



INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA

SECCIÓN DE ESTUDIOS
DE POSGRADO E INVESTIGACIÓN

Análisis Numérico-Experimental de
un Auto SAE Mini-Baja.

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL GRADO DE:
MAESTRO EN CIENCIAS
CON ESPECIALIDAD EN
INGENIERÍA MECÁNICA
P R E S E N T A :
Ing. Orlando Severiano Pérez.



DIRECTOR: DR. LUIS HÉCTOR HERNÁNDEZ GÓMEZ.
MÉXICO, D. F. 2004



INSTITUTO POLITECNICO NACIONAL
COORDINACION GENERAL DE POSGRADO E INVESTIGACION

ACTA DE REVISION DE TESIS

En la Ciudad de México, D. F. siendo las 11:00 horas del día 30 del mes de Noviembre del 2004 se reunieron los miembros de la Comisión Revisora de Tesis designada Por el Colegio de Profesores de Estudios de Posgrado e Investigación de la E. S. I. M. E. para examinar la tesis de grado titulada:

"ANALISIS DE ESFUERZOS NUMERICO-EXPERIMENTAL EN UN CHASIS DE AUTO SAE MINI-BAJA"

Presentada por el alumno:

SEVERIANO

Apellido paterno

PEREZ

materno

ORLANDO

nombre(s)

Con registro:

B	0	3	1	4	9	8
---	---	---	---	---	---	---

Aspirante al grado de:

MAESTRO EN CIENCIAS

Después de intercambiar opiniones los miembros de la Comisión manifestaron **SU APROBACIÓN DE LA TESIS**, en virtud de que satisface los requisitos señalados por las disposiciones reglamentarias vigentes.

LA COMISION REVISORA

Director de tesis

DR. LUIS HECTOR GOMEZ HERNANDEZ

DR. GUILLERMO URRIOLAGOITIA CALDERON

M. EN C. RICARDO CORTEZ OLIVERA

M. EN C. GABRIEL VILLA Y RABASA

DR. ORLANDO SUSARREY HUERTA

M. EN C. RICARDO LOPEZ MARTINEZ

EL PRESIDENTE DEL COLEGIO

DR. FLORENCIO SÁNCHEZ SILVA

CARTA SESION DE DERECHOS

En la Ciudad de México, Distrito Federal, el día 3 del mes Diciembre del año 2004, el (la) que suscribe Ing. Orlando Severiano Pérez alumno(a) del Programa de Maestría en ingeniería mecánica con especialidad en diseño con número de registro B-031496, adscrito a la Sección de Estudios de Posgrado e Investigación de la ESIME Unidad Zacatenco, manifiesta que es autor(a) intelectual del presente Trabajo de Tesis bajo la dirección del Dr. Luis Héctor Hernández Gómez y cede los derechos del trabajo intitulado: Ánálisis de esfuerzos numérico-experimental de un chasis de un auto SAE Mini-Baja, al Instituto Politécnico Nacional para su difusión, con fines académicos y de investigación.

Los usuarios de la información no deben reproducir el contenido textual, graficas o datos del trabajo sin el permiso expreso del autor y/o director del trabajo. Este puede ser obtenido escribiendo a la siguiente dirección:
ingseveriano10@yahoo.com.mx.

Si el permiso se otorga, el usuario deberá dar el agradecimiento correspondiente y citar la fuente del mismo.

Severiano Pérez Orlando
Orlando Severiano Perez
Nombre y firma

Agradecimientos.

A Dios, por darme sabiduría, entendimiento y guiar me por el camino de la fe. Gracias Señor por escuchar mis súplicas en mis oraciones. Padre, contigo todo se puede.

Al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACYT), por el apoyo brindado.

A la Sección de Estudios de Posgrado e Investigación de la ESIME - IPN, por la formación profesional y humana ofrecida. .

A ESIME Azcapotzalco por apoyarme en este proyecto.

A mi Director de Tesis:

Dr. Luis Héctor Hernández Gómez.

Por haber aceptado trabajar conmigo en el desarrollo de este gran trabajo de investigación, por el gran apoyo humanitario, educativo, además de sus consejos invaluables que me brindó en la escuela donde usted llegó a ser una segunda familia por su orientación.

A toda la comunidad (Profesores, Empleados y Estudiantes) del IPN:

M. en C. Villa, Dr. Susarrey, Dr. Urriolagoitia, Anita, Lic. Enrique Jiménez, Lorenzo, Miguel, Lulú, Los Hermanos Jiménez, Manuel Valencia, Personal de el Taller de Laboratorios Pesados , Todo el Personal de la Biblioteca.

De Manera Especial a Mi Amigo:

Por sus atenciones, su apoyo, consejos invaluables y no esta por demás mencionar que no dejo de agradecerle porque su apoyo lo tengo hasta hoy, les estoy externamente agradecido a el M. en C. Ricardo Cortés Olivera.

A mi Familia:

Por todas las oraciones y peticiones a Dios, que siempre hacen por mi, por sus palabras de aliento y preocupaciones. En especial a mi Madre, a mis Hermanas y a mi Sobrina que resultó ser un ángel en el camino y fuente de inspiración. Recordando la ausencia de un ser muy especial mi abuelito C.P.L. el cual en los momentos mas críticos de mi vida parece acercarse a mi a pesar de estar ausente por el destino.

A mis amigos en la sección.

Lic. Enrique Ledesma quien siempre me apoyo aconsejo e incentivo, a los profesores M. en C. Gabriel Villa y Rabasa quien siempre tuvo tiempo para aconsejarme y ayudarme para lograr este trabajo además de realizarlo como mas que un amigo al igual que el M. en C. Ricardo López Martínez, Pero sin dejar de mencionar a quien siempre me apoyo el Dr. Guillermo Urriolagoitia Calderón a quien le agradezco su amistad e invaluables consejos y apoyo para mantener con vida el proyecto SAE Mini-Baja, además de otorgarme la beca PIFI durante este semestre y siempre considerarme en su equipo de trabajo, es importante mencionar que usted me dio la bienvenida a la sección lo cual será inolvidable.

Gracias.

Dedicatorias.

A mi Profesor y amigo.

M. en C. Ricardo Cortéz Olivera gracias a sus consejos y guía logre concluir este trabajo.

Al Instituto Politécnico Nacional.

Sigo agradecido con mi alma mater con la cual estoy relacionado desde el 28 de agosto de 1995.

A mi Madre, hermana y abuelita.:

Sra. Leticia Perez, Lisbeth Severiano, Piedad Cortes, Margarita Perez y a mi sobrina.

Desde lo más profundo de mi corazón, con todo mi amor a ellas dedico este trabajo y cada uno de los logros que he tenido desde su concepción; por todas sus enseñanzas, apoyo y gran espíritu de lucha.

A mis Sobrina:

Porque eres un angel en el camino.

A mis Tías:

Especialmente a Margarita, Martha, Josefina y Guadalupe.

A mis Primos:

Alejandra, Alfredo, Paco, Francisco y Miriam.

A mis Amigos:

Victor A., Noe, Karina, Lourdes, Karina, Maribel, Roberto A., Tonatiuh, Manuel C., Alfonso, Luis, Ricardo, Adolfo M., Pepe, Raquel quien siempre tuvo tiempo y tolerancia, Rafael Rodríguez.

A mis Profesores y Amigos:

Gabriel Villa y Rabasa, Luis Héctor Hernández Gómez, Guillermo Urriolagoitia Calderón, Orlando Susarrey Huerta, Enrique Jiménez, Ricardo López Ramírez, y Alfredo Olivares.

Gracias a sus consejos invaluables y apoyo termine este trabajo.

ÍNDICE GENERAL.

	PÁG.
ÍNDICE GENERAL	IV
ÍNDICE DE FIGURAS	VII
ÍNDICE DE TABLAS	X
SIMBOLOGÍA	XI
RESUMEN	XIV
ABSTRACT	XIV
INTRODUCCIÓN	XV
JUSTIFICACIÓN	XV
OBJETIVOS	XV
REFERENCIAS	XVIII
 CAPÍTULO 1. ANTECEDENTES GENERALES.	 1
1.1 HISTORIA DEL AUTOMÓVIL	2
1.2 EL PROYECTO DEL AUTOMÓVIL MODERNO	4
1.2.1. DEFINICIONES DEL PROYECTO.	4
1.2.2. FACTORES CONDICIONANTES	6
1.2.2.1. FACTORES EXÓGENOS COMERCIALES	6
1.2.2.2. FACTORES EXÓGENOS LEGALES	7
1.2.2.3. FACTORES ENDÓGENOS TÉCNICOS	7
1.2.2.4. FACTORES ENDÓGENOS ECONÓMICOS	8
1.2.3. LAS CINCO FASES DEL PROYECTO	8
1.2.3.1. PRIMERA FASE: EL "CAHIER DES CHARGES"	8
1.2.3.2. SEGUNDA FASE: MAQUETA 1:1 (3 -4 MESES)	11
1.2.3.3. TERCERA FASE: PROYECTO CARROCERÍA	13
1.2.3.4. CUARTA FASE: PROTOTIPO (12 -18 MESES)	15
1.2.3.5. QUINTA FASE: "MASTER MODEL " (12 -24 MESES)	16
1.3 TENDENCIAS Y FUTURO DEL AUTOMÓVIL.	17
1.4 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.	18
1.5 REFERENCIAS.	20
 CAPITULO 2. ESTRUCTURAS AUTOMOTRICES.	 21
2.1 ESTRUCTURA DEL AUTOMÓVIL.	22
2.1.1 LA CARROCERÍA.	22
2.1.2 CHASIS.	22
2.2 MEDIDAS DEL CHASIS.	24
2.3 LA ESTRUCTURA.	24
2.4 RIGIDEZ DEL BASTIDOR.	25

INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL
ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA
SECCIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO E INVESTIGACIÓN

2.4.1 RIGIDEZ DE FLEXIÓN.	30
2.4.2 RIGIDEZ DE TORSIÓN.	30
2.5 COMPONENTES DE UNA CARROCERÍA.	31
2.5.1 PANELES EXTERIORES	31
2.5.2 COMPONENTES DEL ARMAZON CENTRAL Y POSTERIOR.	32
2.5.3 COMPONENTES DEL ARMAZON ANTERIOR.	32
2.6 SOLUCIÓN BASTIDOR-CARROCERIA.	34
2.6.1 ASPECTOS CONSTRUCTIVOS.	34
2.6.2 UNIÓN BASTIDOR-CARROCERIA.	34
2.6.3 UNIONES BASTIDOR AUXILIAR-BASTIDOR ORIGINAL EN VEHÍCULOS INDUSTRIALES.	35
2.7 TIPOS DE CARROCERIA	37
2.7.1 AUTOMÓVILES DE TURISMO.	37
2.7.1.1 CARROCERIAS CON DOS PUERTAS.	37
2.7.1.2 CARROCERIAS CON CUATRO PUERTAS.	38
2.7.1.3 AUTOMOVILES DE TURISMO ESPECIALES.	39
2.7.1.4 VEHÍCULOS COMERCIALES.	39
2.8 DISEÑO ACTUAL DE BASTIDORES.	40
2.8.1 ASPECTOS PARA LA CONSTRUCCIÓN DE LA CARROCERÍA	41
2.8.1.a PESO	41
2.8.1.b COSTO.	42
2.8.1.c COMPATIBILIDAD ECOLÓGICA.	42
2.8.1.d SEGURIDAD PASIVA.	42
2.8.1.e CONFORT.	42
2.8.2 BASTIDORES AUTOPORTANTES (SUBCHASIS).	42
2.8.3 "MASTER MODEL" CÓMO NACE UNA CARROCERÍA MODERNA.	45
2.8.3.1 MEDIDAS EXTERIORES.	48
2.8.3.2 MEDIDAS DEL ESPACIO INTERIOR.	48
2.8.3.3 MEDIDAS DEL PORTAEQUIPAJES.	50
2.8.4 CÁLCULO DE LA CARROCERÍA.	50
2.8.4.1 CÁLCULO DE LA RESISTENCIA.	51
2.8.5 NUEVOS MATERIALES.	52
2.8.5.1 ALEACIONES DE ALUMINIO.	52
2.8.5.2 MATERIALES COMPUESTOS.	53
2.8.6 RECICLAJE DE MATERIALES.	54
2.8.7 AEORODINÁMICA.	54
2.9 REFERENCIAS.	56
CAPITULO 3. ANÁLISIS NUMÉRICO-EXPERIMENTAL APLICADO A ESTRUCTURAS MÓVILES.	57
3.1 MÉTODOS EXPERIMENTALES.	58
3.1.1 FINALIDAD DEL MÉTODO EXTENSOMÉTRICO.	58
3.1.2 GALGAS EXTENSOMÉTRICAS ELÉCTRICAS.	60

3.1.3 ANÁLISIS DE LOS DATOS OBTENIDOS CON GALGAS EXTENSOMÉTRICAS.	63
3.2 EL MÈTODO DEL ELEMENTO FINITO.	66
3.2.1 ASPECTOS HISTORICOS.	66
3.2.2 FUNDAMENTOS.	67
3.3 TIPOS DE ELEMENTOS FINITOS.	69
3.3.1 ELEMENTO VIGA (BEAM 44).	70
3.3.2 ELEMENTO CASCARÓN (SHELL 63).	71
3.3.3 ELEMENTO ESTRUCTURAL MASA MASS 21	72
3.4 FORMULACIÓN DEL MÈTODO DEL ELEMENTO FINITO	72
3.5 GENERALIDADES DEL PROGRAMA ANSYS	73
3.6 ESTABLECIMIENTO DE LAS ECUACIONES DEL ELEMENTO FINITO	74
3.6.1 ANÁLISIS ESTÁTICO.	74
3.6.2 COMPORTAMIENTO LINEAL.	75
3.6.3 ANÁLISIS MODAL.	78
3.6.4 ANÁLISIS DINÁMICO.	80
3.7 IMPERFECCIONES DEL MATERIAL.	81
3.8 OBTENCIÓN DE LA HISTORIA DE CARGA	82
3.9 REFERENCIAS.	83
CAPITULO 4. ANÁLISIS DE LA ESTRUCTURA DEL AUTO TODO TERRENO TIPO SAE MINI-BAJA.	84
4.1 DESCRIPCIÓN DE LA METODOLOGÍA DEL ANÁLISIS NUMÉRICO-EXPERIMENTAL	85
4.2 ANTECEDENTES.	85
4.3 MODELADO GEOMÉTRICO.	85
4.4 ANÁLISIS PROPUESTO.	85
4.5 PROPIEDADES DEL MATERIAL EMPLEADO.	87
4.6 PROCEDIMIENTO DE LOS ANÁLISIS NUMÉRICOS.	87
4.7 RESULTADOS DE LOS ANÁLISIS NUMÉRICOS.	88
4.8 METODOLOGIA DEL ANÁLISIS EXPERIMENTAL.	88
4.8.1 ANÁLISIS DINAMICO EXPERIMENTAL.	89
4.8.1.1 GENERALIDADES DE LA PRUEBA.	89
4.8.1.2 PREPARACIÓN DE LA PRUEBA.	91
4.8.1.2 REALIZACIÓN DE LA PRUEBA.	92
4.8.1.3 POSTPROCESO DEL ANÁLISIS EXPERIMENTAL.	93
4.8.2 ANÁLISIS DINÁMICO TEÓRICO Y AJUSTE DEL MODELO.	94
4.8.2.1 CALIBRACIÓN DEL MODELO.	95
4.8.2.2 PRESENTACIÓN DE LOS MODOS DE VIBRACIÓN.	98
4.8.3 ANÁLISIS DE RESPUESTA TRANSITORIA.	98
4.8.3.1 ACCELERACIONES.	98
4.8.3.2 ESFUERZOS DINÁMICOS Y FACTOR DE AMPLIFICACIÓN DINÁMICA.	99
4.9 REFERENCIAS	101

CAPITULO 5. EVALUACIÓN DE RESULTADOS.	102
5.1 ANÁLISIS DE RESULTADOS NUMÉRICO-EXPERIMENTAL.	103
5.2 SELECCIÓN DEL MÉTODO MAS ADECUADO.	112
CONCLUSIONES	131
TRABAJO FUTURO	131
ANEXO [1] PLANO GENERAL	
ANEXO [2]] MODELO DE ELEMENTOS FINITOS (MODELO TUBO SIN LÁMINA).	
ANEXO [3] MODELO DE ELEMENTOS FINITOS (MODELO TUBO CON LÁMINA).	
ANEXO [4] MODELO DE ELEMENTOS FINITOS (MODELO SECCION TRANSVERSAL CUADRADA SIN LÁMINA).	
ANEXO [5] MODELO DE ELEMENTOS FINITOS (MODELO SECCION TRANSVERSAL CUADRADA CON LÁMINA).	

ÍNDICE DE FIGURAS

CAPÍTULO 1

Figura 1.1. Primer vehículo de motor de combustión interna (Daimler-Benz).....	2
Figura 1.2. Primer vehículo con motor de vapor de agua.....	2
Figura 1.3. Típica estación de servicio en 1918.....	4
Figura 1.4. Fases del proyecto de un automóvil moderno.....	4
Figura 1.5. Conjunto de pasos en el desarrollo de un nuevo vehículo.....	5
Figura 1.6. Condicionantes básicos en el desarrollo de un nuevo vehículo.....	6
Figura 1.7. Diagrama de flujo del proyecto de un automóvil moderno.....	9
Figura 1.8. Funciones de marketing estratégico.....	10
Figura 1.9. Proyectos órganos mecánicos.....	11
Figura 1.10. Estudio preliminar de un utilitario. Bocetos FIAT 126.....	12
Figura 1.11. Maqueta a escala reducida FIAT 126.....	12
Figura 1.12. Proceso de diseño de una carrocería asistido por ordenador.....	12
Figura 1.13. Maqueta 1:1. FIAT 127.....	13
Figura 1.14. Proyecto de la carrocería.....	13
Figura 1.15. Proyecto acabados y guarneidos.....	15
Figura 1.16. Proyecto elementos eléctricos.....	15
Figura 1.17. Último modelo de FORD. Ford Ka.....	17
Figura 1.18. Periodo de vida de un Automóvil en función de su nivel de aceptación en el mercado.....	17
Figura 1.19. Modelos por elemento Finito [1.9].....	19

CAPÍTULO 2

Figura 2.1. Composición del automóvil.....	23
Figura 2.2. Chasis del automóvil.....	23
Figura 2.3. Medidas del chasis.....	24
Figura 2.4. Estructuras del automóvil.....	25
Figura 2.5. Modos de deformación del bastidor.....	26
Figura 2.6. Crash test con colisión frontal asimétrica.....	26
Figura 2.7. Partes fundamentales de un moderno bastidor.....	27
Figura 2.8. Paragolpes regenerable.....	27
Figura 2.9. Prueba de impacto lateral.....	29
Figura 2.10. Sistema SIPS absorción de impactos laterales.....	29
Figura 2.11. Gráfica obtenida en una prueba Crash-test.....	29
Figura 2.12. Chasis en forma de plataforma.....	30
Figura 2.13. Conjunto bastidor carrocería reducido a un cuadro rectangular.....	31
Figura 2.14. Paneles exteriores de una carrocería SEAT.....	32
Figura 2.15. Componentes del armazón central y posterior.....	33

Figura 2.16. Componentes del armazón anterior de una carrocería.....	33
Figura 2.17. Carrocería con plataforma de chasis.....	34
Figura 2.18. Alineado de largueros y travesaños.....	35
Figura 2.19. Bastidor auxiliado montado sobre el original.....	36
Figura 2.20. Ejemplo de carrocería torsionalmente rígida de un camión cisterna..	36
Figura 2.21. Ejemplo de carrocería torsionalmente flexible camión plataforma.....	37
Figura 2.22. Típica carrocería de un coúpe.....	38
Figura 2.23. Carrocería de tipo Berlina.....	38
Figura 2.24. Autobús.....	39
Figura 2.25. Camión.....	39
Figura 2.26. Diseño futurista de marcado carácter aerodinámico.....	40
Figura 2.27. Proceso de diseño de una carrocería asistido por ordenador.....	40
Figura 2.28. Líneas de flujo en un túnel de viento.....	40
Figura 2.29. Evolución de la importancia relativa de los distintos materiales empleados en la industria automovilística en los últimos 10 años....	41
Figura 2.30. Sistema de cinturones autotensables y retroceso del volante VOLKSWAGEN.....	42
Figura 2.31. Motor encapsulado en VW GOLF.....	42
Figura 2.32. Estructura de jaula de un bastidor autoportante.....	43
Figura 2.33. Concepto de subchásis y refuerzo de jaula.....	43
Figura 2.34. Montaje de distintos sistemas sobre el subchasis.....	44
Figura 2.35. Deformación controlada.....	44
Figura 2.36. Mallado de una carrocería por elemento finito.....	46
Figura 2.37. Grafico (izquierda) y esquema (derecha) de habitabilidad de un vehículo.....	47
Figura 2.38. El punto H como referencia de las dimensiones del vehículo.....	49
Figura 2.39. Zonas de confort y alcance (vista lateral).....	49
Figura 2.40. Zonas de confort y alcance (vista en planta).....	50
Figura 2.41. Esquema de la nomenclatura usada para definir las distintas dimensiones humanas a tener en cuenta el diseño ergonómico del habitáculo.....	50
Figura 2.42. Cálculo de la estructura de una carrocería mediante elementos finitos.....	51
Figura 2.43. Cálculo de las secciones mediante elemento finito.....	51
Figura 2.44. Diagrama de la metodología para análisis de una estructura de una carrocería por elemento finito.....	52
Figura 2.45. Bastidor carrocería realizada en aleaciones de aluminio.....	53
Figura 2.46. Orientación en materiales compuestos.....	53
Figura 2.47. Bastidor autoportante de acero y material compuesto carrocería de material compuesto.....	54
Figura 2.48. Distribución en % en peso de materiales en un automóvil actual.....	54
Figura 2.49. Berlina con coeficiente Cx de 0.29.....	55

CAPÍTULO 3

Figura 3.1. Representación de deformaciones en un sólido.....	58
Figura 3.2. Extensómetro de Huggenberger.....	59
Figura 3.3. Galga extensométrica.....	60
Figura 3.4. Puente de Wheatstone.....	61
Figura 3.5. Método de compensación.....	63
Figura 3.6. Galgas extensométricas.....	64
Figura 3.7. Rosetas.....	65
Figura 3.8. Círculo de Mohr.....	66
Figura 3.9 Modelo de Elementos Finitos.....	68
Figura 3.10 Vista en isométrico de un elemento triangular en donde se modela el desplazamiento lineal.....	68
Figura 3.11. Elemento BEAM 44.....	71
Figura 3.12. Elemento SHELL 63.....	71
Figura 3.13. Elemento MASS 21.....	72
Figura 3.14. Barra en caso estático.....	74
Figura 3.15. Sistema masa resorte.....	78
Figura 3.16. Diagrama de cuerpo libre.....	79

CAPÍTULO 4

Figura 4.1. Modelo de elementos finitos y condiciones de frontera.....	86
Figura 4.2. Equipo de análisis modal experimental utilizado en este trabajo.....	90
Figura 4.3. Función de respuesta en frecuencia.....	90
Figura 4.4. Estructura.....	92
Figura 4.5. Puntos de medición.....	93
Figura 4.6. Curvas ajustadas.....	93
Figura 4.7. Respuesta transitoria.....	98
Figura 4.8. Aceleraciones.....	99
Figura 4.9. Historia de esfuerzos.....	100

CAPÍTULO 5

Figura 5.1. Estructura.....	106
Figura 5.2. Puntos de medición.....	106
Figura 5.3. Curvas ajustadas.....	107
Figura 5.4. Carga impulsiva.....	110
Figura 5.5. Historia de esfuerzos.....	112
Figura 5.6. Deformación con carga estática, a) vista general, b) vista de detalle.....	113
Figura 5.7. Esfuerzo principal máximo a) vista general b) vista de detalle.....	113
Figura 5.8. Esfuerzo máximo a compresión a) vista general b) vista de detalle.....	114
Figura 5.9. Esfuerzo de Von Mises a) vista general b) vista de detalle.....	114
Figura 5.10. Modo 1 de vibración a) vista general b) vista de detalle.....	115
Figura 5.11. Modo 1 de vibración a) vista general b) vista de detalle.....	115

INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL
ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA
SECCIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO E INVESTIGACIÓN

Figura 5.12. Modo 1 de vibración a) vista general b) vista de detalle.....	116
Figura 5.13. Modo 1 de vibración a) vista general b) vista de detalle.....	116
Figura 5.14. Modo 1 de vibración a) vista general b) vista de detalle.....	117
Figura 5.15. Condiciones de frontera para arranque.....	118
Figura 5.16. Análisis de arranque. a) vista general b) vista de detalle.....	119
Figura 5.17. Esfuerzo máximo obtenido. a) vista general b) vista de detalle.....	119
Figura 5.18. Esfuerzo máximo a compresión. a) vista general b) vista de detalle.....	120
Figura 5.19. Esfuerzo de Von Mises. a) vista general b) vista de detalle.....	120
Figura 5.20. Consideraciones de frontera para frenado.....	121
Figura 5.21. Deformaciones máximas. a) vista general b) vista de detalle.....	121
Figura 5.22. Esfuerzo principal máximo. a) vista general b) vista de detalle.....	122
Figura 5.23. Esfuerzo principal a compresión. a) vista general b) vista de Detalle.....	122
Figura 5.24. Esfuerzo de Von Mises a) vista general b) vista de detalle.....	121
Figura 5.25. Condiciones de frontera para el viraje a la derecha.....	123
Figura 5.26. Deformaciones del Viraje a la derecha. a) vista general b) vista de detalle.....	124
Figura 5.27. Esfuerzo principal máximo por el análisis de viraje a la derecha. a) vista general b) vista de detalle.....	125
Figura 5.28. Esfuerzo principal máximo a compresión. a) vista general b) vista de detalle.....	125
Figura 5.29. Esfuerzo de Von Mises. a) vista general b) vista de detalle.....	126
Figura 5.30. Condiciones de frontera para el análisis de viraje a la izquierda y frenado.....	126
Figura 5.31. Deformación Máxima. a) vista general b) vista de detalle.....	127
Figura 5.32. Esfuerzo principal máximo. a) vista general b) vista de detalle.....	127
Figura 5.33. Esfuerzos principales. a) vista general b) vista de detalle.....	128
Figura 5.34. Esfuerzo de Von Mises. a) vista general b) vista de detalle.....	128
Figura 5.35. Condiciones de frontera para análisis de torsión.....	129
Figura 5.36. Deformaciones por torsión.a) vista general b) vista de detalle.....	129
Figura 5.37. Esfuerzo principal máximo.a) vista general b) vista de detalle.....	130
Figura 5.38. Esfuerzo principal máximo a compresión.a) vista general b) vista de detalle.....	131
Figura 5.39. Esfuerzo de Von Mises.a) vista general b) vista de detalle.....	132

ÍNDICE DE TABLAS

CAPÍTULO 2

Tabla 2.1. Propiedades de los materiales empleados en la construcción de carrocerías de automóviles.....41

Tabla 2.2. Comparación entre las propiedades de dos materiales metálicos aplicados en el transporte terrestre.....52

CAPÍTULO 4

Tabla 4.1. Propiedades mecánicas del material de la estructura ACERO AISI 1018.....86

Tabla 4.2. Pesos de los componentes.....87

Tabla 4.3. Resultados de el análisis estructura tubo.....88

Tabla 4.4. Parámetros modales.....94

Tabla 4.5. Modos.....96

Tabla 4.6. Convergencia de los errores.....97

Tabla 4.7. Convergencia de los modos.....97

CAPÍTULO 5

Tabla 5.1. Modos.....109

Tabla 5.2. Parámetros modales.....110

Tabla 5.3. Frecuencias naturales.115

SIMBOLOGÍA

C_x = coeficiente de penetración aerodinámica

M_t = momento de torsión.

F = fuerza

l = longitud o largo.

R_t = rigidez a la torsión.

M_t = momento de torsión.

θ = ángulo girado por los extremos de los largueros.

n = el número de ciclos por segundo.

I = el momento de inercia de la estructura (supuesto constante en toda la longitud del bastidor).

l = longitud

MEF= Método del Elemento Finito.

a = Aceleración

a_r = Aceleración radial.

d = constante del material.

S = distancia.

n = Factor de Seguridad.

W = peso.

r = radio de giro.

V = velocidad final.

V_0 = velocidad inicial.

[K]= Matriz del rigidez global.

{U}= Matriz del vector desplazamiento.

{F}= Matriz del vector fuerza.

ANÁLISIS DE ESFUERZOS
NÚMERO-EXPERIMENTAL
EN UN CHASIS DE UN AUTO SAE MINI-BAJA .

RESUMEN.

En este trabajo se presenta el análisis de esfuerzos en un chasis de un automóvil SAE Mini Baja empleando el método del elemento finito y de forma experimental. Para este efecto se revisan las ecuaciones de esfuerzos, deformaciones unitarias y algunos antecedentes del método experimental.

Posteriormente se ven fundamentos teóricos del Método del Elemento Finito aplicado al análisis de esfuerzos. Con esto se propone una metodología de análisis empleando ANSYS.

Los resultados obtenidos por elemento finito se comparan con los datos experimentales de extensometría que se desarrollaron en esta tesis.

Dentro de esta tesis se encontrará básicamente el desarrollo de un análisis dinámico en un chasis de un automóvil de competencia SAE Mini Baja. Para diseñar un chasis óptimo al realizar la comparación del análisis numérico con el experimental.

ABSTRACT.

In this work, the experimental and Numerical stress analysis are effectuated in a chassis automobile SAE Mini-Baja. For this objective, the finite element method was used. In Order, the stress' equations unitary deformations, are reviewed, and some antecedents of the experimental method.

Later, theoretical foundations of the Finite Element Method applied to stress analysis are reviewed. With this basis, a methodology of analysis using Finite Element Method (Software ANSYS Inc.) is implemented.

The results obtained by means of finite element are compared with the extensometry experimental data developed in this thesis.

In this work of thesis, basically treats on a dynamic analysis in an automobile chassis of an Low Mini competition SAE. The previous objective is reached by means of the comparison of the numerical with the experimental analysis with the purpose of obtaining an optimal design of the chassis.

OBJETIVO.

El objetivo de este trabajo es realizar el análisis numérico-experimental con el fin de obtener un modelo validado para poder realizar un análisis estático y dinámico de un chasis de un vehículo todo terreno. Para este efecto, las metas particulares son:

- Evaluar la respuesta dinámica modal experimental del chasis SAE Mini-Baja.
- Validar los modelos de elementos finitos para el estudio modal teórico.
- Realizar el diseño del chasis que mantenga su integridad estructural a las diversas solicitudes de cargas estáticas y dinámicas.

JUSTIFICACIÓN.

Actualmente, en México no se ha logrado desarrollar investigación y avance en la industria automotriz, por lo cuál se depende de otros países. Por tal motivo se pretende satisfacer una necesidad humana, especialmente por medio del transporte terrestre de vehículos. Pero en la SEPI se pueden llevar a cabo análisis que pueden mejorar el progreso en el país, sin necesidad de tener costos tan elevados por ser una escuela pública. Además es importante mencionar que este análisis se puede realizar a cualquier otro sistema ya que éste, resulta complejo por tener varios grados de libertad a comparación con el hecho de un edificio y deja un antecedente para desarrollar mas análisis en diversas situaciones.

En la SEPI ESIME Zacatenco actualmente no se ha hecho análisis numérico-experimental en vehículos, se han elaborado modelos numéricos pero debido a que han surgido nuevas situaciones estos han quedado con deficiencias.

INTRODUCCIÓN.

Tradicionalmente, han sido los métodos experimentales los que han permitido conocer la distribución de tensiones en los sólidos elásticos sometidos a solicitudes exteriores arbitrarias. En los últimos años se han empleado métodos numéricos para resolver estos problemas, pero lo que entonces parecía como un

método que iba a desplazar totalmente a los métodos experimentales, aparece hoy día como un método que tiene importantes limitaciones, una consideración real es la concentración de esfuerzos y que obliga a los especialistas de la materia a la búsqueda de métodos híbridos que hagan que ambos, experimentales y numéricos, se complementen mutuamente. Para el desarrollo del trabajo se propone analizar el chasis del auto GAP 001 por el método numérico-experimental. Se evaluará dicho chasis a diferentes tipos de condiciones, en lo que sigue, se hará una breve exposición del método experimental y el método numérico aplicado al chasis de un auto SAE Mini Baja.

En el capítulo 1 se realiza una descripción general de el chasis y sus componentes.

En el capítulo 2, se presentan conceptos básicos de análisis experimental de esfuerzos y el método del elemento finito.

En el capítulo 3 se presenta la metodología para este caso de estudio y el análisis numérico realizado en el chasis de auto GAP 001 con ANSYS.

En el capítulo 4 se realizan las pruebas experimentales con el objeto de observar el comportamiento experimental de el chasis.

En el capítulo 5 se efectúa una evaluación de los resultados de los análisis numérico-experimental, para corroborar los resultados obtenidos en cada una de las metodologías y cuantificar la diferencia obtenida, así como la elección del método más adecuado para tal análisis.

En la sección SEPI-ESIME ya se han realizado análisis de estructuras, utilizando el Método del Elemento Finito de manera numérica en el área de transporte terrestre, existe el antecedente de los siguientes trabajos (Guerra Loaeza, V. [1]), (Vázquez Mendoza, H.H. [2]), (Esteban Gamez, V. [3]), (Flores Herrera, L. [4]), (Osuna Amparo, C.A. [5]), (Zarco González, J.C. [6]), (Rojas Vázquez, G [7]), (Plata Contreras, G. [8]), (Rosales Iriarte, F. [9]) y (Aguilar Espinosa, A. [10]). Guerra Loaeza analizo esfuerzos en un semi-remolque para trailer tipo plataforma, Vázquez Mendoza optimizo la estructura de una plataforma para tractocamión, para ser la misma analizada por Guerra Loaeza, Esteban Gamez realiza el modelo y análisis de un carro guiado por un autobús, Flores Herrera realizo el análisis estructural de un autobús escolar, Rojas optimizo un sistema de suspensión trasera tipo muelle, los últimos 3 realizan el análisis de el mismo auto en sus diversas partes, Plata Contreras realizo el diseño, análisis y construcción de el chasis para el auto SAE Mini-Baja, Aguilar Espinosa realizo el diseño de la suspensión y dirección del auto SAE Mini-Baja y Rosales Iriarte diseño y análisis de un sistema de transmisión variable del mismo auto SAE Mini-Baja.

INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL
ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA
SECCIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO E INVESTIGACIÓN

Al finalizar este trabajo, se harán recomendaciones para futuros trabajos, con el objeto de acrecentar la información en relación a los métodos teóricos-experimentales, debido a que en la actualidad solo se han desarrollado métodos numéricos.

Para la realización de este trabajo, se ha contado con el apoyo del M. C. Ricardo Cortés Olivera y cuya finalidad además de culminar este trabajo, ha sido formar egresados de E.S.I.M.E. Azcapotzalco I.P.N. con mayor responsabilidad y preparación.

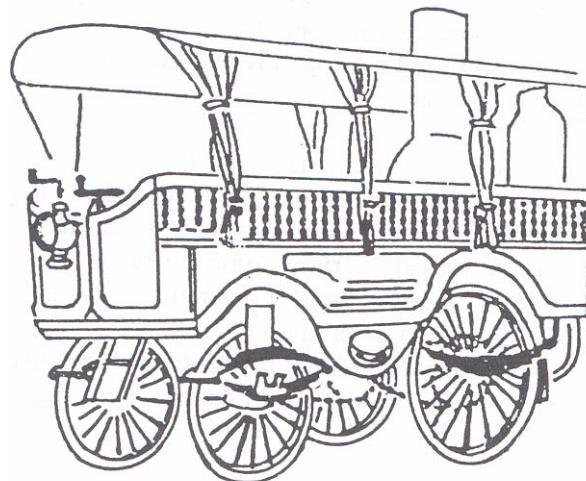
Es importante mencionar que el CONACYT, apoyó al titular de la tesis becándolo por tiempo completo, para que cursara las materias del plan de estudios de la maestría en Ingeniería Mecánica y elaborara el presente trabajo de tesis en la Sección de Graduados de la E.S.I.M.E. ZACATENCO. Además se recibió la beca PIFI por parte del I.P.N. durante un año en el proyecto ANÁLISIS EXPERIMENTAL DE DESGASTE DE UNA PRÓTESIS DE CADERA dirigido por el Dr. Luis Héctor Hernández Gómez con número de registro CGPI 20030981 y durante el cuarto semestre en el proyecto VALIDACION NUMERICO EXPERIMENTAL DEL ANALISIS DE UN SISTEMA VERTEBRA LUMBAR – FIJADOR dirigido por el Dr. Guillermo Urriolagoitia Calderón con número de registro CGPI 20040648. Por lo cuál agradezco el apoyo recibido durante el desarrollo de este trabajo al M. C. Ricardo Cortés Olivera, CONACYT , S.E.P.I. E.S.I.M.E. ZACATENCO I.P.N. y E.S.I.M.E. AZCAPOTZALCO I.P.N por lo cual agradezco el apoyo recibido a todos.

REFERENCIAS.

- [1] Guerra Loaeza, V., **Aplicación del Método del Elemento Finito al Análisis de un Semi-remolque para trailer plataforma.** Tesis de Maestría, IPN, México, (1996).
- [2] Vázquez Mendoza, H.H., **Optimización del diseño Estructural de una plataforma para tractocamión.** Tesis de Maestría, IPN, México, (1998).
- [3] Esteban Gamez, V., **Análisis Estructural del Carro Guiado de un Autobús.** Tesis de Maestría, IPN, México, (2002).
- [4] Flores Herrera, L., **Análisis Estructural de un Autobús Escolar.** Tesis de Maestría, IPN, México, (2002).
- [5] Osuna Amparo, C.A., **Análisis Estructural y Optimización del chasis de un Vehículo de Tracción Eléctrica.** Tesis de Maestría, IPN, México, (1999).
- [6] Zarco González, J.C., **Ánalisis Estructural por el MEF del Casco de una Embarcación Transportadora de Sal de 101.6 m. de Eslora.** Tesis de Maestría, IPN, México, (1999).
- [7] Rojas Vázquez, G., **Optimización de un Sistema de Suspensión Trasera Tipo Muelle con el Programa Adams.** Tesis de Maestría, IPN, México,(2002).
- [8] Plata Contreras, G., **Diseño, Análisis y Construcción De un Chasis Para un Auto SAE Mini-Baja.** Tesis de Maestría, IPN, México,(2003).
- [9] Rosales Iriarte, F., **Diseño y Análisis de un sistema de Transmisión de Velocidad Variable Para un Auto SAE Mini-Baja.** Tesis de Maestría, IPN, México, (2003).
- [10] Aguilar Espinosa, A., **Diseño y Análisis de la Suspensión y Dirección de Un Carro Todo Terreno Tipo SAE Mini-Baja.** Tesis de Maestría, IPN, México, (2003).

CAPÍTULO 1

ANTECEDENTES GENERALES.



En este capítulo se describe la historia del automóvil y el desarrollo del mismo.

1.1 HISTORIA DE LA INDUSTRIA AUTOMÓVILISTICA.

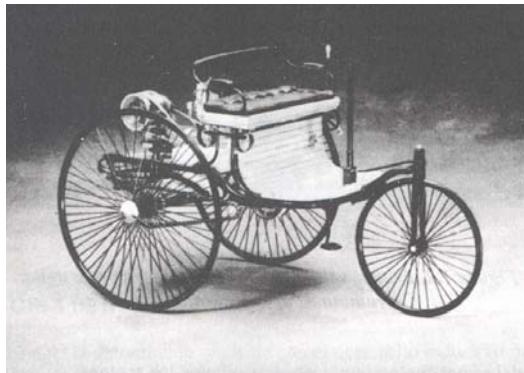


Figura 1.1. Primer vehículo de motor de combustión interna (Daimler-Benz).

El progreso del transporte ha estado siempre estrechamente vinculado con el avance de la civilización [1.1]. El marítimo ha evolucionado desde la simple balsa hasta los modernos trasatlánticos; en el aire, del primer globo a los aviones supersónicos, y en tierra, de las lentes carretas de bueyes, al automóvil de alta velocidad.

El automóvil en sí mismo nació en la segunda mitad del siglo XIX, pero ha habido en la historia numerosas tentativas para evitar la dependencia de la tracción animal o humana, siendo muchos los mecanismos probados a partir del siglo XVII [1.2]. El primer motor de tracción mecánica fue el de vapor que se instaló sobre una plataforma en ruedas. En el periodo de 1770-1790 surgieron los primeros vehículos accionados con este tipo de motores (figura 1.2).

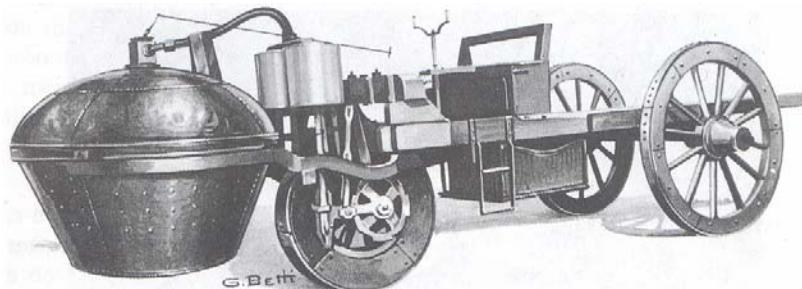


Figura 1.2. Primer vehículo con motor de vapor de agua.

A partir del vapor, fueron también desarrollados los motores de gas, probablemente patentado en 1833 por el británico Wellman Wright. Estos presentaban el inconveniente de tener que transportar un generador de energía, quedando la relación de peso potencia muy elevada, dejando muy pocas posibilidades de carga útil. Posteriormente en 1876 empezó a funcionar el primer motor de combustión interna fabricado por Nicholas Otto y que utilizaba gasolina en vez de gas. Este motor, respecto a los anteriores, simplificaba enormemente la

relación peso-potencia y el montaje del mismo. Por otra parte, en 1885, el alemán Karl Benz introdujo el primer automóvil impulsado por motor de combustión interna. En 1891, C. E. Duryea produjo el primer automóvil americano de gasolina y en 1893 Henry Ford construyó su primer automóvil. La evolución del automóvil también ha encontrado muchos obstáculos legales y censuras del público en general. Por ejemplo, en 1865, en Inglaterra, se emitió una ley exigiendo que por lo menos tres personas deberían encargarse de un auto en movimiento. Una persona a pie, con una bandera roja, debía ir adelante del automóvil, a unos 70 metros y prevenir a los jinetes y cocheros del peligro. El límite de velocidad era de dos millas por hora en la ciudad y de cuatro por hora en el campo. A fines de siglo XIX, los vehículos impulsados por gasolina tuvieron una ruda competencia con los de vapor y electricidad; estos últimos tenían la ventaja de poseer gran potencia a baja velocidad, haciendo inútil la transmisión. El peligro de las calderas a alta presión y la recarga de las baterías redujo su popularidad. La propulsión por gasolina, a pesar de la necesidad de la transmisión, tenía grandes ventajas:

1. Producción de gran potencia con una pequeña cantidad de combustible.
2. Capacidad para viajar más lejos, sin parar para reabastecerse de gasolina o agua, en contraste con la unidad de vapor, o para recargar las baterías en el caso del automóvil eléctrico.
3. El combustible necesario podía cargarse fácil y rápidamente.

El automóvil moderno es resultado de muchos años de exploración, investigación y desarrollo. Lo anterior se manifiesta en la manufactura de un medio de transporte masivo eficiente, confiable y costeable. El automóvil de hoy es una máquina complicada que comprende numerosos aparatos mecánicos y eléctricos que utilizan muchos principios científicos. Gracias a la invención de los carburadores de gasolina pulverizada (por Bernardi, Italia 1889-1892 para motores monocilíndricos y Maybach, en Alemania y Forest, en Francia, 1893 para motores policilíndricos), con cubeta y flotador para el carburante, fue posible la construcción de motores de combustión interna automovilísticos, que desarrollan potencias motrices de 12 a 16 CV.

En 1900, después de la muerte de Daimler, ocurrida el 6 de Marzo de aquel año, surgió la obra de Maybach: el motor de cuatro cilindros en línea y verticales, que incluían todas las innovaciones técnicas de años precedentes, desarrollando 35 CV y rendimiento térmico excepcional para aquella época. Montado en el primer Mercedes, señaló el ocaso del automovilismo de vapor. De esta, manera la técnica motorística evolucionó rápidamente hacia el motor policilíndrico vertical en línea en posición delantera de los automóviles. La evolución de los automóviles con motores diesel ha sido mucho más lenta. La primera patente concedida fue para Rudolf Diesel, se fechó 4 de febrero de 1892. El primer motor diesel que funcionó con resultados industriales positivos fue uno monocilíndrico y de 4 tiempos de enormes dimensiones (250x400 mm), que con una presión final de compresión de

unas 32 atmósferas, daba 18 CV a unas 154 rpm; sin embargo, todavía pasaron varios decenios antes de que estos motores fueran más eficientes.

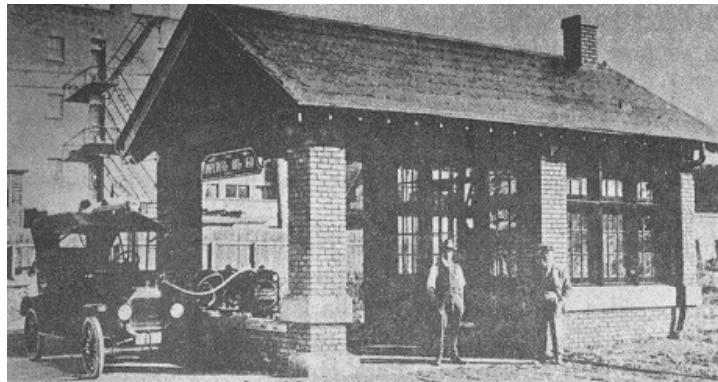


Figura 1.3. Típica estación de servicio en 1918.

1.2 EL PROYECTO DEL AUTOMOVIL MODERNO

1.2.1. DEFINICIONES DEL PROYECTO.

Antes de pasar a desarrollar este tema vamos a definir cómo entendemos el desarrollo de un proyecto en general y de un producto industrial en el estado actual de la tecnología: "El proyecto de un producto industrial es el conjunto de planos, cálculos y ensayos necesarios para la definición y puesta a punto de un producto cualquiera, desde el momento que se decide comenzar el estudio del mismo, basta que se entregan los planos constructivos y normas complementarias a las líneas de fabricación para su producción en serie" [1.3].

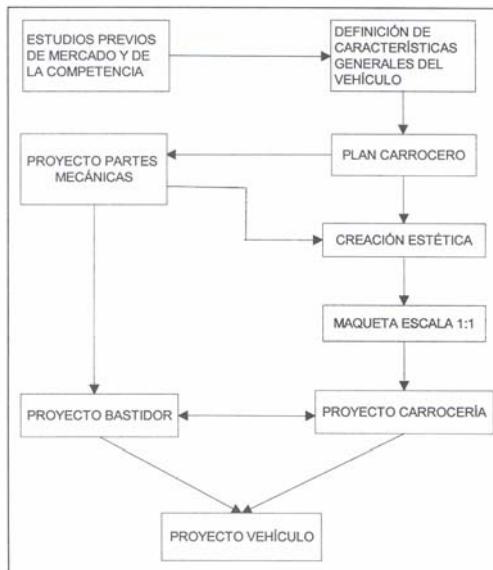


Figura 1.4. Fases del proyecto de un automóvil moderno.

Todo este proceso, ya de por si laborioso y largo, se convierte en el caso del automóvil en muy complejo dado el grado avanzado de su tecnología y la necesidad de experimentar la fiabilidad de las soluciones, en pruebas de fatiga muy largas, para darlos como correctos. En el diagrama de flujo de la figura 1.4 se ha representado de forma esquemática las principales fases, que posteriormente se analizan con detalle, del proyecto de un automóvil moderno. En la figura 1.5 se detalla la complejidad del conjunto del proyecto de un vehículo.

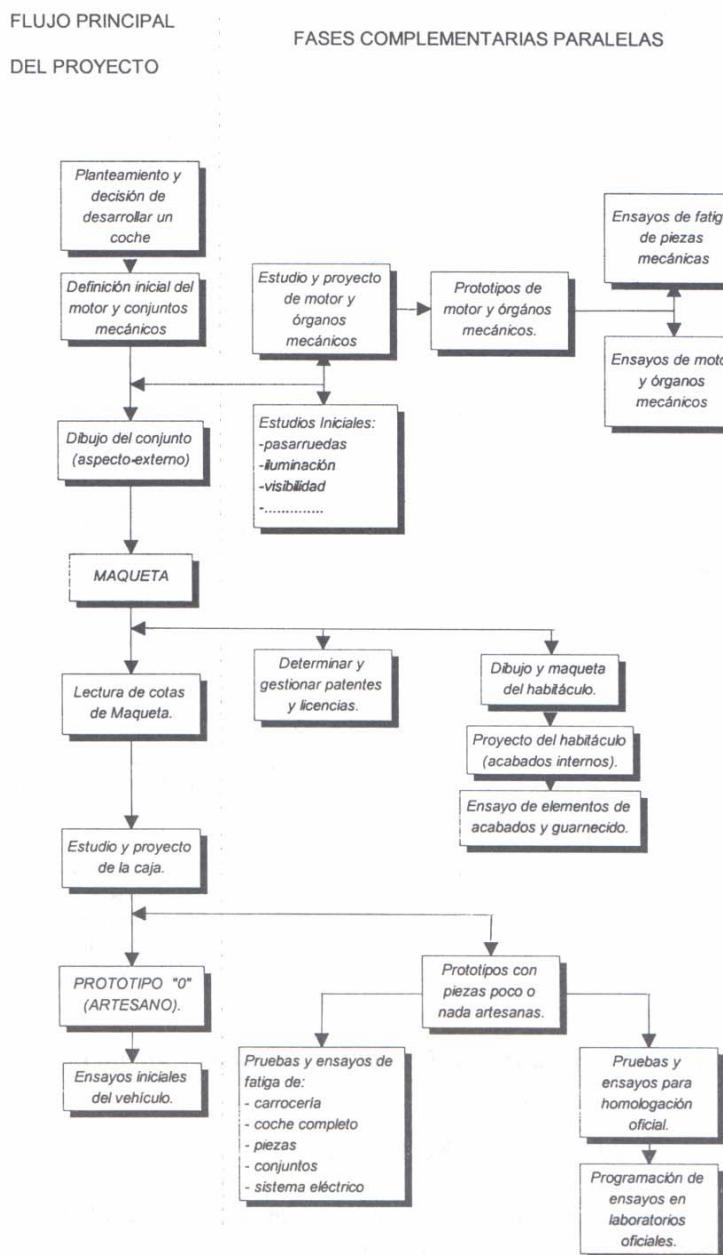


Figura 1.5. Conjunto de pasos en el desarrollo de un nuevo vehículo.

1.2.2. FACTORES CONDICIONANTES

Dada la magnitud que hoy día representa acometer por parte de una empresa automovilística, el proyecto de un vehículo nuevo, tanto desde el punto de vista económico (elevadas inversiones) como de capacidad técnica, observe a continuación (en la figura 1.6) los factores condicionantes básicos que toda empresa debe tener en cuenta antes de empezar un nuevo proyecto de vehículo:

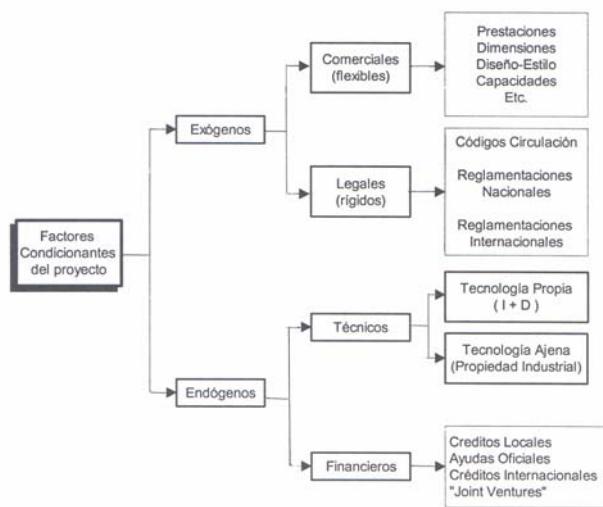


Figura 1.6. Condicionantes básicos en el desarrollo de un nuevo vehículo.

1.2.2.1. FACTORES EXÓGENOS COMERCIALES

Cuando se decide el lanzamiento de un nuevo modelo que verá la luz dentro de 3 a 5 años, la empresa debe estar muy bien informada sobre los gustos de los consumidores cuando salga el vehículo, si quiere tener éxito de ventas y por lo tanto, rentabilidad en las enormes inversiones que se han hecho. Está claro que las exigencias de los consumidores para la empresa no son obligatorias sino flexibles, pero de la acertada elección puede depender la supervivencia del modelo, e incluso de la empresa.

Para averiguar estos gustos futuros de los compradores sobre temas como:

- Prestaciones.
- Dimensiones.
- Número de puertas.
- Capacidades.
- Pesos.

la empresa dispone del Departamento de Marketing Estratégico, que apoyándose en las distintas técnicas de prospección:

- Evolución histórica de los gustos.
- Tendencias actuales.
- Perspectivas socioeconómicas de los mercados.
- Modelos matemáticos de predicción.

trata de definir las principales características del nuevo modelo.

1.2.2.2. FACTORES EXÓGENOS LEGALES

Por otro lado, dentro de las exigencias del mercado, se encuentran aquellos requisitos que deben cumplir los vehículos obligatoriamente (exigencias rígidas) para poder ser autorizados a circular en los diferentes mercados. Todos conocemos que el automóvil es una máquina que soporta una de las mayores legislaciones sobre si mismo, tanto desde el punto de vista técnico como jurídico y fiscal. Desde el punto de vista técnico el futuro automóvil proyectado deberá cumplir con todos los reglamentos y directrices técnicas internacionales en vigor en el momento de ver la luz (seguridad pasiva, contaminación, ruido, frenos, etc.), además de los respectivos Códigos de Circulación de los países a los que se pretende vender. Toda la normatividad condiciona de manera rígida a los proyectistas y diseñadores de los vehículos ya que los futuros modelos deben cumplir con todas estas exigencias no solo presentes sino en el momento de su lanzamiento.

1.2.2.3. FACTORES ENDÓGENOS TÉCNICOS

Para afrontar el reto técnico que supone el desarrollo de un nuevo modelo, las empresas tienen normalmente dos alternativas:

- Tecnología propia.
- Tecnología ajena.

Normalmente las empresas que actualmente cuentan en el mundo del automóvil tienen una gran tradición investigadora y una experiencia acumulada suficiente para desarrollar la mayor parte del nuevo proyecto, pero dado el alto costo que suponen los recursos dedicados a la investigación de nuevas soluciones tecnológicas que demande el mercado, la mayoría de las veces se acude en parte a la compra de tecnología ajena, previo pago de la compensación económica en forma de "royalties" o "forfaits" por las patentes o simplemente con la incorporación de órganos y mecanismos construidos y propiedad de terceros (cambios automáticos, servodirecciones, juntas homocinéticas, frenos, etc.). Por ejemplo conviene tener un centro de diseño de carrocerías propio, o es mas

económico encargar la nueva carrocería a un centro de diseño exterior (Pininfarina, Kartman, Itel-Desing, etc.).

1.2.2.4. FACTORES ENDÓGENOS ECONÓMICOS

Finalmente no hay que olvidar hoy en día que para acometer un nuevo proyecto de vehículo son necesarias grandes inversiones y por lo tanto la empresa se tiene que plantear las mejores alternativas financieras posibles. Muchas veces las "ayudas" financieras locales han condicionado que un nuevo modelo se fabrique en un país u otro (recuérdese la elección de Almusafes para el modelo Ka de Ford).

En los últimos tiempos y precisamente para reducir el impacto financiero las empresas han desarrollado modelos conjuntamente y que luego la marca comercializa con pequeños retoques de imagen (el monovolumen de Ford / VW por citar un ejemplo).

1.2.3 LAS CINCO FASES DEL PROYECTO

Como ya se ha indicado al principio de este tema y dada la complejidad del proyecto de un automóvil moderno, este se divide en cinco fases o períodos de tiempo consecutivos y que sumados dan lugar a un proceso que oscila entre los 3 y los 5 años normalmente.

Dadas las consecuencias que tendría el fracaso comercial de un nuevo modelo, en cada fase y antes de pasar a la siguiente se producen continuos "feed-backs" si las soluciones que se van presentando no agradan a los responsables del proyecto. A título de ejemplo, en la fase del diseño de la carrocería se puede llegar a la maqueta 1: 1, no gustar y empezar de nuevo con bocetos a escala 1: 12 y seguir todo el proceso de nuevo hasta llegar a la nueva maqueta 1: 1 (figura 1.7).

1.2.3.1. PRIMERA FASE: EL "CAHIER DES CHARGES "

En esta primera fase, y una vez tomada la decisión por parte de la empresa de producir el nuevo modelo, la Dirección General (D.G.) encarga a la dirección comercial (D.C.) la elaboración de un Informe Técnico (cahier des charges) que contendrá todos los datos del nuevo producto. Para ello la D.C. encarga al Departamento de Marketing Estratégico que准备 un borrador del Informe Técnico basado en los estudios de mercado actuales y futuros para el segmento del mismo al que va destinado el nuevo modelo (figura 1.8).

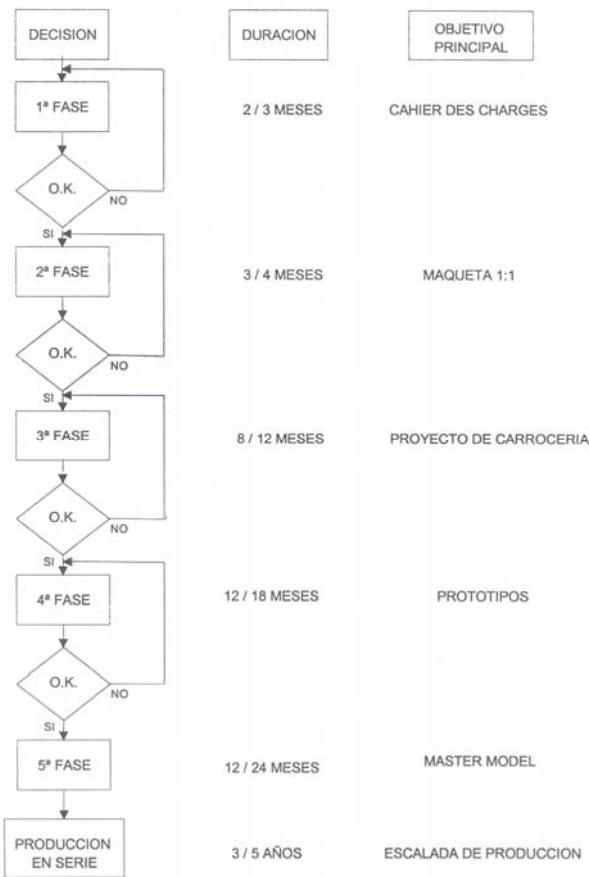


Figura 1.7. Diagrama de flujo del proyecto de un automóvil moderno.

A continuación el Departamento de Marketing Estratégico, asesorándose en los datos de su empresa por un lado y de la competencia por otro, sobre:

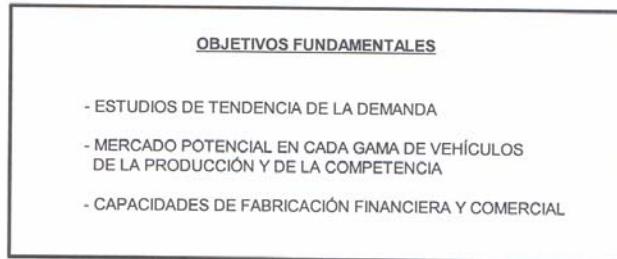
- Instalaciones.
- Volúmenes de producción.
- Imagen de marca.
- Vehículos de la competencia (actuales y futuros).

prepara un borrador que contiene:

- Dimensiones (exteriores, interiores, generales).
- Prestaciones.
- Relaciones a la línea (3 puertas, 2 volúmenes, etc.). elaborando paralelamente:
 1. Una tabla comparativa con la competencia.
 2. Previsión de tiempo del proyecto.
 3. Previsión de costos, inversiones e instalaciones.

El borrador elaborado por Marketing pasa a ser estudiado, tras un primer examen de la DG, por las distintas áreas de la empresa:

- Dirección Técnica.
- Calidad.
- Instalaciones
- Compras.
- Dirección Comercial.
- Asistencia Técnica.
- Centro de Estudios.
- Centro de Estilo.



CONCEPTOS A DETERMINAR

<u>CONCEPTO</u>	<u>POSIBILIDADES</u>
FORMA Y UTILIZACIÓN	BERLINA 4 PUERTAS, COUPE, FAMILIAR, ETC.
DIMENSIONES Y N° DE PASAJEROS	LARGO, ANCHO, ALTO, BATALLA, ANCHO VIAS DIMENSIONES INTERNAS. HABITABILIDAD
VOLUMEN PORTAMALETAS	ACCESO AL MISMO, TIPO PUERTA, AMPLIABLE
CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS	TRACCIÓN ANTERIOR, POSTERIOR, INTEGRAL. SITUACIÓN MOTOR, SUSPENSIONES, ETC.
PRESTACIONES Y CONSUMOS	POTENCIA, ACCELERACIONES, PAR, CONSUMOS SEGUN NORMA
PROGRAMA DE PRODUCCIÓN	CANTIDAD DIARIA O ANUAL, FECHA DE INICIO

Figura 1.8. Funciones de marketing estratégico.

Todas estas áreas critican el borrador y aportan correcciones que se discuten entre todos. Una vez todos de acuerdo se presenta como informe técnico a la DG, si el borrador es aprobado se pasa a la siguiente fase, en caso contrario se reforma el borrador o se elabora uno nuevo, tantas veces como sea necesario para pasar a la 2a fase. Del informe técnico corregido y aprobado se elabora el

plan carrocería del nuevo modelo que fundamentalmente consiste en determinar los siguientes puntos del proyecto:

- TIPO DE MOTOR
- RELACIONES DE LA CAJA DE VELOCIDADES
- TIPO DE SUSPENSIONES
- VIA
- BATALLA
- POSICION DEL RADIADOR, DEPOSITO DE GASOLINA Y RUEDA DE REFACCION
- PLANO DE LAS PARTES MECANICAS

y, agregando los reglamentos nacionales e internacionales que debe cumplir se forma: EL PLAN CARROCERO

1.2.3.2. SEGUNDA FASE: MAQUETA 1:1 (3 -4 MESES)

En esta fase el informe técnico es redistribuido a todos los departamentos que intervienen en el proyecto. Mientras las áreas de diseño, comercial y asistencia técnica se dedican a la creación de la "nueva" carrocería, el área técnica trabaja paralelamente, y en base a su experiencia, en los proyectos de las partes mecánicas del nuevo vehículo siguiendo este orden cronológico:

- Motor.
- Propulsor (cambio-embrague-diferencial).
- Suspensión.
- Dirección.

