ground at one end. From this information we wish to find the equivalent torsional spring constant for the system. For this calculation we need to find the torque the linear force is producing about the joint, and the angle the bar is moved through. While the diagram shows the force, F, and the displacement, d, we in fact know the spring constant, K_L . Knowing either K_L or F and d the other quantities can be calculated.

If we express K_T , the torsional spring stiffness, in units of in-lbs/radian then the equivalent linear spring stiffness, expressed in lbs/in and approximated using the small angle approximation is:

$$K_T \cong L^2 \cdot K_L$$

It is also possible to convert from torsional to linear spring stiffness in a similar manner. Performing the analysis we would find the general equation is

$$K_L \cong \frac{K_T}{L^2}$$

Now that we can model both torsion and linear springs in the same system, it is possible to build a model of all the compliant members in an automotive chassis. Depending on the desired complexity, different elements can be included or ignored in the model. The simplest model we will consider is to calculate the chassis stiffness for a rigid frame and compliant springs. In this model we assume the frame and suspension members are all infinitely stiff, and only the actual suspension springs themselves allow for any deflection. A picture of this model is shown below.

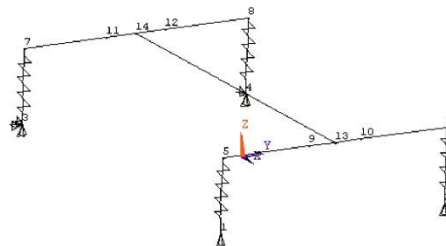


Figure 9: Vehicle Stick Model – Compliant Springs

The load is applied at the front left wheel (positive x and y direction). The other wheels are all constrained from motion in the vertical direction. We are neglecting forces and movement other than in the vertical direction, though the actual constraints are shown above. If we draw a free-body diagram of the model and solve using the sum of forces and moments we can determine that the changes in forces at all four wheels are equal. The back right wheel force is of the same direction as the applied load, while the other two wheels have their forces acting in the opposite direction, or trying to hold the car down. If we apply a force greater than the weight on those two wheels we would lift our car frame off the ground. For the purposes of this example, and in real world testing, we can assume that we have added weight to those corners to limit wheel lift. (The forces and deflections we are considering are all differences from the pre-existing forces/deflections that result from the car supporting its own weight.)

Since the force applied at each wheel is equal, call it F, the deflection of the spring at that wheel can be calculated if we know the spring constant, by the simple expression $F=Kx$. If we assume that each spring has the same rate, then the deflection of each spring will be equal. (If the springs have different rates, front/rear or even side-to-side, the method will still yield accurate results, but the relative motion of the nodes will change) Note in the figure the node numbers given. We constrained vertically three nodes, 1, 3 and 4. The four springs representing the suspension at the four corners of the car are all acting in series to resist the motion of the left wheel, or node 2. Therefore, the total response of the wheel, reacting against some applied load can be found by the following expression:

$$\frac{1}{K_{total}} = \frac{1}{K_1} + \frac{1}{K_2} + \frac{1}{K_3} + \frac{1}{K_4}$$

Here the subscripts simply denote each of the four springs.

The next model to consider is to represent the torsional compliance of the frame alone, a diagram of which is shown below.

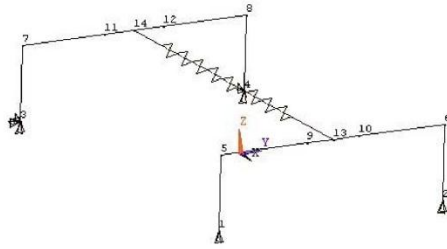


Figure 10: Vehicle Stick Model – Compliant Frame

In the above model a force applied at node 2, the contact patch, causes a torsional deflection in the frame. Since the other suspension elements are fixed, no other deflections occur. All other nodes remain at their initial position. Node 6 moves through a vertical deflection corresponding to the equivalent linear rate of the frame torsion spring. If the frame stiffness measured in ft-lbs/degree is equivalent to 100 lbs/in, then from a 100lb load node 2 deflects 1". It should be noted that the angle of the bar connecting nodes 5 and 6 will change during this condition, but we are considering only vertical deflections at this time.

Now we can use the principal of superposition to show that considering deflections from both the translational suspension springs and the frame torsion spring produces a deflection that is the sum of deflections occurring in each element. The spring-model considering the suspension and frame springs is shown below.

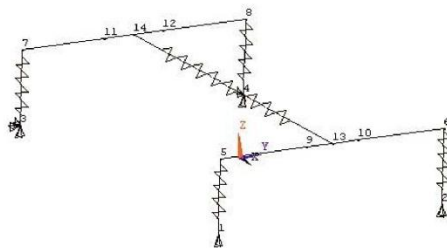


Figure 11: Vehicle Stick Model – Compliant Springs and Frame

The simple expression describing this behavior is as follows:

$$\frac{1}{K_{total}} = \frac{1}{K_1} + \frac{1}{K_2} + \frac{1}{K_3} + \frac{1}{K_4} + \frac{1}{K_5}$$

Note that K_5 is simply the spring constant of the torsion springs. In order to use this equation we must use consistent values of spring constants – either all translational spring values or all torsion spring values. We can convert back and forth by knowing the track and using the expression developed earlier in this section.

The suspension members, such as wishbones and rockers, also contribute compliance to the overall chassis system. This could be shown graphically as another torsion spring in series with the frame, and can be included in our whole-car stiffness equation. Also, note that we need to use the installed spring rate for each suspension spring. This installed spring rate will be the spring rate divided by the motion ratio squared. The squared term arises because the motion ratio affects both the force transmitted and the displacement the spring moves through. (Conservation of energy is one way to show the motion ratio must be squared.) A mathematical description of the complete system, using more description variable names is given below:

$$\frac{1}{K_{chassis}} = \frac{1}{K_{frame}} + \frac{1}{K_{suspension}} + \frac{r_1^2}{K_{spring\ 1}} + \dots$$

$$\frac{r_2^2}{K_{spring\ 2}} + \frac{r_3^2}{K_{spring\ 3}} + \frac{r_4^2}{K_{spring\ 4}}$$

The variable r in the above expression is the motion ratio of the corresponding spring. Again, the units of spring stiffness must be consistently measured in equivalent stiffness for either a linear spring or rotary spring.

GRAPHICAL EXAMPLES

The model developed in the proceeding section allows the overall chassis stiffness to be calculated by knowing the spring rates of the frame, suspension structure and the actual installed suspension spring, or wheel rate. Selecting values of these elements for an actual design is one of compromise and tradeoff. To assist in this process example graphs are presented below to aid in the initial decision making process. To efficiently show these results and to make them general to any vehicle we can normalize all the stiffness values by the vehicle wheel rate. In this way the graphs can be used for any vehicle by simply expression the spring, suspension and frame stiffness as a ratio of the spring rate. Two graphs are shown below with these normalized values. The top graph presents the general case and the second graph captures the region that will usually be of interest in more detail. To use, simply cross reference the chassis stiffness by the suspension structure stiffness and read off the vehicle stiffness. These charts are constructed by graphing two springs acting in series. The final point on the graph for each series represents a rigid frame, so the magnitude of the vehicle stiffness will always equal the suspension stiffness. Additionally the case of rigid suspension is shown which means the resulting vehicle stiffness is equal to the chassis stiffness. The data series labeled "equal" represents equal suspension and chassis stiffness, which is convenient for maximizing the structural efficiency of the chassis/suspension system assuming relatively equal stiffness/weight ratios for both components.

Figure 12: Normalized Chassis Stiffness for Frame and Suspension Stiffness
Wheel Rate = "1"

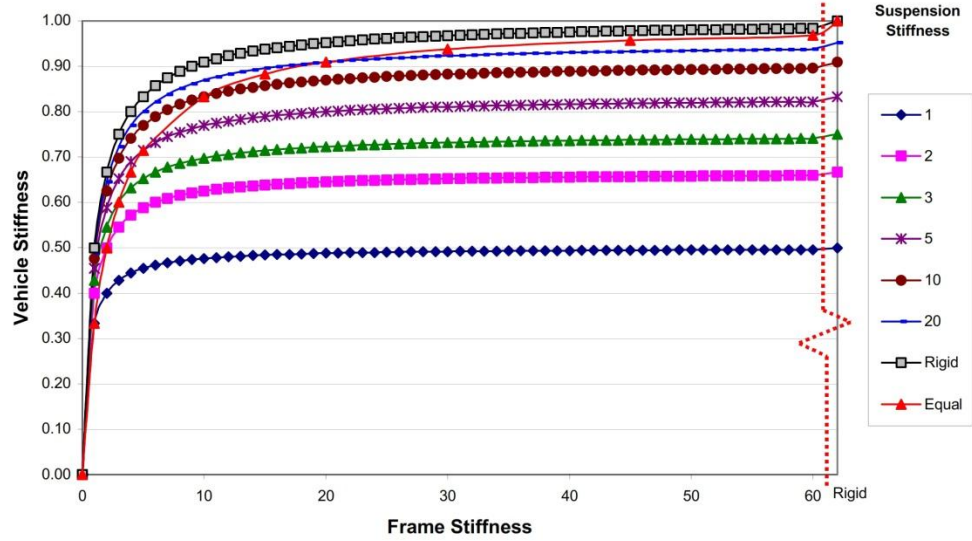
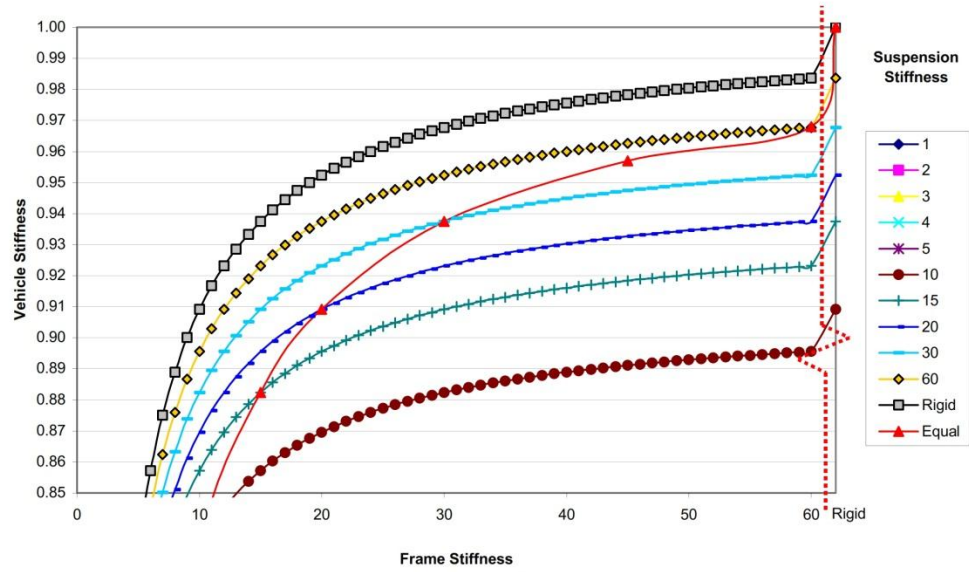


Figure 13: Normalized Chassis Stiffness for Varying Frame and Suspension Stiffness
Wheel Rate = "1"



As an example of using the graph, say we desire a total vehicle stiffness that is 90% of the rigid case. For a chassis that is 10 times the wheel rate the suspension structural stiffness has to be roughly 60 times the wheel rate. For a chassis stiffness 20 times the wheel rate the suspension has to be roughly 17 times as stiff as the wheel rate. The charts are primarily useful for visualizing the trends of vehicle stiffness relative to the frame and suspension. For example if we know the suspension stiffness is 30 times the wheel rate than the graphs show that increasing the frame stiffness from 30 to 40 times the wheel rate only increases the vehicle stiffness by 0.5%. In most cases the designer will choose the reduced weight rather than that small an increase in stiffness.

FINITE ELEMENT MODEL DEVELOPMENT

FRAME AND WHOLE CHASSIS MODELING

To begin our explanation, a solid model of the 1999 car frame, drawn in Pro/Engineer with engine and wheels for reference, is pictured

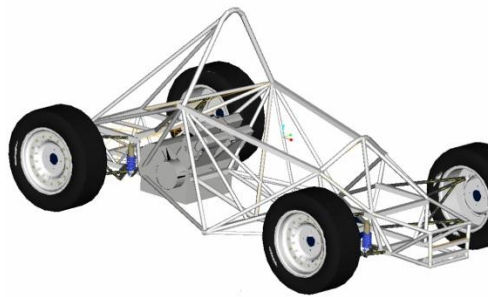


Figure 14: Vehicle Solid Model

The bare structural frame looks like the following:

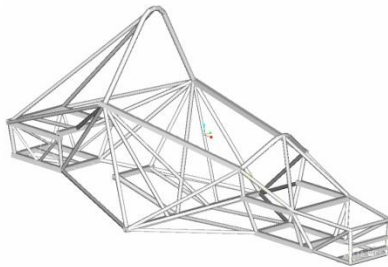


Figure 15: Frame Solid Model

To determine the stiffness of a proposed frame and chassis design before construction, a finite element model can be constructed to calculate the structures stiffness and strength. While the process of solving

Finite Element problems is a science, creating the models is quite an art. There are many types of elements possible for representing a structure and every choice the analyst makes can affect the results. The number, orientation and size of elements as well as loads and boundary conditions are all critical to obtaining meaningful values of chassis stiffness.

Conventionally, the frame is decomposed into nodes and elements, with one element representing each tube on the car. Nodes are placed wherever more tubes join. Beam elements are normally used to represent each tube. The assumption made in using beam elements is that the welded tubes have stiffness in bending and torsion. If a truss or link element were used, the assumption being made would be the connections do not offer substantial resistance to bending or torsion. By examining various FSAE frames, we can see that while they are usually reasonably well triangulated, if some bending was not being resisted, some parts of many frames would become mechanisms and deflect substantially. Using beam elements to represent the frame itself has given good results for Cornell FSAE cars in the last few years. One other aspect of beam elements is the possibility of including transverse shearing effects. ANSYS automatically takes into account transverse shear, if the appropriate variables are included in the element definitions.

Another thing to consider when modeling just the frame is how to represent the engine and stressed skins. For the engine, the first step is to locate a node at each position where there is an engine mount. These mounts then need to be connected to the frame by an element representing the tab and engine mount. Previous testing has shown the engine to be very stiff relative to the car frame and can be mounted as a stressed component to reduce the frame weight. Testing has also shown that deflections experienced in the engine are much less than the bearing clearance and thus the engine is not damaged by carrying chassis torsional loads. This was true even for the 1993 Cornell car that was able to use the engine as the primary load carrying structure, because of the block design.

Thus, we can model the engine, assuming it to be infinitely rigid, by connecting each engine mount node to every other engine mount node by a beam element of high stiffness. In 1998 the engine tab element properties were modified until good agreement was reached between the experiments and the model. During the course of this project as the suspension was modeled the maximum number of elements was reached in the student version of ANSYS. One of the few things that could be done to reduce the number of elements was to replace the engine model just discussed with a solid block of aluminum, still connected to the frame by the engine tabs. This greatly reduced the complexity of the ANSYS model and produced

results that were practically unchanged compared to the other, multiple-tube engine model.

Stressed skins are much trickier to model than the engine. In real life, the stressed skins are composed of either 0.020" or 0.040" thick aluminum sheet bonded and riveted to the space frame. The simplest model is to connect a shear panel element from each of the four nodes on a side of the front suspension bay. Placing the stressed skins in the driver bay makes use of a combination of three and four sided elements. Using this method the analysis will usually predict a greater than measured value of stiffness due to the realities of the stressed skin installation which are not captured in the model. This difference will vary from frame to frame but from 20% to 50% of the predicted stiffness improvement (skins installed versus no skins) can be lost.

In addition to modeling the stiffness contribution from each part of the frame, we need to consider how to load and constrain the frame for an accurate analysis. By an accurate analysis we mean one that predicts the stiffness of the frame close to the actual stiffness as the frame operates in real world conditions. The problem here has normally been how to constrain and load a frame, as if it was receiving multiple load inputs from a suspension, while it has been separated from that suspension. In past years at Cornell, the back four nodes of the rear bay had been pinned or completely clamped depending on the year, and two equal and opposite forces had been applied at the front top of the front suspension bay. The problem with this boundary condition is that the optimal solution found from the FE analysis is to bring all triangulation to those pinned or clamped boundary nodes. In the actual car the rear of the car is supported at the tire/pavement interface, so the actual optimal design should tie to the several suspension pickup points rather than extreme edges of the frame.

To better understand the actual load paths and gauge the sensitivity of the design to boundary conditions it was decided to determine the torsional stiffness of the chassis for different loading assumptions. The first boundary condition tested was to clamp the front of the rear suspension bay, and see what affect that had on the stiffness of the frame. This increased the overall frame stiffness by several hundred foot-pounds per degree. The reason was that the entire rear bay of the car was virtually unloaded and barely deflecting. The discrepancy in the results raised the question of which model is more accurate? We knew that the model agreed closely with the experiments, but that did not tell us anything about if the experiments were representing the actual loading of the frame. It quickly became obvious the best way to settle the question was to model the entire suspension. This way, the loads could be put in as vertical wheel loads, and the other wheels could be constrained in such a way that the whole structure was minimally constrained. Once the need to model the

suspension was decided upon, research began on the best way to model the various suspension components. The a-arms, pull-links and several other components transmit tensile and compressive forces but no bending. These are modeled in ANSYS as link members. The uprights and connecting tabs are beams just like frame tubes and engine mounts discussed earlier. The hardest modeling consideration is the rockers. Fortunately ANSYS includes an element known as a revolute joint. This type of joint is found in a door hinge or robot arm, and is a 1-axis joint. While highly configurable, we consider this element only for its ability to model a rigid connection in every direction except about one axis. This represents a rocker very well, as the rocker resists translating in all three directions, and resists rotation in two directions. On the actual Cornell 1999 car the rocker consists of a pivot shaft connected to two tabs. On this pivot shaft are two bearings, one at either end. The rocker pivots on these bearing about the pivot shaft. The bearings are fairly stiff, and any deflection they have is highly nonlinear, so we want to model them as a rigid joint. In ANSYS we set each stiffness value of the rocker joint equal to a very large value (say 1×10^{10}) to guarantee the joints are not deflecting substantially. This still allows deflection to occur in the tab and rocker shaft, which is what we desire. A table of the different element types as used in the ANSYS model is given below.

ANSYS Element Type	Use
Beam4	Round and Square Tubes, gussets, tabs
Link8	Tension/Compression links such as pull links or a-arms
Combin7	Joint for rocker
Combin14	Spring in suspension (can handle damper as well)
Solid45	Solid block used for engine

Using these five elements we can model every load-carrying component of the chassis. The suspension model is only a model, however, and some of the physical geometry has been simplified to make the model easier to construct. For example, the offset between the upright and pull link is a simple stiff beam, which preserves the geometry and load paths, but fails to account for the various actual pieces that are in-between. In addition, no modeling of the wheel, hub or spindle is included. All of these effects mean that the ANSYS model is only an approximation to the real car and will have to be considered when comparing the results to the experimentally determined values.

In addition to modeling the torsional stiffness, this project also considered the dynamic effect of the chassis, such as the frame natural frequencies and vibration modes. In this case the mass21 element was used to distribute

the mass of the car components over the frame. The completed F.E. chassis model is shown below.

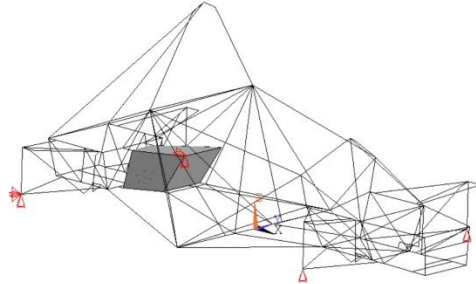


Figure 16: Vehicle Finite Element Model

DYNAMICS

In addition to the static characteristics of the chassis, such as stiffness and strength, there are also dynamic characteristics of interest in handling. One of these dynamic characteristics is the natural frequency. It is important to insure the natural frequencies of the structure are greater than the frequencies of the various load inputs. The simplest calculations we can perform to estimate the natural frequency of a frame or chassis is to assume the frame is a simple tube with two masses at either end. Each of the masses has a moment of inertia, I , and the center tube has stiffness, K . It is possible to have an applied torque and angular deflection at each end, call them T and θ , respectively. If we take the sum of moments about the tube we find

$$\begin{aligned} \sum T = 0 &\Rightarrow I_1 \frac{\partial^2 \theta_1}{\partial t^2} = K(\theta_2 - \theta_1) \\ &\Rightarrow I_2 \frac{\partial^2 \theta_2}{\partial t^2} = K(\theta_1 - \theta_2) \end{aligned}$$

Rearranging we find

$$\begin{aligned} I_1 \frac{\partial^2 \theta_1}{\partial t^2} &= -K\theta_1 + K\theta_2 \\ I_2 \frac{\partial^2 \theta_2}{\partial t^2} &= K\theta_1 - K\theta_2 \end{aligned}$$

We can represent our variables in matrix form as

$$\{\theta\} = \begin{Bmatrix} \theta_1 \\ \theta_2 \end{Bmatrix}, [I] = \begin{bmatrix} I_1 & 0 \\ 0 & I_2 \end{bmatrix}, [K] = \begin{bmatrix} K_1 & 0 \\ 0 & K_2 \end{bmatrix}$$

Using standard processes for solving an eigenvalue problem yields the characteristic equation as a second order polynomial given by

$$\lambda^2 + \left(\frac{K}{I_1} + \frac{K}{I_2} \right) \lambda + \frac{K}{I_1 I_2} = 0$$

The solution of the characteristic equation gives

$$\begin{aligned} \theta_1 &= v \cdot \cos(\omega_n t) \\ \theta_2 &= v \cdot \sin(\omega_n t) \end{aligned}$$

And the natural frequency is given by

$$\omega_n = \sqrt{-\lambda}$$

To study a representative case consider a frame with stiffness 1500 ft-lbs/degree (366 kN m/rad) and two masses with inertia 7 kg m². We find our natural frequency is 230 rads/sec or 36 Hz. The rotating wheels of the car cyclically load the frame and we wish to know at what speed we reach the natural frequency. Knowing the tire radius we can calculate the speed to reach the natural frequency, 130 mph in this case. This gives a safety factor of two, since maximum speed is usually constrained to be below about 65 mph in FSAE events due to track layout.

The above example shows some of the steps for solving the very simple problem presented. We can imagine that as we split the domain into a series of springs and masses we get a better result. Taking very small pieces we begin to reach a finite element analysis, which is the subject of the next section.

The natural frequencies and mode shapes can be calculated for the overall chassis by adding elements representing the distributed mass present in the vehicle. To begin with, we assume the mass of the car is uniformly distributed throughout the frame tubes. Performing a modal analysis we find the following natural frequencies.

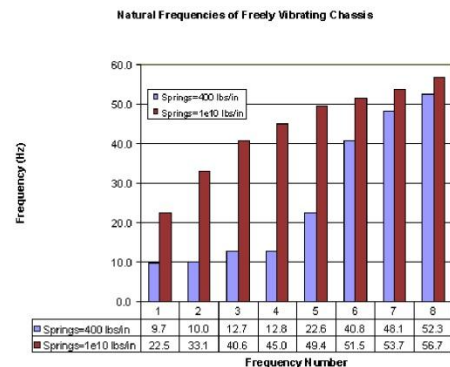


Figure 17: Chassis Natural Frequencies

The mode shapes corresponding to the frequencies are shown below:

Mode #	Freq. (Hz)	Mode Shape
1	9.7	Pure torsion between the front and rear of the car
2	10.0	Rear Suspension "Flapping" - Vertical motion at king pins with relatively fixed position at frame
3	12.7	Torsional mod with Suspension/Frame out of phase
4	12.8	Front Suspension "Flapping"

The "flapping" mode takes its name because it resembles a bird in flight. A picture of the 10.0 Hz "flapping" mode is shown below for the rear suspension

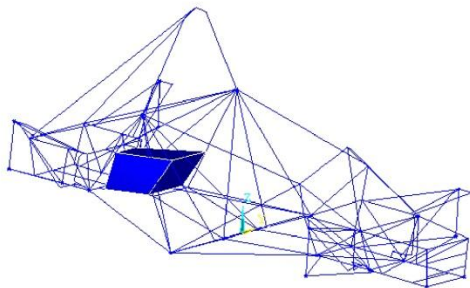


Figure 18: Chassis Free Vibrating Mode 2

A better mass distribution approximation is to represent each component of the car with one or more mass elements positioned correctly in car space. Larger masses, such as the driver, were split into discrete point masses and connected by rigid links to their mounting points, such as the seat and seat belt mounts in the case of the driver. The masses and positions were tweaked until the center of gravity matched what was measured in the lab. Interestingly, making a detailed model and rerunning the modal analysis yielded very similar results to the simple uniformly distributed mass assumption for the global modes. The suspension mode shifted when the springs were not rigid because of the better approximation of the unsprung weight but remained mostly unchanged when the springs were rigidly modeled.

EXPERIMENTS

FRAME TORSION TEST

Once the frame is built it is important to verify the math models and determine exactly what characteristics the structure has achieved. A simple methodology and

analysis technique is presented below to determine frame torsional stiffness.

Torsional loads, induced by an undulating road surface or cornering forces are one of the most important and highest magnitude loads transmitted through the frame. To analyze the torsional rigidity of a car frame, a simple model can be to assume one end of the car is fixed, and the frame is a hollow tube, with a moment applied at one end. This is shown schematically.

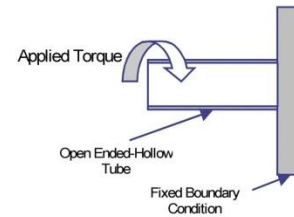


Figure 19: Torsion Tube

This concept, when applied to the real car frame would look like follows

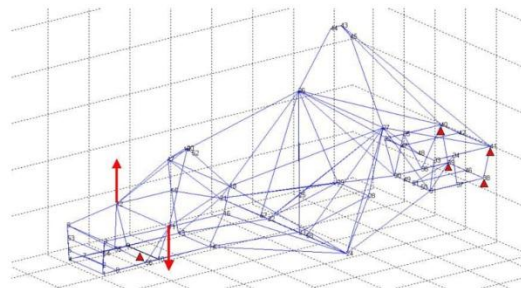


Figure 20: Frame Finite Element Model Loading Case

The torsional rigidity can be calculated by finding the torque applied to the frame (the tube) and dividing by the angular deflection. The actual calculation is done as follows, with the picture below showing a view looking from the front of the suspension bay.

$$K = \frac{T}{\theta}$$

$$K = \frac{FL}{\tan^{-1}\left[\frac{(\Delta y_1 + \Delta y_2)}{2L}\right]}$$

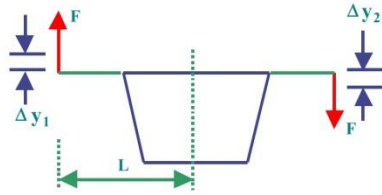


Figure 21: Front Suspension Bay Testing Loads

The torque defined above is the product of the force applied at one corner, and the distance from the point of application to the centerline of the car. The deflection is taken to be angle formed from the center of the car to the position of the deflected corner. The reason both deflections occur in the above equation is we take the average of the left and right deflections to generate a more accurate estimate of the total angular deflection. The above example is rather difficult to produce in the lab, because of the need to generate a vertical force counter to the direction of gravity. It would be much simpler to just hang a known weight on one corner of the car and allow it to pivot about a roller. This method is shown below.

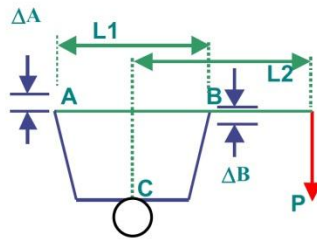


Figure 22: Front Suspension Bay Testing Loads

In the above figure note that the lever arm is a tube clamped to the frame at points A and B. A weight is then hung from the end of the tube. The frame is supported on its centerline by a roller at point C. The torque acting on the car and resisted at the clamped rearbay is simply the force, P, times the lever arm, L2. The angle of twist can be simply calculated from the average deflection and the half bay width or

$$\theta = \tan^{-1} \left(\frac{\Delta_A + \Delta_B}{L_1} \right)$$

Now we only have to use the definition of torsional stiffness, and substitute in our expressions for the torque and angular deflection.

$$K = \frac{T}{\theta}$$

$$K = \frac{P(L_1 + 2L_2)}{\tan^{-1} \left(\frac{\Delta_A + \Delta_B}{L_1} \right)}$$

This method of frame testing is relatively straightforward and the advantage is the frame stiffness can be determined without including the suspension components. The primary disadvantage is the artificially created load paths do not load the frame in the same manner as on the track. Also, the choice of what rear nodes to fix, and what front nodes to apply the load can affect the results significantly. For this reason a whole car chassis torsion test is the preferred method for capturing the true vehicle stiffness.

FULL CHASSIS TORSION TEST

A better way to assess the structures capabilities is to twist test the entire chassis assembly. There are a variety of methods to load a chassis in torsion. One of these methods is discussed in [1]. This method involves constructing a fixture with two jacks at the front of the car, and two fixed supports at the rear. The two front jacks are moved through an equal and opposite displacement. Each of the four supports is equipped with a load cell to output the force at each corner. One advantages of this method is the car is put in pure torsion, because the pivot point of the displacement is aligned with the front end of the car. Additionally, the supports provide near minimal-constraint that produces a more accurate answer. While this method would be quite nice, it involves constructing a test fixture, and this fixture needs to then be secured to the ground.

Another method, and the method actually used to acquire the data, uses the suspension corner weight scales and camber plates. A picture of the testing setup is shown below



Figure 23: Testing Setup for Front Left Corner

The camber plates are large aluminum plates that are bolted to the hubs and usually used to set the camber accurately. The corner weight scales are four load cell scales that measure the weight on each corner of the car. To conduct the test, first place all four camber plates on the car. Next, configure the scales. The scales should be placed so the car can later be placed on top of them. A scissors jack is used to apply a deflection at one corner of the car. Place the scissors jack at one of the front corners (the driver's left was used for these tests) and spacers of the same height as the fully retracted jack at the other three corners. With these in place locate the car on the spacer/scale assemblies. The next step is to locate dial indicators at all positions to be tested. An indicator was located at the point of application of the load – i.e. where the scissors jack lifted the camber plate. The dial indicator was then positioned to read off a suitable position of the upright/hub. The distance between the front camber plates was measured to calculate the torsional stiffness.

With the car securely located on the scales, and the jack ready, stiffness can be tested. Frame testing over the years has revealed very linear results for twist tests. The frame is primarily a welded steel structure. Chassis testing, however, has very high non-linearity in the early stages. For small forces gaps in the suspension and compression of various bearing elements occurs. As these gaps are closed and bearing friction is overcome the slope of the load deflection curve becomes linear. For this reason, it is necessary to map the force-displacement characteristic of the structure, rather than finding one stiffness value. To get better data small steps of load should be applied, and the corresponding displacement measured. It is also interesting to note that the force deflection curve has some hysteresis. To accurately gauge this characteristic, it is helpful to add or remove the load in finite steps and record the deflection. This will build a load deflection "path" that rises and then falls again. At high loads the deflection is linear. This represents the deformation of the elastic frame and suspension members after gaps are closed. A sample graph is shown below.

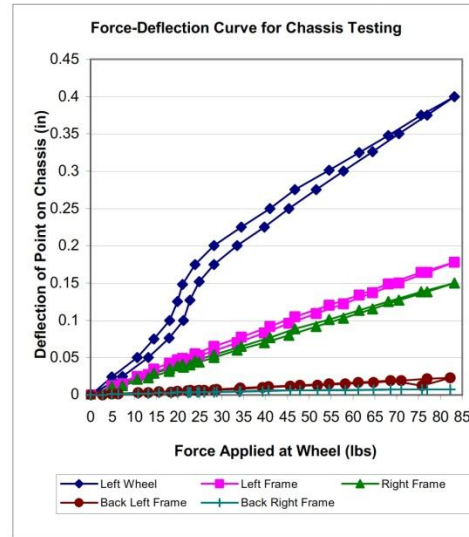


Figure 24: Twist Test Force-Deflection Curve

If we take a compilation of these graphs and present only the linear region the results would look like the following:

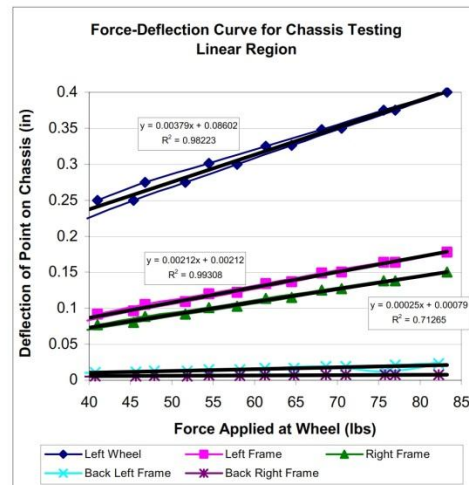


Figure 25: Twist Test Force-Deflection Curve Linear Region

Note in the above chart the force is applied through a jack at the left wheel. All other wheels are fixed to ground. It is clear from the chart that the point on the chassis where the load is applied deflects the most. As we move away from this point the deflections decrease, as expected. To compare the relative motion of the

different points we can tabulate the values for all the deflections at a point where the wheel has moved vertically 0.100". Using the ANSYS chassis model that was developed in section 8 of this paper, and applying a 0.100" deflection to the wheel, we are able to determine the resulting deflection of the other points as well as the force necessary to achieve these displacements.

A comparison of the ANSYS results and experimental results is given below:

	Applied Displ. Wheel	Frame Front		Frame Back	
		Left	Right	Left	Right
ANSYS	0.100	0.058	0.044	0.011	0.002
Experiment	0.100	0.054	0.046	0.007	0.001
Difference		7%	-3%	47%	51%

Note that the experimental values were normalized to a wheel deflection of 0.100" for ease of comparison. The agreement between these two data sets is fairly high. We see the largest difference is 0.004" while the smallest is 0.001". The variation in values is primarily due to the simplified suspension model and discrepancies in the ratio of the front and rear suspension stiffness. This will be discussed in more detail shortly. The large percentage errors at the rear of the frame are due to the very small magnitude of the measurements.

The above tests were all conducted with solid elements in place of the shock absorbers. In the experiment these consisted of aluminum tubes with rod ends in either end and with the same length as the shock/spring at ride height. In the ANSYS model the stiffnesses of the spring elements was set to 1x10⁶ pounds/in.

Using the experimental data we can now calculate the stiffness of the chassis. The chassis stiffness in this case will be the torsional stiffness, expressed in foot-lbs per degree, of the frame and suspension. Note that this value will be calculated with very stiff suspension springs. To calculate the chassis stiffness we need to know the front track and the force and deflection of the front wheel. The following table shows the pertinent values for our standard ANSYS model as well as the experimental results:

	ΔF lbs	Δd in	Track in	Torque ft-lbs	Angle deg	Stiffness ft-lbs/deg
Experiment	43.5	0.175	44	159.5	0.228	700
ANSYS Model	100	0.262	44	366.7	0.342	1073

The equations used to calculate the values in the chart are as follows:

$$Torque = T = \Delta F \cdot Wheelbase = \frac{\Delta F \cdot Wheelbase}{12} = \frac{[lbs] \cdot [in]}{[in/ft]} = [ft] \cdot [lbs]$$

$$Angle = \theta = \tan^{-1} \left(\frac{\Delta d}{Wheelbase} \right) = [deg]$$

$$Stiffness = K = Torque / Angle = T / \theta = \frac{[ft \cdot lb]}{[deg]}$$

If a regression line is fitted to the Force-Deflection curve a chassis stiffness value of 743 ft-lbs/deg is found. The calculation differs by using the slope of the wheel force-deflection curve as the chassis stiffness in pounds/inch. This is then converted to a torsional value using the track similarly to the above equations. Note that this gives an average value for bump and rebound as the curve is fitted between the high and low values of the force-deflection path.

The difference between the experimental and mathematical data, using 743 ft-lbs/deg as our experimental value, is 330 ft-lbs/degree or roughly 30%. To understand where this error comes from we must look at both the experimental setup and the mathematical ANSYS model.

The experimental error can arise from several key areas:

1. Inaccuracy of the load cells within the chassis setup scales used to measure the reaction loads
2. Gradual drift in the load cells
3. Inaccuracy of the dial indicators used to measure deflection
4. Slipping of the dial indicator on its pickup point
5. Binding in the suspension, especially the camber plates on the blocks

To test for drift in the load cells a fixed weight was placed on the scales and the corresponding reading was measured over fixed intervals. It was found that the reading held constant for several hours, much longer than the time needed to record a force as the chassis was twisted. To test for slipping the dial indicators were observed throughout the test to confirm they were solidly mounted. Friction between the camber plates and blocks was unavoidable in the present configuration. Perhaps future tests could be conducted using the low-friction supports used to test the steering system for driver effort. The remaining two error sources, specifically error in either the scales or indicator can be estimated using the following procedure. Note we are not considering the track measurement. An error in the track measurement of even 1/8" makes only a 4 ft-lb/deg difference in chassis stiffness.

To estimate the error we independently estimate the error arising from the force measurement and the displacement measurement. If we assume a Gaussian distribution of error we can calculate the cumulative error by the following equation:

$$\delta_y = \sqrt{\sum_{i=1}^N \left(\frac{\partial F}{\partial x}\right)^2 \delta_i^2}$$

Here we are calculating the cumulative error by using a root-mean-square addition of the error terms from each aspect of the equation. Our Equation for chassis stiffness, combining terms from the derivation earlier in this section is as follows:

$$K_{chassis} = \frac{T}{\theta} = \frac{F_{wheel} \cdot L}{\tan^{-1}\left(\frac{\Delta}{L}\right)} = \frac{\left(\frac{44}{12}\right) \cdot F_{wheel}}{\tan^{-1}\left(\frac{\Delta}{44}\right)}$$

calculating the tangent in degrees. Since we have to take derivatives it becomes very convenient to make the small angle approximation to the preceding equation. In this case the chassis stiffness is given by

$$K_{chassis} = \frac{F_{wheel} \cdot \left(\frac{L}{12}\right)}{\tan^{-1}\left(\frac{\Delta}{44}\right)} = \frac{F_{wheel} \cdot \left(\frac{L}{12}\right)}{\frac{\pi}{180} \left(\frac{\Delta}{L}\right)} = \frac{\pi \cdot F_{wheel} \cdot L^2}{2160 \cdot \Delta}$$

where L, the track, is measured in inches. The additional term in the denominator arises from converting from radians to degrees. We now take partial derivatives of stiffness with respect to the variables of F and Δ.

$$\frac{\partial K}{\partial F} = \frac{\pi \cdot L^2}{2160 \cdot \Delta}$$

$$\frac{\partial K}{\partial \Delta} = -\frac{\pi \cdot F \cdot L^2}{2160 \cdot \Delta^2}$$

If we assume the error in our measurements as follows

$$\delta F = \pm 1$$

$$\delta \Delta = \pm 0.001$$

then writing out the individual terms for the summation given above we find our error can be calculated directly from the following equation

$$\delta K = \sqrt{\left(\frac{\pi \cdot L^2}{2160 \cdot \Delta}\right)^2 \cdot \delta F^2 + \left(-\frac{\pi \cdot F \cdot L^2}{2160 \cdot \Delta^2}\right)^2 \cdot \delta \Delta^2} = 27.9 \text{ ft} \cdot \text{lbs} / \text{deg}$$

Our error is shown above as 27.9 ft-lbs/deg or roughly 4% of 700 ft-lbs/deg, the measured value. Analyzing the numerical values of the error for each variable shows the results are much more sensitive to errors in the scale reading than in the dial indicator measurement. This makes intuitive sense since a few thousandths out of a quarter inch of travel is very small compared to even one pound compared to a force of 50 lbs. Using even conservative estimates for our errors shows the chassis stiffness values we are calculating are a reliable estimation of the actual stiffness.

Looking next at the analytic model of the chassis, the total error can be attributed to the individual errors in the frame and suspension components. Since the frame model was verified by twist-testing the frame alone, the frame model should be accurate. The suspension model, however, is a simplified model and should be more stiff than the actual suspension. Hand calculations on the links inserted to replace the spring/damper in the experiments shows that their stiffness is close to the modeled value of 1.0×10^6 pounds/in. Therefore the error must be due primarily to the other elements of the suspension, such as uprights, a-arms, gussets, tabs, rod ends, and, of course, the hub and spindle assemblies which are not modeled at all.

The overall suspension stiffness can be modeled a variety of ways. Each of the individual components could be modeled to calculate its actual stiffness, which should then predict the reduced stiffness that was measured in the lab. However, given the limited experimental data consisting of the deflections of the wheel and four points on the frame, the best approach seemed to be modifying the overall suspension stiffness until the model matched the experimental results. To achieve this the suspension was assigned its own material property. Initially the Young's Modulus of this material is set to that of steel, or 30×10^6 psi, but is gradually changed until the chassis stiffness matches that measured by the twist tests. An equivalent suspension Young's Modulus of 12×10^6 psi, found by iteration yielded a good match, producing a chassis stiffness of 740 ft-lbs/deg.

One other way to gauge in discrepancies between the model and experiment is to measure twist along the length of the frame. This will pinpoint the regions of the structure where the deflections are different or similar to the predicted values. An example of a plot showing the deflections along the length, plotted by position is shown below. The graph is made from the ANSYS results. This type of chart can be made with either vertical deflection or angular twist. The angular twist is a better measure because when vertical deflection is plotted, nodes that are farther from the center of twist will deflect more vertically and appear as much larger values. Angular deflection eliminates distance from the twist axis as a variable.

In the chart below, notice how the graph is aligned to match the plotted points to their corresponding node on the frame graphic. Two lines are shown representing the top and bottom of the car. The top and bottom nodes will deflect different amounts due to the geometry of the frame and forces acting to either push apart or pull together the structure. The term bay spread is given to this pushing/pulling force and deflection and has to be taken into account to accurately gauge the structural stiffness from the experiments.

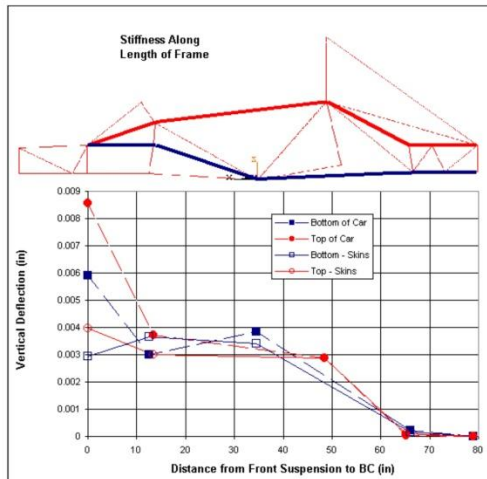


Figure 26: Deflection Along Vehicle Length

The slopes of the lines in different regions of the chart show the relative effectiveness of each section of the frame. Regions of high slope show where the majority of the compliance is occurring. Data is included prior to and after the bonding and attaching of the stressed aluminum skins. As expected, the front and rear bays of the car show a marked improvement in torsional stiffness after bonding of the skins, while the cockpit region shows a relatively fixed stiffness. This is because the front bay in particular is designed to be fully triangulated only with the skins in place, while the cockpit region is a fully triangulated structure independent of the stressed skins. The cockpit region also has a relatively large cross sectional area compared to the other parts of the car.

CONSIDERATION OF CHASSIS STIFFNESS FOR OPTIMAL SUSPENSION OPERATION

The most accurate way to determine proper chassis stiffness is through testing and experience. Teams that have competed over several years gain experience about which cars were tunable and what levels of chassis stiffness were appropriate. Since the suspension is designed around the assumption that the frame and suspension components are rigid they need to have stiffness values several times greater than the compliant suspension members. One general rule of thumb found in literature is a structural stiffness ten times (one order of magnitude) greater than the spring rates. Opinion differs, however, and some will express a stiffness target in terms of a multiple of spring rate, tire rate, wheel rate or a certain frequency. In the one wheel bump model discussed in this paper it is usually feasible to build a reasonable structure that has 90% of the stiffness of theoretical rigid chassis. Higher values can be obtained with further optimization or a weight penalty.

Given a 400 lb/in spring and including the tire, the 1999 car frame and suspension stiffness is highly efficient (91% of the rigid case). Currently lower spring rates are used which for the same structure gives an even greater efficiency. A 200 lb/in spring increases the efficiency to 94%.

Cornell frames have varied in stiffness from 1000 ft-lbs/deg to 2000 ft-lbs/deg over the last decade. The table below presents some data. The values are those quoted historically and do not represent a retest of old cars. Variability between the tests is certain and could be a large fraction of the total value. For that reason values should be taken as only indicative of the actual values.