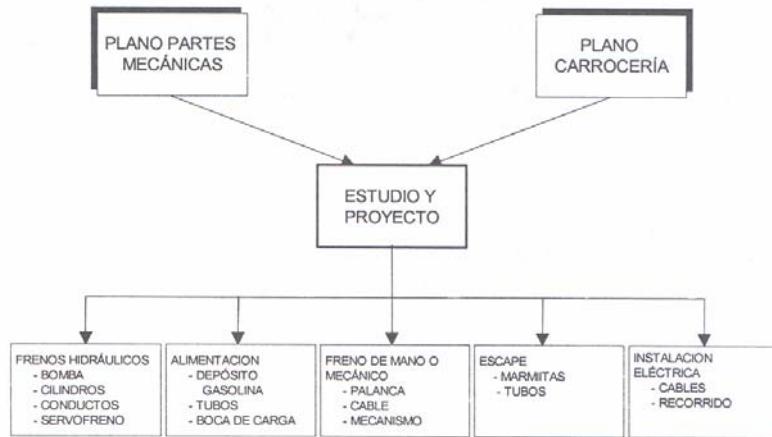


Figura 1.9. Proyectos órganos mecánicos.

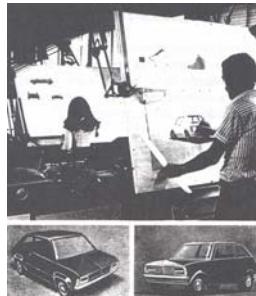


Figura 1.10. Estudio preliminar de un utilitario. Bocetos FIAT 126.

En lo que se refiere a la carrocería todo empieza por la preparación de varios bocetos a escala reducida de lo que el Centro de Estilo interpreta como resultado de los datos del informe Técnico. Estos bocetos se presentan a:

- Dirección Comercial.
- Asistencia Técnica.
- Dirección Técnica.

de los bocetos presentados, se eligen tres o cuatro que pasan a la Dirección General. Ésta elige uno o dos, los cuales son elaborados en maquetas a escala reducida. Para observar el efecto en tres dimensiones. Hoy día se pueden ayudar mucho en esta fase de decisión con la aplicación de las técnicas informáticas CAD e imagen virtual.



Figura 1.11. Maqueta a escala reducida FIAT 126.



Figura 1.12. Proceso de diseño de una carrocería asistido por ordenador.

Cuando la Dirección General ha elegido una de las maquetas reducidas, esta pasa a ser elaborada a escala 1: 1, en yeso, poliéster o resinas epoxi; fabricándose además una maqueta de interiores (habitabilidad). En el momento en que la Dirección General da el visto bueno a la maqueta se pasa a la siguiente fase.



Figura 1.13. Maqueta 1:1. FIAT 127.

1.2.3.3. TERCERA FASE: PROYECTO CARROCERÍA (8 -12 MESES)

En esta fase y a partir de la maqueta 1:1 aprobada, se inicia la etapa de confección del "Master Model Draft", para que a partir del cual se realizan las piezas artesanales que nos permitan construir los primeros prototipos. En la figura 1.14 se representan los principales pasos para llegar a los planos de despiece partiendo de la maqueta y el plan carrocerero. Una vez definida la carrocería del coche, Proyectos de Carrocerías procede a la medición de la misma y a elaborar los planos a escala 1:1 ("Master Model Draft"), tanto del exterior como del interior de la carrocería. Antes de la llegada de la electrónica y los microprocesadores, esta fase era extremadamente laboriosa realizándose las mediciones de las distintas secciones y perfiles mediante plantillas de madera que se iban ajustando manualmente a la maqueta. Después eran trasladados a los tableros de dibujo para obtener los distintos planos a escala 1:1 que servirán para fabricar las primeras piezas artesanales.

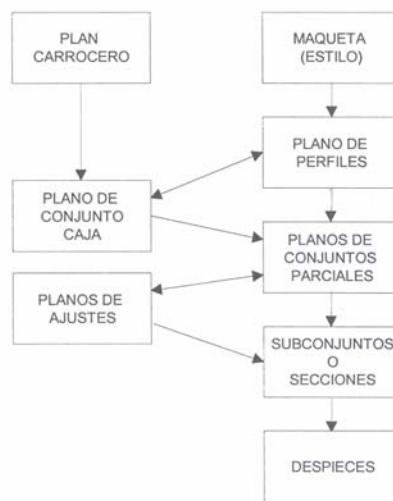


Figura 1.14. Proyecto de la carrocería.

Hoy en día, con las máquinas de medida (alfa) y de dibujo (plotter) controladas informativamente, esta tarea es mucho mas sencilla y rápida. Al mismo tiempo que se mide la carrocería los proyectistas de matrices y de las líneas de montaje y de chapa cogen la "piel" y la dividen (puertas, montantes, techo, etc.). Es esta una de las fases más importantes y delicadas, ya que como se divida la piel van a depender factores tan importantes como:

- Costos de producción de las piezas estampadas.
- Costos de ensamblaje.
- Costos de asistencia técnica.

Por su parte los órganos mecánicos ya tienen listos los distintos elementos, para experimentar en bancos de pruebas y en otros vehículos similares (propios o ajenos). Con estas pruebas se va retocando el proyecto. El orden cronológico de los elementos mecánicos es el siguiente:

- Motor (posible evolución de lo ya existente).
- Cambio-transmisión.
- Suspensión-dirección (normalmente se estudian varias soluciones en alternativa con el "cahier de charges" ligadas con la solución estructural de la carrocería).

De este modo, cuando se prepara el primer modelo artesanal de carrocería los demás órganos mecánicos están mas avanzados, incluso con retoques. Además de la carrocería propiamente dicha y los órganos mecánicos principales a los que hemos hecho referencia, en esta fase del proyecto se preparan otros dos subproyectos complementarios:

Acabados y guarnecido:

Se entra en los detalles de acabado tanto interior como exterior y, aunque son subproyectos de menor tamaño, tienen a veces mucha repercusión en el aspecto estético y en la toma de decisión en el momento de la compra (riqueza interior, diseño del tablero, diseño calaveras frontales, etc.)

Instalación eléctrica:

Se preparan soluciones técnicas accesibles para toda la instalación eléctrica, desde los generadores (alternador + rectificadores + regulador + baterías), hasta los consumidores (luces principales, aire acondicionado, electroventiladores, etc.) pasando por la propia instalación de cableado (mazos de cables).

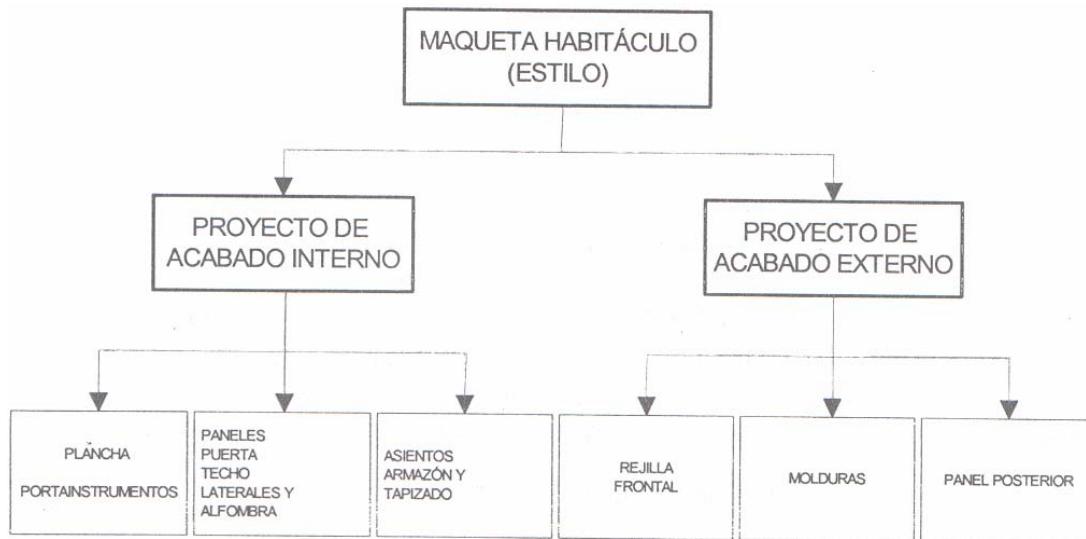


Figura 1.15. Proyecto acabados y guarnecidos.



Figura 1.16. Proyecto elementos eléctricos.

Cuando se tiene todo diseñado a nivel de pieza con su correspondiente plano se puede pasar a la fase 4.

1.2.3.4. CUARTA FASE: PROTOTIPO (12 -18 MESES)

En esta cuarta fase que tiene una duración importante (12/18 meses) se preparan los prototipos artesanales, 100% al principio, y cada vez menos artesanales a medida que las pruebas de fatiga acelerada van resultando positivas. En esta fase se comprueba el montaje de los órganos mecánicos en las carrocerías prototípicas, y una vez que acoplan se procede a efectuar pruebas tanto en bancos como en carretera. Se trata de pruebas de fatiga acelerada, y sirven para probar nuevas soluciones e ir corrigiendo fallas, al mismo tiempo que se van haciendo pruebas de prestaciones:

- Aceleraciones.

- Velocidades punta.
- Consumos.

Las pruebas en carretera se efectúan con prototipos camuflados con el fin de ocultar la línea del nuevo vehículo al público. Se comprueba de esta forma que las prestaciones se corresponden con las exigencias del Informe Técnico. En esta fase salen a relucir la mayoría de los defectos que se corrigen en el proyecto original, hasta que se está seguro de que la experimentación está suficientemente avanzada para acometer sin riesgos la fase de preparación de los utilajes para la producción.

1.2.3.5. QUINTA FASE: "MASTER MODEL " (12 -24 MESES)

A la vista de que todo funciona la Dirección General da el visto bueno al prototipo, se hace ahora el "Master Model", prototipo en chapa que sirve como referencia para los utilajes y para comprobaciones. Este Master-Model se compone de dos partes:

- La piel.
- El interior.

Los técnicos de producción que ya han intervenido en la cuarta fase inician entonces los proyectos de:

- Utilaje de ensamblaje.
- Línea de pintura.
- Línea de estampación.
- Línea de mecanización.

Con este acabado se empiezan a producir piezas y se obtiene una serie corta de vehículos (preserie), que consta de 40 a 50 unidades, con esta preserie se comprueba la viabilidad del sistema; estos coches se vuelven a probar en carretera, solventándose los problemas que se presenten (pruebas de "Debugging"). Una vez finalizada la preserie se pueden efectuar ya los envíos definitivos de los planos y documentación del nuevo modelo para su producción. Empieza entonces la "escalada" de la producción y los coches van saliendo al mercado. En los dos primeros años de vida, es la Asistencia Técnica la que, en virtud de las quejas de los clientes, va dando los últimos retoques al vehículo. Actualmente esta fase se ha recortado considerablemente. En la figura 1.17 se puede observar el último modelo de FORD, el modelo Ka que se fabricará en la fábrica FORD de Almussafes (Valencia). Al nacer el coche ya se prevé cual va a ser la vida del mismo y las etapas que va a vivir figura 1.18.

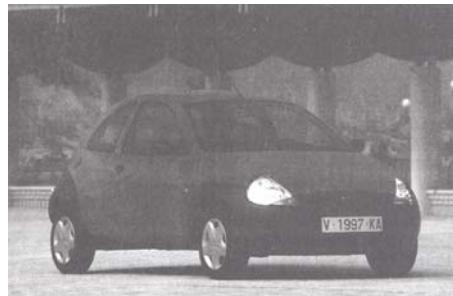


Figura 1.17. Último modelo de FORD. Ford Ka.

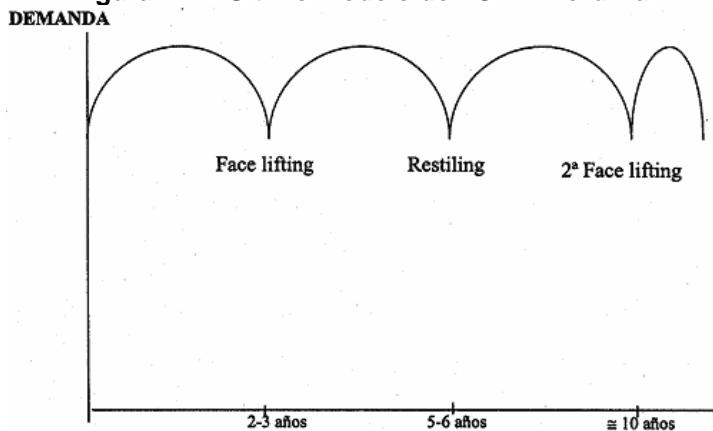


Figura 1.18. Período de vida de un Automóvil en función de su nivel de aceptación en el mercado.

1.3 TENDENCIAS Y FUTURO DEL AUTOMÓVIL.

Carrocería-Bastidor: En cuanto a la estructura, las buenas prestaciones del monocasco hacen pensar que para el año 2000 el 92 % de los automóviles tendrán esta configuración. El auge del montaje de chasis y carrocerías independientes es difícil de evaluar. Dejando a un lado los todo terreno, solo coches exclusivos o la posible popularización de las carrocerías en materiales compuestos, podrían hacer cobrar importancia a otro tipo de estructuras. Por otro lado, la implantación de subchasis tanto delantero como trasero, que favorecen la absorción de impactos y amortiguan las vibraciones transmitidas, es ya hoy una innovación muy extendida incluso en los modelos de gamas bajas. Por último, el desarrollo de nuevos programas más complejos de cálculos de elementos finitos seguirá en auge, debido a la versatilidad que conceden a la hora de dimensionar la estructura y poder realizar ensayos sin necesidad de realizar varios prototipos reales [1.4].

Materiales: El acero seguirá siendo el material más empleado para la construcción de chasis y carrocerías. Se prevé que estará presente en un 80 % de la estructura. Le seguirán el aluminio y los materiales compuestos, que se repartirán a partes iguales el 20 % restante. La implantación del uso de materiales

compuestos como la fibra de carbono, honeycomb, kevlar y resinas, se enfrenta al obstáculo de una producción todavía manual y lenta. Si bien se puede robotizar el corte y montaje de las telas, todavía no se han elaborado máquinas que extiendan estas sobre los moldes, abarcando incluso los espacios más pequeños, ahí donde se cortan los planos de la carrocería. Los materiales plásticos, como el propileno, se usarán cada vez más en interiores, tendiendo a la unificación de estos para favorecer el reciclaje. La utilización de materiales reciclados en general cada vez se está imponiendo más.

Aerodinámica y acústica: El diseño aerodinámico de carrocerías se puede decir que se ha ido estancando en los últimos años. Los avances de la F1 son difíciles de aplicar en los turismos. El empleo de los alerones para reducir el empuje ascensional que produce el aire sobre el eje trasero a altas velocidades, ya se está utilizando. Sólo modelos deportivos cuentan con alerones móviles. Por último la aplicación del efecto suelo resulta casi imposible debido a la necesidad de disponer de una altura extremadamente baja respecto al suelo. El diseño de componentes como retrovisores, spoilers y tapacubos, frontales inclinados, lunas enrasadas y juntas de sellado entre componentes exteriores, son las aportaciones en estudio más importantes. Por tanto, no se prevé grandes avances en cuanto a la aerodinámica en lo que queda de siglo para su aplicación directa en los vehículos de serie. La eliminación del ruido en los automóviles es y seguirá siendo objeto de estudio en los próximos años para mejorar la confortabilidad del habitáculo y para evitar la fuerte contaminación acústica.

1.4 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.

El problema trata del análisis numérico-experimental de un chasis para un auto todo terreno Mini Baja. Para el chasis en estudio, se desea saber cómo es la distribución de los esfuerzos a los que está sometida dicha estructura, y optimizarla [1.5]. Para el análisis numérico, se desarrolla el estudio de esfuerzos del chasis actualmente desarrollado en SAE SEPI ESIME ZACATENCO (Figura A1 Anexos).

Debido a que durante los últimos años se utiliza el MEF (método del elemento finito), se llegó a pensar que éste era el más adecuado por ahorrar tiempo y dinero, pero esto no es del todo cierto porque se ha demostrado que no siempre los análisis numéricos son los más adecuados, porque aún así ocurren fallas, por tal razón se ha llegado a concluir que es necesario cotejar los resultados del mismo contra los resultados experimentales, por ejemplo en autobuses, microbuses o camiones, al circular presentan serios problemas en la carrocería, edificios que al sufrir algún sismo fallan [1.7], barcos [1.8] para el desarrollo de esta tesis se va a utilizar como ejemplo de aplicación real, el análisis del GAP 001 auto SAE Mini-Baja ESIME Zacatenco el cuál sirve como un análisis a escala e ilustrativo, el cuál presenta toda clase de esfuerzos, por ser un automóvil todo

terreno y es conveniente mencionar que este vehículo está diseñado según el reglamento SAE Mini-Baja 2003 donde se considera primordial la seguridad del conductor (Anexo A2).

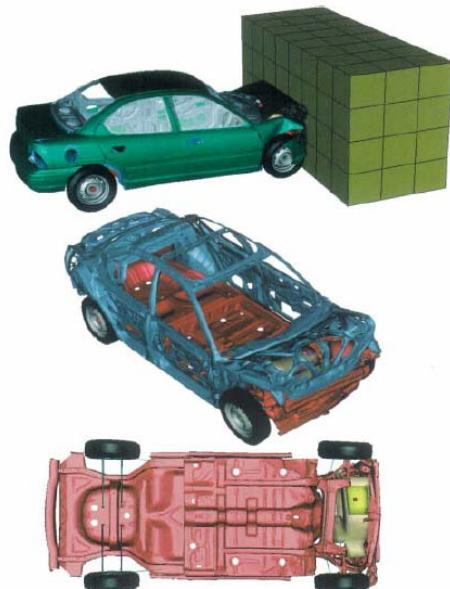


Figura 1.19. Modelos por elemento Finito [1.9].

1.5 REFERENCIAS.

- [1.1] C. Nash Frederick. Fundamentos de mecánica automotriz. Diana ,1er edición 33ava. impresión 1992.
- [1.2] Font Mezquita José, Dols Ruiz Juan. Tratado sobre automóviles Volumen I. Editorial Alfaomega / Universidad Politécnica de Valencia, 2000.
- [1.3] Font Mezquita José, Dols Ruiz Juan. Tratado sobre automóviles Volumen II. Editorial Alfaomega / Universidad Politécnica de Valencia, 2000.
- [1.4] Calvo Martín Jesús, Miravete de Marco Antonio. Mecánica del automóvil actualizada. Servicio de publicaciones, Centro Politécnico Superior Universidad de Zaragoza 1997.
- [1.5] Gerardo Plata Contreras. Diseño, análisis y construcción de un chasis para un auto SAE Mini Baja, Tesis de Maestría México SEPI-ESIME-IPN, 2003.
- [1.6] Internet, SAE Internacional, www.sae.org
- [1.7] Evaluación de la respuesta del sistema subsuelo-estructura edificio Bernardo Quinto Arriaga instrumentación acelerométrica y frecuencias, CICESE 1994.
- [1.8] Revista mecánica experimental No. 6, 2001.
- [1.9] O.C. Zienkiewicz, **CBE, FRS**. The Finite Element Method. Fifth edition Volume 2 Mc Graw Hill, 2000.

CAPITULO 2

ESTRUCTURA DEL AUTOMÓVIL.



En este capítulo se describen las características principales del chasis y carrocería así como sus componentes.

2.1 ESTRUCTURA DEL AUTOMÓVIL.

El automóvil moderno puede dividirse en dos distintas secciones conocidas como la carrocería y el chasis.

2.1.1 LA CARROCERÍA.

La carrocería le da al vehículo sus líneas y apariencia final. Su propósito es proporcionar comodidad y protección a sus pasajeros. La sección de carrocería comprende el compartimiento de los pasajeros, cajuela, defensas, salpicaderas, radiador, cofre, interiores, cristales y pinturas. Una gran variedad de estilos de carrocerías como por ejemplo dos puertas, cuatro puertas, sedan, hardtop, convertibles, camionetas, existen para cada modelo de chasis. Los fabricantes de automóviles tienen una gran selección de modelos y ofrecen por lo menos tres tipos de accesorios para cada modelo. Asimismo el interior de la carrocería está cubierto con variados tipos de materiales de tapicería, como tela, vinilo o plástico y metal. Un acolchado protector colocado debajo de la tapicería del tablero, del techo y de los resortes de los asientos, aumenta la comodidad y la seguridad de los pasajeros y del conductor.

Para los parabrisas y ventanillas del vehículo es necesario utilizar vidrios de seguridad. Cuando estos se rompen, no se estrellan en pequeñas astillas punzantes, al contrario, tiene la tendencia a desmoronarse en pequeñas partículas rectangulares. Los parabrisas son extremadamente fuertes cuando son golpeados desde fuera del vehículo. Esta cualidad ayuda a reducir las lesiones de los pasajeros al ser lanzados contra el parabrisas debido a una parada súbita [2.1]. Además proporciona una mayor resistencia estructural.

2.1.2 CHASIS.

El chasis o bastidor constituye en el automóvil un armazón que tiene por misión fijar sobre él, los distintos elementos que forman el automóvil tales como la dirección, frenos, suspensión, transmisión, carrocería, etc., permitiendo así la relación entre ellos. Hay dos métodos de construcción de carrocería y chasis; el de carrocería y chasis separados y el método integral. En el primero, la carrocería se une a la estructura del chasis por medio de pernos que pasan entre la base de la carrocería y la parte superior de la estructura.

Para prevenir ruidos y rechinidos, se utilizan materiales antivibrantes, como el hule, son colocados entre la carrocería y la estructura, en donde se localizan los pernos alternativamente. En el método integral, la carrocería y la estructura están combinadas, eliminando así los ruidos y rechinidos.

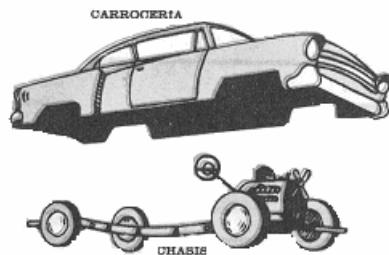
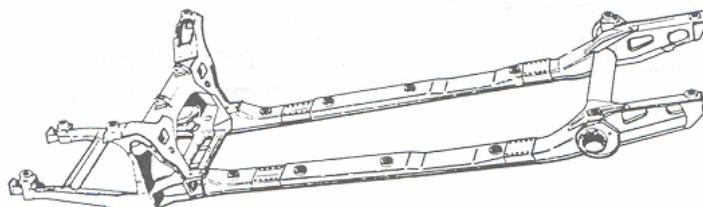


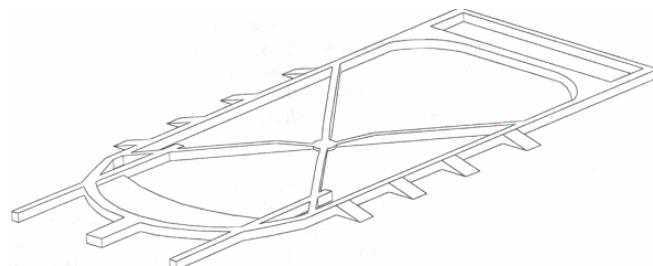
Figura 2.1. Composición del automóvil.

Debido a los esfuerzos soportados por el automóvil en marcha habitual, los bastidores están sometidos a continuas deformaciones por lo que las características principales que deben poseer son indeformabilidad, resistencia a la flexión, a la torsión y capacidad de carga [2.2]. En la actualidad existen dos tipos de bastidores en automóviles convencionales:

- Los utilizados en vehículos todo terreno, formados por travesaños y largueros, sobre los que se montan el resto de los elementos del vehículo junto a la carrocería. Figura (2.2a).
- Los utilizados en la mayoría de los turismos son formados por estructuras autoportantes o monocasco formadas por una estructura de piezas y perfiles unidas entre si con gran rigidez y que aportan la ventaja de poseer menos peso en su conjunto. Esta estructura, de la cual forma parte la carrocería, forma una viga armada cuyo propósito es repartir mejor los esfuerzos soportados entre todas las partes del automóvil. Figura (2.2b).



a. bastidor de forma clásica, para turismo.



b. Bastidor con travesaños en cruz.
Figura 2.2. Chasis del automóvil.

2.2 MEDIDAS DEL CHASIS.

Para poder hacer comparaciones entre diferentes hechuras y modelos de automóviles así como de su tamaño movimiento y estabilidad. Las medidas utilizadas son llamadas "distancia entre ruedas", "pisada de rueda" y "claro de camino" (observar la figura 2.3).

DISTANCIA ENTRE RUEDAS. Es la medida, entre el centro de la rueda trasera y el centro de la rueda delantera del mismo lado del auto. Las ruedas delanteras deben estar en posición recta. La medida de distancia entre ruedas varían entre 2 y 3.3 metros (80 y 130 pulgadas).

PISADA DE RUEDA. Es la medida, en pulgadas, entre el centro de la rueda izquierda y el centro de la rueda derecha, ya sean delanteras o traseras. La pisada de rueda indica el ancho del automóvil y la regla general que, mientras mas larga sea la base de rueda, mas ancha será la pisada de rueda.

CLARO DE CAMINO. Es la distancia, entre la parte mas baja del automóvil y el pavimento. La parte más baja de un automóvil se rige más por el diseño de carrocerías que por las medidas de base y pisada de rueda.



Figura 2.3. Medidas del chasis.

2.3 LA ESTRUCTURA.

La estructura tiene por objeto sostener las piezas del chasis y la carrocería, y mantener a las mismas en correcta alineación una con otra. Generalmente se extiende a todo lo largo del automóvil. La estructura deberá ser lo suficientemente fuerte para soportar las sacudidas, golpes, vibraciones y distorsiones que ocurren cuando el automóvil está parado o caminando en malos caminos.

Las características esenciales de la estructura de un automóvil son mayor solidez y mínimo peso. Para lograr la solidez y ligereza adecuadas en la estructura de un

automóvil, se usa la sección de canal. Es una viga de una aleación de acero, dura pero ligera, en forma de U y construida especialmente.

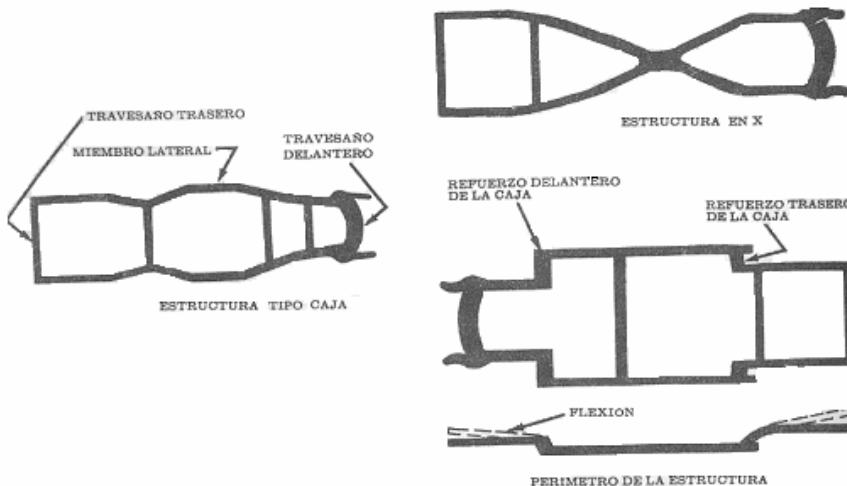


Figura 2.4. Estructuras del automóvil.

La estructura consiste en dos piezas largas de sección acanalada llamadas largueros, unidas entre si, casi en los extremos, por secciones en cruz. En el extremo trasero los miembros laterales se arquean hacia arriba, sobre el eje trasero, para dejar espacio para el movimiento vertical del eje y sostener a la estructura en una posición inclinada. En automóviles viejos, además de la sección en cruz, se usan secciones diagonales, en cruz, para fortalecer la estructura. Estas secciones diagonales se encuentran a la mitad de la estructura y tienen forma de X o K. Otra estructura popular es la del tipo de caja (vigueta). En este diseño, la resistencia a las sacudidas y distorsiones depende de la construcción en forma de caja de las dos secciones laterales. En algunos automóviles las secciones laterales en forma de caja están situadas en los lados exteriores del compartimento de la carrocería y están anguladas para permitir una estructura más escasa sobre las ruedas delanteras y traseras. Este tipo de construcción también reduce las jorobas en el compartimiento de pasajeros.

El perímetro de la estructura lleva unas cajas de torsión en cada lado, las cuales están localizadas en el cubretablero en el área de la puerta trasera o en ambas. Esto permite a las secciones delantera y trasera de la estructura, flexionarse, cuando las ruedas giran sobre una superficie mal pavimentada.

2.4 RIGIDEZ DEL BASTIDOR.

El chasis del vehículo tendrá que soportar todas las solicitudes que sobre éste puedan aparecer, tanto estáticas (peso del motor, los diversos sistemas y componentes del vehículo, así como la carga de sus ocupantes), como dinámicas;

por lo que su rigidez tendrá ser tal que garantice la resistencia a los distintos esfuerzos, a la vez que sus frecuencias naturales estén suficientemente alejadas del rango de frecuencias con que se verá solicitado.

De esta forma se debe elegir para el bastidor una frecuencia propia con vista a evitar sincronizaciones con las frecuencias propias de:

- Suspensiones (60 a 120 ciclos por segundo).
- Masas no suspendidas (400 a 750 ciclos por minuto).
- Órganos motores (de 250 a varios millares).

Debido al aislamiento relativo que da la suspensión, sólo se transmiten las vibraciones de baja frecuencia, lo que resulta que la rigidez de la estructura deben elegirse de forma que sus frecuencias propias sean del orden de 900 a 1000 ciclos por minuto (16.6 Hz) para que no se tenga ninguna sincronización desagradable.

Además, el bastidor no solo debe unir los grupos que sobre él van montados, si no que debe de hacerlo de modo que las posiciones de unos con respecto a otros se mantengan siempre dentro de unas estrictas tolerancias, sin que su alineación sea influenciada durante la marcha por las irregularidades del terreno, para lo que será preciso dotarlo con un elevado grado de rigidez. El bastidor se verá sometido a cargas de flexión como consecuencias de cargas verticales, y a cargas de torsión debidas a una desnivelación o a un choque sufrido lateralmente, en la figura 2.5 se muestran los diferentes modos de deformación del bastidor en función de las cargas aplicadas.

El diseño de un bastidor desde el punto de vista de la seguridad debe ser tal que absorba en energía de deformación todo el impacto de una colisión manteniendo el habitáculo inalterado para la seguridad de sus ocupantes. Por tanto, el diseño de bastidores y la investigación de accidentes están en continua relación. Los accidentes mas frecuentes son choques frontales pero desplazados, en los cuales sólo una parte del vehículo absorbe el impacto [2.3].

El impacto lateral es el segundo más frecuente tras el choque frontal. El alcance o golpe por detrás y el vuelco son menos importantes por ser menos graves y menos frecuentes. Los crash-test son la única manera de saber si todos estos sistemas de seguridad pasiva, bolsas de aire, pretensores, barras en las puertas, etc., son realmente eficaces y hasta que punto. Algunas marcas de automóviles llegan a realizar hasta veintiún tipos de choques diferentes. En principio los cuatro factores que definen una prueba son masa, velocidad, rigidez del vehículo implicado y su ángulo de choque.

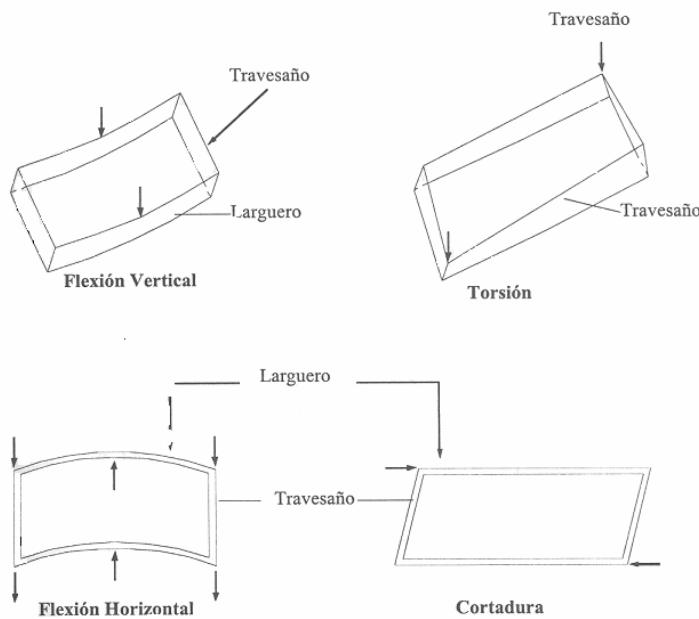


Figura 2.5. Modos de deformación del bastidor.

La prueba más común, choque frontal contra muros planos que se viene utilizando comúnmente para homologaciones es poco exigente con un bastidor de cara a la seguridad, ya que no es representativa. Esta prueba tiende a ser sustituida por una colisión frontal asimétrica que afecta a solo un 40 o un 50 por ciento del vehículo, siendo mucho mas exigente ya que solo una parte de la estructura deformable del bastidor puede absorber el impacto figura 2.6. El caso extremo de este tipo de impacto es el choque simulado contra un poste.



Figura 2.6. Crash test con colisión frontal asimétrica.

El objetivo es conseguir que los esfuerzos producidos en una colisión se repartan por zonas del bastidor que no participan directamente en el choque, conservando siempre una célula de supervivencia y absorbiendo al máximo el impacto. No obstante en la figura (2.7) se pueden apreciar las partes mas importantes a modo de ejemplo.

La estructura frontal está formada por cuatro largueros (1) con travesaños transversales del techo (2) y suelo (3). Estos elementos reparten la energía

absorbida en el impacto. Otros largueros similares (4) ofrecen protección en caso de impactos en la zona trasera y la protección ante colisiones laterales la realizan barras de acero de alta resistencia (5) con contenido de boro que están colocadas en la puertas. Bajo la salpicadera se encuentra un brazo transversal (6) que protege una zona que puede ir rellena de estireno expandido para proteger las extremidades inferiores.

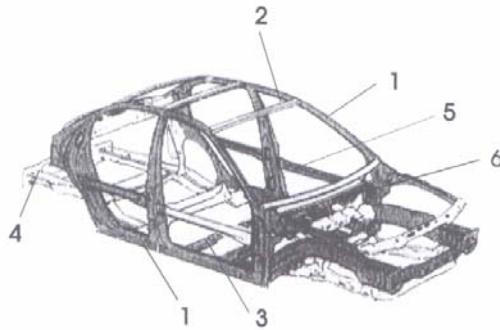


Figura 2.7. Partes fundamentales de un moderno bastidor.

Por ultimo en la figura (2.8) se puede apreciar un sistema de paragolpes regenerables y tubos protectores que absorben de forma continua la energía del impacto. La parte regenerable del parachoques impide daños del vehículo hasta 4 km/h, cuando se realiza a 15 km/h llega hasta los tubos protectores. Con reparaciones por segmentos se reducen claramente los gastos en comparación con las construcciones convencionales.

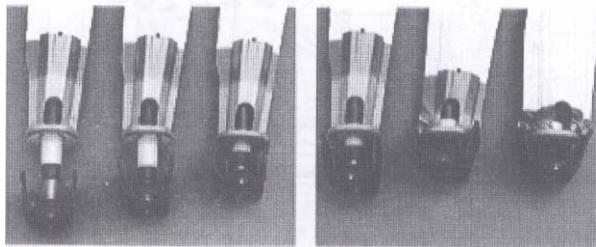


Figura 2.8. Paragolpes regenerable.

La siguiente prueba más común es el impacto lateral. En esta prueba una barrera móvil impacta sobre el coche en ángulo de 90°, a una velocidad de 50 km/h. El euro-crash en su aplicación para el impacto lateral se determina con el uso de un trineo de 950 kg de peso equipado con una barrera deformable en su frontal, a 30 mm del suelo, figura 2.9.

Uno de los sistemas estructurales mas interesantes es el denominado SIPS que reparte los esfuerzos hacia zonas no implicadas en el golpe lateral para que absorban energía figura 2.10. Los distintos tipos de ensayo se realizan para evaluar varios parámetros. Uno de los parámetros mas importantes que se obtienen en los crash-test son el daño que puedan sufrir los ocupantes. Para ello

se emplean maniquís "dummies" dotados de sensores de aceleración en cabeza, tronco y piernas.

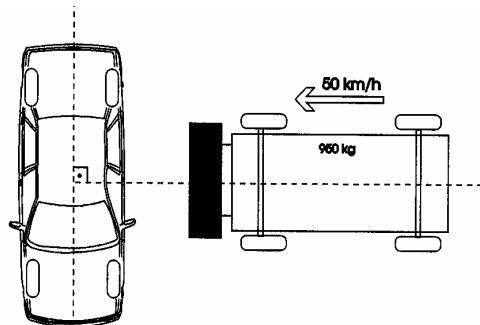


Figura 2.9. Prueba de impacto lateral.

En la figura 2.11 se puede ver una gráfica que representa esta situación con un riesgo de lesiones en la cabeza bajo una prueba real de Crash-test. .

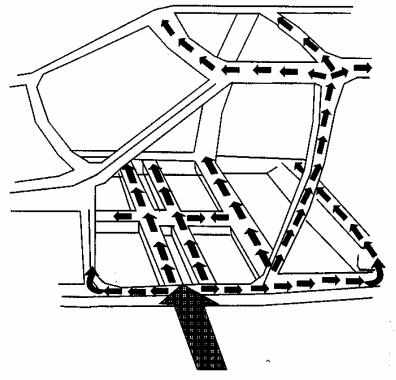


Figura 2.10. Sistema SIPS absorción de impactos laterales.

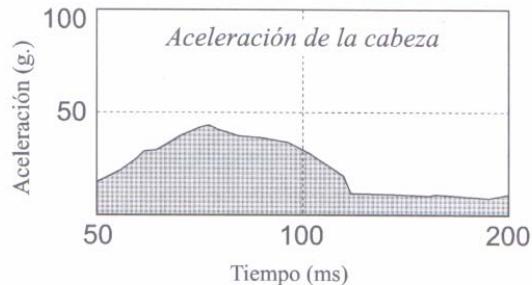


Figura 2.11. Gráfica obtenida en una prueba Crash-test.

Existen en la actualidad novedosos sistemas de absorción de impactos como el mostrado en la figura 2.12, que cuenta con un chasis-plataforma tipo sándwich, formada por cuatro largueros y cinco traviesas.

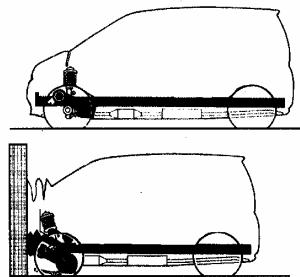


Figura 2.12. Chasis en forma de plataforma.

2.4.1 RIGIDEZ DE FLEXIÓN.

La rigidez a la flexión (o su inversa la flexibilidad) se caracteriza por la deformación que sufre el chasis bajo el efecto de cargas estáticas. Esta flexión puede determinarse construyendo la “curva elástica” de la fibra neutra del perfil del bastidor, por la medición directa en el bastidor. El conocimiento de la flecha permite determinar la frecuencia propia de oscilaciones del bastidor.

2.4.2 RIGIDEZ DE TORSIÓN.

El conjunto bastidor-carrocería constituye una estructura compleja cuyos elementos sufren tensiones de tracción, compresión, flexión, sencillas o combinadas. Reduciendo el conjunto de elementos constructivos a un cuadro rectangular, se puede definir acción de un momento de torsión como:

$$M_t = F \times l \quad (2.1)$$

M_t = momento de torsión.

F = fuerza

l = longitud o largo.

Aplicando alrededor del eje longitudinal del vehículo figura 2.13, y la rigidez a la torsión puede definirse por la relación:

$$R_t = \frac{2\theta}{M_t} \quad (2.2)$$

R_t = rigidez a la torsión.

M_t = momento de torsión.

θ = ángulo girado por los extremos de los largueros.

La frecuencia propia de las oscilaciones vendrá dada por:

$$N = \frac{1}{n} \times \sqrt{\frac{R_t}{I}} \quad (2.3)$$

n = el número de ciclos por segundo.

I = el momento de inercia de la estructura (supuesto constante en toda la longitud del bastidor).

En realidad, como el perfil del bastidor varía de delante hacia atrás, la rigidez no es constante en toda la longitud, por lo que la determinación de N por cálculo resulta muy compleja.

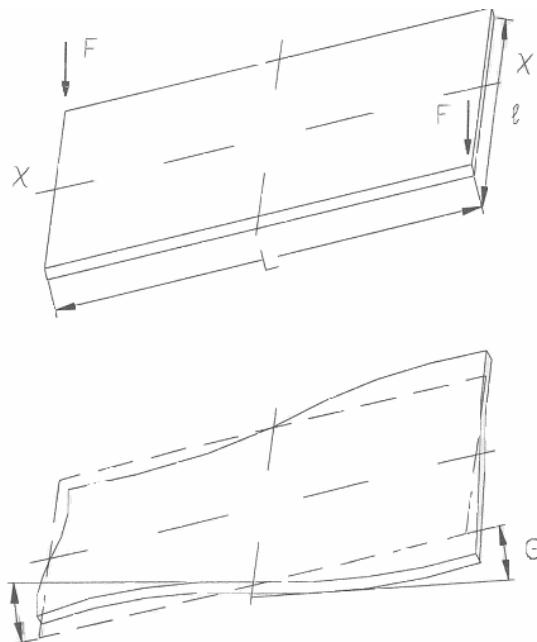


Figura 2.13. Conjunto bastidor carrocería reducido a un cuadro rectangular.

2.5 COMPONENTES DE UNA CARROCERÍA.

En una primera aproximación, se divide el conjunto de una carrocería en cuatro partes:

- Paneles exteriores.
- Componentes del armazón central y posterior.
- Componentes del armazón anterior.
- Componentes del armazón del piso tapas y puertas.

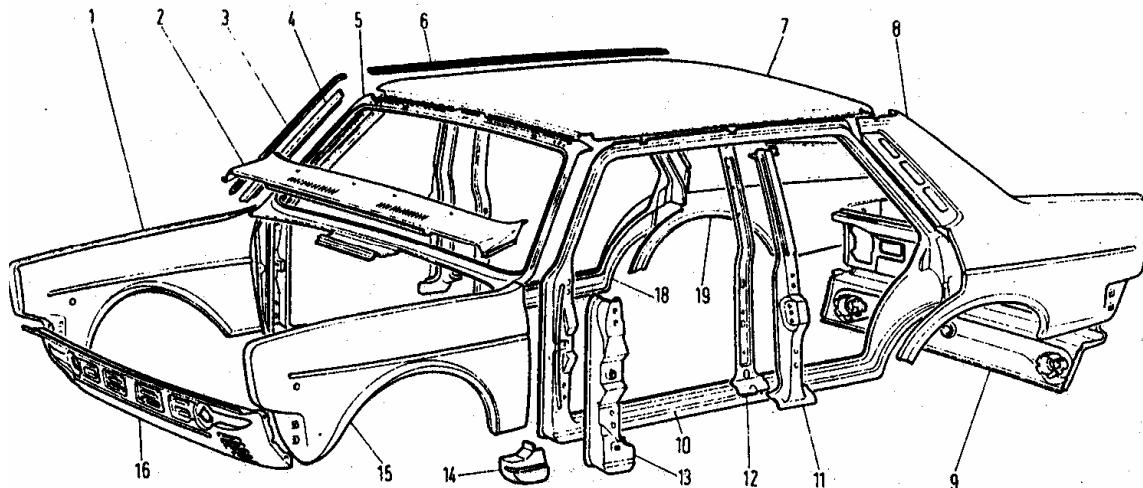
2.5.1 PANELES EXTERIORES

Estas son las piezas que forman la estructura que se aprecia exteriormente y constituyen el revestimiento y cerramiento del vehículo. En la figura 2.14 se puede

observar un despiece del conjunto exterior; la numeración corresponde con el número que aparecerá entre paréntesis en el comentario que se da sobre cada una de las piezas.

2.5.2 COMPONENTES DEL ARMAZON CENTRAL Y POSTERIOR.

En la figura 2.15 se muestra el conjunto del armazón central y posterior de una carrocería SEAT como la vista en los paneles exteriores.

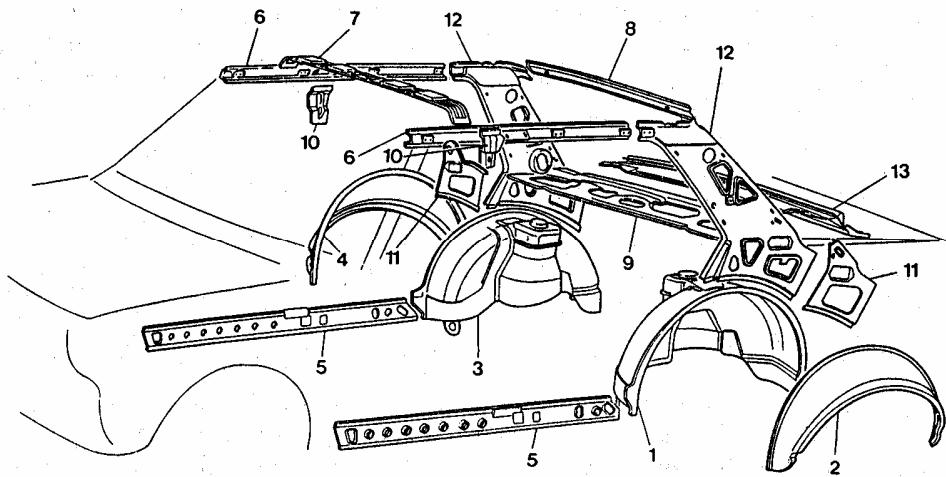


- | | |
|---|--------------------------------------|
| 1. Salpicadera delantera derecha. | 9. Panel trasero. |
| 2. Revestimiento inferior del parabrisas. | 10. Estribo |
| 3. Vierteaguas. | 11. Montante central izquierdo. |
| 4. Plancha de revestimiento. | 12. Pilar central izquierdo. |
| 5. Marco frontal del parabrisas. | 13. Montante delantero izquierdo. |
| 6. Vierte aguas del techo. | 14. Refuerzo del vano de la puerta. |
| 7. Techo. | 15. Salpicadera delantera izquierda. |
| 8. Salpicadera trasera izquierda. | 16. Panel delantero. |

Figura 2.14. Paneles exteriores de una carrocería SEAT.

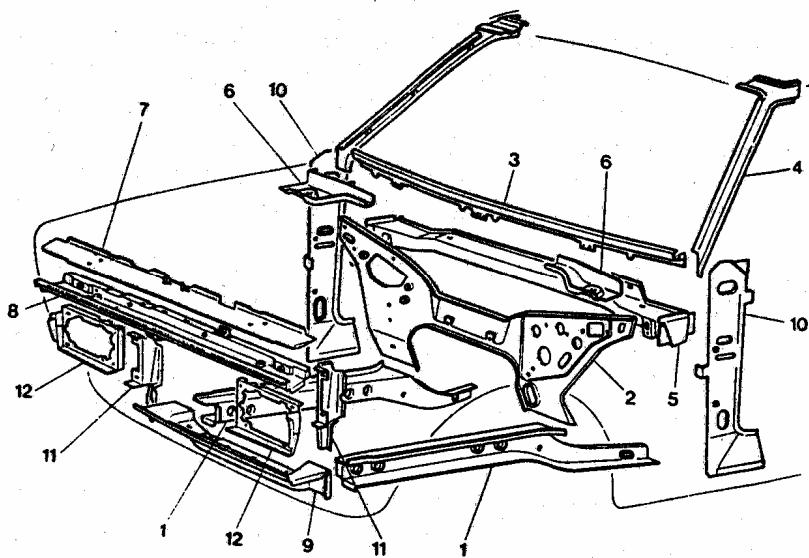
2.5.3 COMPONENTES DEL ARMAZON ANTERIOR.

El armazón (figura 2.15) de la carrocería, está previsto para la sustentación del motor que constituye la masa mas pesada del automóvil. Por esta razón se trata siempre de una zona muy reforzada y, hasta cierto punto, complicada por la cantidad de piezas de plancha que llega a contener. En la figura 2.16, se puede ver un esquema de las piezas que de forma más habitual componen el armazón delantero.



1. Pasaruedas interno izquierdo.
2. Pasaruedas exterior izquierdo.
3. Pasaruedas interno derecho.
4. Pasaruedas exterior derecho.
5. Largueros.
6. Largueros superiores.
7. Travesaño central superior.
8. Traviesa superior.
9. Bandeja superior posterior.
10. Refuerzos.
11. Placas.
12. Montantes traseros.

Figura 2.15. Componentes del armazón central y posterior.



- | | |
|---|---|
| 1. Varas. | 7. Traviesas. |
| 2. Salpicadura. | 8. Traviesas. |
| 3. Refuerzo superior del salpicadero. | 9. Traviesas. |
| 4. Cajeado para el montante del parabrisas. | 10. Pieza de refuerzo lateral de unión del costado al montante de puerta. |
| 5. Traviesa de protección y sustentación de instrumentos. | 11. Canalizador del radiador. |
| 6. Refuerzos. | 12. Placas de asientos de 10s protectores. |

Figura 2.16. Componentes del armazón anterior de una carrocería.

2.6 SOLUCIÓN BASTIDOR-CARROCERIA.

2.6.1 ASPECTOS CONSTRUCTIVOS.

Construyendo la carrocería separada del bastidor, la estructura resulta más pesada o menos resistente que la carrocería autoportante. Sin embargo, se facilita el montaje y desmontaje, además del trabajo de fabricación y de la posibilidad de cambiar el tipo de carrocería para un mismo vehículo, aunque actualmente el progreso en los métodos de fabricación permite cambios sensibles de estilos de las carrocerías autoportantes.

Una solución intermedia, adoptada en principio por algunos constructores para evitar este inconveniente, en la construcción de plataformas-bastidor figura 2.17 es emplear piezas de plancha embutida, que resultan mas rígidas por la forma de las mismas y, sobre todo para incorporar a la plataforma algunos elementos de sostén de la carrocería. La plataforma portante es un chasis aligerado y el piso o pisos están unidos por soldadura por puntos. Con esto se forma una base muy rígida que soporta los órganos mecánicos, y al igual que en el caso del chasis, podría circular sin la carrocería.

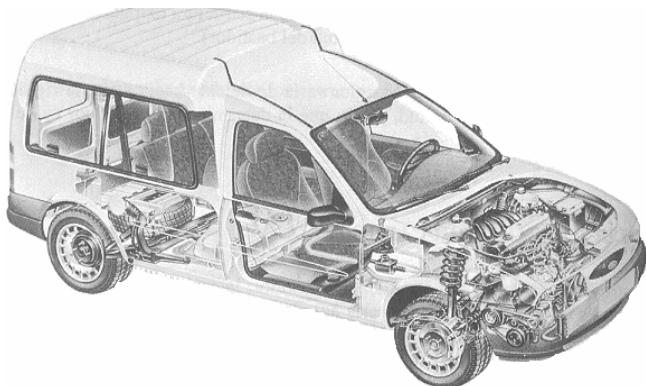


Figura 2.17. Carrocería con plataforma de chasis.

2.6.2 UNIÓN BASTIDOR-CARROCERIA.

En los vehículos conformados por bastidor independiente y carrocería, básicamente los camiones y vehículos pesados para el transporte de mercancías, la carrocería constituye un conjunto independiente que tiene su propio piso, sus accesorios, y su instalación eléctrica. Son indispensables grandes rigideces de flexión y torsión en las uniones entre el bastidor y la carrocería para evitar:

- La fisuración de las chapas de la carrocería, así como la aparición de juegos excesivos entre las puertas y sus huecos.
- La excitación con oscilaciones sincronizadas perjudiciales para la solidez del conjunto.

La forma más general de unión es atornillada con la aplicación por medio de juntas de caucho que absorban esfuerzos y principalmente vibraciones. En el caso de la plataforma-bastidor, la unión se podría también materializar mediante soldadura.

Previo al montaje de la carrocería sobre el bastidor, es conveniente la revisión del alineamiento del bastidor según (figura 2.18), una mala alineación conllevaría a la aparición de vibraciones y marcha irregular del vehículo que acortarían la vida del mismo.

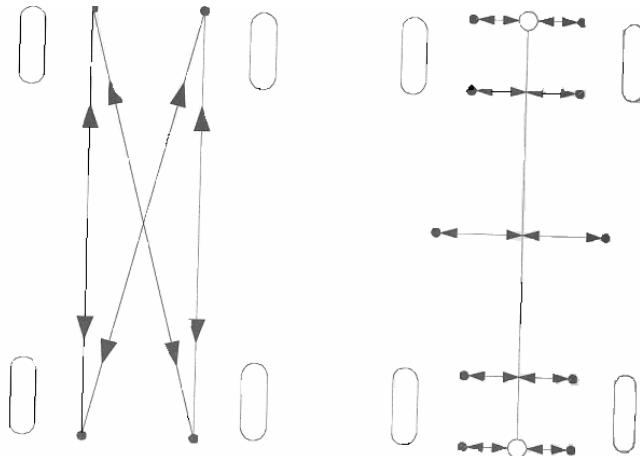


Figura 2.18. Alineado de largueros y travesaños.

2.6.3 UNIONES BASTIDOR AUXILIAR-BASTIDOR ORIGINAL EN VEHÍCULOS INDUSTRIALES.

En el presente apartado, se describirá resumidamente las principales tendencias constructivas que se siguen en la actualidad en el diseño de anclajes de seguridad entre bastidores originales y auxiliares de vehículos industriales, de acuerdo con las normas de carrozado que establecen los principales constructores entre otros FORD, NISSAN, VOLVO, MERCEDES BENZ, MAN, SCANIA, DAF, IVECO, etc.

La fijación o unión entre el bastidor auxiliar y el bastidor original del chasis del vehículo tiene una importancia decisiva para el comportamiento en carretera del vehículo y la duración de la carrocería del mismo. Se desea que las tensiones del bastidor auxiliar y de la carrocería no sean excesivas cuando el vehículo circule por superficies irregulares y para evitar posibles restricciones a la movilidad del mismo, es preciso montar un bastidor auxiliar que permita cierta movilidad con respecto al bastidor principal (figura 2.19).

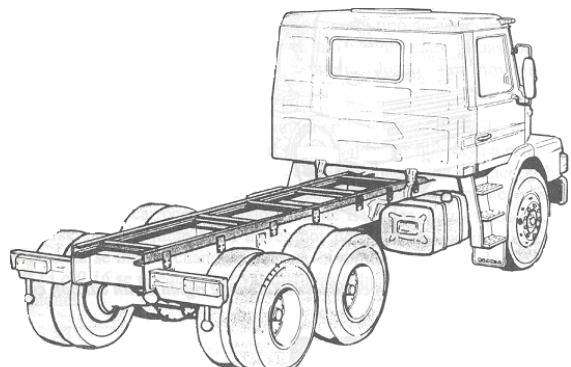


Figura 2.19. Bastidor auxiliado montado sobre el original.

La tendencia actual entre los principales fabricantes es el montaje de diferentes tipos de anclajes que permitan asegurar la carrocería al bastidor, y que se clasifican en función de si la carrocería es torsionalmente rígida o flexible.

- Una carrocería torsionalmente rígida sería aquella en la que, debido al uso para el que está concebida, no es posible un movimiento relativo entre los largueros del bastidor auxiliar y el bastidor original del vehículo. Ejemplo de éste tipo de estructura de carrocería se tiene en los vehículos cisterna figura 2.20.
- Las carrocerías torsionalmente flexibles son aquellas en que se permite un cierto movimiento relativo entre el bastidor auxiliar y el bastidor original del vehículo, por lo que cada uno de los largueros deberá calcularse desde el punto de vista resistente, por separado figura 2.21.

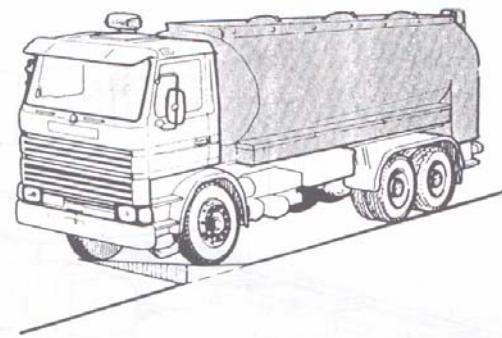


Figura 2.20. Ejemplo de carrocería torsionalmente rígida de un camión cisterna.

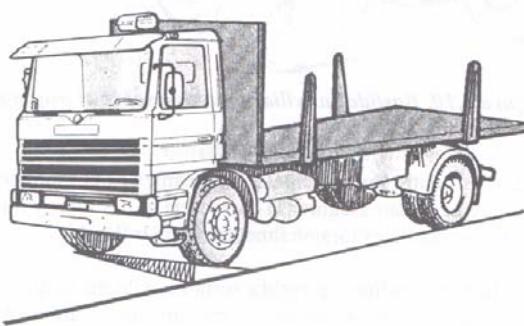


Figura 2.21. Ejemplo de carrocería torsionalmente flexible camión plataforma.

2.7 TIPOS DE CARROCERÍA.

Aunque en el nombre dado a los diversos tipos de carrocerías existe una cierta confusión (debida especialmente a los diferentes nombres que se dan en francés, inglés o italiano a carrocerías esencialmente iguales), se va a dar las denominaciones más comúnmente aceptadas en castellano, que coinciden básicamente con las descritas por las normas [ISO] y la norma [DIN 70010], aunque se procurará indicar para cada tipo de carrocería otros nombres con los que se la pueda conocer. De esta forma, se distinguirá entre automóviles de turismo y vehículos comerciales.

2.7.1 AUTOMOVILES DE TURISMO.

Dentro de este grupo, donde se engloba una gran cantidad de tipologías, se va hacer una clasificación previa en función del número de puertas del vehículo; se distingue pues entre automóviles de dos (o tres) puertas y automóviles de cuatro (o cinco) puertas.

2.7.1.1 CARROCERIAS CON DOS PUERTAS.

En líneas generales las carrocerías provistas de dos puertas se suelen fabricar para dos tipos diferentes de vehículos. Por un lado, los que resultan de escasa longitud por tratarse de coches utilitarios concebidos especialmente para su utilización en ciudad; en estos casos la longitud relativamente pequeña hace que la aplicación de las cuatro ruedas hace a estas excesivamente estrechas y molestas para el paso de los ocupantes, de modo que la solución de poner solamente dos puertas resulta la mas plausible. Por otra parte, los coches con tendencias deportivas, mucho más caros en contraposición con los anteriores, también suelen decidirse por la solución de dos puertas laterales ya que al no disponer de plazas en la parte trasera (aunque algunos disponen de dos plazas

infantiles) la solución de cuatro puertas resulta innecesaria. En este grupo cabe distinguir los siguientes tipos de carrocerías:

- Coach.
- Coúpe.
- Cabriolé.
- Roadster o Spider.
- Vehículo utilitario o Truck Station Wagon.

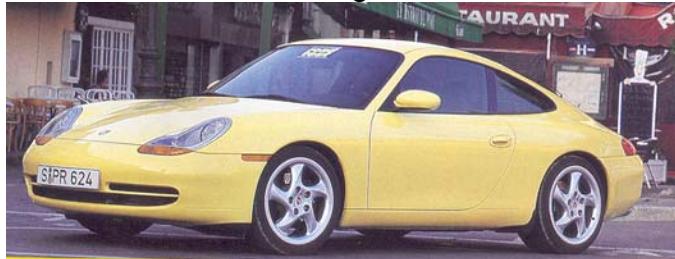


Figura 2.22. Típica carrocería de un coúpe.

2.7.1.2 CARROCERIAS CON CUATRO PUERTAS.

Se encuentran integradas dentro de este grupo las siguientes tipologías:

- Berlina.
- Limusina.
- Familiar.



Figura 2.24. Mercedes familiar.



Figura 2.23. Carrocería de tipo Berlina.

2.7.1.3 AUTOMOVILES DE TURISMO ESPECIALES.

Dentro de esta categoría se encuentran:

- Automóviles de turismo para usos múltiples.
- Automóviles de turismo especiales. Se incluyen dentro de esta categoría a la mayoría de los vehículos todo terreno.

Tanto en un caso como en otro, se trata de vehículos adaptados o concebidos originalmente para usos concretos (cochecitos eléctricos, ambulancias, coches fúnebres, etc.).

2.7.1.4 VEHÍCULOS COMERCIALES.

Se incluyen en esta categoría [2.4]:

- Autobuses. Vehículos para el transporte de más de 9 personas en plazas que pueden ser de pie o sentada (autocar) en función de su tipología. La acepción de autobús engloba: Minibús, autobús urbano o interurbano, trolebús, autocar, etc. figura 2.24.
- Camiones. Vehículos industriales destinados al transporte de mercancías figura 2.25.



Figura 2.24. Autobús.



Figura 2.25. Camión

2.8 DISEÑO ACTUAL DE BASTIDORES.

En esta parte el duelo estética-dinámica permanecerá porque los dos conceptos son consubstanciales con el hombre (figura 2.26) pero los dos se verán favorecidos por el avance esperado de las nuevas tecnologías (computarización, láser, etc.)



Figura 2.26. Diseño futurista de marcado carácter aerodinámico.

No cabe duda de que las disponibilidades limitadas de energía tradicional durante los próximos años obligaran a adoptar cada vez mas formas aerodinámicas que disminuyan los consumos, pero tratando al mismo tiempo de "educar" progresivamente el criterio estético subjetivo del usuario (diseños como el Twingo o el Tigra eran impensables hace 15 o 20 años). Las técnicas de diseño asistido en 3-D (figura 2.27) favorecerán enormemente la tarea de los diseñadores y ahorrarán mucho dinero (bocetos, maquetas, modelos 1:1, etc.)



Figura 2.27. Proceso de diseño de una carrocería asistido por ordenador.



Figura 2.28. Líneas de flujo en un túnel de viento.

La técnica láser permiten una mejor observación real de las perturbaciones dinámicas del aire en la prueba del túnel de viento (figura 2.28) y por lo tanto saber como corregir la forma de la "piel" del automóvil del futuro.

2.8.1 ASPECTOS PARA LA CONSTRUCCIÓN DE LA CARROCERÍA

Cinco conceptos marcaran el futuro en cuanto a los materiales a utilizar en la construcción de las carrocerías (algunos de ellos contrapuestos):

- Peso.
- Costo.
- Compatibilidad ecológica.
- Seguridad pasiva.
- Confort.

2.8.1a PESO

Está claro que la tendencia debería ser a disminuir el peso (menor consumo) siempre que la seguridad del habitáculo lo permita (espacio vital). Se presenta cambio paulatino para el uso de materiales alternativos al acero (aluminio, plásticos, composites, etc.). (Figura 2.29 y Tabla 2.1).

2.8.1b COSTO.

Nunca hay que perder de vista este concepto cuando se avanzan predicciones en futuro tecnológico, por ejemplo, la carrocería de aluminio integral (Audi A8) reduce el peso del vehículo en 100 ó 120 Kg., y por lo tanto, consumo, aunque no compensa el mayor costo del aluminio ni la energía primaria necesaria para obtenerlo.