Year	Stiffness ft-lbs/deg	Weight lbs	K / W ft-lbs/deg/lb
1999	1600	57	28.1
1998	1600	57	28.1
1997	1600	58	27.6
1996	1400	60	23.3
1995	1000	60	16.7
1993	2000	50	40.0

Clearly, the 1993 car had an extremely efficient chassis, and was an all around good performer with a first place finish. It made use of the Honda CBR engine where the other cars all employed the Yamaha FZR. The Honda engine had different engine mounts that allowed for a more fully stressed engine and reduced the weight of the frame significantly. In addition to the '93 car the '97, '98 and '99 cars were all regarded as having good dynamic performance and responded to tuning changes.

The historical data shows that Cornell frames have recently clustered around 1600 ft-lbs/deg. Based on the mathematical and antidotal data we can put the following picture together:

1. Drivers of past cars which were below 1600 ft-lbs/deg stiffness often complained of flexibility and a lack of suspension control – though it is difficult to isolate this purely to lack of frame stiffness.
2. Weight savings for the earlier lower stiffness cars compared to recent cars is not as significant as might be imagined.

Just as important as the frame, and perhaps more important, is the stiffness of the suspension links and components. They factor in to the hub-to-hub torsional stiffness but their compliance can drastically alter the predicted kinematic motion of the tire. In order to maintain the targeted camber, castor and toe behavior the suspension links compliance has to be small in magnitude relative to the kinematic component of the motion. Trading off stiffness to weight is ultimately the key to a successful racecar, but the recommendation that arises from all this data taken together is that the

present value for frame stiffness of roughly 1600 ft-lbs/degree is a good compromise of stiffness, weight and safety when coupled with a suspension structural stiffness that is approximately equal. This achieves efficiency relative to a rigid structure of around 90% in one wheel bump.

CONCLUSION

This paper has considered a variety of issues related to frame and chassis design with an emphasis on Formula SAE cars. The different road loads and deformation modes were considered as well as some generic design targets based on experience and strain gauged suspension links. A simple mathematical model was developed for comparing the structural stiffness to the suspension stiffness to gain insight into proper design targets for the vehicle structure. These charts also aid in visualizing the tradeoff between stiffness and weight the designer must make. With these stiffness targets in mind, a finite element model was constructed for both the frame in isolation as well as the entire chassis/suspension. This model was constructed and analyzed in ANSYS. Finally, some experimental methods were presented with an emphasis on the whole-car torsion procedure. This method best captures load paths, suspension contributions and is easily performed by teams as they prepare for the competition.

ACKNOWLEDGMENTS

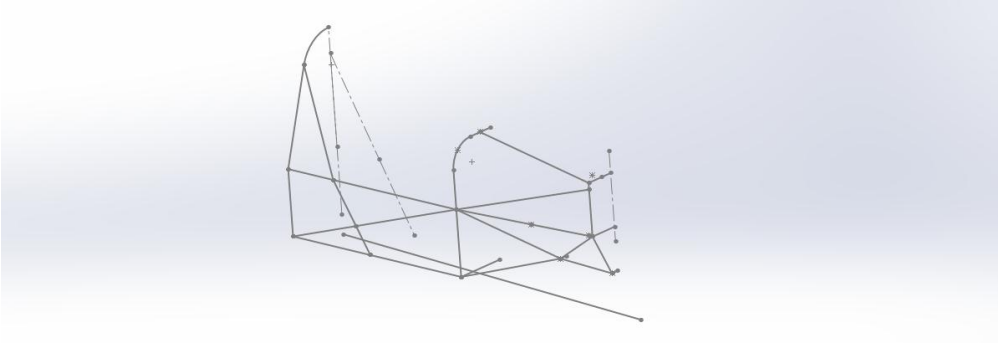
This work is based to a great extent on the experience and corporate memory of sixteen years of Formula SAE participation by the Cornell University teams. Without the efforts of many previous team members, mentors and advisors this paper would not have been possible.

REFERENCES

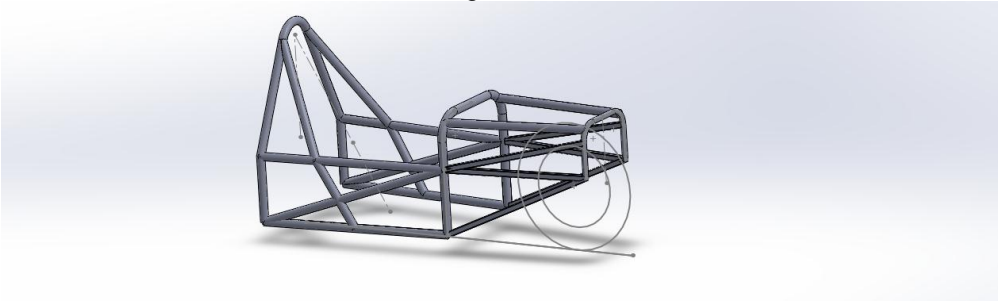
1. Thompson, L.L., Law, E. Harry and Lampert, Jon, "Design of a Twist Test Fixture to Measure Torsional the Torsional Stiffness of a Winston Cup Chassis", SAE Paper 983054
2. Costin, Michael and Phipps, David, "Racing and Sports Car Chassis Design", B.T. Batsford Ltd., 1961
3. Milliken, William F. and Milliken, Douglas L., "Race Car Vehicle Dynamics", Society of Automotive Engineers, 1997
4. Foale, Tony, "Motorcycle Chassis Design: Theory and Practice", Osprey Books, 1984
5. Fenton, John, "Vehicle Body Layout and Analysis", Mechanical Engineering Publications, 1980
6. Fenton, John, "Handbook of Vehicle Design Analysis", Society of Automotive Engineers, 1996
7. Heisler, Heinz, "Vehicle and Engine Technology", Society of Automotive Engineers, 1998
8. Heisler, Heinz, "Advanced Vehicle Technology", Edward Arnold, 1989
9. Mitschke, M., "Dynamik Der Kraftfahrzeuge: Band A: Antrieb Und Bremsung", 1996
10. Young, Warren C., "Roark's Formulas for Stress and Strain", McGraw Hill, 1989
11. Fraser, Donald, "Conceptual Design and Preliminary Analysis of Structures", Pitman Publishers Ltd., 1981
12. Cox, H. L., "The Design of Structures of Least Weight", Pergamon Press, 1965
13. McGuire, William, Gallagher, Richard H., et al, "Matrix Structural Analysis, 2nd Edition", John Wiley & Sons, 1999
14. Cook, Robert, "Finite Element Modeling for Stress Analysis", John Wiley & Sons, 1995
15. Cook, Robert, Malkus, David S. and Plesha, Michael E., "Concepts and Applications of Finite Element Analysis", John Wiley & Sons, 1989
16. Kwon, Young W., Bang, Hyochoong and Kulacki, Frank, "The Finite Element Method Using Matlab", CRC Publishers, 1996
17. ANSYS Online Documentation
18. Megson, T.H.G. and Megson, T.U.G, "Aircraft Structures for Engineering Students", Halsted, 1999
19. Donaldson, Bruce, "Analysis of Aircraft Structures: An Introduction", McGraw Hill College Division, 1992
20. Bruhn, E.F., "Analysis and Design of Flight Vehicle Structures", Jacobs Publishing, 1973
21. Peery, David J., "Aircraft Structures", McGraw Hill College Division, 1982
22. Chun-Yung, Michael and Niu, Mike, "Airframes Structural Design: Practical Design Information and Data on Aircraft Structures", Technical Book Co., 1999

Anexo G. Proceso evolución del chasis

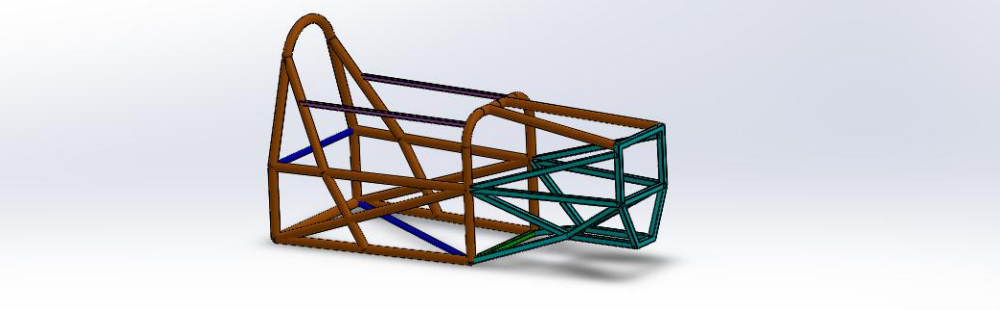
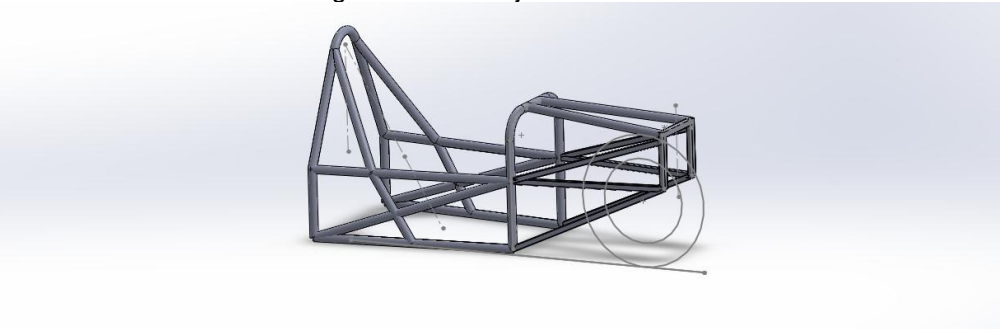
Boceto en líneas inicial de la Jaula de seguridad

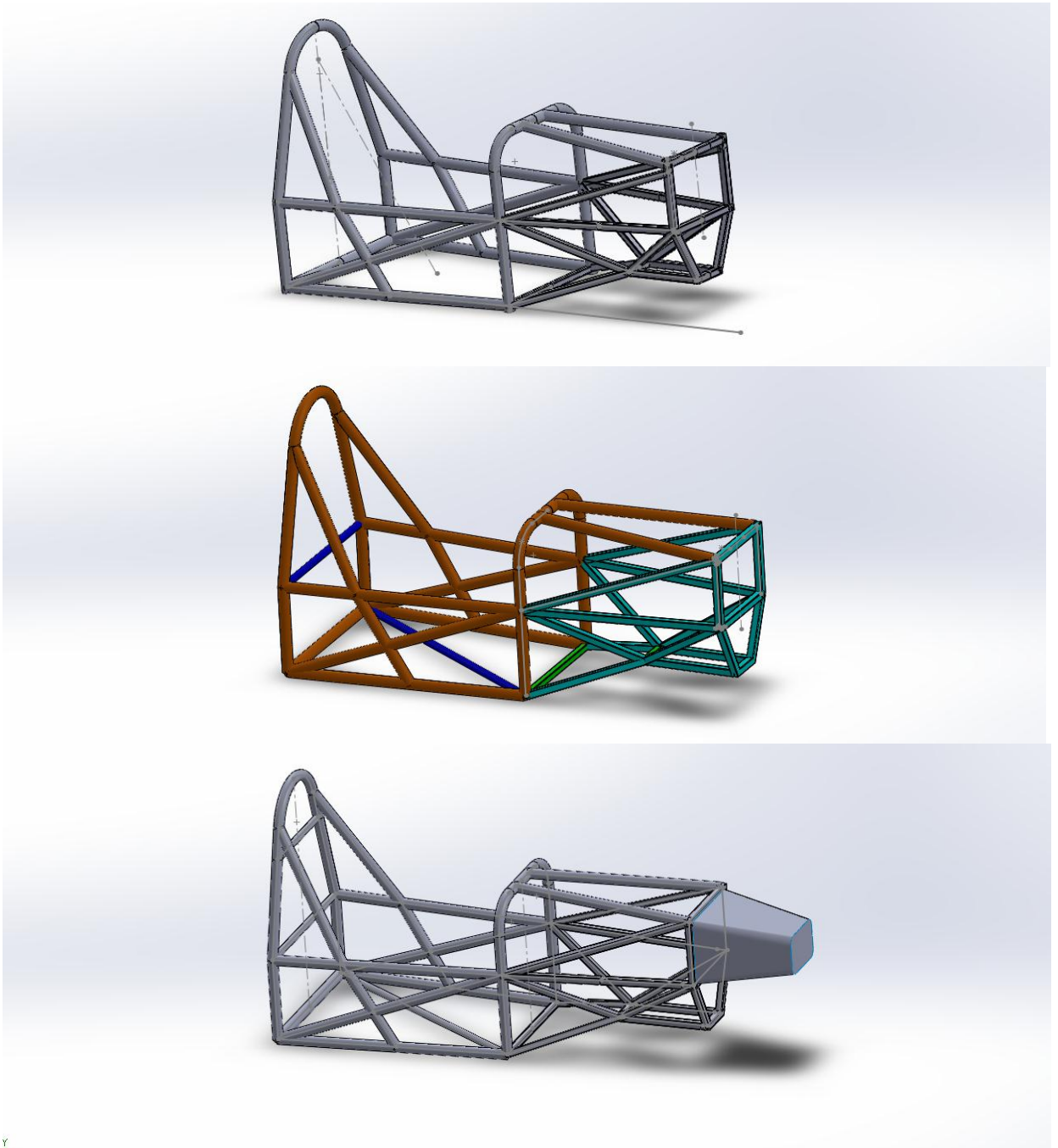


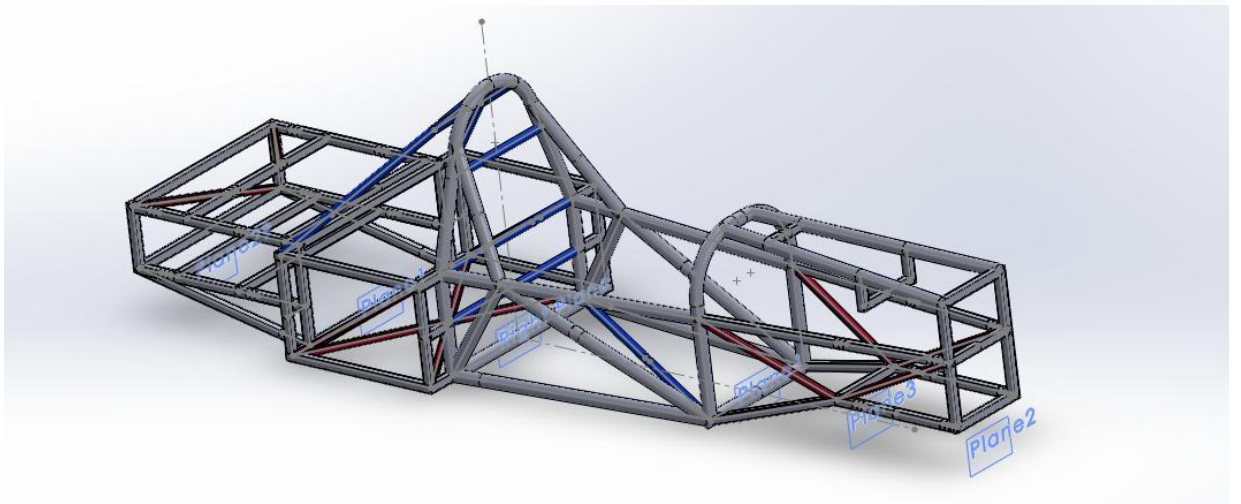
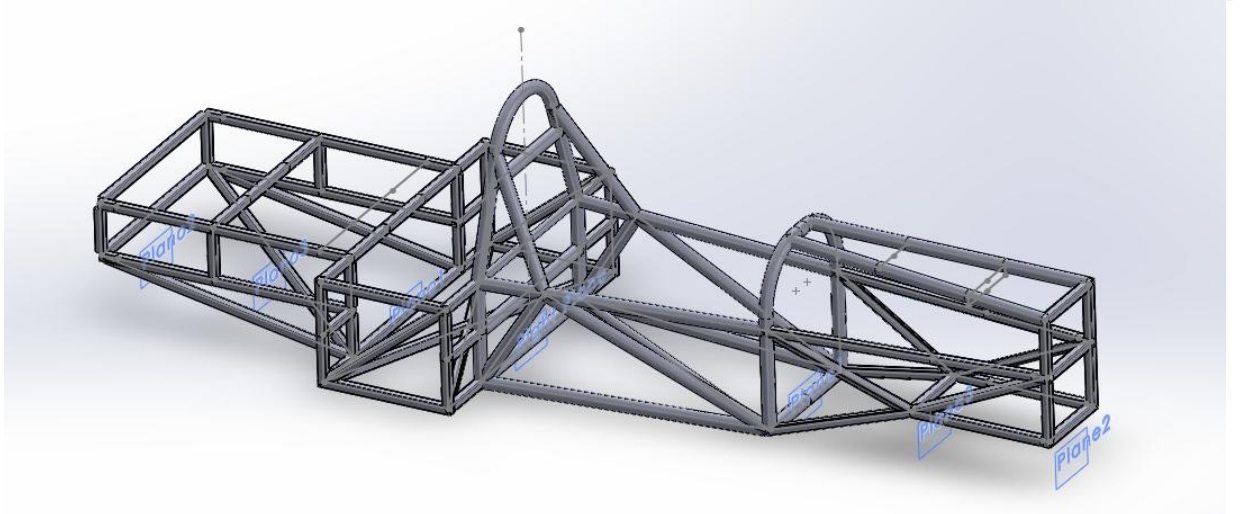
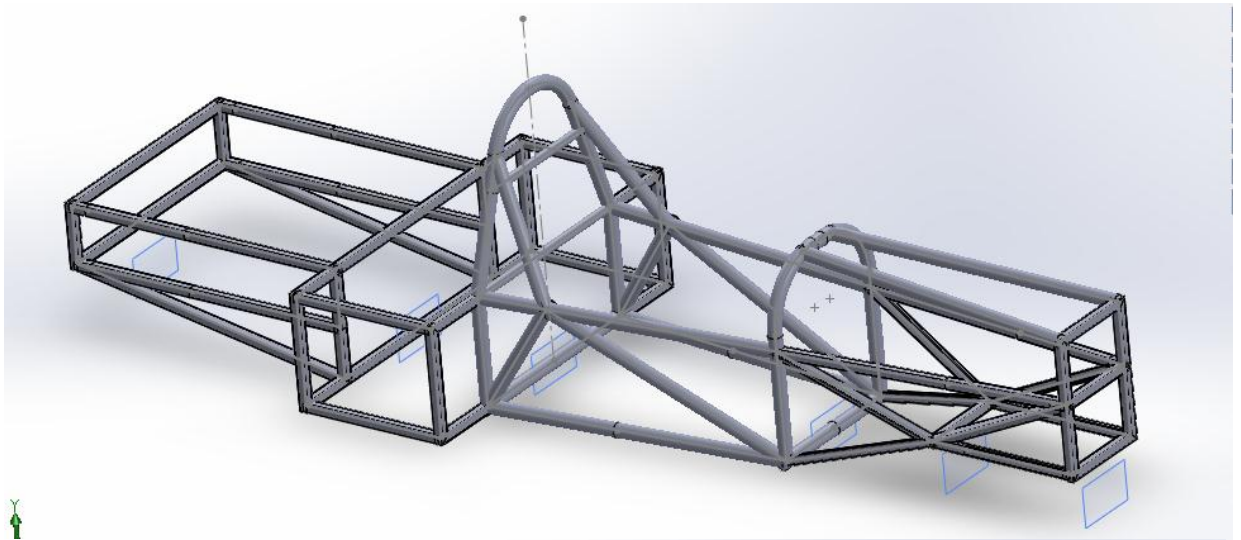
Jaula de seguridad versión 1

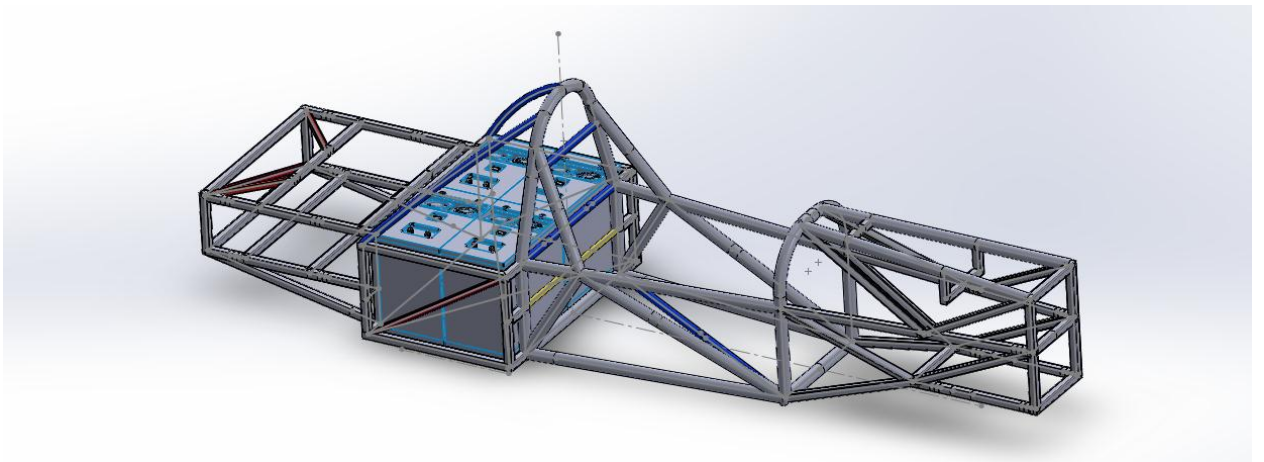
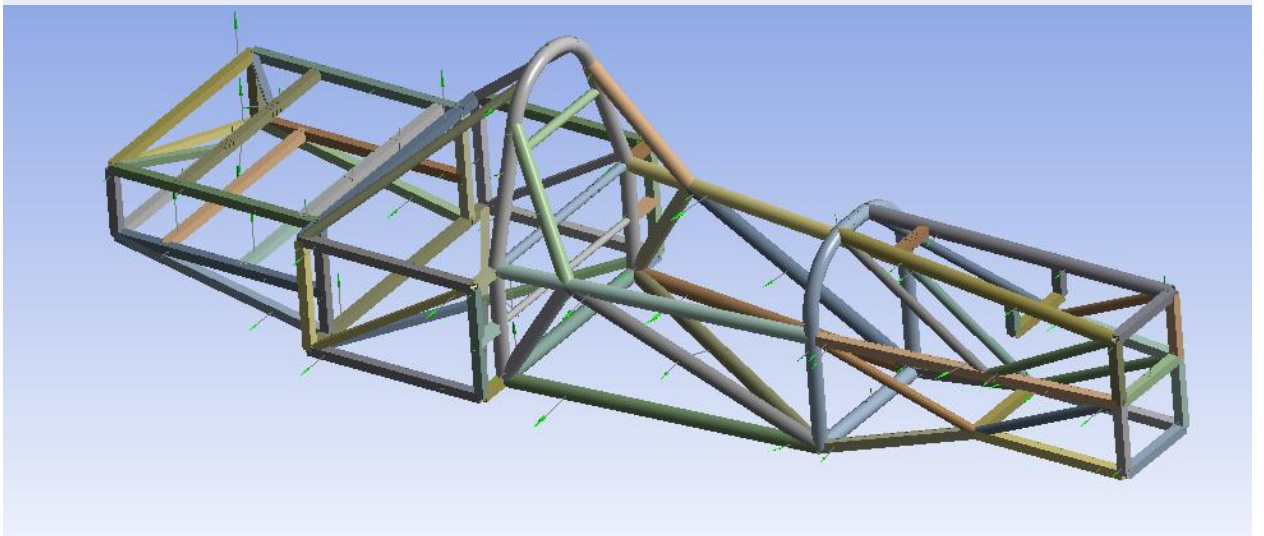
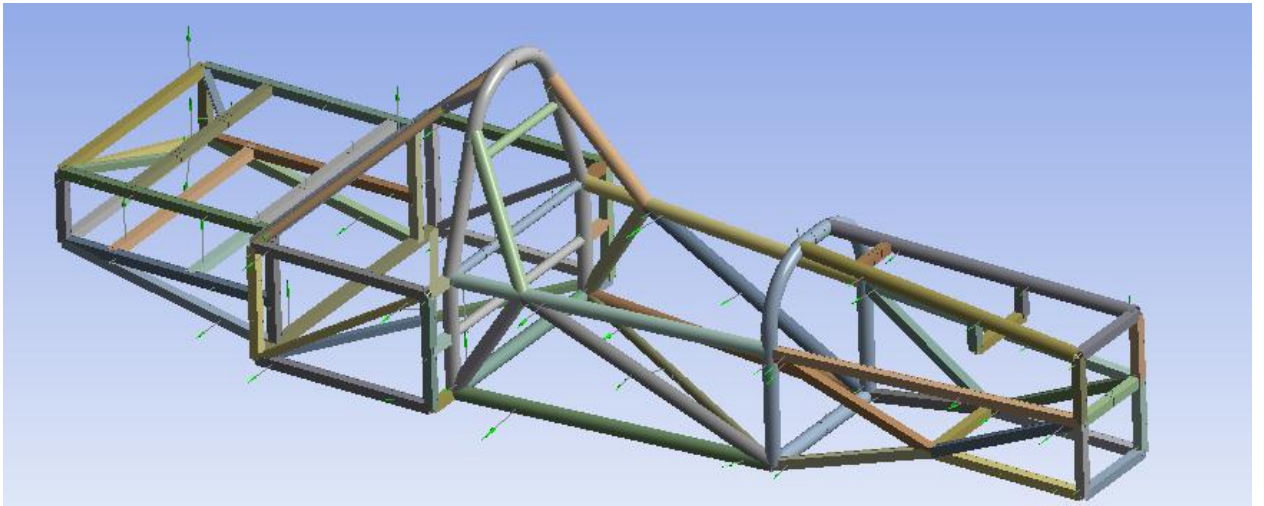


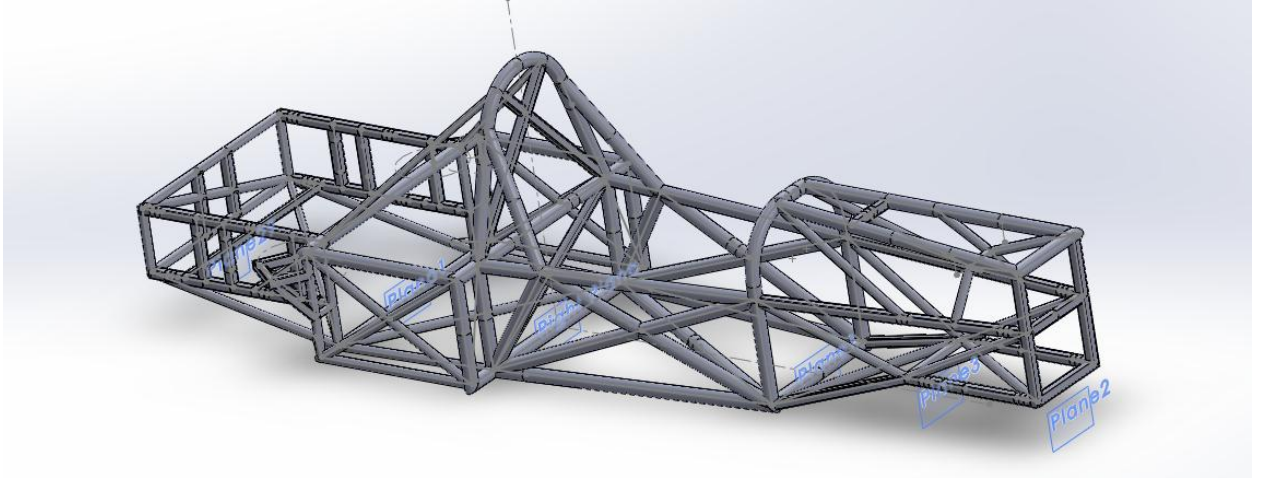
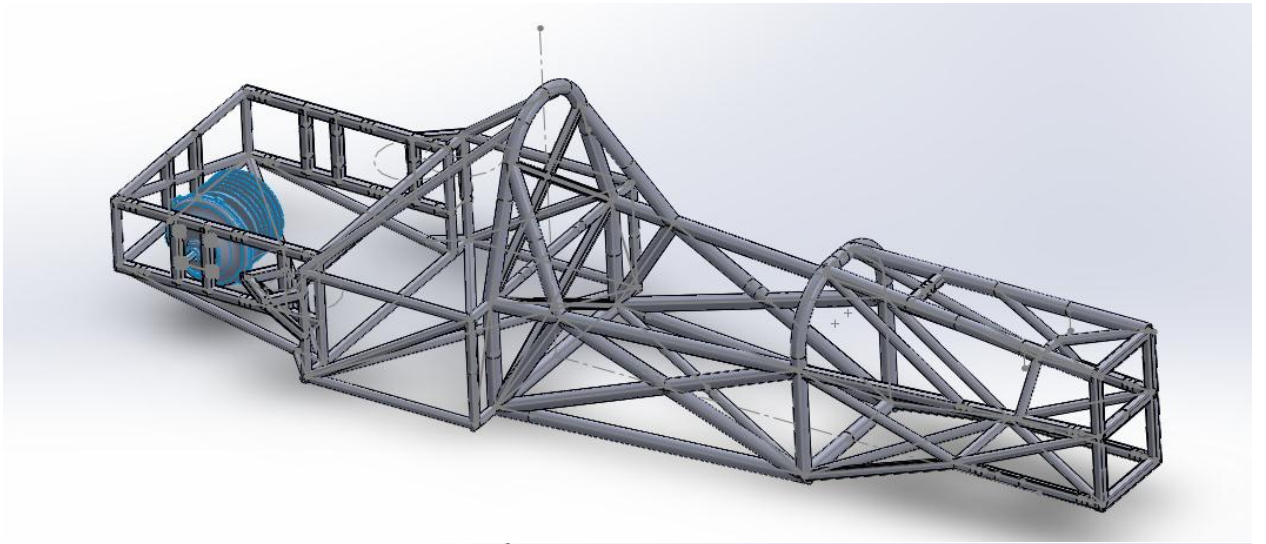
Jaula de seguridad con mejora del riostre delantero







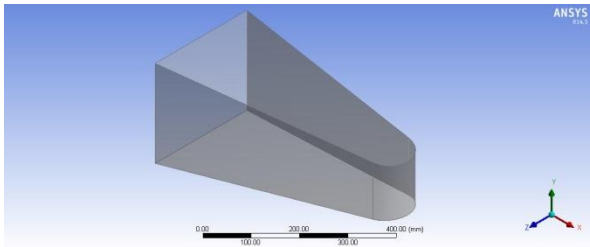




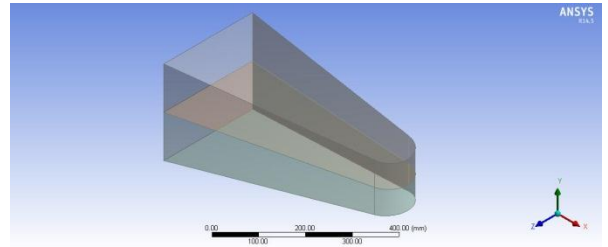
Anexo H. Geometrías usadas en el proceso de diseño

En las figuras mostradas a continuación se ve el proceso de diseño que se tuvo durante la elaboración de este elemento, estos son solo algunos de los diseños hechos y ninguno de ellos cumplió los objetivos establecidos.

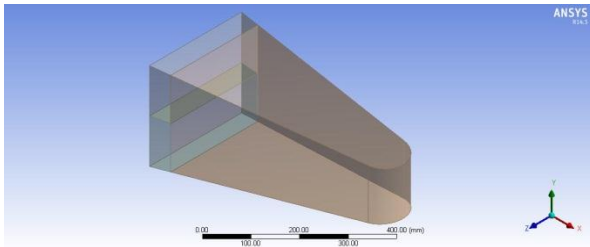
Cono inicial



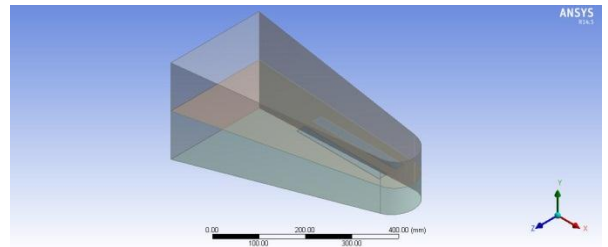
Cono con lámina en medio



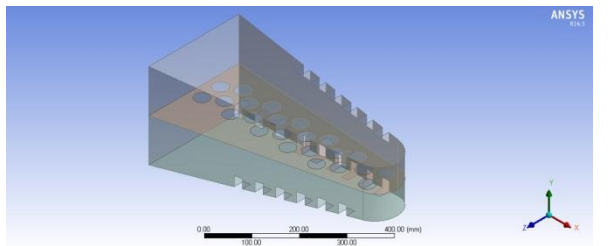
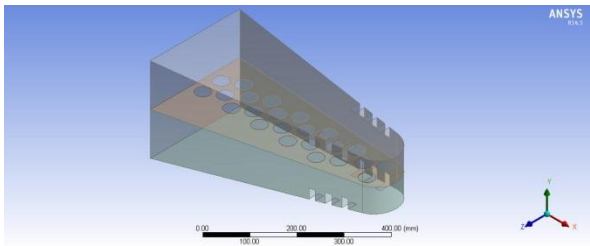
Cono con lamina transversal



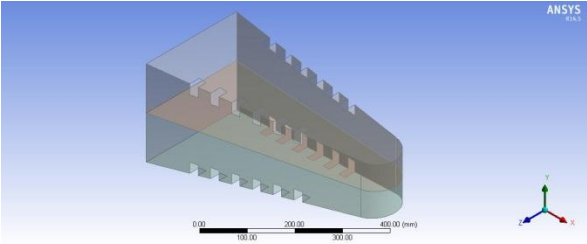
Cono con lamina perforada



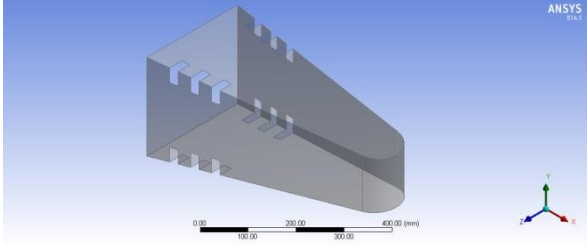
Cono con 16 agujeros y lámina perforada Cono con 24 agujeros y lamina



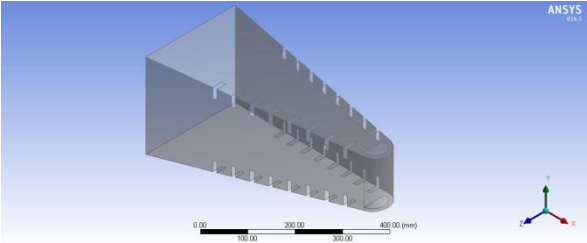
Cono con 24 agujeros y lámina en medio



Cono con 12 agujeros



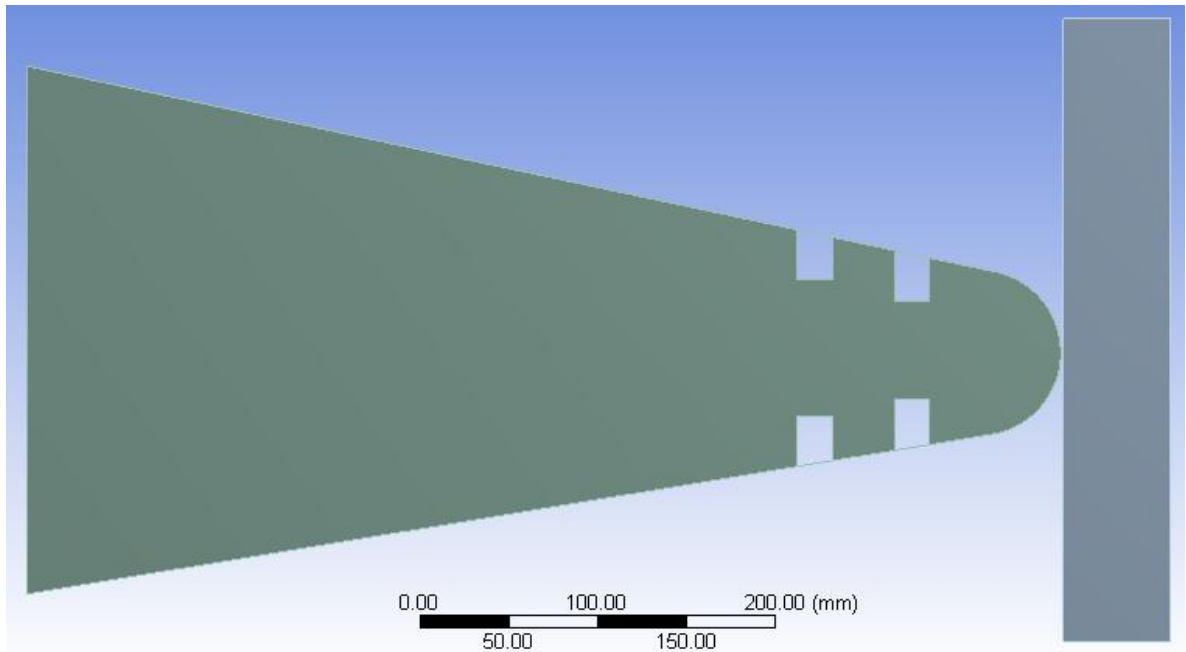
Cono con 32 agujeros



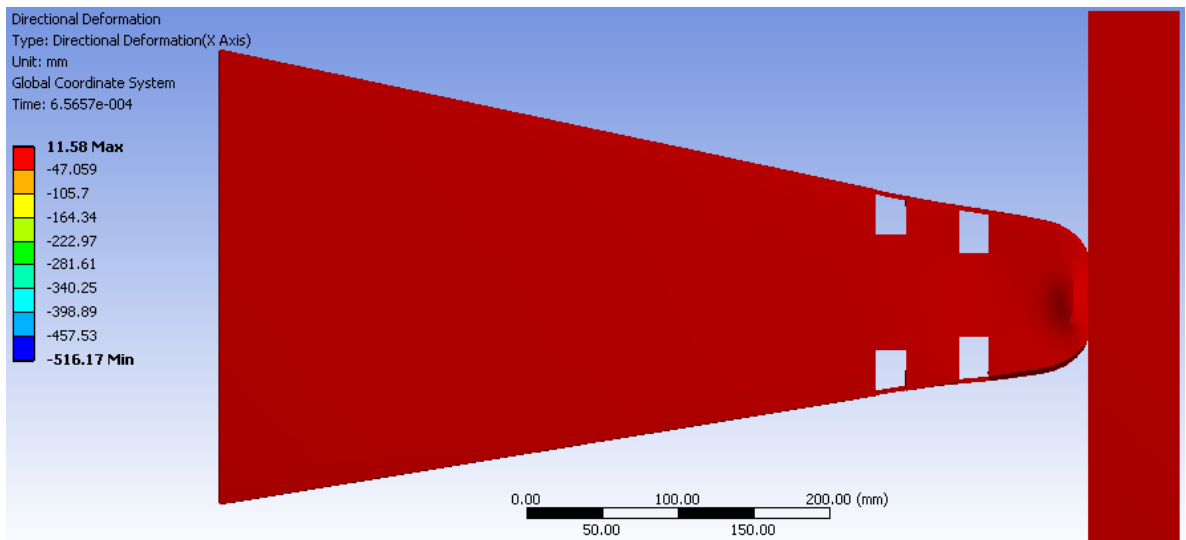
Anexo I. Proceso de deformación y planos del cono anti-impacto