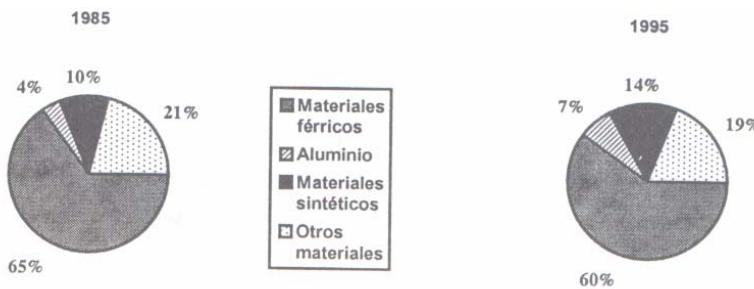


Figura 2.29. Evolución de la importancia relativa de los distintos materiales empleados en la industria automovilística en los últimos 10 años.

Tabla 2.1. Propiedades de los materiales empleados en la construcción de carrocerías de automóviles.

MATERIAL	Espesor (mm)	Densidad (g/cm³)	Masa/Area (Kg/m³)
Chapa de acero	0.9	7.8	7.02
Plástico reforzado con fibra de vidrio	2.5	1.7	4.25
Aluminio	1.3	2.7	3.51

2.8.1c COMPATIBILIDAD ECOLÓGICA.

Tal como evoluciona la sensibilidad humana ante el hecho ecológico, no se puede pensar en materiales alternativos al acero que no sean reciclables. En este aspecto la legislación será cada día más exigente y limitará bastante la capacidad de elegir por parte de los proyectistas del automóvil.

2.8.1d SEGURIDAD PASIVA.

A parte de la propia seguridad estructural del habitáculo, se asistirá la implantación sistemática de nuevos elementos como bolsas de aire, sistemas de retención de los cinturones figura 2.30 asientos especiales para niños, etc.

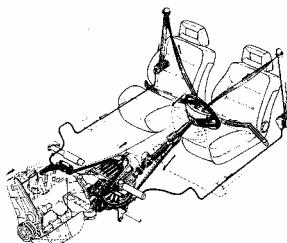


Figura 2.30. Sistema de cinturones autotensables y retroceso del volante VOLKSWAGEN.
2.8.1e CONFORT.

Mejorar el confort de los usuarios también será un objetivo prioritario en los próximos años. La generalización de los climatizadores, la reducción del nivel de ruidos (encapsulado del motor, figura 2.31) la eliminación de los olores y vapores del combustible, etc., son proyectos que ya están en marcha.



Figura 2.31. Motor encapsulado en VW GOLF.

2.8.2 BASTIDORES AUTOPORTANTES (SUBCHASIS).

El diseño de un bastidor tiene por objetivo conseguir una estructura de alta resistencia pero con el menor peso posible y el menor costo.

En la actualidad los diseños de bastidores más comunes son los autoportantes. El bastidor autoportante cuenta actualmente con un diseño de dos elementos, una jaula central y un subchasis delantero, pudiendo llevar en la parte trasera un

subchásis si el coche es de tres cuerpos. En la figura 2.32 se muestra una jaula central de una carrocería autoportante. En ella se aprecian los finos largueros (1) y travesaños (2) que aseguran una estructura de alta rigidez consiguiendo una gran superficie acristalada que mejora la visibilidad notoriamente. El piso inferior está protegido mediante chapas (3) que unen los travesaños inferiores y que también dan rigidez estructural. El techo posee refuerzos transversales (4) integrados para caso de vuelco y los montantes (5) de las puertas son reforzados. Esta jaula se diseña para que tras una colisión quede lo mas inalterada posible de forma que se respete el habitáculo de seguridad de los ocupantes.

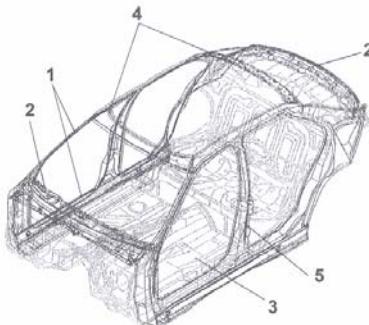


Figura 2.32. Estructura de jaula de un bastidor autoportante

En la figura 2.33 se muestra la disposición de subchásis delantero (1) y trasero (2) en un vehículo actual así como los refuerzos en los montantes de marcos (3) y puertas (4). El subchásis es una estructura que va anclada a la jaula mediante elementos elásticos que amortigua, en parte tanto ruidos como vibraciones que se transmiten desde los trenes hasta la propia carrocería de tal forma que se consigue una suspensión adicional. La principal ventaja del subchásis es la de reducir el peso además contribuir notablemente a la seguridad del vehículo permitiendo una deformación más controlada ante impacto que proteja mejor el habitáculo evitando la intrusión de elementos del automóvil como ruedas, etc.

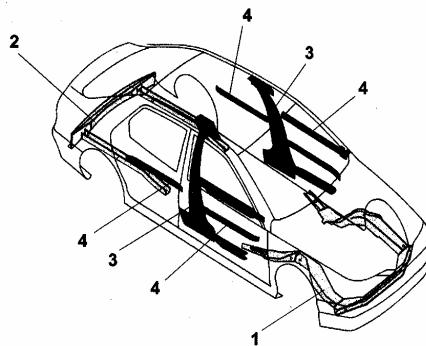


Figura 2.33. Concepto de subchasis y refuerzo de jaula

Al subchasis delantero se anclan distintos elementos del vehículo como suspensión (1), dirección (2), frenos (3), ruedas (4), etc. aislando el tren delantero de la carrocería tal y como se muestra en la figura 2.34. En cuanto a la chapa utilizada en la construcción de la carrocería, actualmente se están utilizando espesores de chapa galvanizada de 0.7 y 0.8 mm. en zonas críticas como techos y puertas llegando a obtener resistencias de hasta 420 N/mm². En caso de colisión, la seguridad del habitáculo de los ocupantes no solo depende de la rigidez global de la estructura en sí, sino que además depende de la perfecta combinación de los elementos que la componen. Es decir, los elementos de la estructura deben ser diseñados no solo de forma individual sino también teniendo en cuenta su integración en el conjunto siendo la deformación de todos los elementos distinta.

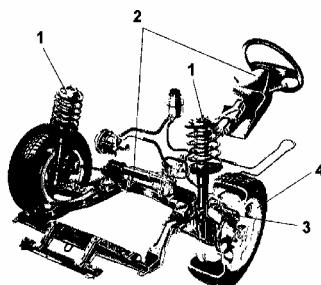


Figura 2.34. Montaje de distintos sistemas sobre el subchasis.

Tanto los parachoques, amortiguadores de impacto y subchasis deben tener menor rigidez que la jaula para que en la colisión absorban la mayor parte de la energía del impacto. La geometría de estos elementos se diseña de forma que la deformación es programada, así por ejemplo los largueros longitudinales del subchasis llevan muescas que guían la forma de plegado más optima y las soldaduras están diseñadas para que partan antes de que los largueros puedan introducirse en el habitáculo del pasajero. La máxima rigidez se exige en los elementos donde comienza el espacio de supervivencia. En la figura 2.35 se muestra un elemento de deformación controlada. El resultado final debe ser que tras el impacto el espacio de supervivencia se mantenga intacto siendo la zona delantera o trasera las que se queden totalmente deformadas.

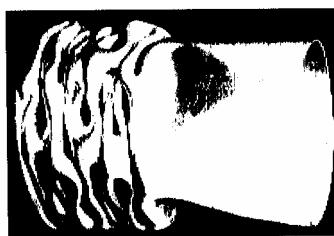


Figura 2.35. Deformación controlada.

El diseño de los bastidores se realiza actualmente mediante complejos programas de cálculo por elementos finitos (FEM) como ADAMS o ANSYS que han permitido

mejorar las características de algunos modelos hasta en un 45% en rigidez torsional dinámica y un 60% la estática. Estos programas permiten diseñar los distintos elementos de la estructura ante distintas situaciones de flexión, torsión, fatiga, impacto, etc. de forma que se pueden diseñar distintos modelos alternativos en un corto espacio de tiempo y sin la necesidad de ensayarlos todos. Estos programas permiten también simular colisiones pudiendo analizar las deformaciones producidas y el comportamiento del vehículo posterior al accidente.

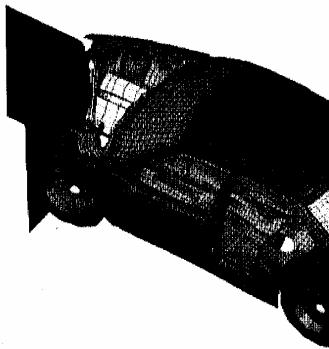


Figura 2.36. Mallado de una carrocería por elemento finito.

En la figura 2.36 se muestra una estructura analizada por FEM realizada con estos programas, y el resultado de una colisión simulada. En el se aprecia como el mallado se condensa en aquellas partes donde los esfuerzos pueden ser los críticos.

2.8.3 "MASTER MODEL" COMO NACE UNA CARRROCERIA MODERNA.

En este apartado se explica el proceso seguido por los ingenieros especializados en el diseño de carrocerías cuando se les encomienda el trabajo de la creación de una carrocería para un nuevo automóvil. En primer lugar cabe decir que, en la actualidad, el diseño de la carrocería no se realiza independientemente de todo el conjunto estructural del automóvil. Es decir, cuando se pretende desarrollar un nuevo modelo de automóvil, tanto la parte mecánica como la carrocería, se diseñan conjuntamente entre si, de acuerdo con los objetivos que el nuevo modelo trate de lograr en el mercado. La creación de un nuevo modelo es el fruto de varios años de trabajo en el mismo, se requieren periodos de preparación que no suelen ser inferiores a 3 a 5 años previos a su lanzamiento en el mercado, por lo que el factor previsión juega un papel fundamental en la fase de diseño. Es importante tener información precisa acerca de las siguientes áreas:

- Estado del mercado dentro de diez años en lo que respecta a preferencias y apetencias del público que pueda estar interesado en el resultado del proyecto.

- Estado de la legislación para ese mismo periodo de tiempo. Resulta vital en un sector productivo tan regulado e influenciado anticiparse a los propios legisladores; de no hacerse así un cambio en la legislación podría llevar a la ruina con el trabajo de varios años.
- Por último, conviene estar muy atento a las tendencias y proyectos que se preparan en las oficinas técnicas de las demás casas constructoras para seguir las tendencias técnicas y estilísticas con mas futuro y tratar de profundizar en ellas.

En función de todas estas previsiones y de una manera muy general, se traza un programa de objetivos que determinarán tras su estudio y discusión, el llamado programa de investigación del que se derivará el ulterior desarrollo del proyecto.

Programa de objetivos

En el programa de objetivos se perfila el retrato robot del tipo de vehículo que se pretende conseguir establecido especialmente desde los siguientes parámetros: consumo, prestaciones, habitabilidad, tipo de confort y manejabilidad.

Programa de investigación

Una vez que se han centrado criterios sobre todos los aspectos anteriores se pasa a desarrollar un programa de investigación que establezca los pasos a seguir en la realización del proyecto.

Puesta en práctica del plan

Una vez terminadas todas las tareas previas de programación del trabajo, se pasa a la práctica con el consiguiente desarrollo del plan. Para la creación del proyecto inicial se comienza por distribuir las plazas que han sido asignadas en el programa de objetivos teniendo en cuenta la longitud máxima que ha de tener el vehículo inicialmente. De cara al estudio de la habitabilidad, se ensaya primero sobre una cuadricula la disposición ocupada por los pasajeros durante la marcha, distinguiendo la posición del conductor de la del pasajero (generalmente esta fase de diseño, al igual que las que le siguen suele ser asistida por ordenador). Se busca la solución que garantice la máxima comodidad a los pasajeros, compatible con el espacio disponible: las distintas partes del cuerpo deben formar ángulos próximos a los de mejor confort, de acuerdo con el correspondiente estudio de biomecánica y ergonomía. De acuerdo con ello se pasa a diseñar la forma general primera del vehículo en cuanto a su habitabilidad figura 2.37. A partir de este estudio tenemos ya unas directrices marcadas para el siguiente paso: el estudio de la forma exterior (piel) del vehículo.

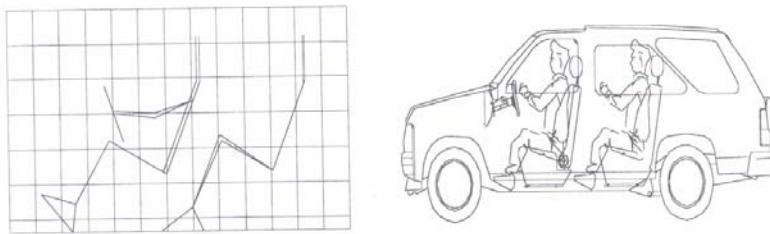


Figura 2.37. Gráfico (izquierda) y esquema (derecha) de habitabilidad de un vehículo.

El estudio de la forma exterior se lleva a cabo con la ayuda de un ordenador al que se le introducen los datos de las medidas logradas en los esquemas de habitabilidad, las medidas generales del vehículo y los coeficientes aerodinámicos que se consideraron convenientes en el programa de objetivos.

Todos estos datos junto con los condicionamientos que impone la seguridad, la legislación y los criterios estilísticos del diseñador, permitirán definir uno o varios diseños iniciales para la piel del vehículo en proyecto, eligiendo siempre el que reúna las características mas convenientes para cumplir las condiciones establecidas por el programa de objetivos. De esta forma, el o los diseños seleccionados, se obtienen en forma de planos por el propio ordenador, planos que son posteriormente materializados en maquetas a una escala adecuada (generalmente 1:5) de forma que el tamaño resulte ya apropiado para la experimentación en el túnel de viento, donde son retocados ciertos acabados para evitar, en la medida dentro de lo posible, turbulencias y reflujo que afecten negativamente a la aerodinámica del vehículo. Se logra de esta manera una carrocería aerodinámicamente estable; en este momento, puede decirse que se dispone ya de todos los trabajos del proyecto preliminar (anteproyecto), ahora se pasará al proyecto ejecutivo.

El primer paso del proyecto ejecutivo es la realización de una maqueta de forma y otra de habitabilidad, ambas a escala 1: 1 que permite el estudio de detalle tanto de la piel como del habitáculo. Una vez aprobadas las dos maquetas, se pasará a la relimitación de las distintas piezas en que será seccionada la carrocería, tanto la "piel" como los elementos estructurales sobre los que se apoyará aquella, buscando el compromiso entre economía de la producción, facilidad de reparabilidad y posibilidad de cambios ulteriores en el diseño de ciertas piezas una vez que esté siendo producido el vehículo, maquinabilidad, etc.

El fraccionamiento permite así dividir en conjuntos, subconjuntos y piezas elementales el complejo ensamblaje de la carrocería. Todo está preparado ya para realizar el plano de forma o "Master Model Draft" (planos del vehículo a escala 1:1). A partir de estos planos se van haciendo las piezas en chapa (a mano), piezas con las que se construirán los prototipos sobre los que se efectuarán las pruebas.

2.8.3.1. MEDIDAS EXTERIORES.

Las dimensiones exteriores del vehículo vienen delimitadas por los siguientes factores:

- Concepción del asiento y del portaequipajes.
- El motor y el radiador.
- Los conjuntos auxiliares y los montajes especiales.
- Las necesidades de espacio de las ruedas amortiguadas o viradas del todo (suplemento para cadenas para nieve).
- Los parachoques delantero y trasero.
- Las consideraciones aerodinámicas.
- La altura libre sobre el suelo (aprox. 100 a 180 mm.).
- La influencia de la anchura de construcción en la instalación de los limpiaparabrisas.

2.8.3.2 MEDIDAS DEL ESPACIO INTERIOR.

La concepción dimensional depende del tipo de carrocería, tipo de tracción, periferia del conjunto, tamaño deseado del habitáculo, volumen del portaequipajes y condiciones tales como comodidad, seguridad y servicio. Las posiciones de los asientos se determinan según los conocimientos ergonómicos. Según [DIN 33 408], para hombres plantillas del 5, 50 y 95%; y para mujeres plantillas del 10, 50 y 95%, donde el porcentaje indica el tanto por ciento de hombres o mujeres (según el caso) con un cuerpo mas pequeño que el de la plantilla.

Las plantillas SAE, según [SAE J 826], proporcionan las dimensiones de los segmentos del muslo y pantorrilla según porcentajes del 10, 50 y 95%. Como requisito legal para muchos países se exige que el constructor emplee las plantillas SAE para fijar el punto de referencia del asiento. La plantilla de la forma del cuerpo [DIN 33408] se muestra especialmente indicada para el estudio de la disposición dimensional de los asientos y los espacios destinados a los ocupantes.

El punto de referencia del asiento (SRP."Seating Reference Point", que suele coincidir con el SIP "Seating Index Point"), o punto H, el punto del talón, la distancia vertical y horizontal entre ambos, así como el ángulo del cuerpo fijado por el fabricante del vehículo constituyen el fundamento tridimensional para la disposición del asiento del conductor. Así, por ejemplo, partiendo del punto de referencia del asiento:

- Se definen las posiciones de la elipse ocular [SAE J 941] y de los puntos oculares [RREG 77/649] como base para la determinación de la visión directa del conductor.

- Se fijaran las superficies envolventes que describen el espacio al alcance, para la posición de las piezas de maniobra y mando.
- Se fijara el punto del talón (AHP "Accelerator Heel Point") como punto de referencia para la disposición de los pedales.

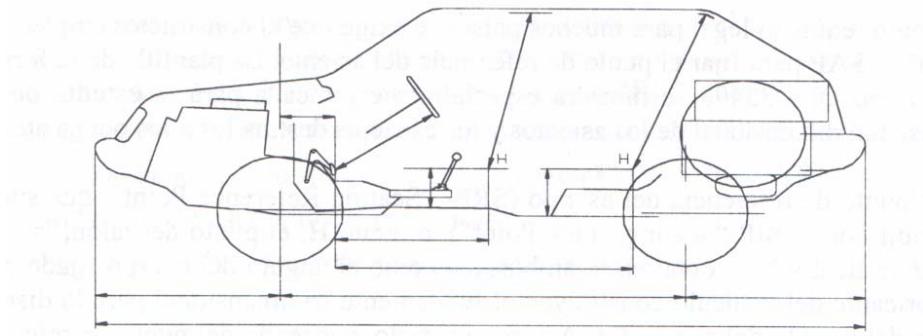


Figura 2.38. El punto H como referencia de las dimensiones del vehículo.

Según el tipo de vehículo a desarrollar y las medidas de los ocupantes exigidas, se obtienen los diferentes ángulos del cuerpo de las plantillas SAE y las distancias entre los puntos de referencia del asiento del conductor y del asiento trasero. Así pues, la altura del asiento influirá en gran medida sobre las medidas longitudinales.

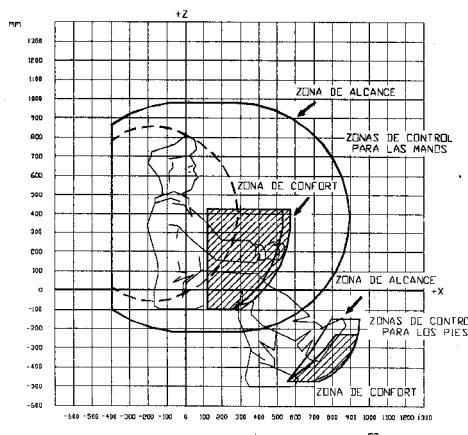


Figura 2.39. Zonas de confort y alcance (vista lateral)

La anchura del habitáculo, por su parte, dependerá de la anchura exterior planificada, de la forma lateral ("caída"), de los mecanismos de las puertas y de la necesidad de espacio de los conjuntos (puente del eje, disposición de la instalación del tubo de escape, etc.).

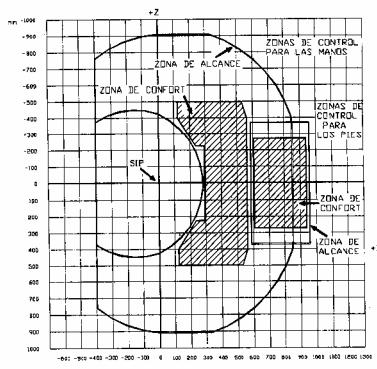


Figura 2.40. Zonas de confort y alcance (vista en planta).

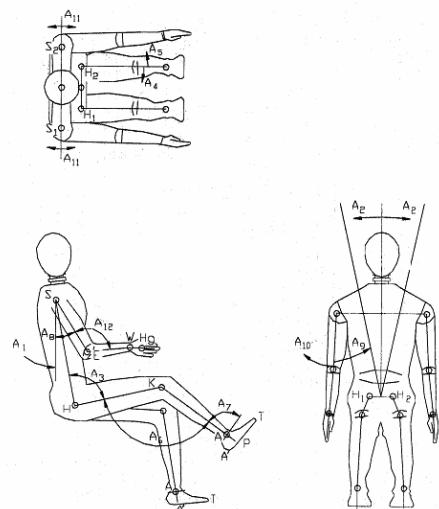


Figura 2.41. Esquema de la nomenclatura usada para definir las distintas dimensiones humanas a tener en cuenta el diseño ergonómico del habitáculo.

2.8.3.3 MEDIDAS DEL PORTAEQUIPAJES.

El tamaño y la forma del portaequipajes dependen de la construcción de la parte trasera del vehículo, de la posición del depósito de combustible, del emplazamiento de la rueda de recambio y del alojamiento del silenciador principal.

2.8.4 CÁLCULO DE UNA CARROCERIA

Para el cálculo de los esfuerzos que ha de soportar una carrocería, en los últimos años se ha tornado como norma el empleo del método de los elementos finitos. A pesar de las innegables ventajas que introduce el análisis de las carrocerías mediante el método de los elementos finitos, como son la determinación de los procesos de transmisión de esfuerzos y concentradores de tensiones en una estructura complicada como es la carrocería; facilidad para introducción de variantes en la estructura original (gruesos de chapa, refuerzos, materiales) e

incorporación de materiales anisótropos. El método de los elementos finitos también presenta ciertos inconvenientes derivados de que la exactitud en los resultados depende del tipo de elemento, de su numero y de su distribución en la estructura; de las variaciones del grueso real de la chapa como consecuencia de las embuticiones; de la anisotropía local del material después de ser laminado y embutido; y de las uniones soldadas que no se pueden modelar de forma precisa.

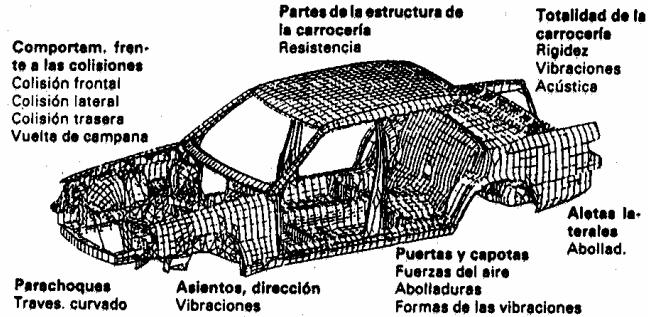


Figura 2.42. Cálculo de la estructura de una carrocería mediante elementos finitos.

2.8.4.1 CÁLCULO DE LA RESISTENCIA

Además de las cargas especiales causadas por sistemas de sujeción y cargas colgantes, que se calculan por el método de los elementos finitos, las piezas portantes de la carrocería tales como montantes, travesaños y piezas aplicadas (por ejemplo, el parachoques) están sometidas frecuentemente a carga aislada como flexión o torsión. En estos casos resultan ventajosos los cálculos de las secciones, para los que existen los correspondientes programas. El cálculo se realiza mediante la división de las secciones portantes de paredes, mas elementos.

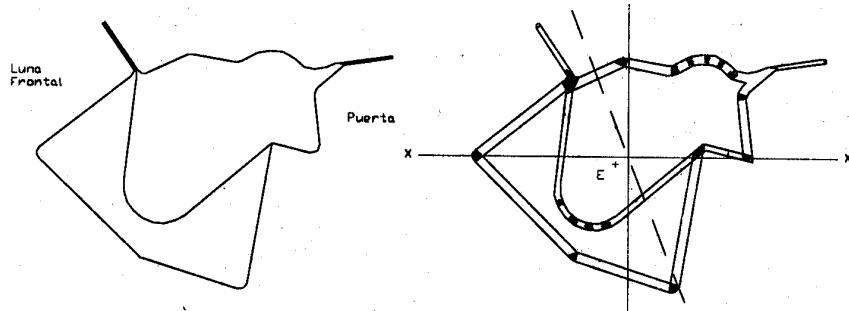


Figura 2.43. Cálculo de las secciones mediante elemento finito.

En el siguiente diagrama se refleja un esquema de la metodología seguida para el análisis de la estructura de una carrocería mediante elementos finitos.

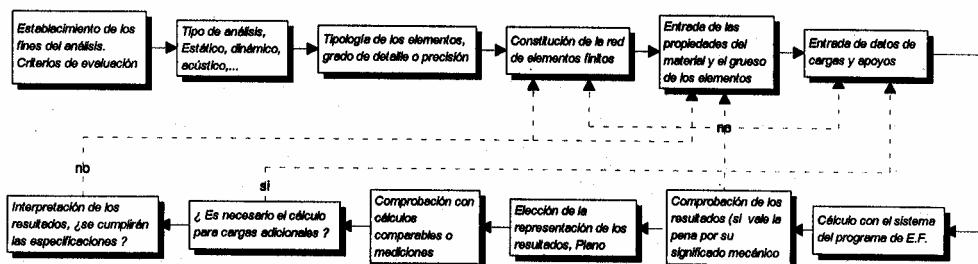


Figura 2.44. Diagrama de la metodología para análisis de una estructura de una carrocería por elemento finito.

2.8.5 NUEVOS MATERIALES.

En la actualidad los bastidores y carrocerías habituales están realizados en acero y chapa, pero ya existen automóviles que se realizan en aleaciones de aluminio y materiales compuestos. Estos nuevos materiales tienen la principal característica de tener altas prestaciones en rigidez con una reducción considerable de peso frente a los aceros convencionales.

2.8.5.1 ALEACIONES DE ALUMINIO.

El uso de aleaciones de aluminio en el automóvil ya es patente en varios vehículos de serie fundamentalmente en la fabricación de piezas de motor, elementos de suspensión, subchasis, llantas ligeras, asientos, etc.

En la tabla 2.2 se muestra una comparación entre las propiedades de dos materiales metálicos aplicados en el transporte terrestre.

Tabla 2.2. Comparación entre las propiedades de dos materiales metálicos aplicados en el transporte terrestre.

Material	Límite elástico Mpa.	Resistencia a cortadura Mpa
Acero A42	260	150
Aluminio Simagal 63-T5	170	100

En la figura 2.45 se aprecia el bastidor monocasco completo con un despiece de la carrocería

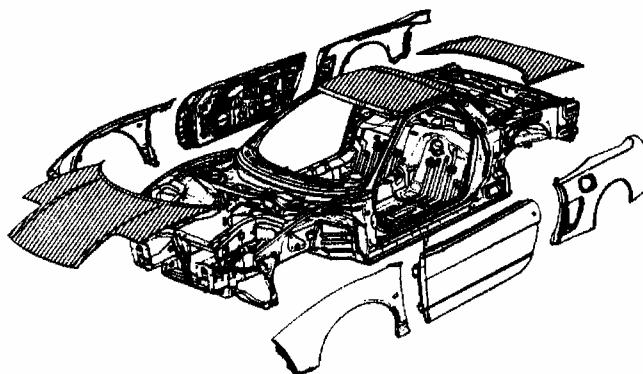


Figura 2.45. Bastidor carrocería realizada en aleaciones de aluminio.

2.8.5.2 MATERIALES COMPUESTOS.

Los materiales compuestos han sido introducidos progresivamente en el mundo del automóvil ya que en la actualidad cumplen perfectamente con los requerimientos exigidos por los materiales utilizados en el sector del transporte. Un material compuesto es un conjunto de fibras (continuas o de un material resistente que están situadas en un material de baja resistencia mecánica que hace de matriz. Esta matriz solo tiene la misión de mantener la disposición geométrica de las fibras. Ante un esfuerzo la matriz transmite las solicitudes a las fibras que son las que realmente aportan la rigidez del material. Las fibras (5-15 mm.) suelen ser: vidrio, aramida (kevlar), carbono (alto modulo de elasticidad), boro, carburo de silicio; y pueden estar orientadas de distintas formas (unidireccional, tejidos bidimensionales o tridimensionales). En la figura 2.46 se muestran distintas orientaciones de materiales compuestos.

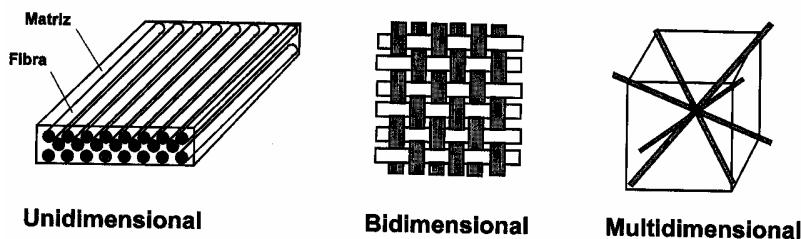


Figura 2.46. Orientación en materiales compuestos.

En la figura 2.47 se muestra un ejemplo de automóvil con una carrocería de acetato reforzado par una plataforma inferior (A) en material compuesto tipo sándwich de fibra de vidrio que va pegada y atornillada al conjunto. El tubo central para la transmisión refuerza el conjunto dándole gran rigidez a torsión. El resto de las piezas de la carrocería que se aprecian en la figura están realizadas en materiales compuestos.

Tabla 2.3. Densidades de distintos materiales.

MATERIAL	DENSIDAD (kg/m ³)
Acero	7800
Aluminio	2700
Kevlar (60% vol.) epoxi	1460
Carbono T300 (70% vol.) N5200	1600
Vidrio E (45% vol.) poliéster	1926

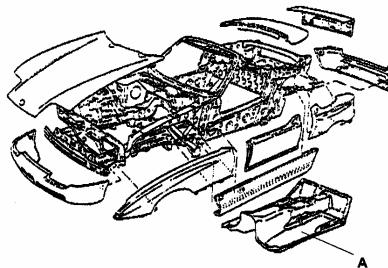


Figura 2.47. Bastidor autoportante de acero y material compuesto carrocería de material compuesto.

2.8.6 RECICLAJE DE MATERIALES.

En la actualidad un automóvil convencional posee entorno a un 80% de materiales metálicos y un 20% restante compuesto por plásticos y compuestos, vidrios, caucho, etc. En la figura 2.48 se aprecia la distribución de materiales en un automóvil. El porcentaje actual de reciclado se sitúa en el 75% del material. El resto del material de desecho del vehículo tan solo supone un 2% de los residuos industriales y domésticos.

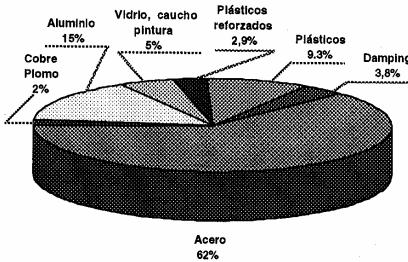


Figura 2.48. Distribución en % en peso de materiales en un automóvil actual.

2.8.7 AEORODINÁMICA.

La fuerza que ejerce el aire sobre el vehículo es directamente proporcional a la superficie enfrentada y al cuadrado de la velocidad de marcha. El coeficiente de

penetración aerodinámica es el parámetro que da idea de la resistencia aerodinámica que presenta un automóvil. Este coeficiente C_x tiene un valor de 0.3-0.45 para turismos normales y 0.2-0.3 para turismos con perfil aerodinámico.

En la figura 2.49 se muestra un automóvil con todas estas características alcanzando un C_x de 0.29 propio de los deportivos.

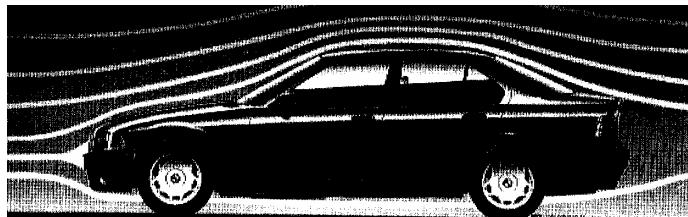


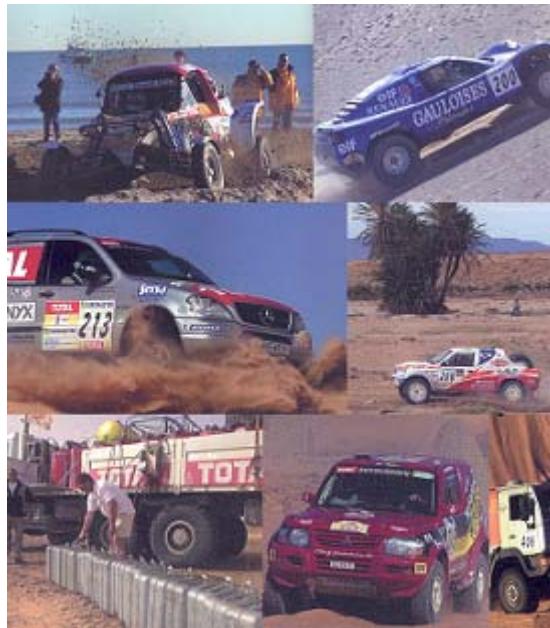
Figura 2.49. Berlina con coeficiente C_x de 0.29.

2.9 REFERENCIAS.

- [2.1] C. Nash Frederick. Fundamentos de mecánica automotriz. Diana ,1er edición 33ava. impresión 1992.
- [2.2] Font Mezquita José, Dols Ruiz Juan. Tratado sobre automóviles Volumen I. Editorial Alfaomega / Universidad Politécnica de Valencia, 2000.
- [2.3] Calvo Martín Jesús, Miravete de Marco Antonio. Mecánica del automóvil actualizada. Servicio de publicaciones, Centro Politécnico Superior Universidad de Zaragoza 1997.
- [2.4] Revista Automotive engineering international. SAE international. Diciembre 2002.
- [2.5] Font Mezquita José, Dols Ruiz Juan. Tratado sobre automóviles Volumen II. Editorial Alfaomega / Universidad Politécnica de Valencia, 2000.
- [2.6] Gerardo Plata Contreras. Diseño, análisis y construcción de un chasis para un auto SAE Mini Baja, Tesis de Maestría México SEPI-ESIME-IPN, 2003.
- [2.7] Internet, SAE Internacional, www.sae.org

CAPITULO 3

ANÁLISIS NUMÉRICO-EXPERIMENTAL APLICADO A ESTRUCTURAS MÓVILES.



En este capítulo se considera la teoría para realizar el análisis experimental en el chasis del carro SAE Mini-Baja.

3.1 MÉTODOS EXPERIMENTALES.

Tradicionalmente, han sido los métodos experimentales los que han permitido conocer la distribución de tensiones en los sólidos elásticos sometidos a solicitudes exteriores arbitrarias [3.1].

En los últimos años se han desarrollado métodos numéricos para resolver estos problemas, pero lo que entonces parecía como un método que iba a desplazar totalmente a los métodos experimentales, aparece hoy día como un método que tiene importantes limitaciones y que obliga a los especialistas de la materia a la búsqueda de métodos híbridos que hagan que ambos, experimentales y numéricos, se complementen mutuamente.

3.1.1 FINALIDAD DEL MÉTODO EXTENSOMÉTRICO.

El objetivo que se persigue con los métodos experimentales es el conocimiento de la distribución de tensiones en un sólido elástico. Con los métodos extensométricos se llega al conocimiento del estado tensional mediante la obtención experimental de los desplazamientos, dada la relación lineal existente entre tensiones y deformaciones.

Por ejemplo, el sólido representado en la figura 3.1, se considera un punto M , en el cual se desea conocer el valor de la deformación longitudinal unitaria en la dirección del eje x . Si procede experimentalmente marcaría los puntos A y B que determinan un segmento en la dirección del eje x y tales que M es el punto medio. Al cargar el sólido y deformarse, la distancia $AB = l_o$ ha experimentado una variación de longitud Δl_o , por lo que la deformación longitudinal unitaria en M , en la dirección del eje x será:

$$\varepsilon_x = \frac{\Delta l_o}{l_o} \quad (3.1)$$

Pero el valor es obtenido operando de la forma indicada no es exacto, salvo en el caso que sea una función lineal de la abscisa x . Se habrá cometido un error, que depende del gradiente de deformaciones y de la longitud l_o del segmento.

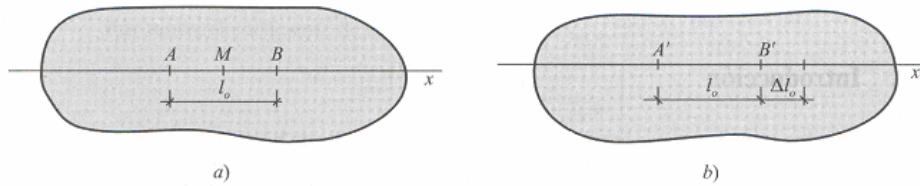


Figura 3.1. Representación de deformaciones en un sólido.

Véase, pues, una primera particularidad que se presenta en los métodos extensiometrados: la dificultad de calcular con exactitud la matriz de deformación en un determinado punto del sólido elástico[3.2]..

Históricamente, los métodos extensiometrados han ido evolucionando. Los primeros aparatos que se emplearon para la medida de deformaciones eran instrumentos mecánicos que se aplicaban directamente sobre la zona a estudiar, como es el caso del extensómetro de Huggenberger, cuyo esquema se indica en la Figura 3.2.

Es fácil obtener la relación entre el desplazamiento Δl_o de la aguja y el alargamiento de la pieza en la que se está midiendo la deformación. Como se tiene:

$$\left. \begin{array}{l} \frac{\Delta l'}{\Delta s} = \frac{a_2}{a_1} \\ \frac{\Delta s}{\Delta l} = \frac{b_2}{b_1} \end{array} \right\} \Delta l' = \frac{a_2 b_2}{a_1 b_1} \Delta l \quad (3.2)$$

El factor de amplificación de la deformación es $\frac{a_2 b_2}{a_1 b_1}$.

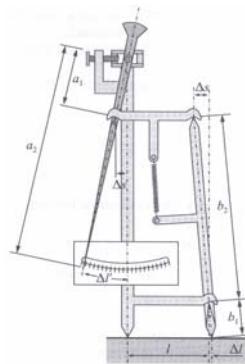


Figura 3.2. Extensómetro de Huggenberger.

Posteriormente se han desarrollado sistemas de extensiometría basados en principios ópticos, eléctricos, o incluso, acústicos. El uso más generalizado hoy día son los extensómetros de resistencia eléctrica que han relegado la utilización de los restantes a aplicaciones especiales.

3.1.2 GALGAS EXTENSOMETRICAS ELÉCTRICAS.

Fueron introducidas en 1939 por Runge y Simmons. Una galga extensométrica de resistencia eléctrica está constituida por un hilo metálico muy fino y dispuesto formando una rejilla continua, como se indica en la Figura 3.3, es decir, que la mayor parte de su longitud está distribuida paralelamente a una dirección fija, y está adherido a una base muy delgada no conductora. Los extremos del hilo, más gruesos, sirven para soldar las terminales a los cables de conexión de los instrumentos de medida.



Figura 3.3. Galga extensométrica.

Se puede admitir, en primera aproximación, que el hilo experimenta las mismas deformaciones que la superficie sobre la cual está encolada. Lord Kelvin observó que la resistencia eléctrica de un alambre aumenta cuando se alarga y que en caso contrario. Como la ecuación que da la resistencia eléctrica R de un alambre metálico de resistividad ρ , longitud l y área de la sección A , es:

$$R = \rho \frac{l}{A} \quad (3.3)$$

Si se toman logaritmos neperianos y se diferencia, se tiene:

$$\begin{aligned} LR &= L\rho + Ll - La \\ \frac{dR}{R} &= \frac{d\rho}{\rho} + \frac{dl}{l} - \frac{dA}{A} \end{aligned} \quad (3.4)$$

Ahora bien, la variación dA del área de la sección recta es debida a la contracción lateral. Si el hilo tiene antes de la deformación un diámetro d_o , el diámetro d después de la deformación tendría por expresión:

$$d = d_o \left(1 - \mu \frac{dl}{l} \right) \quad (3.5)$$

y el tercer sumando del segundo miembro de (3.4) se podrá poner en la forma

$$\frac{dA}{A} = \frac{\pi d_o^2 \left(1 - \mu \frac{dl}{l} \right)^2 - \pi d_o^2}{\pi d_o^2} \approx -2\mu \frac{dl}{l} \quad (3.6)$$

Habiendo despreciado el término de segundo grado. Por otra parte, la ley de Bridgman establece que la variación relativa de la resistividad es proporcional a la variación relativa del volumen del conductor

$$\frac{d\rho}{\rho} = C \frac{dV}{V} \quad (3.7)$$

siendo C la llamada constante de Bridgman.

Como:

$$\begin{aligned} \frac{dV}{V} &= \frac{dA \cdot l}{A \cdot l} = -2\mu \frac{dl}{l} + \frac{dl}{l} = (1 - 2\mu) \frac{dl}{l} \\ \frac{dR}{R} &= [C(1 - 2\mu) + (1 - 2\mu)] \frac{dl}{l} = k \frac{dl}{l} \end{aligned} \quad (3.8)$$

Esta ecuación indica que la medición de la variación de la resistencia eléctrica de la galga, con un equipo adecuadamente calibrado, permite obtener una lectura directa de la deformación longitudinal unitaria producida en la punta de la superficie en el que se ha adherido la galga. La constante k .

$$k = \frac{dR/R}{\epsilon} \quad (3.9)$$

El factor de sensibilidad de la galga es función, por tanto, de la aleación empleada para fabricar el conductor y de sus características metalúrgicas. Los valores de k para la mayoría de las galgas varían entre 2 y 4, circunstancia ésta que se fija con objeto de facilitar la lectura directa de la deformación. Se utilizan aleaciones que verifiquen esta acotación, ya que los valores de k para los metales puros caen fuera de este intervalo. Los instrumentos para medir la variación de resistencia eléctrica de la galga extensométrica están basados en los fundamentos del puente de Wheatstone. Sean R_1, R_2, R_3, R_4 , las resistencias situadas en las distintas ramas del puente (Fig. 3.4); V_{MN} , la diferencia de potencial entre los puntos A y C del circuito; e I_1, I_2 , las intensidades por las ramas superior e inferior, respectivamente.

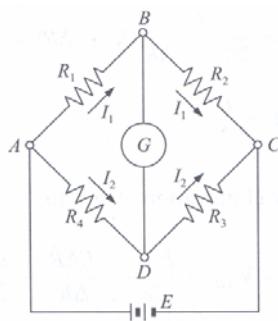


Figura 3.4. Puente de Wheatstone.

Entre las intensidades existirá la relación que se desprende al igualar la diferencia de potencial entre los puntos A y C, al considerar las ramas superior o inferior.

$$V_{AC} = I_1(R_1 + R_2) = I_2(R_3 + R_4) \Rightarrow \frac{I_1}{I_2} = \frac{R_3 + R_4}{R_1 + R_2} \quad (3.10)$$

Cuando la lectura del galvanómetro es nula indica que los puntos B y D están al mismo potencial y, por tanto:

$$\begin{aligned} V_{AB} &= I_1 R_1 \\ V_{AD} &= I_2 R_2 \end{aligned} \left\{ \begin{aligned} \frac{V_{AB}}{V_{AD}} &= \frac{I_1 R_1}{I_2 R_2} = \frac{(R_3 + R_4) R_1}{(R_1 + R_2) R_4} = 1 \end{aligned} \right. \quad (3.11)$$

se verifica esta relación, cuándo en tal circunstancia ocurre que:

$$R_1 R_3 = R_2 R_4 \quad (3.12)$$

Esta relación indica que un cambio experimentado por las resistencias de un lado del puente puede ser equilibrado ajustando adecuadamente los valores de la resistencia del otro lado del puente. En el mismo circuito indicado en la figura 3.4 supongase el caso ideal en que todas las resistencias, incluso las correspondientes a la galga activa que se supone es R_1 , son iguales, de valor R . Si se carga el cuerpo en el cual está adherida la galga, el puente se desequilibra como consecuencia de la variación ΔR de la resistencia de la misma cantidad por la deformación. Véase así cual sería la lectura en el galvanómetro que, como es sabido, se supone de resistencia infinita. Supóngase también que la pila tiene resistencia interna nula, por lo que el voltaje de excitación entre los puntos A y C será igual a la fuerza electromotriz E de la pila.

Se verificará:

$$\begin{aligned} V_{AB} &= I_1 \cdot (R + \Delta R) = \frac{E}{2R + \Delta R} (R + \Delta R) = \frac{ER + E\Delta R}{2R + \Delta R} \\ V_{AD} &= I_2 \cdot R = \frac{E}{2R} \cdot R = \frac{E}{2} \end{aligned} \quad (3.13)$$

por lo que la lectura V dada por el galvanómetro será:

$$V = V_{DB} = V_{AB} - V_{AD} = \frac{ER + E\Delta R}{2R + \Delta R} - \frac{E}{2} = \frac{E\Delta R}{2(2R + \Delta R)} \quad (3.14)$$

Como $L/R \sim 2R$, la anterior expresión se reduce a:

$$V = \frac{E\Delta R}{4R} \quad (3.15)$$

Y teniendo en cuenta (3.9), despejando ε , se obtiene

$$\varepsilon = \frac{4V}{EK} \quad (3.16)$$

Esta expresión relaciona la deformación que se ha producido en el cuerpo sobre el que se ha adherido la galga extensométrica con la lectura del galvanómetro, es decir, indica que conocido el voltaje de excitación E y el factor de sensibilidad k de la galga basta medir el voltaje en el galvanómetro para obtener la deformación.

Pero la deformación dada por la expresión (3.16) puede haber sido producida por otros factores que afecten a la resistencia de la galga que no sea la carga aplicada al sólido. El principal factor que influye en la lectura de la deformación es la variación de temperatura, basta el punto en que una variación térmica en la galga de pocos grados puede falsear completamente el resultado. Es necesario, por ello, tener en cuenta esta circunstancia y aplicar algún método de compensación que contrarreste el posible efecto de la variación térmica. Existen varios de estos métodos. El mas empleado, quizás sea el representado esquemáticamente en la Figura 3.5. Consiste en utilizar una falsa galga, idéntica a la galga activa medida, que no va a estar cargada, pero lo suficientemente cercana una de otra para que ambas experimenten la misma variación de temperatura. Esta galga de compensación debe montarse en una de las ramas del puente adyacente a la que este montada la galga activa. Es evidente que con esta disposición se consigue que si las dos galgas incrementan su temperatura un mismo numero de grados, la lectura del galvanómetro G se verá afectada por la variación térmica, y solo influirá en ella la variación de resistencia producida por la deformación mecánica que se desea medir.

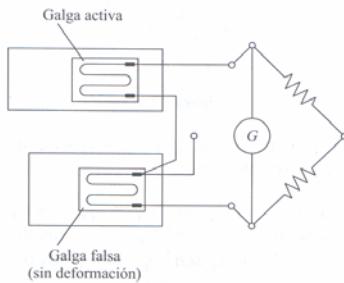


Figura 3.5. Método de compensación.

Cuando no existen garantías de que la variación de temperatura en ambas galgas va a ser la misma, es necesario aplicar un método distinto del descrito anteriormente. Puede ser el que consiste en la utilización de unas galgas especiales llamadas extensómetros con autocompensación de temperatura, construidas con un material al que se ha sometido a procesos metalúrgicos singulares y que tienen la particularidad de presentar una respuesta de variación térmica nula cuando en el exterior se produce un cambio de temperatura comprendido dentro de un determinado intervalo.

3.1.3 ANÁLISIS DE LOS DATOS OBTENIDOS CON GALGAS EXTENSOMÉTRICAS.

Las galgas eléctricas se adhieren normalmente a la superficie libre de un sólido elástico, sobre el punto en el que se quiera calcular su estado tensional. Si se toma un sistema de ejes x e y con origen en dicho punto, dado que las galgas miden las deformaciones longitudinales unitarias y la expresión de ε_n para una determinada dirección en el plano, definida por $\bar{u}(\alpha, \beta)$, viene dada por:

$$\varepsilon_n = \varepsilon_x \alpha^2 + \varepsilon_y \beta^2 + \gamma_{xy} \alpha \beta \quad (3.17)$$

es evidente que tendremos que hacerles medidas, es decir, colocarlas galgas para determinar ε_x , ε_y y γ_{xy}

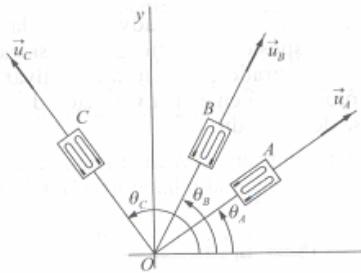


Figura 3.6. Galgas extensométricas.

Si ε_A , ε_B , ε_C son las lecturas de las galgas A, B y C, respectivamente, tenemos el siguiente sistema de tres ecuaciones con tres incógnitas.

$$\begin{cases} \varepsilon_A = \varepsilon_x \cos^2 \theta_A + \varepsilon_y \sin^2 \theta_A + \gamma_{xy} \cos \theta_A, \sin \theta_A \\ \varepsilon_B = \varepsilon_x \cos^2 \theta_B + \varepsilon_y \sin^2 \theta_B + \gamma_{xy} \cos \theta_B, \sin \theta_B \\ \varepsilon_C = \varepsilon_x \cos^2 \theta_C + \varepsilon_y \sin^2 \theta_C + \gamma_{xy} \cos \theta_C, \sin \theta_C \end{cases} \quad (3.18)$$

cuyas soluciones son las componentes de la matriz de deformación en el punto considerado. Conocida esta, queda perfectamente determinado el estado de deformación en dicho punto. Las tres galgas suelen venir montadas en rosetas, como indica la Figura 2.8a. En casos particulares es posible la determinación de las tensiones mediante rosetas de menos de tres elementos, como ocurriría en el caso de una pieza sometida a tracción o compresión axial, en el que bastaría colocar una sola galga; o en el caso de un estado tensional isotrópico: cuyas soluciones son las componentes de la matriz de deformación en el punto considerado.

Conocida ésta, queda perfectamente determinado el estado de deformación en dicho punto. Las tres galgas suelen venir montadas en rosetas, como indica la figura 3.7. En casos particulares es posible la determinación de las tensiones mediante rosetas de menos de tres elementos, como ocurriría en el caso de una pieza sometida a tracción o compresión axial, en el que bastaría colocar una sola galga; 0 en el caso de un estado tensional isotrópico: $\sigma_{nx} = \sigma_{ny} = \sigma_1 = \sigma_2$ y $\tau_{xy} = 0$ en el que la lectura e de una sola galga en una dirección cualquiera nos da la tensión en cualquier dirección.

$$\sigma = \frac{E}{1-\mu} \varepsilon \quad (3.19)$$

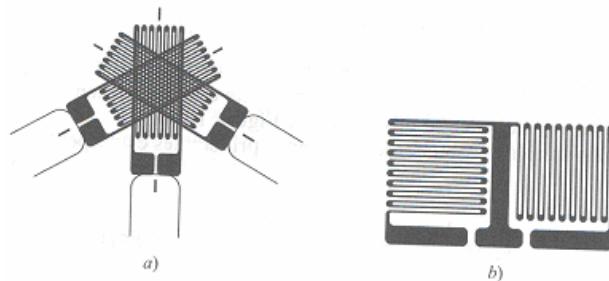


Figura 3.7. Rosetas.

Si fueran necesarias dos galgas, una disposición de las galgas en direcciones ortogonales sería la indicada en la Figura 3.7. A partir de las componentes de la matriz de deformación obtenidas del sistema (3.18) se pueden calcular las deformaciones principales mediante el círculo de Mohr, como queda indicado en la Figura 3.8.

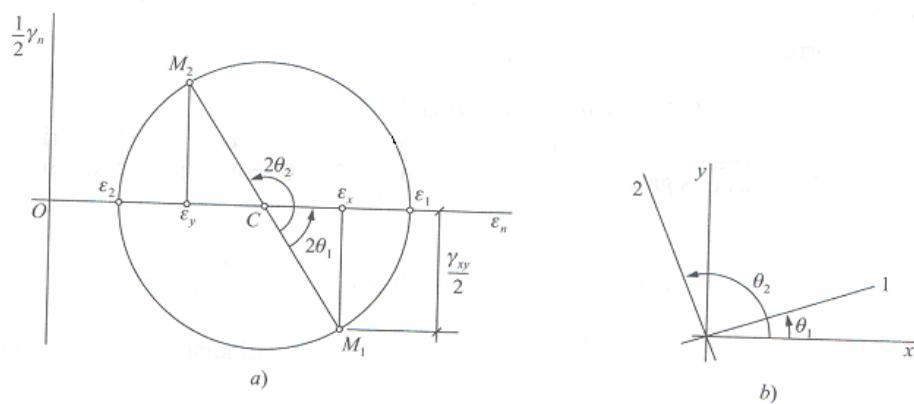


Figura 3.8. Círculo de Mohr.

$$\begin{aligned} \varepsilon_1 &= \frac{\varepsilon_x + \varepsilon_y}{2} + \frac{1}{2} \sqrt{(\varepsilon_x - \varepsilon_y)^2 + \gamma_{xy}^2} \\ \varepsilon_2 &= \frac{\varepsilon_x + \varepsilon_y}{2} - \frac{1}{2} \sqrt{(\varepsilon_x - \varepsilon_y)^2 + \gamma_{xy}^2} \end{aligned} \quad (3.20)$$

y las deformaciones principales:

$$\tan(2\theta) = \frac{\gamma_{xy}}{\varepsilon_x - \varepsilon_1} \quad (3.21)$$

De esta ecuación se obtienen los valores θ_1 y $\theta_2 = \theta_1 + \frac{\pi}{2}$.

En la construcción del círculo de Mohr se ha supuesto que $\gamma_{xy} > 0 \Rightarrow \tau_{xy} > 0$, por lo que el punto representativo M_1 de la dirección coincidente con el eje x tendrá ordenada negativa. Las direcciones principales se dibujan en la Figura 2.9. La forma más simple de obtener las tensiones principales es despejarlas de las leyes de Hooke.

$$\begin{aligned}\varepsilon_1 &= \frac{1}{E}(\sigma_1 - \mu\sigma_2) ; \quad \varepsilon_2 = \frac{1}{2}(\sigma_2 - \mu\sigma_1) \\ \sigma_1 &= \frac{E}{1-\mu^2}(\varepsilon_1 + \mu\varepsilon_2) ; \quad \sigma_2 = \frac{E}{1-\mu^2}(\varepsilon_2 + \mu\varepsilon_1)\end{aligned}\quad (3.22)$$

3.2 EL MÈTODO DEL ELEMENTO FINITO

El método del elemento finito ha llegado a ser una herramienta poderosa en la solución numérica de un amplio rango de problemas de ingeniería. Las aplicaciones van desde el análisis por deformación y esfuerzo de automóviles, aeronaves, edificios y estructuras de puentes hasta el análisis de los campos del flujo de calor, de fluidos, magnéticos, filtraciones y otros problemas de flujo. Con los avances en la tecnología de las computadoras y de los sistemas CAD, pueden modelarse problemas complejos con relativa facilidad. En una computadora pueden probarse varias configuraciones alternas antes de construir el primer prototipo [3.3]. Todo esto sugiere que deba modernizarse empleando estos desarrollos para entender la teoría básica, las técnicas de modelado y los aspectos computacionales del método del elemento finito. En este método de análisis, una región compleja que define un continuo se discretiza en formas geométricas simples llamadas elementos finitos. Las propiedades del material y las relaciones gobernantes, son consideradas sobre esos elementos y expresadas en términos de valores desconocidos en los bordes del elemento. Un proceso de ensamblaje, cuando se consideran debidamente las cargas y restricciones, da lugar a un conjunto de ecuaciones. La solución de esas ecuaciones nos da el comportamiento aproximado del continuo.

3.2.1 ASPECTOS HISTÓRICOS.

Las ideas básicas del método del elemento finito se originaron gracias a los avances en el análisis estructural de las aeronaves. En 1941, Hrenikoff presentó una solución de problemas de la elasticidad usando el "método de trabajo del marco" [3.4]. En un artículo publicado en 1943, Courant usó interpolación polinomial por partes sobre subregiones triangulares para modelar problemas de torsión. Turner y otros investigadores obtuvieron matrices de rigidez para armaduras, vigas y otros elementos y presentaron sus hallazgos en 1956. Clough fue el primero en acuñar y emplear el término elemento finito en 1960. En los primeros años de la década de 1960, los ingenieros usaron el método para

obtener soluciones aproximadas en problemas de análisis de esfuerzos, flujo de fluidos, transferencia de calor y otras áreas. Un libro de Argyris, publicado en 1955, sobre teoremas de energía y métodos matriciales, cimentó métodos adicionales en los estudios del elemento finito. El primer libro sobre elementos finitos por Zienkiewicz y Chung fue publicado en 1967. A finales de la década de 1960 y principios de la siguiente, el análisis por elemento finito se aplicó a problemas no lineales y de grandes deformaciones. El libro de Odell sobre continuos no lineales apareció en 1972. Las bases matemáticas se fijaron en la década de 1970. Nuevo desarrollo de elementos, estudios de convergencia y otras áreas afines pertenecen a esta categoría. Actualmente, los avances en computadoras mainframe (las supercomputadoras) y la disponibilidad de poderosas microcomputadoras han puesto este método al alcance de estudiantes e ingenieros que trabajan en industrias pequeñas.

3.2.2 FUNDAMENTOS.

Actualmente, el avance en el campo de la computación ha sido grande, involucrando en ello los adelantos en el desarrollo de software. Así se puede mencionar que en el área de diseño y cálculo se tienen paquetes de gran capacidad. Estos paquetes de diseño y cálculo, tienen algo en común, que su procedimiento de análisis se basa en el MEF. La combinación entre este Método y el desarrollo de la computación ha venido a dar como resultado una poderosa herramienta de análisis. El Método del Elemento Finito ya se había estado desarrollando desde la década de 1950, pero su avance prácticamente se detuvo debido al análisis matemático tan laborioso involucrado. Actualmente, este proceso lo lleva a cabo la computadora. Es fácil imaginar lo útil que es este método junto con la computación, por ejemplo el invertir una matriz de 60x60, que llevaría meses en resolverla a mano, la computadora lo hace en segundos. El Método del Elemento Finito se basa principalmente en análisis matricial y su uso ha alcanzado las áreas de TRANSFERENCIA DE CALOR, MECANICA DE FLUIDOS, HIDRAULICA, ELECTROMAGNETISMO, ESTRUCTURAS, etc. Problemas que no hace mucho eran intratables por su complejidad y que ahora con este Método son resueltos rutinariamente. La idea básica del MEF, es la representación de un cuerpo o estructura por medio del ensamblaje de subdivisiones llamados elementos finitos, como se muestra en la figura 3.9. Estos elementos se conectan por uniones llamados puntas nodales. Con esto, se discretiza el dominio reduciendo el problema a un número finito de incógnitas. Consecuentemente, el comportamiento de la variable de interés, temperatura, desplazamientos, velocidades, etc., respecto a los elementos, viene dado por los valores nodales en cada uno de los elementos [3.12]. En otras palabras, al establecer el modelo de elementos finitos se determinan las ecuaciones matriciales de cada uno de los elementos y con las propiedades de cada uno de estos para obtener las ecuaciones del sistema estas se ensamblan considerándose las condiciones de frontera. Con esto último se obtiene un sistema

de ecuaciones lineales simultáneas. En el caso de problemas de análisis de esfuerzos, la interpolación aproxima la variación de los desplazamientos reales en cada elemento finito.

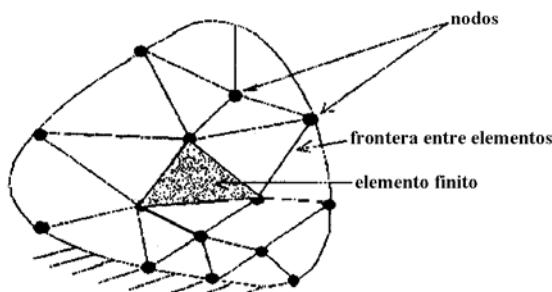


Figura 3.9 Modelo de Elementos Finitos.

Así, la solución final permitirá obtener los desplazamientos dentro de los elementos a partir de los desplazamientos calculados en los puntos nodales (figura 3.10). Es importante observar que un modelo de desplazamientos puede ser expresado en diferentes formas, como funciones algebraicas o trigonométricas.

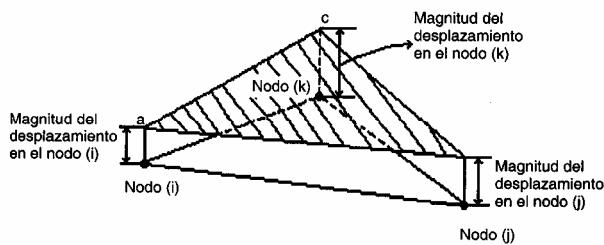


Figura 3.10 Vista en isométrico de un elemento triangular en donde se modela el desplazamiento lineal.

El número de ecuaciones algebraicas a resolver está dado por el número de grados de libertad, y el cual da el número de incógnitas. Para problemas pequeños de más o menos 1,000 incógnitas, se puede usar una computadora personal. Para problemas moderados, de 100,000 a 150,000 ecuaciones, se usa una estación de trabajo o una superminicomputadora; arriba de 200,000 incógnitas será necesario una central; de mas de 500,000 incógnitas, una supercomputadora. Todos estos sistemas dan acceso a una buena muestra gráfica. Los resultados por este método son raramente exactos, sin embargo, los errores disminuyen procesando más grados de libertad, y los resultados son demasiado precisos para propósitos de ingeniería y son obtenidos a un costo razonable. En el Método del Elemento Finito, el interior de la región está dividida en un número finito de subregiones de tamaño discreto o elementos finitos (figura 3.9). Un número de puntos nodales son establecidos con la malla. Los nodos pueden estar a lo largo o dentro de las subdivisiones de la malla. Además, los elementos pueden tener fronteras rectas o fronteras curvas. En programas comerciales estas últimas son de tipo parabólico.

3.3 TIPOS DE ELEMENTOS FINITOS.

Los análisis estructurales por medio del MEF pueden realizarse por medio de cuatro tipos de elementos (1) Estructurales, (2) Elementos tipo viga, (3) Elementos placa o cascaron y (4) Elementos sólidos tridimensionales. Cada uno presenta ventajas y limitaciones. Los elementos estructurales tienen grados de libertad translacionales, por lo que pueden únicamente transmitir las fuerzas directamente de elemento a elemento, con los nodos actuando como articulaciones. Como se puede apreciar, en el caso de las estructuras móviles no son atractivas, de ahí que no se tomen en cuenta en la parte siguiente de esta discusión. Una gama muy útil e importante de elementos que pueden transmitir tanto fuerzas y momentos, especificando grados de libertad rotacionales y translacionales a sus nodos, son los elementos de tipo viga, placa y de cascaron. Los elementos viga, placa y cascaron se categorizan frecuentemente como "gruesas" o "delgadas", dependiendo si sus fórmulas incluyen tensiones cortantes transversales. Así, los elementos tipo cascaron grueso permiten la consideración de la deformación debido al cortante por lo que uno de sus usos es en recipientes sometidos a presión donde la relación de radio a espesor de pared es mayor de diez. Por otra parte, en el elemento tipo membrana (cascaron delgado) actúan solamente fuerzas normales y cortantes en el plano del elemento, puesto que por no tener ningún espesor significativo se desprecian los momentos aplicados. Esto trae como ventaja la reducción de los grados de libertad, disminuyendo a su vez la capacidad de cómputo requerida. Por el contrario, los elementos sólidos tridimensionales tienen un alto número de nodos y grados de libertad, con lo que se puede modelar adecuadamente la estructura; sin embargo, existe la desventaja al hacer un uso extensivo de la infraestructura computacional.