PROCESO DE DEFORMACION

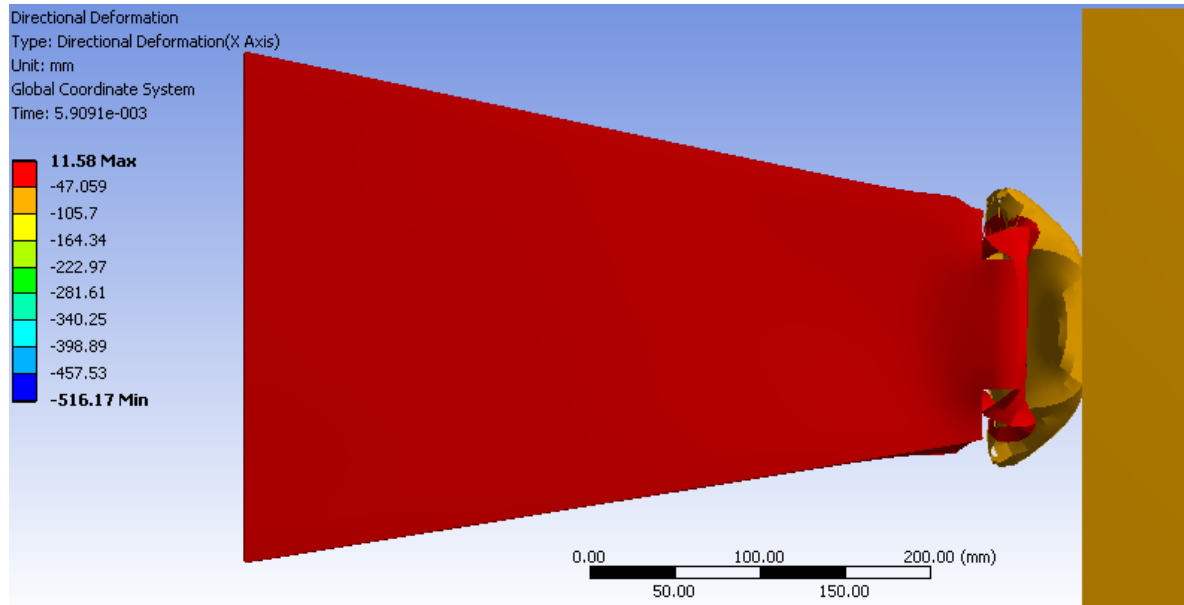
Posición inicial t=0



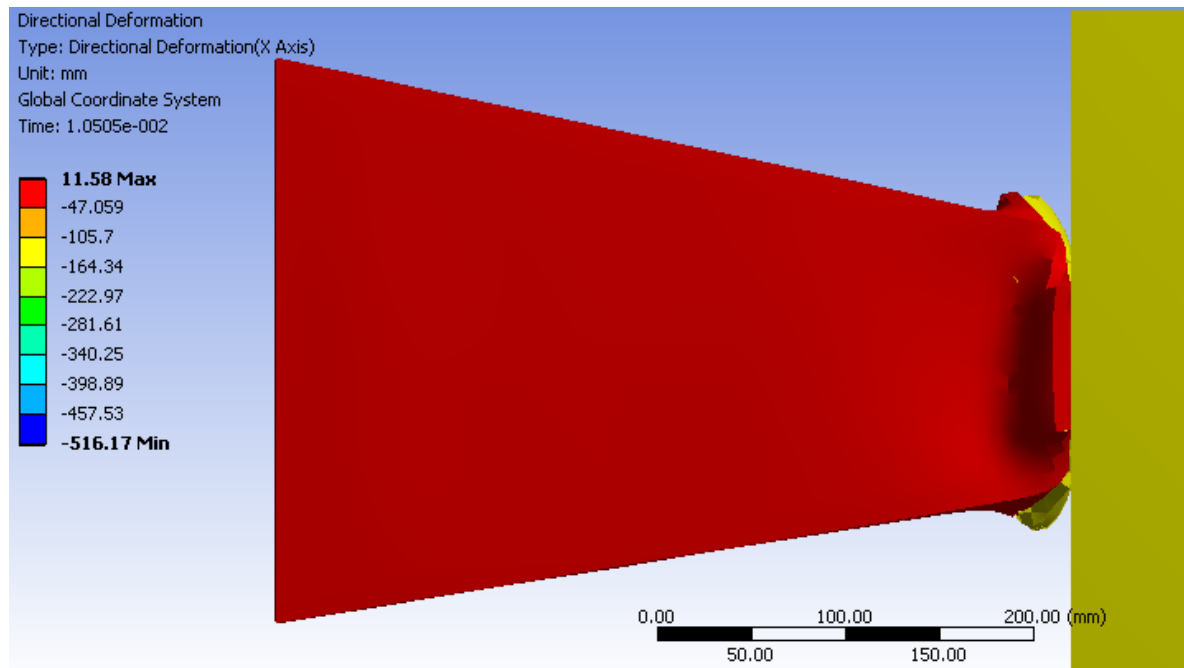
Posición en t = 6.56e-004 seg



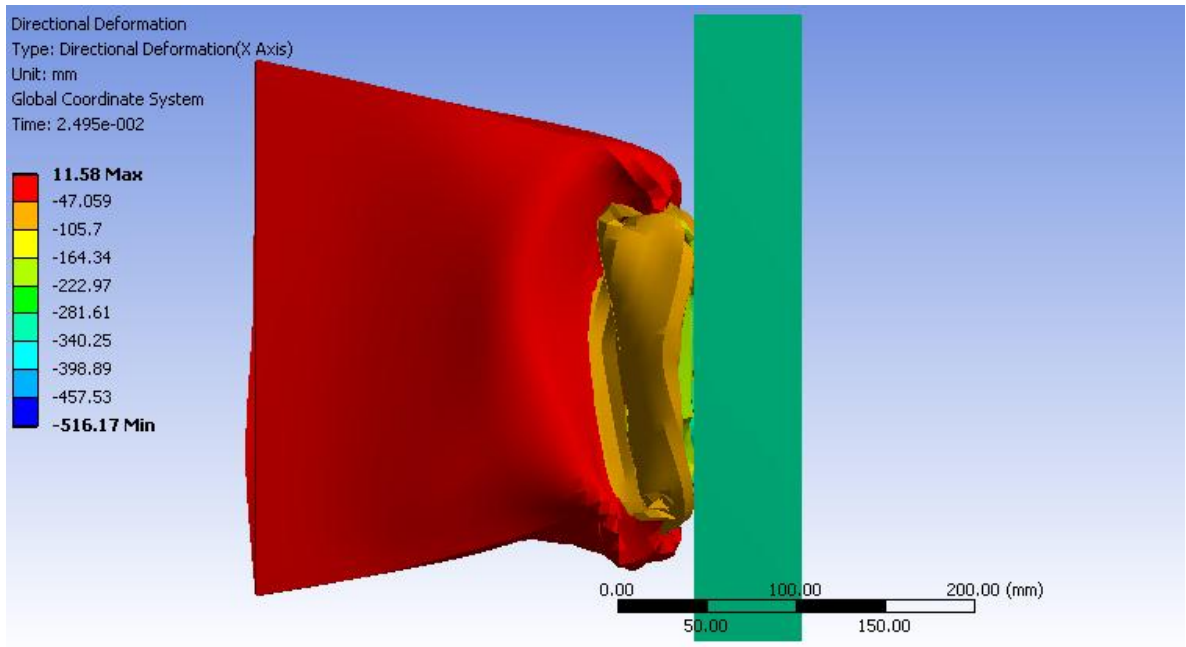
Posición en $t = 5.90e-003$ seg



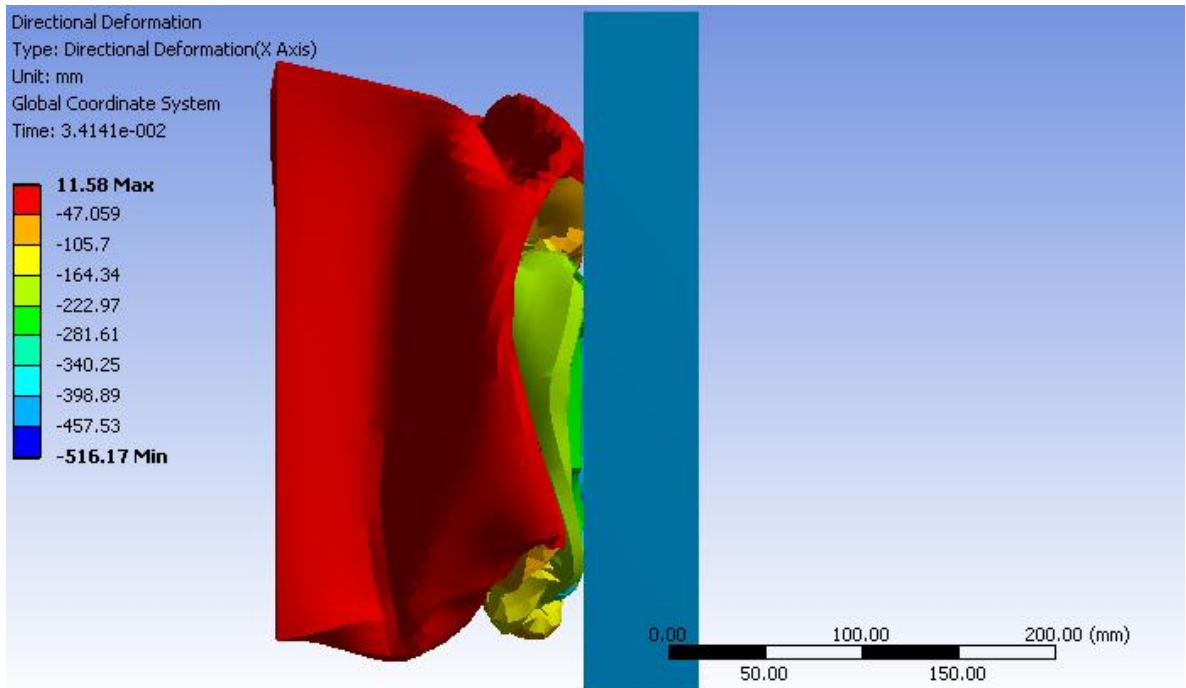
Posición en $t = 1.05e-002$ seg



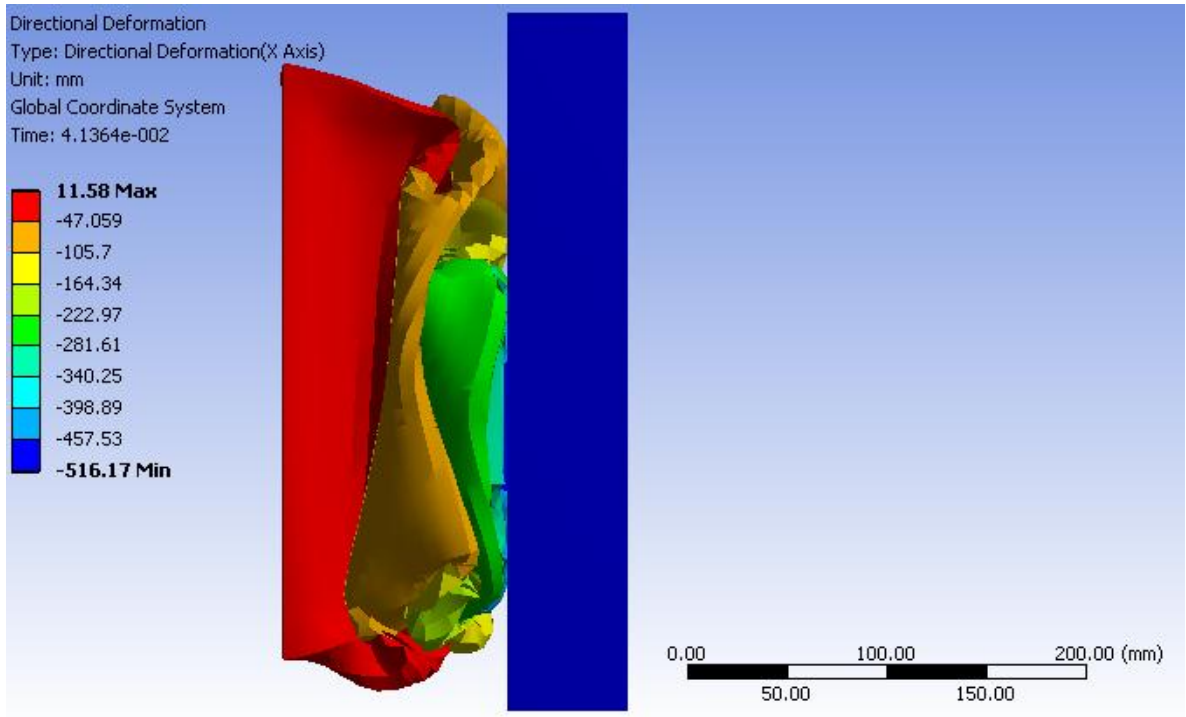
Posición en $t = 2.49e-002$ seg



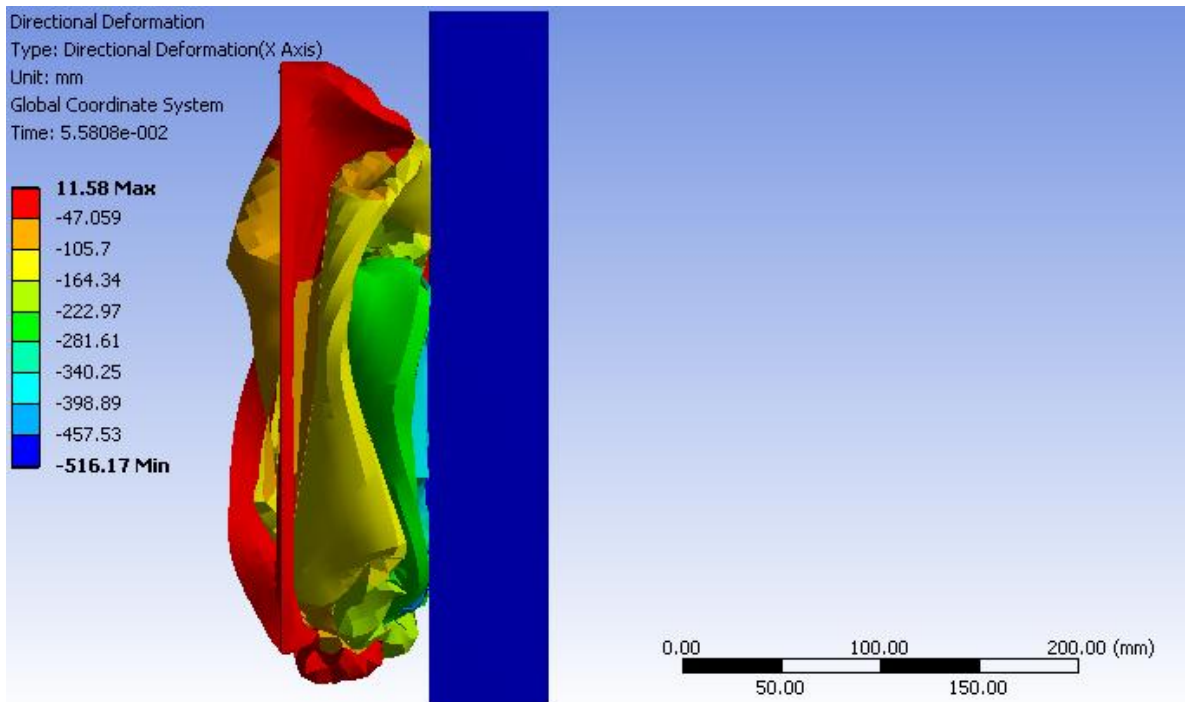
Posición en $t = 3.41e-002$ seg



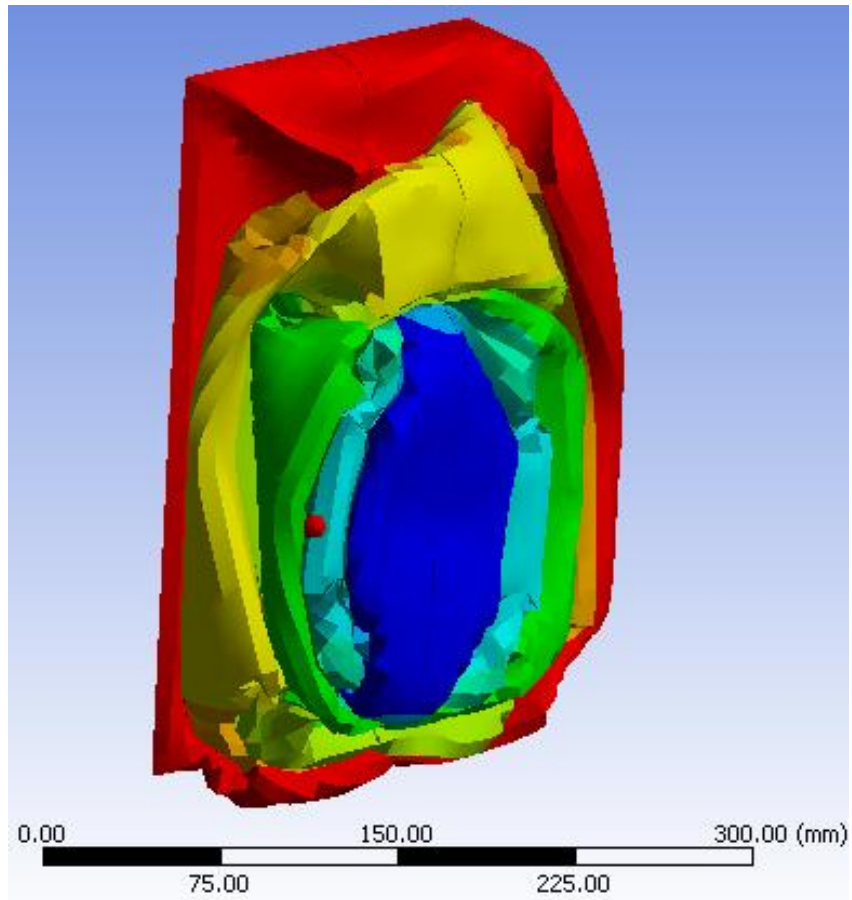
Posición en $t = 4.13e-002$ seg



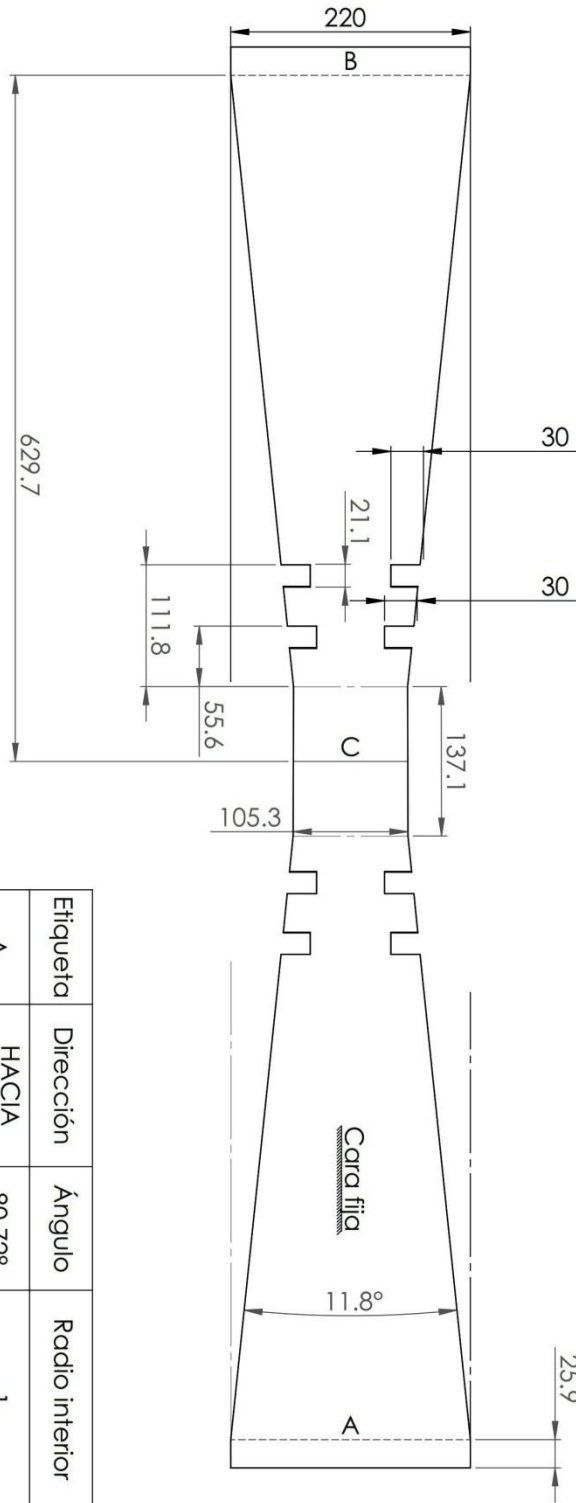
Posición en $t = 5.58e-002$ seg



Cono anti-impacto después del impacto

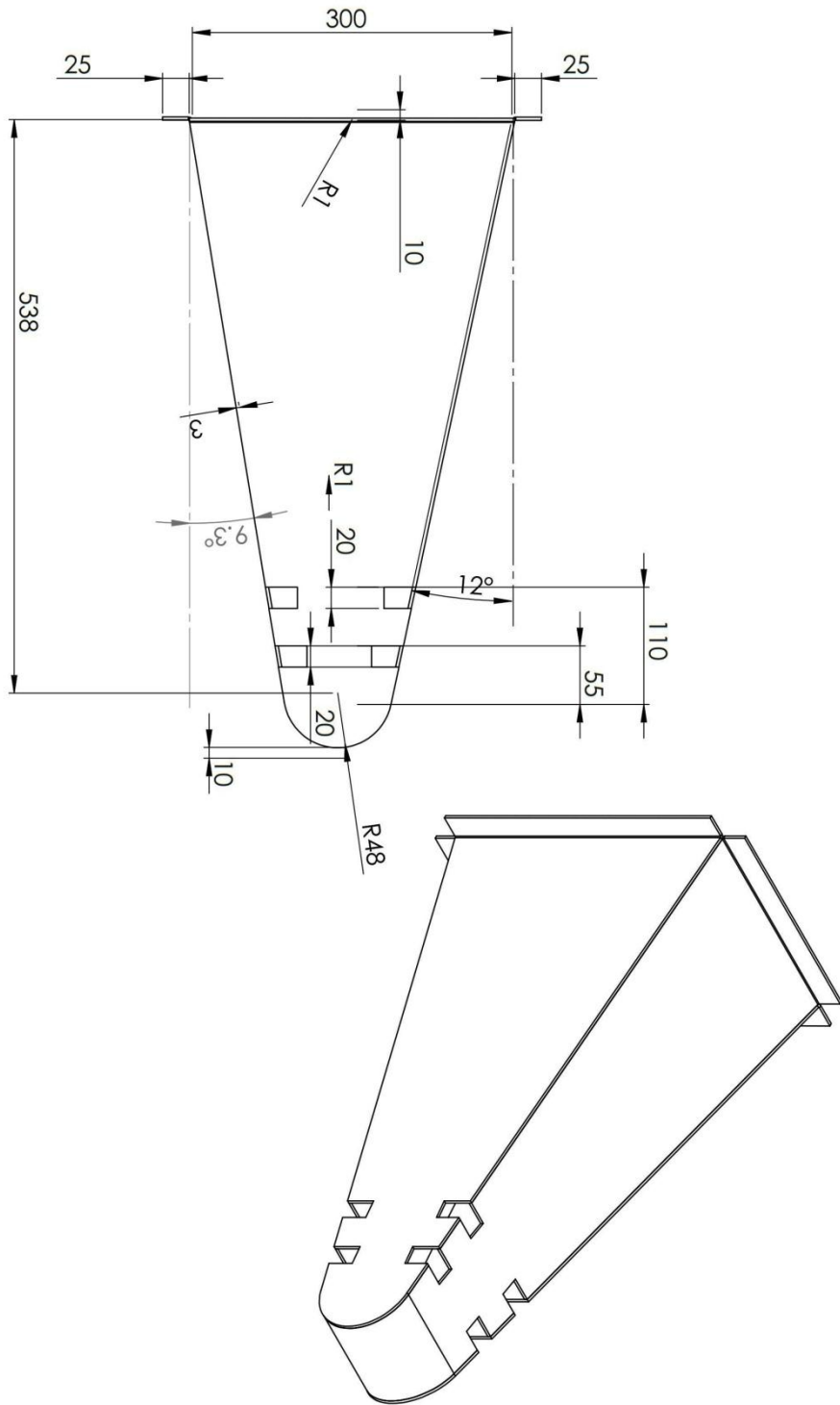


PLANOS DEL CONO ANTI-IMPACTO

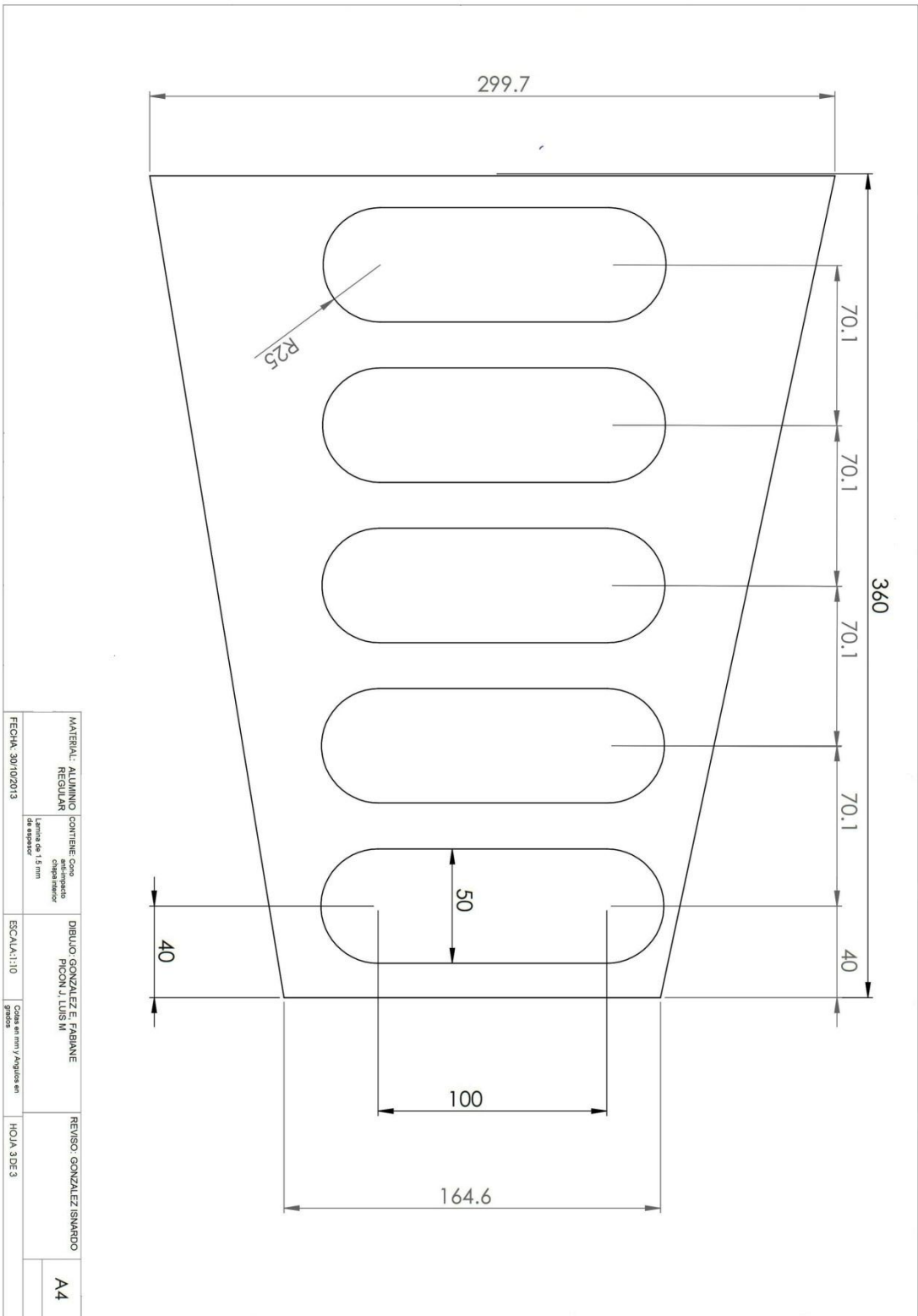


Etiqueta	Dirección	Ángulo	Radio interior
A	HACIA ABAJO	80.72°	1
B	HACIA ABAJO	78°	1
C	HACIA ARRIBA	158.72°	48

MATERIAL: ALUMINIO RESIDUAL	CONTIENE como soporte chapas superior	DIBUJO: GONZALEZ E. PAI. NE JOM J. LUIS M.	REVISO: GONZALEZ ISMIRDO	A4
FECHA: 30/10/2013	Lamina de 3 mm de espesor	ESCALA: 1:10	Cótese en mm y Angulos en grados	HOJA 1 DE 3



MATERIAL: ALUMINIO RECUBIERTO	CONTIENE CAPA de protección contra la oxidación de espesor	DIBUJO: GONZALEZ E. FERRER PROF. M. LUIS M.	REVISOR: GONZALEZ ISMAEL
FECHA: 30/10/2013	ESCALA: 1:10	Coord. en mm y Angulos en grados	HOJA 2 DE 3
			A4



Anexo J. Ecuaciones de solución en JavaFoil.

Boundary Layer Analysis

The boundary layer analysis module implements an integral boundary layer integration scheme following publications by Prof. Richard Eppler. Such integral methods are based on differential equations describing the growth of boundary layer parameters depending on the external local flow velocity. These equations are then integrated starting at the stagnation point. While accurate analytical formulations are available for laminar boundary layers, some empirical correlations are needed to model the turbulent part.

Note: the local skin friction coefficient as given on the Boundary Layer card is twice the value as used by Eppler to follow the more common convention $C_f = \tau_0 / \left(\frac{\rho}{2} \cdot v_\infty^2 \right)$.

In JAVAFOIL there is no interaction between the boundary layer and the external flow, as in *XFOIL*, though. Therefore largely separated flows cannot be analyzed – a short flow separation ($s_{\text{separated}} / c < 10\%$) at the trailing edge does not affect the results very much. Also laminar separation bubbles are not modeled; when laminar separation is detected the code switches to turbulent flow.

Transition Criteria

Methods to predict transition from laminar to turbulent flow have been developed by many authors since the early days of Prandtl's boundary layer theory. While it is possible to analyze the stability of a boundary layer numerically, all methods which are practical and fast are more or less approximate and rely on empirical relations (usually derived from experiments). Because the local boundary layer parameters at a station s are the result of an integration process starting at the stagnation point, they contain a “history” of the flow.

Local Criteria

Many methods predict transition by applying a criterion based on local boundary layer parameters. These criteria are based on relations, which can be evaluated at any station along the surface. They do not need an extra integration of some instability parameter, but of course are affected by the “history” of the flow. Most of these criteria are relating Re_{δ_2} to the shape of the boundary layer profile.

Eppler

Transition is assumed to occur when $Re_{\delta_2} \geq e^{18.4 \cdot H_{32} - 21.74 - 0.36 \cdot r}$.

Eppler enhanced

Transition is assumed to occur when $Re_{\delta_2} \geq e^{18.4 \cdot H_{32} - 21.74 + 125 \cdot (H_{32} - 1.573)^2 - 0.36 \cdot r}$.

Michel (1)

This simple criterion assumes transition to occur when $Re_{\delta_2} \geq 1.535 \cdot Re_s^{0.444}$.

Michel (2)

Transition is assumed to occur when $Re_{\delta_2} \geq 1.174 \cdot \left(1 + 22400 / Re_s \right) \cdot Re_s^{0.46}$. See [24].

H₁₂-Re_s

Transition is assumed to occur when $2.1 < H_{12} < 2.8$ and

$$\log_{10}(\text{Re}_s) \geq -40.4557 + 64.8066 \cdot H_{12} - 26.7538 \cdot H_{12}^2 + 3.3819 \cdot H_{12}^3. \text{ See [25].}$$

Criteria based on a region of instability, $n - \text{Re}_{\delta_2}$ envelopes

These methods first determine a local point of instability and then begin at this point to integrate a measure for the amplification of instability.

Drela approximates the envelopes of the amplification rate n versus Re_{δ_2} by straight lines of the form $\tilde{n} = f(\text{Re}_{\delta_2}, H_{12})$. Two versions of this approximation were used in his codes of the *XFOIL* and *MSES/ISES* family.

The approximation is expressed by

$$\tilde{n} = \frac{\partial \tilde{n}}{\partial \text{Re}_{\delta_2}} \cdot (\text{Re}_{\delta_2} - \text{Re}_{\delta_2, \text{crit}}).$$

Transition can occur when $\text{Re}_{\delta_2} > \text{Re}_{\delta_2, \text{crit}}$ and $\tilde{n} > n_{\text{crit}}$. In *JAVAFOIL* transition is assumed to occur when the value $n_{\text{crit}} = 9 - r$ is exceeded.

Drela, XFOIL 1.1 and 5.4

$$\frac{\partial \tilde{n}}{\partial \text{Re}_{\delta_2}} = 0.01 \cdot \sqrt{(2.4 \cdot H_{12} + 2.5 \cdot \tanh(1.5 \cdot H_{12} - 4.65) - 3.7)^2 + 0.25}$$
$$\log_{10}(\text{Re}_{\delta_2, \text{crit}}) = \left(\frac{1.415}{H_{12} - 1} - 0.489 \right) \cdot \tanh\left(\frac{20}{H_{12} - 1} - 12.9 \right) + \frac{3.295}{H_{12} - 1} + 0.44$$

These approximations can be found in [1] and [2].

Drela, XFOIL 5.7

Modification in 1991

$$\frac{\partial \tilde{n}}{\partial \text{Re}_{\delta_2}} = 0.028 \cdot (H_{12} - 1) - \frac{0.0345}{e^{\left(\frac{3.87}{H_{12} - 1} - 2.52 \right)^2}}$$
$$\log_{10}(\text{Re}_{\delta_2, \text{crit}}) = 0.7 \cdot \tanh\left(\frac{14}{H_{12} - 1} - 9.24 \right) + 2.492 \cdot \left(\frac{1}{H_{12} - 1} \right)^{0.43} + 0.66$$

Drela, XFOIL 6.8

only a tiny modification (term 0.66 \rightarrow 0.62)

$$\frac{\partial \tilde{n}}{\partial \text{Re}_{\delta_2}} = 0.028 \cdot (H_{12} - 1) - \frac{0.0345}{e^{\left(\frac{3.87}{H_{12} - 1} - 2.52 \right)^2}}$$
$$\log_{10}(\text{Re}_{\delta_2, \text{crit}}) = 0.7 \cdot \tanh\left(\frac{14}{H_{12} - 1} - 9.24 \right) + 2.492 \cdot \left(\frac{1}{H_{12} - 1} \right)^{0.43} + 0.62$$

```

//
//
// A simple JavaFoil example which creates a two element
// airfoil for downforce generation.
//
// switch to US country settings
Options.Country(0);
// create a cambered NACA airfoil for starting
var dThickness = 0.15;
var dCamber = 0.02;
var dCamberLocation = 0.40;
var params = new Array ( dThickness,0.0, dCamber, dCamberLocation );
Geometry.CreateAirfoil(0,61,params,true);
//
// create a copy of this first airfoil element to be used later
Modify.Select(1);
Modify.Duplicate();
// now select the first element again
Modify.Select(1);
// ... flip it upside down
Modify.Flip(0.0);
// ... scale it to 75%
Modify.Scale(0.75);
// ... rotate it 5 degrees trailing edge up around its nose (0;0)
Modify.Rotate(0,0,-5);
//
// now select the second element
Modify.Select(2);
// ... flip it upside down
Modify.Flip(0.0);
// ... scale this copy to 30%
Modify.Scale(0.30);
// ... move it back so that there is 5% overlap
Modify.Move(0.70,0.12);
// ...rotate it by 30 degrees around a point at (70%/12%)
Modify.Rotate(0.70,0.12,-30);
// finally: (THIS IS OMPORTANT!)
// select both elements again for all further analyses
// if only one element is selected on the Modify card, only this element
// will be considered during the calculation of polars etc.!
arr = new Array(2);
arr[0] = 1;
arr[1] = 2;
Modify.Select(arr);
// and move both elements up by 25% for ground clearance
// (note that the airfoil may not cross y=0 i.e. the ground plane)
Modify.Move( 0.0, 0.25 );

/*
 * prepare for analysis
 */
// switch ground effect simulation ON
Options.GroundEffect(1);
Options.MachNumber(0);
Options.StallModel(0);
Options.TransitionModel(1);
Options.AspectRatio(0);
Modify.SetPivot(0.25,0);
// velocity versus x/c should show no strong suction peaks in the
// nose region of 2nd element
Velocity.Analyze(0,0,1,0,false);
//
// polar for Re=500'000, alfa=-15 to +10 degrees
// with ground present a strong suction force is generated
// (even for single element airfoils)
// therefore a Cl_min in the order of -4 to -5 can be seen.

```

Figure 28: Velocity distribution past a NACA 2412 at an angle of attack of 5°. The results are for free flow, at 50% c above the ground and submerged 50% c below the water surface. Note that the pivot point has to be set to $y=0$, +50%, -50% respectively to minimize distortion of the x-axis due to angle of attack for the ground effect and Froude effect analysis.

Case	α [°]	C_l [-]	C_d [-]	C_m 0.25 [-]	Reference Point
free	5.0	0.843	0.01610	-0.089	25% / 0%
ground effect	5.0	0.875	0.01403	-0.064	25% / +50%
Froude effect	5.0	1.234	0.02354	-0.091	25% / -50%

Force and moment coefficients for the three cases depicted above.

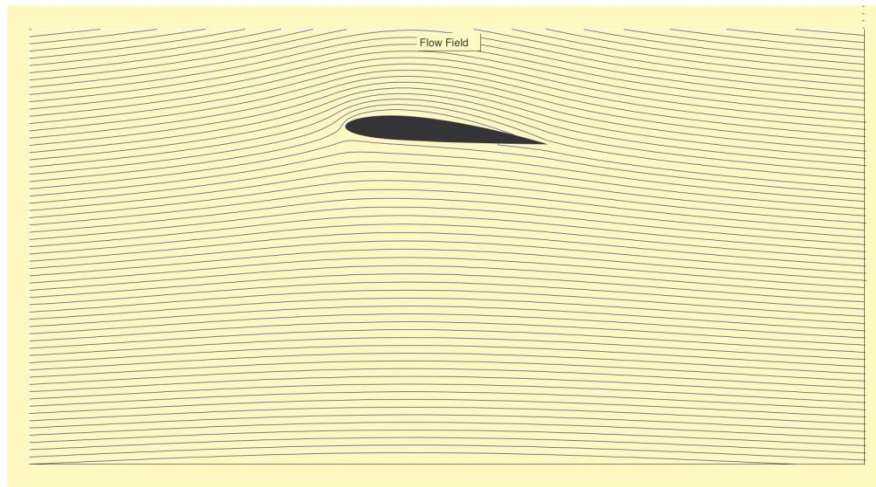


Figure 29: Streamlines around the submerged hydrofoil (note that image is clipped at $y=0$).

Multi-Element Airfoils

The maximum lift of single element airfoils is limited by onset of flow separation. The achievable limit for single element airfoils seems to be at lift coefficients between 2 and 3. For maximum lift it can be beneficial to split an airfoil into several elements, arranged to form a slotted cascade. Each element then develops its own fresh boundary layer and positive interference effects between the elements allow for a higher lift loading per element. JAVAFOIL can handle such multi-element airfoils to a limited extent. Limitations are imposed by the fact that boundary layer effects are not modeled. Therefore inaccurate results must be expected when slots are very narrow (less than twice the displacement thickness of the boundary layer) and when the wake of a leading element interacts with a following element. Nevertheless JAVAFOIL should be useful to produce a reasonable first design for a slotted airfoil with appropriate gap, overlap and element angle settings. Also one can design such sections so that suction peaks and too steep pressure gradients are avoided.

The following script shows how a two element downforce wing section can be generated starting with a basic NACA 4-digit section.

the experimental results quite well. The Navier-Stokes solutions should model boundary layer displacement effects more accurately.

The ground effect on a wing of a finite span is approximated by applying a modified calculation of the induced drag. If you specify the aspect ratio of the wing $\Lambda = b^2 / S$ (span b and wing area S), and the height of the wing above ground h/b (height h over wing span b) on the Options card, these values are used to calculate an approximation of the induced drag using

$$C_{D,i} = \frac{C_L^2}{\pi \cdot \Lambda} \cdot \left(1 - \frac{33 \cdot (h/b)^{1.5}}{1 + 33 \cdot (h/b)^{1.5}} \right).$$

Effect of a Water Surface

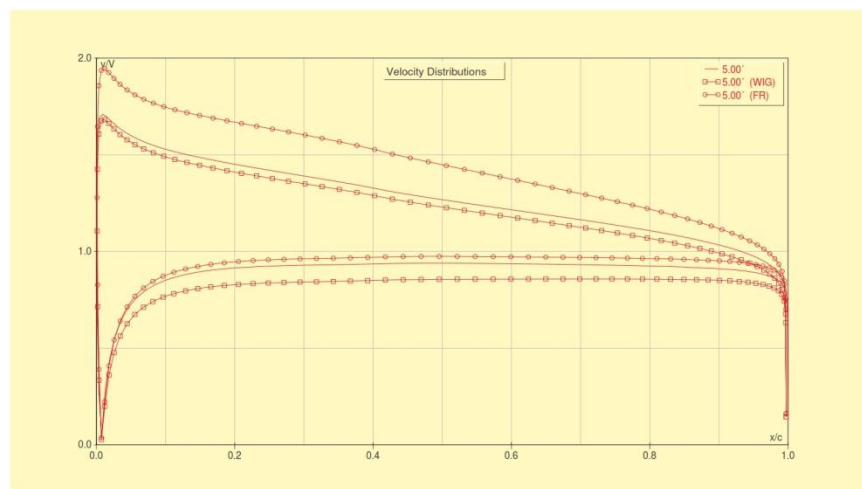
Another application of the “airfoil” is the hydrofoil, an airfoil moving under water. The water surface acts similar to a ground plane, but when the hydrofoil is operating close to the surface there is a subtle difference. The pressure field of the airfoil affects the shape of the surface – the surface is pushed upwards where an overpressure occurs and sucked downwards where the local pressure is lower than the ambient pressure. Therefore a wave is forming on the surface. This wave affects the curvature of the flow around the airfoil.

JAVAFOIL includes a simple water surface model which can be activated on the Options card. This “Froude-effect” model is valid for high (to be precise: infinite) Froude numbers.

The Froude number, which is an important parameter for hydrodynamic analyses (similar to the Reynolds number in aerodynamics), is defined as

$$Fr = \frac{v_\infty^2}{g \cdot c}.$$

In JAVAFOIL you have to move the airfoil below the water surface to the appropriate depth, which is always located at $y = 0$. This translation can be performed using the Modify card. Note that the surface effect diminishes with immersion depth and it can be assumed that it can be neglected when the airfoil is submersed deeper than 10 chord lengths below the surface.



In contrast to the flow around a free airfoil, where the flow field can be constructed from a superposition of the solutions for zero and 90 degrees angle of attack, the ground effect case cannot be created by superposition. Any change of angle of attack also changes the geometry of the airfoil and mirror airfoil pair. Therefore a new panel solution is required for each angle of attack, which slows down the calculation of a polar somewhat. More slowdown will be noticed during the analysis on the Flowfield card because here an analysis is required for each single flow field point and for each step on each streamline.

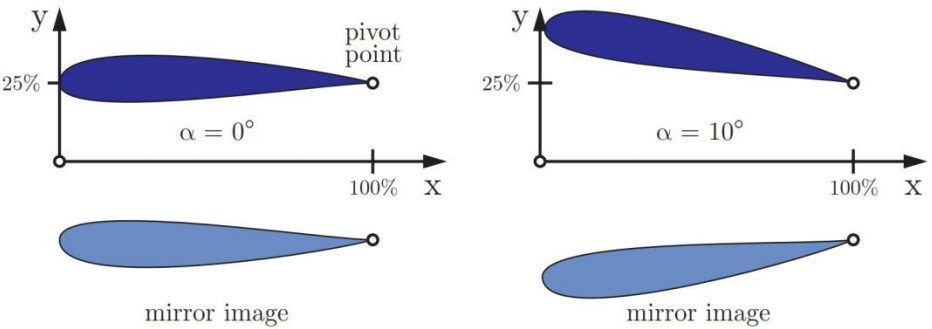


Figure 26: Changing the angle of attack in ground effect rotates around the pivot point.

The angle of attack of the airfoil is always changed by rotating the section around the pivot point specified on the Modify card. If you want to analyze an airfoil at a height of 25% of the chord length and want to maintain the trailing edge point, you would first translate the airfoil in y-direction by 25% and then set the pivot point to $x=100\%, y=25\%$. Then any subsequent change of angle of attack would maintain the trailing edge point and elevate the nose of the airfoil above the $y=25\%$ line. Note that the airfoil is rotated and thus its projection on the x/c axis becomes shorter, but pressure, velocity or Mach number distributions on the Velocity card are still plotted over x/c .

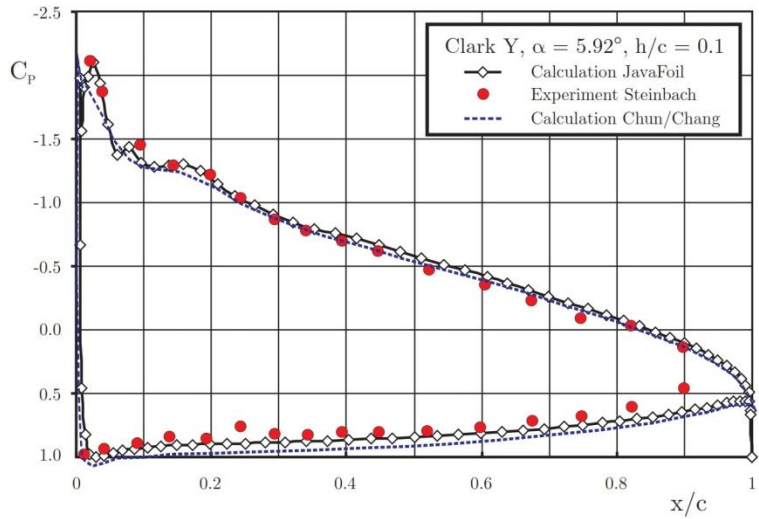


Figure 27: Distributions of the pressure coefficient on a Clark Y airfoil in ground proximity.

Results of the numerical solution of the Navier-Stokes equations have been taken from [19], the experimental results have been reproduced from [20]. The experiments were carried out with a fixed ground board, equipped with a suction system. The results of JAVAFOIL match

Figure 25: Velocity ratio past a NACA 0015 airfoil for sweep angles of 0° and 45°. Left: two dimensional analysis, data see Table 1; right: three dimensional analysis of a finite wing of very high aspect ratio.

φ	α	C_ℓ	C_d	$C_{m\ 0.25}$	C_p^*	$M_{crit.}$
[°]	[°]	[-]	[-]	[-]	[-]	[-]
0	5.00	0.604	0.01710	-0.008	-1.787	0.564
45	6.72	0.604	0.01611	-0.009	-1.650	0.579

Table 1: Two dimensional analysis results for a NACA 0015 airfoil at same lift coefficient.

As can be seen in the table above, the swept wing requires a larger angle of attack to achieve the same lift. Due to the changed velocity distribution this example exhibits lower drag and, the main reason for sweeping wings, a higher critical Mach number.

The Aerodynamic Center

The output of the “Polars” and “Aircraft” cards contains a column with the position of the aerodynamic center (A.C.). The aerodynamic center is a point on the airfoil at which the pitching moment is constant (not necessarily zero) for all angles of attack.

It can be calculated from the gradient of the pitching moment over lift coefficient curve:

$$x_{A.C.} = 0.25 - \frac{\partial C_{m0.25}}{\partial C_\ell}.$$

According to thin airfoil theory the aerodynamic center is located at 25% of the chord length and does not move when the angle of attack is changed. In real life airfoils are thick and the location typically can vary about $\pm 2\%$ around this location.

The aerodynamic center is not to be confused with the center of pressure (C.P.), which is the point at which the total aerodynamic force acts. This total force produces the same effect as the lift and pitching moment. The location of the center of pressure changes with angle of attack and can even move in front or behind the airfoil shape. The center of pressure can be calculated from lift and pitching moment coefficients:

$$x_{C.P.} = 0.25 - \frac{C_{m0.25}}{C_\ell}.$$

Note that both, center of pressure as well as the aerodynamic center, are for the airfoil only, not for the complete aircraft with tailplanes.

Effect of a Ground Surface

When a wing is brought close to the ground, its characteristics are changed considerably. First the pressure distribution around the two dimensional airfoil shape (a wing of infinite span) is affected by the presence of the ground. Second, the lift and the induced drag of a wing of finite span are affected also.

JAVAFOIL simulates the ground effect on the flow around the two dimensional airfoil by using a mirror image of the airfoil section. The mirror plane is always located at $y = 0$. Note that for a proper simulation, the baseline airfoil must be translated into the positive y -direction so that it does not intersect the horizontal line $y = 0$. This translation can be performed using the Modify card.

JAVAFOIL assumes that the wing has no taper and that it is infinitely long. In practical application, these assumptions are not too far from the conditions at mid-span of a low taper ratio wing having an aspect ratio of 10 or higher.

Note that JAVAFOIL can predict the velocity or pressure distribution over the section quite accurately, but all of its transition criteria are not made for swept wings. Typically wing sweep introduces additional disturbances due to crossflow and spanwise flow at the leading edge of the wing, which both may lead to premature transition. Therefore the drag coefficients should not be taken too serious when the sweep angle is larger than, say, 20° except if transition is fixed close to the leading edge.

In order to analyze an airfoil on a swept wing we align the defining wing section with the streamwise direction (this is also called a “sheared” wing planform). The sweep angle must be specified on the Options card and then the analyses on all other cards (including the Design card) take this angle into account. Following classical sweep theory as devised by the German aerospace engineer Busemann in the 1930s, JAVAFOIL internally analyzes the airfoil section at right angles to the leading edge at an increased angle of attack and combines the result with the tangential flow past the wing. The resulting velocity resp. pressure distribution matches perfectly with the result of a three-dimensional analysis produced with a 3D-panel method. The following figures show a comparison between JAVAFOIL and VSAERO.

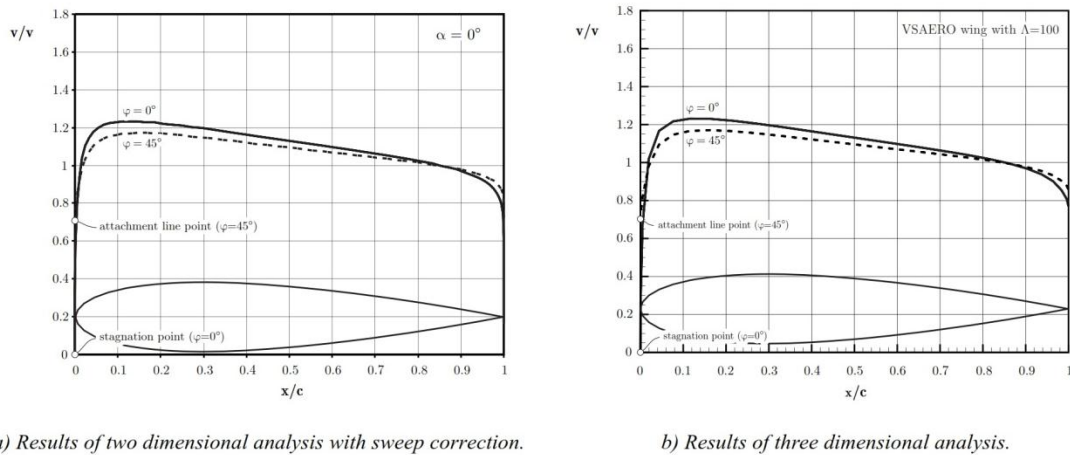
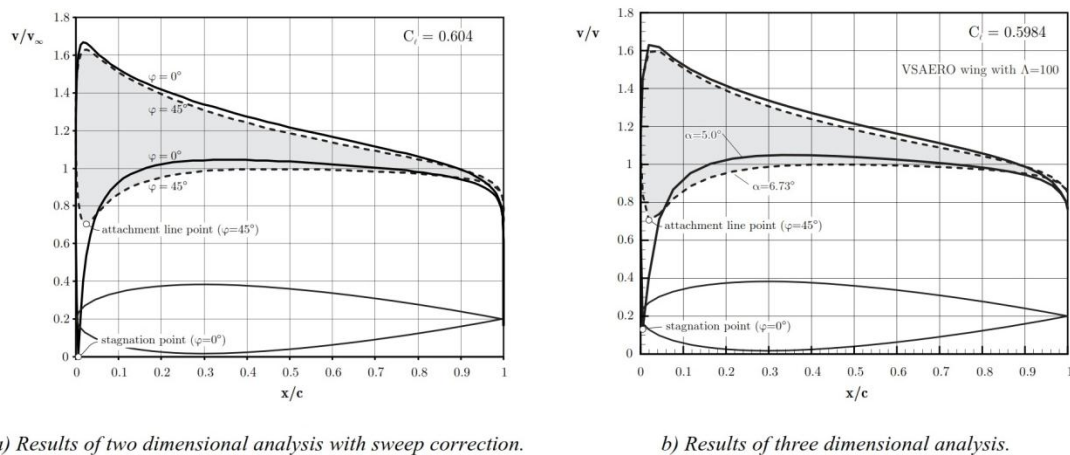


Figure 24: Velocity ratio past a NACA 0015 airfoil for sweep angles of 0° and 45°. Left: two dimensional analysis; right: three dimensional analysis of a finite wing of very high aspect ratio.



In JAVAFOIL the “k-Factor” is assumed to be 1.0 (planar wing with elliptical lift distribution).

Note that the idea of these simple corrections is to give you a feeling for the relative importance of the induced drag in relation to the airfoil drag only. For real wing design you should use a more appropriate 3D aerodynamic analysis tool, e.g. a vortex lattice or panel method.

Implementation in *JAVAFOIL*

```
public final static double DragForAspectRatio(double dCd, double dCl,
                                             double dAspectRatio,
                                             double dMachNumber)
{
    double dReturn = dCd;

    if (dAspectRatio > 0.1)
    {
        // add the induced drag of finite wing according to Prandtl
        dReturn += dCl * dCl / (Math.PI * dAspectRatio);
    }

    return (dReturn);
}
```

Note that all finite wing results are only approximations. If you need more accurate results, you must use a 3D wing analysis code, which ideally can also handle friction effects.

Swept Wings in *JAVAFOIL*

While *JAVAFOIL* is and remains a tool for analyzing two-dimensional wing sections, it is capable of analyzing an airfoil section as part of a swept wing. This is no replacement for the three-dimensional analysis of the three-dimensional wing using appropriate tools, but it helps to understand the main effects of wing sweep on the velocity respectively pressure distribution. You have to keep in mind, that a three dimensional wing has wing tips, one or more kinks in the spanwise sweep angle distribution and that it may be tapered. Also the boundary layer on a three-dimensional swept wing deviates from the ideal two-dimensional models used in *JAVAFOIL*.

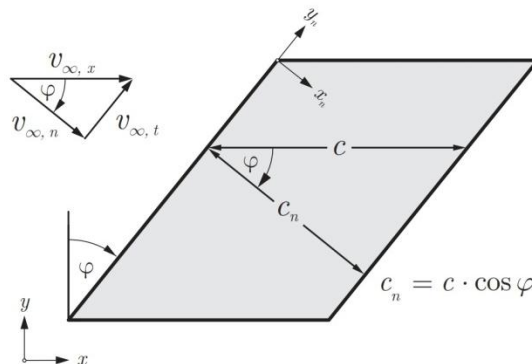


Figure 23: Top view of a swept wing with sections in the $x - z$ and in the normal plane $x_n - z_n$.

$$C_L = \frac{C_{\ell}}{\sqrt{1 - M_{\infty}^2 + \left(\frac{2 \cdot \pi}{\Lambda \cdot \pi}\right)^2} + \frac{2 \cdot \pi}{\Lambda \cdot \pi}}$$

If the aspect ratio is larger, $\Lambda \geq 4$, the simplified approximation is applied:

$$C_L = \frac{C_{\ell}}{\sqrt{1 - M_{\infty}^2} + \frac{2 \cdot \pi}{\Lambda \cdot \pi}}$$

Implementation in *JAVAFoil*

```
public final static double LiftForAspectRatio(double dCl,
                                             double dAspectRatio,
                                             double dMachNumber)
{
    double dReturn = dCl;

    // correction for finite wings
    if (dAspectRatio > 0.1)
    {
        // Source: Anderson, "Aircraft Performance and Design"
        // lift gradient reduction factor
        // a_0 / (pi*AR)
        double dGradientRatio = 2.0 * Math.PI / (Math.PI *
                                                dAspectRatio);
        if (dAspectRatio < 4.0)
        {
            // low aspect ratio, compressible (Anderson [2.18b])
            dReturn /=
                (Math.sqrt(1.0 - Math.pow(dMachNumber, 2.0)) +
                 Math.pow(dGradientRatio, 2.0)) +
                dGradientRatio;
        }
        else
        {
            // high aspect ratio, compressible (Anderson [2.16])
            dReturn /=
                (Math.sqrt(1.0 - Math.pow(dMachNumber, 2.0)) +
                 dGradientRatio);
        }
    }
    return (dReturn);
}
```

Determination of Drag for given Aspect Ratio and Mach number

After the lift coefficient of the 2D airfoil for a given angle of attack α has been corrected to the effect of the 3D wing, an approximation of the induced drag is added to the airfoil drag (for the same angle of attack α). This correction is also only applied if you specify a value for the aspect ratio of the wing $\Lambda = b^2 / S$ (span b and wing area S) on the Options card. As no information about the real wing shape is available, the assumption of having a “good” wing planform is assumed.

Therefore the induced drag component is calculated by using the classical formula derived by lifting line theory (Prandtl).

$$C_{D,i} = k \cdot \frac{C_L^2}{\pi \cdot \Lambda}$$

- prescribe the environmental condition density ρ_∞ and kinematic viscosity ν .
- prescribe a wing loading $\frac{m}{S}$ and a reference chord length c .
- perform the following calculation sequence:
 - initial value
 - $Re^* = 10^6$
 - for ($\alpha = \alpha_0$ to α_1 step $\Delta\alpha$)
 - {
 - iterate
 - {
 - $Re = Re^*$
 - $C_L = f(\alpha, Re)$
 - $Re^* = \sqrt{\frac{g}{\frac{\rho_\infty}{2} \cdot C_L \cdot \nu^2} \cdot \frac{m}{S} \cdot c^2}$
 - }
 - while($\frac{|Re^* - Re|}{Re} > \epsilon$)

Note that the result still is an airfoil polar, even if wing loading and chord length are involved. Only when you additionally specify an aspect ratio on the options card, the polars include the induced drag and approximate a finite wing.

A precaution must be undertaken to handle cases where $C_L \rightarrow 0$. Here JAVAFOIL limits the Reynolds number to a value corresponding to a small lift coefficient, e.g. $C_L = 0.02$.

Note: One can also derive the Reynolds number for a constant ratio $\frac{m}{\Lambda}$, eliminating the chord length c . This has not been implemented in JAVAFOIL as it was considered more abstract to think in terms of $\frac{m}{\Lambda}$ instead of the aircraft design parameters $\frac{m}{S}$ and c . But as the relation is $\frac{m}{S} \cdot c^2 = \frac{m}{\Lambda}$ it would be sufficient to use $\frac{m}{\Lambda}$ instead of $\frac{m}{S}$ in JAVAFOIL while setting $c = 1$.

Correction of Lift for given Aspect Ratio and Mach number

For a given angle of attack, a 3D wing of finite aspect ratio produces less lift than the 2D airfoil section, which corresponds to an infinite aspect ratio. Another correction has to be applied when the Mach number is larger than zero. In subsonic flight more lift is produced when the Mach number is increased.

The 3D wing correction is applied only if you specify a value for the aspect ratio of the wing $\Lambda = b^2/S$ (span b and wing area S) on the Options card.

The following correction is applied to the lift coefficient of a 2D airfoil C_L in order to approximate the lift coefficient $C_{L,3D}$ of the 3D wing in compressible flow. The correction is divided into two regimes of aspect ratios.

For small aspect ratios ($\Lambda < 4$) the following formula is used:

panel methods). Also no additional wing effects (like Reynolds number variation due to taper) are taken into account.

Polars for Constant Wing Loading

Airfoil data has traditionally been presented in form of graphs and tables for constant Reynolds numbers. This form results from the typical way wind tunnel experiments and numerical analyses are conducted. In a wind tunnel it is relatively easy to maintain a constant wind speed and Reynolds number.

Now the lift coefficient of a real airplane depends on the speed because the wing loading is usually fixed during flight – flying at low lift coefficients results in high speeds (and high Reynolds numbers) and vice versa. Therefore the operating points during flight would slice through a set of polars having constant Reynolds numbers.

It is possible to create polars more closely related to the conditions during flight. This would require adjusting the wind speed to each lift coefficient, which is cumbersome and expensive in a wind tunnel, but feasible in a numerical tool like JAVAFOIL. Here you can use the Aircraft card to calculate polars for a given wing loading.

Abbreviations:

mass of aircraft	m	kg
gravity constant	g	m/s ²
density of medium	ρ_∞	m/s ²
kinematic viscosity	ν	m ² /s
flight speed	v_∞	m/s
wing area	S	m ²
chord length	c	m
Reynolds number	Re	-

Basic Equations

The definition of the lift coefficient is $C_L = \frac{m \cdot g}{\frac{\rho_\infty}{2} \cdot v_\infty^2 \cdot S}$. Solving the definition of the

Reynolds number $Re = \frac{v_\infty \cdot c}{\nu}$ for the velocity v_∞ yields $v_\infty = \frac{Re \cdot \nu}{c}$. Inserting this result into the definition of the lift coefficient produces

$$C_L = \frac{m \cdot g \cdot c^2}{\frac{\rho_\infty}{2} \cdot Re^2 \cdot \nu^2 \cdot S}.$$

Solving for the Reynolds number yields

$$Re = \frac{c}{\nu} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot g}{\rho_\infty \cdot C_L} \cdot \frac{m}{S}}.$$

Note that this equation can also be written $Re \cdot \sqrt{C_L} = \frac{c}{\nu} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot g}{\rho_\infty} \cdot \frac{m}{S}}$, which means that we can also calculate polars of constant $Re \cdot \sqrt{C_L}$ to match a given aircraft.

Using these results one can derive an aircraft oriented airfoil polar for a given wing loading $\frac{m}{S}$ and given mean chord length c . Due to the dependency between lift coefficient and Reynolds number an iterative calculation procedure is used:

and k is a factor to account for the shape of the lift force distribution along the span (for good wing designs $k \approx 1$).

Now, JAVAFOIL is a program for the analysis of two dimensional airfoils. Nevertheless it supports a very simple model of finite wings to allow for a more realistic comparison of airfoils. When the user supplies a value for the aspect ratio on the Options card classical wing theory formulas are used to determine an approximation of the 3D effects.

These effects can be applied to the polars produced by JAVAFOIL and make it possible to get a first impression of the relations between induced drag and airfoil drag. For example the importance of the airfoil drag is diminishing for higher lift coefficients and lower aspect ratios.

The three dimensional corrections can be applied to the results for constant Reynolds number (Polar card) as well as more realistically for the results associated with a constant wing loading (Aircraft card).

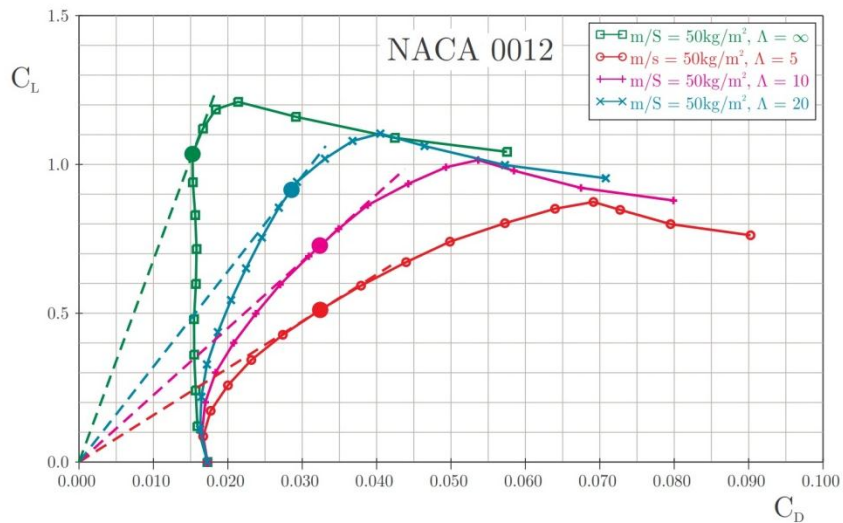


Figure 22: Lift versus drag coefficient polars for a NACA 0012 airfoil and wings of different aspect ratio.

The graph above shows the effect of the wing aspect ratio on lift over drag coefficient. Starting with infinite aspect ratio (aspect ratio = 0 on the Options card) three wings with increasing aspect ratio have been analyzed. For each curve the maximum of the lift over drag (L/D) ratio is indicated by a filled circle. It can be clearly seen, that depending on the aspect ratio the additional induced drag distorts the polar so that the optimum L/D ratio is shifted to lower lift coefficients. While the two dimensional airfoil achieves its maximum of L/D at slightly above $C_L = 1.0$, the low aspect ratio wing of $\Lambda = 5$ requires to operate the airfoil at $C_L = 0.5$ because this is the optimum C_L of the whole wing. If we compare with another airfoil we would better compare the airfoils at the lift coefficients corresponding to the wing aspect ratios.

Note that the results as shown above are accurate for a wing having an elliptical lift distribution and an elliptical, untwisted planform. Due to the spanwise lift distribution on a generic wing, the airfoils along the span of the wing will operate somewhat above and below the total lift coefficient of the wing. To study this effect requires using a more sophisticated three dimensional wing analysis code (e.g. for subsonic flow lifting line, vortex lattice or

In order to indicate how close the local flow is to supersonic speeds, JAVAFOIL calculates the critical pressure coefficient if a Mach number is specified on the Options card. The critical limit is drawn as a wavy line in the graph on the Velocity card. Additionally, a compressibility correction is applied to the incompressible solution to model first order compressibility effects. Note however, that the theory becomes invalid, when flow reaches or exceeds sonic speed.

In JAVAFOIL, the critical pressure coefficient is calculated from the relation

$$C_{p, \text{crit}} = \frac{2}{\kappa \cdot M_\infty^2} \cdot \left(\left(\frac{2}{\kappa + 1} \cdot \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} \cdot M_\infty^2 \right) \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} - 1 \right)$$

In terms of the velocity ratio the critical limit is found from

$$\left(\frac{v}{v_\infty} \right)_{\text{crit}} = \sqrt{1 + 2 \cdot \frac{1 + M_\infty^2}{(\kappa + 1) \cdot M_\infty^2}}$$

Compressibility Corrections

There are different ways to correct incompressible flow results for compressibility effects. One should keep in mind that these are only corrections – they can never produce the correct physical effects when the flow locally reaches or exceeds supersonic speed. Therefore the applicability of all compressibility corrections is limited to cases where the local flow velocity (which can be much higher than the onset flow velocity) is well beyond the speed of sound. In practical application one can use such corrections well up to about $M = 0.5$, the error grows very rapidly when the onset Mach number exceeds 0.7.

In JAVAFOIL, the incompressible panel analysis is always performed for the given airfoil – the shape is never geometrically distorted. The compressibility correction is applied later to the local surface pressure according to the Kármán-Tsien approximation

$$C_{p,c} = \frac{2 \cdot C_{p,i} \cdot \left(1 + \sqrt{1 - M_\infty^2} \right)}{2 \cdot \left(1 + \sqrt{1 - M_\infty^2} - M_\infty^2 \right) + M_\infty^2 \cdot C_{p,i}}$$

The corrected pressure coefficient is then used to calculate the lift and moment coefficients.

Finite Wings in JAVAFOIL

In the 1920s it has been found by Prandtl and also by Lanchester that the finite span of wings affects their aerodynamic performance. They found that the effects could be expressed as a function of the aspect ratio (a.k.a. “slenderness” or “finesse”) of the wing. Prandtl’s “Lifting Line” theory was developed and successfully applied to design wings up to the 1940s and even today it is useful for unswept wings of relatively high aspect ratio ($\Lambda > 5$). The aspect ratio can be determined from $\Lambda = b / \ell = b^2 / S$ (span b divided by the mean chord length ℓ or span squared divided by wing area S). The main result of this theory is that the airfoil drag is increased by an additional drag force (“induced drag” a.k.a. “vortex drag”) which is caused by the finite wing span and the associated wake downwash behind the wing. It is physically unavoidable when a wing has to produce lift. The vortex drag coefficient of a wing can be expressed by $C_{D, \text{induced}} = k \cdot C_L^2 / (\pi \cdot \Lambda)$, where C_L is the lift coefficient of the whole wing

$$C_{d, \text{lower}} = C_{d, \text{lower}} - 0.2 \cdot \sin(\alpha + \theta_{\text{TE}}) \cdot (x_{\text{TE}} - x_{\text{sep, lower}})^2$$

$$\Delta C_\ell = C_{l, \text{max, fudge}} \cdot (\alpha + \theta_{\text{TE}}) \cdot \pi \cdot (x_{\text{TE}} - x_{\text{sep, lower}})$$

```

if(  $\Delta C_\ell < 0$  )
{
    // lift reduction
     $C_\ell = C_\ell - \Delta C_\ell$ 
}
else
{
    // lift multiplier
     $C_\ell = C_\ell \cdot (1 - \sin \alpha \cdot (x_{\text{TE}} - x_{\text{sep, lower}}))$ 
}

// moment increment
 $C_m = C_m - \sin \alpha \cdot (x_{\text{TE}} - x_{\text{sep, lower}}) \cdot (0.5 \cdot (1 + x_{\text{sep, lower}}) - 0.25)$ 
}

// lift multiplier due to modified suction peak criterion
 $C_\ell = C_\ell \cdot \frac{1}{\left(\frac{\Delta C_{p, \text{max}}}{30}\right)^2 + 1}$ , where  $\Delta C_{p, \text{max}}$  is the difference between the minimum pressure

```

coefficient close to the nose of the airfoil and the pressure close to the trailing edge.

Compressible Flow

JAVAFOIL analyzes airfoils in incompressible flow, which means low Mach numbers as they are common in model aircraft of general aviation airplanes. In practical application this means Mach numbers below $M = 0.25$. It is possible however to extend the Mach number range somewhat by applying compressibility corrections to the incompressible results. This is only possible, as long as the flow speed is subsonic all over the surface of the airfoil and compressibility effects are small.

Critical Pressure Coefficient

The character of the flow changes dramatically when sonic speed is exceeded anywhere on the surface. The pressure coefficient associated with sonic speed is called “critical pressure” coefficient ($C_{p, \text{crit}}$). In most cases pressure recovery from supersonic to subsonic speeds (from $C_p < C_{p, \text{crit}}$ to $C_p > C_{p, \text{crit}}$) is leading to an abrupt recompression with a shock. The analysis of such flows requires more complex methods than implemented in JAVAFOIL. Such methods must be capable of handling compressible flows (for example by solving the full, compressible potential equations or by solving the Euler equations).

```

if (  $x_{\text{sep, upper}} < x_{\text{TE}}$  )
{
    // trailing edge angle of upper surface
     $\theta_{\text{TE}} = \arctan \left( -\frac{y_{\text{sep, upper}} - y_{\text{TE}}}{x_{\text{sep, upper}} - x_{\text{TE}}} \right)$ 
}
else
{
     $\theta_{\text{TE}} = 0$ 
}
// drag increment
 $C_{\text{d, upper}} = C_{\text{d, upper}} + 0.2 \cdot \sin(\alpha + \theta_{\text{TE}}) \cdot (x_{\text{TE}} - x_{\text{sep, upper}})^2$ 

 $\Delta C_\ell = C_{\text{l, max, fudge}} \cdot (\alpha + \theta_{\text{TE}}) \cdot \pi \cdot (x_{\text{TE}} - x_{\text{sep, upper}})$ 

if (  $\Delta C_\ell > 0$  )
{
    // lift reduction
     $C_\ell = C_\ell - \Delta C_\ell$ 
}
else
{
    // lift multiplier
     $C_\ell = C_\ell \cdot \left( 1 - \sin \alpha \cdot (x_{\text{TE}} - x_{\text{sep, upper}}) \right)$ 
}

// moment increment
 $C_{\text{m}} = C_{\text{m}} - \sin \alpha \cdot (x_{\text{TE}} - x_{\text{sep, upper}}) \cdot \left( 0.5 \cdot (1 + x_{\text{sep, upper}}) - 0.25 \right)$ 
}
else if (  $\alpha < 0$  )
{
    // handle separation on lower surface
    if (  $x_{\text{sep, lower}} < x_{\text{TE}}$  )
    {
        // trailing edge angle of lower surface
         $\theta_{\text{TE}} = \arctan \left( -\frac{y_{\text{sep, lower}} - y_{\text{TE}}}{x_{\text{sep, lower}} - x_{\text{TE}}} \right)$ 
    }
    else
    {
         $\theta_{\text{TE}} = 0$ 
    }
}
// drag increment

```

r = 1	smooth, but slightly rough surface as for example a painted cloth surface
r = 2	similar to the NACA standard roughness
r = 3	dirty surface with spots of dirt, bugs and flies

Note that the NACA standard roughness is usually applied to the leading edge only. It consists of a sparse (5-10% of the area) leading edge coating up to 8% x/c. The grain size is about 0.45‰ of the chord length. Thus for a wing chord length of 1m the grain size would be 0.45mm.

Stall Corrections

Empirical Stall Correction #1 („CalcFoil“)

```

if (α > 0 )
{
    // handle separation on upper surface
    // drag increment
    Cd, upper = Cd, upper + |sin2 α · (xTE - xsep, upper)2 + 0.025 · cos α · (xTE - xsep, upper)2|
    // lift multiplier reduces lift linearly with length of separated length
    Cℓ = Cℓ · (1 - 0.2 · (xTE - xsep, upper))
}
else if (α < 0 )
{
    // handle separation on lower surface
    // drag increment
    Cd, lower = Cd, lower + |sin2 α · (xTE - xsep, lower)2 + 0.025 · cos α · (xTE - xsep, lower)2|
    // lift multiplier reduces lift linearly with length of separated length
    Cℓ = Cℓ · (1 - 0.2 · (xTE - xsep, lower))
}

// moment multiplier
Cm, corrected = Cm, panel method · 0.9 · xsep, lower2 · xsep, upper2

// lift multiplier due to suction peak criterion
Cℓ = Cℓ ·  $\frac{1}{\left(\frac{\Delta C_{P, \max}}{20}\right)^2 + 1}$ , where ΔCP, max is the difference between the minimum pressure
coefficient close to the nose of the airfoil and the pressure close to the trailing edge.

```

Empirical Stall Correction #2 („Eppler“)

```

if (α > 0 )
{
    // handle separation on upper surface

```

Method of Arnal:

A set of tables produced by D. Arnal has been approximated by W. Würz with polynomials:

$$\frac{\partial \tilde{n}}{\partial \text{Re}_{\delta_2}} = a_1 + a_2 \cdot H_{12} + a_3 \cdot H_{12}^2$$
$$\log_{10}(\text{Re}_{\delta_2, \text{crit}}) = b_1 + b_2 \cdot H_{12} + b_3 \cdot H_{12}^2$$

Here the envelope is not a straight line as in Drela's method. For details see [21].

In JAVAFOIL transition is assumed to occur when the value $n_{\text{crit}} = 9 - r$ is exceeded.

Method of Granville

This method is not described here. It also works by integrating a stability parameter starting from a point of instability.

Abbreviations:

approximation of n	\tilde{n}
roughness factor (0 = smooth)	r
displacement thickness	δ_1
momentum thickness	$\delta_2 = \theta$
shape factor displacement thickness / momentum thickness	$H_{12} = \frac{\delta_1}{\delta_2}$
Reynolds number based on local momentum thickness	$\text{Re}_{\delta_2} = \text{Re}_{\theta}$
Reynolds number based on local arc length	Re_s

Effect of Roughness

The effect of roughness on transition and drag is complex and cannot be simulated accurately. Even modern resource hungry direct numerical simulation methods have difficulties to simulate the effect.

In JAVAFOIL two effects of surface roughness are modeled:

- laminar flow on a rough surface will be destabilized leading to premature transition,
- laminar as well as turbulent flow on rough surfaces produce a higher skin friction drag.

The effect on toughness is modeled in the following transition models

Eppler Standard	Transition is assumed to occur when $\text{Re}_{\delta_2} \geq e^{18.4 \cdot H_{32} - 21.74 - 0.36 \cdot r}$.
Eppler enhanced	Transition is assumed to occur when $\text{Re}_{\delta_2} \geq e^{18.4 \cdot H_{32} - 21.74 + 125 \cdot (H_{32} - 1.573)^2 - 0.36 \cdot r}$.
Drela, e^n approx.	Transition is assumed to occur when the value $n_{\text{crit}} = 9 - r$ is exceeded.
Arnal (Würz)	Transition is assumed to occur when the value $n_{\text{crit}} = 9 - r$ is exceeded.

The global effect on drag is taken into account by a simple scaling of the total drag coefficient

$$C_d = C_d \cdot (1 + r/10)$$

The roughness factor r is meant to represent the following surface conditions

$r = 0$	perfect smooth surface as for example on a composite material sailplane wing
---------	--

```
Polar.Analyze(500000,500000,500000,-15,10,1,1.0,1.0,0,false);  
//  
// finally: export coordinates in XML format  
Geometry.Save("Z:/groundforce-example.xml");
```

Automating JAVAFOIL with a Script

JavaFoil had a rather simple but useful scripting interface since 2002. In 2012 this has been rewritten to make use of JavaScript as the scripting language. This scripting engine is included with Java 1.5 or later and allows for more complex scripts with loops. Scripts can be recorded, modified and stored for later reuse in script files. Basically these scripts mimic the actions you perform in the graphical user interface. The syntax must follow the JavaScript rules, which are not detailed here. The easiest way to start with scripting is to use the script recorder built into the Script dialog window, which can be opened on the Options card.

Sometimes it is useful to have JAVAFOIL execute a command sequence in a script automatically and then terminate. This allows running JAVAFOIL inside a parameter sweep or as part of an optimization loop. For this purpose you prepare the script file and start JavaFoil with the name of the script file on the command line. Then JAVAFOIL runs invisible, without opening a window, and executes the commands in the script file.

The name of the script file can be transferred to JAVAFOIL in two ways. First you can define a “system property” using the “-D” command line option of the java command, look like so:

```
javaw.exe -DScript="Path\Script" -cp "Path\mhclasses.jar" -jar "Path\javafoil.jar"
```

Alternatively, you can specify the script file using as a command line argument to JAVAFOIL like this:

```
javaw.exe -cp "Path\mhclasses.jar" -jar "Path\javafoil.jar" Script="Path\Script"
```

Both ways methods are equivalent and produce the same result.

Note that this example in Windows style uses the backslash as file separator, for Unix-like systems you have to use the appropriate separator, usually a forward slash.

Note:

As JAVAFOIL is running without showing a window, you must make sure that the script ends with an `Exit()` command to terminate the JAVAFOIL run properly. Otherwise, the JAVAFOIL process will continue to run. In Windows you can check for running JAVAFOIL processes using the Task Manager window. In Unix-like operating systems you can use the “ps” command to list all processes running under your user account.

Anexo K. Teoría de los modelos de turbulencia

11.3 The Spalart-Allmaras Model

In turbulence models that employ the Boussinesq approach, the central issue is how the eddy viscosity is computed. The model proposed by Spalart and Allmaras [325] solves a transport equation for a quantity that is a modified form of the turbulent kinematic viscosity.

11.3.1 Transport Equation for the Spalart-Allmaras Model

The transported variable in the Spalart-Allmaras model, $\tilde{\nu}$, is identical to the turbulent kinematic viscosity except in the near-wall (viscous-affected) region. The transport equation for $\tilde{\nu}$ is

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\tilde{\nu}) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\tilde{\nu}u_i) = G_\nu + \frac{1}{\sigma_{\tilde{\nu}}} \left[\frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ (\mu + \rho\tilde{\nu}) \frac{\partial \tilde{\nu}}{\partial x_j} \right\} + C_{b2}\rho \left(\frac{\partial \tilde{\nu}}{\partial x_j} \right)^2 \right] - Y_\nu + S_\nu \quad (11.3-1)$$

where G_ν is the production of turbulent viscosity and Y_ν is the destruction of turbulent viscosity that occurs in the near-wall region due to wall blocking and viscous damping. $\sigma_{\tilde{\nu}}$ and C_{b2} are constants and ν is the molecular kinematic viscosity. S_ν is a user-defined source term. Note that since the turbulence kinetic energy k is not calculated in the Spalart-Allmaras model, the last term in Equation 11.2-5 is ignored when estimating the Reynolds stresses.

11.3.2 Modeling the Turbulent Viscosity

The turbulent viscosity, μ_t , is computed from

$$\mu_t = \rho\tilde{\nu}f_{v1} \quad (11.3-2)$$

where the viscous damping function, f_{v1} , is given by

$$f_{v1} = \frac{\chi^3}{\chi^3 + C_{v1}^3} \quad (11.3-3)$$

and

$$\chi \equiv \frac{\tilde{\nu}}{\nu} \quad (11.3-4)$$

11.3.3 Modeling the Turbulent Production

The production term, G_ν , is modeled as

$$G_\nu = C_{b1} \rho \tilde{S} \tilde{\nu} \quad (11.3-5)$$

where

$$\tilde{S} \equiv S + \frac{\tilde{\nu}}{\kappa^2 d^2} f_{v2} \quad (11.3-6)$$

and

$$f_{v2} = 1 - \frac{\chi}{1 + \chi f_{v1}} \quad (11.3-7)$$

C_{b1} and κ are constants, d is the distance from the wall, and S is a scalar measure of the deformation tensor. By default in FLUENT, as in the original model proposed by Spalart and Allmaras, S is based on the magnitude of the vorticity:

$$S \equiv \sqrt{2\Omega_{ij}\Omega_{ij}} \quad (11.3-8)$$

where Ω_{ij} is the mean rate-of-rotation tensor and is defined by

$$\Omega_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (11.3-9)$$

The justification for the default expression for S is that, for the wall-bounded flows that were of most interest when the model was formulated, turbulence is found only where vorticity is generated near walls. However, it has since been acknowledged that one should also take into account the effect of mean strain on the turbulence production, and a modification to the model has been proposed [67] and incorporated into FLUENT.

This modification combines measures of both rotation and strain tensors in the definition of S :

$$S \equiv |\Omega_{ij}| + C_{\text{prod}} \min(0, |S_{ij}| - |\Omega_{ij}|) \quad (11.3-10)$$

where

$$C_{\text{prod}} = 2.0, \quad |\Omega_{ij}| \equiv \sqrt{2\Omega_{ij}\Omega_{ij}}, \quad |S_{ij}| \equiv \sqrt{2S_{ij}S_{ij}}$$

with the mean strain rate, S_{ij} , defined as

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \quad (11.3-11)$$

Including both the rotation and strain tensors reduces the production of eddy viscosity and consequently reduces the eddy viscosity itself in regions where the measure of vorticity exceeds that of strain rate. One such example can be found in vortical flows, i.e., flow near the core of a vortex subjected to a pure rotation where turbulence is known to be suppressed. Including both the rotation and strain tensors more correctly accounts for the effects of rotation on turbulence. The default option (including the rotation tensor only) tends to overpredict the production of eddy viscosity and hence overpredicts the eddy viscosity itself in certain circumstances.

You can select the modified form for calculating production in the **Viscous Model** panel.

11.3.4 Modeling the Turbulent Destruction

The destruction term is modeled as

$$Y_\nu = C_{w1} \rho f_w \left(\frac{\tilde{\nu}}{d} \right)^2 \quad (11.3-12)$$

where

$$f_w = g \left[\frac{1 + C_{w3}^6}{g^6 + C_{w3}^6} \right]^{1/6} \quad (11.3-13)$$

$$g = r + C_{w2} (r^6 - r) \quad (11.3-14)$$

$$r \equiv \frac{\tilde{\nu}}{\tilde{S} \kappa^2 d^2} \quad (11.3-15)$$

C_{w1} , C_{w2} , and C_{w3} are constants, and \tilde{S} is given by Equation 11.3-6. Note that the modification described above to include the effects of mean strain on S will also affect the value of \tilde{S} used to compute r .

11.3.5 Model Constants

The model constants C_{b1} , C_{b2} , $\sigma_{\bar{v}}$, C_{v1} , C_{w1} , C_{w2} , C_{w3} , and κ have the following default values [325]:

$$C_{b1} = 0.1355, \quad C_{b2} = 0.622, \quad \sigma_{\bar{v}} = \frac{2}{3}, \quad C_{v1} = 7.1$$

$$C_{w1} = \frac{C_{b1}}{\kappa^2} + \frac{(1 + C_{b2})}{\sigma_{\bar{v}}}, \quad C_{w2} = 0.3, \quad C_{w3} = 2.0, \quad \kappa = 0.4187$$

11.3.6 Wall Boundary Conditions

At walls, the modified turbulent kinematic viscosity, $\bar{\nu}$, is set to zero.

When the mesh is fine enough to resolve the laminar sublayer, the wall shear stress is obtained from the laminar stress-strain relationship:

$$\frac{u}{u_{\tau}} = \frac{\rho u_{\tau} y}{\mu} \quad (11.3-16)$$

If the mesh is too coarse to resolve the laminar sublayer, it is assumed that the centroid of the wall-adjacent cell falls within the logarithmic region of the boundary layer, and the law-of-the-wall is employed:

$$\frac{u}{u_{\tau}} = \frac{1}{\kappa} \ln E \left(\frac{\rho u_{\tau} y}{\mu} \right) \quad (11.3-17)$$

where u is the velocity parallel to the wall, u_{τ} is the shear velocity, y is the distance from the wall, κ is the von Kármán constant (0.4187), and $E = 9.793$.

11.3.7 Convective Heat and Mass Transfer Modeling

In FLUENT, turbulent heat transport is modeled using the concept of Reynolds' analogy to turbulent momentum transfer. The "modeled" energy equation is thus given by the following:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \frac{\partial}{\partial x_i}[u_i(\rho E + p)] = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(k + \frac{c_p \mu_t}{Pr_t} \right) \frac{\partial T}{\partial x_j} + u_i(\tau_{ij})_{\text{eff}} \right] + S_h \quad (11.3-18)$$

where k , in this case, is the thermal conductivity, E is the total energy, and $(\tau_{ij})_{\text{eff}}$ is the deviatoric stress tensor, defined as

$$(\tau_{ij})_{\text{eff}} = \mu_{\text{eff}} \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) - \frac{2}{3} \mu_{\text{eff}} \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \delta_{ij}$$

The term involving $(\tau_{ij})_{\text{eff}}$ represents the viscous heating, and is always computed in the coupled solvers. It is not computed by default in the segregated solver, but it can be enabled in the **Viscous Model** panel. The default value of the turbulent Prandtl number is 0.85. You can change the value of Pr_t in the **Viscous Model** panel.

Turbulent mass transfer is treated similarly, with a default turbulent Schmidt number of 0.7. This default value can be changed in the **Viscous Model** panel.

Wall boundary conditions for scalar transport are handled analogously to momentum, using the appropriate “law-of-the-wall”.

11.4 The Standard, RNG, and Realizable k - ϵ Models

This section presents the standard, RNG, and realizable k - ϵ models. All three models have similar forms, with transport equations for k and ϵ . The major differences in the models are as follows:

- the method of calculating turbulent viscosity
- the turbulent Prandtl numbers governing the turbulent diffusion of k and ϵ
- the generation and destruction terms in the ϵ equation

The transport equations, methods of calculating turbulent viscosity, and model constants are presented separately for each model. The features that are essentially common to all models follow, including turbulent production, generation due to buoyancy, accounting for the effects of compressibility, and modeling heat and mass transfer.

11.4.1 The Standard k - ϵ Model

The standard k - ϵ model [183] is a semi-empirical model based on model transport equations for the turbulence kinetic energy (k) and its dissipation rate (ϵ). The model transport equation for k is derived from the exact equation, while the model transport equation for ϵ was obtained using physical reasoning and bears little resemblance to its mathematically exact counterpart.

In the derivation of the k - ϵ model, it was assumed that the flow is fully turbulent, and the effects of molecular viscosity are negligible. The standard k - ϵ model is therefore valid only for fully turbulent flows.

Transport Equations for the Standard k - ϵ Model

The turbulence kinetic energy, k , and its rate of dissipation, ϵ , are obtained from the following transport equations:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_M + S_k \quad (11.4-1)$$

and

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G_k + C_{3\epsilon} G_b) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} + S_\epsilon \quad (11.4-2)$$

In these equations, G_k represents the generation of turbulence kinetic energy due to the mean velocity gradients, calculated as described in Section 11.4.4: Modeling Turbulent Production in the k - ϵ Models. G_b is the generation of turbulence kinetic energy due to buoyancy, calculated as described in Section 11.4.5: Effects of Buoyancy on Turbulence in the k - ϵ Models. Y_M represents the contribution of the fluctuating dilatation in compressible turbulence to the overall dissipation rate, calculated as described in Section 11.4.6: Effects of Compressibility on Turbulence in the k - ϵ Models. $C_{1\epsilon}$, $C_{2\epsilon}$, and $C_{3\epsilon}$ are constants. σ_k and σ_ϵ are the turbulent Prandtl numbers for k and ϵ , respectively. S_k and S_ϵ are user-defined source terms.

Modeling the Turbulent Viscosity

The turbulent (or eddy) viscosity, μ_t , is computed by combining k and ϵ as follows:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (11.4-3)$$

where C_μ is a constant.

Model Constants

The model constants $C_{1\epsilon}$, $C_{2\epsilon}$, C_μ , σ_k , and σ_ϵ have the following default values [183]:

$$C_{1\epsilon} = 1.44, \quad C_{2\epsilon} = 1.92, \quad C_\mu = 0.09, \quad \sigma_k = 1.0, \quad \sigma_\epsilon = 1.3$$

These default values have been determined from experiments with air and water for fundamental turbulent shear flows including homogeneous shear flows and decaying isotropic grid turbulence. They have been found to work fairly well for a wide range of wall-bounded and free shear flows.

Although the default values of the model constants are the standard ones most widely accepted, you can change them (if needed) in the **Viscous Model** panel.

11.4.2 The RNG k - ϵ Model

The RNG-based k - ϵ turbulence model is derived from the instantaneous Navier-Stokes equations, using a mathematical technique called “renormalization group” (RNG) methods. The analytical derivation results in a model with constants different from those in the standard k - ϵ model, and additional terms and functions in the transport equations for k and ϵ . A more comprehensive description of RNG theory and its application to turbulence can be found in [54].

Transport Equations for the RNG k - ϵ Model

The RNG k - ϵ model has a similar form to the standard k - ϵ model:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_k \mu_{\text{eff}} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_M + S_k \quad (11.4-4)$$

and

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_\epsilon \mu_{\text{eff}} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right) + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G_k + C_{3\epsilon} G_b) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} - R_\epsilon + S_\epsilon \quad (11.4-5)$$

In these equations, G_k represents the generation of turbulence kinetic energy due to the mean velocity gradients, calculated as described in Section 11.4.4: Modeling Turbulent Production in the k - ϵ Models. G_b is the generation of turbulence kinetic energy due to buoyancy, calculated as described in Section 11.4.5: Effects of Buoyancy on Turbulence in the k - ϵ Models. Y_M represents the contribution of the fluctuating dilatation in compressible turbulence to the overall dissipation rate, calculated as described in Section 11.4.6: Effects of Compressibility on Turbulence in the k - ϵ Models. The quantities α_k and α_ϵ are the inverse effective Prandtl numbers for k and ϵ , respectively. S_k and S_ϵ are user-defined source terms.

Modeling the Effective Viscosity

The scale elimination procedure in RNG theory results in a differential equation for turbulent viscosity:

$$d \left(\frac{\rho^2 k}{\sqrt{\epsilon \mu}} \right) = 1.72 \frac{\hat{\nu}}{\sqrt{\hat{\nu}^3 - 1 + C_\nu}} d\hat{\nu} \quad (11.4-6)$$

where

$$\begin{aligned}\hat{\nu} &= \mu_{\text{eff}}/\mu \\ C_\nu &\approx 100\end{aligned}$$

Equation 11.4-6 is integrated to obtain an accurate description of how the effective turbulent transport varies with the effective Reynolds number (or eddy scale), allowing the model to better handle low-Reynolds-number and near-wall flows.

In the high-Reynolds-number limit, Equation 11.4-6 gives

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (11.4-7)$$

with $C_\mu = 0.0845$, derived using RNG theory. It is interesting to note that this value of C_μ is very close to the empirically-determined value of 0.09 used in the standard k - ϵ model.

In FLUENT, by default, the effective viscosity is computed using the high-Reynolds-number form in Equation 11.4-7. However, there is an option available that allows you to use the differential relation given in Equation 11.4-6 when you need to include low-Reynolds-number effects.

RNG Swirl Modification

Turbulence, in general, is affected by rotation or swirl in the mean flow. The RNG model in FLUENT provides an option to account for the effects of swirl or rotation by modifying the turbulent viscosity appropriately. The modification takes the following functional form:

$$\mu_t = \mu_{t0} f\left(\alpha_s, \Omega, \frac{k}{\epsilon}\right) \quad (11.4-8)$$

where μ_{t0} is the value of turbulent viscosity calculated without the swirl modification using either Equation 11.4-6 or Equation 11.4-7. Ω is a characteristic swirl number evaluated within FLUENT, and α_s is a swirl constant that assumes different values depending on whether the flow is swirl-dominated or only mildly swirling. This swirl modification always takes effect for axisymmetric, swirling flows and three-dimensional flows when the RNG model is selected. For mildly swirling flows (the default in FLUENT), α_s is set to 0.05 and cannot be modified. For strongly swirling flows, however, a higher value of α_s can be used.

Calculating the Inverse Effective Prandtl Numbers

The inverse effective Prandtl numbers, α_k and α_ϵ , are computed using the following formula derived analytically by the RNG theory:

$$\left| \frac{\alpha - 1.3929}{\alpha_0 - 1.3929} \right|^{0.6321} \left| \frac{\alpha + 2.3929}{\alpha_0 + 2.3929} \right|^{0.3679} = \frac{\mu_{\text{mol}}}{\mu_{\text{eff}}} \quad (11.4-9)$$

where $\alpha_0 = 1.0$. In the high-Reynolds-number limit ($\mu_{\text{mol}}/\mu_{\text{eff}} \ll 1$), $\alpha_k = \alpha_\epsilon \approx 1.393$.