Para realizar un modelado con una malla lo mas óptimamente posible existen varios tipos de elementos y pueden ser combinados en mas de alguna forma para lograr los objetivos deseados. Los tipos de elementos finitos más comunes los podemos clasificar de la siguiente manera:

- Elemento Viga.- Este es el elemento mas común dentro de la familia de los elementos finitos. Cuando se combina con elementos del mismo tipo, describen estructuras como las armaduras y marcos. Cuando se emplean con elementos de otro tipo como los elementos placa, forman estructuras atiesadas.
- Elemento Placa.- Los elementos finitos básicos son las placas delgadas cargadas en su propio plano (la condición de esfuerzo plano o deformación plana). Estos pueden ser triangulares y cuadriláteros. Muchas otras formas geométricas son factibles en esta clase de elementos, pero generalmente solo sirven para propósitos especiales. Se les conoce como los elementos básicos dentro del desarrollo del elemento finito, no solo por su uso en un

amplio rango de análisis de diseño práctico, sino también por su prioridad en el desarrollo del análisis del elemento finito.

- Elementos Sólidos.- Los elementos sólidos son la generalización tridimensional de los elementos en esfuerzo plano. El tetraedro y el hexaedro son las formas más comunes, y son esenciales para modelos de problemas de mecánica de sólidos y estructurales.
- Sólidos Axisimétricos. -Uno de los campos de aplicación más importantes dentro del método del Elemento Finito es el análisis con sólidos axisimétricos. Una gran variedad de problemas de ingeniería caen en esta categoría incluyendo tanques de acero y de concreto, recipientes nucleares, rotores, pistones, flechas y escapes de cohetes. En estos elementos tanto la carga como la geometría son axisimétricas.
- Placa Plana en Flexión.- Son usados no solo entre si, sino también junto con cascarones y miembros de pared delgada. Las formas geométricas son análogas a las de los elementos en esfuerzo plano, con mayor énfasis también en las formas triangulares y cuadriláteras.
- Cascarón Axisimétrico.- Tienen la misma importancia en aplicaciones prácticas que los sólidos axisimétricos, aunque aquí las formulaciones se derivan de la teoría de la membrana. Dentro de esta formulación está la diferencia con respecto a los elementos placa en flexión y tensión y sirven para identificar problemas clave.
- Cascarón Curvo.- Cuando una estructura es curva, es preferible usar elementos cascarón curvo para los modelos numéricos. Dentro de las ventajas está la habilidad para describir de forma más adecuada la geometría de una superficie curva. Existe un gran número de alternativas para formular este tipo de elementos.

A continuación se presenta una descripción detallada de los elementos empleados en el problema de estudio.

3.3.1 ELEMENTO VIGA (BEAM 44).

El elemento BEAM 44 es un elemento uniaxial con capacidades para modelar cargas de tensión compresión torsión y flexión. Este elemento tiene 6 grados de libertad par cada nodo: translación a lo largo de los ejes x , y , z y rotación alrededor de los ejes x , y , z permitiendo una geometría asimétrica de la sección transversal. La geometría, localización de nodos y el sistema coordenado para este nodo se muestra en la figura 3.11. El elemento es ubicado para un sistema coordenado de referencia (x , y , z) definido par nodos I, J, K y un ángulo de orientación[3.6].

Introducción de datos.

Para la definición de las características geométricas de la sección recta de la viga, se establecen las condiciones reales del elemento que describen los perfiles de la

estructura considerando para tal efecto, el área de la sección transversal, el momento de inercia, las distancias de las fibras extremas con respecto al centroide, la localización del mismo, las constantes del cortante y el momento de inercia (I_z e I_y). Por otra parte, la estructura no debe tener una longitud o área cero. No obstante, esta puede tener cualquier forma de sección transversal para que los momentos de inercia puedan calcularse. Además, los espesores de los elementos se usan para ubicar las fibras externas para el cálculo del esfuerzo. En caso de existir la estrechez dentro de un elemento, debe tener una transición gradual en sus dimensiones y no debe tender a una punta (espesor cero).

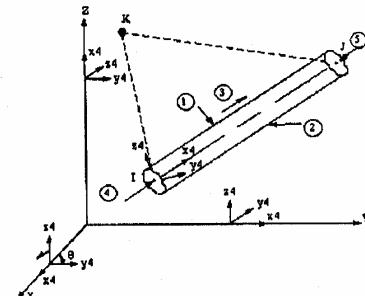


Figura 3.11. Elemento BEAM 44.

3.3.2 ELEMENTO CASCARÓN (SHELL 63).

El elemento SHELL 63 tiene tanto las propiedades de un elemento viga como las del elemento membrana ya que permite tanto cargas en el plano como normalmente. Este elemento tiene 6 grados de libertad en cada nodo, es decir, tiene desplazamiento en las direcciones x , y , z , además de tener rotaciones en los tres ejes. Puede mostrar esfuerzos y deformaciones, y es posible crearle una matriz de espesor constante o variable.

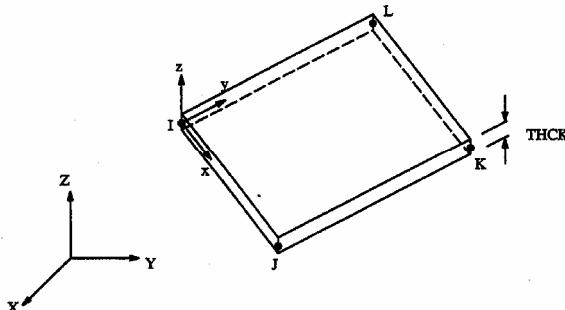


Figura 3.12. Elemento SHELL 63.

Introducción de datos.

La geometría, la localización nodal y el sistema de coordenadas de este elemento se muestran en la figura 3.12. Este elemento puede estar formado por tres o cuatro nodos, un espesor y una rigidez determinada, además de poder determinarse como ortotrópico ó isotrópico.

3.3.3 ELEMENTO ESTRUCTURAL MASA MASS 21

El elemento MASS 21 es puntual y tiene 6 grados de libertad: translación en las direcciones x, y, z y rotación en los tres ejes del nodo, es posible definir una masa diferente con sus propias rotaciones y translaciones en cada nodo.

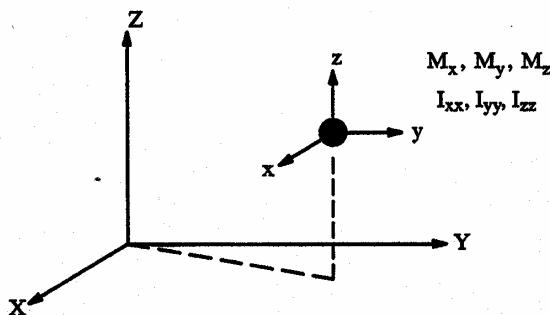


Figura 3.13. Elemento MASS 21.

Introducción de datos.

El elemento masa es definido por tan solo un nodo, componentes masa concentrados (Fuerza X Tiempo/longitud) en las direcciones del sistema de coordenadas del elemento e inercia rotatoria (Fuerza X Longitud X Tiempo) sobre los ejes coordinados del elemento. El sistema coordenado del elemento puede estar alineado con el sistema de coordenadas cartesianas globales o bien a un sistema de coordenadas nodales. Si el elemento requiere tan solo de un elemento masa, este se asume actuando en todas las direcciones cartesianas necesarias. El sistema coordenado para el elemento es mostrado en la figura 3.13. Suposiciones y restricciones. El elemento MASS 21 no tiene efecto en la solución de análisis estático, al menos que esté presente una aceleración o rotación o bien que se seleccione una inercia relativa. Este tipo de elemento es muy recomendado cuando hay que evaluar el efecto que ocasiona un determinado cuerpo sobre otro en un análisis dinámico, sin importar lo que le sucede al mismo cuerpo substituido por el elemento masa, esto simplifica grandemente el modelado y análisis del modelo en general.

3.4 FORMULACIÓN DEL MÉTODO DEL ELEMENTO FINITO.

La matriz característica del elemento finito tiene diferentes nombres en problemas de diferentes áreas. En mecánica estructural se le llama matriz de rigidez, y relaciona fuerzas con desplazamientos en los nodos tomando en cuenta la relación constitutiva sobre los esfuerzos y deformaciones unitarias. Hay tres maneras importantes de derivar la matriz característica del elemento:

1. El método directo.- Este está fundamentado en razones físicas. Limitado a elementos muy simples, pero tiene un valor de estudio debido a que este aumenta el entendimiento del concepto físico del método del elemento finito.
2. El método variacional.- Es aplicable a problemas que pueden ser establecidos por ciertas ecuaciones integrales tal como la expresión de la energía potencial.
3. Los métodos de los residuos ponderados.- Son particularmente formulados para problemas en los cuales las ecuaciones diferenciales son conocidas pero no son funcionales para poder establecerse como variacional.

Desde el punto de vista matemático, el Método del Elemento Finito es una formulación integral, la cual puede ser establecida de las formas 2 y 3. Todas estas técnicas usan la misma metodología para generar el ensamblaje final de las ecuaciones algebraicas. Es importante observar que para el análisis de esfuerzos y algunas otras áreas, el método variacional y el método de los residuos ponderados son los más usados y conducen a formulaciones idénticas del elemento finito.

3.5 GENERALIDADES DEL PROGRAMA ANSYS.

El programa ANSYS (Analysis System) es una herramienta para análisis por el Método del Elemento Finito. Entre otras de sus opciones permite buscar un diseño adecuado de los componentes de una máquina o estructura que trabaja bajo las condiciones de operación. ANSYS es un programa de una nueva generación, de propósito general. ANSYS es el producto líder de la compañía ANSYS Inc., que fue fundada en 1970 por el Dr. John Swanson en el desarrollo de la tecnología computacional para el análisis en la ingeniería. Se emplea tanto en empresas líderes mundiales en los campos automotriz, electrónico, aeroespacial y químico entre otros. Pasando de ser usado por un grupo selecto de usuarios en la década de 1970 a estar instalado en más de 8,000 lugares comerciales y más de 10,000 universidades. La primera versión del programa ofrecía solamente transferencia de calor y análisis estructural lineal, corría en modo batch y en computadoras, "Mainframe". Actualmente, en su versión 8.0 que es con la que cuenta la SEPI-ESIME. Sus nuevos productos AUTOFEA para AutoCad y ProFEA para ProENGINEER, difunden la compatibilidad del programa que a la fecha, cuenta con más de cien elementos y opera en plataformas Mainframe, WorkStation y PC, para analizar problemas estructurales lineales y no lineales, estáticos y dinámicos, campos magnéticos, flujo de fluidos entre otros.

3.6 ESTABLECIMIENTO DE LAS ECUACIONES DEL ELEMENTO FINITO PARA ANÁLISIS DE ESFUERZOS ESTRUCTURALES.

La forma mas común de resolver problemas de análisis de esfuerzos empleando el MEF, es estableciendo las ecuaciones del balance de la energía elástica de deformación en función de los desplazamientos y posteriormente minimizando la energía potencial. De acuerdo a esto, el problema para resolver la ecuación de segundo orden, se reduce a un sistema de ecuaciones lineales para obtener los valores nodales de los desplazamientos. Una vez conocido esto, se pueden obtener los esfuerzos y deformaciones unitarias. El planteamiento de las ecuaciones del MEF para análisis de esfuerzos se hace a partir del teorema de la mínima energía potencial [3.7], el cual hace mención: "De todos los desplazamientos que satisfagan las condiciones de frontera dadas, aquellas que satisfacen las ecuaciones de equilibrio son distinguidas por un valor estacionario (extremo) de la energía potencial." Esto quiere decir que, en equilibrio, las ecuaciones de los desplazamientos seleccionados, deben de satisfacer las condiciones de frontera de los desplazamientos.

3.6.1 ANÁLISIS ESTÁTICO.

El análisis estático, muestra como resultado el comportamiento de la estructura en condiciones estáticas. Para la realización de éste análisis se considera que la unidad no está en movimiento y se toma en cuenta la carga muerta de la estructura así como los pesos que son soportados por la misma, como son las cargas de las personas, el motor, transmisión, radiador y tanque de combustible, se representa con fuerza en sentido negativo en el eje Y [3.8]. Para este caso se tiene la ecuación de equilibrio para análisis estructural estático de la forma:

$$|k|\{u\} = \{F\} \quad (3.22)$$

Suponga el caso estático de una barra como se muestra en la siguiente figura :

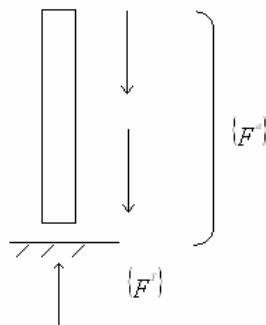


Figura 3.14. Barra en caso estático.

La ecuación se puede representar también como:

$$[K]\{u\} = \{\mathbf{F}^a\} \{F^T\} \quad (3.23)$$

en dónde:

$[K]$ = Matriz de rigidez total= $\sum_{m=1}^N [k_e]$

$\{u\}$ =Vector de desplazamientos nodales

N = Número de elementos

$[k_e]$ = Matriz de rigidez

$\{F^T\}$ = Vector de fuerzas reacción

$\{F^a\}$ = Vector de cargas de presión

$$\{F^a\} = \{Fnd\} + \{Fac\} + \sum_{m=1}^N (\{F_e^{th}\} + \{F_e^{pr}\}) \quad (3.24)$$

dónde:

$\{Fnd\}$ = vector de fuerzas nodales

$\{Fac\}$ = vector aceleración

$\{F_e^{th}\}$ = vector de carga térmica

$\{F_e^{pr}\}$ = vector de cargas de presión

3.6.2 COMPORTAMIENTO LINEAL.

Cuando se utilizan materiales con comportamiento lineal, los esfuerzos se relacionan con las deformaciones de la siguiente manera:

$$\{\sigma\} = [D] \{\varepsilon^{el}\} \quad (3.25)$$

dónde:

$\{\sigma\}$ = vector de esfuerzos = $[\sigma_x \ \sigma_y \ \sigma_z \ \sigma_{xy} \ \sigma_{yz} \ \sigma_{xz}]$

$[D]$ = Matriz constitutiva del material

$\{\varepsilon^{el}\}$ = Vector de deformación unitaria

Considerando el efecto de la temperatura el vector es igual a:

$$\{\varepsilon^{el}\} = \{\varepsilon\} - \{\varepsilon^{th}\} \quad (3.26)$$

dónde:

$\{\varepsilon\}$ = Vector de deformación total = $[\varepsilon_x \ \varepsilon_y \ \varepsilon_z \ \varepsilon_{xy} \ \varepsilon_{yz} \ \varepsilon_{xz}]^T$

$\{\varepsilon^{th}\}$ = Vector de deformación térmica.

De estas expresiones, se puede expresar la ecuación (3.25) de la siguiente forma:

$$\{\varepsilon\} = \{\varepsilon^{th}\} + [D]^{-1} \{\sigma\} \quad (3.27)$$

Para el caso de 3 dimensiones, el vector de deformación térmica es:

$$\left\{ \boldsymbol{\varepsilon}^{\text{th}} \right\} = \Delta T \begin{bmatrix} a_x & a_y & a_y & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (3.28)$$

dónde:

a_x = Coeficiente de expansión térmica en la dirección x

$$\Delta T = T - T_{\text{REF}}$$

T = Temperatura corriente en el elemento en cuestión

T_{REF} = Temperatura de referencia

Por otro lado se tiene que $[D]^{-1}$:

$$[D]^{-1} = \begin{bmatrix} \frac{1}{Ex} & \frac{-V_{xy}}{Ey} & \frac{-V_{xz}}{Ez} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{-V_{yx}}{Ex} & \frac{1}{Ey} & \frac{-V_{yz}}{Ez} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{-V_{zx}}{Ex} & \frac{-V_{zy}}{Ey} & \frac{1}{Ez} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{xy}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{yz}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{xz}} \end{bmatrix} \quad (3.29)$$

dónde:

Ex = Módulo de Young en la dirección x

V_{xy} = Relación de Poisson menor

G_{xy} = Módulo de cortante en el plano xy

La matriz $[D]^{-1}$ debe ser positiva, simétrica. Para materiales ortotrópicos:

$$\frac{V_{yx}}{Ex} = \frac{V_{xy}}{Ey} \quad (3.30)$$

$$\frac{V_{zx}}{Ex} = \frac{V_{xz}}{Ez} \quad (3.31)$$

$$\frac{V_{zy}}{Ey} = \frac{V_{yz}}{Ez} \quad (3.32)$$

Es claro que para materiales isotrópicos, $Ex = Ey = Ez$, y que $V_{xy} = V_{yz} = V_{xz}$ expandiendo la ecuación (3.26) con las ecuaciones (3.27), (3.28), (3.29), (3.30), (3.31) y (3.32).

$$\varepsilon_x = a_x \Delta T + \frac{\sigma_x}{E_x} + \frac{\nu_{xy} \sigma_y}{E_y} - \frac{\nu_{xz} \sigma_z}{E_z} \quad (3.33)$$

$$\varepsilon_y = a_y \Delta T - \frac{\nu_{xy} \sigma_x}{E_y} + \frac{\sigma_y}{E_y} - \frac{\sigma_{yz} \sigma_z}{E_z} \quad (3.34)$$

$$\varepsilon_z = a_z \Delta T - \frac{\nu_{xz} \sigma_x}{E_z} + \frac{\nu_{yz} \sigma_y}{E_z} + \frac{\sigma_z}{E_z} \quad (3.35)$$

$$\varepsilon_{xy} = \frac{\sigma_{xy}}{G_{xy}} \quad (3.36)$$

$$\varepsilon_{yz} = \frac{\sigma_{yz}}{G_{yz}} \quad (3.37)$$

$$\varepsilon_{xz} = \frac{\sigma_{xz}}{G_{xz}} \quad (3.38)$$

dónde los términos son:

ε_x = alargamiento en la dirección x

ε_{xy} = deformación cortante en el plano x-y

σ_x = esfuerzo en la dirección x

σ_{xy} = esfuerzos cortantes en el plano x-y

De manera similar, la ecuación se puede expandir obteniéndose los siguientes elementos:

$$\begin{aligned} \sigma_x &= \frac{Ex}{h} \left(1 - \left(\nu_{yz} \right)^2 \frac{Ey}{Ez} \right) (\varepsilon_x - a_x \Delta T) + \frac{Ex}{h} \left(\nu_{xy} + \nu_{xz} \nu_{yz} \frac{Ey}{Ez} \right) (\varepsilon_y - a_y \Delta T) \\ &\quad + \frac{Ex}{h} \left(\nu_{xz} + \nu_{yz} \nu_{xy} \right) (\varepsilon_z - a_z \Delta T) \end{aligned} \quad (3.39)$$

$$\begin{aligned} \sigma_y &= \frac{Ey}{h} \left(\nu_{xy} + \nu_{xz} \nu_{yz} \frac{Ey}{Ez} \right) (\varepsilon_x - a_x \Delta T) + \frac{Ey}{h} \left(1 - \nu_{xz}^2 \frac{Ex}{Ez} \right) (\varepsilon_y - a_y \Delta T) \\ &\quad + \frac{Ey}{h} \left(\nu_{yz} - \nu_{xz} \nu_{xy} \frac{Ex}{Ey} \right) (\varepsilon_z - a_z \Delta T) \end{aligned} \quad (3.40)$$

$$\begin{aligned} \sigma_z &= \frac{Ex}{h} \left(\nu_{xz} + \nu_{yz} \nu_{xy} \frac{Ey}{Ez} \right) (\varepsilon_x - a_x \Delta T) + \frac{Ey}{h} \left(\nu_{yz} - \nu_{xz} \nu_{xy} \frac{Ex}{Ez} \right) (\varepsilon_y - a_y \Delta T) \\ &\quad + \frac{Ez}{h} \left(1 - \nu_{xy}^2 \frac{Ex}{Ey} \right) (\varepsilon_z - a_z \Delta T) \end{aligned} \quad (3.41)$$

$$\sigma_{xy} = G_{xy} \epsilon_{xy} \quad (3.42)$$

$$\sigma_{yz} = G_{yz} \epsilon_{yz} \quad (3.43)$$

$$\sigma_{xz} = G_{xz} \epsilon_{xz} \quad (3.44)$$

Una vez establecido lo anterior, es importante hacer notar que para los análisis dinámicos se consideran los efectos producidos por cargas vivas consideradas en los estudios dinámicos estructurales.

3.6.3 ANÁLISIS MODAL.

Este análisis se desarrolla utilizando el Método del Elemento Finito con un paquete de cómputo comercial, en este caso se utiliza ANSYS, que es con el que dispone la SEPI-ESIME aplicando la técnica de subespacios, efectuando la expansión, para calcular los primeros cinco modos de vibración ya que estos son los más representativos, esto con la finalidad de evaluar el comportamiento dinámico estructural y a su vez encontrar las frecuencias naturales de la estructura estudiada, estos valores podrán ser utilizados para identificar las frecuencias que pondrán a la estructura en resonancia. En otras palabras las frecuencias naturales son características propias de cada estructura. Los correspondientes modos de vibración es la deformación que sufre la estructura cuando está en resonancia. Suponga un sistema masa resorte figura 3.15 de tal forma que sólo puede tener desplazamientos verticales. El diagrama de cuerpo libre se muestra en la figura 3.16.

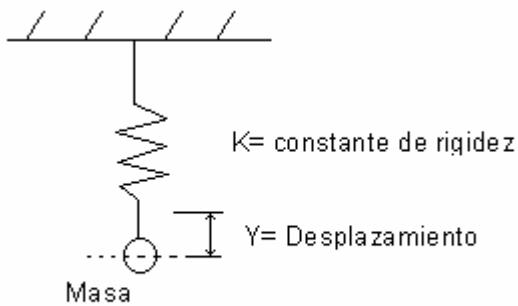


Figura 3.15. Sistema masa resorte.

El desplazamiento estático que tiene la masa, de acuerdo con la ley de Hooke al actuar un agente externo es:

$$Y = \frac{PL}{AE} \quad (3.45)$$

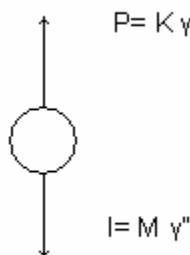


Figura 3.16. Diagrama de cuerpo libre.

Para este caso se define a la rigidez como la fuerza necesaria para producir una deformación angular o lineal unitaria, en este caso:

$$K = \frac{AL}{E} \quad (3.46)$$

Y la flexibilidad como el movimiento lineal provocado por una fuerza unitaria en un punto, para este ejemplo:

$$\delta = \frac{L}{AE} \quad (3.47)$$

Se deduce que:

$$Y = P\delta = \frac{P}{K} \quad (3.48)$$

Al desplazar la masa y soltarla se genera una velocidad y aceleración, obteniéndose una fuerza de inercia por la segunda ley de newton como:

$$I = -MY'' \quad (3.49)$$

Estableciendo un equilibrio se tiene:

$$MY'' + KY = 0 \quad (3.50)$$

Para un análisis modal se evalúan las vibraciones libres, además de debe considerar :

- Los efectos de masa
- Que la estructura tiene rigidez constante
- No se toma en cuenta amortiguamientos
- Se considera como vibración libre que no se tienen fuerzas variantes en el tiempo
- Sin desplazamientos
- Sin presiones
- Tampoco temperaturas aplicadas

La ecuación de movimiento para un sistema no amortiguado expresado en notación matricial con las consideraciones mencionadas es:

$$[M]\ddot{u} + [K]\dot{u} = \{0\} \quad (3.51)$$

Note que $[K]$ puede incluir efectos de precarga.

Pero para un sistema lineal, las vibraciones libres serán armónicas de tal forma:

$$\{u\} = \{\phi\}_i \cos(\omega_i t) \quad (3.52)$$

donde:

$\{\phi\}_i$ = Eigenvector que representa el modo de vibración de la i -esima frecuencia natural.

ω_i = i -esima frecuencia natural (radianes por unidad de tiempo).

t = tiempo

Entonces de la ecuación (3.51) se deduce que:

$$(-\omega_i^2 [M] + [K]) \{\phi\}_i = \{0\} \quad (3.53)$$

Se satisface de igual forma si $\{\phi\}_i = \{0\}$ o si el determinante del $([K] - \omega^2 [M])$ es cero. Por lo tanto queda:

$$[K] - \omega^2 [M] = 0 \quad (3.54)$$

Este es un problema de eigenvalor que se puede resolver para n valores de ω^2 y n eigenvectores $\{\phi\}_i$ que satisface la ecuación (3.53) y por tanto:

$$f_i = \frac{\omega_i}{2\pi} \quad (3.55)$$

donde $f_i = i$ esima frecuencia natural en ciclos por unidad de tiempo.

3.6.4 ANÁLISIS DINÁMICO.

Los efectos de la aceleración sobre el modelo de elementos finitos, son empleados para realizar los análisis de frenado y arranque. Cabe mencionar que en esta clase de análisis se consideran los elementos masa. Los elementos representan a los que transporta el vehículo desde el motor hasta los ocupantes. En este caso el vector de la aceleración $\{a_c\}$ consiste en un vector con un término para cada grado de libertad en el modelo. Considere un nodo típico con posición y aceleración específica asociada a tres rotaciones y tres traslaciones:

$$\{a_c\} = \begin{Bmatrix} \{a_c\} \\ \{a_c\} \end{Bmatrix} \quad (3.56)$$

en dónde:

$$\{a_t\} = \{a_r^d\} + \{a_t^r\} + \{a_t^I\} = \text{vector de aceleración translacional.} \quad (3.57)$$

$$\{a_r\} = \{a_r^r\} + \{a_r^I\} = \text{vector de aceleraciones rotacional.} \quad (3.58)$$

$$\{a_t^d\} = \text{aceleración en el sistema de coordenadas global.} \quad (3.59)$$

$$\{a_t^r\} = \text{vector de aceleración translacional debida a las rotaciones.} \quad (3.60)$$

$$\{a_t^I\} = \text{vector de aceleración translacional debida a la inercia.} \quad (3.61)$$

$$\{a_r^r\} = \{\omega\} + \{\Omega\} \quad (3.62)$$

en dónde:

$$\{a_r^r\} = \text{vector de aceleración angular.}$$

$$\{\omega\} = \text{vector de aceleración angular con respecto al origen.}$$

$\{\Omega\}$ = vector de aceleración angular con respecto al sistema global de coordenadas.

$$\{a_r^I\} = \text{vector de aceleración rotacional debido a la inercia}$$

$$\begin{aligned} \{a_t^r\} &= \{\Omega\}X(\{R\} + \{r\}) + \{\Omega\}X(\{\Omega\}(\{R\} + \{r\})) + 2\{\Omega\}X(\{\omega\} + \{r\}) \\ &\quad + \{\omega\}X\{r\} + \{\omega\}X(\{\omega\}X\{r\}) \end{aligned} \quad (3.63)$$

dónde:

$$X = \text{producto cruz}$$

$$\{R\} = \text{vector desde el sistema global de coordenadas hasta el origen}$$

$$\{r\} = \text{vector de posición.}$$

$$\{\omega\} = \text{vector de velocidad angular.}$$

$$\{\Omega\} = \text{vector de velocidad angular con respecto al sistema global de coordenadas.}$$

3.7 IMPERFECCIONES DEL MATERIAL.

Un problema muy común en la selección de materiales es la suposición de que los materiales de la misma clase o tipo tienen idénticas propiedades. Por lo regular, un proyectista novato no está al tanto de que existen defectos o imperfecciones en los materiales. Las imperfecciones pueden surgir como resultado del tratamiento, fabricación o manejo del material, y también durante el servicio. Estas imperfecciones pueden ser segregaciones de solutos o de impurezas, inclusiones, porosidad y huecos resultantes de las condiciones originales de fusión, colado y solidificación. Estos factores determinan la calidad original del material. Durante las operaciones de moldeo y conformado, pueden surgir laminaciones, patrones de líneas de flujo, solapaduras y costuras. Durante la fabricación, por ejemplo, al soldar, la zona de fusión es como una pequeña fundición, donde pueden surgir nuevamente defectos de colado y solidificación. La zona afectada por el calor puede agrietarse después de la soldadura. El manejo incorrecto de los materiales durante el montaje o la fabricación puede crear defectos de superficie, como rasguños, melladuras o hendiduras. Durante el servicio, un material que es

perfecto al ser puesto en servicio puede presentar grietas de fatiga, picaduras por corrosión o inducción de segregación o crecimiento de partículas a causa de la temperatura de servicio. En vista de los numerosos defectos que pueden surgir, el ingeniero de diseño debe aplicar una ingeniería concurrente o integral con respecto a los materiales. Este significa que se deben seleccionar los materiales con base no sólo en las cargas y esfuerzos que deben soportar, sino además en función de la modalidad de carga y de la calidad, tratamiento, fabricación, manejo y condiciones de servicio del material. La calidad del material se refiere a la ausencia de inclusiones indeseables que inducen un comportamiento deficiente, especialmente en condiciones de fatiga. Durante el procesamiento, estas inclusiones también afectan las características de superficie del material. Durante la fabricación, las inclusiones inducen agrietamientos, por ejemplo, en la deslaminación provocada por el azufre después de la soldadura [3.9].

3.8 OBTENCIÓN DE LA HISTORIA DE CARGA.

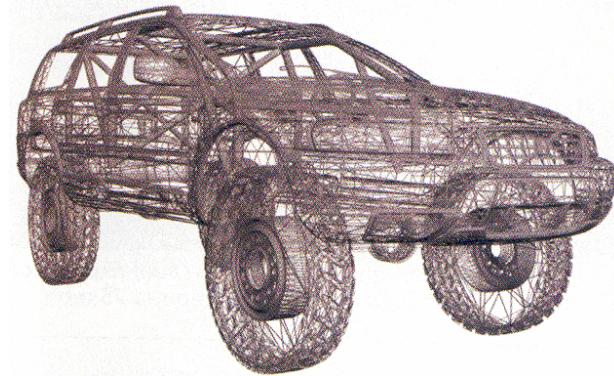
A través del sistema strainsmart 6200 se pueden almacenar datos, dispone de 16 puertos en los cuales se registran frecuencias, desplazamientos y deformaciones. Tiene capacidad para almacenar información durante 24 horas alimentándose por una batería de 12V de corriente continua, para este análisis es adecuado por ser portátil y la información obtenida es enviada a una PC Laptop para la cuál ya está diseñado un software [3.10].

3.9 REFERENCIAS.

- [3.1] Ortiz Berrocal Luis. Elasticidad. Mc Graw Hill.
- [3.2] Dally, J. W., y Riley. Experimental stress analysis. Mc Graw Hill.
- [3.3] R. Chandrupatla Tirupathi. Introducción al estudio del elemento finito en ingeniería. Pearson.
- [3.4] O.C. Zienkiewicz, **CBE, FRS**. The Finite Element Method. Fifth edition Volume 1. Mc Graw Hill
- [3.5] M. J. Fagan. Finite Element Analysis Theory and Practice, Longman Scientific and Technical, First published, 1992.
- [3.6] ANSYS User's Manual. Swanson Analysis System, inc., Vol. I and IV Theory and Procedure, 1992.
- [3.7] L. J. Segerlind. Applied Finite Element Analysis, John Wiley and Sons, U.S.A., 1976, pp 77-85.
- [3.8] O.C. Zienkiewicz, **CBE, FRS**. The Finite Element Method. Fifth edition Volume 2 Mc Graw Hill
- [3.9] Pat L. Mangonon. Ciencia de los materiales. Primer edición 2001. Prentice Hall.
- [3.10] Manual sistema strainsmart 6200.

CAPITULO 4

METODOLOGÍA.



En este capítulo se proporciona la metodología para realizar el análisis numérico-experimental en el chasis del carro SAE Mini-Baja.

4.1 DESCRIPCIÓN DE LA METODOLOGÍA DEL ANÁLISIS NUMÉRICO-EXPERIMENTAL.

A partir del modelo realizado los planos realizados por SAE ESIME ZACATENCO y con apoyo en las especificaciones convenidas en autos Mini-Baja, se siguió esta metodología:

- Determinar los puntos a instrumentar del modelo experimental a partir de los resultados de elementos finitos de los diversos análisis.
- Realizar consideraciones para comparar resultados del análisis numérico contra el análisis experimental.
- Efectuar la instrumentación del vehículo según los puntos considerados en el análisis numérico.
- Determinación de aceleraciones, desplazamientos, esfuerzos, factores de amplificación dinámica y factores de seguridad en varios puntos de la estructura a través de la instrumentación.

4.2 ANTECEDENTES.

Este trabajo se enfoca a realizar el análisis bajo las "Especificaciones para evaluación de estudios de resistencia estructural para el auto SAE Mini-Baja".

Los objetivos del estudio son:

- Validar los modelos por elementos finitos para el análisis numérico-experimental.
- La descripción de las pruebas y de los análisis se proporciona mas adelante en el cuerpo de esta tesis.

4.3 MODELADO GEÓMETRICO.

El vehículo fue modelado de acuerdo con las dimensiones especificadas en los planos proporcionados por SAE ESIME-Zacatenco. Siguiendo las cotas de los planos se construyó el modelo geométrico ver plano en Anexo 1 figura A1.

4.4 ANÁLISIS PROPUESTO.

Análisis de descomposición modal.

Se trata de un estudio que conduce a identificar los modos rígidos y los primeros modos elásticos del automóvil SAE Mini-Baja, para tener un mayor conocimiento del mismo con respecto del comportamiento estructural en general. Tanto la frecuencia como el modo pueden ser hallados por medios teóricos o experimentales, en cambio el amortiguamiento modal solo es posible determinarlo por medio de análisis experimental. Normalmente las estructuras vehiculares del tipo de un automóvil tienen modos de vibración importantes. El análisis debe

garantizar que se identifican por lo menos los primeros 5 modos globales (modos rígidos y modos de flexión y torsión), con un barrido de frecuencias desde 0 hasta 60 Hz. basándose en la información obtenida por elemento finito. En particular para este estudio se hará énfasis en la amplificación dinámica, los esfuerzos y deformaciones de la estructura

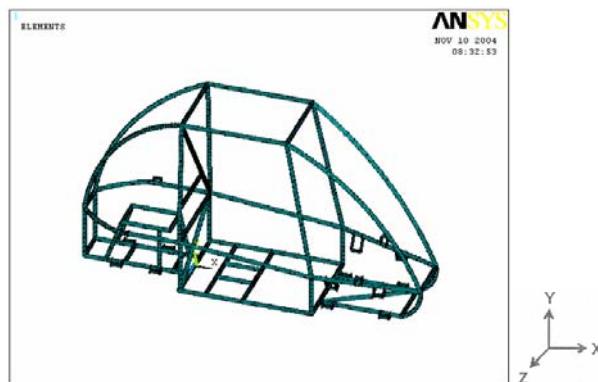


Figura 4.1. Modelo de elementos finitos y condiciones de frontera

4.5 Propiedades del material empleado en los análisis del automóvil.

Es importante mencionar que su uso el paquete ANSYS 8.0 y procesador celeron (Pentium 1) a 1.1 GHz, memoria RAM 512 Mb. y capacidad de disco duro 40 Gb. El comportamiento adoptado en este trabajo considera que el material se comporta como isotrópico continuo, lineal elástico y homogéneo.

Tabla 4.1. Propiedades mecánicas del material de la estructura ACERO AISI 1018.

Módulo de Young	$207 \times 10^9 \text{ N/m}^2$
Módulo de RIGIDEZ	80 Gpa
Relación de Poisson	0.27
Resistencia de fluencia	240 Mpa
Densidad	7680 kg/m ³

Se consideraron los pesos correspondientes a los accesorios que soporta el chasis, los cuales se muestran en la tabla 4.2

Estos datos se obtuvieron pesando cada uno de los componentes, para cada uno de los análisis propuestos, se hizo sin tomar en cuenta el amortiguamiento. Esta condición se considera como la más desfavorable a que pueda estar sometida la estructura. Es importante mencionar que en la estructura del vehículo, se consideraron uniformes las secciones de los materiales utilizados y que hay una aplicación correcta de la soldadura para en análisis numérico.

Tabla 4.2. Pesos de los componentes.

Concepto	Peso kg
Motor	28
Reductor c/aceite	28
Conductor	90

4.5 Resumen de resultados esperados en este estudio

Este análisis se enfoca a determinar estos elementos de comportamiento dinámico:

1. Parámetros modales por medio experimental: frecuencias naturales y formas modales.
2. Respuesta dinámica transitoria: reacciones, aceleraciones, desplazamientos y esfuerzos.
3. Determinación de elementos de diseño: factores de seguridad.

4.6 PROCEDIMIENTO DE ANÁLISIS TEORICO EN EL CHASIS

Se desarrolla en los siguientes pasos:

- Dibujo del chasis respetando las restricciones mencionadas en el reglamento para Mini Baja. Para este efecto, se tomaron medidas a una persona que midiera 1.95m ya que los conductores del equipo en posición de conducir, con el fin de trazar las medidas máximas para el reglamento.
- Desarrollo del modelo de elementos finitos. Una vez obtenidas todas las dimensiones, se procede al planteamiento y desarrollo del modelo de dicha estructura. Establecimiento de las condiciones de carga. Para tal efecto se consideraran las cargas reportadas en la tabla 4.2.
- Establecimiento de las condiciones de frontera. Para modelar el trabajo que desarrolla la estructura en su operación, las condiciones de frontera se establecen mediante la restricción de uno o varios grados de libertad en diversos nodos de la estructura, con lo cual se simula el comportamiento real, como se puede apreciar en la figura 4.1. En todos los casos estudiados se emplean las mismas condiciones de frontera.
- Análisis estático, dinámico. Estos se efectuaran empleando el paquete de computo ANSYS 8.0, y considerando diversos parámetros relativos al comportamiento estático y dinámico del automóvil bajo condiciones de operación real, tales como; aceleración, carga estática, carga dinámica, carga cíclica, masas, inercia, velocidad inicial, velocidad final, espacio de arranque, espacio de frenado, aceleración radial, radio de giro etc.

- Evaluación de resultados. De acuerdo a los resultados obtenidos se establecerán los criterios para determinar hasta que punto presenta la severidad de los esfuerzos y deformaciones y, a partir de esto, proponer si son necesarios refuerzos adicionales para mejorar el comportamiento estructural del carro. Se considera al máximo esfuerzo principal, como criterio de falla, debido que en función de este se establecen los niveles de seguridad.

4.7 RESULTADOS DE EL ANÁLISIS NUMERICO (TUBO).

En esta parte se presentan los resultados de la simulación dinámica efectuada sobre el chasis SAE Mini-Baja. En la primer sección del capítulo se describe de manera general la metodología utilizada para la realización de los trabajos, el lector interesado en una descripción detallada deberá remitirse a la bibliografía incluida al final de este reporte. En términos generales los pasos correspondientes a la metodología se pueden presentar en el diagrama de bloques mostrado a continuación.

Tabla 4.3. Resultados de el análisis estructura tubo.

ANALISIS	DEFORMACION MAXIMA m	ESFUERZO PRINCIPAL MAXIMO MPa.	ESFUERZO PRINCIPAL A COMPRESION MPa.	ESFUERZO DE VON MISES MPa.	N (FS)	FRECUENCIAS NATURALES Hz.
ESTÁTICO	0.971E-3	38.4	38.2	38.2	6.29	
ARRANQUE	0.49x10-4	5.01	2.58	2.58	93.02	
FRENADO	0.225 x10-3	11.8	11.8	11.8	20.3	
VIRAJE A LA DERECHA	0.00429	17.9	173	179	1.39	
VIRAJE A LA IZQUIERDA CON FRENADO	0.00428	184	191	191	1.34	
TORSION	O.907x10-3	113	153	113	2.12	
MODAL 1	0.120931					16.842
MODAL 2	0.334279					27.09
MODAL 3	0.118791					30.766
MODAL 4	0.110113					34.76
MODAL 5	0.115288					36.45

4.8 METODOLOGIA DEL ANÁLISIS EXPERIMENTAL.

Análisis preliminar sobre modelo de elementos finitos para determinar puntos de medición experimental. Realización de pruebas experimentales. Análisis de resultados y determinación de frecuencias.

4.8.1 ANÁLISIS DINAMICO EXPERIMENTAL.

La realización de las pruebas de análisis modal experimental tienen por objetivo determinar las frecuencias naturales de vibración de la estructura. De manera complementaria se pueden identificar las formas generales de los modos.

4.8.1.1 GENERALIDADES DE LA PRUEBA.

El análisis modal experimental presenta estas ventajas:

- Realización de una prueba rápida sobre una estructura con resultados a muy corto plazo con relación a la respuesta dinámica del conjunto.
- Posibilidad de determinar los valores de referencia de los modos de vibración preponderantes en una estructura, en las direcciones medidas (X, Y ó Z).
- Identificación de frecuencias excitadoras en la estructura.
- Ruido en la señal para diversos orígenes (interferencias, variaciones en la corriente, vibraciones ambientales, etc.)
- No linealidad de la estructura o equipo. Esto reduce la claridad de las frecuencias resonantes.
- Acoplamiento de modos. Cuando los modos no son independiente se reducen las posibilidades de identificación de los vectores principales y los valores modales
- Dificultad para realizar una prueba por no estar algunos puntos al alcance del equipo de excitación o de adquisición de datos.

Las pruebas de análisis modal pueden ser efectuadas por varios procedimientos, uno de ellos es por medio de un excitador electromagnético, preferentemente con una serie aleatoria producida por el equipo de adquisición de datos. Otro método mas extendido para excitar una estructura es por medio de una señal transitoria generada por un equipo de impacto, generalmente un martillo que dispone de una celda de carga; el martillo se emplea para excitar a la estructura par medio de una carga de muy corta duración. En ambos casos (martillo o excitador) la señal es captada en diversos puntos de la estructura por uno o varios acelerómetros (para lo cual se emplean analizadores de 2 canales, par lo menos), con lo cual se tiene un juego formado por la señal de excitación y la serial de respuesta, con ambas se puede determinar la función de transferencia (en el dominio de la frecuencia en variable de la transformada de Laplace) o mejor aun la función de respuesta en frecuencia (en variable de la integral de Fourier).

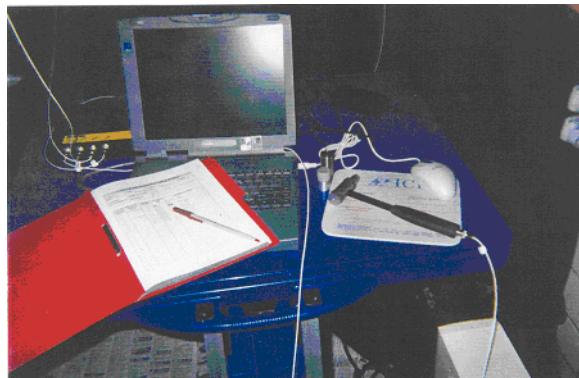


Figura 4.2. Equipo de análisis modal experimental utilizado en este trabajo.

La función de respuesta en frecuencia (FRF) permite identificar las frecuencias naturales de vibración de la estructura en el dominio de la frecuencia, representadas por "picos" en la curva de la FRF. Una señal muy limpia proporciona, en teoría, una FRF muy suave. En el caso de estructuras reales complejas, como puede ser el caso de una estructura vehicular, la FRF contiene defectos propios de la adquisición experimental, por lo que las curvas se deben procesar por un procedimiento de ajuste (Fitting), de tal modo de obtener una curva suave que permite identificar las frecuencias naturales de la estructura de una manera matemática. A partir de la FRF ajustada, se puede determinar el amortiguamiento en cada modo para diversos procedimientos de integración. Este proceso es de importancia porque el valor de amortiguamiento modal es un elemento que no puede determinarse mas que por métodos experimentales.

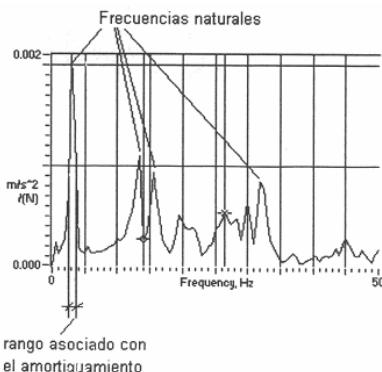


Figura 4.3. Función de respuesta en frecuencia.

Los modos obtenidos en una prueba de dinámica modal sirven de elementos de calibración para los modelos de elementos finitos. Una vez calibrado el modelo se puede proceder a la simulación de diversos tipos de respuesta de la estructura (transitoria, en frecuencia, etc.).

Para realizar una prueba de análisis modal experimental se debe preparar el trabajo de instrumentación con anterioridad, identificando puntas de medición sobre un modelo preliminar generalmente simulado en un programa de análisis para elementos finitos.

4.8.1.2 PREPARACIÓN DE LA PRUEBA.

Se efectuaron análisis preliminares con el modelo de elementos finitos utilizado con anterioridad. Se obtuvieron los primeros 5 modos de vibración teóricos, pudiendo verificarse que los modos preponderantes tienen vectores característicos principalmente en dirección Z. En estructuras vehiculares de este tipo siempre se encuentra un primer grupo de frecuencias resonantes en el intervalo de 16 a 37 Hz, generalmente asociado a los primeros modos rígidos.

Los modos se clasifican en:

Rígidos. Cuando el objeto vibra como un cuerpo sólido, sin mostrar deformaciones significativas. Se presentan en frecuencias bajas.

Elásticos. Cuando las vibraciones son producto de deformaciones de la estructura.

Mixtos. Cuando hay combinación de ambos tipos.

Los modos elásticos se dividen, a su vez, en globales (cuando se aprecian deformaciones del conjunto como en el caso de flexiones, torsiones, etc.) y locales (cuando las deformaciones son claramente ubicadas en zonas particulares del conjunto). Atendiendo a que los modos preponderantes ocurren en dirección Z se hicieron mediciones preferentemente en dicha dirección, colocando los acelerómetros en dicha dirección y haciendo un impacto con el martillo igualmente en dirección Z. Los puntos de medición se ubicaron en el bastidor, que es el elemento principal de este estudio y que, además, rige la forma de los modos, de manera clara. Para identificar los puntos de medición se trabajó a partir del modelo de elementos finitos, construyendo una envolvente de puntos, de manera de identificar la forma general del vehículo y ubicar puntos en zonas específicas de la estructura que no tuvieran efectos nodales (se denomina "nodo" a todo aquel punto en el cual no se presentan desplazamientos en alguno o varios de los modos). Los puntos de la envolvente se muestran por medio de un pequeño cuadrado, en las figuras 4.3 como ejemplo. Algunos de los puntos corresponden a puntos de medición, mientras que los restantes sirven de referencia para el modelo de análisis modal experimental véase figura 4.4 caso de aplicación.

En donde es importante mencionar que se realizó la instrumentación de la siguiente forma la preparación es desarrollar una superficie químicamente limpia, con una rugosidad superficial adecuada y una alcalinidad de un ph neutro,

y un trazado visible de líneas de referencia para la orientación de la roseta. El procedimiento básico para instalar las rosetas es el siguiente:

- Desengrasado
- Lijado de superficie
- Trazado de ejes de referencia
- Acondicionador
- Neutralizador

A fin de asegurar la máxima limpieza y óptimos resultados, deberá observarse siempre:

- No Tocar la superficie con los dedos
- No Pasar de ida y vuelta ó rehusar las gasas de limpieza.
- No Arrastrar contaminantes desde la zona externa a la de preparación.
- No dejar secar por evaporación las soluciones de preparación
- No dejar parcialmente preparada la superficie ó demorar el pegado de la roseta para luego continuar.

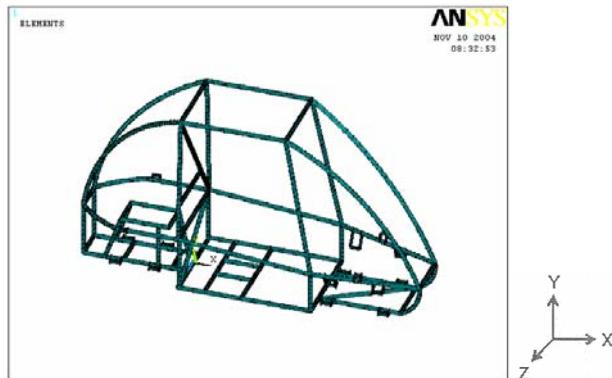


Figura 4.4. Estructura.

4.8.1.2 PREPARACIÓN DE LA PRUEBA.

Al inicio de la prueba se procedió a preparar y limpiar el sitio e identificar la posición de los puntos de medición de la envolvente, sobre el chasis, eligiendo 9 puntos accesibles para la medición y 2 puntos de medición en el toldo. Los 11 puntos de medición se señalan en color morado las rosetas y rojo el acelerómetro en la figura 4.5, directamente sobre la envolvente, donde se indica asimismo la orientación de los ejes coordinados, definidos para la medición en concordancia con el sistema de ejes del modelo de elementos finitos.

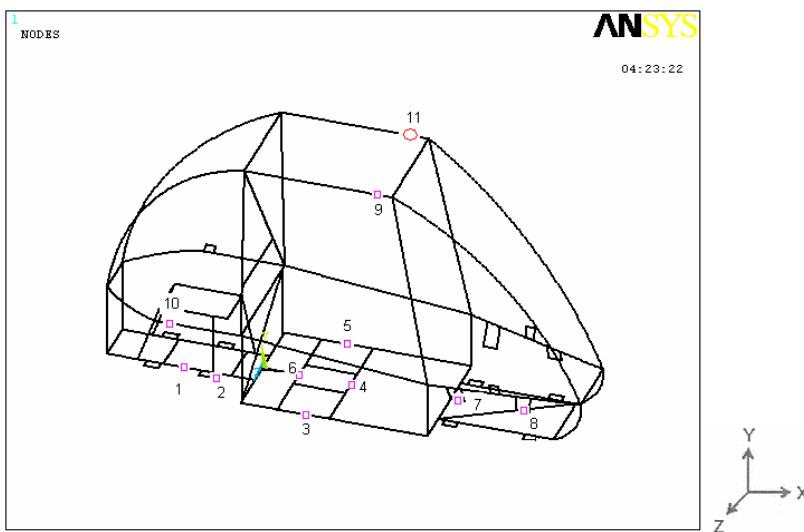


Figura 4.5. Puntos de medición.

4.8.1.3 POSTPROCESO DEL ANÁLISIS EXPERIMENTAL.

Una vez terminadas las pruebas, los registros de las FRF se transfirieron al software de análisis modal para obtener las curvas ajustadas y finalmente los parámetros modales. Como ejemplo de curvas ajustadas se tienen en la figura 4.6.

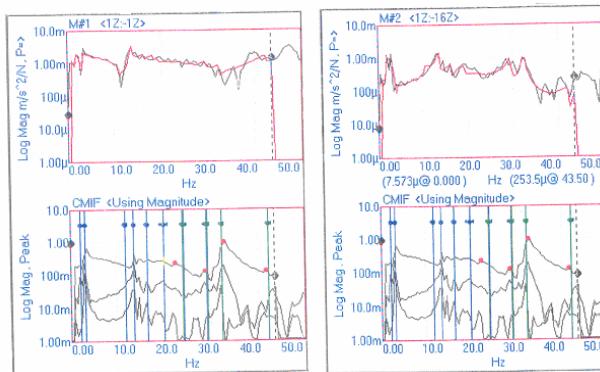


Figura 4.6. Curvas ajustadas.

El proceso de ajuste consiste en obtener la curva de ajuste a los diversos picos encontrados en los rangos identificados en el juego de curvas. En la figura 4.4 se muestran en las dos curvas superiores las FRF originales (en color negro) y las curvas de ajuste que proporciona el software (en color roja) para las mediciones en los puntos 1 a 10. En las curvas inferiores se tienen 3 graficas que corresponden a cada uno de los canales, de el acelerómetro, en términos del logaritmo de magnitud, en ellas se marcan puntos y correspondientes a las frecuencias naturales.

4.8.2.1 CALIBRACIÓN DEL MODELO.

El trabajo de calibración del modelo de elementos finitos normalmente debe encontrar por lo menos cinco primeros modos de la estructura. Este trabajo se llevo a calibrar el modelo para los primeros 5 modos hallados experimentalmente (4 en dirección Z, el primer modo en X y el primer modo en Y) .Debe recordarse que en un modelo de elementos finitos, debido a la gran cantidad de grados de libertad, se pueden encontrar mas modos que los determinados en el análisis experimental, correspondiendo tanto a modos rígidos como a flexibles, en particular se pueden tener mas modos relativos a deformaciones locales o formas mixtas, mismas que no se detectan en el análisis modal experimental. El proceso de modificación estructural se realizo por medio del programa de análisis por elementos finitos. Se trata de un proceso de optimización estructural y análisis de sensibilidad que se realiza modificando las matrices de masa y de rigideces del modelo hasta que las frecuencias resonantes se aproximen a los valores estipulados en las pruebas de campo o cualquier otro valor establecido de antemano. Básicamente el cambio estructural afecta a la masa del modelo y alas rigideces de los resortes de la suspensión. Estos cambios no alteran las propiedades estructurales de los perfiles o las placas. Para el análisis se considera un amortiguamiento de 5% en la suspensión. El proceso se realiza por medio de iteraciones, cada una de ellas corresponde con un nuevo cálculo de los modos de vibración de la estructura. El proceso se detiene en función de un criterio de convergencia o cuando se rebasa un cierto numero de iteraciones impuestas de antemano.

Los criterios de convergencia se establecen en términos de errores absolutos o errores cuadráticos. Dados n modos en estudio, sea fmi la frecuencia calculada con el modelo y fri la frecuencia de referencia dada por los resultados experimentales, para el modo i. Se definen los criterios de convergencia.

A)Error absoluto por cada modo i: $error = fmi - fri \leq \delta 1$

B) Error absoluto medio: $EAM = \frac{1}{n} \sum fmi - fri \leq \delta 2$

C) Error cuadrático medio: $ECM = \frac{1}{n} \sqrt{\sum (fmi - fri)^2} \leq \delta 3$

Es usual imponer $\delta 1 = \delta 2 = \delta 3 = 0.1$, de manera de disponer de una aproximación del 10% entre el modelo y los resultados experimentales. En este caso se realizó una aproximación mas fina imponiendo estos valores: $\delta 1 = 0.1$, $\delta 2 = 0.5$, $\delta 3 = 0.5$. Asimismo es usual convenir que el modelo es convergente en cuanto se cumple cualquiera de los criterios, para este trabajo se decidió llevar la aproximación con el EAM $\delta=0.5$ y se utilizaron los otros criterios como cotejo. Se estableció un máxima de 50 iteraciones.

- a) $Ea \ i \leq \delta_1 = 0.1$
- b) $EAM \leq \delta_2 = 0.5$
- c) $ECM \leq \delta_3 = 0.5$
- d) Número de iteraciones ≤ 50

Los cinco primeros modos obtenidos experimentalmente son los que se utilizaron en la calibración del modelo, están resumidos en la tabla 4.5 a partir de los datos extraídos de la tabla 4.4.

Tabla 4.5. Modos.

Modo	Frecuencia Hz	Tipo	Descripción
1	1.9 - 2.1 ($2.0 \pm 5\%$)	Rígido Primer modo Z	
2	2.6 - 2.7 ($2.65 \pm 2\%$)	Rígido Primer modo Y	
3	2.7 - 3.1 ($2.9 \pm 7\%$)	Rígido Segundo modo Z	
4	3.2 - 3.4 ($3.3 \pm 3\%$)	Rígido Primer modo X	
5	11.3 ($11.3 \pm 1\%$)	Flexible Tercer modo Z	

La convergencia del proceso de modificación estructural se muestra en las figuras 4.6 (error absoluto medio y error cuadrático medio) y 3.10 (error de cada modo). Los resultados muestran una muy buena aproximación para los tres criterios en 31 iteraciones. La primera iteración corresponde con el modelo original. Se ve en las curvas la evolución de la convergencia del EAM, que en la iteración 31 está por debajo del 5% estipulado, lo cual permitió obtener un error aproximado de 2.5% en el ECM, que es mejor que el valor esperado de 5.0 %.

Tabla 4.6. Convergencia de los errores.

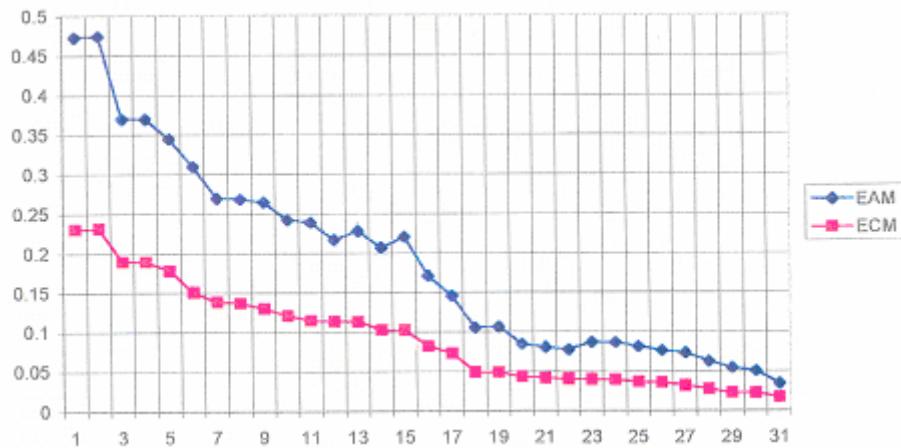
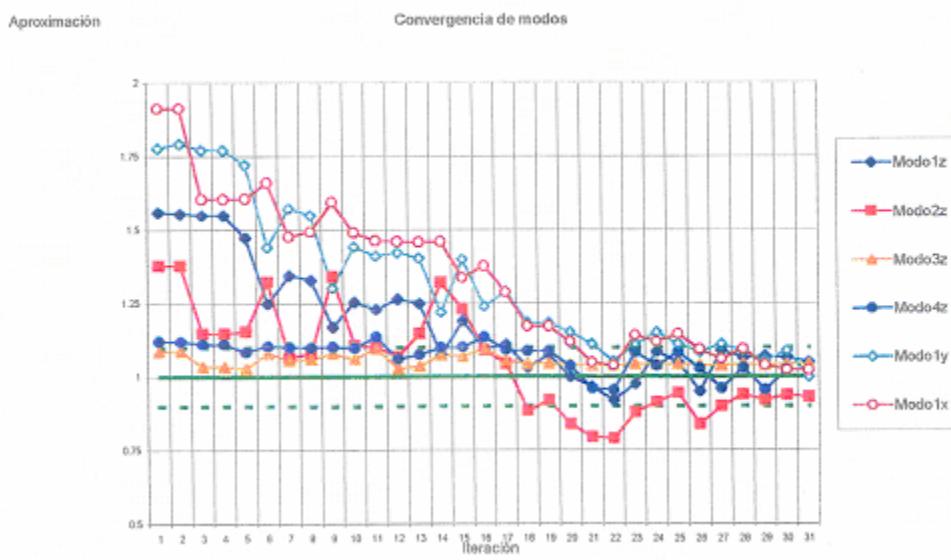


Tabla 4.7. Convergencia de los modos.



En la figura 4.7 se tienen los errores (con su signo) de las frecuencias de los modos respecto a los valores obtenidos en el análisis modal experimental. Los valores exactos estarían ubicados en la ordenada 1.0; se indican con líneas punteadas en color verde los límites que definen el rango de error de $\pm 10\%$.

Es de observarse que los modos flexibles convergen muy rápidamente y se mantienen dentro del 10% de aproximación desde las primeras iteraciones, tal es el caso de los modos 32 y 42; en cambio los modos rígidos presentan mucha mayor fluctuación hasta llegar a valores muy cercanos a los obtenidos en las mediciones de campo

Desde la iteración 28 los errores en las 5 frecuencias estudiadas son inferiores al 10% considerado como criterio de aceptación para la convergencia. En esta calibración solo se trabajo con los modos correspondientes entre el modelo de elementos finitos y los modos obtenidos en forma experimental. El modelo de elementos finitos conduce a dos modos rígidos de bamboleo y a muchos modos elásticos (globales y locales) en frecuencias no identificadas en las curvas experimentales.

4.8.2.2 PRESENTACIÓN DE LOS MODOS DE VIBRACIÓN.

Las formas de los modos se muestran en las figuras 4.6, 4.7, 4.8, 4.9, 4.10, en las dos últimas solo se dibujo el piso del bastidor para simplificar el aspecto del modo obtenido.

4.8.3 ANÁLISIS DE RESPUESTA TRANSITORIA.

La simulación de dinámica modal se efectuó considerando el caso de respuesta transitoria ante la carga impulsiva. Se hizo una primer corrida estática para conocer las zonas de mayores esfuerzos con la carga impulsiva actuando como carga estática con su valor nominal. Se llegó a identificar un conjunto de puntas críticas sobre los cuales se hizo el cálculo de dinámica transitoria. Se trata, por lo tanto, de los nodos que mostraron las condiciones más desfavorables en dicho análisis estático preliminar. Los puntos se señalan en las figuras 4.7.

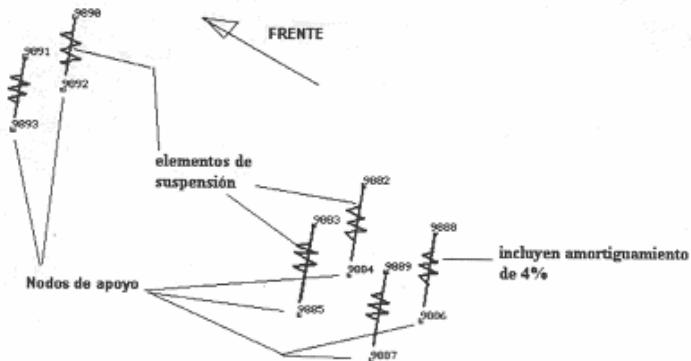


Figura 4.7. Respuesta transitoria.

4.8.3.1 ACELERACIONES.

El primer elemento de interés es la aceleración obtenida en los puntos de aplicación de la carga y en los puntos seleccionados de la estructura. Las mayores aceleraciones se registran en los puntos de aplicación de la carga impulsiva. La respuesta de aceleración es bastante regular, como puede verse en la figura 4.8. Se puede ver claramente el tiempo de llegada de la excitación en la suspensión

trasera en 1.7 segundos, de acuerdo con el modelo de la carga impulsiva simulando el recorrido del vehículo.

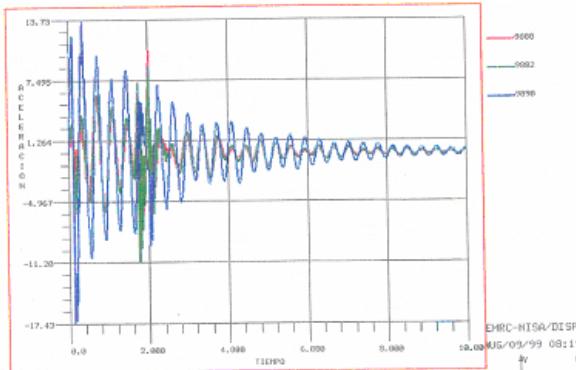


Figura 4.8. Aceleraciones.