The R_ϵ Term in the ϵ Equation

The main difference between the RNG and standard k - ϵ models lies in the additional term in the ϵ equation given by

$$R_\epsilon = \frac{C_\mu \rho \eta^3 (1 - \eta/\eta_0) \epsilon^2}{1 + \beta \eta^3} k \quad (11.4-10)$$

where $\eta \equiv Sk/\epsilon$, $\eta_0 = 4.38$, $\beta = 0.012$.

The effects of this term in the RNG ϵ equation can be seen more clearly by rearranging Equation 11.4-5. Using Equation 11.4-10, the third and fourth terms on the right-hand side of Equation 11.4-5 can be merged, and the resulting ϵ equation can be rewritten as

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_\epsilon \mu_{\text{eff}} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right) + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G_k + C_{3\epsilon} G_b) - C_{2\epsilon}^* \rho \frac{\epsilon^2}{k} \quad (11.4-11)$$

where $C_{2\epsilon}^*$ is given by

$$C_{2\epsilon}^* \equiv C_{2\epsilon} + \frac{C_\mu \eta^3 (1 - \eta/\eta_0)}{1 + \beta \eta^3} \quad (11.4-12)$$

In regions where $\eta < \eta_0$, the R term makes a positive contribution, and $C_{2\epsilon}^*$ becomes larger than $C_{2\epsilon}$. In the logarithmic layer, for instance, it can be shown that $\eta \approx 3.0$, giving $C_{2\epsilon}^* \approx 2.0$, which is close in magnitude to the value of $C_{2\epsilon}$ in the standard k - ϵ model (1.92). As a result, for weakly to moderately strained flows, the RNG model tends to give results largely comparable to the standard k - ϵ model.

In regions of large strain rate ($\eta > \eta_0$), however, the R term makes a negative contribution, making the value of $C_{2\epsilon}^*$ less than $C_{2\epsilon}$. In comparison with the standard k - ϵ model, the smaller destruction of ϵ augments ϵ , reducing k and, eventually, the effective viscosity. As a result, in rapidly strained flows, the RNG model yields a lower turbulent viscosity than the standard k - ϵ model.

Thus, the RNG model is more responsive to the effects of rapid strain and streamline curvature than the standard k - ϵ model, which explains the superior performance of the RNG model for certain classes of flows.

Model Constants

The model constants $C_{1\epsilon}$ and $C_{2\epsilon}$ in Equation 11.4-5 have values derived analytically by the RNG theory. These values, used by default in FLUENT, are

$$C_{1\epsilon} = 1.42, \quad C_{2\epsilon} = 1.68$$

11.4.3 The Realizable k - ϵ Model

In addition to the standard and RNG-based k - ϵ models described in Sections 11.4.1 and 11.4.2, FLUENT also provides the so-called realizable k - ϵ model [306]. The term “realizable” means that the model satisfies certain mathematical constraints on the normal stresses, consistent with the physics of turbulent flows. To understand this, consider combining the Boussinesq relationship (Equation 11.2-5) and the eddy viscosity definition (Equation 11.4-3) to obtain the following expression for the normal Reynolds stress in an incompressible strained mean flow:

$$\overline{u^2} = \frac{2}{3}k - 2\nu_t \frac{\partial U}{\partial x} \quad (11.4-13)$$

Using Equation 11.4-3 for $\nu_t \equiv \mu_t/\rho$, one obtains the result that the normal stress, $\overline{u^2}$, which by definition is a positive quantity, becomes negative, i.e., “non-realizable”, when the strain is large enough to satisfy

$$\frac{k}{\epsilon} \frac{\partial U}{\partial x} > \frac{1}{3C_\mu} \approx 3.7 \quad (11.4-14)$$

Similarly, it can also be shown that the Schwarz inequality for shear stresses ($\overline{u_\alpha u_\beta}^2 \leq \overline{u_\alpha^2} \overline{u_\beta^2}$; no summation over α and β) can be violated when the mean strain rate is large. The most straightforward way to ensure the realizability (positivity of normal stresses and Schwarz inequality for shear stresses) is to make C_μ variable by sensitizing it to the mean flow (mean deformation) and the turbulence (k , ϵ). The notion of variable C_μ is suggested by many modelers including Reynolds [279], and is well substantiated by experimental evidence. For example, C_μ is found to be around 0.09 in the inertial sublayer of equilibrium boundary layers, and 0.05 in a strong homogeneous shear flow.

Another weakness of the standard k - ϵ model or other traditional k - ϵ models lies with the modeled equation for the dissipation rate (ϵ). The well-known round-jet anomaly (named based on the finding that the spreading rate in planar jets is predicted reasonably well, but

prediction of the spreading rate for axisymmetric jets is unexpectedly poor) is considered to be mainly due to the modeled dissipation equation.

The realizable k - ϵ model proposed by Shih et al. [306] was intended to address these deficiencies of traditional k - ϵ models by adopting the following:

- a new eddy-viscosity formula involving a variable C_μ originally proposed by Reynolds [279].
- a new model equation for dissipation (ϵ) based on the dynamic equation of the mean-square vorticity fluctuation.

Transport Equations for the Realizable k - ϵ Model

The modeled transport equations for k and ϵ in the realizable k - ϵ model are

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_M + S_k \quad (11.4-15)$$

and

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \epsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S_\epsilon - \rho C_2 \frac{\epsilon^2}{k + \sqrt{\nu \epsilon}} + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} C_{3\epsilon} G_b + S_\epsilon \quad (11.4-16)$$

where

$$C_1 = \max \left[0.43, \frac{\eta}{\eta + 5} \right], \quad \eta = S \frac{k}{\epsilon}, \quad S = \sqrt{2 S_{ij} S_{ij}}$$

In these equations, G_k represents the generation of turbulence kinetic energy due to the mean velocity gradients, calculated as described in Section 11.4.4: Modeling Turbulent Production in the k - ϵ Models. G_b is the generation of turbulence kinetic energy due to buoyancy, calculated as described in Section 11.4.5: Effects of Buoyancy on Turbulence in the k - ϵ Models. Y_M represents the contribution of the fluctuating dilatation in compressible turbulence to the overall dissipation rate, calculated as described in Section 11.4.6: Effects of Compressibility on Turbulence in the k - ϵ Models. C_2 and $C_{1\epsilon}$ are constants. σ_k and σ_ϵ are the turbulent Prandtl numbers for k and ϵ , respectively. S_k and S_ϵ are user-defined source terms.

Note that the k equation (Equation 11.4-15) is the same as that in the standard k - ϵ model (Equation 11.4-1) and the RNG k - ϵ model (Equation 11.4-4), except for the

model constants. However, the form of the ϵ equation is quite different from those in the standard and RNG-based k - ϵ models (Equations 11.4-2 and 11.4-5). One of the noteworthy features is that the production term in the ϵ equation (the second term on the right-hand side of Equation 11.4-16) does not involve the production of k ; i.e., it does not contain the same G_k term as the other k - ϵ models. It is believed that the present form better represents the spectral energy transfer. Another desirable feature is that the destruction term (the next to last term on the right-hand side of Equation 11.4-16) does not have any singularity; i.e., its denominator never vanishes, even if k vanishes or becomes smaller than zero. This feature is contrasted with traditional k - ϵ models, which have a singularity due to k in the denominator.

This model has been extensively validated for a wide range of flows [171, 306], including rotating homogeneous shear flows, free flows including jets and mixing layers, channel and boundary layer flows, and separated flows. For all these cases, the performance of the model has been found to be substantially better than that of the standard k - ϵ model. Especially noteworthy is the fact that the realizable k - ϵ model resolves the round-jet anomaly; i.e., it predicts the spreading rate for axisymmetric jets as well as that for planar jets.

Modeling the Turbulent Viscosity

As in other k - ϵ models, the eddy viscosity is computed from

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (11.4-17)$$

The difference between the realizable k - ϵ model and the standard and RNG k - ϵ models is that C_μ is no longer constant. It is computed from

$$C_\mu = \frac{1}{A_0 + A_s \frac{kU^*}{\epsilon}} \quad (11.4-18)$$

where

$$U^* \equiv \sqrt{S_{ij}S_{ij} + \tilde{\Omega}_{ij}\tilde{\Omega}_{ij}} \quad (11.4-19)$$

and

$$\begin{aligned} \tilde{\Omega}_{ij} &= \Omega_{ij} - 2\epsilon_{ijk}\omega_k \\ \Omega_{ij} &= \overline{\Omega_{ij}} - \epsilon_{ijk}\omega_k \end{aligned}$$

where $\overline{\Omega_{ij}}$ is the mean rate-of-rotation tensor viewed in a rotating reference frame with the angular velocity ω_k . The model constants A_0 and A_s are given by

$$A_0 = 4.04, \quad A_s = \sqrt{6} \cos \phi$$

where

$$\phi = \frac{1}{3} \cos^{-1}(\sqrt{6}W), \quad W = \frac{S_{ij}S_{jk}S_{ki}}{\tilde{S}^3}, \quad \tilde{S} = \sqrt{S_{ij}S_{ij}}, \quad S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right)$$

It can be seen that C_μ is a function of the mean strain and rotation rates, the angular velocity of the system rotation, and the turbulence fields (k and ϵ). C_μ in Equation 11.4-17 can be shown to recover the standard value of 0.09 for an inertial sublayer in an equilibrium boundary layer.

i In FLUENT, the term $-2\epsilon_{ijk}\omega_k$ is, by default, not included in the calculation of $\tilde{\Omega}_{ij}$. This is an extra rotation term that is not compatible with cases involving sliding meshes or multiple reference frames. If you want to include this term in the model, you can enable it by using the `define/models/viscous/turbulence-expert/rke-cmu-rotation-term?` text command and entering `yes` at the prompt.

Model Constants

The model constants C_2 , σ_k , and σ_ϵ have been established to ensure that the model performs well for certain canonical flows. The model constants are

$$C_{1\epsilon} = 1.44, \quad C_2 = 1.9, \quad \sigma_k = 1.0, \quad \sigma_\epsilon = 1.2$$

11.4.4 Modeling Turbulent Production in the k - ϵ Models

The term G_k , representing the production of turbulence kinetic energy, is modeled identically for the standard, RNG, and realizable k - ϵ models. From the exact equation for the transport of k , this term may be defined as

$$G_k = -\rho \overline{u'_i u'_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (11.4-20)$$

To evaluate G_k in a manner consistent with the Boussinesq hypothesis,

$$G_k = \mu_t S^2 \quad (11.4-21)$$

where S is the modulus of the mean rate-of-strain tensor, defined as

$$S \equiv \sqrt{2S_{ij}S_{ij}} \quad (11.4-22)$$

i When using the high-Reynolds number k - ϵ versions, μ_{eff} is used in lieu of μ_t in Equation 11.4-21.

11.4.5 Effects of Buoyancy on Turbulence in the k - ϵ Models

When a non-zero gravity field and temperature gradient are present simultaneously, the k - ϵ models in FLUENT account for the generation of k due to buoyancy (G_b in Equations 11.4-1, 11.4-4, and 11.4-15), and the corresponding contribution to the production of ϵ in Equations 11.4-2, 11.4-5, and 11.4-16.

The generation of turbulence due to buoyancy is given by

$$G_b = \beta g_i \frac{\mu_t}{\text{Pr}_t} \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (11.4-23)$$

where Pr_t is the turbulent Prandtl number for energy and g_i is the component of the gravitational vector in the i th direction. For the standard and realizable k - ϵ models, the default value of Pr_t is 0.85. In the case of the RNG k - ϵ model, $\text{Pr}_t = 1/\alpha$, where α is given by Equation 11.4-9, but with $\alpha_0 = 1/\text{Pr} = k/\mu c_p$. The coefficient of thermal expansion, β , is defined as

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \quad (11.4-24)$$

For ideal gases, Equation 11.4-23 reduces to

$$G_b = -g_i \frac{\mu_t}{\rho \text{Pr}_t} \frac{\partial \rho}{\partial x_i} \quad (11.4-25)$$

It can be seen from the transport equations for k (Equations 11.4-1, 11.4-4, and 11.4-15) that turbulence kinetic energy tends to be augmented ($G_b > 0$) in unstable stratification. For stable stratification, buoyancy tends to suppress the turbulence ($G_b < 0$). In FLUENT, the effects of buoyancy on the generation of k are always included when you have both a non-zero gravity field and a non-zero temperature (or density) gradient.

While the buoyancy effects on the generation of k are relatively well understood, the effect on ϵ is less clear. In FLUENT, by default, the buoyancy effects on ϵ are neglected simply by setting G_b to zero in the transport equation for ϵ (Equation 11.4-2, 11.4-5, or 11.4-16).

However, you can include the buoyancy effects on ϵ in the Viscous Model panel. In this case, the value of G_b given by Equation 11.4-25 is used in the transport equation for ϵ (Equation 11.4-2, 11.4-5, or 11.4-16).

The degree to which ϵ is affected by the buoyancy is determined by the constant $C_{3\epsilon}$. In FLUENT, $C_{3\epsilon}$ is not specified, but is instead calculated according to the following relation [129]:

$$C_{3\epsilon} = \tanh \left| \frac{v}{u} \right| \quad (11.4-26)$$

where v is the component of the flow velocity parallel to the gravitational vector and u is the component of the flow velocity perpendicular to the gravitational vector. In this way, $C_{3\epsilon}$ will become 1 for buoyant shear layers for which the main flow direction is aligned with the direction of gravity. For buoyant shear layers that are perpendicular to the gravitational vector, $C_{3\epsilon}$ will become zero.

11.4.6 Effects of Compressibility on Turbulence in the k - ϵ Models

For high-Mach-number flows, compressibility affects turbulence through so-called “dilatation dissipation”, which is normally neglected in the modeling of incompressible flows [378]. Neglecting the dilatation dissipation fails to predict the observed decrease in spreading rate with increasing Mach number for compressible mixing and other free shear layers. To account for these effects in the k - ϵ models in FLUENT, the dilatation dissipation term, Y_M , is included in the k equation. This term is modeled according to a proposal by Sarkar [291]:

$$Y_M = 2\rho\epsilon M_t^2 \quad (11.4-27)$$

where M_t is the turbulent Mach number, defined as

$$M_t = \sqrt{\frac{k}{a^2}} \quad (11.4-28)$$

where a ($\equiv \sqrt{\gamma RT}$) is the speed of sound.

This compressibility modification always takes effect when the compressible form of the ideal gas law is used.

11.4.7 Convective Heat and Mass Transfer Modeling in the k - ϵ Models

In FLUENT, turbulent heat transport is modeled using the concept of Reynolds' analogy to turbulent momentum transfer. The "modeled" energy equation is thus given by the following:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \frac{\partial}{\partial x_i}[u_i(\rho E + p)] = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(k_{\text{eff}} \frac{\partial T}{\partial x_j} + u_i(\tau_{ij})_{\text{eff}} \right) + S_h \quad (11.4-29)$$

where E is the total energy, k_{eff} is the effective thermal conductivity, and $(\tau_{ij})_{\text{eff}}$ is the deviatoric stress tensor, defined as

$$(\tau_{ij})_{\text{eff}} = \mu_{\text{eff}} \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) - \frac{2}{3} \mu_{\text{eff}} \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \delta_{ij}$$

The term involving $(\tau_{ij})_{\text{eff}}$ represents the viscous heating, and is always computed in the coupled solvers. It is not computed by default in the segregated solver, but it can be enabled in the **Viscous Model** panel.

Additional terms may appear in the energy equation, depending on the physical models you are using. See Section 12.2.1: Theory for more details.

For the standard and realizable k - ϵ models, the effective thermal conductivity is given by

$$k_{\text{eff}} = k + \frac{c_p \mu_t}{\text{Pr}_t}$$

where k , in this case, is the thermal conductivity. The default value of the turbulent Prandtl number is 0.85. You can change the value of the turbulent Prandtl number in the **Viscous Model** panel.

For the RNG k - ϵ model, the effective thermal conductivity is

$$k_{\text{eff}} = \alpha c_p \mu_{\text{eff}}$$

where α is calculated from Equation 11.4-9, but with $\alpha_0 = 1/\text{Pr} = k/\mu c_p$.

The fact that α varies with $\mu_{\text{mol}}/\mu_{\text{eff}}$, as in Equation 11.4-9, is an advantage of the RNG k - ϵ model. It is consistent with experimental evidence indicating that the turbulent Prandtl number varies with the molecular Prandtl number and turbulence [163]. Equation 11.4-9 works well across a very broad range of molecular Prandtl numbers, from liquid metals ($\text{Pr} \approx 10^{-2}$) to paraffin oils ($\text{Pr} \approx 10^3$), which allows heat transfer to be calculated in low-Reynolds-number regions. Equation 11.4-9 smoothly predicts the variation of effective

Prandtl number from the molecular value ($\alpha = 1/\text{Pr}$) in the viscosity-dominated region to the fully turbulent value ($\alpha = 1.393$) in the fully turbulent regions of the flow.

Turbulent mass transfer is treated similarly. For the standard and realizable k - ϵ models, the default turbulent Schmidt number is 0.7. This default value can be changed in the **Viscous Model** panel. For the RNG model, the effective turbulent diffusivity for mass transfer is calculated in a manner that is analogous to the method used for the heat transport. The value of α_0 in Equation 11.4-9 is $\alpha_0 = 1/\text{Sc}$, where Sc is the molecular Schmidt number.

11.5 The Standard and SST k - ω Models

This section presents the standard and shear-stress transport (SST) k - ω models. Both models have similar forms, with transport equations for k and ω . The major ways in which the SST model [222] differs from the standard model are as follows:

- gradual change from the standard k - ω model in the inner region of the boundary layer to a high-Reynolds-number version of the k - ϵ model in the outer part of the boundary layer
- modified turbulent viscosity formulation to account for the transport effects of the principal turbulent shear stress

The transport equations, methods of calculating turbulent viscosity, and methods of calculating model constants and other terms are presented separately for each model.

11.5.1 The Standard k - ω Model

The standard k - ω model is an empirical model based on model transport equations for the turbulence kinetic energy (k) and the specific dissipation rate (ω), which can also be thought of as the ratio of ϵ to k [378].

As the k - ω model has been modified over the years, production terms have been added to both the k and ω equations, which have improved the accuracy of the model for predicting free shear flows.

Transport Equations for the Standard k - ω Model

The turbulence kinetic energy, k , and the specific dissipation rate, ω , are obtained from the following transport equations:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - Y_k + S_k \quad (11.5-1)$$

Modeling Turbulence

and

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + S_\omega \quad (11.5-2)$$

In these equations, G_k represents the generation of turbulence kinetic energy due to mean velocity gradients. G_ω represents the generation of ω . Γ_k and Γ_ω represent the effective diffusivity of k and ω , respectively. Y_k and Y_ω represent the dissipation of k and ω due to turbulence. All of the above terms are calculated as described below. S_k and S_ω are user-defined source terms.

Modeling the Effective Diffusivity

The effective diffusivities for the k - ω model are given by

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \quad (11.5-3)$$

$$\Gamma_\omega = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \quad (11.5-4)$$

where σ_k and σ_ω are the turbulent Prandtl numbers for k and ω , respectively. The turbulent viscosity, μ_t , is computed by combining k and ω as follows:

$$\mu_t = \alpha^* \frac{\rho k}{\omega} \quad (11.5-5)$$

Low-Reynolds-Number Correction

The coefficient α^* damps the turbulent viscosity causing a low-Reynolds-number correction. It is given by

$$\alpha^* = \alpha_\infty^* \left(\frac{\alpha_0^* + \text{Re}_t / R_k}{1 + \text{Re}_t / R_k} \right) \quad (11.5-6)$$

where

$$\text{Re}_t = \frac{\rho k}{\mu \omega} \quad (11.5-7)$$

$$R_k = 6 \quad (11.5-8)$$

$$\alpha_0^* = \frac{\beta_i}{3} \quad (11.5-9)$$

$$\beta_i = 0.072 \quad (11.5-10)$$

Note that, in the high-Reynolds-number form of the k - ω model, $\alpha^* = \alpha_\infty^* = 1$.

Modeling the Turbulence Production

Production of k

The term G_k represents the production of turbulence kinetic energy. From the exact equation for the transport of k , this term may be defined as

$$G_k = -\rho \overline{u_i' u_j'} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (11.5-11)$$

To evaluate G_k in a manner consistent with the Boussinesq hypothesis,

$$G_k = \mu_t S^2 \quad (11.5-12)$$

where S is the modulus of the mean rate-of-strain tensor, defined in the same way as for the k - ϵ model (see Equation 11.4-22).

Production of ω

The production of ω is given by

$$G_\omega = \alpha \frac{\omega}{k} G_k \quad (11.5-13)$$

where G_k is given by Equation 11.5-11.

The coefficient α is given by

$$\alpha = \frac{\alpha_\infty}{\alpha^*} \left(\frac{\alpha_0 + \text{Re}_t / R_\omega}{1 + \text{Re}_t / R_\omega} \right) \quad (11.5-14)$$

where $R_\omega = 2.95$. α^* and Re_t are given by Equations 11.5-6 and 11.5-7, respectively.

Note that, in the high-Reynolds-number form of the k - ω model, $\alpha = \alpha_\infty = 1$.

Modeling the Turbulence Dissipation

Dissipation of k

The dissipation of k is given by

$$Y_k = \rho \beta^* f_{\beta^*} k \omega \quad (11.5-15)$$

Modeling Turbulence

where

$$f_{\beta^*} = \begin{cases} 1 & \chi_k \leq 0 \\ \frac{1+680\chi_k^2}{1+400\chi_k^2} & \chi_k > 0 \end{cases} \quad (11.5-16)$$

where

$$\chi_k \equiv \frac{1}{\omega^3} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (11.5-17)$$

and

$$\beta^* = \beta_i^* [1 + \zeta^* F(M_t)] \quad (11.5-18)$$

$$\beta_i^* = \beta_\infty^* \left(\frac{4/15 + (\text{Re}_t/R_\beta)^4}{1 + (\text{Re}_t/R_\beta)^4} \right) \quad (11.5-19)$$

$$\zeta^* = 1.5 \quad (11.5-20)$$

$$R_\beta = 8 \quad (11.5-21)$$

$$\beta_\infty^* = 0.09 \quad (11.5-22)$$

where Re_t is given by Equation 11.5-7.

Dissipation of ω

The dissipation of ω is given by

$$Y_\omega = \rho \beta f_\beta \omega^2 \quad (11.5-23)$$

where

$$f_\beta = \frac{1 + 70\chi_\omega}{1 + 80\chi_\omega} \quad (11.5-24)$$

$$\chi_\omega = \left| \frac{\Omega_{ij} \Omega_{jk} S_{ki}}{(\beta_\infty^* \omega)^3} \right| \quad (11.5-25)$$

$$\Omega_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (11.5-26)$$

The strain rate tensor, S_{ij} is defined in Equation 11.3-11. Also,

$$\beta = \beta_i \left[1 - \frac{\beta_i^*}{\beta_i} \zeta^* F(M_t) \right] \quad (11.5-27)$$

β_i^* and $F(M_t)$ are defined by Equations 11.5-19 and 11.5-28, respectively.

Compressibility Correction

The compressibility function, $F(M_t)$, is given by

$$F(M_t) = \begin{cases} 0 & M_t \leq M_{t0} \\ M_t^2 - M_{t0}^2 & M_t > M_{t0} \end{cases} \quad (11.5-28)$$

where

$$M_t^2 \equiv \frac{2k}{a^2} \quad (11.5-29)$$

$$M_{t0} = 0.25 \quad (11.5-30)$$

$$a = \sqrt{\gamma RT} \quad (11.5-31)$$

Note that, in the high-Reynolds-number form of the k - ω model, $\beta_i^* = \beta_{\infty}^*$. In the incompressible form, $\beta^* = \beta_i^*$.

Model Constants

$$\alpha_{\infty}^* = 1, \quad \alpha_{\infty} = 0.52, \quad \alpha_0 = \frac{1}{9}, \quad \beta_{\infty}^* = 0.09, \quad \beta_i = 0.072, \quad R_{\beta} = 8$$

$$R_k = 6, \quad R_{\omega} = 2.95, \quad \zeta^* = 1.5, \quad M_{t0} = 0.25, \quad \sigma_k = 2.0, \quad \sigma_{\omega} = 2.0$$

Wall Boundary Conditions

The wall boundary conditions for the k equation in the k - ω models are treated in the same way as the k equation is treated when enhanced wall treatments are used with the k - ϵ models. This means that all boundary conditions for wall-function meshes will correspond to the wall function approach, while for the fine meshes, the appropriate low-Reynolds-number boundary conditions will be applied.

In FLUENT the value of ω at the wall is specified as

$$\omega_w = \frac{\rho (u^*)^2}{\mu} \omega^+ \quad (11.5-32)$$

The asymptotic value of ω^+ in the laminar sublayer is given by

$$\omega^+ = \min\left(\omega_w^+, \frac{6}{\beta_i(y^+)^2}\right) \quad (11.5-33)$$

where

$$\omega_w^+ = \begin{cases} \left(\frac{50}{k_s^+}\right)^2 & k_s^+ < 25 \\ \frac{100}{k_s^+} & k_s^+ \geq 25 \end{cases} \quad (11.5-34)$$

where

$$k_s^+ = \max\left(1.0, \frac{\rho k_s u^*}{\mu}\right) \quad (11.5-35)$$

and k_s is the roughness height.

In the logarithmic (or turbulent) region, the value of ω^+ is

$$\omega^+ = \frac{1}{\sqrt{\beta_\infty^*}} \frac{du_{\text{turb}}^+}{dy^+} \quad (11.5-36)$$

which leads to the value of ω in the wall cell as

$$\omega = \frac{u^*}{\sqrt{\beta_\infty^* \kappa y}} \quad (11.5-37)$$

Note that in the case of a wall cell being placed in the buffer region, FLUENT will blend ω^+ between the logarithmic and laminar sublayer values.

11.5.2 The Shear-Stress Transport (SST) k - ω Model

In addition to the standard k - ω model described in Section 11.5.1: The Standard k - ω Model, FLUENT also provides a variation called the shear-stress transport (SST) k - ω model, so named because the definition of the turbulent viscosity is modified to account for the transport of the principal turbulent shear stress. It is this feature that gives the SST k - ω model an advantage in terms of performance over both the standard k - ω model and the standard k - ϵ model. Other modifications include the addition of a cross-diffusion term in the ω equation and a blending function to ensure that the model equations behave appropriately in both the near-wall and far-field zones.

Transport Equations for the SST k - ω Model

The SST k - ω model has a similar form to the standard k - ω model:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + \tilde{G}_k - Y_k + S_k \quad (11.5-38)$$

and

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + D_\omega + S_\omega \quad (11.5-39)$$

In these equations, \tilde{G}_k represents the generation of turbulence kinetic energy due to mean velocity gradients, calculated as described in Section 11.5.1: Modeling the Turbulence Production. G_ω represents the generation of ω , calculated as described in Section 11.5.1: Modeling the Turbulence Production. Γ_k and Γ_ω represent the effective diffusivity of k and ω , respectively, which are calculated as described below. Y_k and Y_ω represent the dissipation of k and ω due to turbulence, calculated as described in Section 11.5.1: Modeling the Turbulence Dissipation. D_ω represents the cross-diffusion term, calculated as described below. S_k and S_ω are user-defined source terms.

Modeling the Effective Diffusivity

The effective diffusivities for the SST k - ω model are given by

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \quad (11.5-40)$$

$$\Gamma_\omega = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \quad (11.5-41)$$

where σ_k and σ_ω are the turbulent Prandtl numbers for k and ω , respectively. The turbulent viscosity, μ_t , is computed as follows:

$$\mu_t = \frac{\rho k}{\omega} \frac{1}{\max \left[\frac{1}{\alpha^*}, \frac{S F_2}{a_1 \omega} \right]} \quad (11.5-42)$$

where S is the strain rate magnitude and

$$\sigma_k = \frac{1}{F_1/\sigma_{k,1} + (1 - F_1)/\sigma_{k,2}} \quad (11.5-43)$$

$$\sigma_\omega = \frac{1}{F_1/\sigma_{\omega,1} + (1 - F_1)/\sigma_{\omega,2}} \quad (11.5-44)$$

Modeling Turbulence

α^* is defined in Equation 11.5-6. The blending functions, F_1 and F_2 , are given by

$$F_1 = \tanh(\Phi_1^4) \quad (11.5-45)$$

$$\Phi_1 = \min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{0.09\omega y}, \frac{500\mu}{\rho y^2 \omega} \right), \frac{4\rho k}{\sigma_{\omega,2} D_{\omega}^+ y^2} \right] \quad (11.5-46)$$

$$D_{\omega}^+ = \max \left[2\rho \frac{1}{\sigma_{\omega,2}} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, 10^{-10} \right] \quad (11.5-47)$$

$$F_2 = \tanh(\Phi_2^2) \quad (11.5-48)$$

$$\Phi_2 = \max \left[2 \frac{\sqrt{k}}{0.09\omega y}, \frac{500\mu}{\rho y^2 \omega} \right] \quad (11.5-49)$$

where y is the distance to the next surface and D_{ω}^+ is the positive portion of the cross-diffusion term (see Equation 11.5-58).

Modeling the Turbulence Production

Production of k

The term \tilde{G}_k represents the production of turbulence kinetic energy, and is defined as:

$$\tilde{G}_k = \min(G_k, 10\rho\beta^* k\omega) \quad (11.5-50)$$

where G_k is defined in the same manner as in the standard k - ω model. See Section 11.5.1: Modeling the Turbulence Production for details.

Production of ω

The term G_{ω} represents the production of ω and is given by

$$G_{\omega} = \frac{\alpha}{\nu_t} G_k \quad (11.5-51)$$

Note that this formulation differs from the standard k - ω model. The difference between the two models also exists in the way the term α_{∞} is evaluated. In the standard k - ω model, α_{∞} is defined as a constant (0.52). For the SST k - ω model, α_{∞} is given by

$$\alpha_{\infty} = F_1 \alpha_{\infty,1} + (1 - F_1) \alpha_{\infty,2} \quad (11.5-52)$$

where

$$\alpha_{\infty,1} = \frac{\beta_{i,1}}{\beta_{\infty}^*} - \frac{\kappa^2}{\sigma_{w,1}\sqrt{\beta_{\infty}^*}} \quad (11.5-53)$$

$$\alpha_{\infty,2} = \frac{\beta_{i,2}}{\beta_{\infty}^*} - \frac{\kappa^2}{\sigma_{w,2}\sqrt{\beta_{\infty}^*}} \quad (11.5-54)$$

where κ is 0.41.

Modeling the Turbulence Dissipation

Dissipation of k

The term Y_k represents the dissipation of turbulence kinetic energy, and is defined in a similar manner as in the standard k - ω model (see Section 11.5.1: Modeling the Turbulence Dissipation). The difference is in the way the term f_{β^*} is evaluated. In the standard k - ω model, f_{β^*} is defined as a piecewise function. For the SST k - ω model, f_{β^*} is a constant equal to 1. Thus,

$$Y_k = \rho\beta^*k\omega \quad (11.5-55)$$

Dissipation of ω

The term Y_{ω} represents the dissipation of ω , and is defined in a similar manner as in the standard k - ω model (see Section 11.5.1: Modeling the Turbulence Dissipation). The difference is in the way the terms β_i and f_{β} are evaluated. In the standard k - ω model, β_i is defined as a constant (0.072) and f_{β} is defined in Equation 11.5-24. For the SST k - ω model, f_{β} is a constant equal to 1. Thus,

$$Y_{\omega} = \rho\beta\omega^2 \quad (11.5-56)$$

Instead of a having a constant value, β_i is given by

$$\beta_i = F_1\beta_{i,1} + (1 - F_1)\beta_{i,2} \quad (11.5-57)$$

and F_1 is obtained from Equation 11.5-45.

Cross-Diffusion Modification

The SST k - ω model is based on both the standard k - ω model and the standard k - ϵ model. To blend these two models together, the standard k - ϵ model has been transformed into equations based on k and ω , which leads to the introduction of a cross-diffusion term (D_ω in Equation 11.5-39). D_ω is defined as

$$D_\omega = 2(1 - F_1) \rho \sigma_{\omega,2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (11.5-58)$$

For details about the various k - ϵ models, see Section 11.4: The Standard, RNG, and Realizable k - ϵ Models.

Model Constants

$$\sigma_{k,1} = 1.176, \quad \sigma_{\omega,1} = 2.0, \quad \sigma_{k,2} = 1.0, \quad \sigma_{\omega,2} = 1.168$$

$$a_1 = 0.31, \quad \beta_{i,1} = 0.075, \quad \beta_{i,2} = 0.0828$$

All additional model constants (α_∞^* , α_∞ , α_0 , β_∞^* , R_β , R_k , R_ω , ζ^* , and M_{t0}) have the same values as for the standard k - ω model (see Section 11.5.1: Model Constants).

11.6 The Reynolds Stress Model (RSM)

The Reynolds stress model [110, 180, 181] involves calculation of the individual Reynolds stresses, $\overline{u'_i u'_j}$, using differential transport equations. The individual Reynolds stresses are then used to obtain closure of the Reynolds-averaged momentum equation (Equation 11.2-4).

The exact form of the Reynolds stress transport equations may be derived by taking moments of the exact momentum equation. This is a process wherein the exact momentum equations are multiplied by a fluctuating property, the product then being Reynolds-averaged. Unfortunately, several of the terms in the exact equation are unknown and modeling assumptions are required in order to close the equations.

In this section, the Reynolds stress transport equations are presented together with the modeling assumptions required to attain closure.

11.6.1 The Reynolds Stress Transport Equations

The exact transport equations for the transport of the Reynolds stresses, $\overline{\rho u'_i u'_j}$, may be written as follows:

$$\begin{aligned}
 & \underbrace{\frac{\partial}{\partial t}(\rho \overline{u'_i u'_j})}_{\text{Local Time Derivative}} + \underbrace{\frac{\partial}{\partial x_k}(\rho u'_k \overline{u'_i u'_j})}_{C_{ij} \equiv \text{Convection}} = - \underbrace{\frac{\partial}{\partial x_k} \left[\rho \overline{u'_i u'_j u'_k} + p \overline{(\delta_{kj} u'_i + \delta_{ik} u'_j)} \right]}_{D_{T,ij} \equiv \text{Turbulent Diffusion}} \\
 & + \underbrace{\frac{\partial}{\partial x_k} \left[\mu \frac{\partial}{\partial x_k} (\overline{u'_i u'_j}) \right]}_{D_{L,ij} \equiv \text{Molecular Diffusion}} - \underbrace{\rho \left(\overline{u'_i u'_k} \frac{\partial u_j}{\partial x_k} + \overline{u'_j u'_k} \frac{\partial u_i}{\partial x_k} \right)}_{P_{ij} \equiv \text{Stress Production}} - \underbrace{\rho \beta (\overline{g_i u'_j \theta} + \overline{g_j u'_i \theta})}_{G_{ij} \equiv \text{Buoyancy Production}} \\
 & \quad + \underbrace{p \left(\frac{\partial \overline{u'_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u'_j}}{\partial x_i} \right)}_{\phi_{ij} \equiv \text{Pressure Strain}} - \underbrace{2\mu \frac{\partial \overline{u'_i}}{\partial x_k} \frac{\partial \overline{u'_j}}{\partial x_k}}_{\epsilon_{ij} \equiv \text{Dissipation}} \\
 & \quad - \underbrace{2\rho \Omega_k (\overline{u'_j u'_m} \epsilon_{ikm} + \overline{u'_i u'_m} \epsilon_{jkm})}_{F_{ij} \equiv \text{Production by System Rotation}} + \underbrace{S_{\text{user}}}_{\text{User-Defined Source Term}} \quad (11.6-1)
 \end{aligned}$$

Of the various terms in these exact equations, C_{ij} , $D_{L,ij}$, P_{ij} , and F_{ij} do not require any modeling. However, $D_{T,ij}$, G_{ij} , ϕ_{ij} , and ϵ_{ij} need to be modeled to close the equations. The following sections describe the modeling assumptions required to close the equation set.

11.6.2 Modeling Turbulent Diffusive Transport

$D_{T,ij}$ can be modeled by the generalized gradient-diffusion model of Daly and Harlow [69]:

$$D_{T,ij} = C_s \frac{\partial}{\partial x_k} \left(\rho \frac{\overline{ku'_k u'_l} \partial \overline{u'_i u'_j}}{\epsilon \partial x_l} \right) \quad (11.6-2)$$

However, this equation can result in numerical instabilities, so it has been simplified in FLUENT to use a scalar turbulent diffusivity as follows [195]:

$$D_{T,ij} = \frac{\partial}{\partial x_k} \left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial \overline{u'_i u'_j}}{\partial x_k} \right) \quad (11.6-3)$$

The turbulent viscosity, μ_t , is computed using Equation 11.6-27.

Lien and Leschziner [195] derived a value of $\sigma_k = 0.82$ by applying the generalized gradient-diffusion model, Equation 11.6-2, to the case of a planar homogeneous shear flow. Note that this value of σ_k is different from that in the standard and realizable k - ϵ models, in which $\sigma_k = 1.0$.

11.6.3 Modeling the Pressure-Strain Term

Linear Pressure-Strain Model

By default in FLUENT, the pressure-strain term, ϕ_{ij} , in Equation 11.6-1 is modeled according to the proposals by Gibson and Launder [110], Fu et al. [105], and Launder [179, 180].

The classical approach to modeling ϕ_{ij} uses the following decomposition:

$$\phi_{ij} = \phi_{ij,1} + \phi_{ij,2} + \phi_{ij,w} \quad (11.6-4)$$

where $\phi_{ij,1}$ is the slow pressure-strain term, also known as the return-to-isotropy term, $\phi_{ij,2}$ is called the rapid pressure-strain term, and $\phi_{ij,w}$ is the wall-reflection term.

The slow pressure-strain term, $\phi_{ij,1}$, is modeled as

$$\phi_{ij,1} \equiv -C_1 \rho \frac{\epsilon}{k} \left[\overline{u'_i u'_j} - \frac{2}{3} \delta_{ij} k \right] \quad (11.6-5)$$

with $C_1 = 1.8$.

The rapid pressure-strain term, $\phi_{ij,2}$, is modeled as

$$\phi_{ij,2} \equiv -C_2 \left[(P_{ij} + F_{ij} + G_{ij} - C_{ij}) - \frac{2}{3} \delta_{ij} (P + G - C) \right] \quad (11.6-6)$$

where $C_2 = 0.60$, P_{ij} , F_{ij} , G_{ij} , and C_{ij} are defined as in Equation 11.6-1, $P = \frac{1}{2} P_{kk}$, $G = \frac{1}{2} G_{kk}$, and $C = \frac{1}{2} C_{kk}$.

The wall-reflection term, $\phi_{ij,w}$, is responsible for the redistribution of normal stresses near the wall. It tends to damp the normal stress perpendicular to the wall, while enhancing the stresses parallel to the wall. This term is modeled as

$$\begin{aligned} \phi_{ij,w} \equiv & C'_1 \frac{\epsilon}{k} \left(\overline{u'_k u'_m n_k n_m} \delta_{ij} - \frac{3}{2} \overline{u'_i u'_k n_j n_k} - \frac{3}{2} \overline{u'_j u'_k n_i n_k} \right) \frac{k^{3/2}}{C_t \epsilon d} \\ & + C'_2 \left(\overline{\phi_{km,2} n_k n_m} \delta_{ij} - \frac{3}{2} \overline{\phi_{ik,2} n_j n_k} - \frac{3}{2} \overline{\phi_{jk,2} n_i n_k} \right) \frac{k^{3/2}}{C_t \epsilon d} \end{aligned} \quad (11.6-7)$$

where $C'_1 = 0.5$, $C'_2 = 0.3$, n_k is the x_k component of the unit normal to the wall, d is the normal distance to the wall, and $C_\ell = C_\mu^{3/4}/\kappa$, where $C_\mu = 0.09$ and κ is the von Kármán constant ($= 0.4187$).

$\phi_{ij,w}$ is included by default in the Reynolds stress model.

Low-Re Modifications to the Linear Pressure-Strain Model

When the RSM is applied to near-wall flows using the enhanced wall treatment described in Section 11.9.3: Two-Layer Model for Enhanced Wall Treatment, the pressure-strain model needs to be modified. The modification used in FLUENT specifies the values of C_1 , C_2 , C'_1 , and C'_2 as functions of the Reynolds stress invariants and the turbulent Reynolds number, according to the suggestion of Launder and Shima [182]:

$$C_1 = 1 + 2.58A\sqrt{A_2} \left\{ 1 - \exp \left[-(0.0067\text{Re}_t)^2 \right] \right\} \quad (11.6-8)$$

$$C_2 = 0.75\sqrt{A} \quad (11.6-9)$$

$$C'_1 = -\frac{2}{3}C_1 + 1.67 \quad (11.6-10)$$

$$C'_2 = \max \left[\frac{\frac{2}{3}C_2 - \frac{1}{6}}{C_2}, 0 \right] \quad (11.6-11)$$

with the turbulent Reynolds number defined as $\text{Re}_t = (\rho k^2/\mu\epsilon)$. The parameter A and tensor invariants, A_2 and A_3 , are defined as

$$A \equiv \left[1 - \frac{9}{8}(A_2 - A_3) \right] \quad (11.6-12)$$

$$A_2 \equiv a_{ik}a_{ki} \quad (11.6-13)$$

$$A_3 \equiv a_{ik}a_{kj}a_{ji} \quad (11.6-14)$$

a_{ij} is the Reynolds-stress anisotropy tensor, defined as

$$a_{ij} = - \left(\frac{-\rho\overline{u'_i u'_j} + \frac{2}{3}\rho k\delta_{ij}}{\rho k} \right) \quad (11.6-15)$$

The modifications detailed above are employed only when the enhanced wall treatment is selected in the Viscous Model panel.

Quadratic Pressure-Strain Model

An optional pressure-strain model proposed by Speziale, Sarkar, and Gatski [328] is provided in FLUENT. This model has been demonstrated to give superior performance in a range of basic shear flows, including plane strain, rotating plane shear, and axisymmetric expansion/contraction. This improved accuracy should be beneficial for a wider class of complex engineering flows, particularly those with streamline curvature. The quadratic pressure-strain model can be selected as an option in the **Viscous Model** panel.

This model is written as follows:

$$\begin{aligned} \phi_{ij} = & -(C_1\rho\epsilon + C_1^*P) b_{ij} + C_2\rho\epsilon \left(b_{ik}b_{kj} - \frac{1}{3}b_{mn}b_{mn}\delta_{ij} \right) + (C_3 - C_3^*\sqrt{b_{ij}b_{ij}}) \rho k S_{ij} \\ & + C_4\rho k \left(b_{ik}S_{jk} + b_{jk}S_{ik} - \frac{2}{3}b_{mn}S_{mn}\delta_{ij} \right) + C_5\rho k (b_{ik}\Omega_{jk} + b_{jk}\Omega_{ik}) \end{aligned} \quad (11.6-16)$$

where b_{ij} is the Reynolds-stress anisotropy tensor defined as

$$b_{ij} = - \left(\frac{-\rho\overline{u_i' u_j'} + \frac{2}{3}\rho k \delta_{ij}}{2\rho k} \right) \quad (11.6-17)$$

The mean strain rate, S_{ij} , is defined as

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \quad (11.6-18)$$

The mean rate-of-rotation tensor, Ω_{ij} , is defined by

$$\Omega_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (11.6-19)$$

The constants are

$$C_1 = 3.4, C_1^* = 1.8, C_2 = 4.2, C_3 = 0.8, C_3^* = 1.3, C_4 = 1.25, C_5 = 0.4$$

The quadratic pressure-strain model does not require a correction to account for the wall-reflection effect in order to obtain a satisfactory solution in the logarithmic region of a turbulent boundary layer. It should be noted, however, that the quadratic pressure-strain model is not available when the enhanced wall treatment is selected in the **Viscous Model** panel.

11.6.4 Effects of Buoyancy on Turbulence

The production terms due to buoyancy are modeled as

$$G_{ij} = \beta \frac{\mu_t}{\text{Pr}_t} \left(g_i \frac{\partial T}{\partial x_j} + g_j \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) \quad (11.6-20)$$

where Pr_t is the turbulent Prandtl number for energy, with a default value of 0.85.

Using the definition of the coefficient of thermal expansion, β , given by Equation 11.4-24, the following expression is obtained for G_{ij} for ideal gases:

$$G_{ij} = -\frac{\mu_t}{\rho \text{Pr}_t} \left(g_i \frac{\partial \rho}{\partial x_j} + g_j \frac{\partial \rho}{\partial x_i} \right) \quad (11.6-21)$$

11.6.5 Modeling the Turbulence Kinetic Energy

In general, when the turbulence kinetic energy is needed for modeling a specific term, it is obtained by taking the trace of the Reynolds stress tensor:

$$k = \frac{1}{2} \overline{u'_i u'_i} \quad (11.6-22)$$

As described in Section 11.6.8: Boundary Conditions for the Reynolds Stresses, an option is available in FLUENT to solve a transport equation for the turbulence kinetic energy in order to obtain boundary conditions for the Reynolds stresses. In this case, the following model equation is used:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \frac{1}{2} (P_{ii} + G_{ii}) - \rho \epsilon (1 + 2M_t^2) + S_k \quad (11.6-23)$$

where $\sigma_k = 0.82$ and S_k is a user-defined source term. Equation 11.6-23 is obtainable by contracting the modeled equation for the Reynolds stresses (Equation 11.6-1). As one might expect, it is essentially identical to Equation 11.4-1 used in the standard k - ϵ model.