El máximo de aceleración en valor absoluto es 17.43 m/s^2 , equivalente a 1.8 g. En estructuras de este tipo se tienen valores de referencia del orden de 2 g, lo cual quiere decir que se obtuvo un valor bastante razonable para el comportamiento de la estructura. Este hecho se interpreta de esta manera: la carga impulsiva de 155700 N es equivalente a producir una aceleración de 1.8 g en la estructura (0 un impacto de 1.8 g en dirección vertical).

4.8.3.2 ESFUERZOS DINÁMICOS Y FACTOR DE AMPLIFICACIÓN DINÁMICA.

Uno de los objetivos del estudio es la evaluación de los niveles de esfuerzos dinámicos y su relación con las cargas dinámicas nominales, relación conocida como "factor de amplificación dinámica". La componente de esfuerzo más importante en las varas del bastidor es el esfuerzo principal mayor (0-1); para la orientación elegida para la estructura, 0-1 se aproxima a la componente Sxx del tensor de esfuerzo (el eje X es coincidente con el esfuerzo en dirección longitudinal del vehículo), atendiendo a que dichas varas se comportan aproximadamente como una pieza sometida a momento flexionante en el plano vertical. Esta componente Sxx se interpreta como esfuerzos normales al plano transversal de las secciones estructurales. Por media de una corrida preliminar de análisis estático con una carga nominal igual al máxima de la carga impulsiva aplicada en la suspensión delantera y en la suspensión trasera, se identifican los puntos donde se tienen los esfuerzos máximos en la componente Sxx. Se eligieron unos nodos como referencia para los cuales se hizo posteriormente el análisis dinámico transitorio.

El máximo de aceleración en valor absoluto es 17.43 m/s^2 , equivalente a 1.8 g. En estructuras de este tipo se tienen valores de referencia del orden de 2 g, lo cual quiere decir que se obtuvo un valor bastante razonable para el comportamiento de la estructura. Este hecho se interpreta de esta manera: la carga impulsiva de

155700 N es equivalente a producir una aceleración de 1.8 g en la estructura (0 un impacto de 1.8 g en dirección vertical).

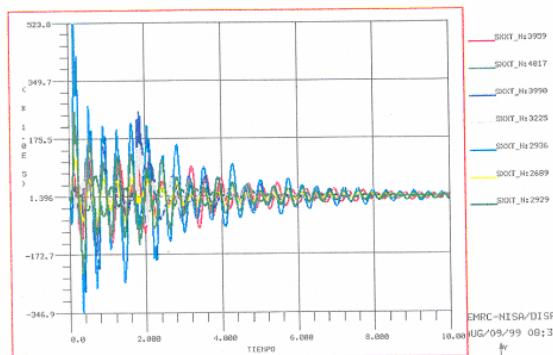


Figura 4.9. Historia de esfuerzos.

4.9 REFERENCIAS

- [4.1] Reglamento Mini Baja 2003.
- [4.2] Internet, SAE Internacional, www.sae.org
- [4.3] Gerardo Plata Contreras, Diseño, análisis y construcción de un chasis para un auto
SAE Mini Baja, Tesis de Maestría México SEPI-ESIME-IPN, 2003.
- [4.4] Agustín Tristan López, Análisis de comportamiento dinámico del trolebús modelo T-BUS 9700 para mexicana de autobús, S.A. de C.V., Internacional Engineering and Statistics, S.A. de C.V., 10 de Agosto de 1999.
- [4.5] Revista mecánica experimental No. 6, 2001.
- [4.6] Evaluación de la respuesta del sistema subsuelo-estructura edificio Bernardo Quinto Arriaga instrumentación acelerometrica y frecuencias, CICESE 1994.

CAPITULO 5

EVALUACIÓN DE RESULTADOS.



En este capítulo se desarrolla el análisis de los resultados numérico-experimental en el chasis del carro SAE Mini-Baja.

5.1 ANÁLISIS DE RESULTADOS NUMÉRICO-EXPERIMENTAL

A partir de los resultados obtenidos del análisis numérico se determinaron los puntos a instrumentar. En esta parte se presentan los resultados de la simulación dinámica efectuada sobre el chasis SAE Mini-Baja. En la primer sección del capítulo se describe de manera general la metodología utilizada para la realización de los trabajos, el lector interesado en una descripción detallada deberá remitirse a la bibliografía incluida al final de este reporte. En términos generales los pasos correspondientes a la metodología se pueden presentar en el diagrama de bloques mostrado a continuación.

Análisis preliminar sobre modelo de elementos finitos para determinar formas de modos y establecer puntos de medición experimental. Realización de pruebas modal experimental. Análisis de resultados y determinación de frecuencias. Calibración del modelo de elementos finitos contra los resultados experimentales. Realización de análisis de simulación de respuesta transitoria con el modelo calibrado de elementos finitos.

La realización de las pruebas de análisis modal experimental tienen por objetivo determinar las frecuencias naturales de vibración de la estructura. De manera complementaria se pueden identificar las formas generales de los modos.

El análisis modal experimental presenta estas ventajas:

- Realización de una prueba rápida sobre una estructura con resultados a muy corto plazo con relación a la respuesta dinámica del conjunto
- Posibilidad de determinar los valores de referencia de los modos de vibración preponderantes en una estructura, en las direcciones medidas (X, Y ó Z).
- Identificación de frecuencias excitadoras en la estructura
- Posibilidad de "barrer" una amplia gama de frecuencias de respuesta
- Facilidad para "limpiar" la señal por medio del proceso de promedio de seriales (averaging)
- Factibilidad de obtener respuesta en tiempo o en frecuencia, con opciones de realizar postproceso de la señal, incluyendo derivación o integración

Las limitaciones de las pruebas de análisis modal experimental se relacionan con la influencia de estos factores:

- Ruido en la señal para diversos orígenes (interferencias, variaciones en la corriente, vibraciones ambientales, etc.)
- No linealidad de la estructura o equipo. Esto reduce la claridad de las frecuencias resonantes.

- Acoplamiento de modos. Cuando los modos no son independiente se reducen las posibilidades de identificación de los vectores principales y los valores modales
- Dificultad para realizar una prueba por no estar algunos puntos al alcance del equipo de excitación o de adquisición de datos.

Las pruebas de análisis modal pueden ser efectuadas por varios procedimientos, uno de ellos es por medio de un excitador electromagnético, preferentemente con una señal aleatoria producida por el equipo de adquisición de datos. Otro método mas extendido para excitar una estructura es por medio de una serial transitoria generada por un equipo de impacto, generalmente un martillo que dispone de una celda de carga; el martillo se emplea para excitar a la estructura par medio de una carga de muy corta duración. En ambos casas (martillo o excitador) la serial es captada en diversos puntos de la estructura por uno o varios acelerómetros (para lo cual se emplean analizadores de 2 canales, par lo menos), con lo cual se tiene un juego formado por la serial de excitación y la serial de respuesta, con ambas se puede determinar la función de transferencia (en el dominio de la frecuencia en variable de la transformada de Laplace) o mejor aun la función de respuesta en frecuencia (en variable de la integral de Fourier).

La función de respuesta en frecuencia (FRF) permite identificar las frecuencias naturales de vibración de la estructura en el dominio de la frecuencia, representadas por "picos" en la curva de la FRF. Una señal muy limpia proporciona, en teoría, una FRF muy suave. En el caso de estructuras reales complejas, como puede ser el caso de una estructura vehicular, la FRF contiene defectos propios de la adquisición experimental, por lo que las curvas se deben procesar par un procedimiento de ajuste (Fitting), de tal modo de obtener una curva suave que permite identificar las frecuencias naturales de la estructura de una manera matemática. A partir de la FRF ajustada, se puede determinar el amortiguamiento en cada modo para diversos procedimientos de integración. Este proceso es de importancia porque el valor de amortiguamiento modal es un elemento que no puede determinarse mas que por métodos experimentales.

Los modos obtenidos en una prueba de dinámica modal sirven de elementos de calibración para los modelos de elementos finitos. Una vez calibrado el modelo se puede proceder a la simulación de diversos tipos de respuesta de la estructura (transitoria, en frecuencia, etc.).

Para realizar una prueba de análisis modal experimental se debe preparar el trabajo de instrumentación con anterioridad, identificando puntos de medición sobre un modelo preliminar generalmente simulado en un programa de análisis para elementos finitos.

Se efectuaron análisis preliminares con el modelo de elementos finitos utilizado con anterioridad. Se obtuvieron los primeros 5 modos de vibración teóricos, pudiendo verificarse que los modos preponderantes tienen vectores característicos principalmente en dirección Z. En estructuras vehiculares de este tipo siempre se encuentra un primer grupo de frecuencias resonantes en el intervalo de 1 a 2 Hz, generalmente asociado a los primeros modos rígidos. El siguiente grupo de frecuencias resonantes ocurren alrededor de 8 a 12 Hz, un tercer grupo ocurre generalmente a partir de los 30 Hz, en estos últimos casos se tienen modos flexibles ó mixtos. En otros trabajos realizados en México se reportan los primeros modos rígidos entre 2 y 6 Hz y los primeros modos elásticos entre 8 y 14 Hz. Aunque estos resultados preliminares corresponden razonablemente con los valores que se presentan en diversas referencias sobre el tema, así como con los reportados en trabajos anteriores realizados, se debe hacer una validación que conduzca a la calibración del modelo, de manera de correlacionar al modelo con la realidad.

Los modos se clasifican en:

- Rígidos. Cuando el objeto vibra como un cuerpo sólido, sin mostrar deformaciones significativas. Se presentan en frecuencias bajas.
- Elásticos. Cuando las vibraciones son producto de deformaciones de la estructura.

Mixtos. Cuando hay combinación de ambos tipos

Los modos elásticos se dividen, a su vez, en globales (cuando se aprecian deformaciones del conjunto como en el caso de flexiones, torsiones, etc.) y locales (cuando las deformaciones son claramente ubicadas en zonas particulares del conjunto). Atendiendo a que los modos preponderantes ocurren en dirección Z se hicieron mediciones preferentemente en dicha dirección, colocando los acelerómetros en dicha dirección y haciendo un impacto con el martillo igualmente en dirección Z. Los puntos de medición se ubicaron en el bastidor, que es el elemento principal de este estudio y que, además, rige la forma de los modos , de manera clara. Para identificar los puntos de medición se trabajo a partir del modelo de elementos finitos, construyendo una envolvente de puntas, de manera de identificar la forma general del vehículo y ubicar puntas en zonas específicas de la estructura que no tuvieran efectos nodales (se denomina "nodo" a todo aquel punto en el cual no se presentan desplazamientos en alguno o varios de los modos). Los puntos de la envolvente se muestran por media de un pequeño cuadrado, en las figuras 5.17 como ejemplo. Algunos de los puntos corresponden a puntos de medición, mientras que los restantes sirven de referencia para el modelo de análisis modal experimental véa figura 5.2 caso de aplicación .

Al inicio de la prueba se procedió a preparar y limpiar el sitio e identificar la posición de los puntos de medición de la envolvente, sobre la estructura del bastidor o plataforma, eligiendo 16 puntos accesibles para la medición en la parte inferior y, como complemento, otros 3 puntos de medición en el toldo. Los 19 puntos de medición se señalan en color azul en la figura 4.39, directamente sobre la envolvente, donde se indica asimismo la orientación de los ejes coordinados, definidos para la medición en concordancia con el sistema de ejes del modelo de elementos finitos.

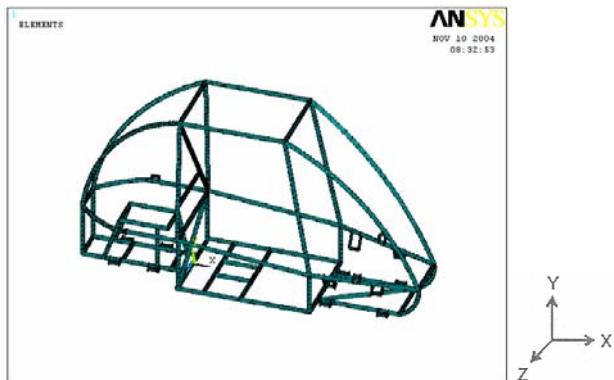


Figura 5.1. Estructura.

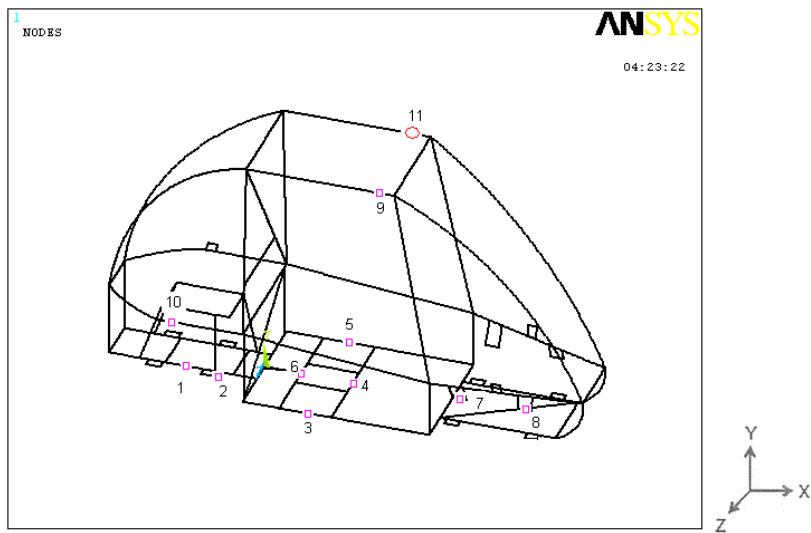
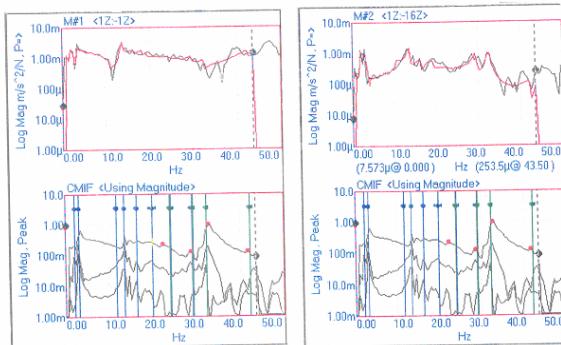


Figura 5.2. Puntos de medición.

Una vez terminadas las pruebas, los registros de las FRF se transfirieron al software de análisis modal para obtener las curvas ajustadas y finalmente los parámetros modales. Como ejemplo de curvas ajustadas se tienen las figuras 5.3.



Figuras 5.3. Curvas ajustadas.

El proceso de ajuste consiste en obtener la curva de ajuste a los diversos picos encontrados en los rangos identificados en el juego de curvas. Se muestran en las dos curvas superiores las FRF originales (en color negro) y las curvas de ajuste que proporciona el software (en color roja) para las mediciones en los puntos 1 y 11. En las curvas inferiores (denominadas CMIF) se tienen 3 graficas que corresponden a cada uno de los canales , de los acelerómetros, en términos del logaritmo de magnitud, en ellas se marcan puntas y correspondientes alas frecuencias naturales.

Las curvas de ajuste eliminan los ruidos en las señales y permiten identificar claramente las, frecuencias resonantes. Se construyeron las curvas en el rango de 0.5 a 45 Hz y se obtuvieron los amortiguamientos modales. Los parámetros modales obtenidos están dados en la tabla 4.2, se indican los rangos obtenidos en cada caso, así como el valor promedio y el error porcentual para las frecuencias y los amortiguamientos. El software permite obtener una aproximación a la forma global de los modos, sin tomar en cuenta modos locales.

Una vez que se tienen disponibles los modos con sus frecuencias y los valores de amortiguamiento, se debe proceder a realizar las modificaciones estructurales necesarias para que el modelo de elementos finitos represente lo mas fielmente posible el comportamiento de la estructura tal y como se reporta en el análisis modal experimental. La calibración es necesaria, ya que una vez realizada se procederá a efectuar los cálculos de dinámica transitoria para estudiar la respuesta de la estructura.

El trabajo de calibración del modelo de elementos finitos normalmente debe encontrar por lo menos cuatro primeros modos de la estructura. Este trabajo se llevo a calibrar el modelo para los primeros 5 modos hallados experimentalmente (4 en dirección Z, el primer modo en X y el primer modo en Y) .Debe recordarse

que en un modelo de elementos finitos, debido a la gran cantidad de grados de libertad, se pueden encontrar mas modos que los determinados en el análisis experimental, correspondiendo tanto a modos rígidos como a flexibles, en particular se pueden tener mas modos relativos a deformaciones locales 0 a formas mixtas, mismas que no se detectan en el análisis modal experimental.

El proceso de modificación estructural se realizo por medio del programa de análisis por elementos finitos. Se trata de un proceso de optimización estructural y análisis de sensibilidad que se realiza modificando las matrices de masa y de rigideces del modelo hasta que las frecuencias resonantes se aproximen a los valores estipulados en las pruebas de campo o cualquier otro valor establecido de antemano. Básicamente el cambio estructural afecta a la masa del modelo y alas rigideces de los resortes de la suspensión. Estos cambios no alteran las propiedades estructurales de los perfiles o las placas. Para el análisis se considera un amortiguamiento de 5% en la suspensión.

El proceso se realiza por medio de iteraciones, cada una de ellas corresponde con un nuevo cálculo de los modos de vibración de la estructura. El proceso se detiene en función de un criterio de convergencia o cuando se rebasa un cierto numero de iteraciones impuestas de antemano.

Los criterios de convergencia se establecen en términos de errores absolutos o errores cuadráticos. Dados n modos en estudio, sea f_{mi} la frecuencia calculada con el modelo y f_{ri} la frecuencia de referencia dada por los resultados experimentales, para el modo i. Se definen los criterios de convergencia.

A) Error absoluto por cada modo i: $error = f_{mi} - f_{ri} \leq \delta_1$

B) Error absoluto medio: $EAM = \frac{1}{n} \sum f_{mi} - f_{ri} \leq \delta_2$

C) Error cuadrático medio: $ECM = \frac{1}{n} \sqrt{\sum (f_{mi} - f_{ri})^2} \leq \delta_3$

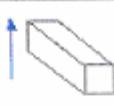
Es usual imponer $\delta_1 = \delta_2 = \delta_3 = 0.1$, de manera de disponer de una aproximación del 10% entre el modelo y los resultados experimentales. En este caso se realizó una aproximación mas fina imponiendo estos valores: $\delta_1 = 0.1$, $\delta_2 = 0.5$, $\delta_3 = 0.5$.

Asimismo es usual convenir que el modelo es convergente en cuanto se cumple cualquiera de los criterios, para este trabajo se decidió llevar la aproximación con el EAM $\delta=0.5$ y se utilizaron los otros criterios como cotejo. Se estableció un máxima de 50 iteraciones.

- a) $Ea i \leq \delta_1 = 0.1$
- b) $EAM \leq \delta_2 = 0.5$
- c) $ECM \leq \delta_3 = 0.5$
- d) Número de iteraciones ≤ 50

Los cinco primeros modos obtenidos experimentalmente son los que se utilizaron en la calibración del modelo, están resumidos en la Tabla 5.1.

Tabla 5.1. Modos.

Modo	Frecuencia Hz	Tipo	Descripción
1	1.9 - 2.1 ($2.0 \pm 5\%$)	Rígido Primer modo Z	
2	2.6 – 2.7 ($2.65 \pm 2\%$)	Rígido Primer modo Y	
3	2.7 - 3.1 ($2.9 \pm 7\%$)	Rígido Segundo modo Z	
4	3.2 – 3.4 ($3.3 \pm 3\%$)	Rígido Primer modo X	
5	11.3 ($11.3 \pm 1\%$)	Flexible Tercer modo Z	

La simulación de dinámica modal se efectuó considerando el caso de respuesta transitoria ante la carga impulsiva. Se hizo una primer corrida estática para conocer las zonas de mayores esfuerzos con la carga impulsiva actuando como carga estática con su valor nominal. Se llegó a identificar un conjunto de puntas críticas sobre los cuales se hizo el cálculo de dinámica transitoria. Se trata, por lo tanto, de los nodos que mostraron las condiciones más desfavorables en dicho análisis estático preliminar.

El primer elemento de interés es la aceleración obtenida en las puntas de aplicación de la carga y en los puntos seleccionados de la estructura. Las mayores

aceleraciones se registran en los puntos de aplicación de la carga impulsiva. La respuesta de aceleración es bastante regular, como puede verse en la figura 5.4. Se puede ver claramente el tiempo de llegada de la excitación en la suspensión trasera en 1.7 segundos, de acuerdo con el modelo de la carga impulsiva simulando el recorrido del vehículo.

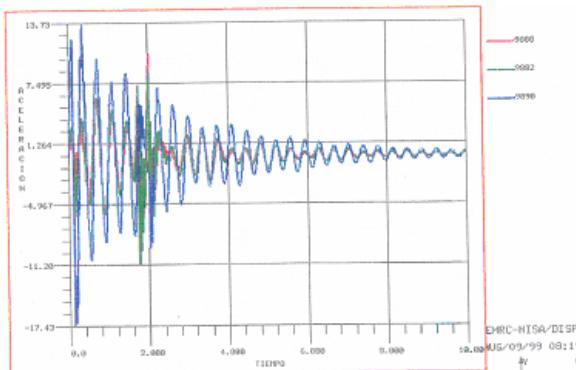


Figura 5.4. Carga impulsiva.

Tabla 5.2. Parámetros modales.

Modo en Z	Frecuencia Hz	Amortiguamiento	Descripción
1	1.9 - 2.1 ($2.0 \pm 5\%$)	4.0 - 4.7 % ($4.35 \pm 8\%$)	Rígido. Inclinación (Pitch)
2	2.7 - 3.1 ($2.9 \pm 7\%$)	1.6 - 1.9 % ($1.75 \pm 8\%$)	Rígido. Levantamiento (Bounce)
3	11.3 ($11.3 \pm 1\%$)	3.2 % ($3.2 \pm 1\%$)	Flexible. Flexión
4	13.2 - 13.4 ($13.3 \pm 1\%$)	1.7 - 2.0% ($1.85 \pm 8\%$)	Flexible. Flexión
5	15.9 - 16.2 ($16.0 \pm 1\%$)	2.0 - 2.3 % ($2.15 \pm 6\%$)	Flexible. Flexión

Modo en Y			
1	2.6 - 2.7 ($2.65 \pm 2\%$)	2.2 - 2.4 % ($2.3 \pm 5\%$)	Rígido. Rotación respecto a un eje vertical
2	18.3 ($18.3 \pm 1\%$)	4.5 ($4.5 \pm 1\%$)	Flexión en plano XY
3	34.7 ($34.7 \pm 1\%$)	5.6 ($5.6 \pm 1\%$)	Flexión en plano XY
Modo en X			
1	3.2 - 3.4 ($3.3 \pm 3\%$)	2.5 - 2.6 % ($2.55 \pm 2\%$)	Rígido. Balanceo (Rock)
2	15.8 ($15.8 \pm 1\%$)	4.4 ($4.4 \pm 1\%$)	Flexión en plano XY
3	18.5 ($18.5 \pm 1\%$)	4.6 ($4.6 \pm 1\%$)	Flexión en plano XY

El máximo de aceleración en valor absoluto es 17.43 m/s^2 , equivalente a 1.8 g . En estructuras de este tipo se tienen valores de referencia del orden de 2 g , lo cual

quiere decir que se obtuvo un valor bastante razonable para el comportamiento de la estructura. Este hecho se interpreta de esta manera: la carga impulsiva de 155700 N es equivalente a producir una aceleración de 1.8 g en la estructura (0 un impacto de 1.8 g en dirección vertical).

Uno de los objetivos del estudio es la evaluación de los niveles de esfuerzos dinámicos y su relación con las cargas dinámicas nominales, relación conocida como "factor de amplificación dinámica". La componente de esfuerzo más importante en las varas del bastidor es el esfuerzo principal mayor (0-1); para la orientación elegida para la estructura, 0-1 se aproxima a la componente Sxx del tensor de esfuerzo (el eje X es coincidente con el esfuerzo en dirección longitudinal del vehículo), atendiendo a que dichas varas se comportan aproximadamente como una pieza sometida a momento flexionante en el plano vertical.

Esta componente Sxx se interpreta como esfuerzos normales al plano transversal de las secciones estructurales. Por media de una corrida preliminar de análisis estático con una carga nominal igual al máxima de la carga impulsiva aplicada en la suspensión delantera y en la suspensión trasera, se identifican los puntos donde se tienen los esfuerzos máximos en la componente Sxx. Se eligieron unos nodos como referencia para los cuales se hizo posteriormente el análisis dinámico transitorio.

El máximo de aceleración en valor absoluto es 17.43 m/s^2 , equivalente a 1.8 g. En estructuras de este tipo se tienen valores de referencia del orden de 2 g, lo cual quiere decir que se obtuvo un valor bastante razonable para el comportamiento de la estructura. Este hecho se interpreta de esta manera: la carga impulsiva de 155700 N es equivalente a producir una aceleración de 1.8 g en la estructura (0 un impacto de 1.8 g en dirección vertical).

Uno de los objetivos del estudio es la evaluación de los niveles de esfuerzos dinámicos y su relación con las cargas dinámicas nominales, relación conocida como "factor de amplificación dinámica". La componente de esfuerzo más importante en las varas del bastidor es el esfuerzo principal mayor (0-1); para la orientación elegida para la estructura, 0-1 se aproxima a la componente Sxx del tensor de esfuerzo (el eje X es coincidente con el esfuerzo en dirección longitudinal del vehículo), atendiendo a que dichas varas se comportan aproximadamente como una pieza sometida a momento flexionante en el plano vertical. Esta componente Sxx se interpreta como esfuerzos normales al plano transversal de las secciones estructurales.

Por medio de una corrida preliminar de análisis estático con una carga nominal igual al máxima de la carga impulsiva aplicada en la suspensión delantera y en la suspensión trasera, se identifican los puntos donde se tienen los esfuerzos máximos en la componente Sxx. Se eligieron unos nodos como referencia para los cuales se hizo posteriormente el análisis dinámico transitorio.

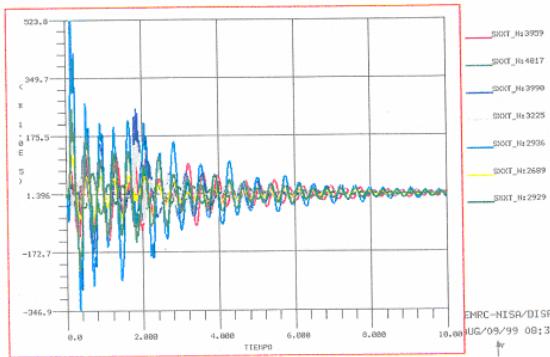


Figura 5.5.Historia de esfuerzos.

5.2 SELECCIÓN DEL MÉTODO MAS ADECUADO.

Se realiza inicialmente para conocer la magnitud de los esfuerzos y las deformaciones cuando la unidad no esta en movimiento. En este caso, se tomó en cuenta la carga muerta de la estructura, así como los pesos que son soportados por la misma y que son reportados en la tabla 4.2. Las condiciones de carga se muestran en la figura 4.2.

Los datos de las cargas fueron proporcionados para el estudio anterior y son aplicados en los nodos correspondientes, como se muestra en la figura 4.2 con flechas de color rojo, por ejemplo el conjunto motor-transmisión se ubica en los nodos localizados en la parte trasera de la estructura, las cargas correspondientes al conductor se ubican en la parte de en media de la estructura, en los apoyos de los asientos, todo con el fin de representar, de la manera mas real, el efecto de estas cargas sobre la estructura.

RESULTADOS DEL ANÁLISIS ESTÁTICO

Las deformaciones bajo carga estática siendo las deformaciones máximas .971E-3 m en la cabina del vehículo.

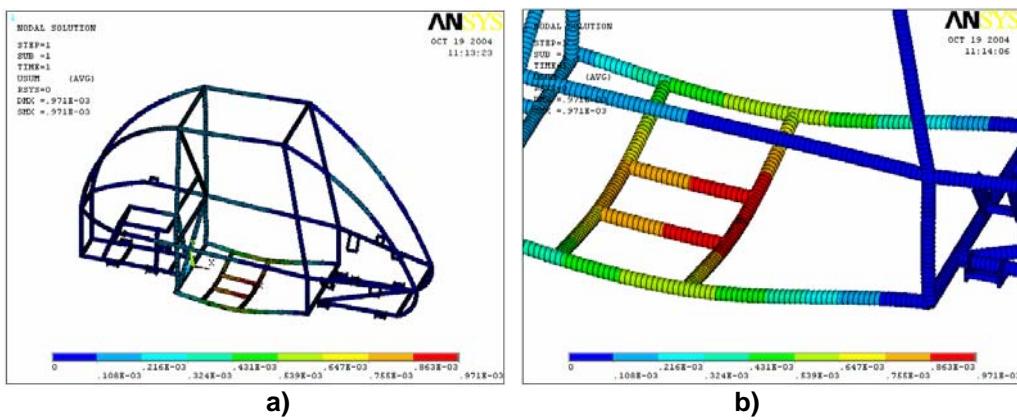


Figura 5.6. Deformación con carga estática, a) vista general, b) vista de detalle.

Para evaluar la severidad de los esfuerzos, se empleó, como posible criterio de falla, el máximo esfuerzo principal. Se considera este criterio, ya que una falla catastrófica se puede presentar cuando el material pierde su ductilidad (se fragila). Este podría ser el caso por soldadura mal aplicada, así este parámetro es indicativa de cuales son los puntos mas propenso, donde pudieran generarse fallas y/o grietas. Por otra parte, en la figura 5.8, se puede observar el máximo esfuerzo principal que se presenta sobre la estructura, su magnitud para este caso de estudio, es de 38.4 MPa., este se presenta en la parte inferior derecha de los soportes de la suspensión trasera en la parte inferior el soporte, se puede establecer que el factor de seguridad = (esfuerzo de fluencia del material/esfuerzo principal máximo obtenido), por lo que:

$$n = \frac{240}{38.1} = 6.29$$

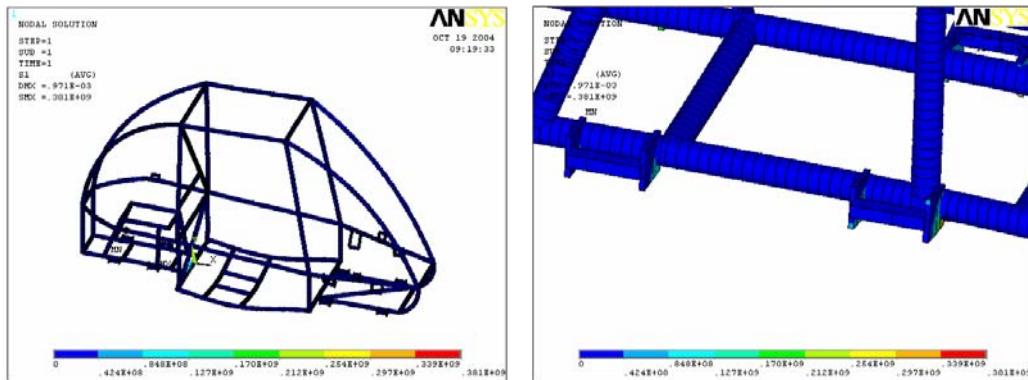


Figura 5.7. Esfuerzo principal máximo a) vista general b) vista de detalle.

En la siguiente figura 5.9 se muestran los esfuerzos principales a compresión, esto es muy importante ya que tenemos que ver en que puntos también se presenta la compresión de los elementos tener cuidado con estos ya que es posible una falla por este fenómeno. Para este análisis el esfuerzo máximo a compresión es de

38.2 MPa. y se presenta en la parte inferior derecha de los soportes de la suspensión trasera en la parte superior del soporte, es lo contrario de lo que pasa en el esfuerzo principal máximo.

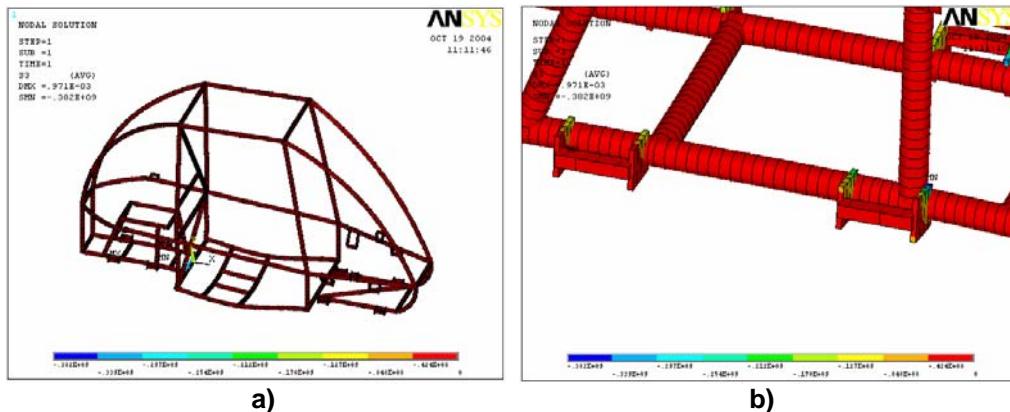


Figura 5.8. Esfuerzo máximo a compresión a) vista general b) vista de detalle.

El esfuerzo de Von Mises es presentado a continuación (figura 5.11). El esfuerzo de Von Mises es de 38.2 MPa. y se localiza en el mismo soporte en el que se presenta el esfuerzo máximo, solo que este se da alrededor del soporte, siendo esta área donde se pone la soldadura, cabe aclarar que en los otros soportes se presenta una concentración de esfuerzos considerable.

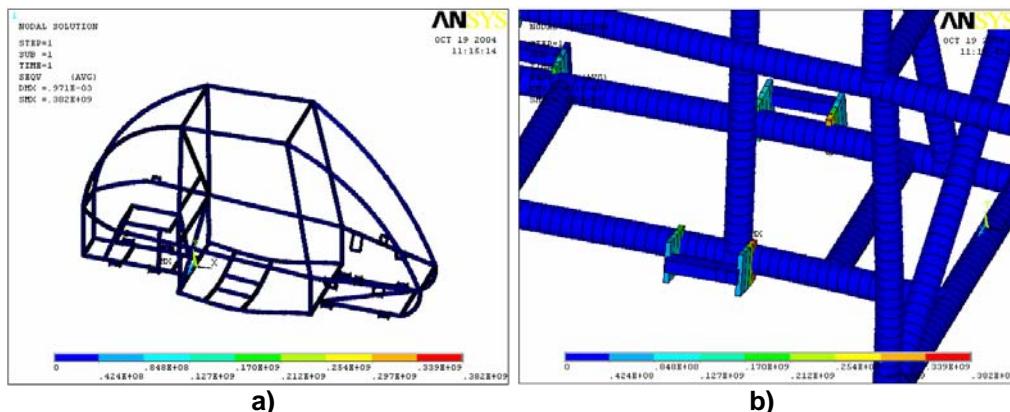


Figura 5.9. Esfuerzo de Von Mises a) vista general b) vista de detalle.

ANÁLISIS DINÁMICO

Este análisis fue realizado utilizando el Método del Elemento Finito con el paquete de computo ANSYS, utilizando la técnica de subespacios, efectuando la expansión, para calcular los primeros cinco modos naturales de vibración, esto con la finalidad de evaluar el comportamiento dinámico estructural y a su vez encontrar las frecuencias naturales de la estructura estudiada, estos valores podrán ser utilizados para identificar las frecuencias que pondrán a la estructura

en resonancia. En otras palabras, las frecuencias naturales son aquellas en que la estructura puede entrar en resonancia y con los correspondientes modos de vibración se obtiene la deformación que sufriría la estructura en dichas condiciones. Uno de los análisis dinámicos que se puede hacer en un ordenador personal de manera económica es el modo, debido a que no requiere un elevado número de recursos de cómputo. Para este efecto, es necesario calcular el numero mínimo necesario de las primeras frecuencias naturales, de acuerdo a experiencia obtenida en este tipo de análisis, se ha considerado que las primeras cinco son las mas representativas y necesarias.

RESULTADOS DEL ANÁLISIS MODAL.

A continuación se muestran las primeras cinco frecuencias naturales con sus respectivos modos de vibración en la tabla 5.3.

Tabla 5.3. Frecuencias naturales.

Modo	Frecuencia (Hertz)	Deformación Máxima (M)
1	16.842	.120
2	27.09	.334
3	30.766	.118
4	34.76	.389
5	36.45	.115

El primer modo de vibración se muestra en la figura 5.12. La dirección del desplazamiento se da hacia arriba y hacia abajo, por lo que las deformaciones máximas para este modo se presentan en la parte del conductor. La parte de los soportes de la suspensión permanece prácticamente inmóvil y en la parte superior casi no se presentan deformaciones.

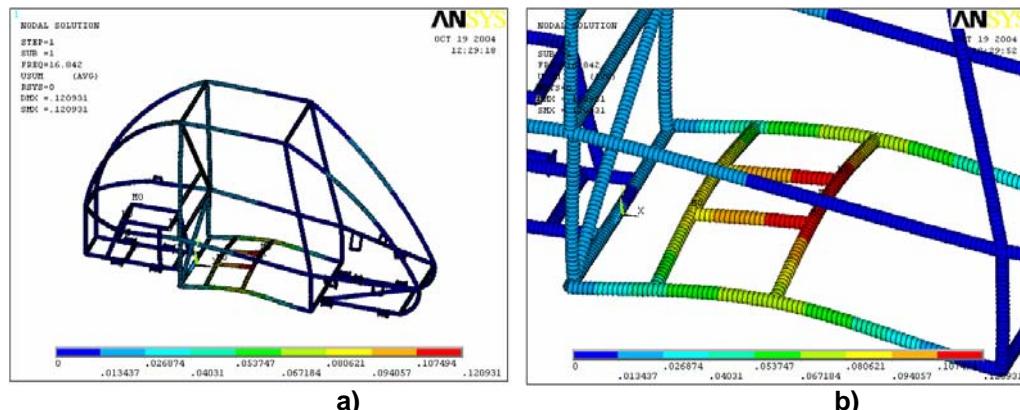


Figura 5.10. Modo 1 de vibración a) vista general b) vista de detalle.

La figura 5.13 muestra que el segundo modo de vibración, en la parte superior de la estructura donde esta el conductor, presenta desplazamientos en dirección del eje "Z", esto es debido al peso del conductor y a la distancia entre los soportes.

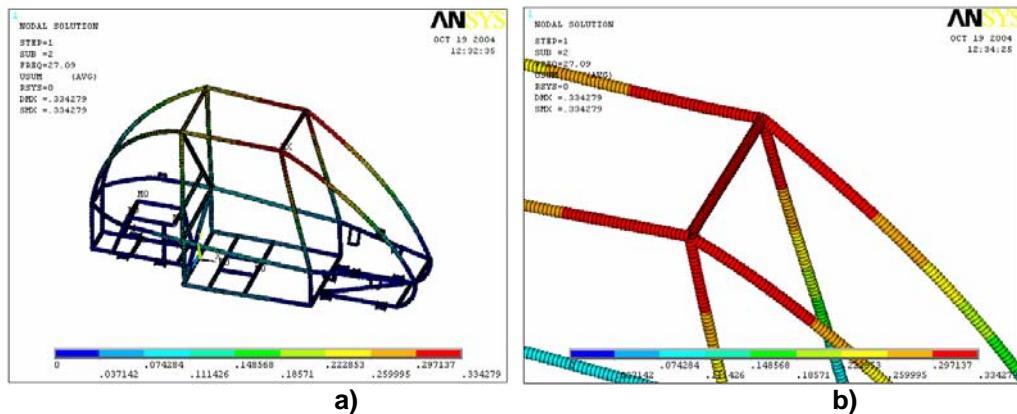


Figura 5.11. Modo 1 de vibración a) vista general b) vista de detalle.

El tercer modo de vibración se muestra en la vista frontal de la figura 5.14, el movimiento de este modo de vibración se presenta en la parte del conductor teniendo un desplazamiento longitudinal sobre el eje "X" y al mismo tiempo una rotación sobre el eje "Z", dando paso a la deformación máxima en los tubos de centrales. La parte superior da la estructura sufre una deformación, como se muestra en la figura antes mencionada.

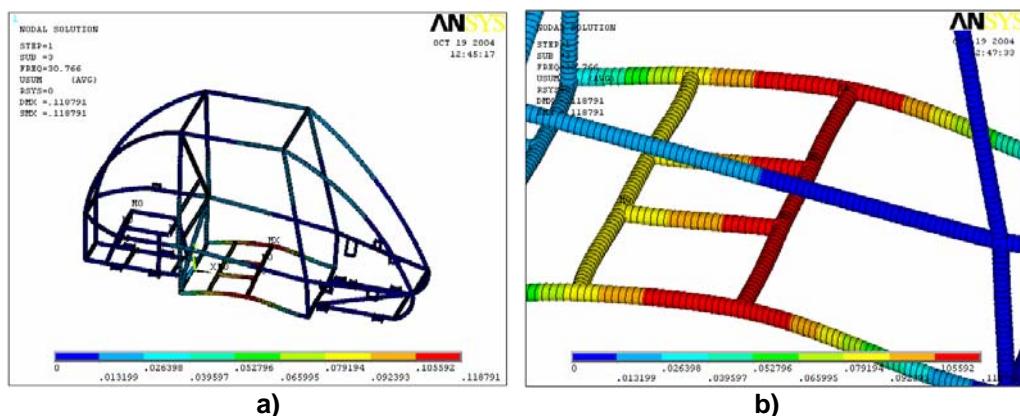


Figura 5.12. Modo 1 de vibración a) vista general b) vista de detalle.

El cuarto modo de vibración se muestra en la vista frontal de la figura 5.16, el movimiento de este modo de vibración se presenta en la parte del conductor teniendo un movimiento de rotación sobre el eje "Z", a diferencia del pasado modelo de vibración este no tiene desplazamientos longitudinales sobre el eje "X", dando paso a la deformación máxima en los tubos de centrales y en sus uniones. La parte superior de la estructura sufre una deformación, como se muestra en la figura antes mencionada.

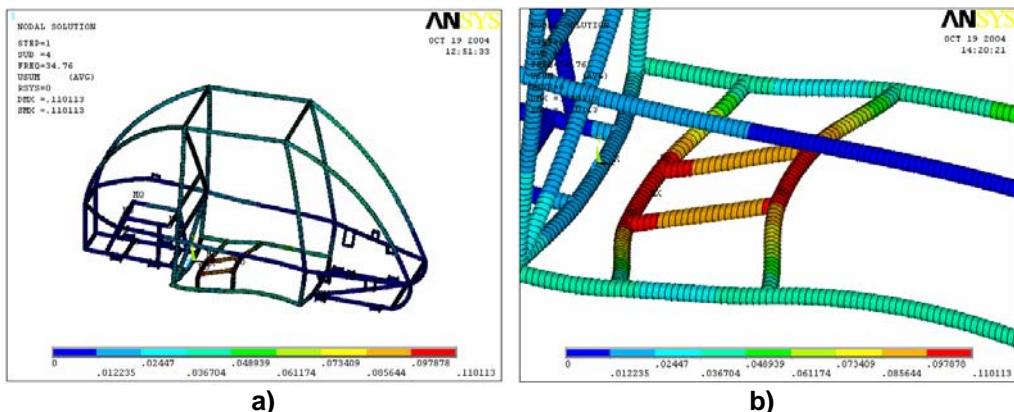


Figura 5.13. Modo 1 de vibración a) vista general b) vista de detalle.

Finalmente, el quinto modo de vibración se muestra en la figura 5.17 y muestra como la estructura que soporta al motor, es sometida a desplazamientos longitudinales en el eje "Z", provocando que la mesa tenga su deformación máxima en la parte superior. La parte superior de la estructura sufre una deformación, como se muestra en la figura antes mencionada.

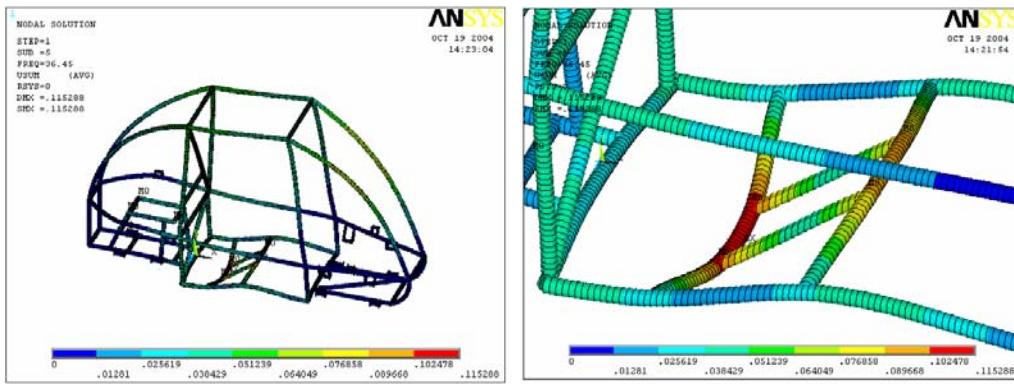


Figura 5.14. Modo 1 de vibración a) vista general b) vista de detalle.

En términos generales la estructura presenta una gran rigidez debido a sus altas frecuencias. Cabe aclarar que la parte con más deformaciones es la que se tiene en la posición del conductor, para lo cual es muy importante tener en cuenta, en siguientes análisis y ver si es necesario poder reforzar esta área. En cuanto al resto de la estructura, su comportamiento es muy aceptable ya que en la parte superior se esperaba que tuviera mas deformaciones, lo cual no ocurrió y podemos decir que será difícil encontrar alguna falla en esa área.

ANÁLISIS DE ARRANQUE.

Otro escenario donde se generan cargas dinámicas, debido al carácter inercial del problema es cuando el vehículo arranca. Estas cargas se generan por la

aceleración. Para este efecto, es recomendable considerar un caso crítico. Para realizar este análisis se tomó en cuenta que el carro parte del reposo y alcanza una velocidad de 51.67 km./hr. en una distancia de 45.7 m. Cuando se desplaza en línea recta, esto se considera como una situación extrema. Para este efecto la aceleración resultante es:

Partimos de

$$a = \frac{v^2 - v^2_0}{2s}$$

Considerando

a= aceleración

v= velocidad final

v_0 =velocidad inicial

s= espacio de arranque

entonces

$$a = \frac{14.352^2 - 0}{2(45.7)} = 2.523 \text{ m/s}^2$$

A continuación ver figura (5.18) se indica como fue aplicado el vector aceleración en el modelo de elementos finitos, de acuerdo a la magnitud anterior. En este tipo de análisis, los elementos masa juegan un papel protagónico.

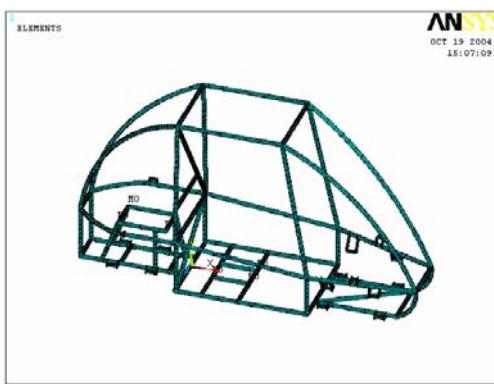


Figura 5.15. Condiciones de frontera para arranque.

RESULTADOS DEL ANÁLISIS DE ARRANQUE.

En la figura 5.19 se muestra la deformación máxima de 0.49×10^{-4} m que se presenta en el tubo frontal que soporta al conductor, teniendo un desplazamiento en el eje "X" hacia atrás, en la parte superior de la estructura no tiene deformación considerable.

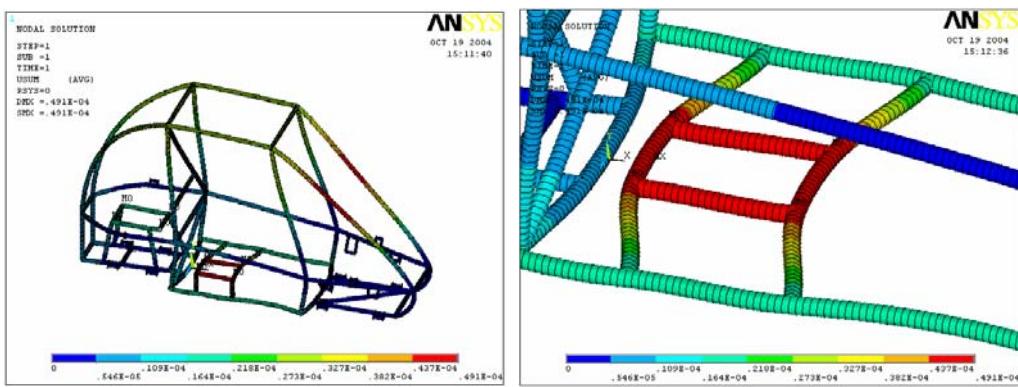


Figura 5.16. Análisis de arranque. a) vista general b) vista de detalle.

Respecto a los esfuerzos obtenidos, se puede decir que el esfuerzo principal máximo es de 5.01 MPa. y se presenta en la parte inferior derecha de los soportes de la suspensión trasera en la parte superior del soporte como se puede ver en la figura 5.20, el factor de seguridad que se presenta en esta área es de:

$$n = \frac{240}{2.58} = 93.02$$

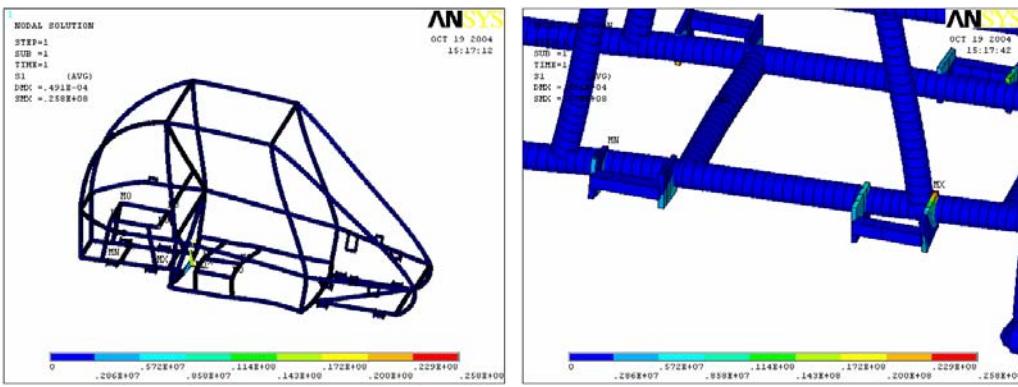


Figura 5.17. Esfuerzo máximo obtenido. a) vista general b) vista de detalle.

En la siguiente figura 5.21 se muestran los esfuerzos principales a compresión. Para este análisis el esfuerzo máxima a compresión es de -2.58 MPa. y se presenta en la parte inferior derecha de los soportes de la suspensión trasera, en la parte inferior del soporte, es lo contrario de lo que pasa en el esfuerzo principal máximo.



Figura 5.18. Esfuerzo máximo a compresión. a) vista general b) vista de detalle.

El esfuerzo de Von Mises se presenta a continuación figura 5.22. El esfuerzo de Von Mises es de 2.58 Mpa. y se localiza en el mismo soporte en que se presenta el esfuerzo máximo en el mismo soporte en que se presenta el esfuerzo máximo.

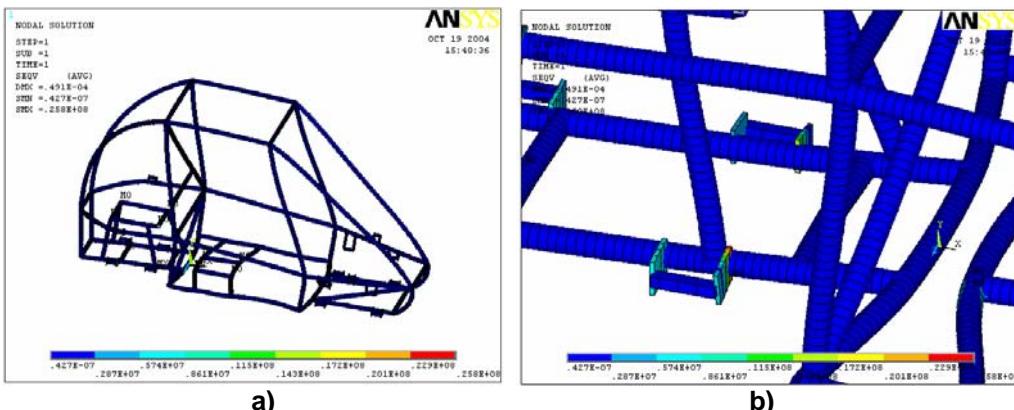


Figura 5.19. Esfuerzo de Von Mises. a) vista general b) vista de detalle.

ANÁLISIS DE FRENADO.

Una de las maniobras que debe hacer continuamente el vehículo, es detener su marcha. Ya que durante la carrera es evidente que se generaran estas condiciones en muchas ocasiones y de forma repentina, lo cual somete a altos niveles de esfuerzos en algunos puntos de la estructura. El carro se mueve en condiciones críticas a 51.67 km/hr. y se frena en 10m. Este caso lo consideramos crítico ya que el automóvil tiene una velocidad máxima de 51.67 km/hr y de repente se necesita frenar en el menor tiempo y espacio posible..

Donde:

a = aceleración

v = velocidad final

vo = velocidad inicial

s = espacio de frenado

entonces

$$a = \frac{0 - 14.352^2}{2(10)} = -10.3 \text{ m/s}^2$$

A continuación en la figura 5.23 se muestra como fue explicado el vector desaceleración en el modelo de elementos finitos de acuerdo a la magnitud anterior.

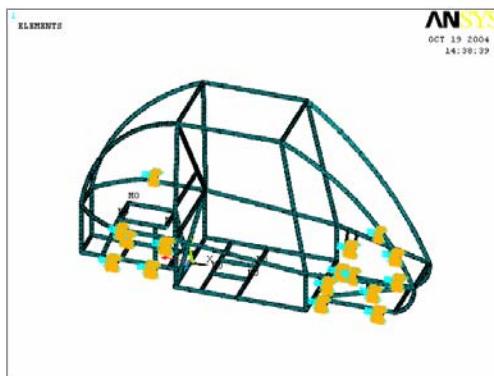


Figura 5.20. Consideraciones de frontera para frenado.

RESULTADOS DEL ANÁLISIS DE FRENADO.

En la figura 5.24, se muestra el patrón de deformación que se genera cuando el carro detiene su marcha en caso de emergencia. Las deformaciones máximas se generan en el tubo frontal de donde esta sentado el conductor, siendo su valor máximo en el centro de 0.225×10^{-3} m.

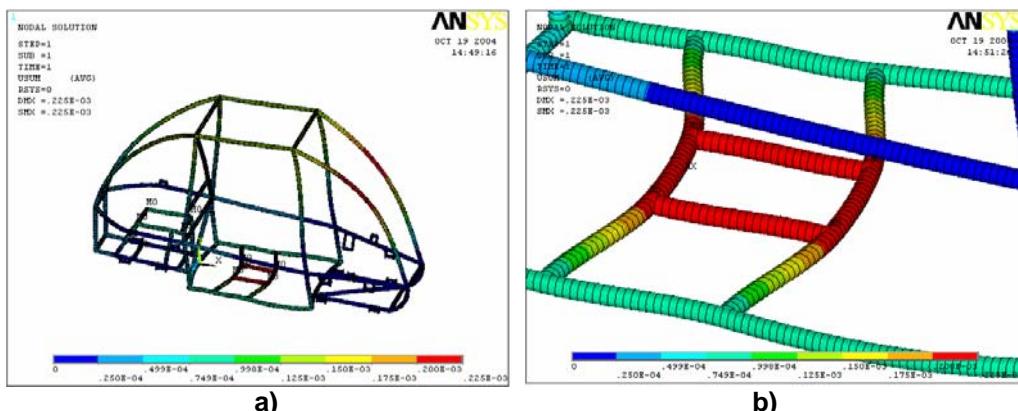


Figura 5.21. Deformaciones máximas. a) vista general b) vista de detalle.

Los esfuerzos principal máximo es de 11.8 MPa, el factor de seguridad que se presenta es de 20.3 y se presenta en la parte inferior derecha de los soportes de

la suspensión trasera en la parte inferior del soporte como se puede ver en la figura 5.25.

$$n = \frac{240}{11.8} = 20.3$$

En la figura 5.26 se muestran el esfuerzo principal a compresión. Para este análisis el esfuerzo máxima a compresión es de 11.8 MPa. y se presenta en la parte inferior del piloto.

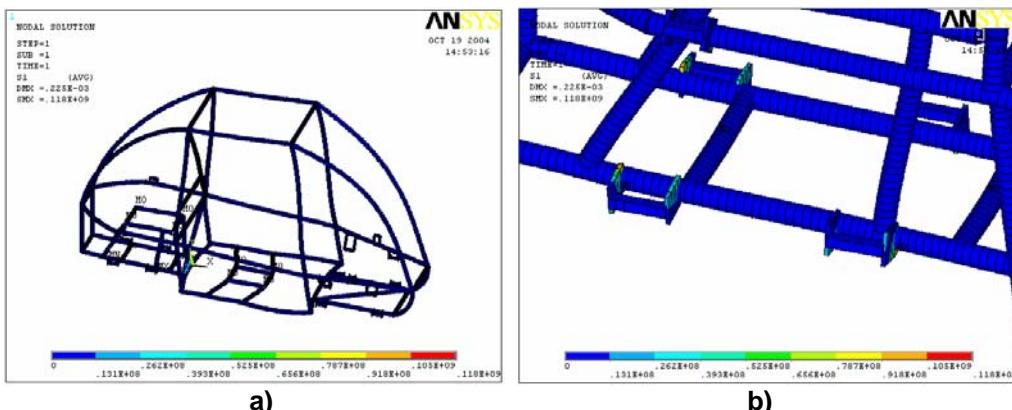


Figura 5.22. Esfuerzo principal máximo. a) vista general b) vista de detalle.

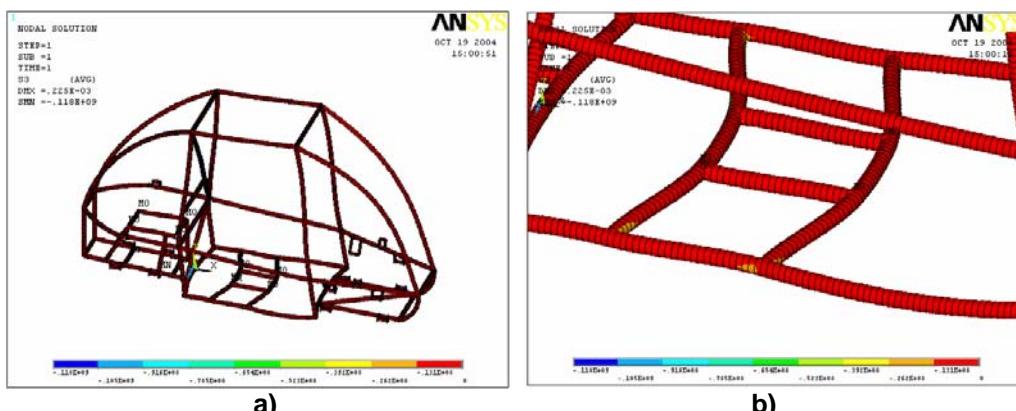


Figura 5.23. Esfuerzo principal a compresión. a) vista general b) vista de detalle.

El esfuerzo de Von Mises es presentado en la figura 5.27. El esfuerzo de Von Mises es de 11.8 MPa., y se localiza en el mismo soporte en el que se presenta el esfuerzo máximo, solo que este se da alrededor del soporte, siendo esta área donde se pone la soldadura, cabe aclarar que en los otros soportes se presenta una concentración de esfuerzos considerable.

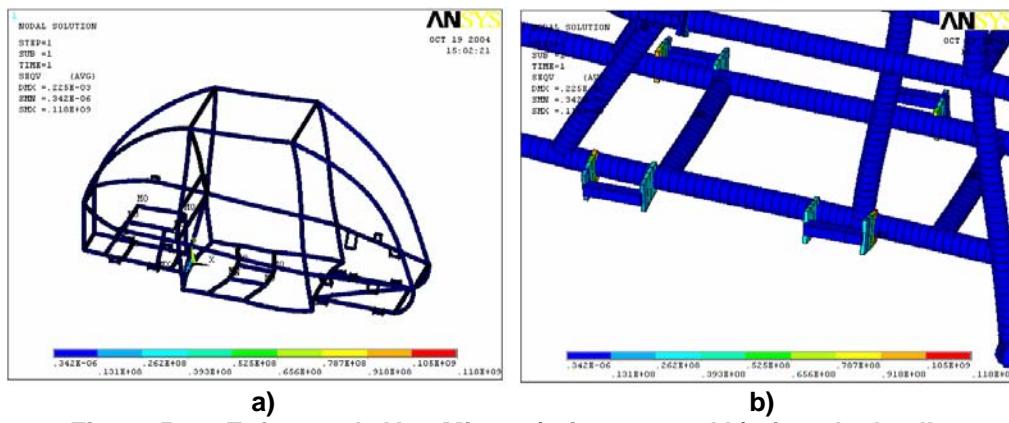


Figura 5.24. Esfuerzo de Von Mises a) vista general b) vista de detalle.

ANÁLISIS DE VIRAJE A LA DERECHA.

Uno de los principales requisitos al diseñar el vehículo es el que tenga buena estabilidad en la prueba de maniobrabilidad así como durante la prueba de duración, el carro esta expuesto a condiciones de viraje, esto implica que estas maniobras se harán a diversos radios de giro, con diferentes velocidades. Sin embargo, para efecto de análisis se tomara la situación mas desfavorable, que es cuando se toma una curva a la mayor velocidad posible, con el menor radio de giro. Esto tiene como consecuencia que se generen elevados niveles de esfuerzos transitorios en la estructura del auto. De acuerdo a lo anterior, el objetivo del estudio es evaluar el comportamiento dinámico cuando un viraje se hace a una velocidad de 51.67 Km. /hr que es la máxima que alcanza. Para este efecto, se esta considerando que la situación mas critica es cuando se da vuelta con el radio de giro del auto, el cual es de 2.3 m, que es el mínima que puede dar la dirección. La aceleración radial es un parámetro importante, debido a que es el origen de las cargas dinámicas que se generan. Con este tipo de cargas, se somete a esfuerzos a los elementos laterales de la estructura, ya que la inercia propia de la masa del carro ocasiona que la estructura tienda a estar sometida a un par torsor. La figura 5.28 ilustra de manera esquemática, la dirección de la velocidad y aceleración que se consideraron, así como también el radio de giro, junto con el modelo de elementos finitos y sus correspondientes condiciones de frontera del carro, en condiciones de viraje a la derecha.

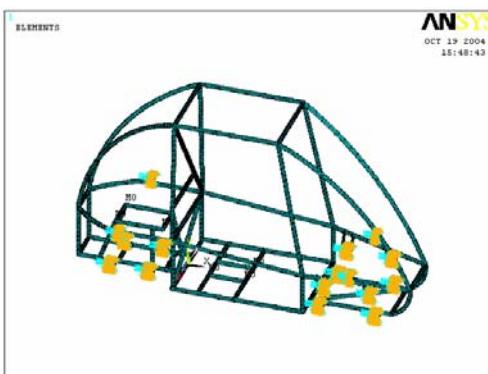


Figura 5.25. Condiciones de frontera para el viraje a la derecha.

RESULTADOS OBTENIDOS DEL ANALISIS DE VIRAJE A LA DERECHA.