Although Equation 11.6-23 is solved globally throughout the flow domain, the values of k obtained are used only for boundary conditions. In every other case, k is obtained from Equation 11.6-22. This is a minor point, however, since the values of k obtained with either method should be very similar.

11.6.6 Modeling the Dissipation Rate

The dissipation tensor, ϵ_{ij} , is modeled as

$$\epsilon_{ij} = \frac{2}{3}\delta_{ij}(\rho\epsilon + Y_M) \quad (11.6-24)$$

where $Y_M = 2\rho\epsilon M_t^2$ is an additional “dilatation dissipation” term according to the model by Sarkar [291]. The turbulent Mach number in this term is defined as

$$M_t = \sqrt{\frac{k}{a^2}} \quad (11.6-25)$$

where a ($\equiv \sqrt{\gamma RT}$) is the speed of sound. This compressibility modification always takes effect when the compressible form of the ideal gas law is used.

The scalar dissipation rate, ϵ , is computed with a model transport equation similar to that used in the standard k - ϵ model:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] C_{\epsilon 1} \frac{1}{2} [P_{ii} + C_{\epsilon 3} G_{ii}] \frac{\epsilon}{k} - C_{\epsilon 2} \rho \frac{\epsilon^2}{k} + S_\epsilon \quad (11.6-26)$$

where $\sigma_\epsilon = 1.0$, $C_{\epsilon 1} = 1.44$, $C_{\epsilon 2} = 1.92$, $C_{\epsilon 3}$ is evaluated as a function of the local flow direction relative to the gravitational vector, as described in Section 11.4.5: Effects of Buoyancy on Turbulence in the k - ϵ Models, and S_ϵ is a user-defined source term.

11.6.7 Modeling the Turbulent Viscosity

The turbulent viscosity, μ_t , is computed similarly to the k - ϵ models:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (11.6-27)$$

where $C_\mu = 0.09$.

11.6.8 Boundary Conditions for the Reynolds Stresses

Whenever flow enters the domain, FLUENT requires values for individual Reynolds stresses, $\overline{u'_i u'_j}$, and for the turbulence dissipation rate, ϵ . These quantities can be input directly or derived from the turbulence intensity and characteristic length, as described in Section 11.11.2: Reynolds Stress Model.

At walls, FLUENT computes the near-wall values of the Reynolds stresses and ϵ from wall functions (see Section 11.9.2: Wall Functions). FLUENT applies explicit wall boundary

conditions for the Reynolds stresses by using the log-law and the assumption of equilibrium, disregarding convection and diffusion in the transport equations for the stresses (Equation 11.6-1). Using a local coordinate system, where τ is the tangential coordinate, η is the normal coordinate, and λ is the binormal coordinate, the Reynolds stresses at the wall-adjacent cells are computed from

$$\frac{\overline{u_\tau'^2}}{k} = 1.098, \quad \frac{\overline{u_\eta'^2}}{k} = 0.247, \quad \frac{\overline{u_\lambda'^2}}{k} = 0.655, \quad -\frac{\overline{u_\tau' u_\eta'}}{k} = 0.255 \quad (11.6-28)$$

To obtain k , FLUENT solves the transport equation of Equation 11.6-23. For reasons of computational convenience, the equation is solved globally, even though the values of k thus computed are needed only near the wall; in the far field k is obtained directly from the normal Reynolds stresses using Equation 11.6-22. By default, the values of the Reynolds stresses near the wall are fixed using the values computed from Equation 11.6-28, and the transport equations in Equation 11.6-1 are solved only in the bulk flow region.

Alternatively, the Reynolds stresses can be explicitly specified in terms of wall-shear stress, instead of k :

$$\frac{\overline{u_\tau'^2}}{u_\tau^2} = 5.1, \quad \frac{\overline{u_\eta'^2}}{u_\tau^2} = 1.0, \quad \frac{\overline{u_\lambda'^2}}{u_\tau^2} = 2.3, \quad -\frac{\overline{u_\tau' u_\eta'}}{u_\tau^2} = 1.0 \quad (11.6-29)$$

where u_τ is the friction velocity defined by $u_\tau \equiv \sqrt{\tau_w/\rho}$, where τ_w is the wall-shear stress. When this option is chosen, the k transport equation is not solved.

11.6.9 Convective Heat and Mass Transfer Modeling

With the Reynolds stress model in FLUENT, turbulent heat transport is modeled using the concept of Reynolds' analogy to turbulent momentum transfer. The "modeled" energy equation is thus given by the following:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \frac{\partial}{\partial x_i}[u_i(\rho E + p)] = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(k + \frac{c_p \mu_t}{Pr_t} \right) \frac{\partial T}{\partial x_j} + u_i(\tau_{ij})_{\text{eff}} \right] + S_h \quad (11.6-30)$$

where E is the total energy and $(\tau_{ij})_{\text{eff}}$ is the deviatoric stress tensor, defined as

$$(\tau_{ij})_{\text{eff}} = \mu_{\text{eff}} \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) - \frac{2}{3} \mu_{\text{eff}} \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \delta_{ij}$$

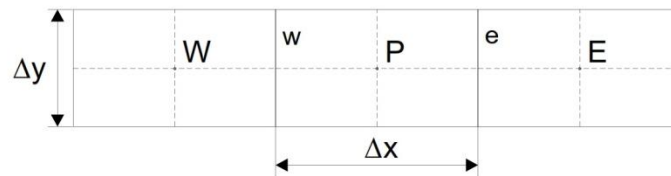
The term involving $(\tau_{ij})_{\text{eff}}$ represents the viscous heating, and is always computed in the coupled solvers. It is not computed by default in the segregated solver, but it can be enabled in the **Viscous Model** panel. The default value of the turbulent Prandtl number is 0.85. You can change the value of Pr_t in the **Viscous Model** panel.

Anexo L. Método de volúmenes finitos

Método de los volúmenes finitos

Este método consiste, fundamentalmente, en convertir las ecuaciones diferenciales en su análogo numérico, mediante una transformación física de las ecuaciones. Por ejemplo, la ecuación de la cantidad de movimiento puede ser considerada como una serie de flujos dentro de un volumen de fluido, junto con un término de fuente que es el gradiente de presiones.

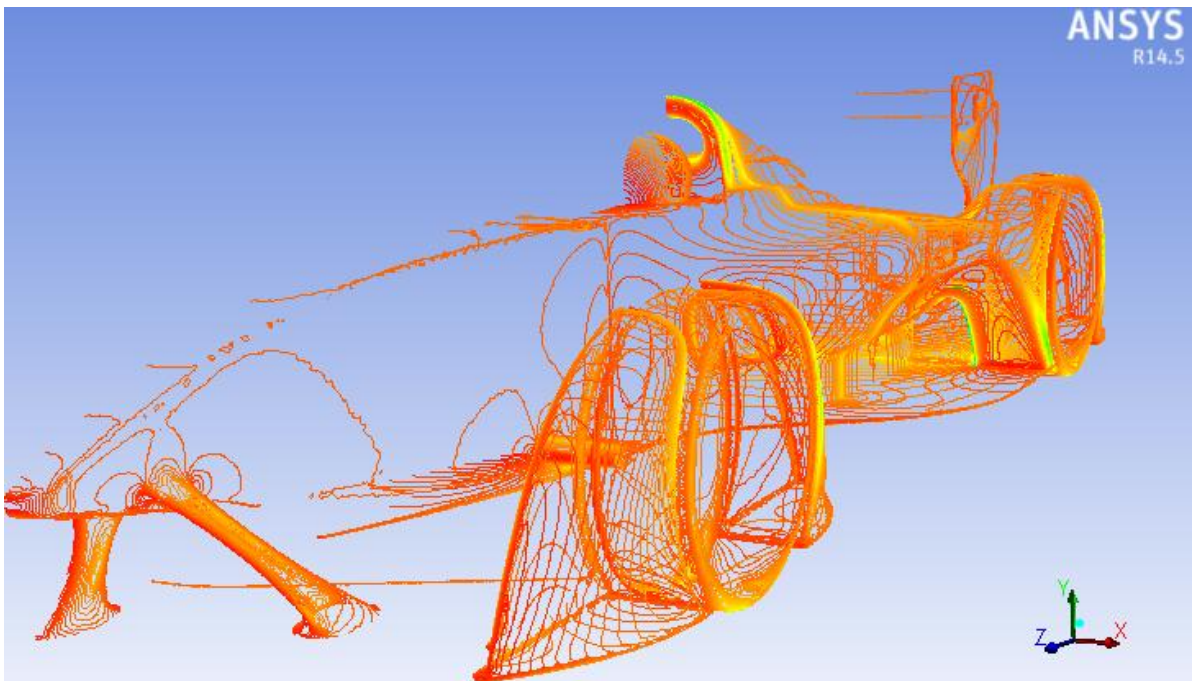
Para mostrar la discretización, se crean volúmenes finitos (particiones del espacio) en la dirección x , y se fija la atención en el volumen n -ésimo por simplicidad. En la figura se puede ver un volumen finito, o celda, típico donde el centro del volumen, punto P , es el punto de referencia en el que se quiere hallar el análogo numérico de la ecuación diferencial. Los puntos centrales de las celdas vecinas se denominan W y E (celda oeste y celda este). Las caras que delimitan la celda a un lado y a otro se denominan w y e (cara oeste y cara este).



Supóngase que se quiere discretizar la derivada segunda siguiente:

$$\frac{\partial^2 U}{\partial x^2}$$

Hay que hacerlo a partir de las derivadas primeras en las caras que limitan la celda:



$$\left(\frac{\partial^2 U}{\partial x^2}\right)_p = \frac{\left(\frac{\partial U}{\partial x_e} - \frac{\partial U}{\partial x_w}\right)}{x_e - x_w}$$

Estas derivadas se calculan, a su vez, a partir de los valores de la variable U en los centro de las celdas vecinas:

$$\left(\frac{\partial U}{\partial x}\right)_e = \frac{U_E - U_P}{x_E - x_P}$$

$$\left(\frac{\partial U}{\partial x}\right)_w = \frac{U_P - U_W}{x_P - x_W}$$

Estas expresiones son utilizadas para implementar las derivadas de las ecuaciones en una celda cualquiera. De esta manera, se puede hallar el análogo numérico de las ecuaciones diferenciales para cada volumen finito, y después resolver el sistema de ecuaciones algebraicas que resulta. De la misma manera, pueden introducirse las condiciones de contorno, añadiendo términos fuente en las ecuaciones de las celdas correspondientes.

Resolución de las ecuaciones discretizadas

Una vez discretizadas las ecuaciones diferenciales, lo que se obtiene es un sistema de ecuaciones algebraicas, que se puede escribir en notación matricial de la siguiente manera:

A es la matriz del sistema, **b** es la columna de términos independientes, y **x** es el vector incógnita. Para resolver este sistema de ecuaciones, existen dos tipos de métodos: los directos y los iterativos.

$$\mathbf{A} * \mathbf{x} = \mathbf{b}$$

Los métodos directos consisten en hallar la inversa de la matriz **A**. Normalmente estos métodos parten de la descomposición de la matriz **A** en el producto de dos matrices: **L*U**, una triangular superior y la otra triangular inferior, a partir de lo cual todo es teóricamente muy sencillo. Pero cuando la matriz es un poco grande estos métodos no son rentables, computacionalmente hablando.

Los métodos iterativos tratan de hallar la solución partiendo de una solución aproximada y calculando, a partir de ella, una solución más aproximada, acercándose en cada iteración a la solución real. De este tipo son los métodos de Jacobi, Gauss-Seidel, TDMA (algoritmo de la matriz tridiagonal), SIP (procedimiento implícito de Stone), CGM (método del gradiente conjugado), etc. Cada uno de ellos con sus adeptos y variantes, lo que normalmente quiere decir que van bien en unos casos y no tan bien en otros.

Dependencia del tiempo y no linealidad

Los métodos que se han comentado resuelven sistemas de ecuaciones lineales, con coeficientes constantes, y no se pueden usar directamente para resolver las ecuaciones del flujo, pues no son lineales (hay en ellas productos de variables). Además, la velocidad y la presión del fluido pueden depender del tiempo, por lo que hay que resolver todo el sistema para cada instante de tiempo. Por tanto, habrá que discretizar el tiempo, como ya se hizo con el resto de variables, y resolver el sistema para cada paso temporal.

Para que sea posible emplear los métodos de resolución de sistemas que se han comentado, se linealizan las ecuaciones. Los términos no lineales, como hemos visto, son los productos de las velocidades por sus derivadas. Por ello se discretiza la derivada, y se usa el valor de la velocidad existente en la celda de que se trate:

$$u \frac{\partial u}{\partial x} \text{ se convierte en } \bar{u} \frac{u_{i+1,j} - u_{i-1,j}}{2\delta x}$$

Así se puede resolver iterativamente el sistema lineal de ecuaciones. Una vez resuelto, el valor de la velocidad en la celda i,j habrá cambiado, se vuelve a linealizar el sistema con los nuevos valores de las velocidades, y se repite el proceso hasta que se llegue a una solución.

Posteriormente, habrá que incrementar el paso temporal, y resolver el sistema para el nuevo instante de tiempo. En el caso de que sea un problema estacionario, este último proceso de cambiar el paso temporal, se omite.

Condiciones de contorno

La solución de un problema depende de las condiciones iniciales y de las condiciones de contorno a las que está sometido el fluido. Las condiciones de contorno más habituales que suelen aparecer en los problemas resueltos con CFD son las siguientes:

- Presión en un determinado contorno. Se puede fijar presión estática o presión total.
- Velocidad en el contorno. Se puede fijar dirección y módulo, o sólo dirección, combinada con la condición de presión. En ocasiones se especifica el caudal en vez de la velocidad.
- Si interviene la ecuación de la energía también hay que concretar condiciones de contorno para la temperatura: valor fijo, flujo de calor...

Imponiendo estas condiciones, se puede simular el comportamiento de los contornos reales de un fluido, tales como paredes, entradas en tuberías, salidas al exterior, etc.

Las paredes sólidas son condiciones de contorno especialmente críticas. Esto es debido al comportamiento del fluido en las proximidades de la misma. En las superficies sólidas se genera una capa límite de fluido en la que la velocidad varía rápidamente a medida que nos acercamos a la pared. La simulación directa de la capa límite es extremadamente difícil y requiere unos recursos desproporcionados, por lo que se suelen utilizar modelos específicos.

Metodología

En los paquetes de software existentes de CFD, el usuario debe especificar las condiciones del problema que se va a resolver, así como proveer al ordenador de ciertos parámetros de resolución para que el programa consiga encontrar una correcta solución del problema. Los pasos genéricos que hay que seguir son:

1. Especificación de la geometría del problema. Es preciso introducir al programa los contornos del dominio del problema. Este proceso es relativamente simple cuando el modelo es bidimensional. Cuando el modelo es tridimensional, la especificación de la geometría puede ser realmente compleja.
2. Creación del mallado, o celdas en las que van a ser calculadas todas las variables. El mallado puede ser estructurado o no estructurado. El mallado estructurado está formado por rectángulos o paralelepípedos ordenados, que pueden deformarse para adaptarse a las superficies curvas de la geometría. El mallado no estructurado está habitualmente formado por triángulos o tetraedros y, en cualquier caso, no tiene un orden matricial. Este último tipo de mallado es mucho más sencillo de ajustar a formas complejas que el anterior, aunque es más costoso de calcular.
3. Definición de los modelos que se van a utilizar. Básicamente de turbulencia, pero para ciertas simulaciones pueden hacer falta modelos de radiación, flujo bifásico, multiespecie, etc. Estos modelos deben estar implementados en el software.
4. Especificación de las propiedades del fluido, tales como la viscosidad, la densidad, las propiedades térmicas..., etc. En su caso el programa debe ser capaz de manejar las ecuaciones de variación de estas propiedades con la temperatura, la presión, etc.
5. Imposición de las condiciones de contorno, que controlan los valores de ciertas variables en los límites del dominio. Básicamente se imponen valores fijos de la presión, velocidad y

temperatura, o de sus gradientes. También hay que imponer condiciones para las variables de turbulencia que haya, según el modelo que se esté utilizando.

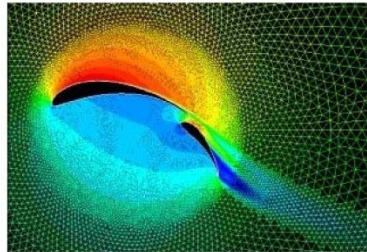
6. Introducción de las condiciones iniciales. En el caso de un problema no estacionario, hace falta definir unos valores de las variables para todos los puntos del dominio, desde los cuales empezará el programa a calcular las soluciones de los sucesivos pasos temporales. En el caso de un problema estacionario, es preciso introducir al programa unos valores iniciales de las variables, de los cuales partirá el proceso iterativo.
7. Control de los parámetros que afectan a la resolución numérica del problema. Se puede actuar sobre el proceso iterativo definiendo los tipos de discretización, variando los factores de relajación, y fijando los criterios de finalización de las iteraciones.
8. Proceso de cálculo. Durante el mismo es habitual monitorizar la convergencia y controlar la evolución de las variables en algunos puntos.
9. Análisis de la solución. Comprobación de que la resolución es correcta y estudio de los resultados. La gran cantidad de datos que se genera hace necesario el uso de sistemas de postproceso gráficos.

Anexo M. Perfiles NACA

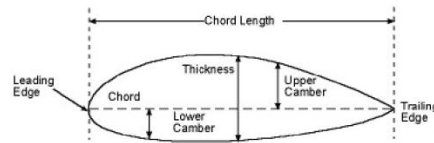


Los perfiles NACA son una serie de perfiles que fueron creados por la NACA (National Advisory Committee for Aeronautics) se engloban según sus características:

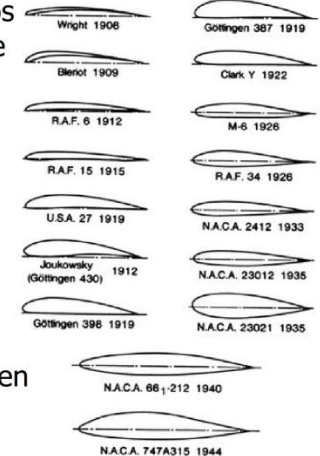
- [1 Four-digit series](#)
- [2 Five-digit series](#)
- [3 Modifications](#)
- [4 1-series](#)
- [5 6-series](#)
- [6 7-series](#)
- [7 8-series](#)



Información detallada sobre las características de los perfiles en programas y bases de datos:



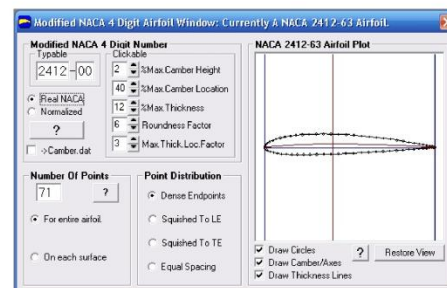
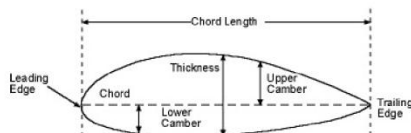
With a View to Practical Solutions



The historical evolution of airfoil sections, 1908-1944. The last two shapes (N.A.C.A. 661-212 and N.A.C.A. 747A315) are low-drag sections designed to have laminar flow over 60 to 70 percent of chord on both the upper and the lower surface. Note that the laminar flow sections are thickest near the center of their chords.

4 Series

- Primer dígito describiendo la curvatura máxima como porcentaje de la cuerda (% c).
- Segundo dígito describiendo la distancia de máxima curvatura desde el borde de ataque en 1/10 del porcentaje de la cuerda.
- Dos últimos dígitos describiendo el máximo espesor como % de la cuerda.
- Ejemplos
 - NACA 2412
 - Máxima curvatura al 2%
 - Máxima curvatura localizada al 40% (0.4 cuerdas) del borde de ataque
 - Máximo espesor del 12% de la cuerda
 - NACA 0015
 - Perfil simétrico (00)
 - Máximo espesor del 15% de la cuerda
- Perfiles de la serie Four-digit tienen por defecto un valor máximo de espesor del 30% de la cuerda.



5 Series

- La serie NACA five-digit describe perfiles mucho más complejos:
 - 1^{er} dígito, cuando es multiplicado por 0.15, da el coeficiente de sustentación por sección (*section lift coefficient*).
 - 2 dígitos, que cuando divididos por 2, give p , que es la distancia de máxima curvatura desde el borde de ataque como % de la cuerda.
 - 2 dígitos – máxima curvatura del perfil (% de la cuerda).

Ejemplo

- Perfil NACA 12345
 - Coefficiente de sustentación $C_l = 0.15$,
 - Curvatura máxima 0.115 c desde el borde de ataque
 - Curvatura máxima 0.45 de la cuerda

Perfiles de la serie Five-digit tienen por defecto un espesor máximo en el 30% de la cuerda

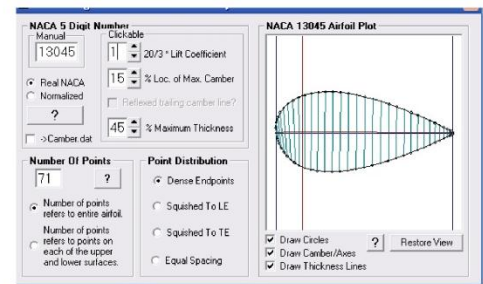
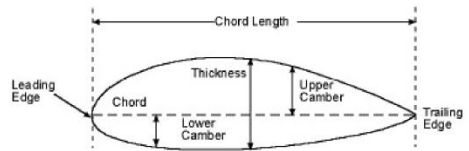
La línea que define la curvatura se define

$$y = \begin{cases} \frac{k_1}{6} \{x^3 - 3mx^2 + m^2(3-m)x\}, & 0 < x < m \\ \frac{k_1 m^3}{6} (1-x), & m < x < 1 \end{cases}$$

Donde las ordenadas x e y han sido normalizadas por la cuerda

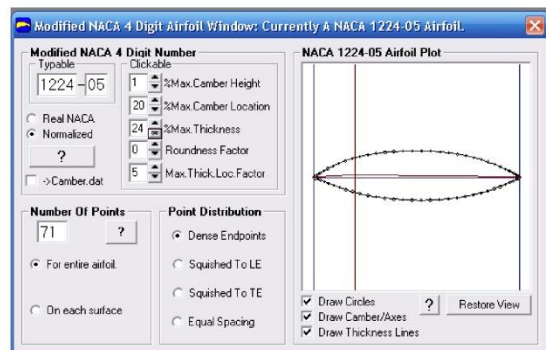
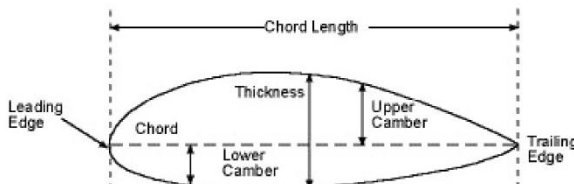
m es elegida tal que la curvatura máxima ocurra en $x=p$

- Para 230 camber-line,
 - $p = 0.3 / 2 = 0.15$
 - $m = 0.2025$.



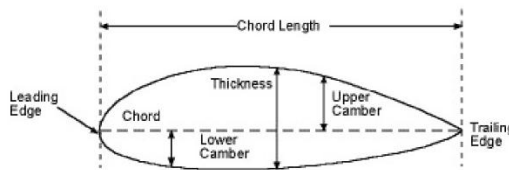
Modificaciones en 4 y 5 Series

- Las series de perfiles Four-digit y five-digit se pueden modificar mediante un código de dos dígitos precedidos por un guión:
 - El primer dígito describe la "redondez" del borde de ataque
 - Siendo 0 un borde afilado 0
 - Siendo 6 el mismo borde que el perfil original
 - Valores superiores indicando un borde de ataque con más redondez que el original.
 - El segundo dígito describe la distancia de máximo espesor desde el borde de ataque en 1/10 de % de la cuerda.
- NACA 1234-05
 - NACA 1234 con un borde de ataque afilado
 - Máximo espesor a 50% of la cuerda.



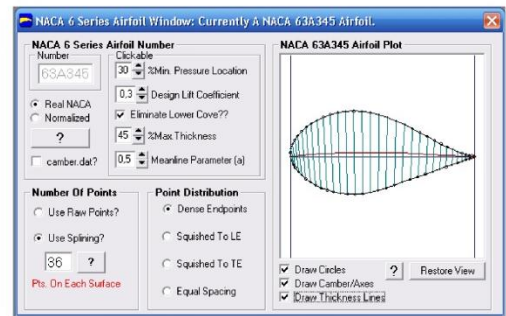
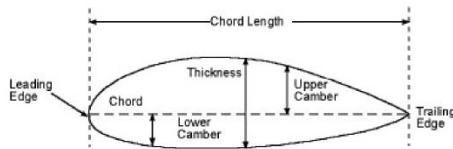
1-Series

- En los años 1930 se utilizó un nuevo enfoque para el diseño de los perfiles en el cual la forma del perfil se derivaba matemáticamente a partir de las características de sustentación deseadas
- Previamente, multitud de perfiles fueron creados, y sus características fueron medidas en túneles de viento.
- Los perfiles de la 1-serie se describen:
 - El 1 describe la serie
 - 2º dígito describe la distancia en la que se encuentra la zona de mínima presión en 1/10 de % de cuerda.
 - 3er dígito (precedido de un guión) describe el coeficiente de sustentación en 1/10.
 - 2 dígitos describiendo el máximo espesor en 1/10 del % de la cuerda.
- Perfil NACA 16-123
 - Zona de mínima presión en el 60% de la cuerda
 - $C_l = 0.1$
 - t_{max} del 23% de la cuerda



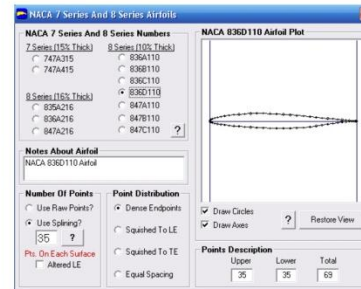
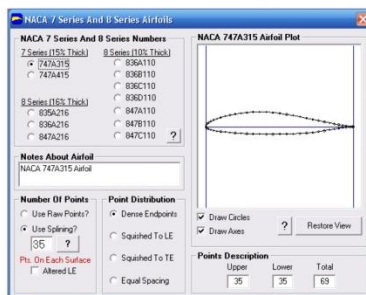
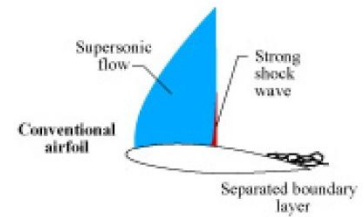
6-Series

- Es una mejora sobre la 1-serie con énfasis en maximizar el flujo laminar.
 - El número "6" indica la serie.
 - 2º dígito describe la distancia en la que se encuentra la zona de mínima presión en 1/10 de % de cuerda.
 - 3er dígito (normalmente en forma de subíndice) describiendo que la resistencia se mantiene baja tantas décimas por debajo y por arriba del coeficiente de sustentación especificado (4º dígito).
 - 4º dígito (precedido de un guión) describe el coeficiente de sustentación en 1/10.
 - 2 dígitos describiendo el máximo espesor en 1/10 del % de la cuerda
 - "a=" seguida de un décimo describiendo la fracción de la cuerda sobre la que el flujo laminar se mantiene
 - Si no se da ningún valor se asume que por defecto a=1.
- NACA 61₂-345 a=0.5
 - Zona de mínima presión en el 10% de la cuerda
 - Mantiene baja resistencia 0.2 por encima y por debajo del coeficiente de sustentación
 - Máximo espesor en el 45% de la cuerda
 - Mantiene flujo laminar sobre el 50% de la cuerda



7 Y 8 Series

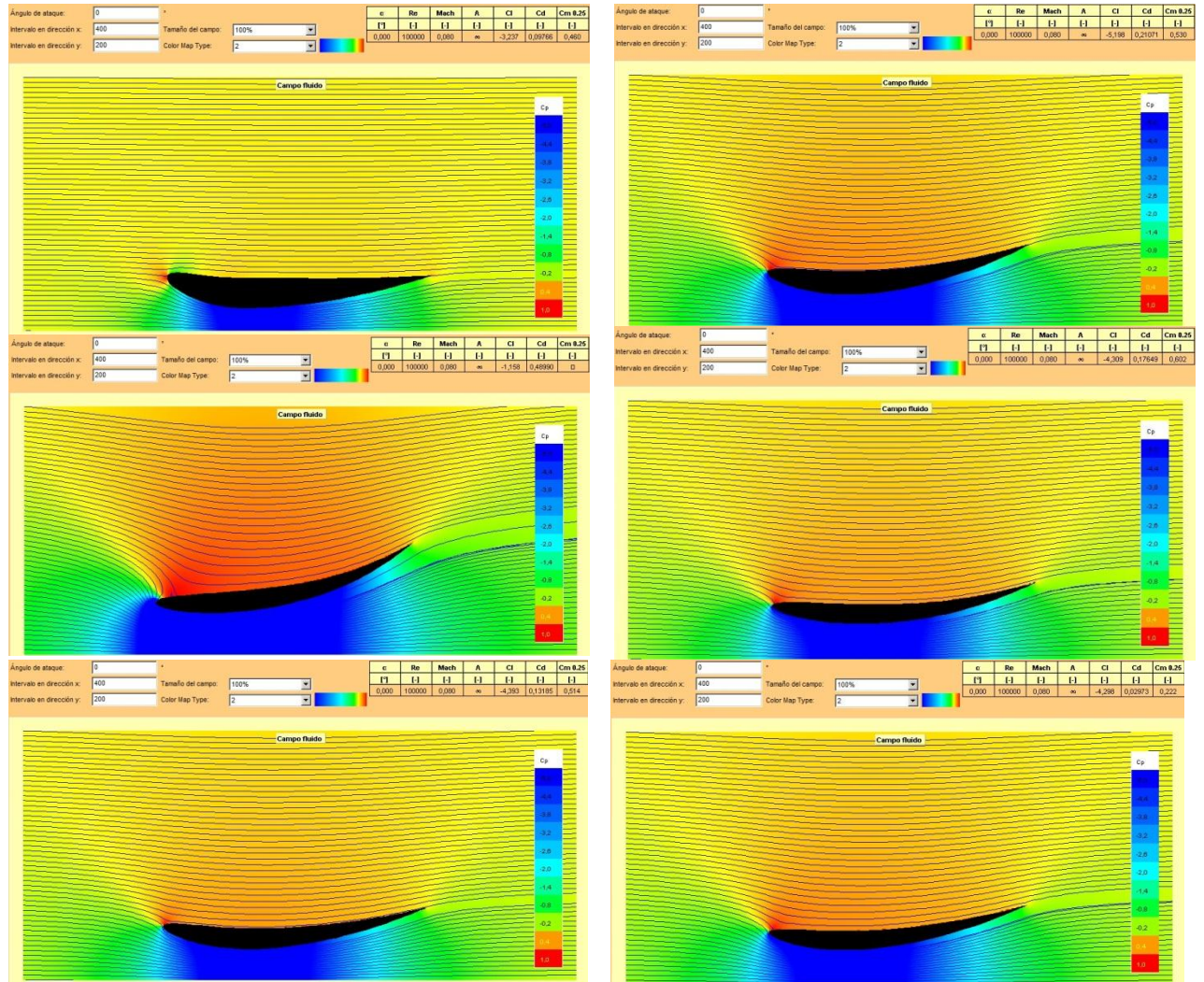
- Mejoras adicionales para maximizar el flujo laminar mediante la identificación de las zonas de baja presión de tanto el extradós como el intradós:
 - El número "7" indica la serie.
 - 2º dígito describe la distancia de presión mínima en el extradós en 1/10 del % de la cuerda.
 - 3er dígito describe la distancia de presión mínima en el intradós en 1/10 del % de la cuerda.
 - Una letra refiriéndose a un perfil estándar de series NACA previas.
 - 4º dígito describiendo el coeficiente de sustentación en 1/10.
 - 2 dígitos describiendo el máximo espesor en 1/10 del % de la cuerda.
- NACA 712A345
 - área de mínima presión al 10% de la cuerda en el extradós
 - área de mínima presión al 20% de la cuerda en el intradós
 - $C_l = 0.3$
 - Espesor máximo del 45% de la cuerda.
- La Serie 8 : se diseñaron para maximizar de forma independiente el flujo laminar en el extradós y el intradós



Anexo N. Simulación perfiles para el alerón delantero y trasero

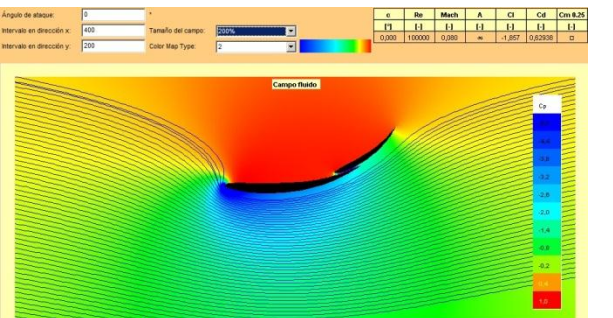
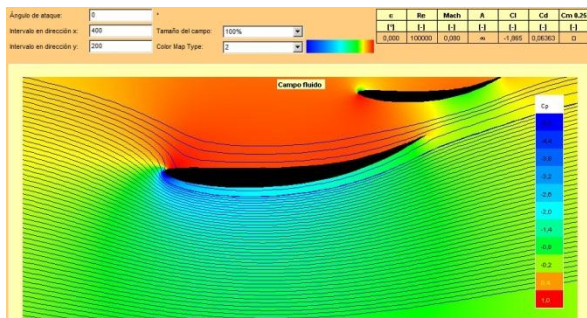
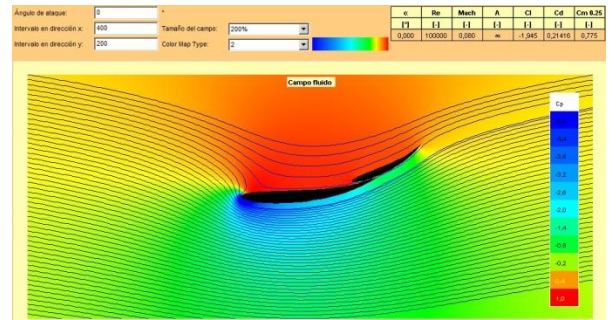
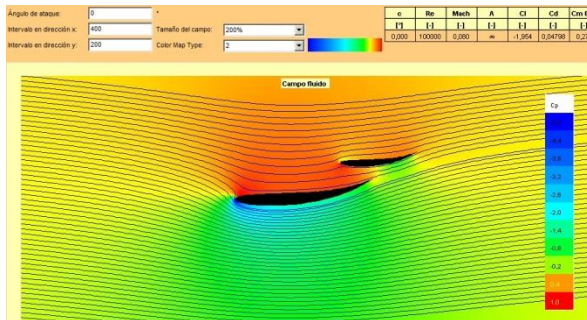
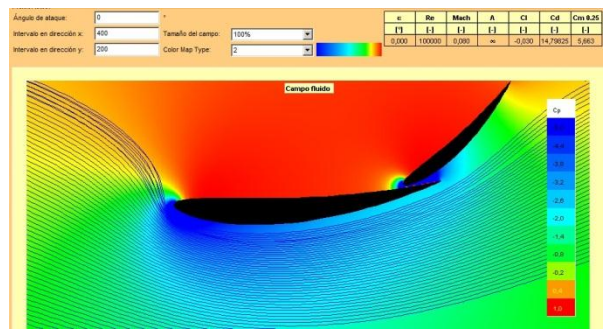
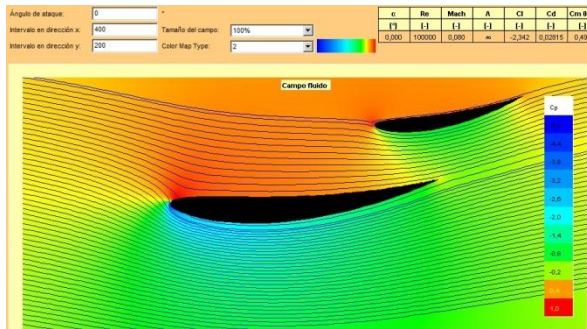
Durante el proceso de diseño se realizó varias simulación a continuación se muestran algunas de ellas.

➤ Perfil del alerón delantero.



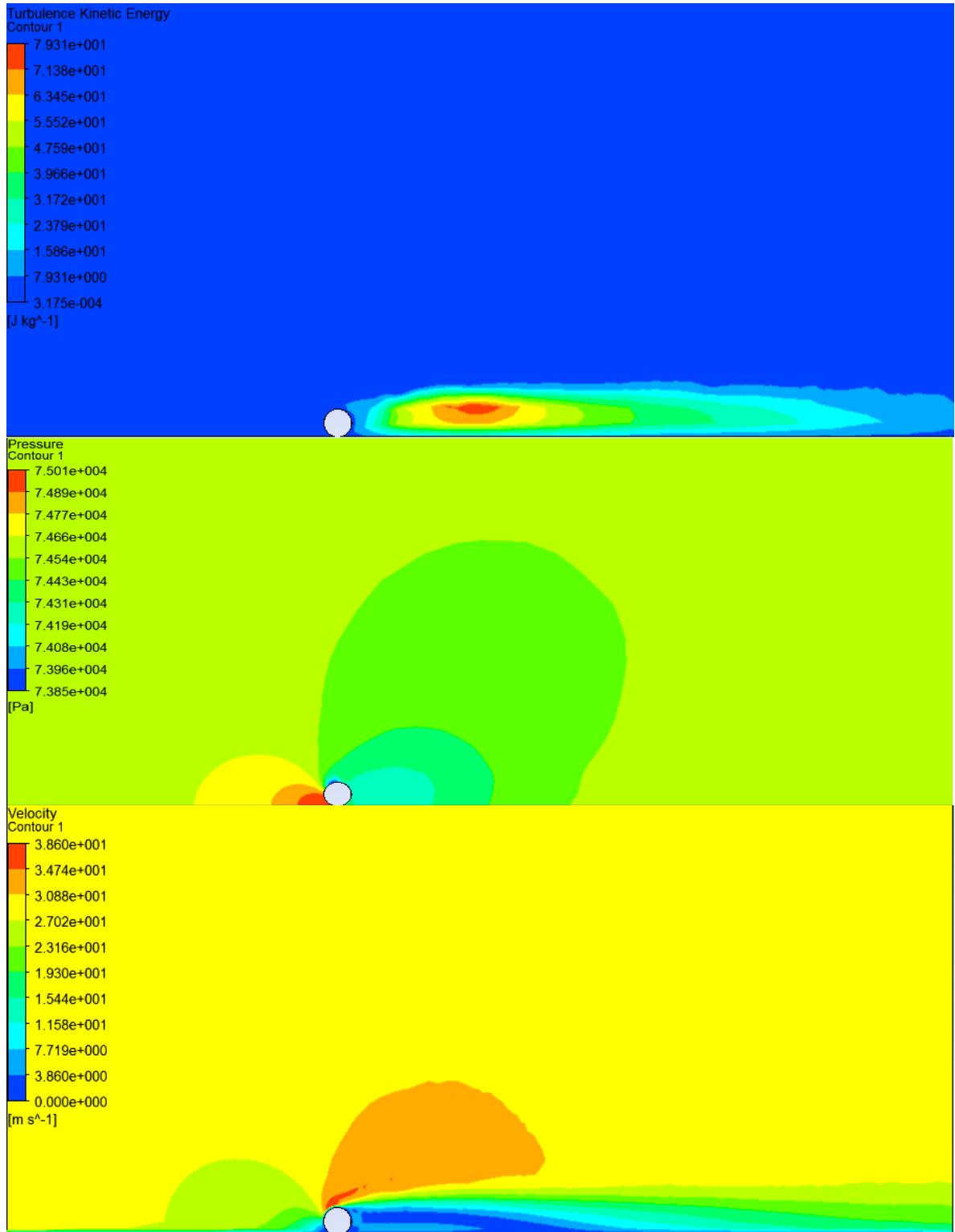
De igual forma se hizo para el alerón trasero teniendo en cuenta esta vez que este elemento tiene un flap el cual actuara como DRS el perfil del flap fue exactamente el mismo al del alerón fijo solo cambio su tamaño el cual es un 75% más pequeño.