En la figura 5.29 se presenta el patrón de deformación que se genera cuando el carro es sometido a condiciones de viraje a la derecha. Las deformaciones máximas se generan en la unión del tubo frontal donde el conductor esta y el soporte lateral inferior, siendo su dirección de derecha a izquierda, además su valor máxima es de 0.00429 m.

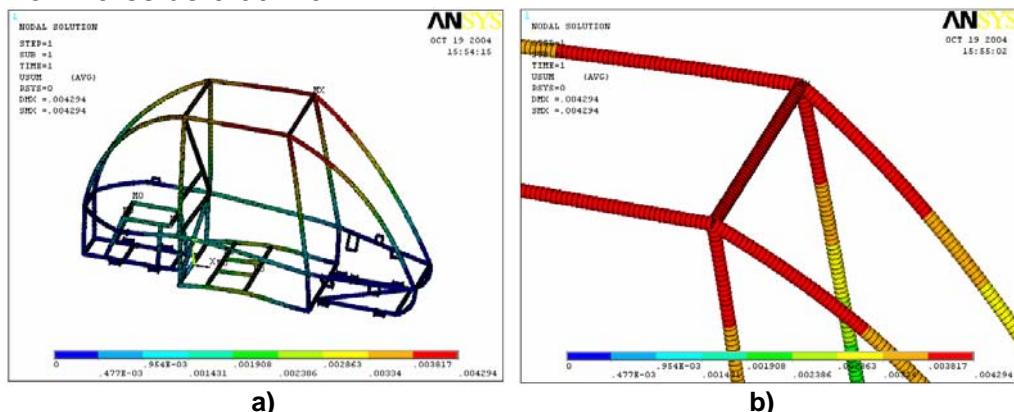


Figura 5.26. Deformaciones del Viraje a la derecha. a) vista general b) vista de detalle.

El campo de esfuerzo principal máxima se ilustra en la figura 5.30, este se presenta en uno de los soportes de la suspensión en la parte trasera de lado izquierdo y es de 17.9 MPa. y el nivel de seguridad es de:

$$n = \frac{240}{17.9} = 13.4$$

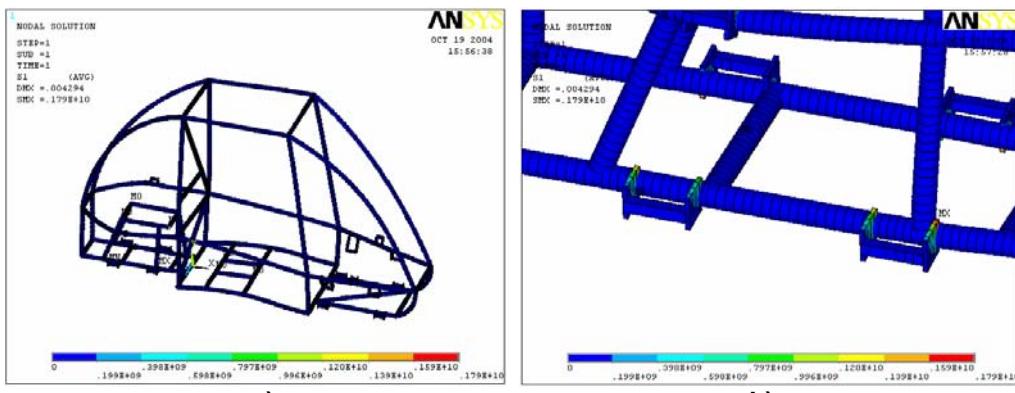


Figura 5.27. Esfuerzo principal máximo por el análisis de viraje a la derecha. a) vista general b) vista de detalle.

En la figura 5.31 se muestra el esfuerzo principal a compresión. Para este análisis, el esfuerzo máxima a compresión es de 173 MPa. y se presenta en la parte inferior del piloto, lo cual lleva a una revisión periódica de este punto.



Figura 5.28. Esfuerzo principal máximo a compresión. a) vista general b) vista de detalle.

El esfuerzo de Von Mises es presentado en la figura 4.25. El esfuerzo de Von Mises es de 179 MPa. Cuando se observa en las gráficas anteriores, este esfuerzo es mucho mayor y se localiza en el mismo soporte en el que se presenta el esfuerzo máximo a compresión, solo que este se da alrededor del soporte, siendo esta área donde se pone la soldadura y el factor de seguridad que ayuda en este análisis será con el esfuerzo mas alto, ya que es mas probable que se presente alguna falla bajo estas circunstancias.

$$n = \frac{240}{179} = 1.39$$

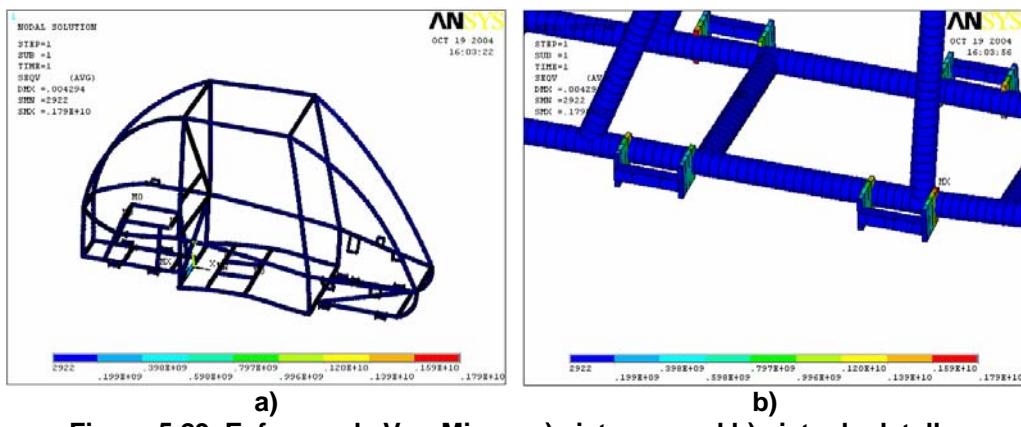


Figura 5.29. Esfuerzo de Von Mises. a) vista general b) vista de detalle.

ANÁLISIS DE VIRAJE A LA IZQUIERDA CON FRENADO.

Se selecciono realizar este análisis que es combinado, ya que es una de las circunstancias mas desfavorables que pueden experimentar esta estructura. Se ha descartado hacer el análisis de viraje a la izquierda ya que como la estructura es simétrica encontraríamos los mismos resultados pero en el lado opuesto. El análisis que se presenta esta basado en que el automóvil tenga una velocidad de 51.67 km/hr y al mismo tiempo que haga un giro, en este caso a la izquierda, y que tenga la necesidad de frenar al mismo tiempo. Los datos utilizados son los mismos que se utilizaron en los análisis anteriores. La figura 5.33 ilustra de manera esquemática, la dirección de la velocidad y aceleraciones que se consideraron, así como también el radio de giro, junto con el modelo de elementos finitos y sus correspondientes condiciones de frontera del carro, en condiciones de viraje a la izquierda y una desaceleración.

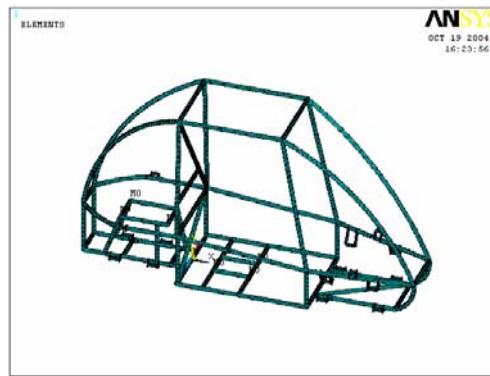


Figura 5.30. Condiciones de frontera para el análisis de viraje a la izquierda y frenado.

RESULTADOS OBTENIDOS DEL ANALISIS DE VIRAJE A LA IZQUIERDA.

En la figura 5.34 se presenta el patrón de deformaciones que se genera cuando el carro es sometido a condiciones de viraje a la izquierda y frenado. Las deformaciones máximas se generan en el tubo lateral inferior donde esta el

conductor, y su valor es de 0.00428 m, teniendo un desplazamiento hacia delante y hacia la derecha.

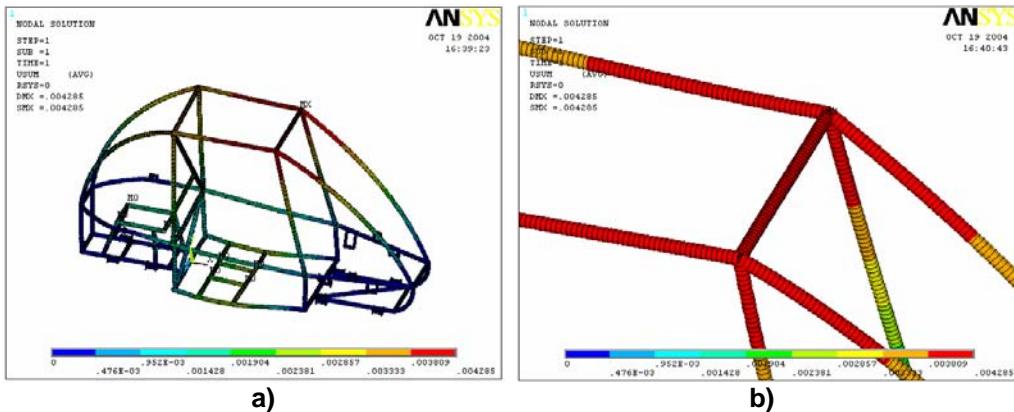


Figura 5.31. Deformación Máxima. a) vista general b) vista de detalle.

El esfuerzo principal máximo se ilustran en la figura 5.36, este se presenta en el soporte de la suspensión del lado izquierdo trasero, de donde se obtiene un valor de 184 MPa. Esto no rebasa el esfuerzo de fluencia del material, que es de 240 MPa., por lo que, su nivel de seguridad es de:

$$n = \frac{240}{184} = 1.34$$

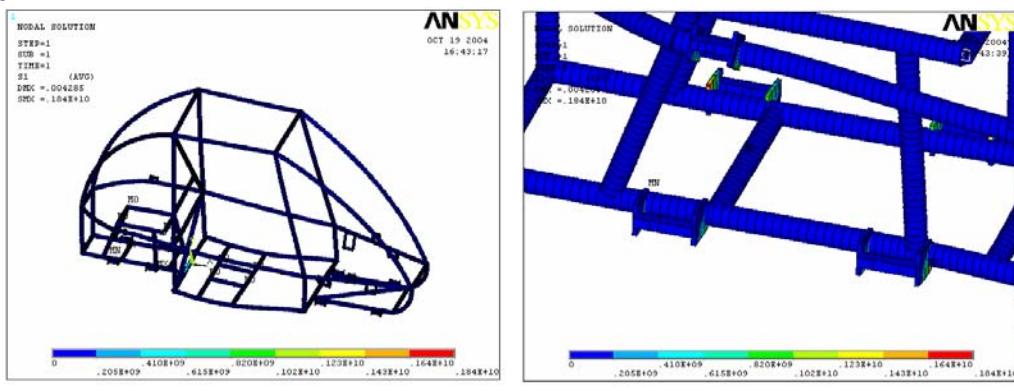


Figura 5.32. Esfuerzo principal máximo. a) vista general b) vista de detalle.

En la figura 5.37 se muestra los esfuerzos principales a compresión. Para este análisis el esfuerzo máximo a compresión es de -191 MPa. y se presenta en la parte inferior del piloto.

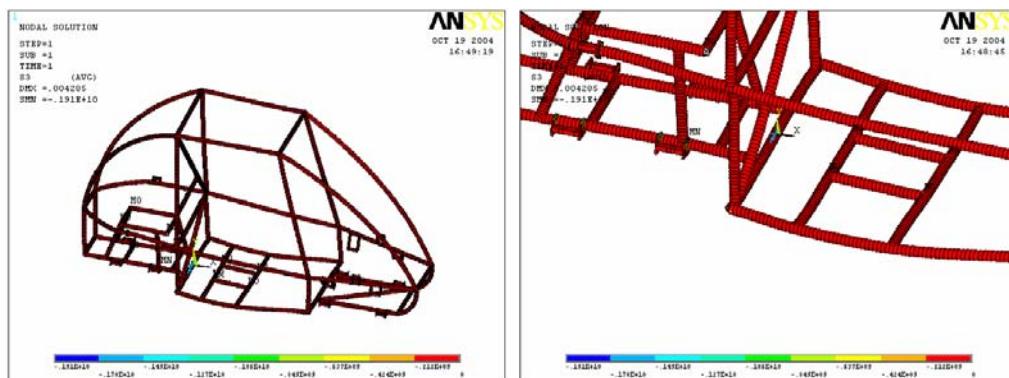


Figura 5.33. Esfuerzos principales. a) vista general b) vista de detalle

El esfuerzo de Von Mises es presentado figura 5.38. El esfuerzo de Von Mises es de 191 MPa., este esfuerzo se da alrededor del soporte siendo esta área donde se pone la soldadura.

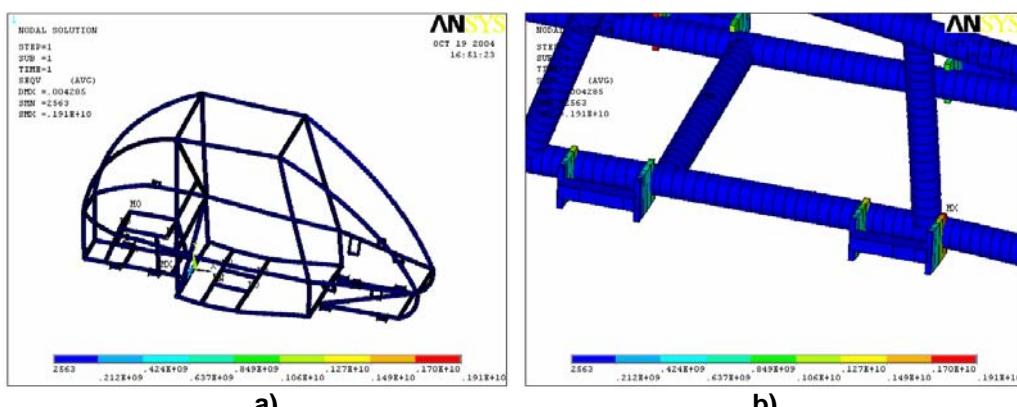


Figura 5.34. Esfuerzo de Von Mises. a) vista general b) vista de detalle.

ANÁLISIS DE TORSIÓN.

Una de las pruebas que se realizan a los chasis es la de torsión, con el fin de observar su comportamiento ante esta clase de deformación a la que será sometida en múltiples ocasiones, debido al tipo de terreno y al tipo de suspensión independiente. Se propone el someter a la estructura a una fuerza vertical positiva de 300 kg en el área de soportes de la suspensión delantera, ya que será el peso total del vehículo que cargaría una llanta. Las condiciones de frontera y la carga se pueden ver en la figura 5.39.

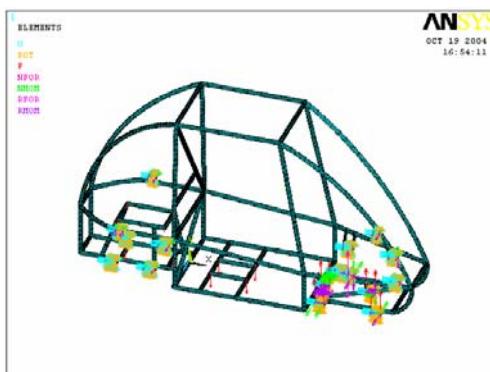


Figura 5.35.Condiciones de frontera para análisis de torsión.

Se presenta el patrón de deformaciones que se genera cuando el carro es sometido a condiciones de torsión. La deformación máxima se generan en la unión de los tubos superiores derechos y su valor es de 0.907×10^{-3} m, teniendo un desplazamiento hacia delante y hacia arriba.

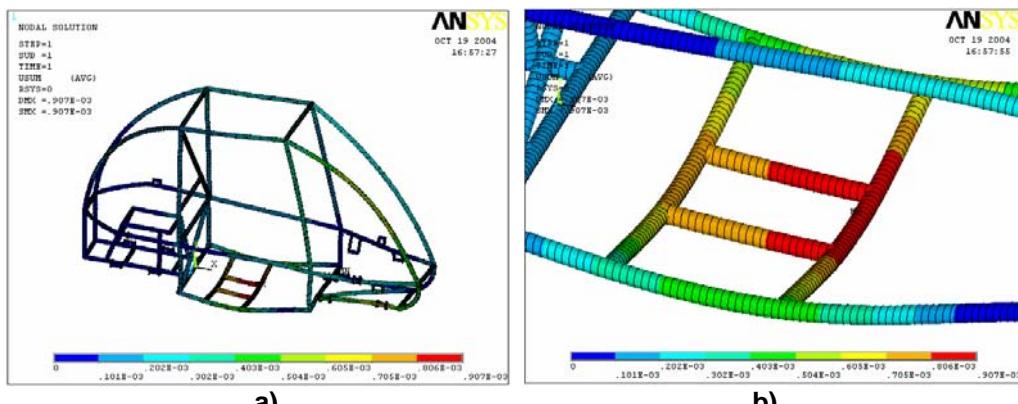


Figura 5.36.Deformaciones por torsión.a) vista general b) vista de detalle.

El esfuerzo principal máximo se ilustra en la figura 5.41, este se presenta en el soporte de la suspensión del lado izquierdo delantero, de donde se obtiene un valor de 113 MPa. Esto no rebasa el esfuerzo de fluencia del material, que es de 240 MPa., por lo que su nivel de seguridad es de:

$$n = \frac{240}{113} = 2.12$$

INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL
ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA
SECCIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO E INVESTIGACIÓN

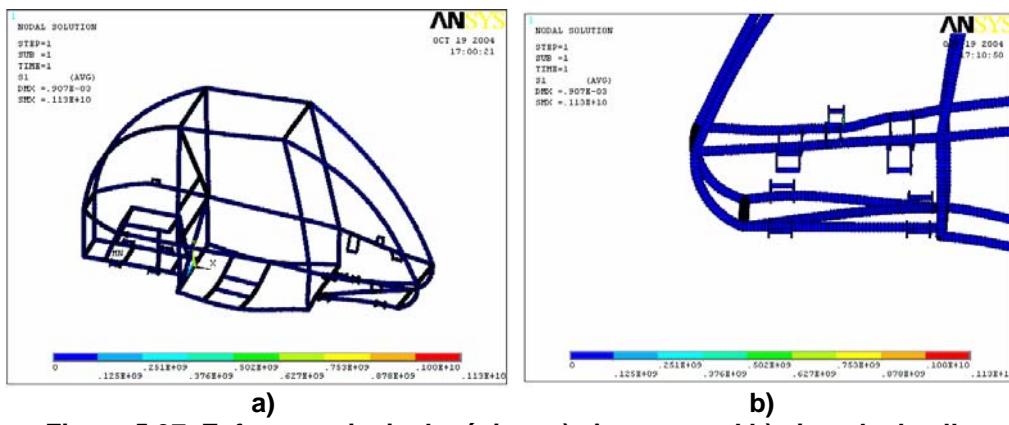


Figura 5.37. Esfuerzo principal máximo.a) vista general b) vista de detalle.

En este análisis el esfuerzo máximo a compresión es de -153 MPa. y se presenta en la parte delantera izquierda de la suspensión figura 5.42.

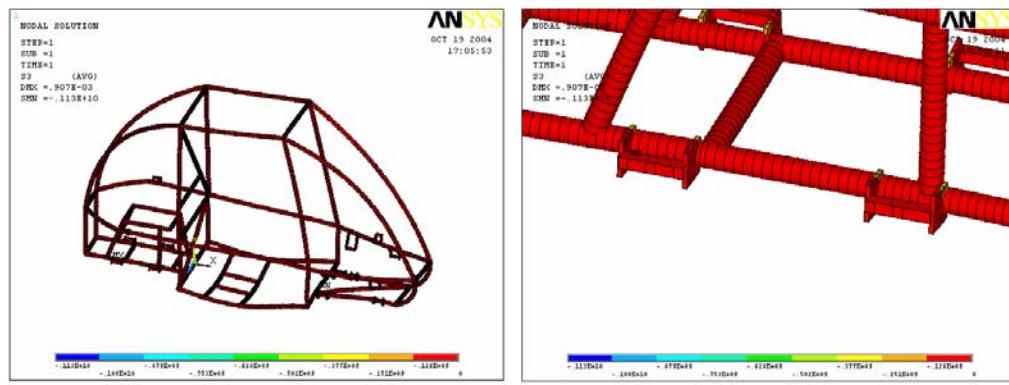


Figura 5.38. Esfuerzo principal máximo a compresión.a) vista general b) vista de detalle.

El esfuerzo de Von Mises es presentado a continuación figura 4.35. El esfuerzo de Von Mises es de 113 MPa., este esfuerzo se da alrededor del soporte siendo esta área donde se pone la soldadura.

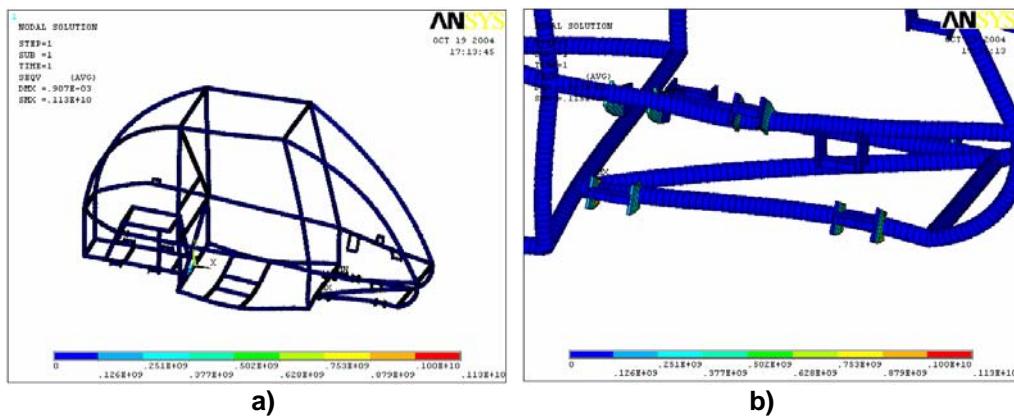


Figura 5.39. Esfuerzo de Von Mises.a) vista general b) vista de detalle.

CONCLUSIONES

Se concluye que este trabajo de acuerdo a lo planeado cumplió con las expectativas esperadas debido a que se permite una variación entre ambos métodos de 15% y para este caso existió una variación entre ambos resultados de un 8% por lo cual son aceptados los resultados obtenidos, además es importante mencionar que el resultado experimental presentó mayor precisión debido a que los cálculos numéricos tienen la desventaja de que se considera el material perfecto y en la realidad no lo es, en tanto es conveniente considerar que debido a esto hay variación además de ya existir concentración de esfuerzos como ya se sabe el automóvil SAE Mini-Baja ya ha tenido diversos percances por lo tanto ya tiene una cantidad n de concentración de esfuerzos, por mencionar ejemplos la volcadura en UTAH, los soportes de la suspensión, los golpes recibidos en la parte frontal en diversos percance.

Considerando lo anterior este análisis tiene aplicación para el sector industrial ya que permite tener una visión mas clara sobre como considerar las deformaciones y esfuerzos que se presentan en cualquier análisis real.

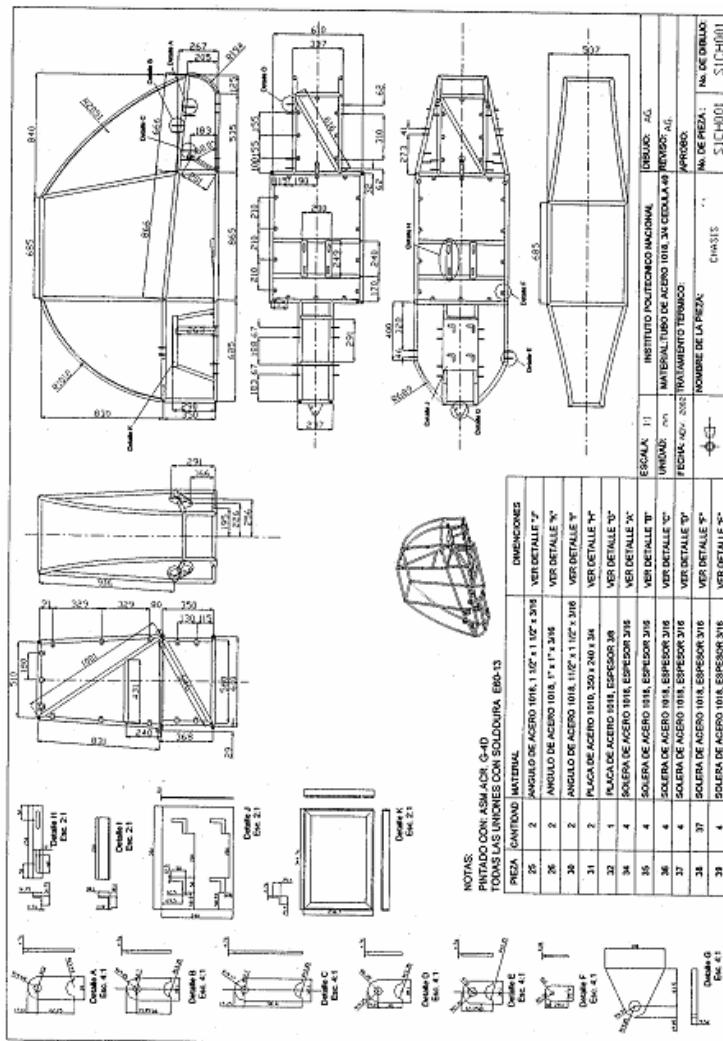
TRABAJO FUTURO

Desarrollar un análisis mas específico sobre un punto en especial ya que cada uno requiere especialización, de que manera bueno por ejemplo el desarrollar el análisis modal en específico de la estructura, en tanto se recomienda considerar los siguientes puntos:

- Realizar un análisis de manera específica al análisis modal de la estructura.
- Realizar un análisis de esfuerzos estrictamente en la suspensión para de esta manera definir con precisión los puntos más críticos de la misma.

- Desarrollar las pruebas con mas parámetros por ejemplo instalar un tacómetro a la caja de velocidades y de esta forma controlar mas las circunstancias.
- Desarrollar pruebas con mayor precisión con parámetros exactos frenado, viraje, arranque y torsión.
- Efectuar las pruebas en la noche para tener mayor control sobre el equipo de extensometría debido a que la temperatura afecta las mediciones.

ANEXOS 1



Plano general .Figura A1.

ANEXOS 2 MODELO DE ELEMENTOS FINITOS (MODELO TUBO SIN LÁMINA).

Para cualquier análisis que se lleve a cabo bajo la técnica mencionada anteriormente, el punto inicial deberá ser un modelado óptimo de la estructura, ya que de este dependerá el grado de error de los resultados. Para la realización del análisis numérico fue necesario simplificar al máximo el modelo del carro con objeto de optimizar la capacidad del equipo de cómputo, por lo tanto, se seleccionaron dos diferentes elementos, los cuales son: PIPE16 Y MASS21 para el modelo de tubo sin lámina.

El modelo de elementos finito quedó constituido por 12203 nodos, con 6 grados de libertad para cada uno de los cuales se generan 13597 elementos. Los puntos de apoyo, éstos se consideró en las bases de las rótulas y el amortiguador de la suspensión, en la parte frontal y en la parte trasera. Esto se ilustra en la figura 4.1, las restricciones delanteras y traseras solo presentan un grado de libertad el cual es la rotación del eje X del desplazamiento de la suspensión, según la regla de la mano derecha.

A.2.2 DESARROLLO DE LOS ANÁLISIS.

A.2.2.1 ANÁLISIS ESTÁTICO.

Se realiza inicialmente para conocer la magnitud de los esfuerzos y las deformaciones cuando la unidad no está en movimiento. En este caso, se tomó en cuenta la carga muerta de la estructura, así como los pesos que son soportados por la misma y que son reportados en la tabla 4.2. Las condiciones de carga se muestran en la figura A2.

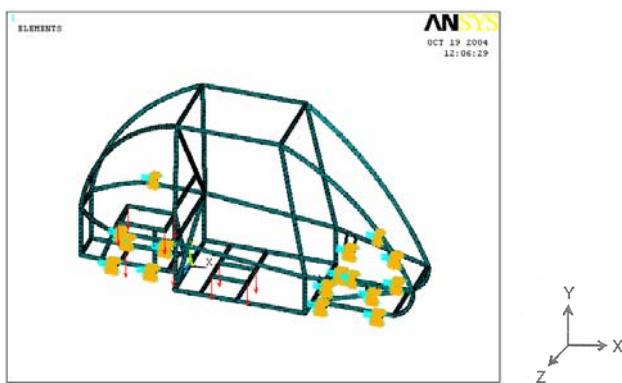


Figura A2. Carga estática.

Los datos de las cargas fueron proporcionados para el estudio anterior y son aplicados en los nodos correspondientes, como se muestra en la figura 4.2 con flechas de color rojo, por ejemplo el conjunto motor-transmisión se ubica en los

nodos localizados en la parte trasera de la estructura, las cargas correspondientes al conductor se ubican en la parte de en media de la estructura, en los apoyos de los asientos, todo con el fin de representar, de la manera mas real, el efecto de estas cargas sobre la estructura.

A.2.2.1.a RESULTADOS DEL ANÁLISIS ESTÁTICO

Las deformaciones bajo carga estática siendo las deformaciones máximas .971E-3 m en la cabina del vehículo.

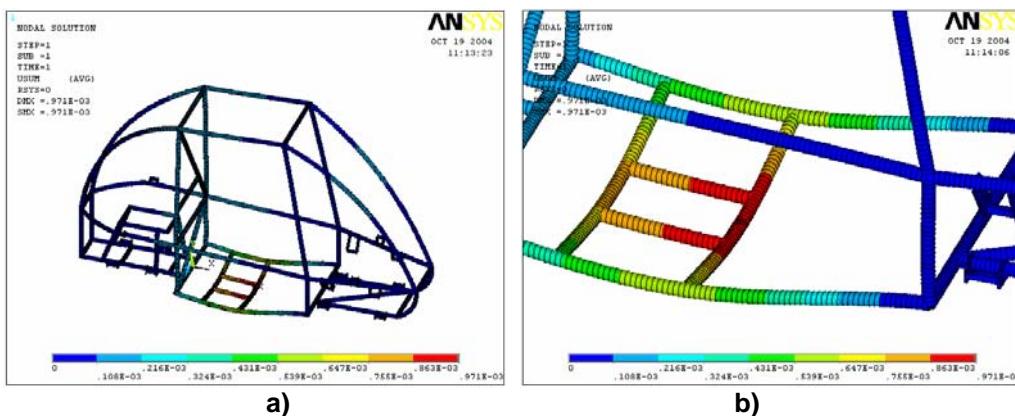


Figura A3. Deformación con carga estática, a) vista general, b) vista de detalle.

Para evaluar la severidad de los esfuerzos, se empleó, como posible criterio de falla, el máximo esfuerzo principal. Se considera este criterio, ya que una falla catastrófica se puede presentar cuando el material pierde su ductilidad (se fragilaza). Este podría ser el caso por soldadura mal aplicada, así este parámetro es indicativa de cuales son los puntos mas propenso, donde pudieran generarse fallas y/o grietas. Por otra parte, en la figura A4, se puede observar el máxima esfuerzo principal que se presenta sobre la estructura, su magnitud para este caso de estudio, es de 38.4 MPa., este se presenta en la arte inferior derecha de los soportes de la suspensión trasera en la parte inferior el soporte, se puede establecer que el factor de seguridad = (esfuerzo de fluencia del material/esfuerzo principal máximo obtenido), por lo que:

$$n = \frac{240}{38.1} = 6.29$$

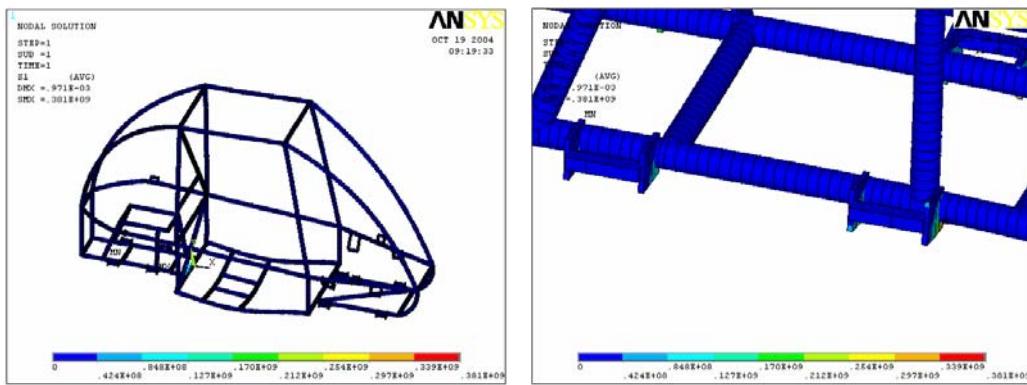


Figura A4. Esfuerzo principal máximo a) vista general b) vista de detalle.

En la siguiente figura 4.5 se muestran los esfuerzos principales a compresión, esto es muy importante ya que tenemos que ver en que puntos también se presenta la compresión de los elementos tener cuidado con estos ya que es posible una falla por este fenómeno. Para este análisis el esfuerzo máximo a compresión es de 38.2 MPa. y se presenta en la parte inferior derecha de los soportes de la suspensión trasera en la parte superior del soporte, es lo contrario de lo que pasa en el esfuerzo principal máximo.

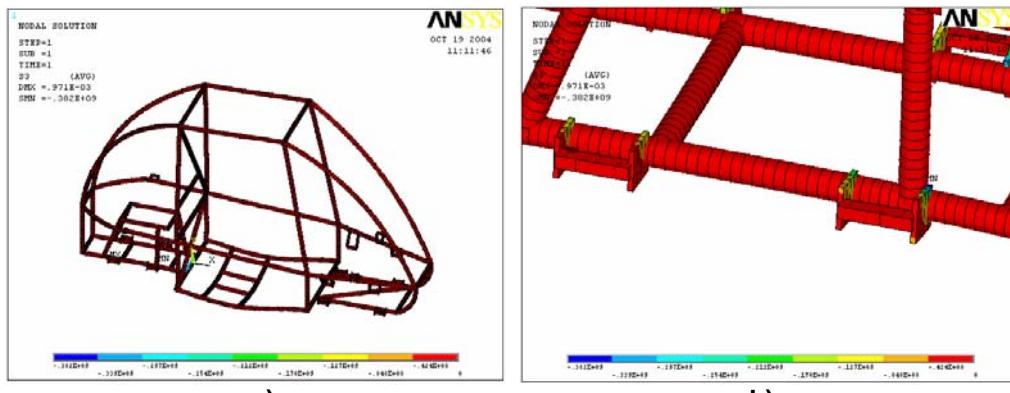


Figura A5. Esfuerzo máximo a compresión a) vista general b) vista de detalle.

El esfuerzo de Von Mises es presentado a continuación (figura A6). El esfuerzo de Von Mises es de 38.2 MPa. y se localiza en el mismo soporte en el que se presenta el esfuerzo máximo, solo que este se da alrededor del soporte, siendo esta área donde se pone la soldadura, cabe aclarar que en los otros soportes se presenta una concentración de esfuerzos considerable.

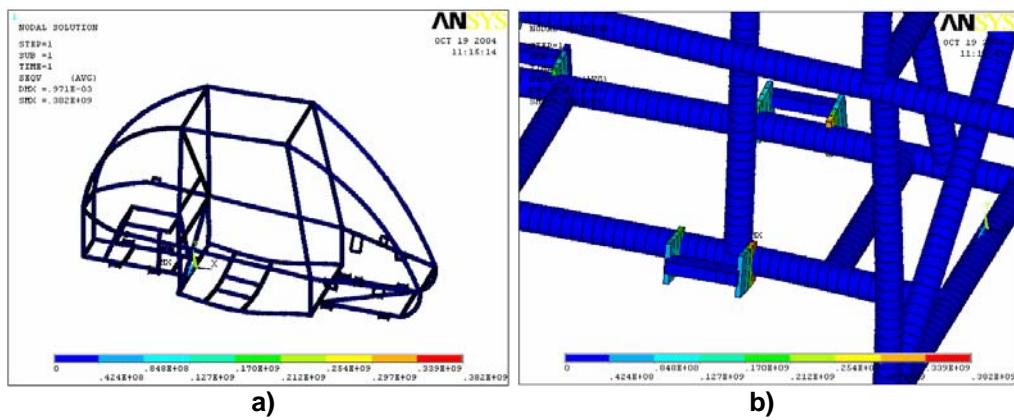


Figura A6. Esfuerzo de Von Mises a) vista general b) vista de detalle.

4.6.2.2 ANÁLISIS DINÁMICO

Este análisis fue realizado utilizando el Método del Elemento Finito con el paquete de computo ANSYS, utilizando la técnica de subespacios, efectuando la expansión, para calcular los primeros cinco modos naturales de vibración, esto con la finalidad de evaluar el comportamiento dinámico estructural y a su vez encontrar las frecuencias naturales de la estructura estudiada, estos valores podrán ser utilizados para identificar las frecuencias que pondrían a la estructura en resonancia. En otras palabras, las frecuencias naturales son aquellas en que la estructura puede entrar en resonancia y con los correspondientes modos de vibración se obtiene la deformación que sufriría la estructura en dichas condiciones. Uno de los análisis dinámicos que se puede hacer en un ordenador personal de manera económica es el modo, debido a que no requiere un elevado número de recursos de cómputo. Para este efecto, es necesario calcular el numero mínimo necesario de las primeras frecuencias naturales, de acuerdo a experiencia obtenida en este tipo de análisis, se ha considerado que las primeras cinco son las mas representativas y necesarias.

4.6.2.2.a RESULTADOS DEL ANÁLISIS MODAL.

A continuación se muestran las primeras cinco frecuencias naturales con sus respectivos modos de vibración en la tabla A3.

Frecuencias naturales. Tabla A3

Modo	Frecuencia (Hertz)	Deformación Máxima (M)
1	16.842	.120
2	27.09	.334
3	30.766	.118
4	34.76	.389
5	36.45	.115

El primer modo de vibración se muestra en la figura 4.6. La dirección del desplazamiento se da hacia arriba y hacia abajo, por lo que las deformaciones máximas para este modo se presentan en la parte del conductor. La parte de los soportes de la suspensión permanece prácticamente inmóvil y en la parte superior casi no se presentan deformaciones.

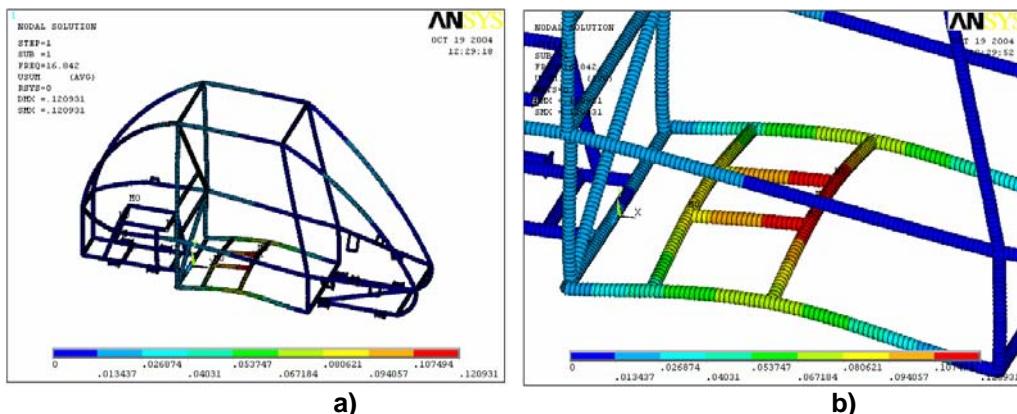


Figura A6. Modo 1 de vibración a) vista general b) vista de detalle.

La figura A7 muestra que el segundo modo de vibración, en la parte superior de la estructura donde esta el conductor, presenta desplazamientos en dirección del eje "Z", esto es debido al peso del conductor y a la distancia entre los soportes.

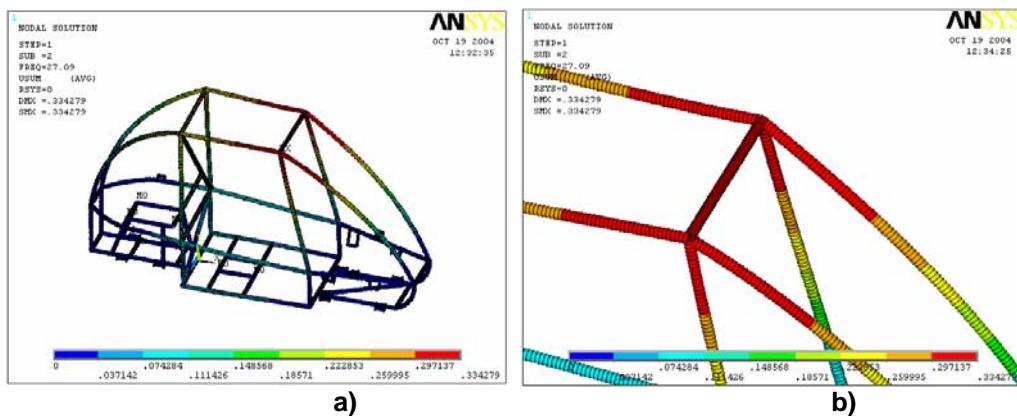


Figura A7. Modo 1 de vibración a) vista general b) vista de detalle.

El tercer modo de vibración se muestra en la vista frontal de la figura A8, el movimiento de este modo de vibración se presenta en la parte del conductor teniendo un desplazamiento longitudinal sobre el eje "X" y al mismo tiempo una rotación sobre el eje "Z", dando paso a la deformación máxima en los tubos de centrales. La parte superior da la estructura sufre una deformación, como se muestra en la figura antes mencionada.

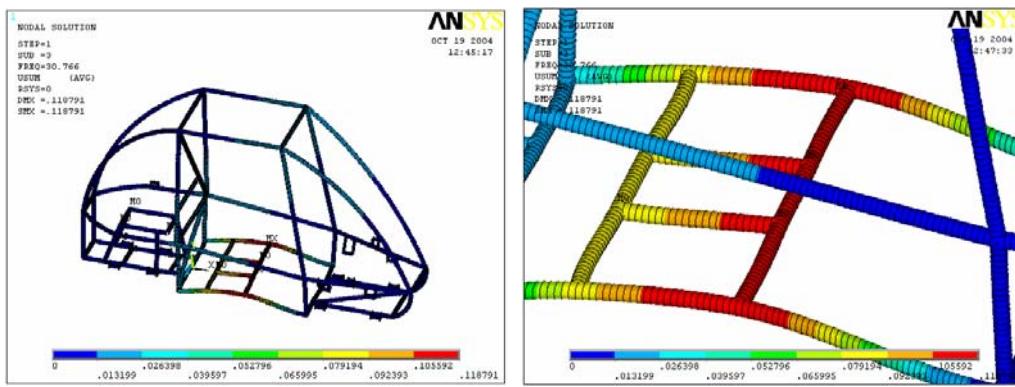


Figura A8. Modo 1 de vibración a) vista general b) vista de detalle.

El cuarto modo de vibración se muestra en la vista frontal de la figura A9, el movimiento de este modo de vibración se presenta en la parte del conductor teniendo un movimiento de rotación sobre el eje "Z", a diferencia del pasado modelo de vibración este no tiene desplazamientos longitudinales sobre el eje "X", dando paso a la deformación máxima en los tubos de centrales y en sus uniones. La parte superior de la estructura sufre una deformación, como se muestra en la figura antes mencionada.

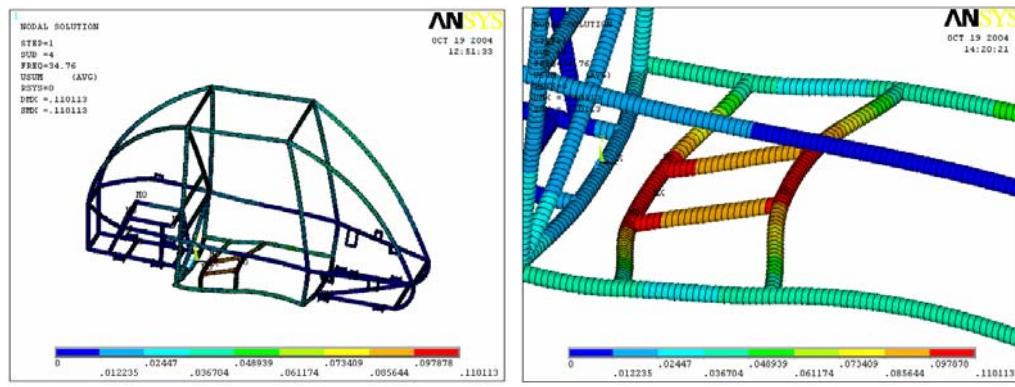


Figura A9. Modo 1 de vibración a) vista general b) vista de detalle.

Finalmente, el quinto modo de vibración se muestra en la figura A10 y muestra como la estructura que soporta al motor, es sometida a desplazamientos longitudinales en el eje "Z", provocando que la mesa tenga su deformación máxima en la parte superior. La parte superior de la estructura sufre una deformación, como se muestra en la figura antes mencionada.

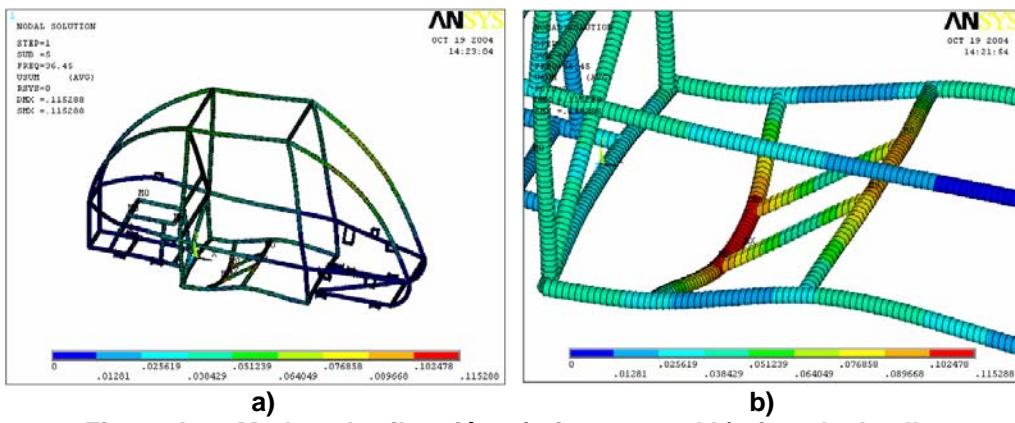


Figura A10. Modo 1 de vibración a) vista general b) vista de detalle.

En términos generales la estructura presenta una gran rigidez debido a sus altas frecuencias. Cabe aclarar que la parte con más deformaciones es la que se tiene en la posición del conductor, para lo cual es muy importante tener en cuenta, en siguientes análisis y ver si es necesario poder reforzar esta área. En cuanto al resto de la estructura, su comportamiento es muy aceptable ya que en la parte superior se esperaba que tuviera mas deformaciones, lo cual no ocurrió y podemos decir que será difícil encontrar alguna falla en esa área.

A.2.2.3 ANÁLISIS DE ARRANQUE.

Otro escenario donde se generan cargas dinámicas, debido al carácter inercial del problema es cuando el vehículo arranca. Estas cargas se generan por la aceleración. Para este efecto, es recomendable considerar un caso crítico. Para realizar este análisis se tomó en cuenta que el carro parte del reposo y alcanza una velocidad de 51.67 km./hr. en una distancia de 45.7 m. Cuando se desplaza en línea recta, esto se considera como una situación extrema. Para este efecto la aceleración resultante es:

Partimos de

$$a = \frac{v^2 - v_0^2}{2s}$$

Considerando

a = aceleración

v = velocidad final

v_0 =velocidad inicial

s = espacio de arranque

entonces

$$a = \frac{14.352^2 - 0}{2(45.7)} = 2.523 m/s^2$$

A continuación ver figura (A11) se indica como fue aplicado el vector aceleración en el modelo de elementos finitos, de acuerdo a la magnitud anterior. En este tipo de análisis, los elementos masa juegan un papel protagónico.

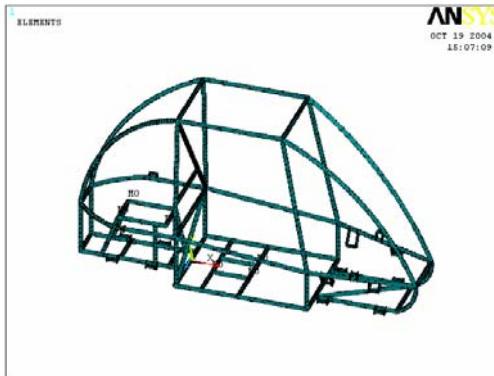


Figura A11. Condiciones de frontera para arranque.

A.2.2.3.a RESULTADOS DEL ANÁLISIS DE ARRANQUE.

En la figura A12 se muestra la deformación máxima de 0.49×10^{-4} m que se presenta en el tubo frontal que soporta al conductor, teniendo un desplazamiento en el eje "X" hacia atrás, en la parte superior de la estructura no tiene deformación considerable.

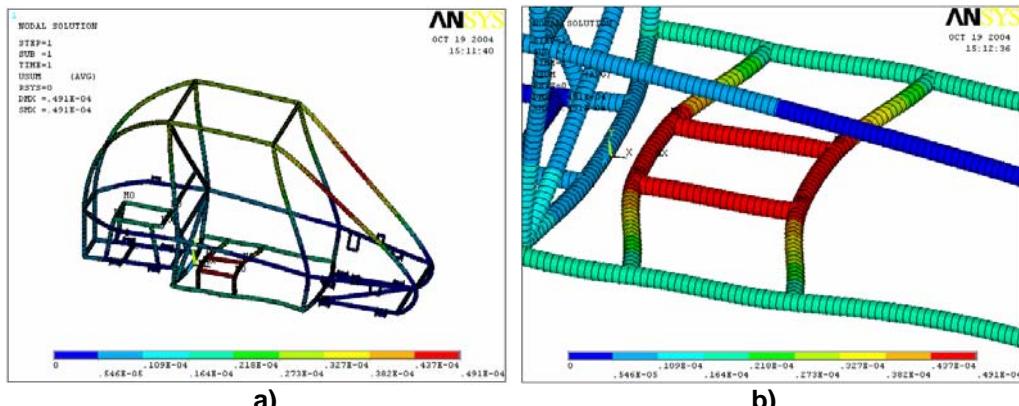


Figura A12. Análisis de arranque. a) vista general b) vista de detalle.

Respecto a los esfuerzos obtenidos, se puede decir que el esfuerzo principal máximo es de 5.01 MPa. y se presenta en la parte inferior derecha de los soportes de la suspensión trasera en la parte superior del soporte como se puede ver en la figura A13, el factor de seguridad que se presenta en esta área es de:

$$n = \frac{240}{2.58} = 93.02$$

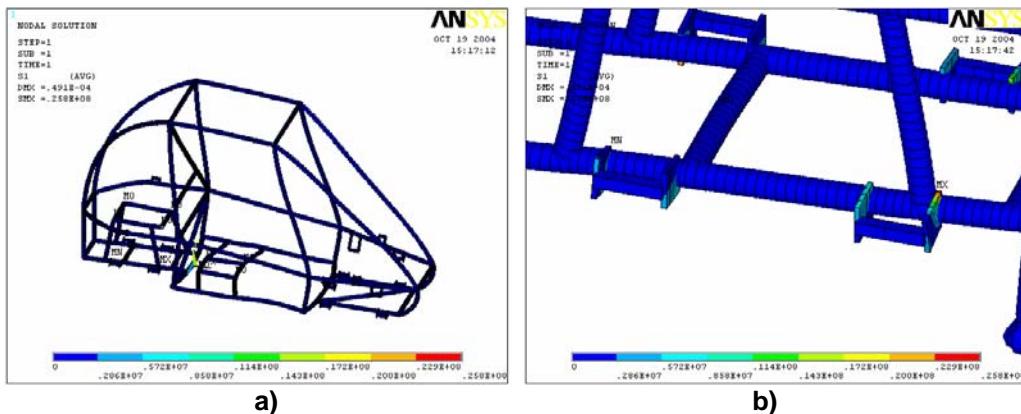


Figura A13. Esfuerzo máximo obtenido. a) vista general b) vista de detalle.

En la siguiente figura A14 se muestran los esfuerzos principales a compresión. Para este análisis el esfuerzo máxima a compresión es de -2.58 MPa. y se presenta en la parte inferior derecha de los soportes de la suspensión trasera, en la parte inferior del soporte, es lo contrario de lo que pasa en el esfuerzo principal máximo.

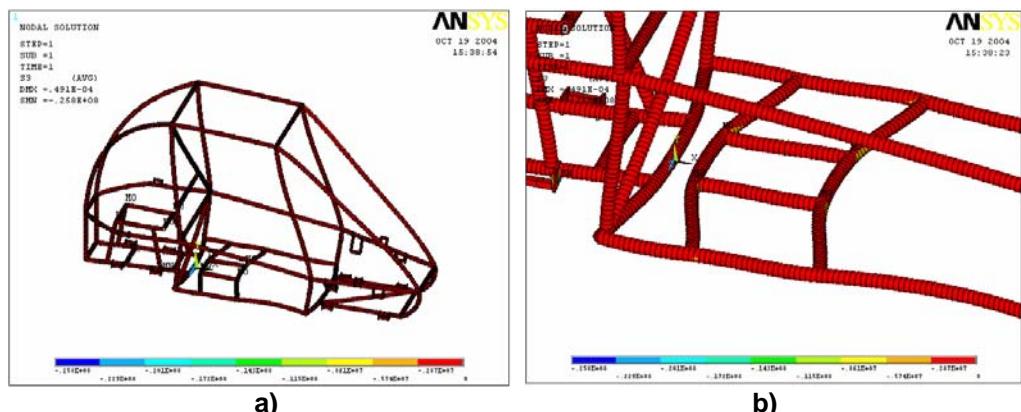


Figura A14. Esfuerzo máximo a compresión. a) vista general b) vista de detalle.

El esfuerzo de Von Mises se presenta a continuación figura A15. El esfuerzo de Von Mises es de 2.58 Mpa. y se localiza en el mismo soporte en que se presenta el esfuerzo máximo en el mismo soporte en que se presenta el esfuerzo máximo.

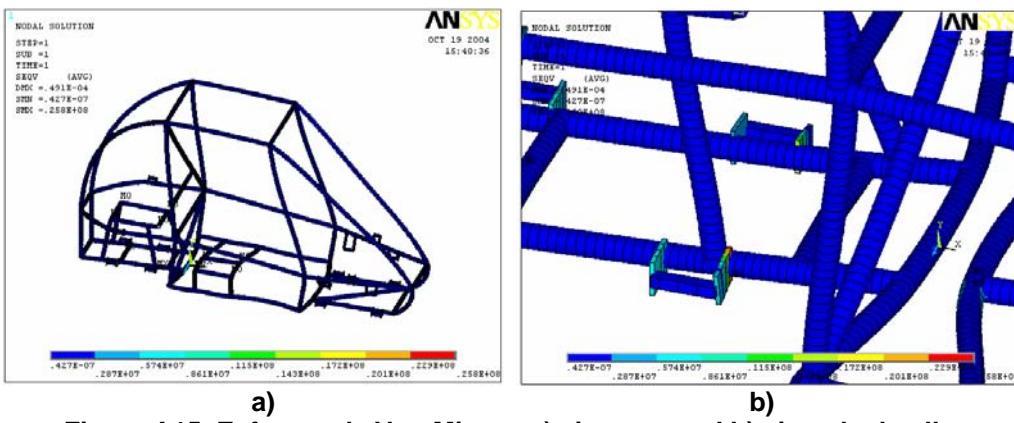


Figura A15. Esfuerzo de Von Mises. a) vista general b) vista de detalle.

A.2.2.4 ANÁLISIS DE FRENADO.

Una de las maniobras que debe hacer continuamente el vehículo, es detener su marcha. Ya que durante la carrera es evidente que se generaran estas condiciones en muchas ocasiones y de forma repentina, lo cual somete a altos niveles de esfuerzos en algunos puntos de la estructura. El carro se mueve en condiciones críticas a 51.67 km/hr. y se frena en 10m. Este caso lo consideramos critico ya que el automóvil tiene una velocidad máxima de 51.67 km/hr y de repente se necesita frenar en el menor tiempo y espacio posible..

Donde:

a = aceleración

v = velocidad final

vo = velocidad inicial

s = espacio de frenado

entonces

$$a = \frac{0 - 14.352^2}{2(10)} = -10.3 \text{ m/s}^2$$

A continuación en la figura A16 se muestra como fue explicado el vector desaceleración en el modelo de elementos finitos de acuerdo a la magnitud anterior.

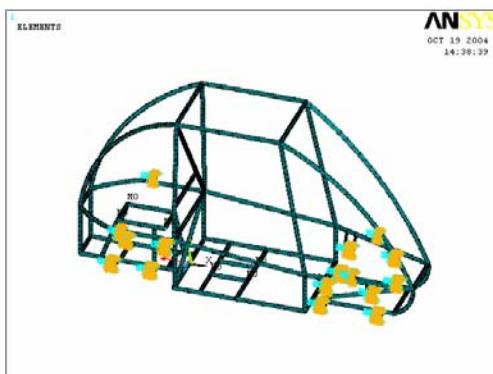


Figura A16. Consideraciones de frontera para frenado.

A.2.2.4.a RESULTADOS DEL ANÁLISIS DE FRENADO.

En la figura A17, se muestra el patrón de deformación que se genera cuando el carro detiene su marcha en caso de emergencia. Las deformaciones máximas se generan en el tubo frontal de donde está sentado el conductor, siendo su valor máximo en el centro de 0.225×10^{-3} m.

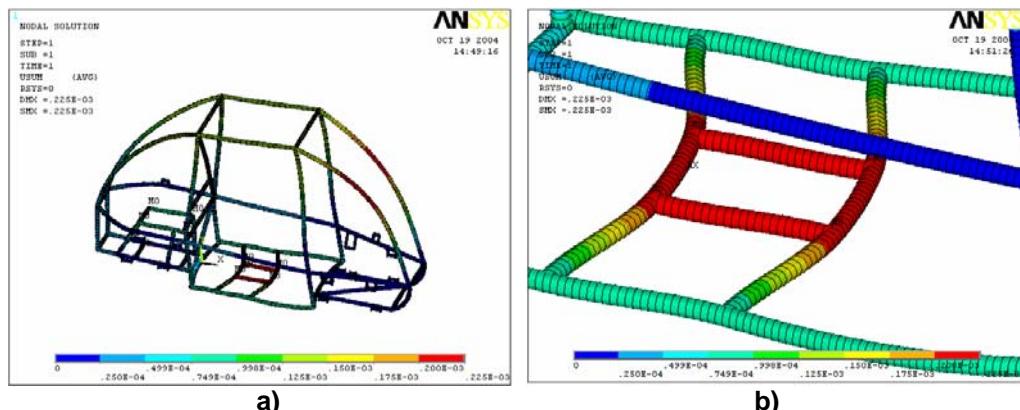


Figura A17. Deformaciones máximas. a) vista general b) vista de detalle.

Los esfuerzos principales máximos son de 11.8 MPa, el factor de seguridad que se presenta es de 20.3 y se presenta en la parte inferior derecha de los soportes de la suspensión trasera en la parte inferior del soporte como se puede ver en la figura 4.18.

$$n = \frac{240}{11.8} = 20.3$$

En la figura A19 se muestran los esfuerzos principales a compresión. Para este análisis el esfuerzo principal a compresión es de 11.8 MPa. y se presenta en la parte inferior del piloto.

INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL
ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA
SECCIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO E INVESTIGACIÓN

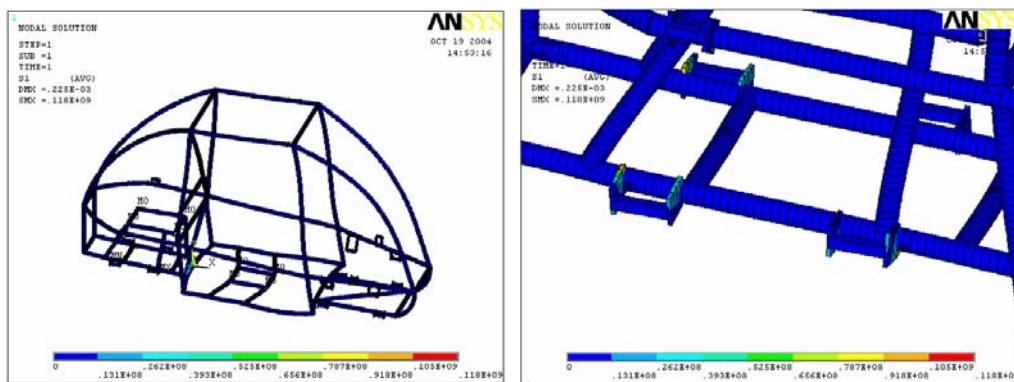


Figura A18. Esfuerzo principal máximo. a) vista general b) vista de detalle.

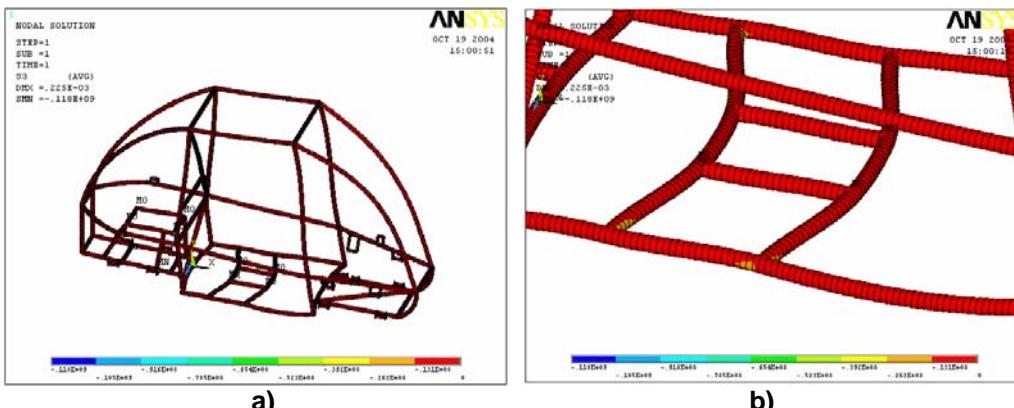


Figura A19. Esfuerzo principal a compresión. a) vista general b) vista de detalle.

El esfuerzo de Von Mises es presentado en la figura A20. El esfuerzo de Von Mises es de 11.8 MPa., y se localiza en el mismo soporte en el que se presenta el esfuerzo máximo, solo que este se da alrededor del soporte, siendo esta área donde se pone la soldadura, cabe aclarar que en los otros soportes se presenta una concentración de esfuerzos considerable.

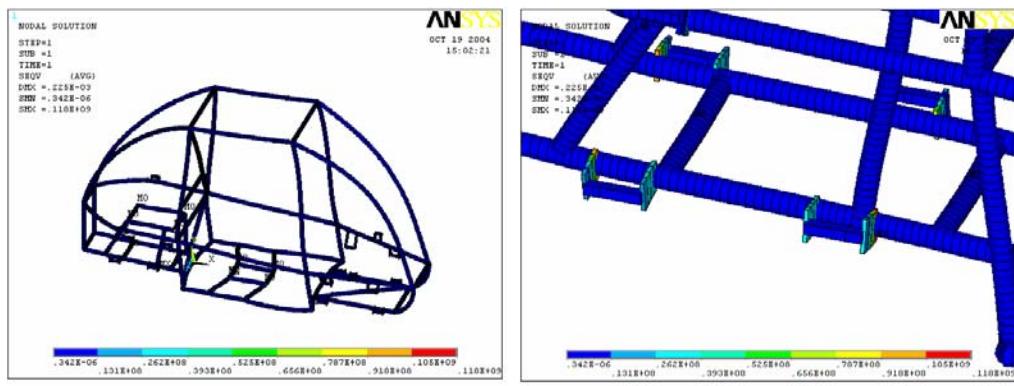


Figura A20. Esfuerzo de Von Mises a) vista general b) vista de detalle.

A.2.2.4 ANÁLISIS DE VIRAJE A LA DERECHA.

Uno de los principales requisitos al diseñar el vehículo es el que tenga buena estabilidad en la prueba de maniobrabilidad así como durante la prueba de duración, el carro está expuesto a condiciones de viraje, esto implica que estas maniobras se harán a diversos radios de giro, con diferentes velocidades. Sin embargo, para efecto de análisis se tomará la situación más desfavorable, que es cuando se toma una curva a la mayor velocidad posible, con el menor radio de giro. Esto tiene como consecuencia que se generen elevados niveles de esfuerzos transitorios en la estructura del auto. De acuerdo a lo anterior, el objetivo del estudio es evaluar el comportamiento dinámico cuando un viraje se hace a una velocidad de 51.67 Km. /hr que es la máxima que alcanza. Para este efecto, se está considerando que la situación más crítica es cuando se da vuelta con el radio de giro del auto, el cual es de 2.3 m, que es el mínimo que puede dar la dirección. La aceleración radial es un parámetro importante, debido a que es el origen de las cargas dinámicas que se generan. Con este tipo de cargas, se somete a esfuerzos a los elementos laterales de la estructura, ya que la inercia propia de la masa del carro ocasiona que la estructura tienda a estar sometida a un par torsor. La figura A21 ilustra de manera esquemática, la dirección de la velocidad y aceleración que se consideraron, así como también el radio de giro, junto con el modelo de elementos finitos y sus correspondientes condiciones de frontera del carro, en condiciones de viraje a la derecha.

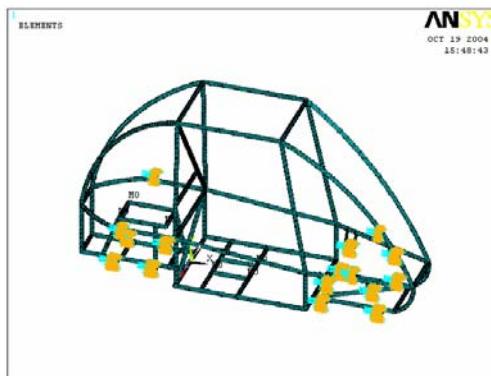


Figura A21. Condiciones de frontera para el viraje a la derecha.

A.2.2.4.a RESULTADOS OBTENIDOS DEL ANALISIS DE VIRAJE A LA DERECHA.

En la figura A22 se presenta el patrón de deformación que se genera cuando el carro es sometido a condiciones de viraje a la derecha. Las deformaciones máximas se generan en la unión del tubo frontal donde el conductor está y el soporte lateral inferior, siendo su dirección de derecha a izquierda, además su valor máximo es de 0.00429 m.

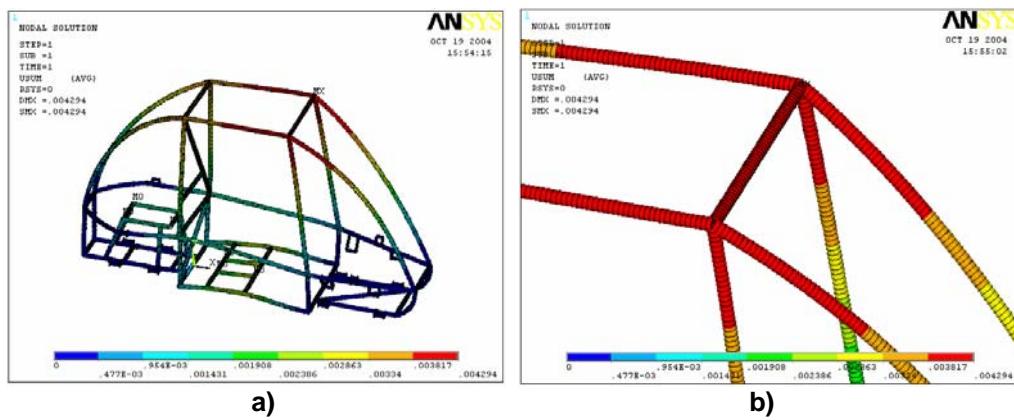


Figura A22. Deformaciones del Viraje a la derecha. a) vista general b) vista de detalle.

El campo de esfuerzo principal máxima se ilustra en la figura A23, este se presenta en uno de los soportes de la suspensión en la parte trasera de lado izquierdo y es de 17.9 MPa. y el nivel de seguridad es de:

$$n = \frac{240}{17.9} = 13.4$$

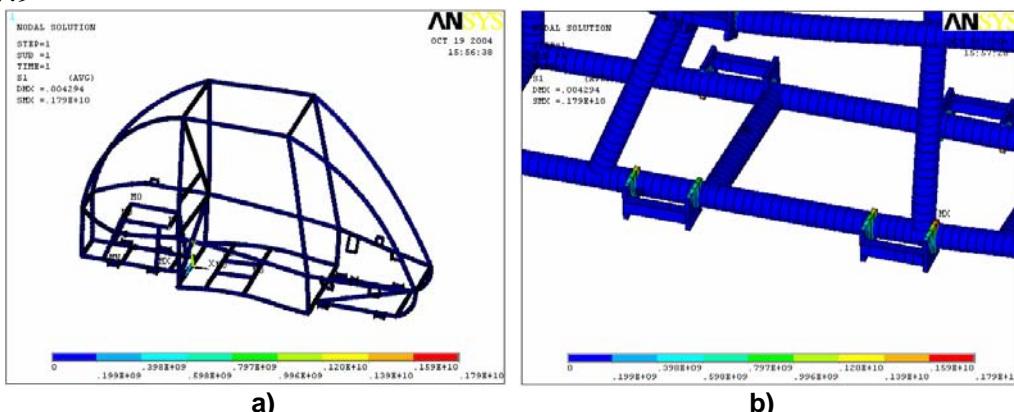


Figura A23. Esfuerzo principal máximo por el análisis de viraje a la derecha. a) vista general b) vista de detalle.

En la figura A24 se muestra el esfuerzo principal a compresión. Para este análisis, el esfuerzo máximo a compresión es de 173 MPa. y se presenta en la parte inferior del piloto, lo cual lleva a una revisión periódica de este punto.

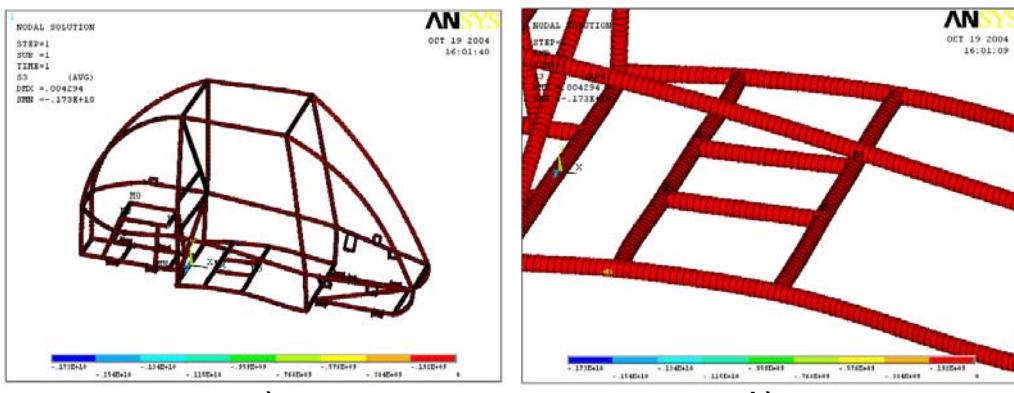


Figura A24. Esfuerzo principal máximo a compresión. a) vista general b) vista de detalle.

El esfuerzo de Von Mises es presentado en la figura A25. El esfuerzo de Von Mises es de 179 MPa. Cuando se observa en las gráficas anteriores, este esfuerzo es mucho mayor y se localiza en el mismo soporte en el que se presenta el esfuerzo máximo a compresión, solo que este se da alrededor del soporte, siendo esta área donde se pone la soldadura y el factor de seguridad que ayuda en este análisis será con el esfuerzo mas alto, ya que es mas probable que se presente alguna falla bajo estas circunstancias.

$$n = \frac{240}{179} = 1.39$$

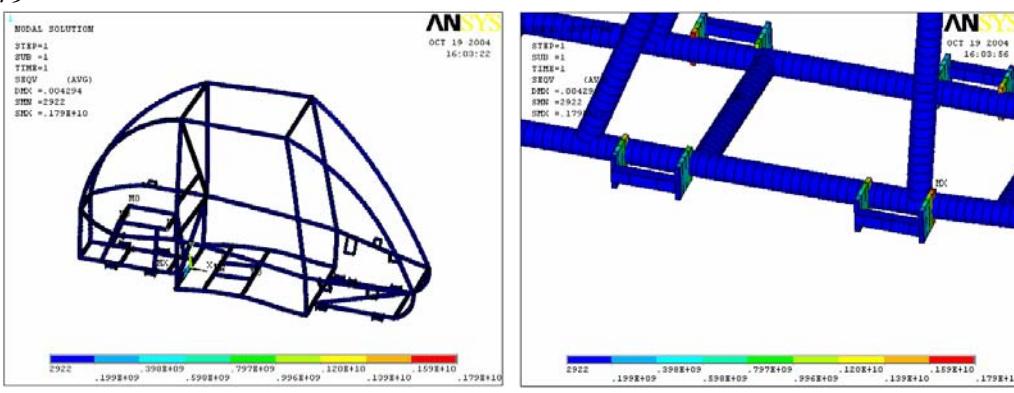


Figura A25. Esfuerzo de Von Mises. a) vista general b) vista de detalle.

A.2.2.5 ANÁLISIS DE VIRAJE A LA IZQUIERDA CON FRENADO.

Se selecciono realizar este análisis que es combinado, ya que es una de las circunstancias mas desfavorables que pueden experimentar esta estructura. Se ha descartado hacer el análisis de viraje a la izquierda ya que como la estructura es simétrica encontraríamos los mismos resultados pero en el lado opuesto. El análisis que se presenta esta basado en que el automóvil tenga una velocidad de 51.67 km/hr y al mismo tiempo que haga un giro, en este caso a la izquierda, y que tenga la necesidad de frenar al mismo tiempo. Los datos utilizados son los

mismos que se utilizaron en los análisis anteriores. La figura A26 ilustra de manera esquemática, la dirección de la velocidad y aceleraciones que se consideraron, así como también el radio de giro, junto con el modelo de elementos finitos y sus correspondientes condiciones de frontera del carro, en condiciones de viraje a la izquierda y una desaceleración.

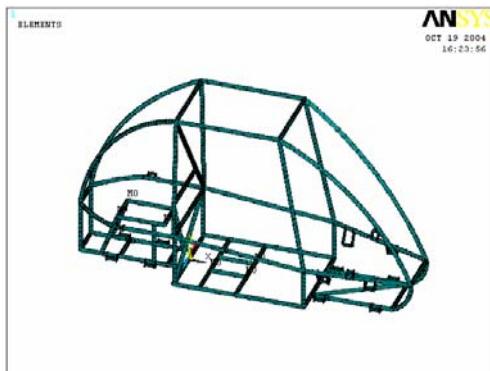


Figura A26. Condiciones de frontera para el análisis de viraje a la izquierda y frenado.

A.2.2.5.a RESULTADOS OBTENIDOS DEL ANALISIS DE VIRAJE A LA IZQUIERDA.

En la figura A27 se presenta el patrón de deformaciones que se genera cuando el carro es sometido a condiciones de viraje a la izquierda y frenado. Las deformaciones máximas se generan en el tubo lateral inferior donde pasa el conductor, y su valor es de 0.00428 m, teniendo un desplazamiento hacia delante y hacia la derecha.

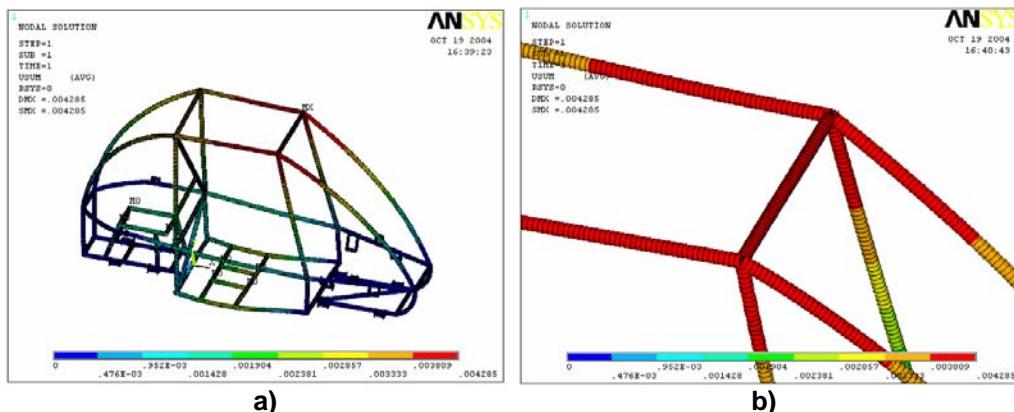


Figura A27. Deformación Máxima. a) vista general b) vista de detalle.

El esfuerzo principal máximo se ilustran en la figura A28, este se presenta en el soporte de la suspensión del lado izquierdo trasero, de donde se obtiene un valor de 184 MPa. Esto no rebasa el esfuerzo de fluencia del material, que es de 240 MPa., por lo que, su nivel de seguridad es de:

$$n = \frac{240}{184} = 1.34$$

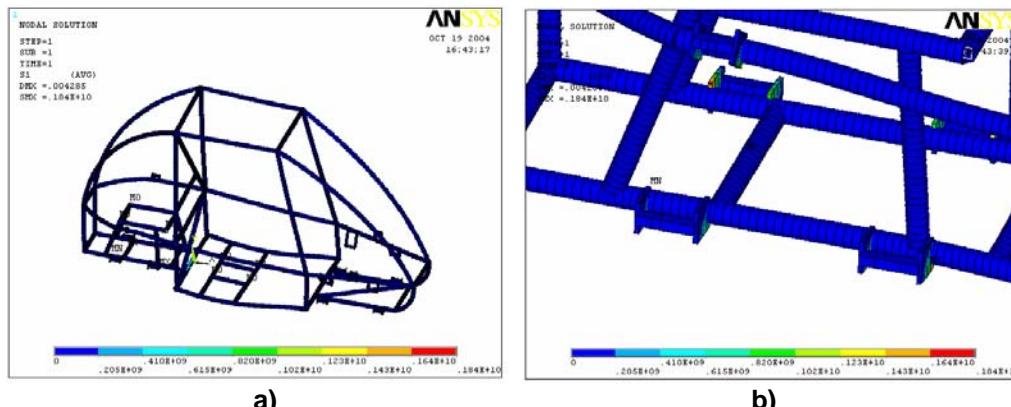


Figura A28. Esfuerzo principal máximo. a) vista general b) vista de detalle.

En la figura A29 se muestra los esfuerzos principales a compresión. Para este análisis el esfuerzo máximo a compresión es de -191 MPa. y se presenta en la parte inferior del piloto.

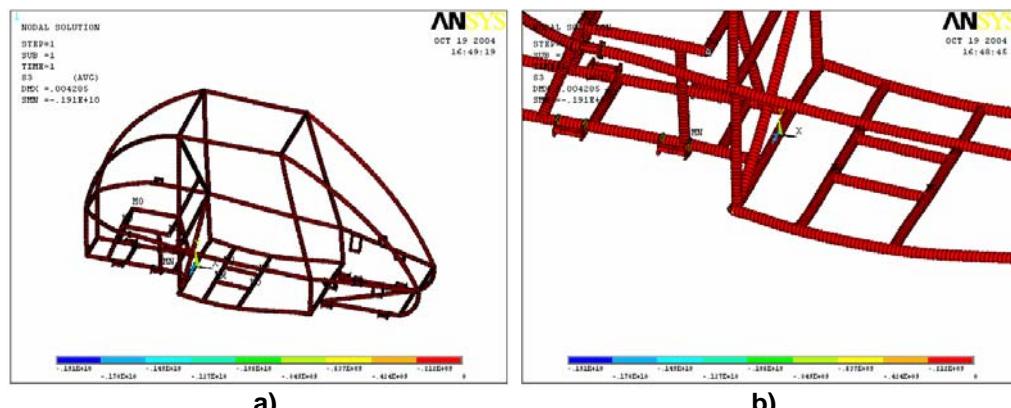


Figura A29. Esfuerzos principales. a) vista general b) vista de detalle

El esfuerzo de Von Mises es presentado figura A30. El esfuerzo de Von Mises es de 191 MPa., este esfuerzo se da alrededor del soporte siendo esta área donde se pone la soldadura.

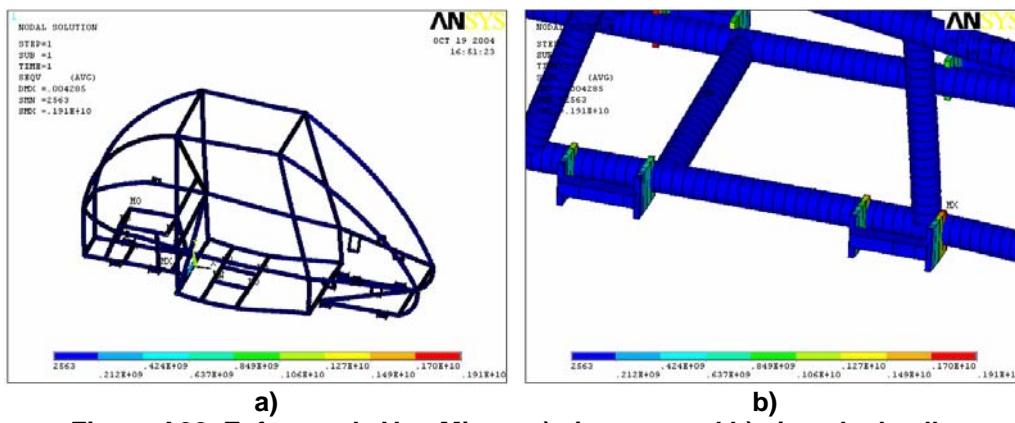


Figura A30. Esfuerzo de Von Mises. a) vista general b) vista de detalle.

A.2.2.6 ANÁLISIS DE TORSIÓN.

Una de las pruebas que se realizan a los chasis es la de torsión, con el fin de observar su comportamiento ante esta clase de deformación a la que será sometida en múltiples ocasiones, debido al tipo de terreno y al tipo de suspensión independiente. Se propone el someter a la estructura a una fuerza vertical positiva de 300 kg en el área de soportes de la suspensión delantera, ya que será el peso total del vehículo que cargara una llanta. Las condiciones de frontera y la carga se pueden ver en la figura A31.

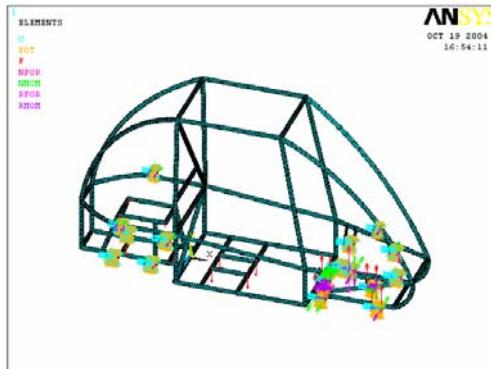


Figura A31. Condiciones de frontera para análisis de torsión.

Se presenta el patrón de deformaciones que se genera cuando el carro es sometido a condiciones de torsión. La deformación máxima se generan en la unión de los tubos superiores derechos y su valor es de 0.907×10^{-3} m, teniendo un desplazamiento hacia delante y hacia arriba.

INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL
ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA
SECCIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO E INVESTIGACIÓN

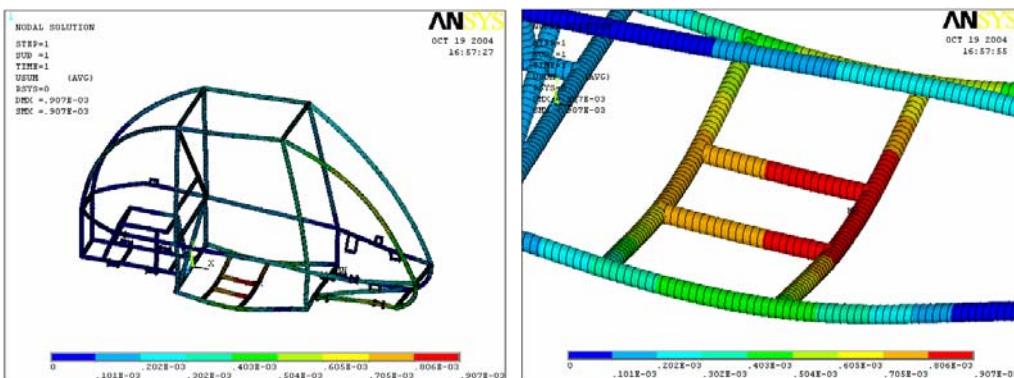


Figura A32. Deformaciones por torsión.a) vista general b) vista de detalle.

El esfuerzo principal máximo se ilustra en la figura A33, este se presenta en el soporte de la suspensión del lado izquierdo delantero, de donde se obtiene un valor de 113 MPa. Esto no rebasa el esfuerzo de fluencia del material, que es de 240 MPa., por lo que su nivel de seguridad es de:

$$n = \frac{240}{113} = 2.12$$

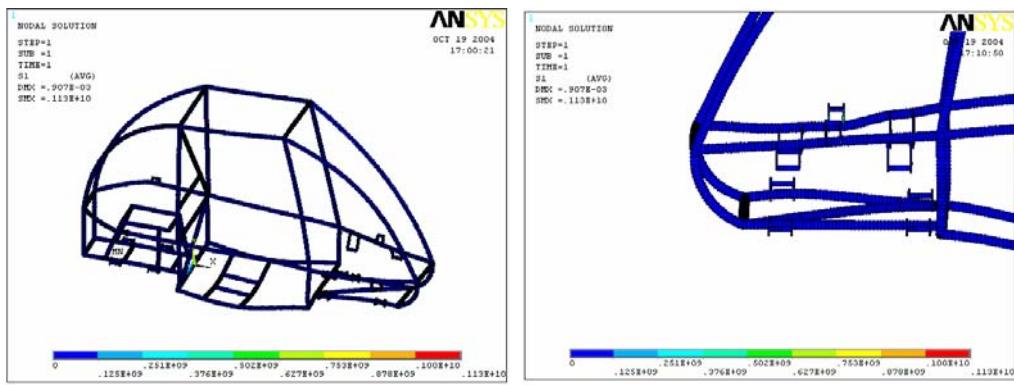


Figura A33. Esfuerzo principal máximo.a) vista general b) vista de detalle.

En este análisis el esfuerzo máximo a compresión es de -153 MPa. y se presenta en la parte delantera izquierda de la suspensión figura A34.

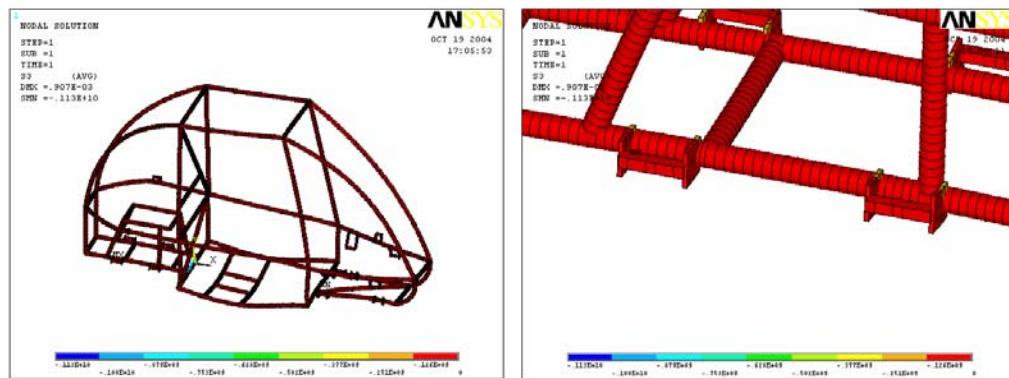


Figura A34. Esfuerzo principal máximo a compresión.a) vista general b) vista de detalle.

El esfuerzo de Von Mises es presentado a continuación figura A35. El esfuerzo de Von Mises es de 113 MPa., este esfuerzo se da alrededor del soporte siendo esta área donde se pone la soldadura.

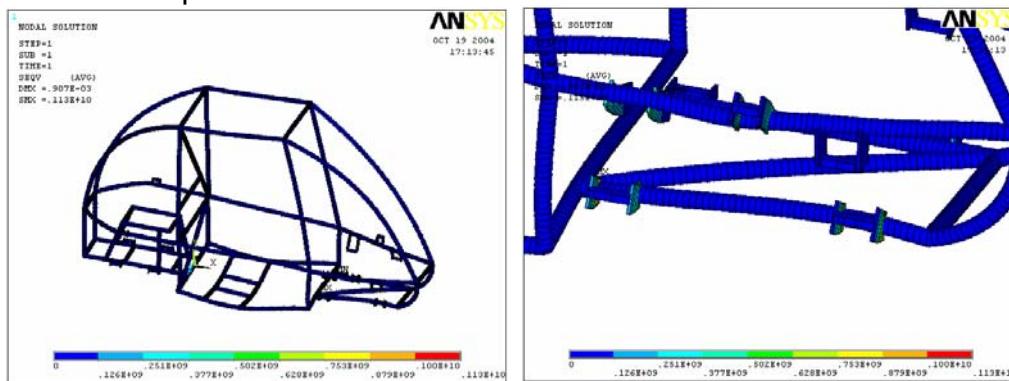


Figura A35. Esfuerzo de Von Mises.a) vista general b) vista de detalle.

ANEXOS 3 MODELO DE ELEMENTOS FINITOS (MODELO TUBO CON LÁMINA).

Para cualquier análisis que se lleve a cabo bajo la técnica mencionada anteriormente, el punto inicial deberá ser un modelado óptimo de la estructura, ya que de este dependerá el grado de error de los resultados. Para la realización del análisis numérico fue necesario simplificar al máximo el modelo del carro con objeto de optimizar la capacidad del equipo de cómputo, por lo tanto, se seleccionaron dos diferentes elementos, los cuales son: PIPE16, SHELL63 Y MASS21 para el modelo de tubo con lámina.

El modelo de elementos finito quedó constituido por 24027 nodos, con 6 grados de libertad para cada uno de los cuales se generan 25958 elementos. Los puntos de apoyo, éstos se considero en las bases de las rótulas y el amortiguador de la suspensión, en la parte frontal y en la parte trasera. Esto se ilustra en la figura 4.1, las restricciones delanteras y traseras solo presentan un grado de libertad el cual es la rotación del eje X del desplazamiento de la suspensión, según la regla de la mano derecha.

A.3.2 DESARROLLO DE LOS ANÁLISIS.

A.3.2.1 ANÁLISIS ESTÁTICO.

Se realiza inicialmente para conocer la magnitud de los esfuerzos y las deformaciones cuando la unidad no está en movimiento. En este caso, se tomó en cuenta la carga muerta de la estructura, así como los pesos que son soportados por la misma y que son reportados en la tabla A3.2. Las condiciones de carga se muestran en la figura A3.2.

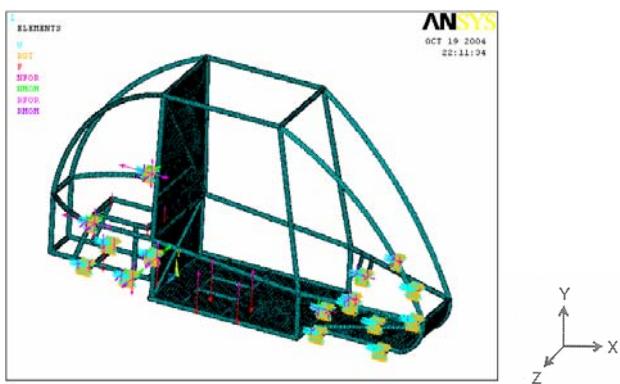


Figura A3.2. Carga estática.

Los datos de las cargas fueron proporcionados para el estudio anterior y son aplicados en los nodos correspondientes, como se muestra en la figura A3.2 con flechas de color rojo, por ejemplo el conjunto motor-transmisión se ubica en los

nodos localizados en la parte trasera de la estructura, las cargas correspondientes al conductor se ubican en la parte de en media de la estructura, en los apoyos de los asientos, todo con el fin de representar, de la manera mas real, el efecto de estas cargas sobre la estructura.

A.3.2.1.a RESULTADOS DEL ANÁLISIS ESTÁTICO

Las deformaciones bajo carga estática siendo las deformaciones máximas .956E-3 m en la cabina del vehículo.

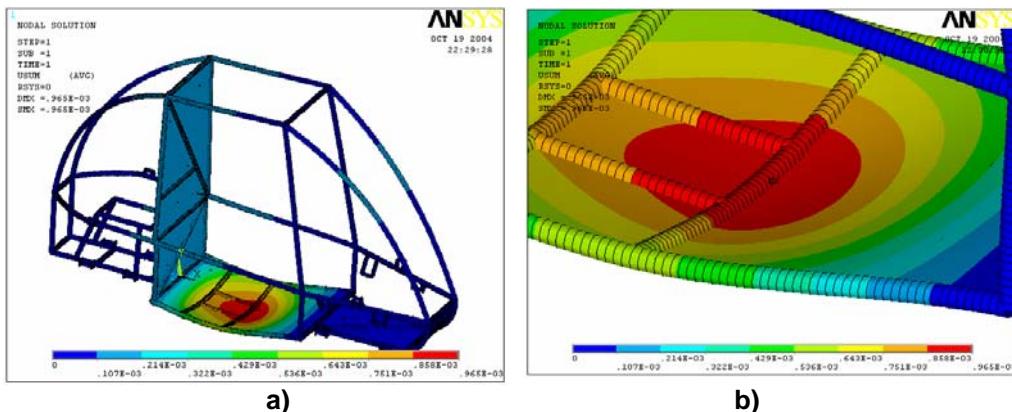


Figura A3.3. Deformación con carga estática, a) vista general, b) vista de detalle.

Para evaluar la severidad de los esfuerzos, se empleó, como posible criterio de falla, el máximo esfuerzo principal. Se considera este criterio, ya que una falla catastrófica se puede presentar cuando el material pierde su ductilidad (se fragila). Este podría ser el caso por soldadura mal aplicada, así este parámetro es indicativa de cuales son los puntos mas propenso, donde pudieran generarse fallas y/o grietas. Por otra parte, en la figura A3.4, se puede observar el máxima esfuerzo principal que se presenta sobre la estructura, su magnitud para este caso de estudio, es de 38.7 MPa., este se presenta en la parte inferior derecha de los soportes de la suspensión trasera en la parte inferior el soporte, se puede establecer que el factor de seguridad = (esfuerzo de fluencia del material/esfuerzo principal máximo obtenido), por lo que:

$$n = \frac{240}{38.7} = 6.2$$

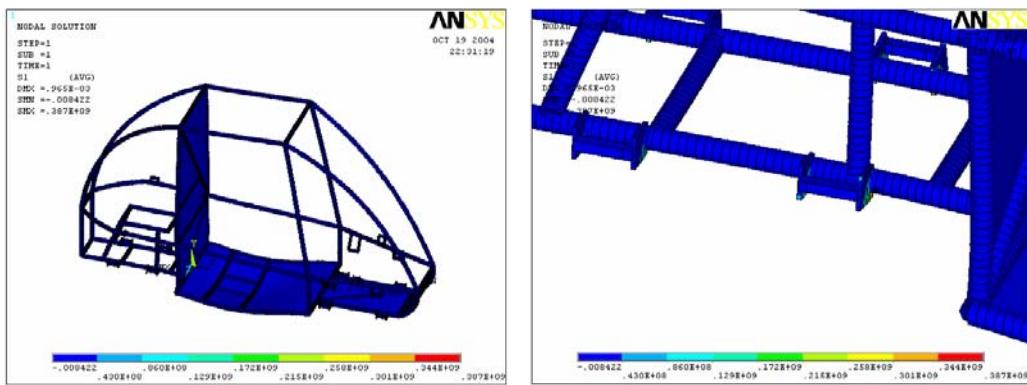


Figura A3.4. Esfuerzo principal máximo a) vista general b) vista de detalle.

En la siguiente figura A3.5 se muestran los esfuerzos principales a compresión, esto es muy importante ya que tenemos que ver en que puntos también se presenta la compresión de los elementos tener cuidado con estos ya que es posible una falla por este fenómeno. Para este análisis el esfuerzo máximo a compresión es de 38.7 MPa. y se presenta en la parte inferior derecha de los soportes de la suspensión trasera en la parte superior del soporte, es lo contrario de lo que pasa en el esfuerzo principal máximo.

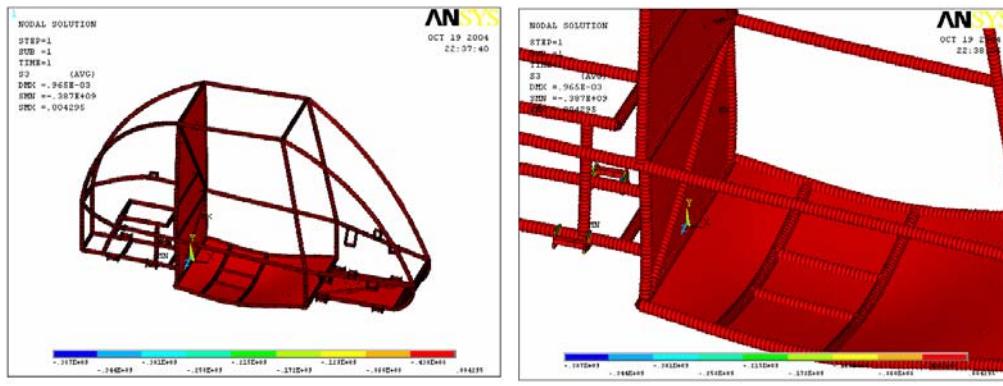


Figura A3.5. Esfuerzo máximo a compresión a) vista general b) vista de detalle.

El esfuerzo de Von Mises es presentado a continuación (figura A3.6). El esfuerzo de Von Mises es de 38.7 MPa. y se localiza en el mismo soporte en el que se presenta el esfuerzo máximo, solo que este se da alrededor del soporte, siendo esta área donde se pone la soldadura, cabe aclarar que en los otros soportes se presenta una concentración de esfuerzos considerable.

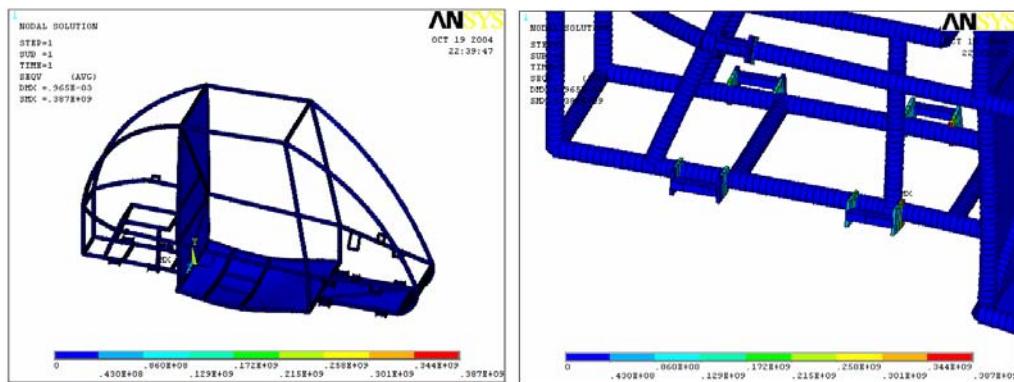


Figura A3.6. Esfuerzo de Von Mises a) vista general b) vista de detalle.

A.3.2.2 ANÁLISIS DINÁMICO

A.3.2.2.a RESULTADOS DEL ANÁLISIS MODAL.

A continuación se muestran las primeras cinco frecuencias naturales con sus respectivos modos de vibración en la tabla A3.3.

Frecuencias naturales. Tabla A3.3

Modo	Frecuencia (Hertz)	Deformación Máxima (M)
1	16.764	.1364
2	25.885	.2791
3	28.931	1.77 en lamina piso vehiculo
4	30.955	.153
5	35.109	.254 en lamina piso vehiculo

El primer modo de vibración se muestra en la figura A3.6. La dirección del desplazamiento se da hacia arriba y hacia abajo, por lo que las deformaciones máximas para este modo se presentan en la parte del conductor. La parte de los soportes de la suspensión permanece prácticamente inmóvil y en la parte superior casi no se presentan deformaciones.

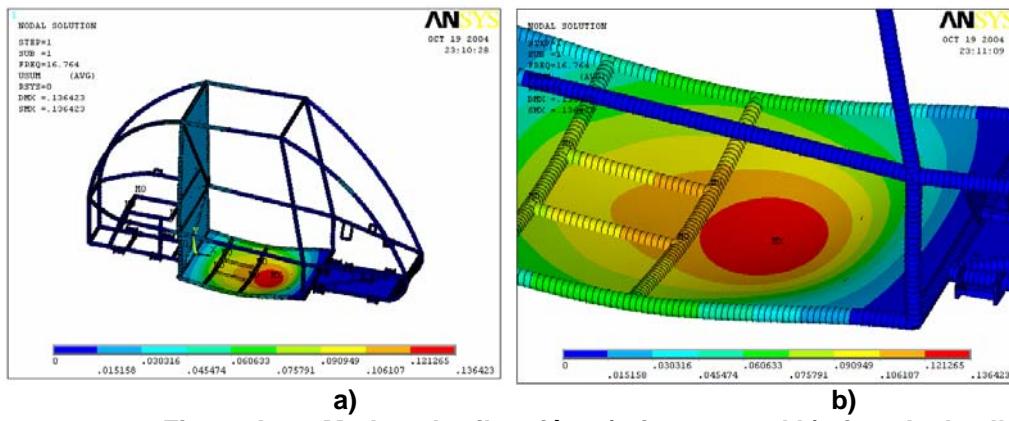


Figura A3.6. Modo 1 de vibración a) vista general b) vista de detalle.

La figura A3.7 muestra que el segundo modo de vibración, en la parte superior de la estructura donde esta el conductor, presenta desplazamientos en dirección del eje "Z", esto es debido al peso del conductor y a la distancia entre los soportes.

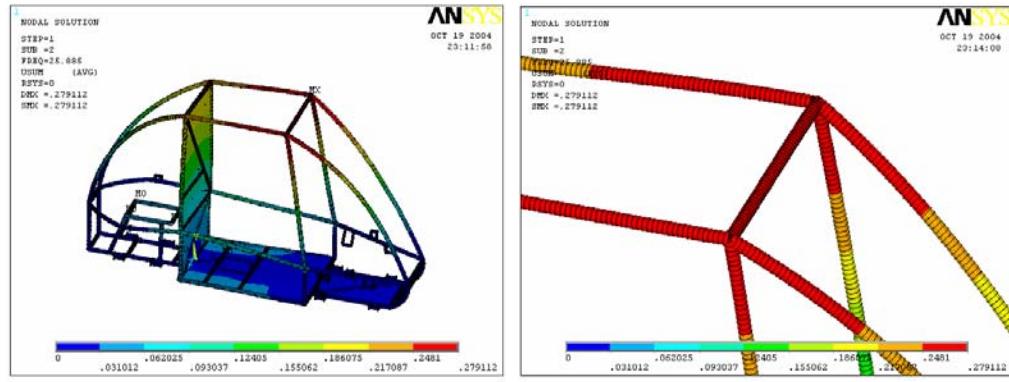


Figura A3.7. Modo 2 de vibración a) vista general b) vista de detalle.

El tercer modo de vibración se muestra en la vista frontal de la figura A3.8, el movimiento de este modo de vibración se presenta en la parte del conductor teniendo un desplazamiento longitudinal sobre el eje "X" y al mismo tiempo una rotación sobre el eje "Z", dando paso a la deformación máxima en la lamina parte inferior del piloto.

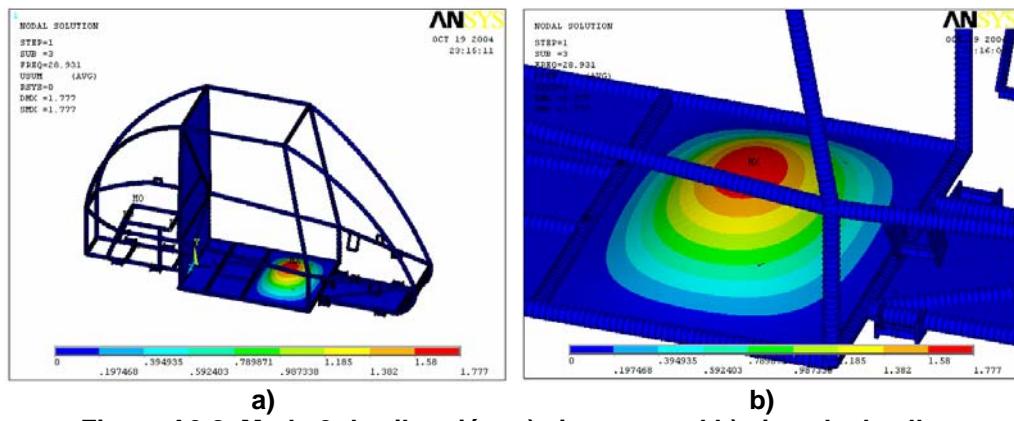


Figura A3.8. Modo 3 de vibración a) vista general b) vista de detalle.

El cuarto modo de vibración se muestra en la vista frontal de la figura A3.9, el movimiento de este modo de vibración se presenta en la parte superior del vehículo teniendo un movimiento de rotación sobre el eje "Z", a diferencia del pasado modelo de vibración este no tiene desplazamientos longitudinales sobre el eje "X", dando paso a la deformación máxima en los tubos de centrales y en sus uniones. La parte superior de la estructura sufre una deformación, como se muestra en la figura antes mencionada.

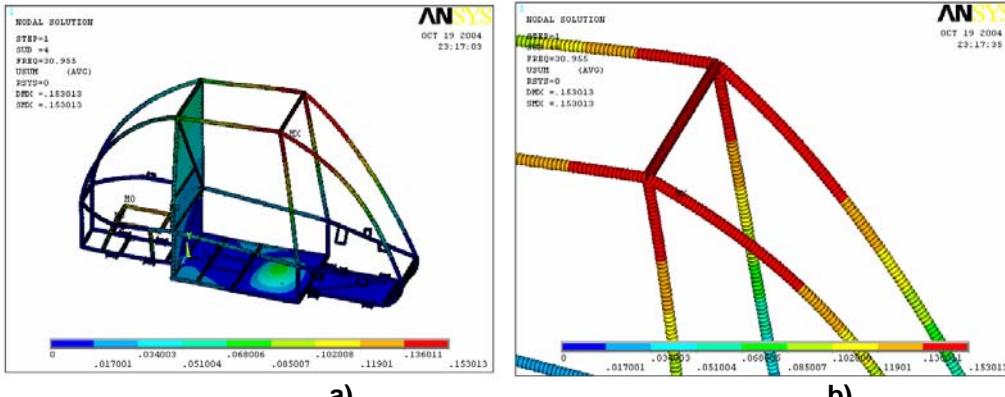


Figura A3.9. Modo 4 de vibración a) vista general b) vista de detalle.

Finalmente, el quinto modo de vibración se muestra en la figura A3.10 y muestra como la estructura que soporta al motor, es sometida a desplazamientos longitudinales en el eje "Z", provocando que la mesa tenga su deformación máxima en la parte inferior del piloto.

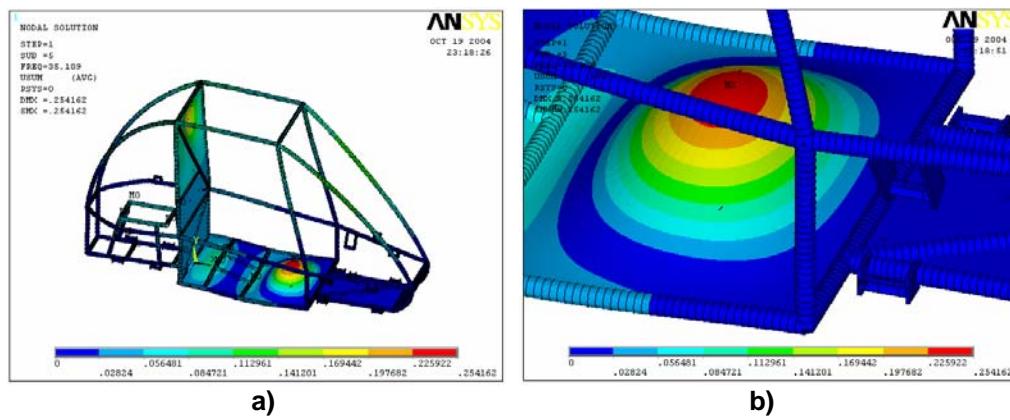


Figura A3.10. Modo 5 de vibración a) vista general b) vista de detalle.

En términos generales la estructura presenta una gran rigidez debido a sus altas frecuencias. Cabe aclarar que la parte con más deformaciones es la lámina que está en el suelo del vehículo en la posición del conductor, para lo cual es muy importante tener en cuenta, en siguientes análisis y ver si es necesario poder reforzar esta área. En cuanto al resto de la estructura, su comportamiento es muy aceptable ya que en la parte superior se esperaba que tuviera mas deformaciones, lo cual no ocurrió y podemos decir que será difícil encontrar alguna falla en esa área.

A.3.6.2.3 ANÁLISIS DE ARRANQUE.

Otro escenario donde se generan cargas dinámicas, debido al carácter inercial del problema es cuando el vehículo arranca. Estas cargas se generan por la aceleración. Para este efecto, es recomendable considerar un caso crítico. Para realizar este análisis se tomó en cuenta que el carro parte del reposo y alcanza una velocidad de 51.67 km./hr. en una distancia de 45.7 m. Cuando se desplaza en línea recta, esto se considera como una situación extrema. Para este efecto la aceleración resultante es:

Partimos de

$$a = \frac{v^2 - v_0^2}{2s}$$

Considerando

a = aceleración

v = velocidad final

v_0 =velocidad inicial

s = espacio de arranque

entonces

$$a = \frac{14.352^2 - 0}{2(45.7)} = 2.523 m/s^2$$

A continuación ver figura (A3.11) se indica como fue aplicado el vector aceleración en el modelo de elementos finitos, de acuerdo a la magnitud anterior. En este tipo de análisis, los elementos masa juegan un papel protagónico.

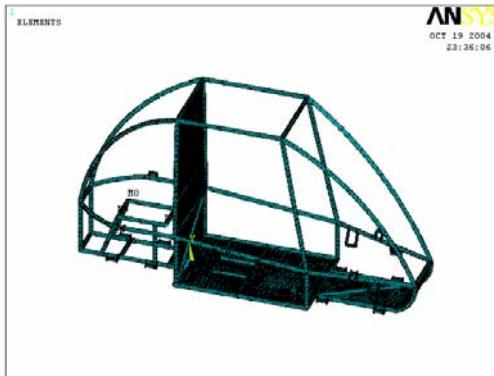


Figura A3.11. Condiciones de frontera para arranque.

A.3.2.3.a RESULTADOS DEL ANÁLISIS DE ARRANQUE.

En la figura 4.12 se muestra la deformación máxima de 0.748×10^{-4} m que se presenta en la lámina del respaldo del conductor, teniendo un desplazamiento en el eje "X" hacia atrás, en la parte superior de la estructura no tiene deformación considerable.

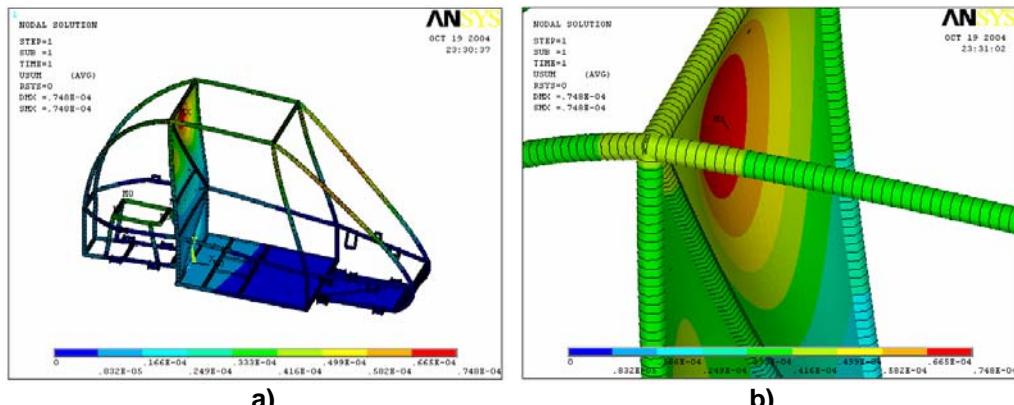


Figura A3.12. Análisis de arranque. a) vista general b) vista de detalle.

Respecto a los esfuerzos obtenidos, se puede decir que el esfuerzo principal máximo es de .005 Pa. y se presenta en la parte inferior derecha de los soportes de la suspensión trasera en la parte superior del soporte como se puede ver en la figura 4.13, el factor de seguridad que se presenta en esta área es muy elevado.

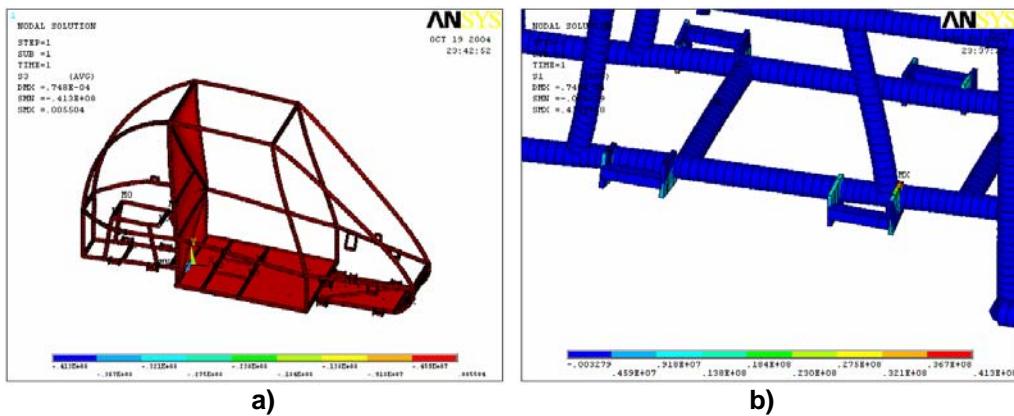


Figura A3.13. Esfuerzo máximo obtenido. a) vista general b) vista de detalle.

En la siguiente figura A3.14 se muestran los esfuerzos principales a compresión. Para este análisis el esfuerzo máximo es de .005 Pa. y se presenta en la parte frontal del chasis, en la parte inferior del frente.

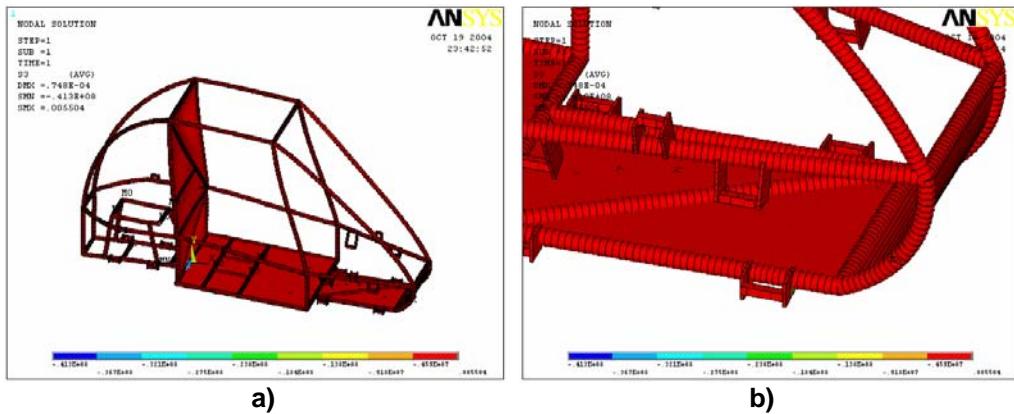


Figura A3.14. Esfuerzo máximo a compresión. a) vista general b) vista de detalle.

El esfuerzo de Von Mises se presenta a continuación figura A3.15. El esfuerzo de Von Mises es de A3.13 Mpa. y se localiza en el mismo soporte en que se presenta el esfuerzo máximo en el mismo soporte en que se presenta el esfuerzo máximo.

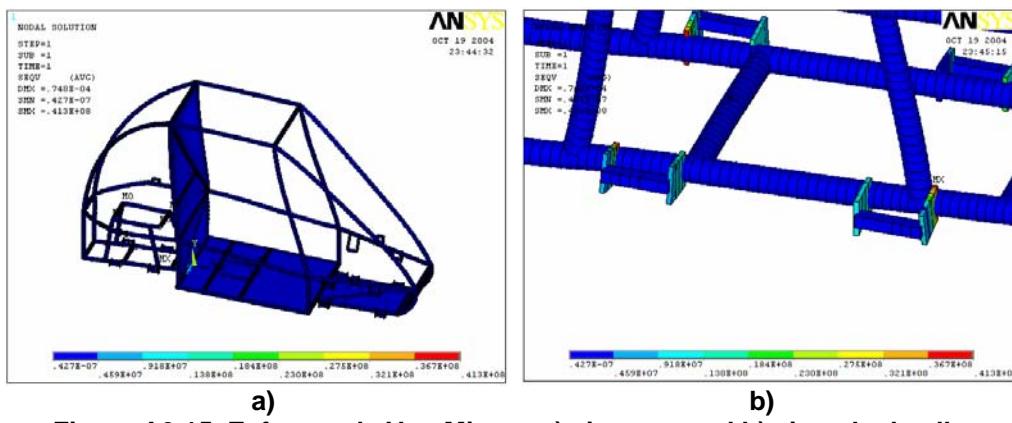


Figura A3.15. Esfuerzo de Von Mises. a) vista general b) vista de detalle.

A3.6.2.4 ANÁLISIS DE FRENADO.

A continuación en la figura A3.16 se muestra como fue explicado el vector desaceleración en el modelo de elementos finitos de acuerdo a la magnitud anterior.

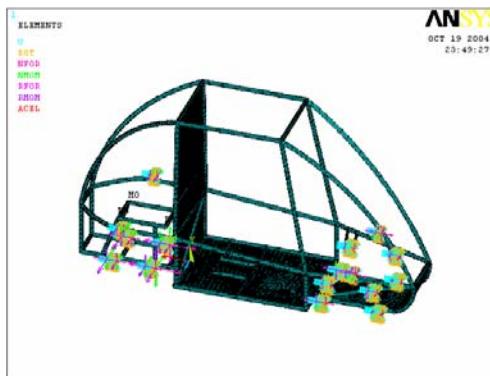


Figura A3.16. Consideraciones de frontera para frenado.

A3.6.2.4.a RESULTADOS DEL ANÁLISIS DE FRENADO.

En la figura A3.17, se muestra el patrón de deformación que se genera cuando el carro detiene su marcha en caso de emergencia. Las deformaciones máximas se generan en la lámina en el respaldo el conductor, siendo su valor máximo en el centro de 0.342×10^{-3} m.

INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL
ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA
SECCIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO E INVESTIGACIÓN

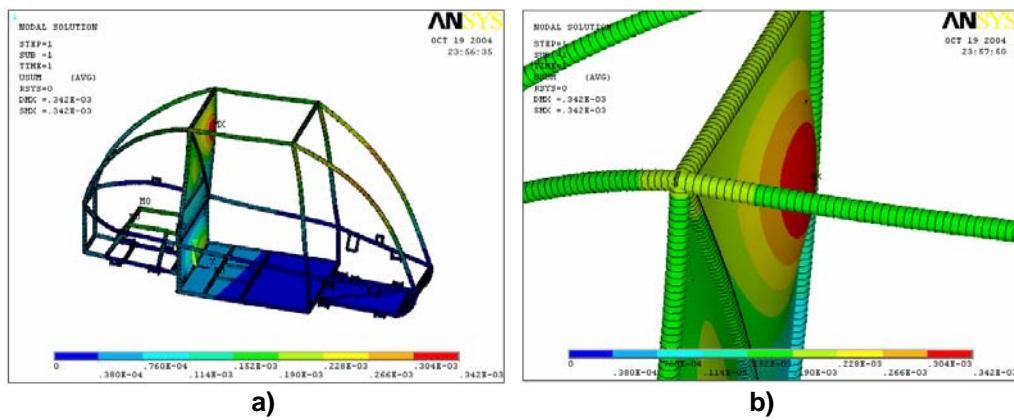


Figura A3.17. Deformaciones máximas. a) Vista general b) Vista de detalle.

Los esfuerzos principal máximo es de 18.9 MPa, el factor de seguridad que se presenta es de 12.69 y se presenta en la parte inferior derecha de los soportes de la suspensión trasera en la parte inferior del soporte como se puede ver en la figura A3.18.

$$n = \frac{240}{18.9} = 12.69$$

En la figura A3.19 se muestran el esfuerzo principal a compresión. Para este análisis el esfuerzo máxima a compresión es de .011 Pa. y se presenta en la parte frontal inferior del auto.

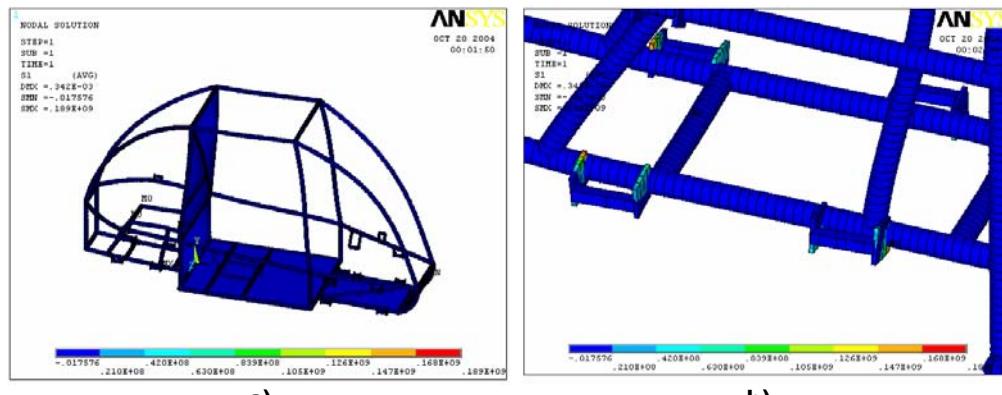


Figura A3.18. Esfuerzo principal máximo. a) vista general b) vista de detalle.

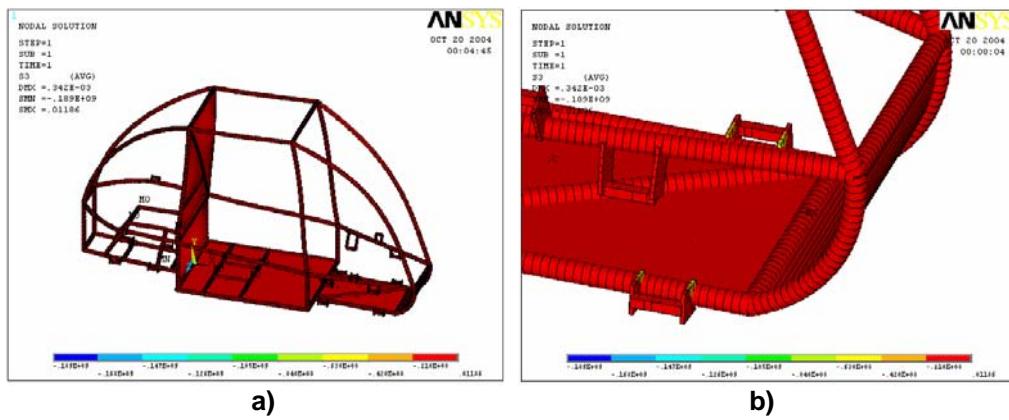


Figura A3.19. Esfuerzo principal a compresión. a) vista general b) vista de detalle.

El esfuerzo de Von Mises es presentado en la figura A3.20. El esfuerzo de Von Mises es de 18.9 MPa., y se localiza en el mismo soporte en el que se presenta el esfuerzo máximo, solo que este se da alrededor del soporte, siendo esta área donde se pone la soldadura, cabe aclarar que en los otros soportes se presenta una concentración de esfuerzos considerable.

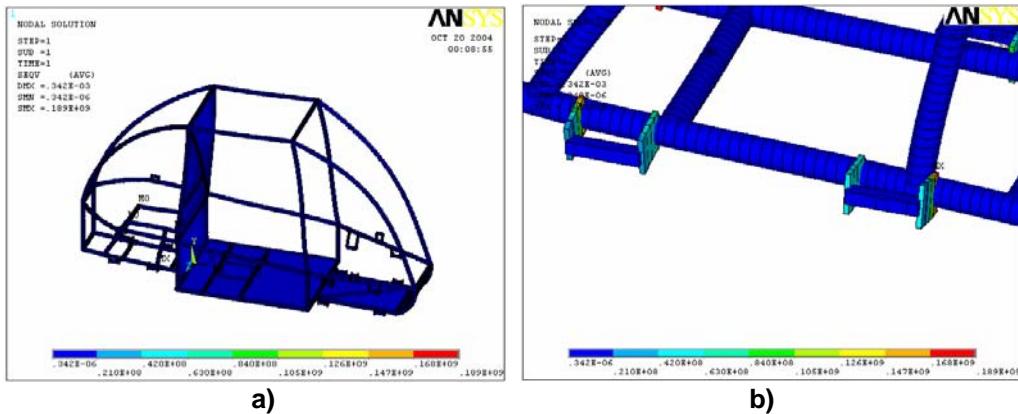


Figura A3.20. Esfuerzo de Von Mises a) vista general b) vista de detalle.

A3.6.2.4 ANÁLISIS DE VIRAJE A LA DERECHA.

La figura A3.21 ilustra de manera esquemática, la dirección de la velocidad y aceleración que se consideraron, así como también el radio de giro, junto con el modelo de elementos finitos y sus correspondientes condiciones de frontera del carro, en condiciones de viraje a la derecha.