➤ Alerón Trasero

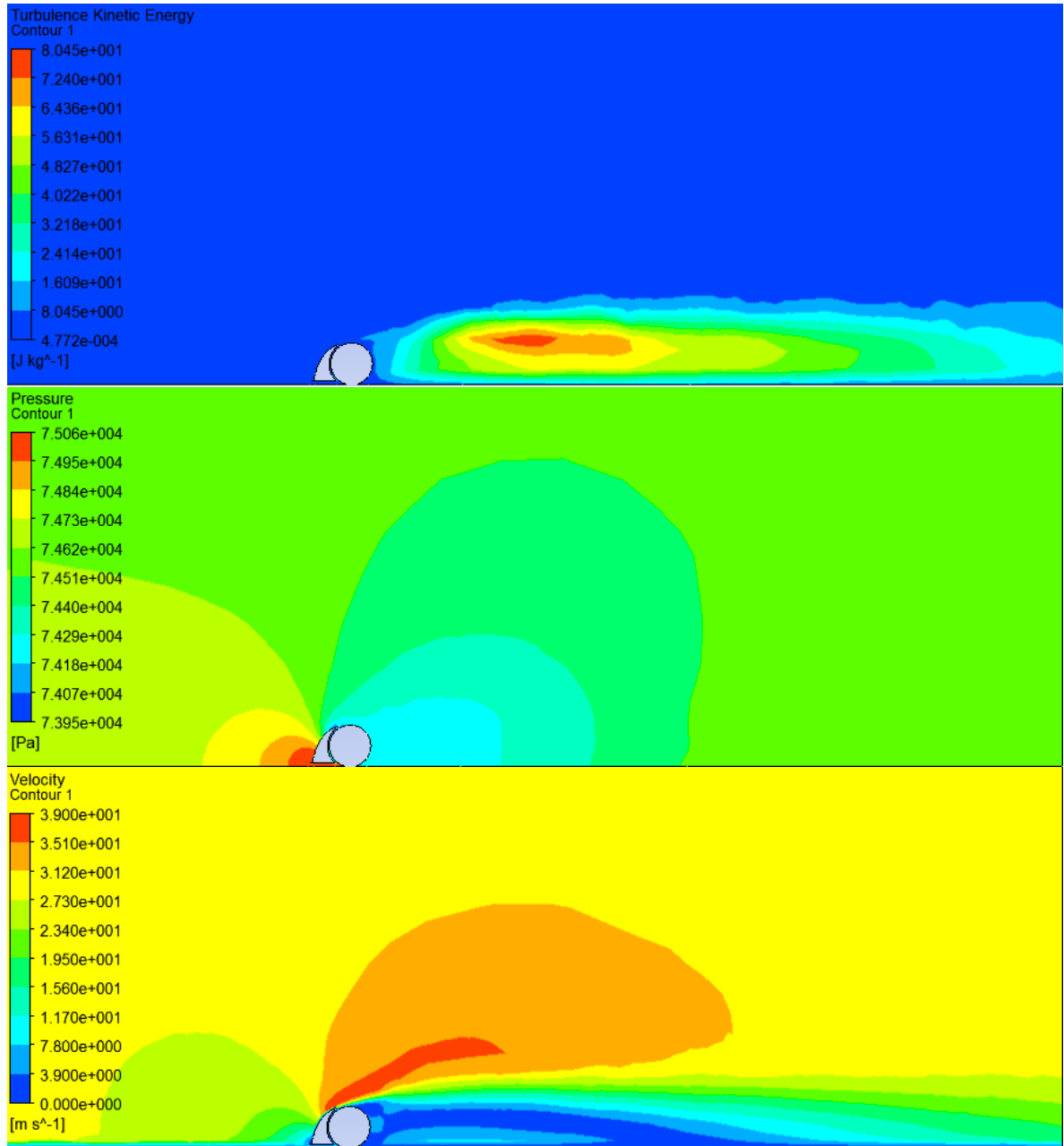


Anexo O. Simulación 2D en ANSYS FLUENT

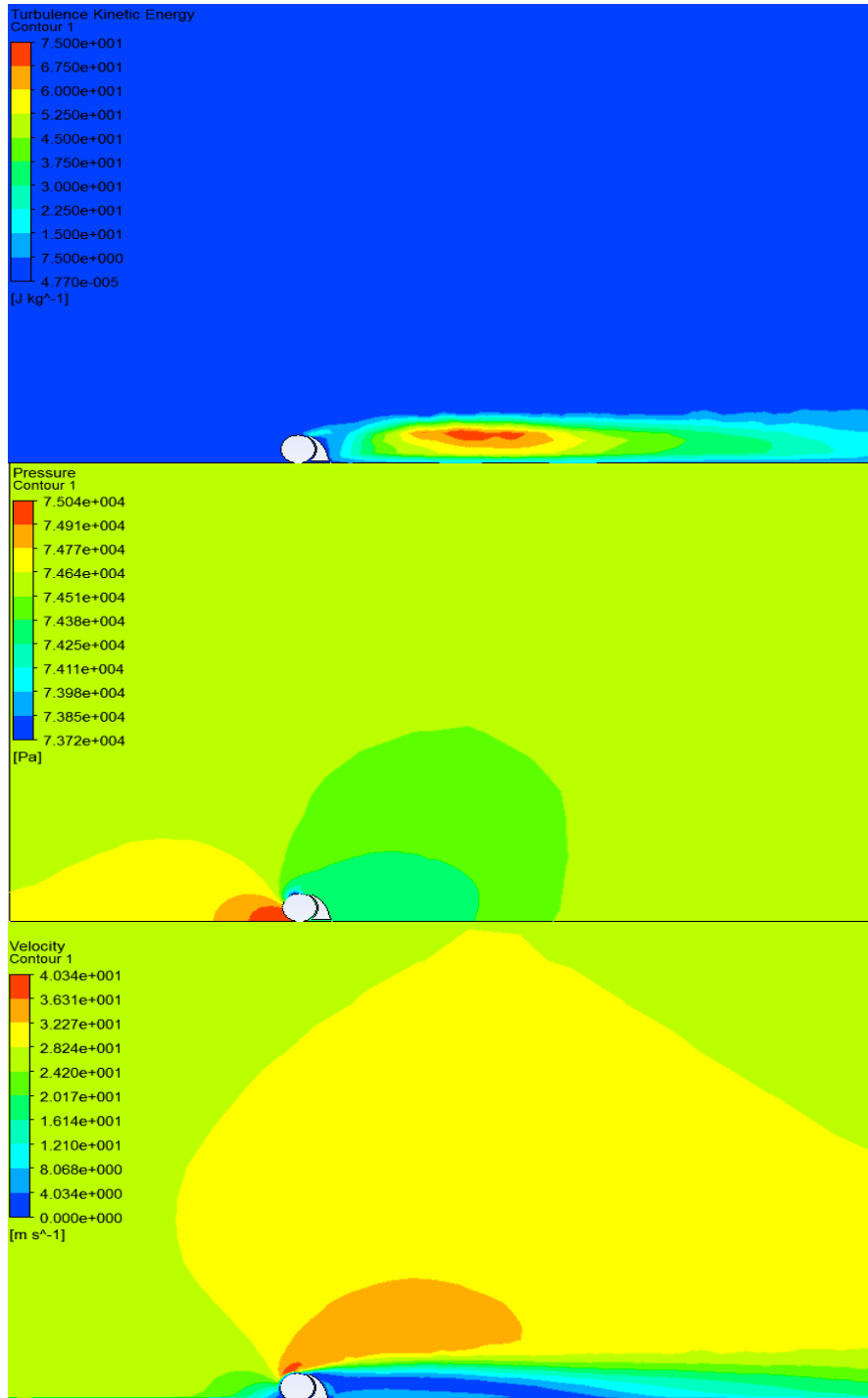
➤ LLANTA SIN ELEMENTOS



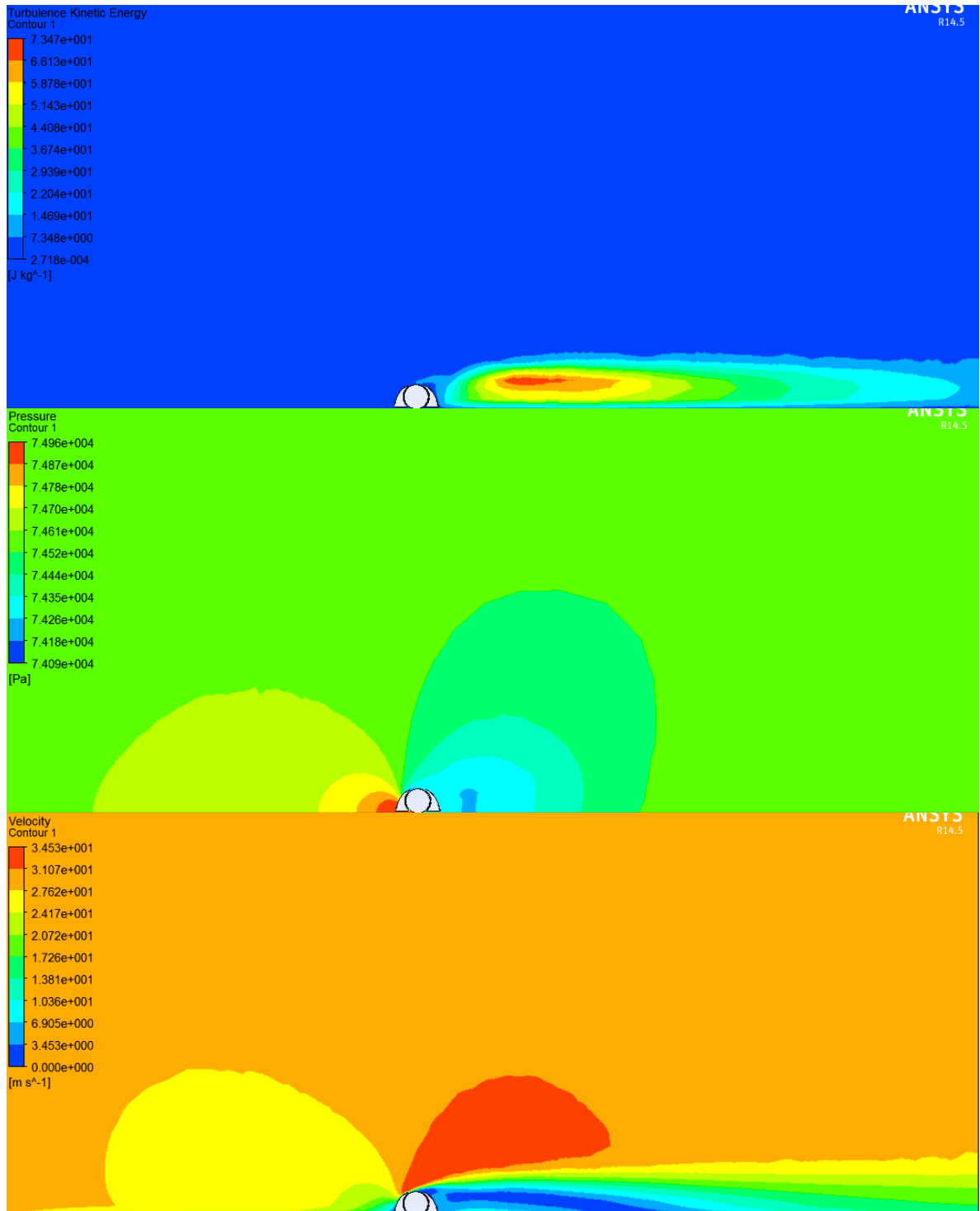
➤ LLANTA CUBIERTA DELANTERA



➤ LLANTA CUBIERTA TRASERA

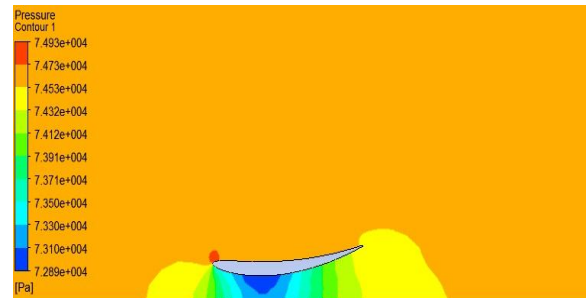
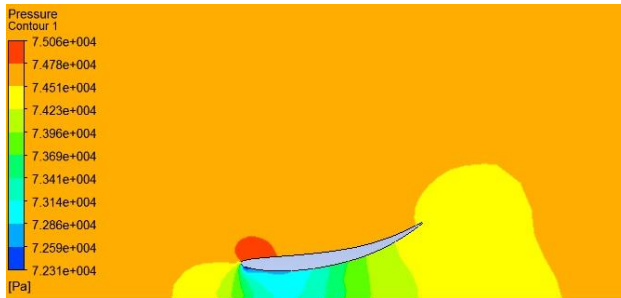
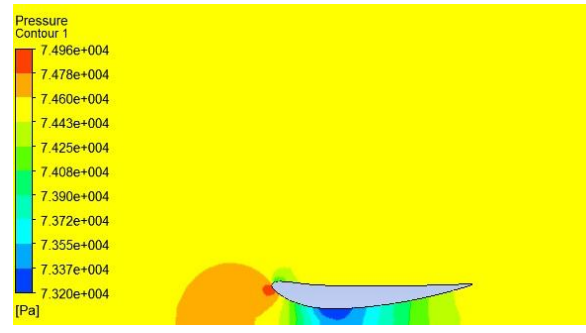
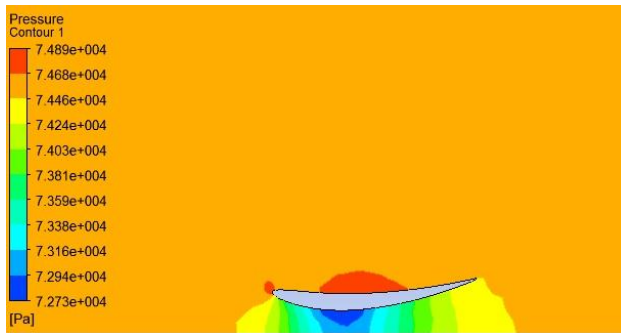
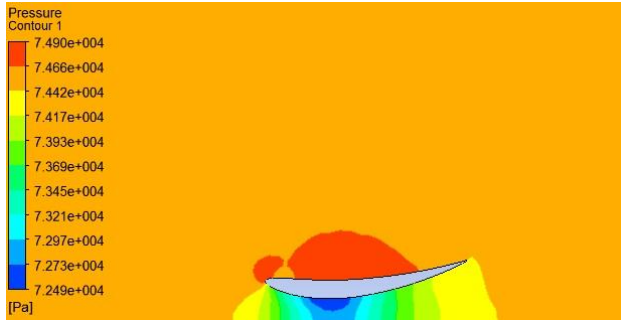


➤ LLANTA CUBIERTA DOS LADOS

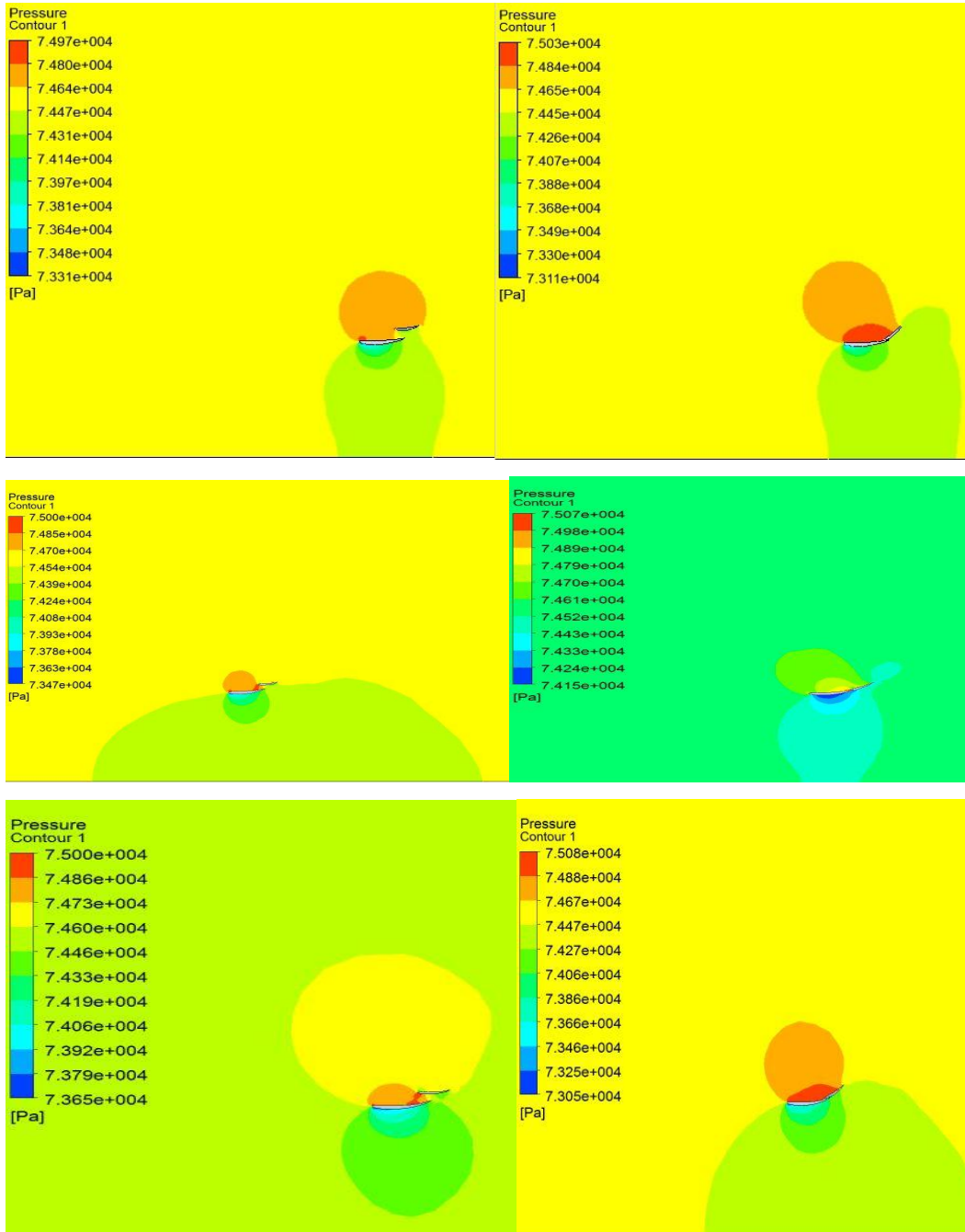


SIMULACION DEL PERFIL DELANTERO Y TRASERO EN ANSYS 2D

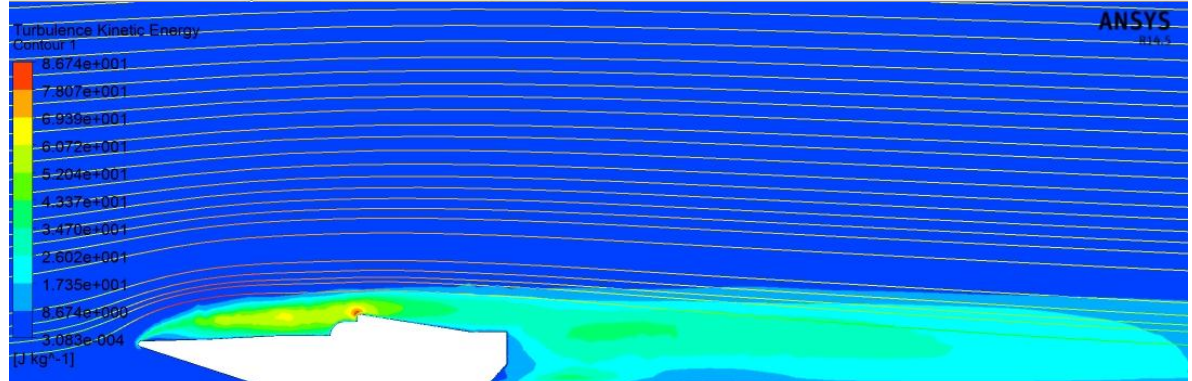
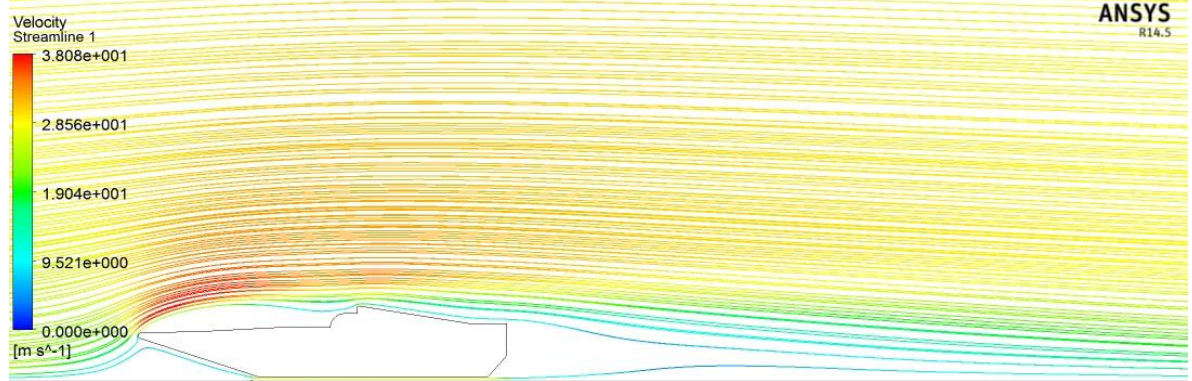
➤ Delantero



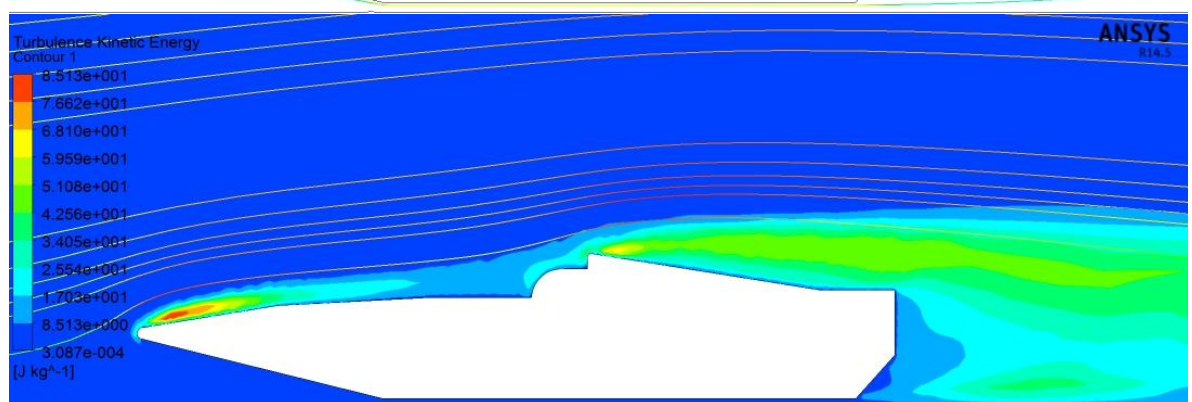
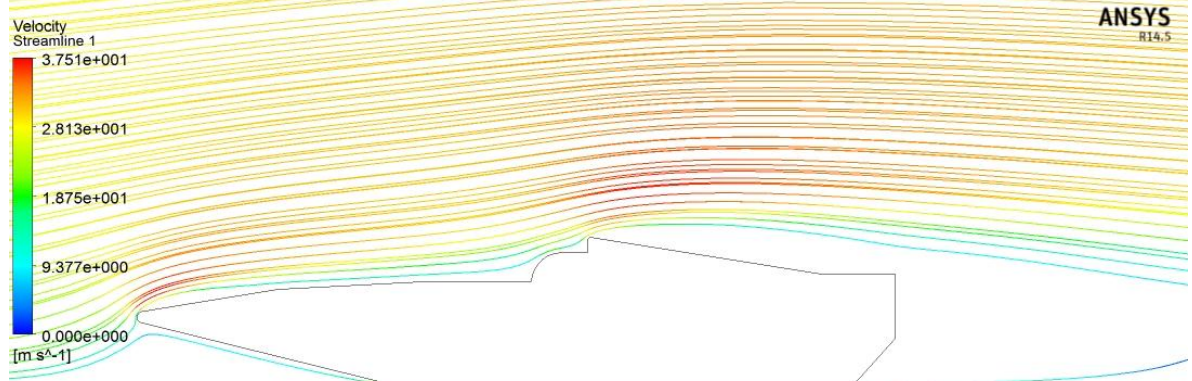
➤ Trasero



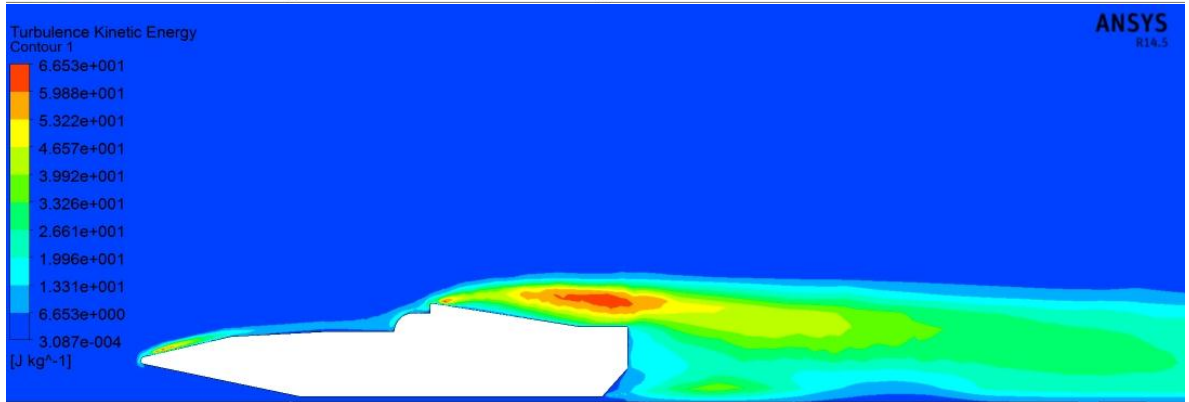
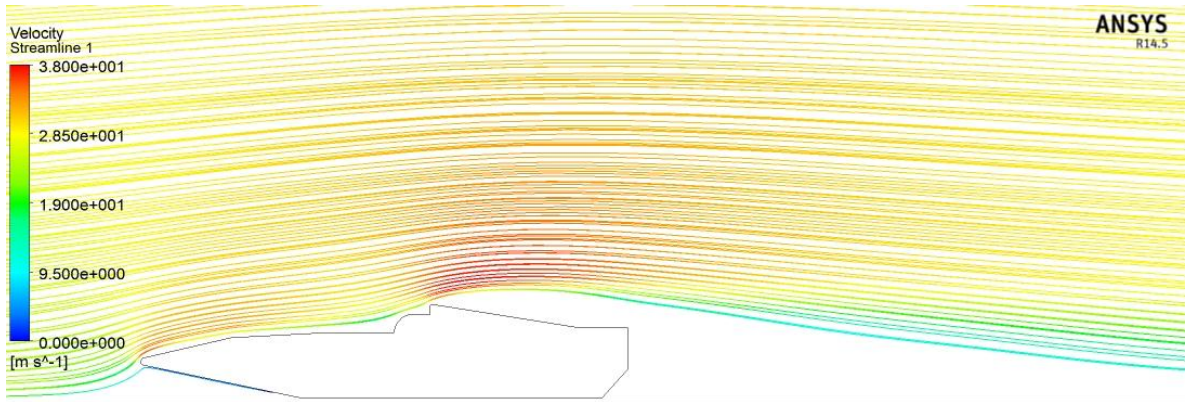
VARIACION DEL ANGULO DE LA PUNTA



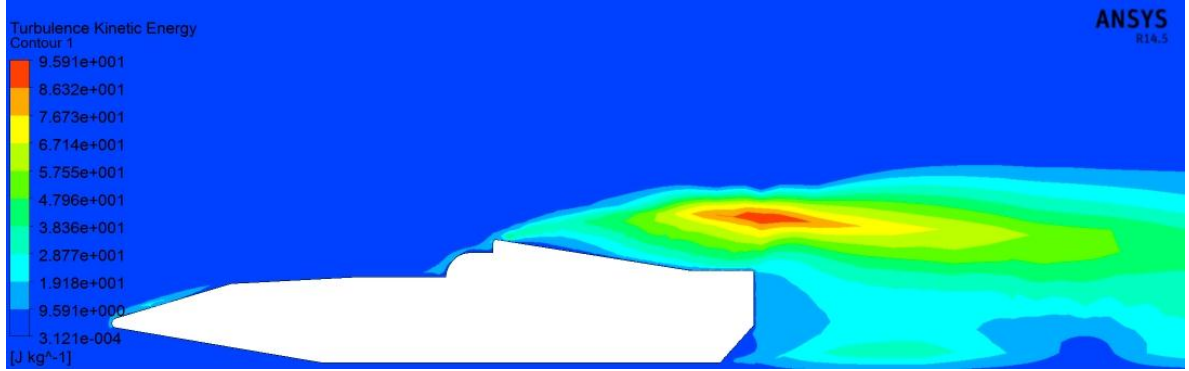
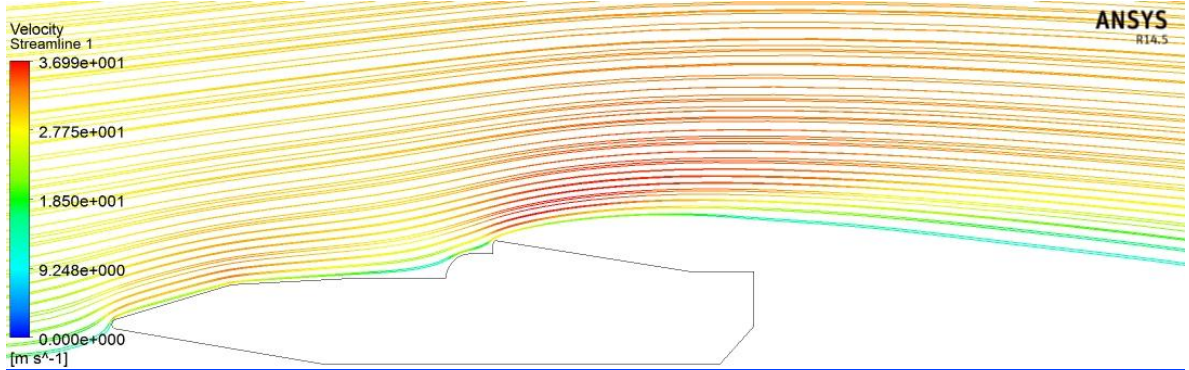
POSICION 2



POSICION 3

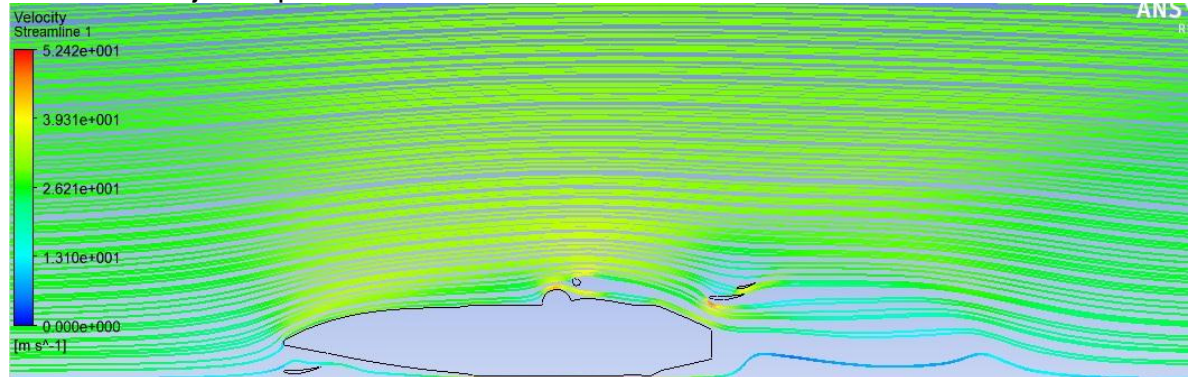


POSICION 4

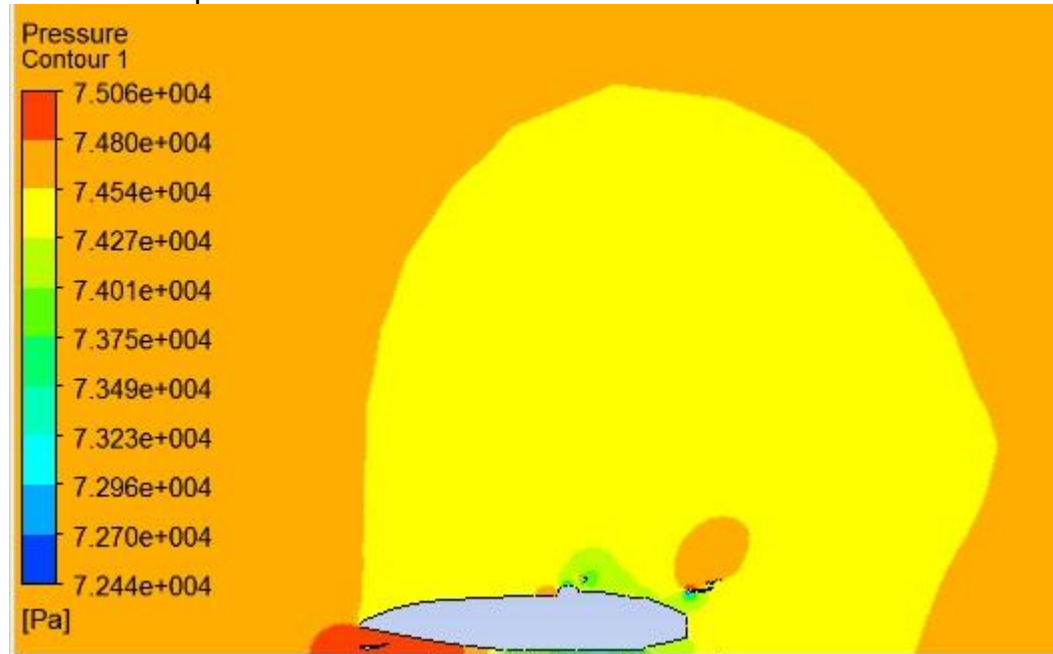


A continuación se muestra el perfil del vehículo final con sus respectivos contornos, se ilustra primeramente para la posición del DRS desactivado.

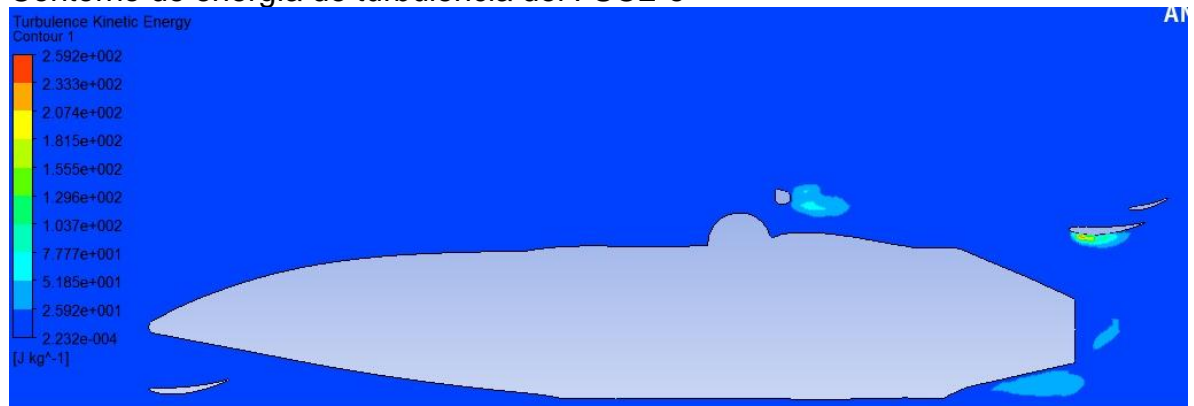
Líneas de flujo del perfil del FSO2-e



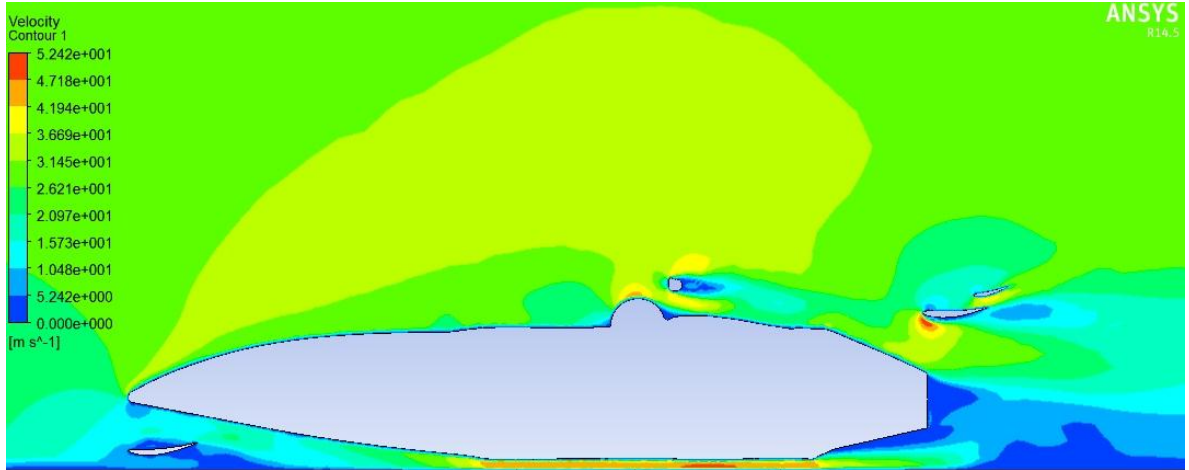
Contorno de presión del FSO2-e



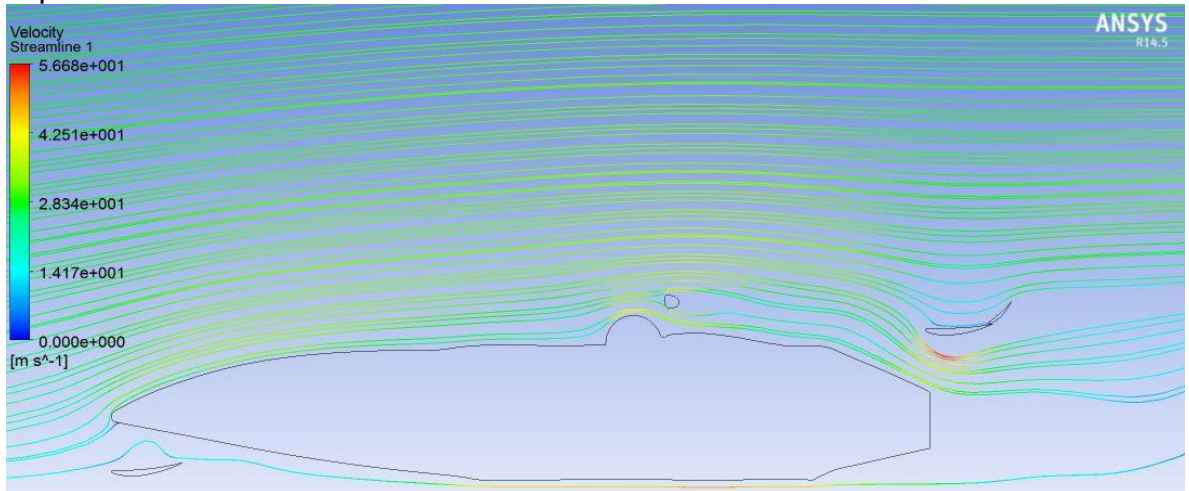
Contorno de energía de turbulencia del FSO2-e



Contorno de velocidad del FSO2-e



Aquí se muestra cuando el DRS está activado.



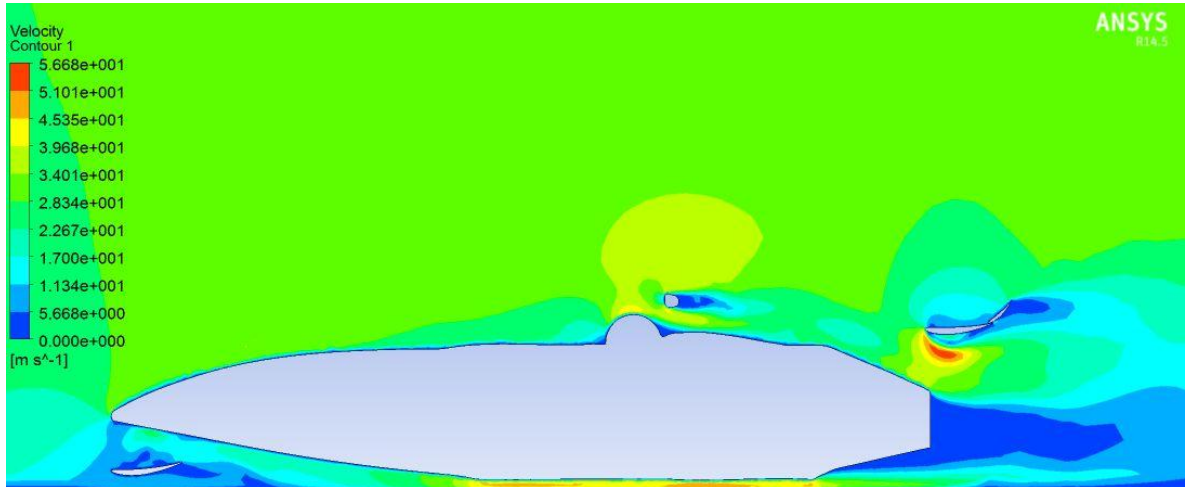
Contorno de presión con el DRS activado



Contorno de energía de turbulencia con el DRS activado



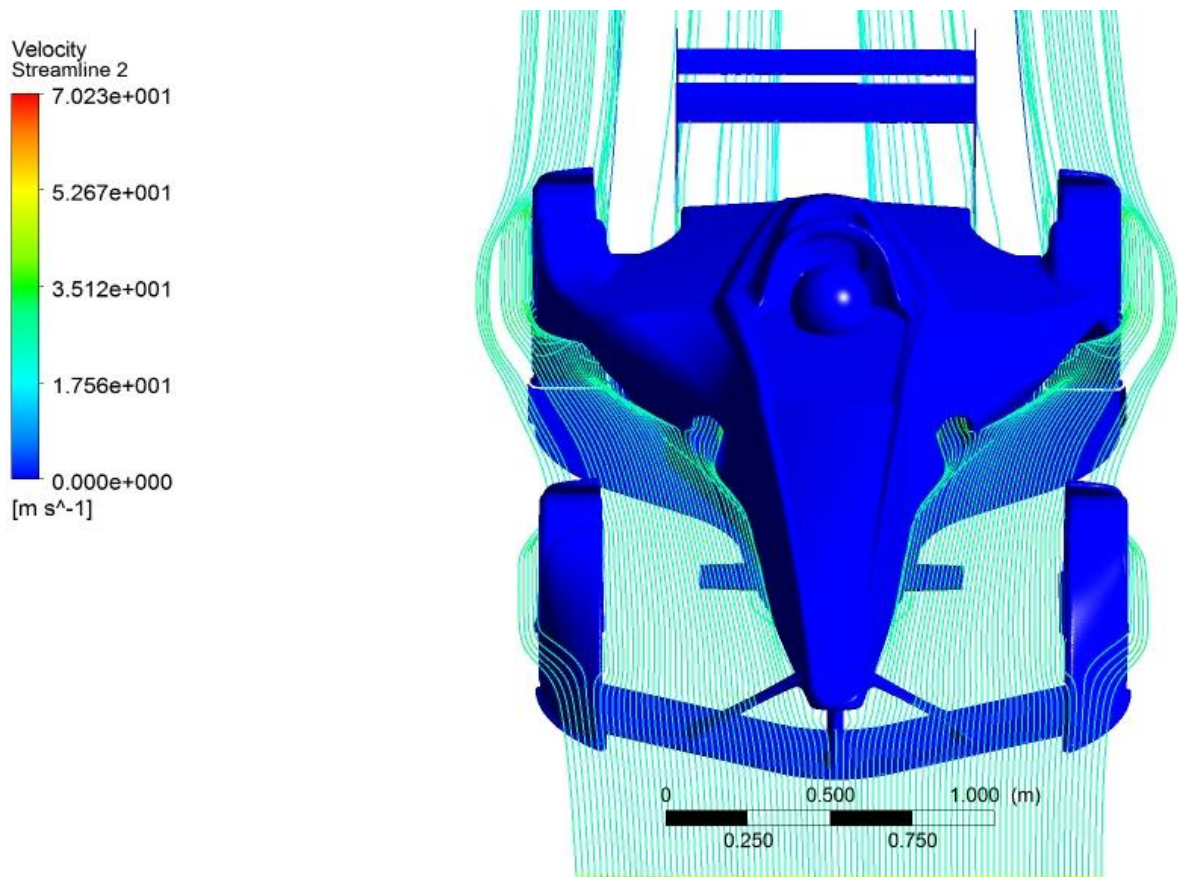
Contorno de velocidad con el DRS activado



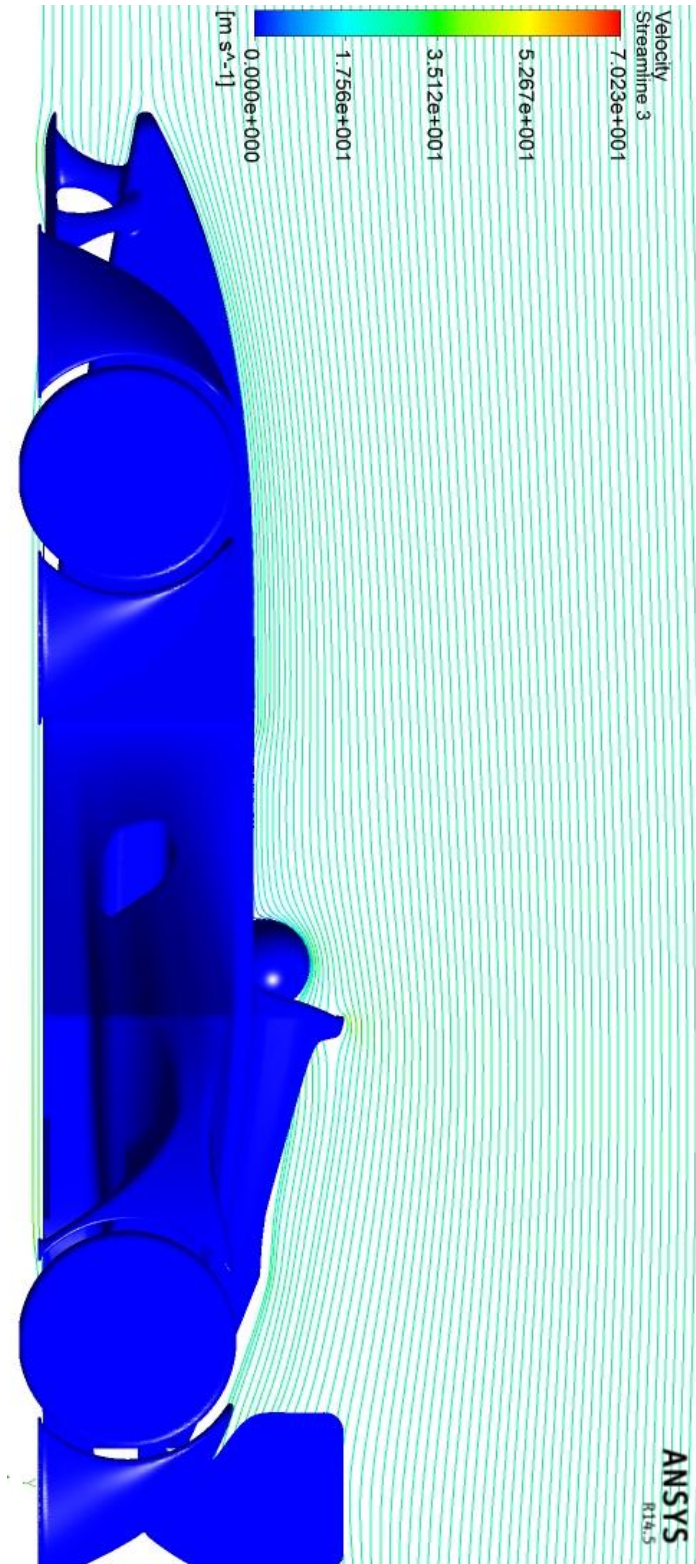
Anexo P. Simulación 3D en ANSYS FLUENT del vehículo versión final

En este anexo se muestra los resultados finales obtenidos en la simulación del FSO2-e; a continuación se muestra en el auto con contorno de velocidad y líneas flujo rodeando su geometría, en ellas se puede observar que el flujo entra perfectamente por las aberturas de refrigeración, se observa también cuando se simula un flujo a unos pocos centímetros del nivel del suelo la mayor cantidad de flujo se dirige por encima del fondo.

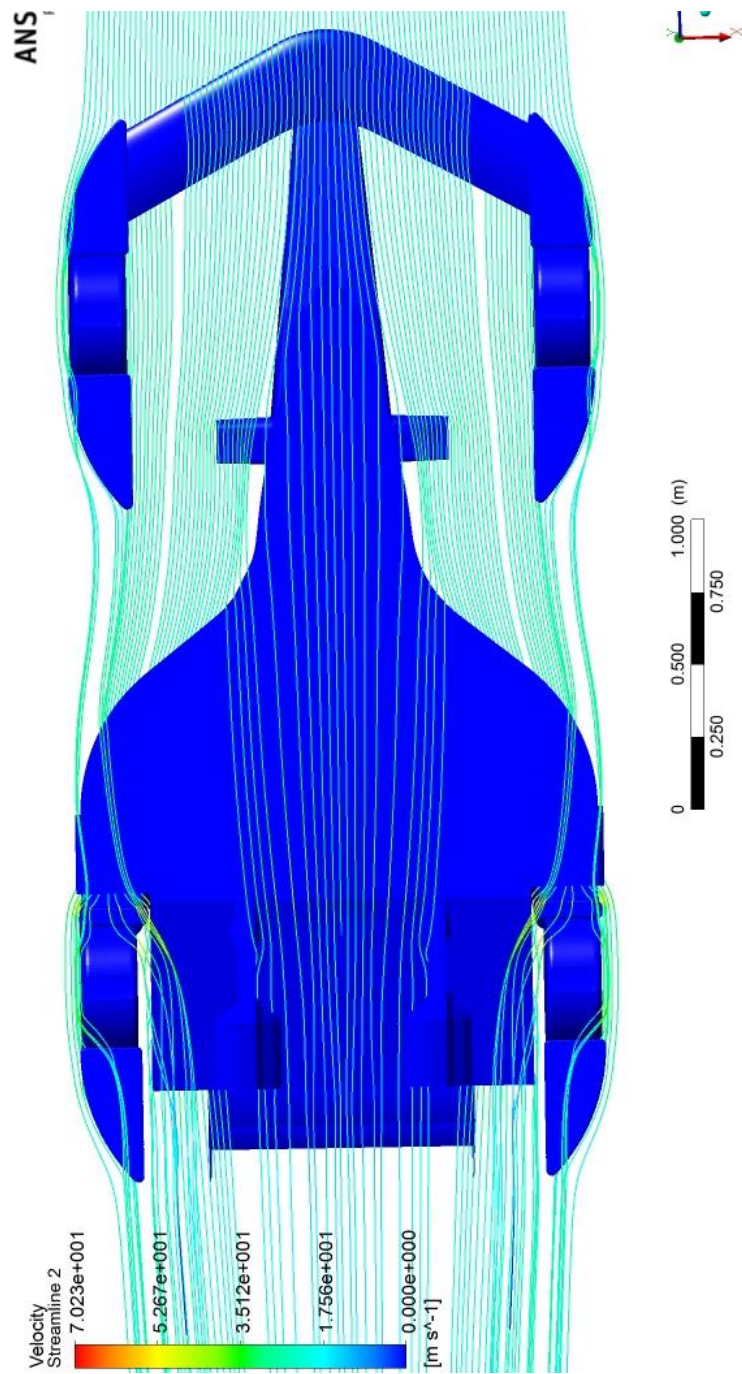
Líneas de flujo sobre el FSO2-e



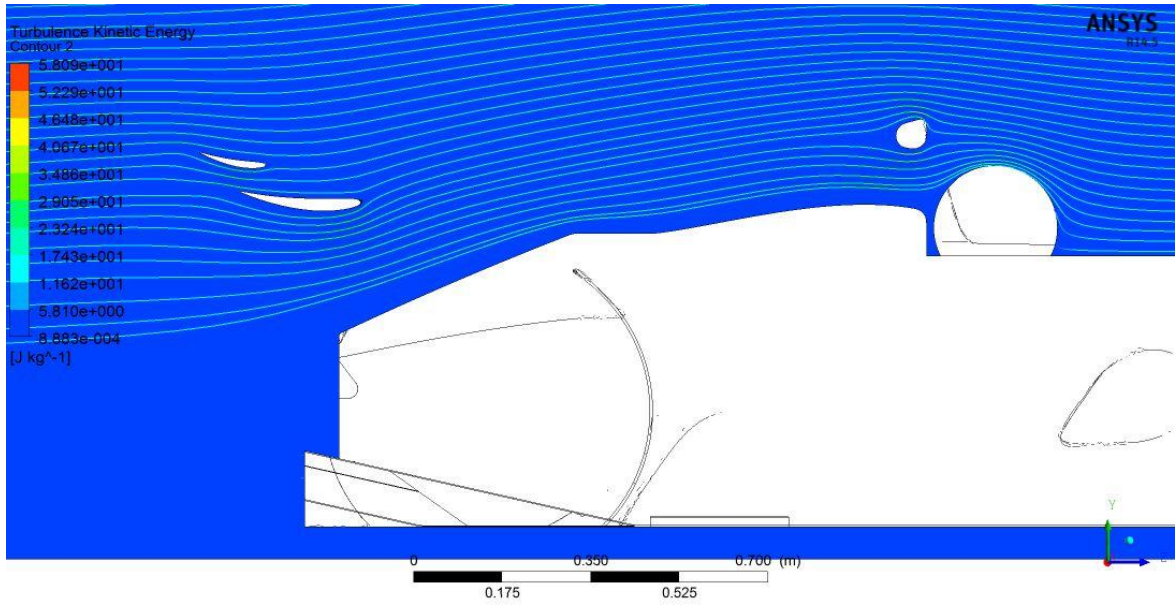
Líneas de flujo en plano medio del FSO2-e



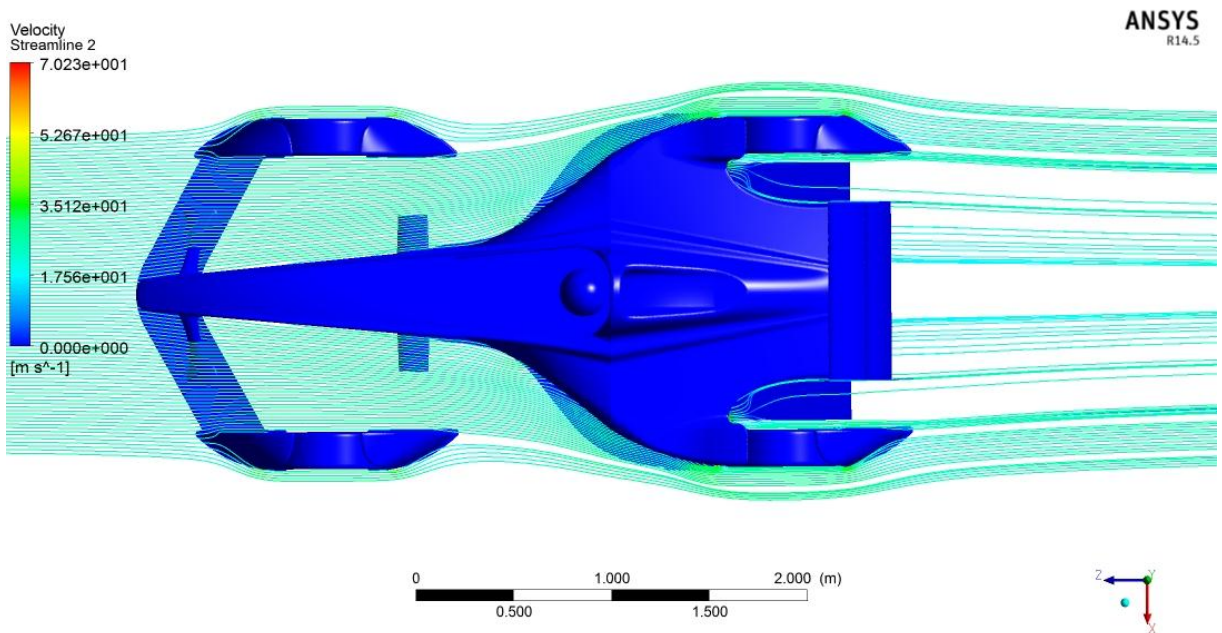
Líneas de flujo al nivel del suelo



Líneas de flujo en plano medio sobre alerón trasero

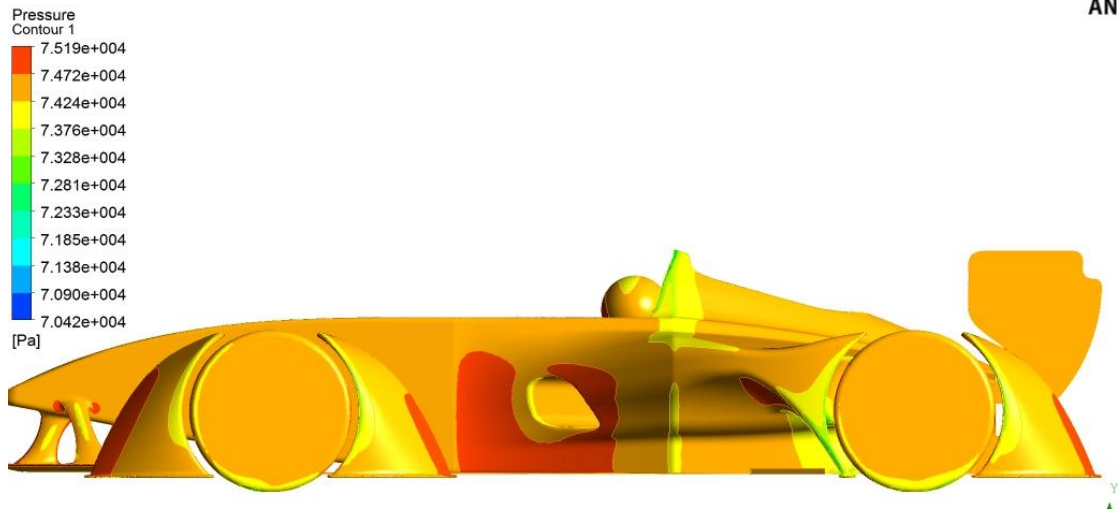


Líneas de flujo al nivel del suelo en vista superior

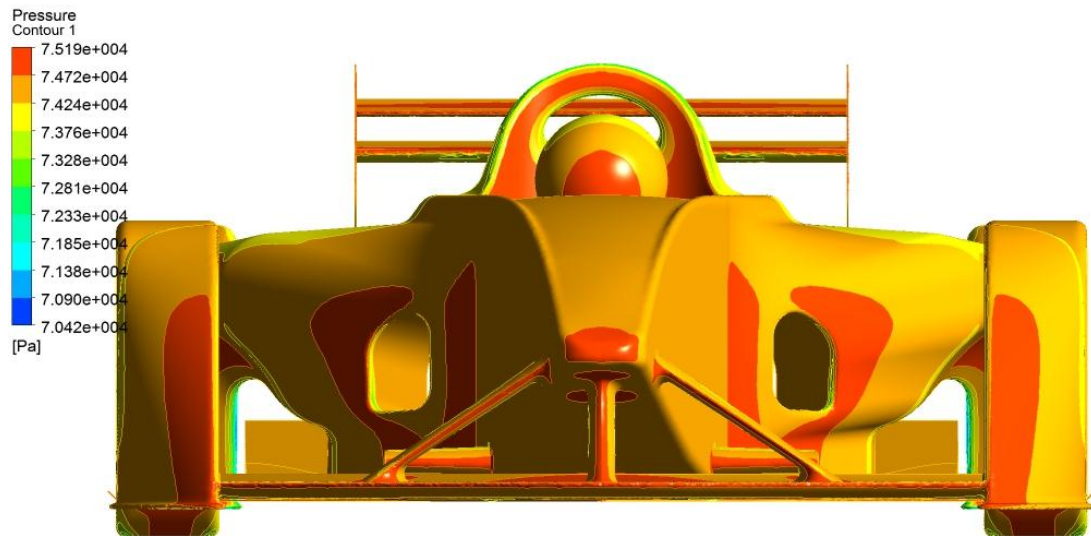


En esta sección se muestra los contornos de presión sobre el vehículo.

ANSYS
R14.5

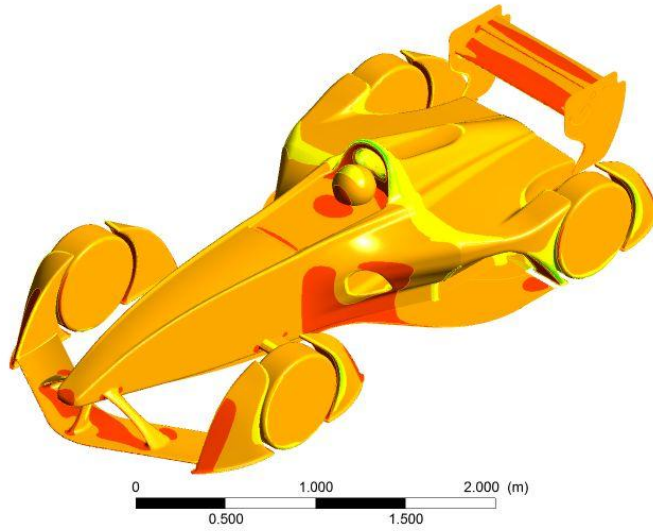
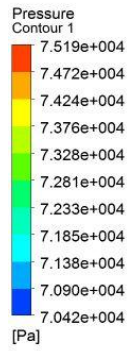


Contorno de presión vista frontal del FSO2-e

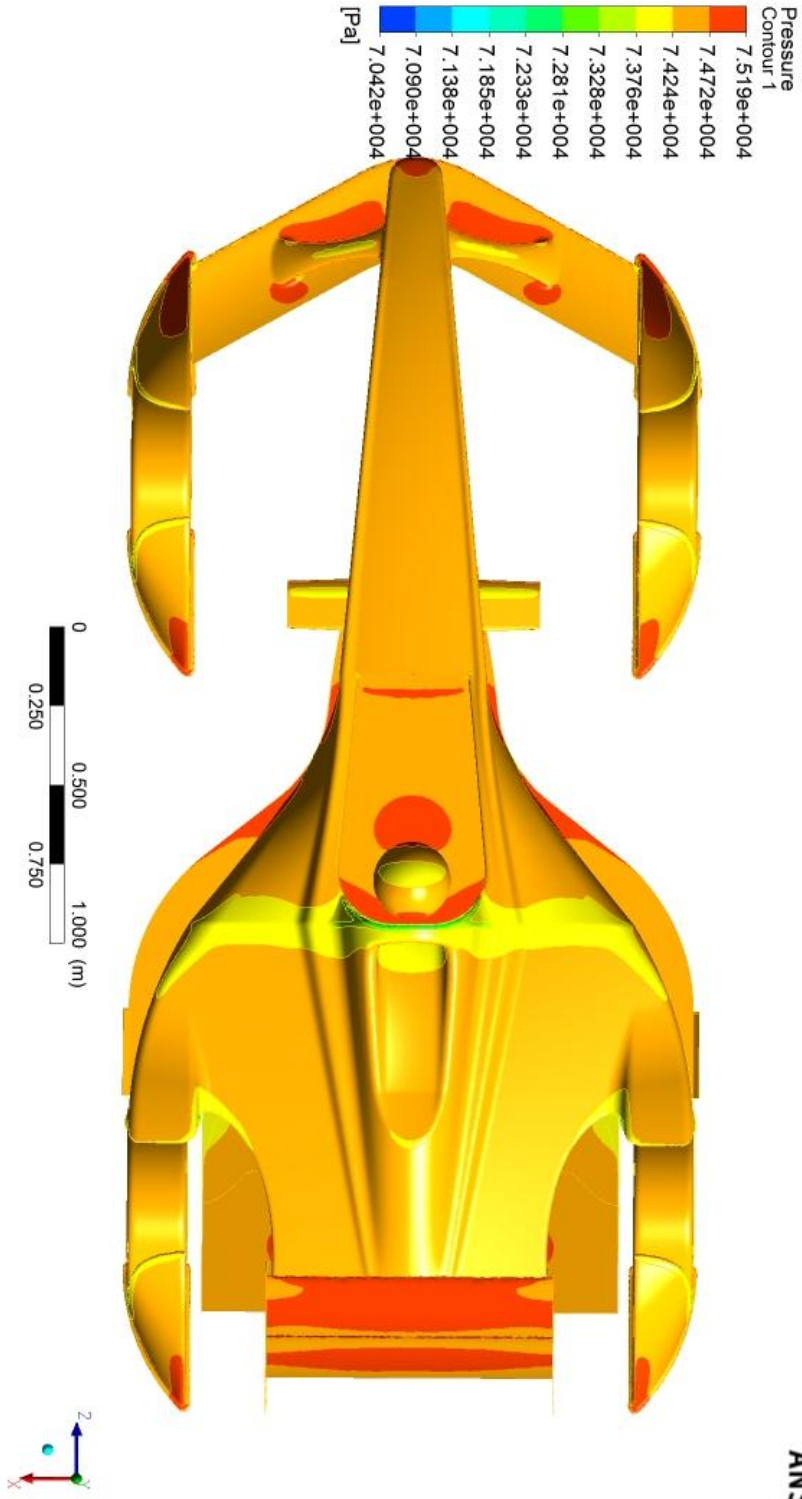


Contorno de presión vista isométrica

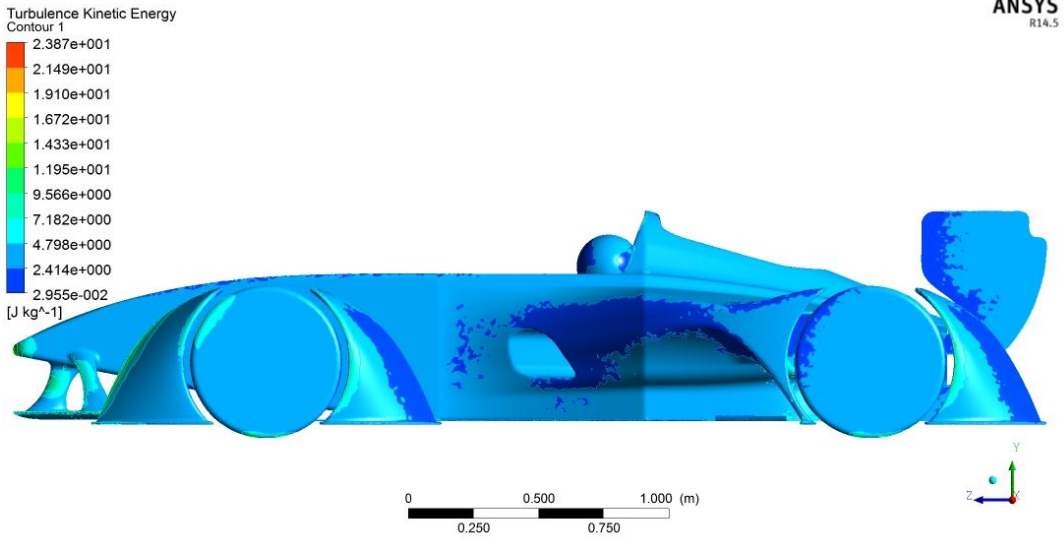
ANSYS
R14.5



Contorno de presión vista superior

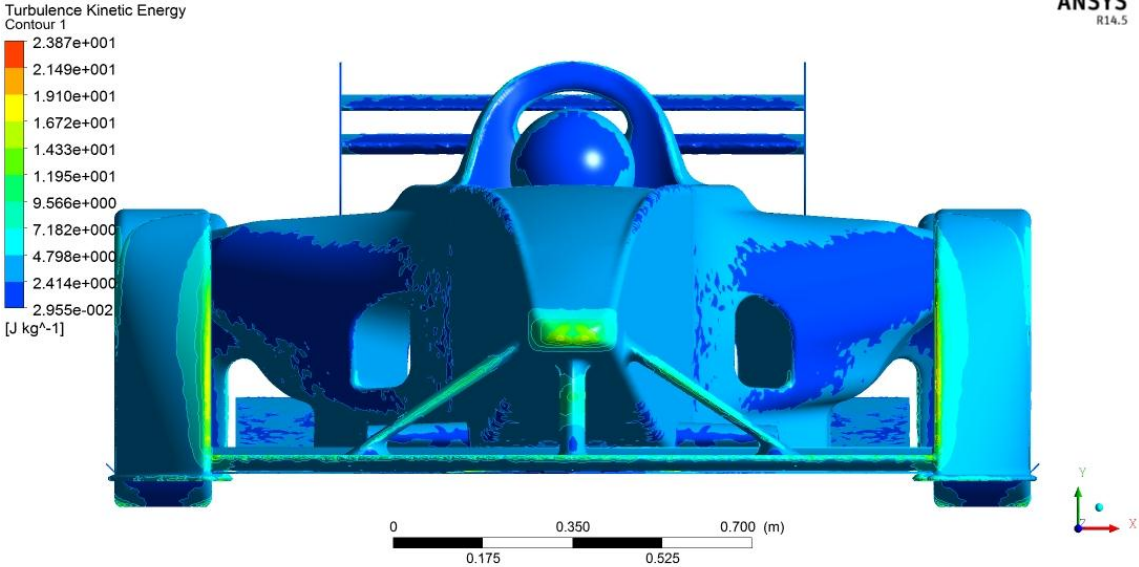


En esta sección se muestra los contornos de energía cinética de turbulencia sobre el vehículo, este contorno es muy importante ya que observándolo se sabe dónde habrá desprendimiento de fluido y tratar de corregirlo.

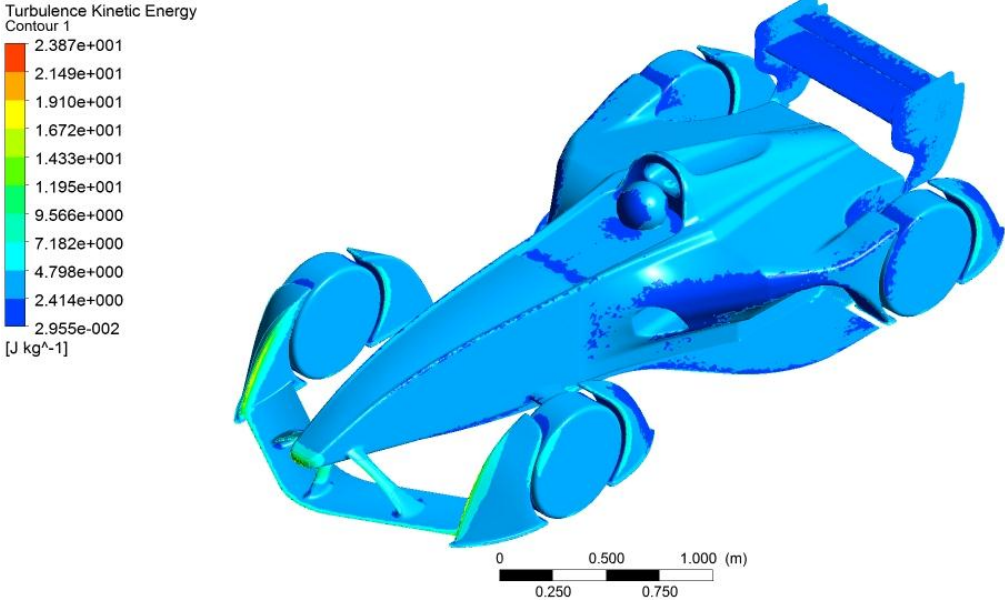


Contorno de Turbulencia vista frontal

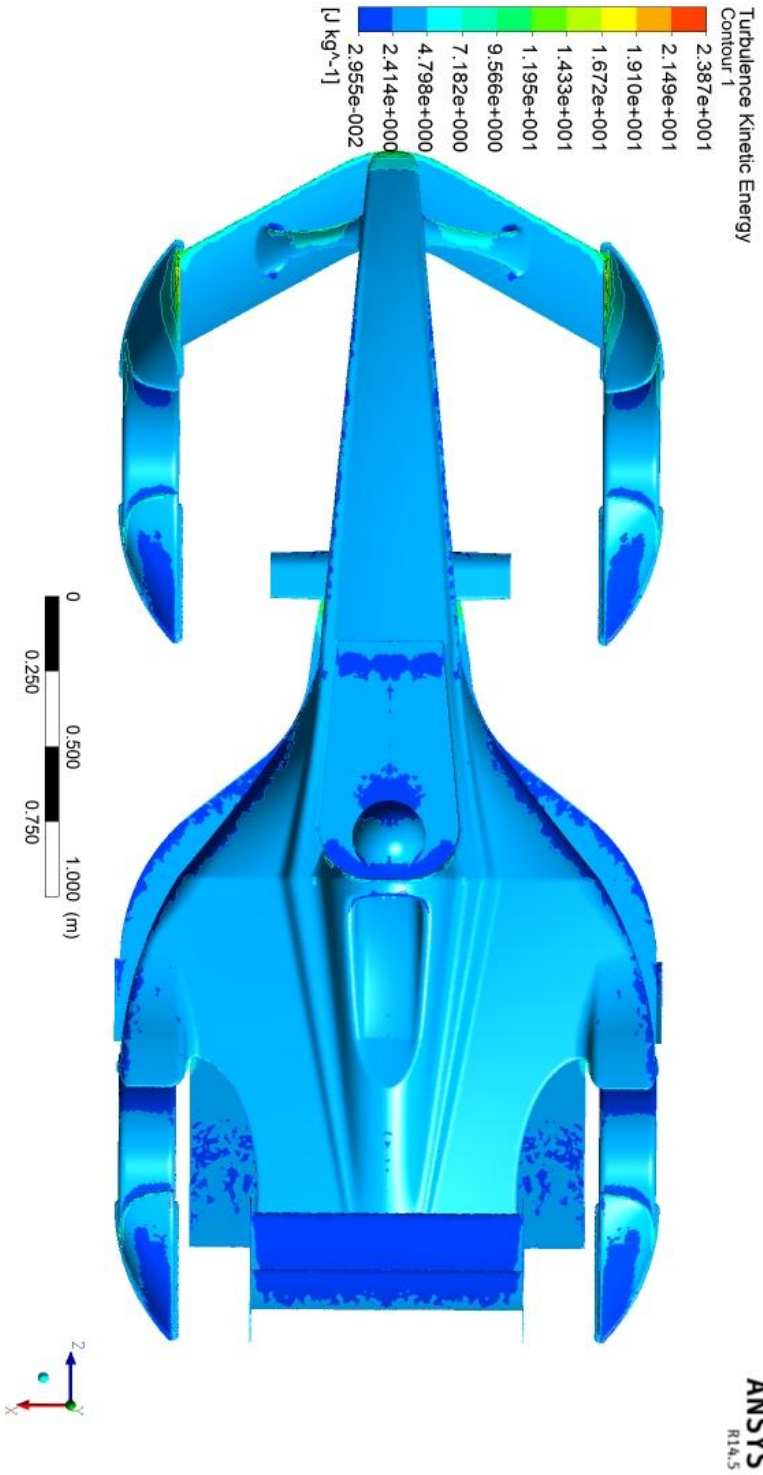
ANSYS
R14.5



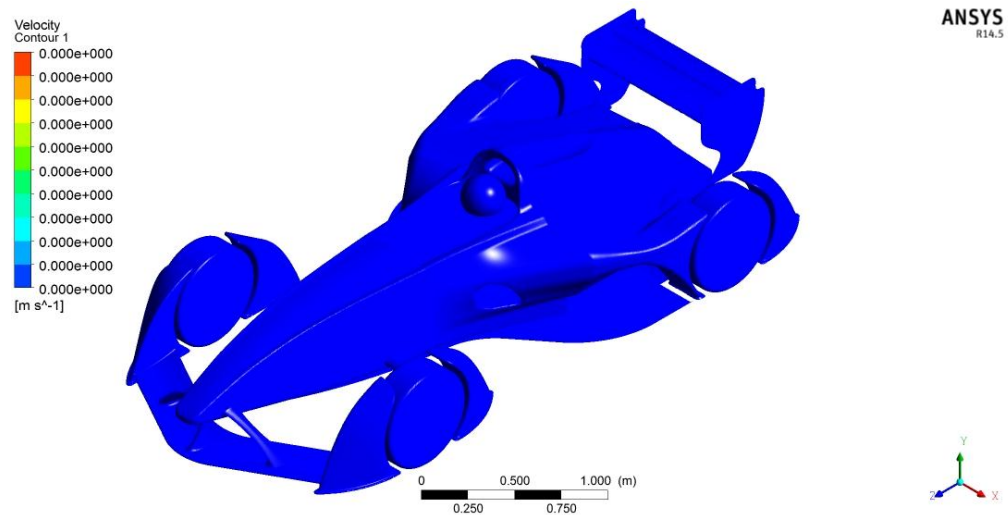
Contorno de energía de turbulencia vista isométrica



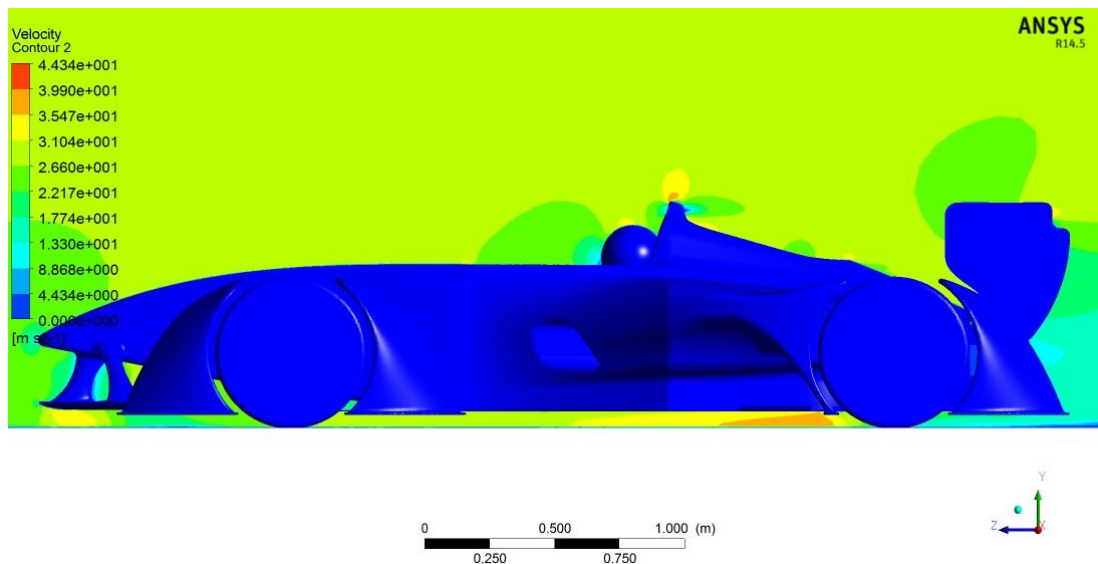
Contorno de energía de turbulencia vista superior



En esta sección se muestra los contornos de velocidad sobre el vehículo. Este tipo de contorno ayuda para corroborar si la solución dada es razonable, como se puede observar todo el vehículo esta azul, lo que representa velocidad igual a cero y es correcto ya que esto es una superficie y allí el fluido tiene una velocidad nula.



Contorno de velocidad en vista lateral



Anexo Q. Soporte entregado por ANSYS para cálculos

ANALISIS ESTRUCTURAL CON ELEMENTO TIPO BEAM

VMMECH023

VMMECH023

Curved Beam Assembly with Multiple Loads

Overview

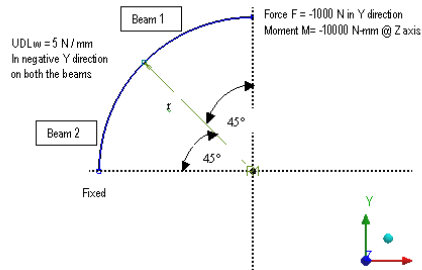
Reference:	Any basic Strength of Materials book
Analysis Type(s):	Linear Static Structural Analysis
Element Type(s):	Beam

Test Case

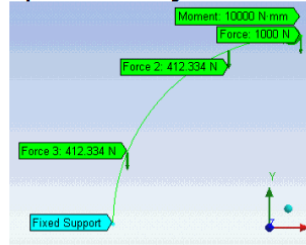
An assembly of two curved beams, each having an included angle of 45° , has a square cross-section. It is fixed at one end and at the free end a Force F and a Moment M are applied. Also, a UDL of " w " N / mm is applied on both the beams. Use a global element size of 30 mm to get accurate results. See the figure below for details.

Find the deformation of the free end in the y direction.

Figure 29: Schematic



Equivalent Loading:



Material Properties	Geometric Properties	Loading
Beam 1: $E_1 = 1.1e5$ MPa $\nu_1 = 0$ $\rho_1 = 8.3e-6$ kg/mm ³ Beam 2: $E_2 = 2e5$ MPa $\nu_2 = 0$ $\rho_2 = 7.85e-6$ kg/mm ³	For each beam: Cross-section = 10 mm x 10 mm Radius $r = 105$ mm Included angle = 45°	Force $F = -1000$ N (y direction) Moment $M = -10000$ Nmm (about z-axis) UDL $w = -5$ N/mm (y direction) on both beams This UDL is applied as an edge force on each beam with magnitude = $-5 (2 \times 3.14 \times 105) / 8 = -412.334$ N

Analysis

The deflection in the y direction is in the direction of the applied force F and is given by:

$$\delta = - \left\{ \begin{array}{l} \frac{1}{E_1 I} [Fr^3(0.142699) + Mr^2(0.29289) + r^4 \alpha(0.039232)] \\ + \frac{1}{E_2 I} [Fr^3(0.642699) + Mr^2(0.707 + r^4 \alpha(0.293564247))] \end{array} \right\}$$

where:

δ = deflection at free end in the y direction

I = moment of inertia of the cross-section of both beams

Results Comparison

Results	Target	Mechanical	Error (%)
Minimum Y Deformation (mm)	-8.416664	-8.4688	0.619

VMMECH040

VMMECH040

Deflection of Beam using Symmetry and Anti-Symmetry

Overview

Reference:	Any Basic Strength of Materials Book
Analysis Type(s):	Static Structural Analysis
Element Type(s):	Beam

Test Case

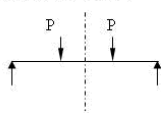
A long bar 1m X 1m X 24m with simply supported ends is subjected to lateral load of 1000 N at a distance of 8m from one end. Find Deformation at the 8m from simply Supported end.

Scenario 1: Considering Symmetry

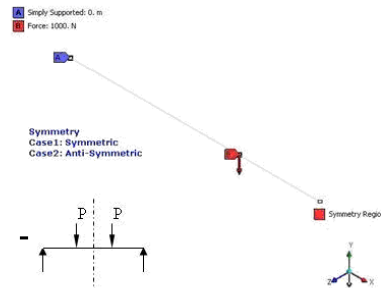
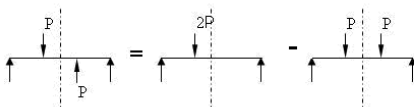
Scenario 2: Considering Anti-Symmetry

Figure 53: Schematic

Case1: Symmetric



Case2: Anti-Symmetric



Material Properties	Geometric Properties	Loading
$E = 2e11 \text{ Pa}$ $\gamma = 0$ $\rho = 0.001 \text{ kg/m}^3$	Bar = 1m x 1m x 24m	Force = -1000 N (Y-direction) at 8m from Simply Supported end

Analysis

Scenario 1: Considering Symmetry

$$\delta = \frac{15 \times P \times L^3}{486 \times EI}$$

Scenario 2: Considering Anti-Symmetry

$$\delta = \frac{4 \times 2P \times L^3}{243 \times EI} - \frac{15 \times P \times L^3}{486 \times EI}$$

Results Comparison

Results	Target	Mechanical	Error (%)
Scenario 1: Directional Deformation in Y-direction (m)	-2.569e-5	-2.5695e-5	0.019
Scenario 2: Directional Deformation in Y-direction (m)	-1.70662e-6	-1.7383e-6	1.856

VMMECH048

VMMECH048

Bending of a Tee-Shaped Beam

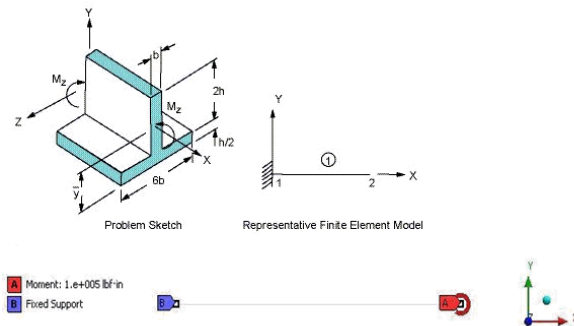
Overview

Reference:	S. H. Crandall, N. C. Dahl, <i>An Introduction to the Mechanics of Solids</i> , McGraw-Hill Book Co., Inc., New York, NY, 1959, pg. 294, ex. 7.2.
Analysis Type(s):	Static Structural Analysis
Element Type(s):	Beam

Test Case

Find the maximum tensile and compressive bending stresses in an unsymmetrical T beam subjected to uniform bending M_z , with dimensions and geometric properties as shown below.

Figure 62: Schematic



Material Properties	Geometric Properties	Loading
$E = 3e7$ psi	$b = 1.5$ in $h = 8$ in $y = 6$ in Area = 60 in ² $I_z = 2000$ in ⁴	$M_z = 100,000$ lbf-in (Z direction)

Results Comparison

Results	Target	Mechanical	Error (%)
Stress _{BEND, Bottom} (psi)	300	300	0
Stress _{BEND, Top} (psi)	-700	-700	0

VMMECH049

VMMECH049

Combined Bending and Torsion of Beam

Overview

Reference:	S. Timoshenko, <i>Strength of Material, Part I, Elementary Theory and Problems, 3rd Edition</i> , D. Van Nostrand Co., Inc., New York, NY, 1955, pg. 299, problem 2.
Analysis Type(s):	Static Structural Analysis
Element Type(s):	Beam

Test Case

A vertical bar of length ℓ and radius r is subjected to the action of a horizontal force F acting at a distance d from the axis of the bar. Determine the maximum principal stress σ_{max} .

Figure 63: Problem Sketch

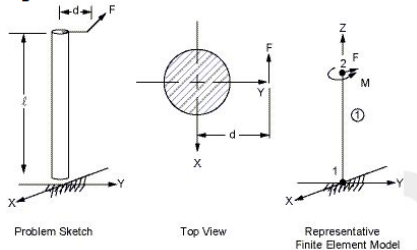


Figure 64: Schematic



Material Properties	Geometric Properties	Loading
$E = 3e7$ psi $\nu = 0.3$	$\ell = 25$ ft $r = 2.33508$ in $d = 3$ ft	$F = 250$ lb (Y direction) $M = 9000$ lbf-in (Z direction)

Results Comparison

Results	Target	Mechanical	Error (%)
Principal stress _{max} (psi)	7527	7515.5	-0.153

VMMECH061

VMMECH061

Out-of-plane bending of a curved bar

Overview

Reference:	S. Timoshenko, <i>Strength of Material, Part I, Elementary Theory and Problems, 3rd Edition</i> , D. Van Nostrand Co., Inc., New York, NY, 1955, pg. 412, eq. 241.
Analysis Type (s):	Static Structural Analysis
Element Type (s):	Beam

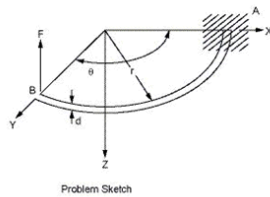
Test Case

A portion of a horizontal circular ring, built-in at A, is loaded by a vertical (Z) load F applied at the end B. The ring has a solid circular cross-section of diameter d. Determine the deflection δ at end B and the maximum bending stress σ_{Bend} .

Test Case

A portion of a horizontal circular ring, built-in at A, is loaded by a vertical (Z) load F applied at the end B. The ring has a solid circular cross-section of diameter d. Determine the deflection δ at end B and the maximum bending stress σ_{Bend} .

Figure 82: Schematic



- Fixed Support
- Force: 50. lbf



Material Properties	Geometric Properties	Loading
$E = 30 \times 10^6$ psi $\nu = 0.3$	$r = 100$ in $d = 2$ in $\theta = 90^\circ$	$F = -50$ lb (Z direction)

Results Comparison

Results	Target	Mechanical	Error (%)
Deflection (in)	-2.648	-2.655	0.264
Stress _{Bend} (psi)	6366.0	6399.2	0.522

ANALISIS MODAL CON ELEMENTO TIPO BEAM

VMMECH020

VMMECH020

Modal Analysis for Beams

Overview

Reference:	Any basic Vibration Analysis book
Analysis Type(s):	Modal Analysis
Element Type(s):	Beam

Test Case

Two collinear beams form a spring mass system. The density of the longer beam is kept very low so that it acts as a massless spring and the smaller beam acts as a mass. The end vertex of the longer beam (acting as a spring) is fixed. The cross section details are as shown below.

Find the natural frequency of the axial mode.

Figure 25: Cross Section Details for Both Beams

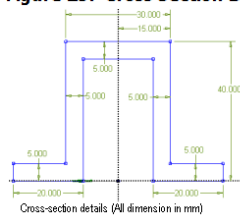
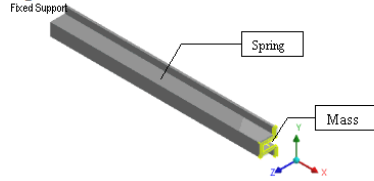


Figure 26: Schematic



Material Properties			
Material	E (Pa)	ν	ρ (kg/m ³)
Spring	1.1e11	0.34	1e-8
Mass	2e11	0	7.85e5
Geometric Properties		Loading	
Spring beam length = 500 mm Mass beam length = 5 mm			

Results Comparison

Results	Target	Mechanical	Error (%)
Natural Frequency of Axial Mode (Hz)	1188.6	1190.5	0.160

VMMECH043

VMMECH043

Fundamental Frequency of a Simply-Supported Beam

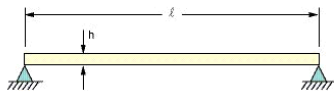
Overview

Reference:	W. T. Thompson, <i>Vibration Theory and Applications</i> , 2nd Printing, Prentice-Hall, Inc., Englewood Cliffs, NJ, 1965, pg. 18, ex. 1.5-1
Analysis Type(s):	Modal Analysis
Element Type (s):	Beam

Test Case

Determine the fundamental frequency f of a simply-supported beam of length $\ell = 80$ in and uniform cross-section $A = 4$ in² as shown below.

Figure 57: Schematic



Material Properties	Geometric Properties	Loading
$E = 3e7$ psi $\rho = 0.2836$ lb/in ³	$l = 80$ in $A = 4$ in ² $h = 2$ in $I = 1.3333$ in ⁴	

Results Comparison

Results	Target	Mechanical	Error (%)
Frequency (Hz)	28.766	28.613	0.532

ANALISIS ARMONICO CON ELEMENTO TIPO BEAM

VMMECH024

VMMECH024

Harmonic Response of a Single Degree of Freedom System for Beams

Overview

Reference:	Any basic Vibration Analysis book
Analysis Type(s):	Harmonic Analysis
Element Type(s):	Beam

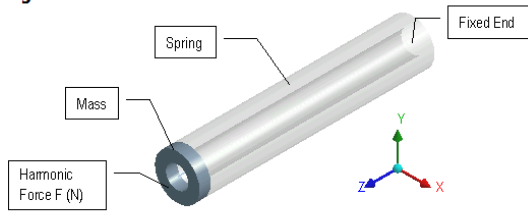
Test Case

Two collinear beams form a spring-mass system. The density of the longer beam is kept very low so that it acts as a massless spring and the smaller beam acts as a mass. The end vertex of the longer beam (acting as a spring) is fixed. A Harmonic force F is applied on the free vertex of the shorter beam in z direction. Both beams have hollow circular cross-sections, as indicated below.

- Scenario 1: Damping ratio = 0
- Scenario 2: Damping ratio = 0.05

Find the z directional deformation of the vertex where force is applied at frequency $F = 500$ Hz for the above scenarios with solution intervals = 25 and a frequency range of 0 to 2000 Hz. Use both Mode Superposition and Full Method.

Figure 30: Schematic



Material Properties			
Material	E (Pa)	ν	ρ (kg/m ³)
Spring	1.1e11	0.34	1e-8
Mass	2e11	0	7.85e5

Geometric Properties	Loading
Cross-section of each beam: Outer radius = 10 mm Inner radius = 5 mm Length of longer beam = 100 mm Length of shorter beam = 5 mm	Harmonic force $F = 1 \text{ e}6 \text{ N}$ (z-direction)

Results Comparison

	Results	Target	Mechanical	Error (%)
Mode Superposition	Maximum z directional deformation without damping (m)	4.11332e-3	4.078e-3	-0.859
	Maximum z directional deformation with damping (m)	4.11252e-3	4.0765e-3	-0.876
Full Method	Maximum z directional deformation without damping (m)	4.11332e-3	4.1132e-3	-0.003
	Maximum z directional deformation with damping (m)	4.11252e-3	4.0695e-3	-1.046

Anexo R. Fotos Monoplaza FSO2-e