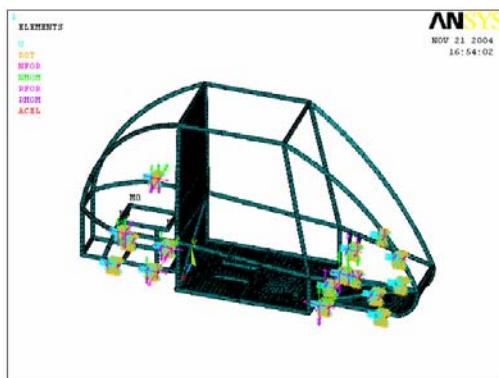


Figura A3.21. Condiciones de frontera para el viraje a la derecha.

A3.6.2.4.a RESULTADOS OBTENIDOS DEL ANALISIS DE VIRAJE A LA DERECHA.

En la figura A3.22 se presenta el patrón de deformación que se genera cuando el carro es sometido a condiciones de viraje a la derecha. Las deformaciones máximas se generan en la unión del tubo frontal donde el conductor esta y el soporte lateral inferior, siendo su dirección de derecha a izquierda, además su valor máximo es de 0.004936 m.

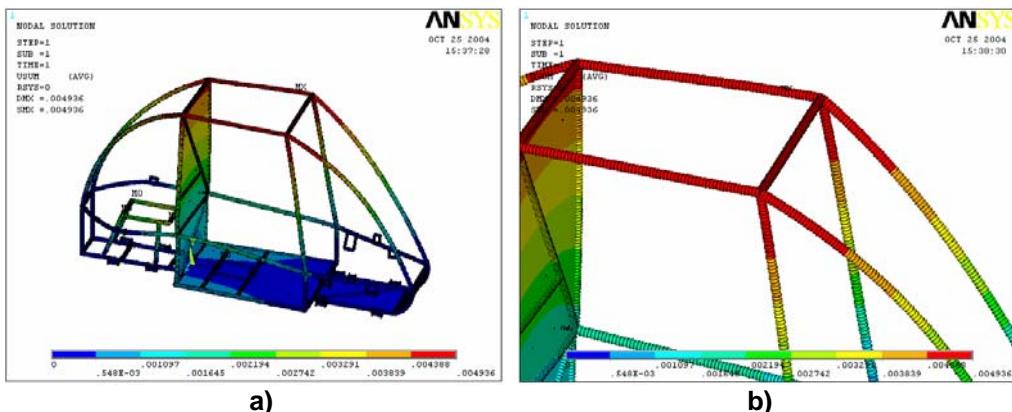


Figura A3.22. Deformaciones del Viraje a la derecha. a) vista general b) vista de detalle.

El campo de esfuerzo principal máxima se ilustra en la figura A3.23, este se presenta en uno de los soportes de la suspensión en la parte trasera de lado izquierdo y es de 31 MPa. y el nivel de seguridad es de:

$$n = \frac{240}{31} = 7.741$$

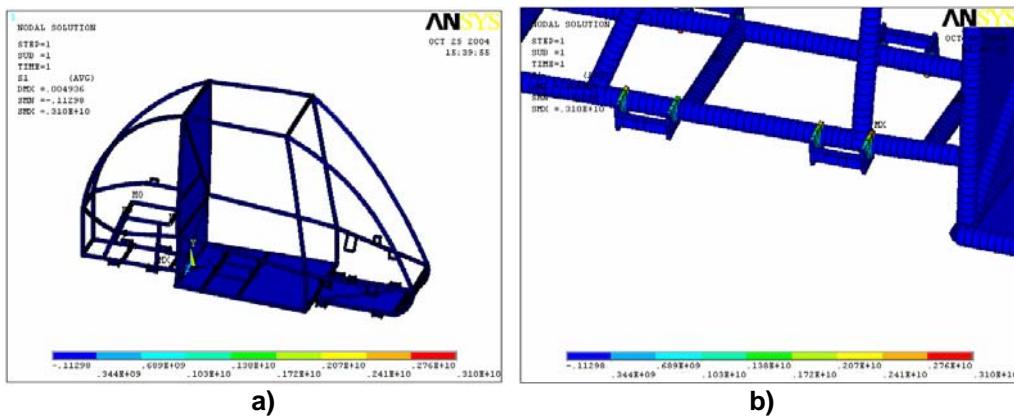


Figura A3.23. Esfuerzo principal máximo por el análisis de viraje a la derecha. a) vista general b) vista de detalle.

En la figura A3.24 se muestra el esfuerzo principal a compresión. Para este análisis, el esfuerzo máximo es de .839 Pa. y se presenta en la parte inferior del piloto, lo cual lleva a una revisión periódica de este punto.

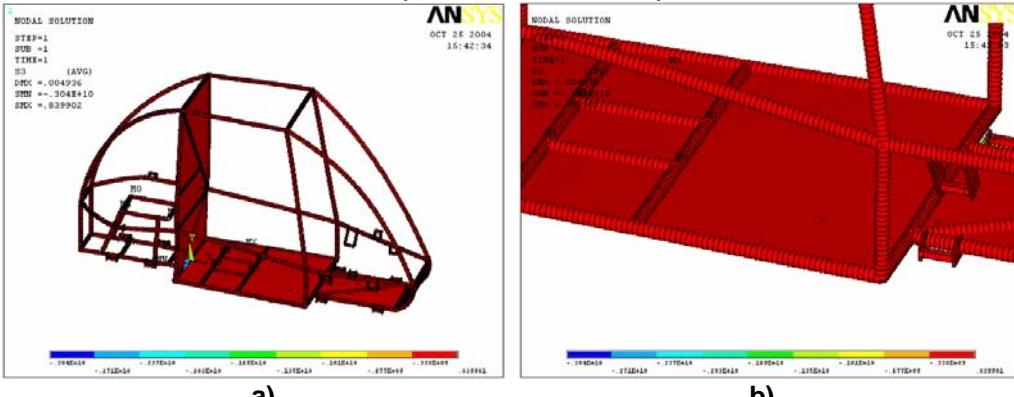


Figura A3.24. Esfuerzo principal máximo a compresión. a) vista general b) vista de detalle.

El esfuerzo de Von Mises es presentado en la figura A3.25. El esfuerzo de Von Mises es de 310 MPa. Cuando se observa en las gráficas anteriores, este esfuerzo es mucho mayor y se localiza en el mismo soporte en el que se presenta el esfuerzo máximo a compresión, solo que este se da alrededor del soporte, siendo esta área donde se pone la soldadura y el factor de seguridad que ayuda en este análisis será con el esfuerzo más alto, ya que es más probable que se presente alguna falla bajo estas circunstancias.

$$n = \frac{240}{310} = .774$$

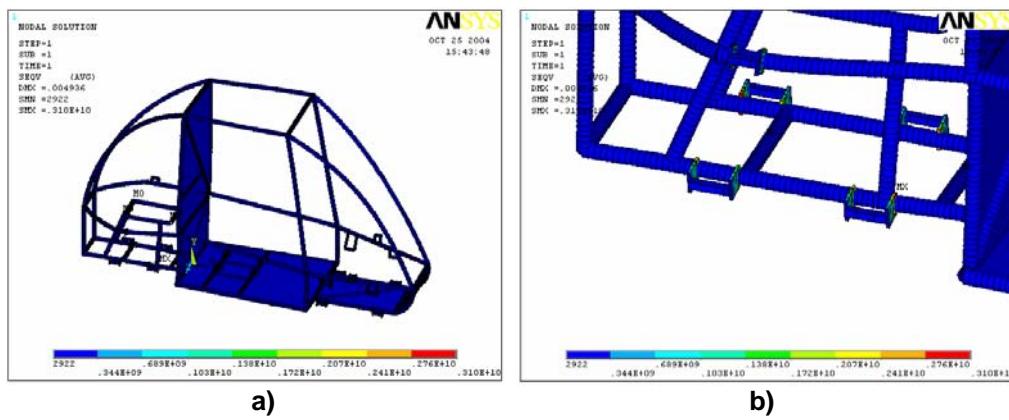


Figura A3.25. Esfuerzo de Von Mises. a) vista general b) vista de detalle.

A3.6.2.5 ANÁLISIS DE VIRAJE A LA IZQUIERDA CON FRENADO.

La figura A3.26 ilustra de manera esquemática, la dirección de la velocidad y aceleraciones que se consideraron, así como también el radio de giro, junto con el modelo de elementos finitos y sus correspondientes condiciones de frontera del carro, en condiciones de viraje a la izquierda y una desaceleración.

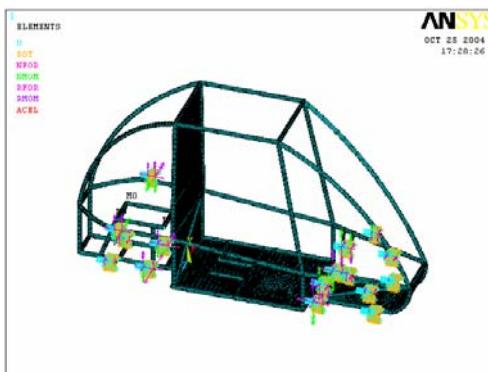


Figura A3.26. Condiciones de frontera para el análisis de viraje a la izquierda y frenado.

A3.6.2.5.a RESULTADOS OBTENIDOS DEL ANALISIS DE VIRAJE A LA IZQUIERDA.

En la figura A3.27 se presenta el patrón de deformaciones que se genera cuando el carro es sometido a condiciones de viraje a la izquierda y frenado. Las deformaciones máximas se generan en el tubo lateral inferior donde pasa el conductor, y su valor es de 0.00491 m, teniendo un desplazamiento hacia delante y hacia la derecha.

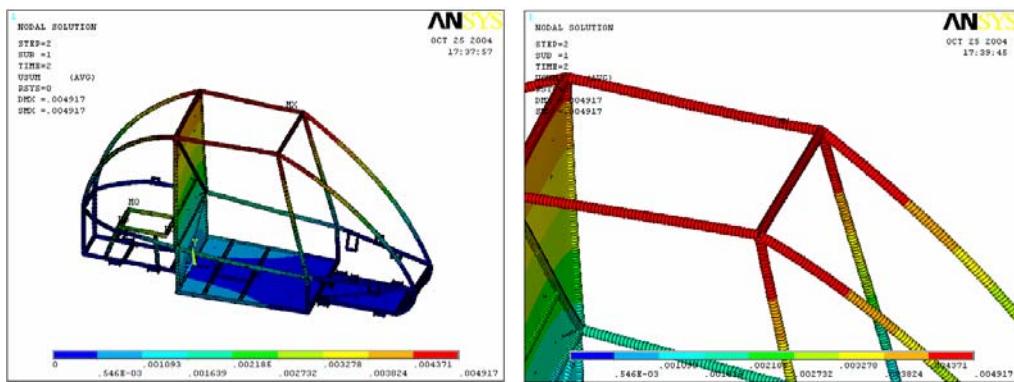


Figura A3.27. Deformación Máxima. a) vista general b) vista de detalle.

El esfuerzo principal máximo se ilustran en la figura A3.28, este se presenta en el soporte de la suspensión del lado izquierdo trasero, de donde se obtiene un valor de 323 MPa. Esto no rebasa el esfuerzo de fluencia del material, que es de 240 MPa., por lo que, su nivel de seguridad es de:

$$n = \frac{240}{323} = 0.743$$

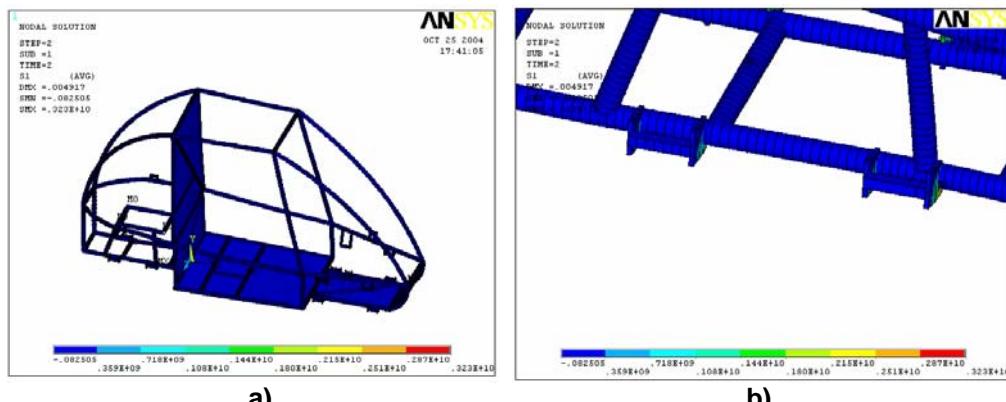


Figura A3.28. Esfuerzo principal máximo. a) vista general b) vista de detalle.

En la figura A3.29 se muestra los esfuerzos principales a compresión. Para este análisis el esfuerzo máximo es de .046 Pa. y se presenta en la parte inferior del piloto.

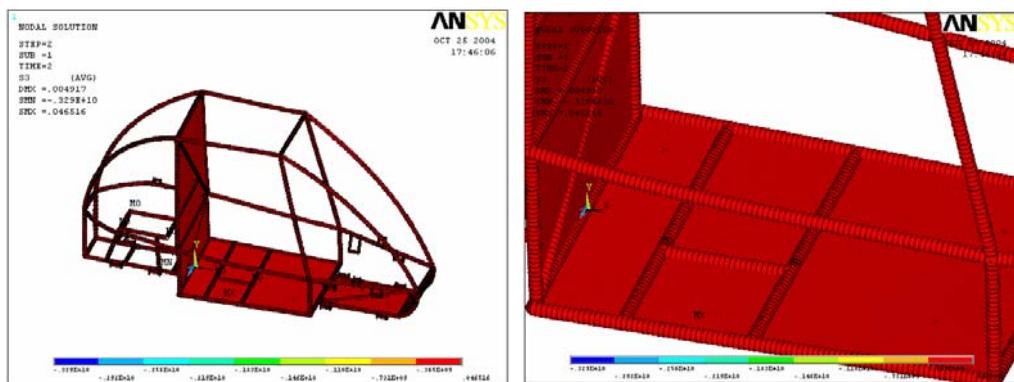


Figura A3.29. Esfuerzos principales. a) vista general b) vista de detalle

El esfuerzo de Von Mises es presentado figura A3.30. El esfuerzo de Von Mises es de 329 MPa., este esfuerzo se da alrededor del soporte siendo esta área donde se pone la soldadura.

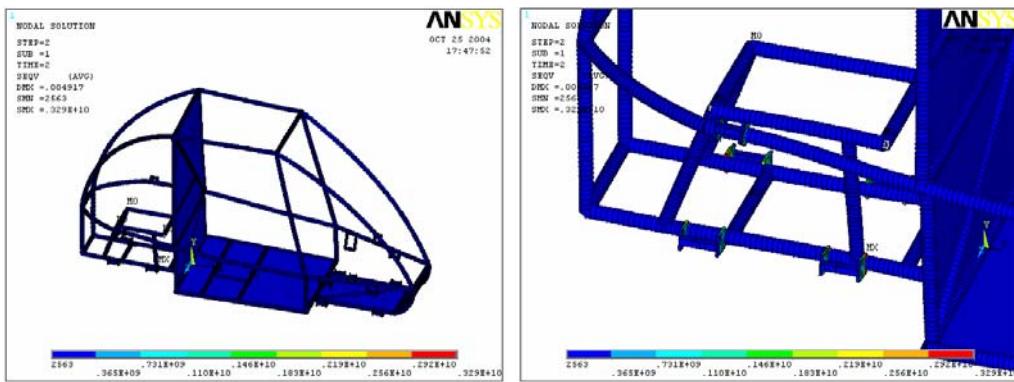


Figura A3.30. Esfuerzo de Von Mises. a) vista general b) vista de detalle.

A3.6.2.6 ANÁLISIS DE TORSIÓN.

Las condiciones de frontera y la carga se pueden ver en la figura A3.31.

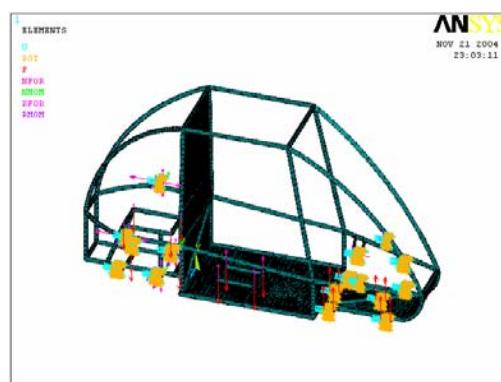


Figura A3.31. Condiciones de frontera para análisis de torsión.

Se presenta el patrón de deformaciones que se genera cuando el carro es sometido a condiciones de torsión. La deformación máxima se generan en la unión de los tubos superiores derechos y su valor es de 0.904×10^{-3} m, teniendo un desplazamiento hacia delante y hacia arriba.

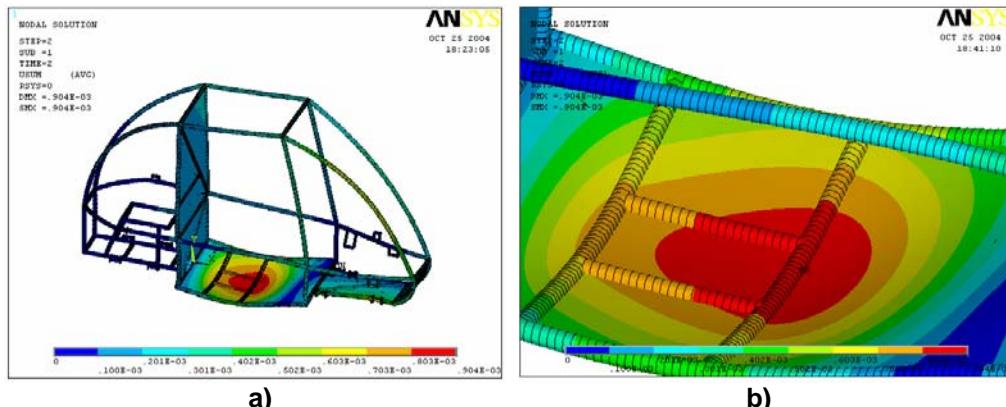


Figura A3.32. Deformaciones por torsión. a) vista general b) vista de detalle.

El esfuerzo principal máximo se ilustra en la figura A3.33, este se presenta en el soporte de la suspensión del lado izquierdo delantero, de donde se obtiene un valor de 111 MPa. Esto no rebasa el esfuerzo de fluencia del material, que es de 240 MPa., por lo que su nivel de seguridad es de:

$$n = \frac{240}{111} = 2.16$$

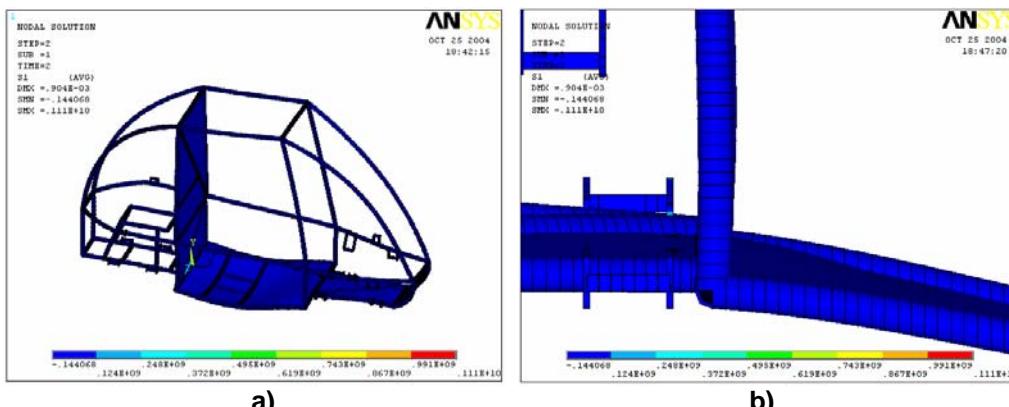
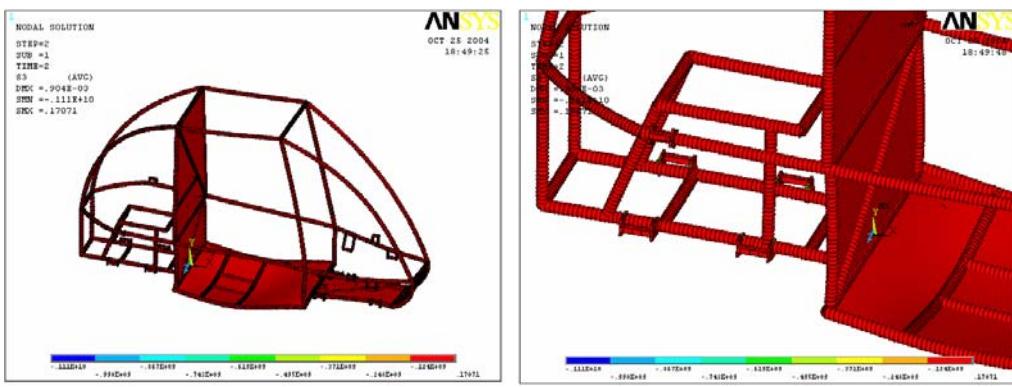


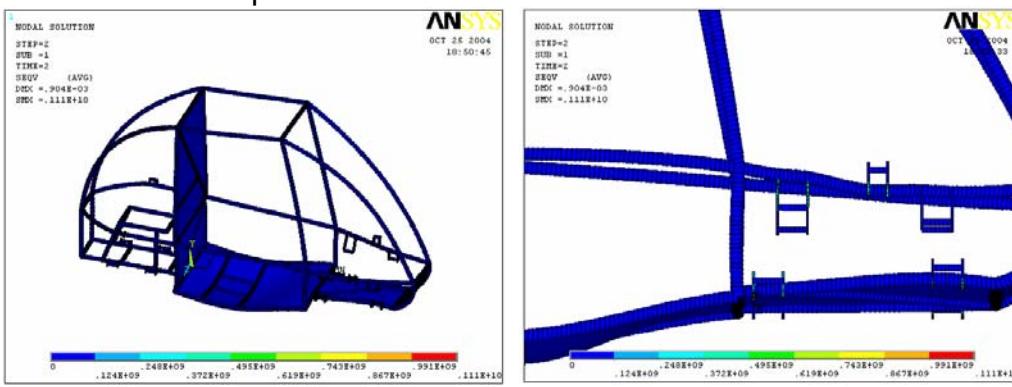
Figura A3.33. Esfuerzo principal máximo.a) vista general b) vista de detalle.

En este análisis el esfuerzo máximo es de .17 Pa. y se presenta en la parte delantera izquierda de la suspensión figura A3.34.



a) b)

Figura A3.34. Esfuerzo principal máximo a compresión. a) vista general b) vista de detalle.
 El esfuerzo de Von Mises es presentado a continuación figura A3.35. El esfuerzo de Von Mises es de 111 MPa., este esfuerzo se da alrededor del soporte siendo esta área donde se pone la soldadura.



a) b)

Figura A3.35. Esfuerzo de Von Mises. a) vista general b) vista de detalle.

A3.7 RESULTADOS DE EL ANÁLISIS NUMERICO (TUBO CON LÁMINA).

En esta parte se presentan los resultados de la simulación dinámica efectuada sobre el chasis SAE Mini-Baja. En la primer sección del capítulo se describe de manera general la metodología utilizada para la realización de los trabajos, el lector interesado en una descripción detallada deberá remitirse a la bibliografía incluida al final de este reporte. En términos generales los pasos correspondientes a la metodología se pueden presentar en el diagrama de bloques mostrado a continuación.

Tabla A3.3. Resultados de el análisis estructura tubo.

ANALISIS	DEFORMACION MAXIMA M	ESFUERZO PRINCIPAL MAXIMO MPa.	ESFUERZO PRINCIPAL A COMPRESION MPa.	ESFUERZO DE VON MISES MPa.	N (FS)	FRECUENCIAS NATURALES Hz.
ESTÁTICO	0.971E-3	38.4	38.2	38.2	6.29	
ARRANQUE	0.49x10-4	5.01	2.58	2.58	93.02	

INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL
ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA
SECCIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO E INVESTIGACIÓN

FRENADO	0.225 x10-3	11.8	11.8	11.8	20.3	
VIRAJE A LA DERECHA	0.00429	17.9	173	179	1.39	
VIRAJE A LA IZQUIERDA CON FRENADO	0.00428	184	191	191	1.34	
TORSION	O.907x10-3	113	153	113	2.12	
MODAL 1	0.120931					16.842
MODAL 2	0.334279					27.09
MODAL 3	0.118791					30.766
MODAL 4	0.110113					34.76
MODAL 5	0.115288					36.45

ANEXOS 4 MODELO DE ELEMENTOS FINITOS (MODELO SECCIÓN TRANSVERSAL CUADRADA SIN LÁMINA).

Para cualquier análisis que se lleve a cabo bajo la técnica mencionada anteriormente, el punto inicial deberá ser un modelado óptimo de la estructura, ya que de este dependerá el grado de error de los resultados. Para la realización del análisis numérico fue necesario simplificar al máximo el modelo del carro con objeto de optimizar la capacidad del equipo de cómputo, por lo tanto, se seleccionaron dos diferentes elementos, los cuales son: BEAM44, SHELL63 Y MASS21 para el modelo de tubo con lámina.

El modelo de elementos finito quedó constituido por 9403 nodos, con 6 grados de libertad para cada uno de los cuales se generan 10336 elementos.

A4.6.2 DESARROLLO DE LOS ANÁLISIS.

A4.6.2.1 ANÁLISIS ESTÁTICO.

Se realiza inicialmente para conocer la magnitud de los esfuerzos y las deformaciones cuando la unidad no está en movimiento. En este caso, se tomó en cuenta la carga muerta de la estructura, así como los pesos que son soportados por la misma y que son reportados en la tabla A4.2. Las condiciones de carga se muestran en la figura A4.2.

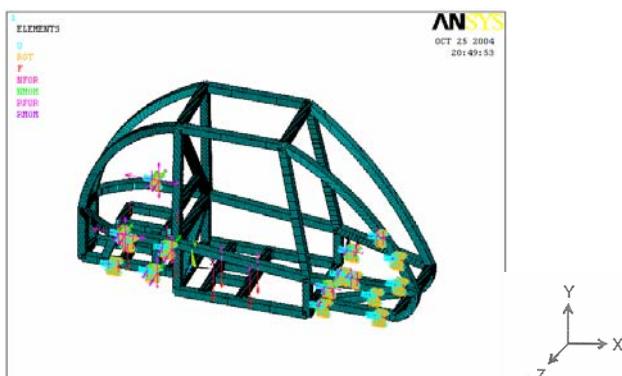


Figura A4.2. Carga estática.

A4.6.2.1.a RESULTADOS DEL ANÁLISIS ESTÁTICO

Las deformaciones bajo carga estática siendo las deformaciones máximas .844 E-3 m en la cabina del vehículo.

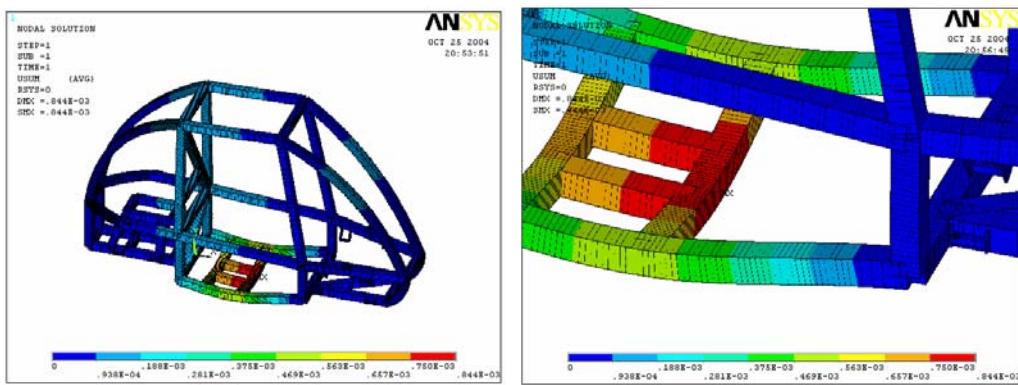


Figura A4.3. Deformación con carga estática, a) vista general, b) vista de detalle.

Para evaluar la severidad de los esfuerzos, se empleó, como posible criterio de falla, el máximo esfuerzo principal. Se considera este criterio, ya que una falla catastrófica se puede presentar cuando el material pierde su ductilidad (se fragila). Este podría ser el caso por soldadura mal aplicada, así este parámetro es indicativa de cuales son los puntos mas propenso, donde pudieran generarse fallas y/o grietas. Por otra parte, en la figura A4.4, se puede observar el máxima esfuerzo principal que se presenta sobre la estructura, su magnitud para este caso de estudio, es de 37.2 MPa., este se presenta en la parte inferior derecha de los soportes de la suspensión trasera en la parte inferior el soporte, se puede establecer que el factor de seguridad = (esfuerzo de fluencia del material/esfuerzo principal máximo obtenido), por lo que:

$$n = \frac{240}{37.2} = 6.45$$

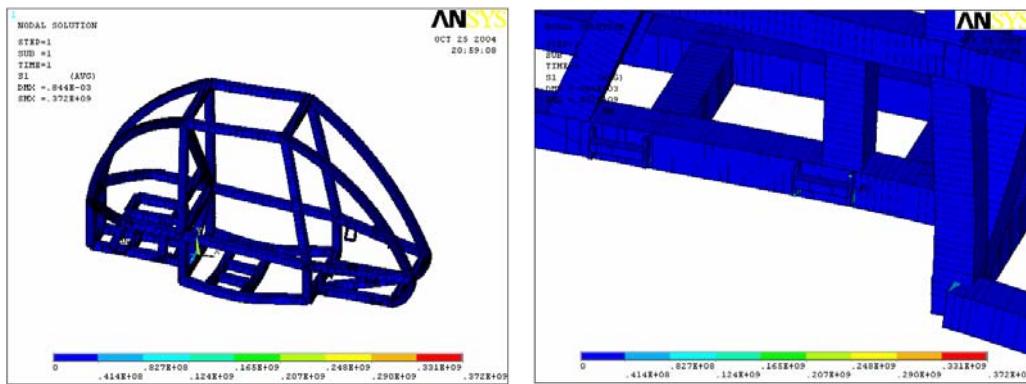


Figura A4.4. Esfuerzo principal máximo a) vista general b) vista de detalle.

En la siguiente figura A4.5 se muestran los esfuerzos principales a compresión, esto es muy importante ya que tenemos que ver en que puntos también se presenta la compresión de los elementos tener cuidado con estos ya que es posible una falla por este fenómeno. Para este análisis el esfuerzo máximo a

compresión es de 37.2 MPa. y se presenta en la parte inferior derecha de los soportes de la suspensión trasera en la parte superior del soporte, es lo contrario de lo que pasa en el esfuerzo principal máximo.

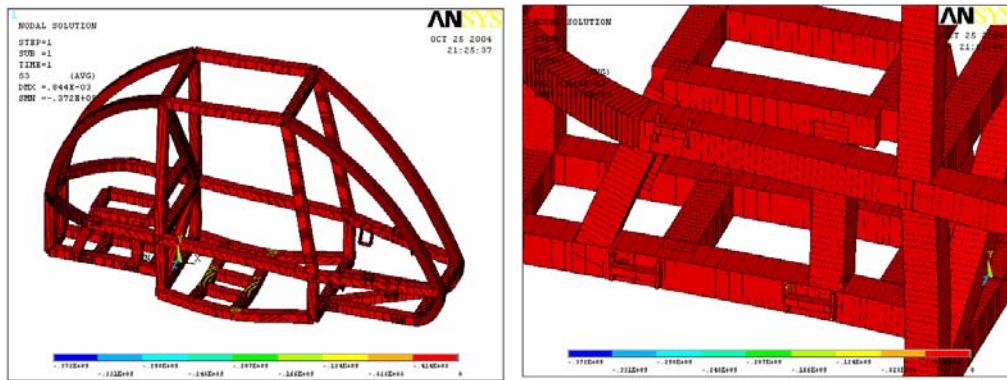


Figura A4.5. Esfuerzo máximo a compresión a) vista general b) vista de detalle.

El esfuerzo de Von Mises es presentado a continuación (figura A4.6). El esfuerzo de Von Mises es de 37.2 MPa. y se localiza en el mismo soporte en el que se presenta el esfuerzo máximo, solo que este se da alrededor del soporte, siendo esta área donde se pone la soldadura, cabe aclarar que en los otros soportes se presenta una concentración de esfuerzos considerable.

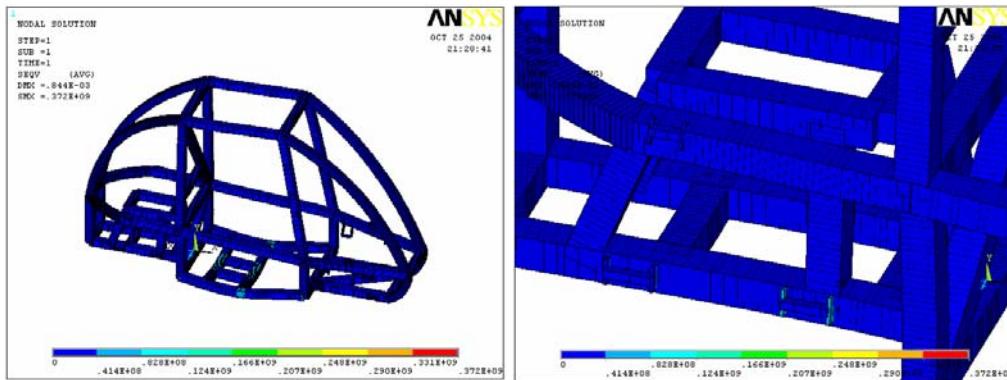


Figura A4.6. Esfuerzo de Von Mises a) vista general b) vista de detalle.

A4.6.2.2 ANÁLISIS DINÁMICO

A4.6.2.2.a RESULTADOS DEL ANÁLISIS MODAL.

A continuación se muestran las primeras cinco frecuencias naturales con sus respectivos modos de vibración en la tabla A4.3.

Frecuencias naturales. Tabla A4.3

Modo	Frecuencia (Hertz)	Deformación Máxima (M)
1	18.091	.1211
2	29.378	.3433
3	34.03	.1213 en lamina piso vehiculo
4	37.976	.117
5	39.439	.113 en lamina piso vehiculo

El primer modo de vibración se muestra en la figura A4.6. La dirección del desplazamiento se da hacia arriba y hacia abajo, por lo que las deformaciones máximas para este modo se presentan en la parte del conductor. La parte de los soportes de la suspensión permanece prácticamente inmóvil y en la parte superior casi no se presentan deformaciones.

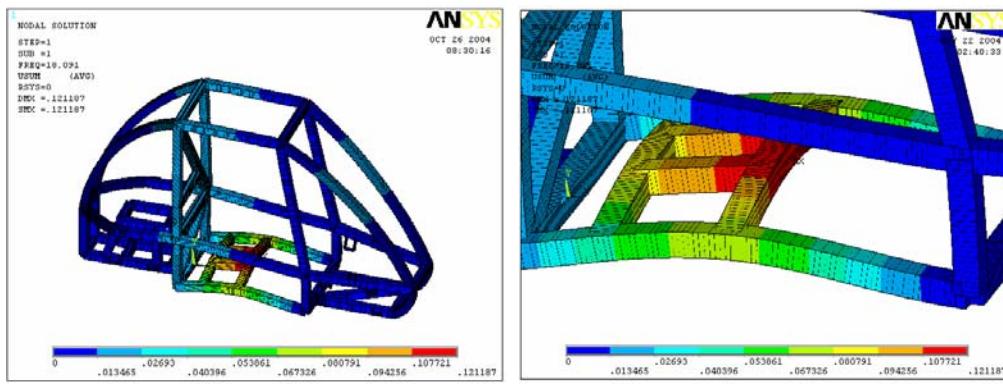


Figura A4.6. Modo 1 de vibración a) vista general b) vista de detalle.

La figura A4.7 muestra que el segundo modo de vibración, en la parte superior de la estructura donde está el conductor, presenta desplazamientos en dirección del eje "Z", esto es debido al peso del conductor y a la distancia entre los soportes.

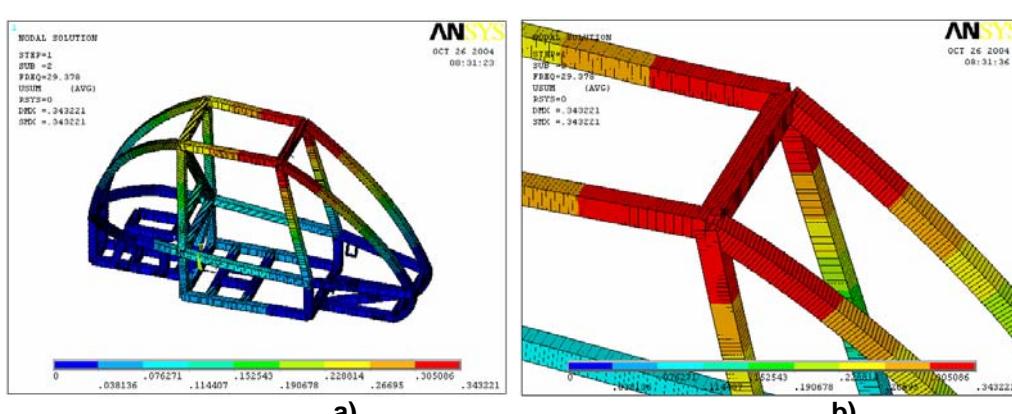


Figura A4.7. Modo 2 de vibración a) vista general b) vista de detalle.

El tercer modo de vibración se muestra en la vista frontal de la figura A4.8, el movimiento de este modo de vibración se presenta en la parte del conductor teniendo un desplazamiento longitudinal sobre el eje " X " y al mismo tiempo una rotación sobre el eje " Z ", dando paso a la deformación máxima en la lama parte inferior del piloto.

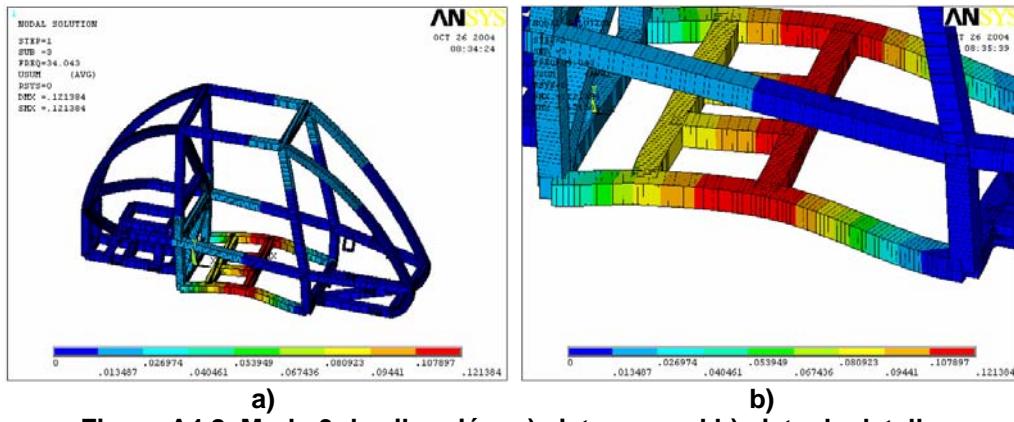


Figura A4.8. Modo 3 de vibración a) vista general b) vista de detalle.

El cuarto modo de vibración se muestra en la vista frontal de la figura A4.9, el movimiento de este modo de vibración se presenta en la parte inferior del vehículo teniendo un movimiento de rotación sobre el eje " Z ", a diferencia del pasado modelo de vibración este no tiene desplazamientos longitudinales sobre el eje " X ", dando paso a la deformación máxima en los tubos de centrales y en sus uniones. La parte inferior de la estructura sufre una deformación, como se muestra en la figura antes mencionada.

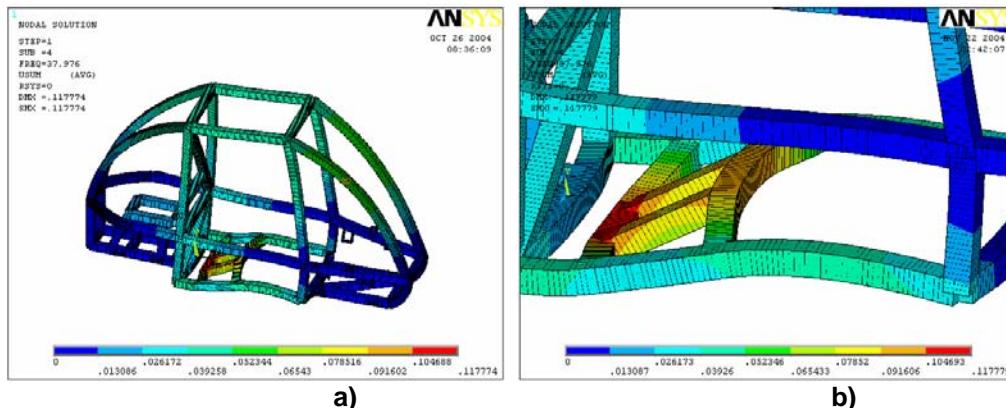


Figura A4.9. Modo 4 de vibración a) vista general b) vista de detalle.

Finalmente, el quinto modo de vibración se muestra en la figura A4.10 y muestra como la estructura que soporta al motor, es sometida a desplazamientos longitudinales en el eje " Z ", provocando que la mesa tenga su deformación máxima en la parte inferior del piloto.

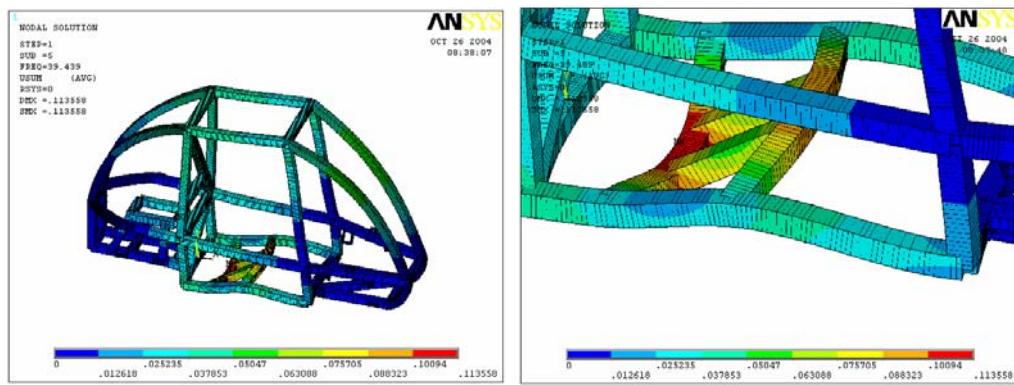


Figura A4.10. Modo 5 de vibración a) vista general b) vista de detalle.

En términos generales la estructura presenta una gran rigidez debido a sus altas frecuencias. Cabe aclarar que la parte con más deformaciones es la lámina que esta en el suelo del vehículo en la posición del conductor, para lo cual es muy importante tener en cuenta, en siguientes análisis y ver si es necesario poder reforzar esta área. En cuanto al resto de la estructura, su comportamiento es muy aceptable ya que en la parte superior se esperaba que tuviera mas deformaciones, lo cual no ocurrió y podemos decir que será difícil encontrar alguna falla en esa área.

A4.6.2.3 ANÁLISIS DE ARRANQUE.

A continuación ver figura (A4.11) se indica como fue aplicado el vector aceleración en el modelo de elementos finitos, de acuerdo a la magnitud anterior. En este tipo de análisis, los elementos masa juegan un papel protagónico.

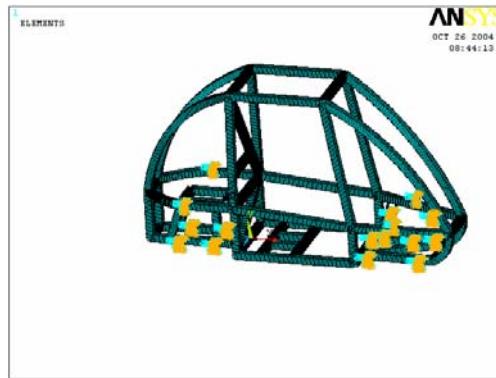


Figura A4.11. Condiciones de frontera para arranque.

A4.6.2.3.a RESULTADOS DEL ANÁLISIS DE ARRANQUE.

En la figura A4.12 se muestra la deformación máxima de 0.407×10^{-4} m que se presenta en la parte inferior del conductor, teniendo un desplazamiento en el eje

"X" hacia atrás, en la parte superior de la estructura no tiene deformación considerable.

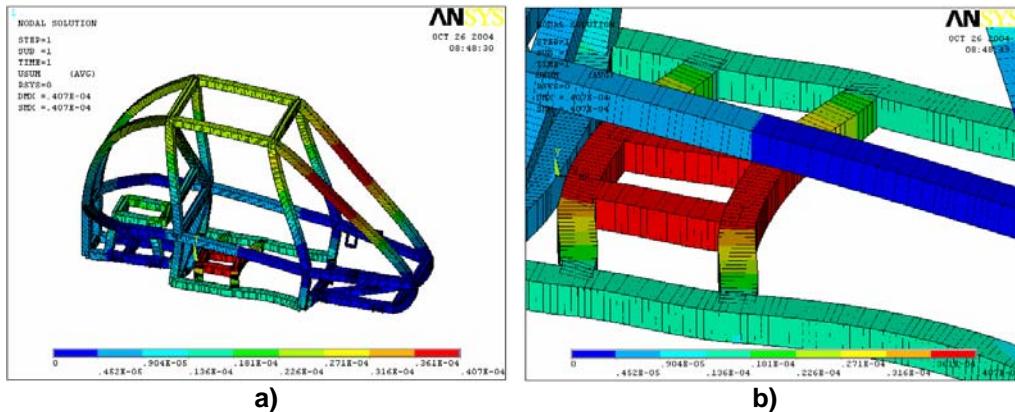


Figura A4.12. Análisis de arranque. a) vista general b) vista de detalle.

Respecto a los esfuerzos obtenidos, se puede decir que el esfuerzo principal máximo es de 246 MPa. y se presenta en la parte inferior derecha de los soportes de la suspensión trasera en la parte superior del soporte como se puede ver en la figura A4.13, el factor de seguridad que se presenta en esta área es:

$$n = \frac{240}{24.6} = 9.75$$

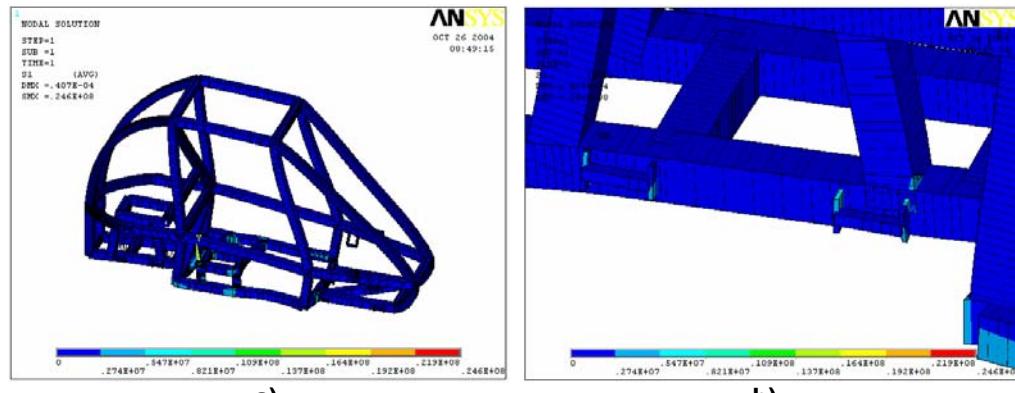


Figura A4.13. Esfuerzo máximo obtenido. a) vista general b) vista de detalle.

En la siguiente figura A4.14 se muestran los esfuerzos principales a compresión. Para este análisis el esfuerzo máximo a compresión es de 247 MPa. y se presenta en la parte inferior del piloto.

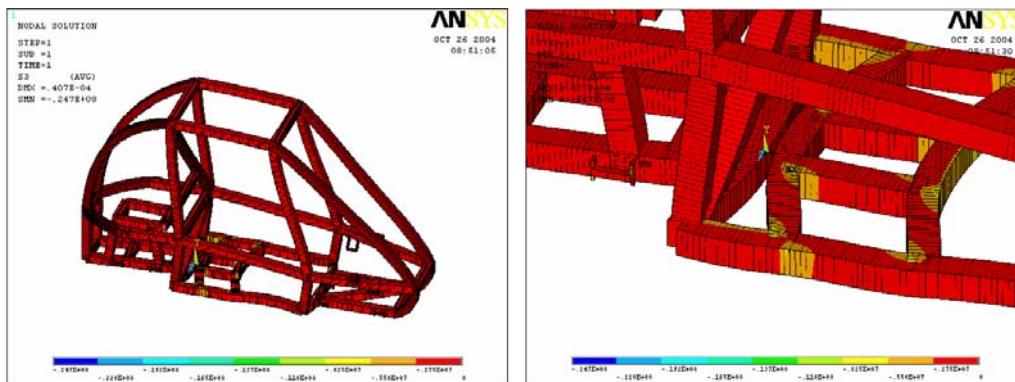


Figura A4.14. Esfuerzo máximo a compresión. a) vista general b) vista de detalle.

El esfuerzo de Von Mises se presenta a continuación figura A4.15. El esfuerzo de Von Mises es de 24.7 Mpa. y se localiza en el mismo soporte en que se presenta el esfuerzo máximo en el mismo soporte en que se presenta el esfuerzo máximo.

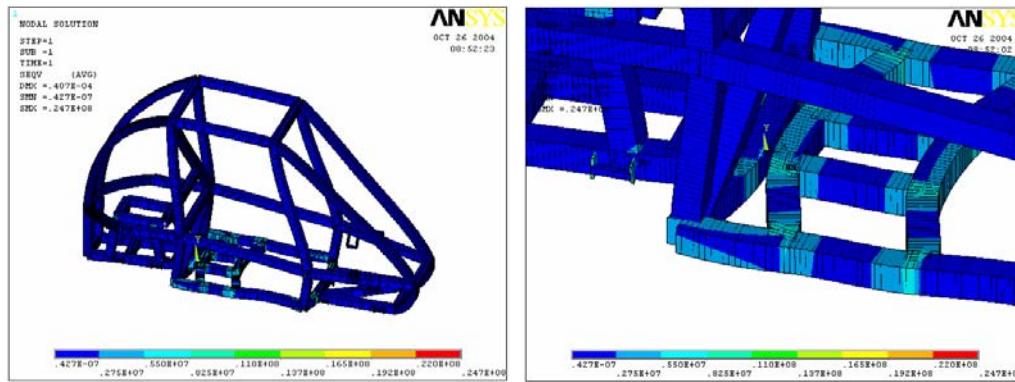


Figura A4.15. Esfuerzo de Von Mises. a) vista general b) vista de detalle.

A4.6.2.4 ANÁLISIS DE FRENADO.

A continuación en la figura A4.16 se muestra como fue explicado el vector desaceleración en el modelo de elementos finitos de acuerdo a la magnitud anterior.

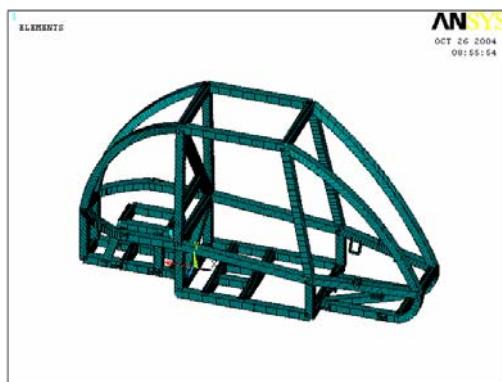


Figura A4.16. Consideraciones de frontera para frenado.

A4.6.2.4.a RESULTADOS DEL ANÁLISIS DE FRENADO.

En la figura A4.17, se muestra el patrón de deformación que se genera cuando el carro detiene su marcha en caso de emergencia. Las deformaciones máximas se generan en la lámina en el respaldo el conductor, siendo su valor máximo en el centro de 0.186×10^{-3} m.

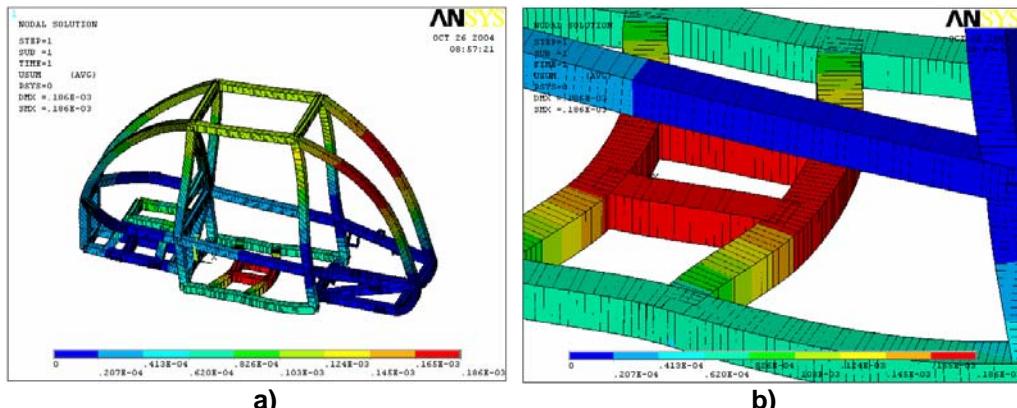


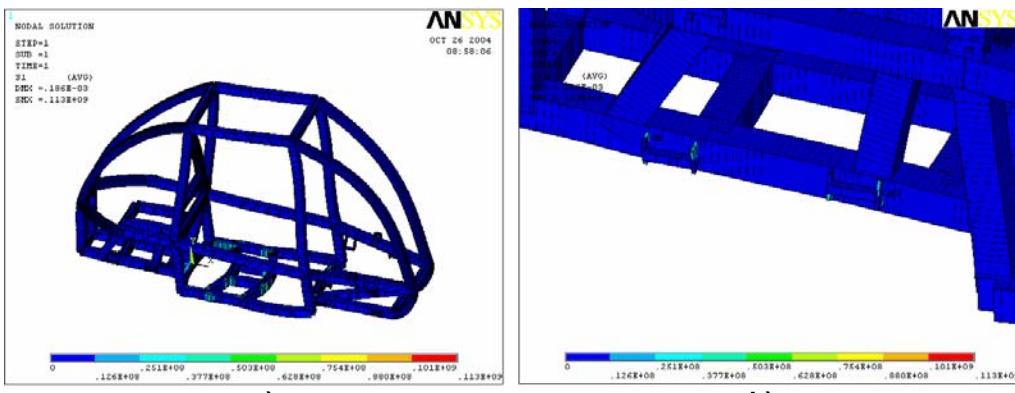
Figura A4.17. Deformaciones máximas. a) Vista general b) Vista de detalle.

Los esfuerzos principal máximo es de 11.3 MPa, el factor de seguridad que se presenta es de 12.69 y se presenta en la parte inferior derecha de los soportes de la suspensión trasera en la parte inferior del soporte como se puede ver en la figura A4.18.

$$n = \frac{240}{11.3} = 21.23$$

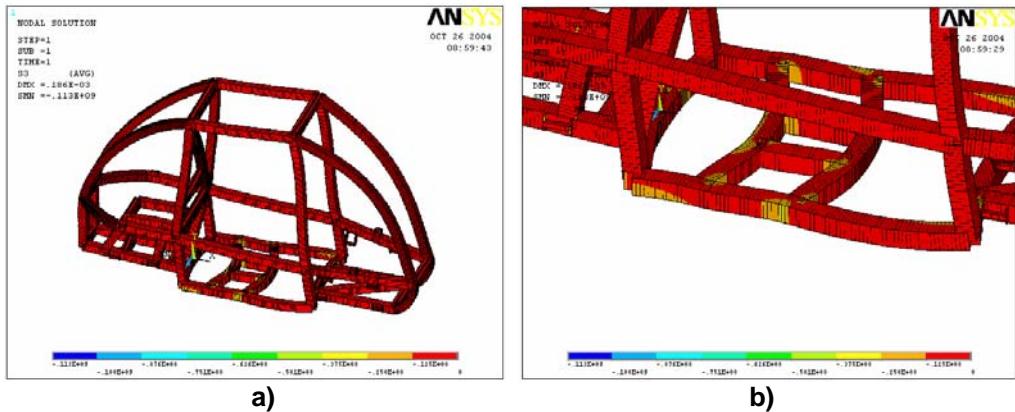
En la figura A4.19 se muestran el esfuerzo principal a compresión. Para este análisis el esfuerzo máximo a compresión es de 113 MPa. y se presenta en la parte inferior del piloto.

INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL
ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA
SECCIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO E INVESTIGACIÓN



a) b)

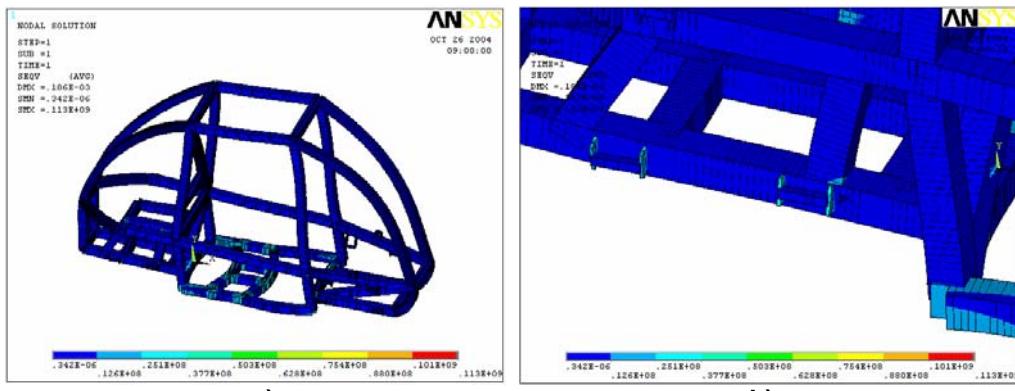
Figura A4.18. Esfuerzo principal máximo. a) vista general b) vista de detalle.



a) b)

Figura A4.19. Esfuerzo principal a compresión. a) vista general b) vista de detalle.

El esfuerzo de Von Mises es presentado en la figura A4.20. El esfuerzo de Von Mises es de 11.3 MPa., y se localiza en el mismo soporte en el que se presenta el esfuerzo máximo, solo que este se da alrededor del soporte, siendo esta área donde se pone la soldadura, cabe aclarar que en los otros soportes se presenta una concentración de esfuerzos considerable.



a) b)

Figura A4.20. Esfuerzo de Von Mises a) vista general b) vista de detalle.

A4.6.2.4 ANÁLISIS DE VIRAJE A LA DERECHA.

La figura A4.21 ilustra de manera esquemática, la dirección de la velocidad y aceleración que se consideraron, así como también el radio de giro, junto con el modelo de elementos finitos y sus correspondientes condiciones de frontera del carro, en condiciones de viraje a la derecha.

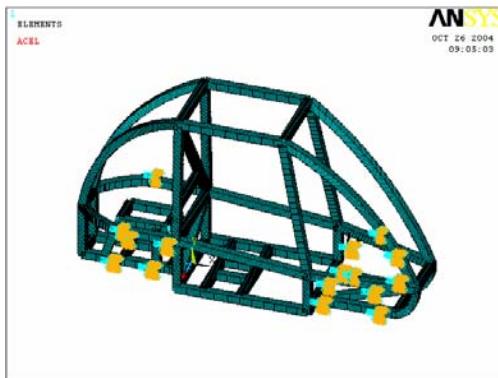


Figura A4.21. Condiciones de frontera para el viraje a la derecha.

A4.6.2.4.a RESULTADOS OBTENIDOS DEL ANALISIS DE VIRAJE A LA DERECHA.

En la figura A4.22 se presenta el patrón de deformación que se genera cuando el carro es sometido a condiciones de viraje a la derecha. Las deformaciones máximas se generan en la unión del tubo frontal donde el conductor está y el soporte lateral inferior, siendo su dirección de derecha a izquierda, además su valor máximo es de 0.003699

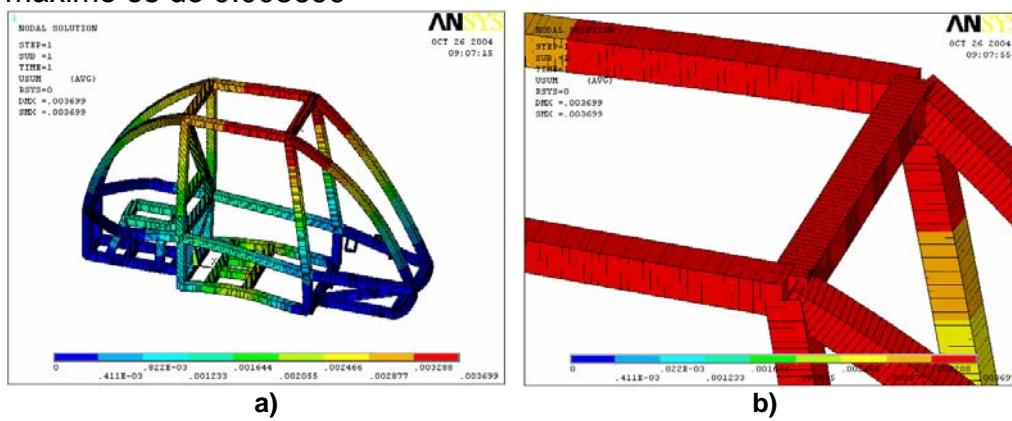


Figura A4.22. Deformaciones del Viraje a la derecha. a) vista general b) vista de detalle.

El campo de esfuerzo principal máxima se ilustra en la figura A4.23, este se presenta en uno de los soportes de la suspensión en la parte trasera de lado izquierdo y es de 172 MPa. y el nivel de seguridad es de:

$$n = \frac{240}{172} = 1.39$$

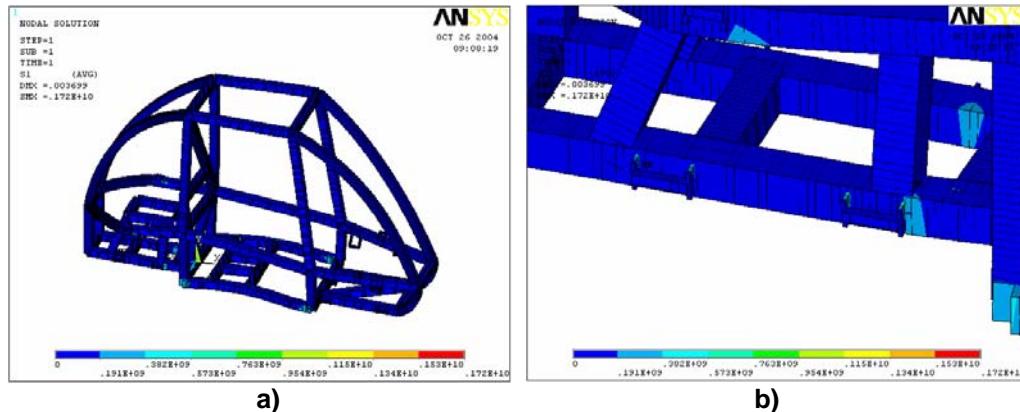


Figura A4.23. Esfuerzo principal máximo por el análisis de viraje a la derecha. a) vista general b) vista de detalle.

En la figura A4.24 se muestra el esfuerzo principal a compresión. Para este análisis, el esfuerzo máximo a compresión es de 165 MPa. y se presenta en la parte inferior del piloto, lo cual lleva a una revisión periódica de este punto.

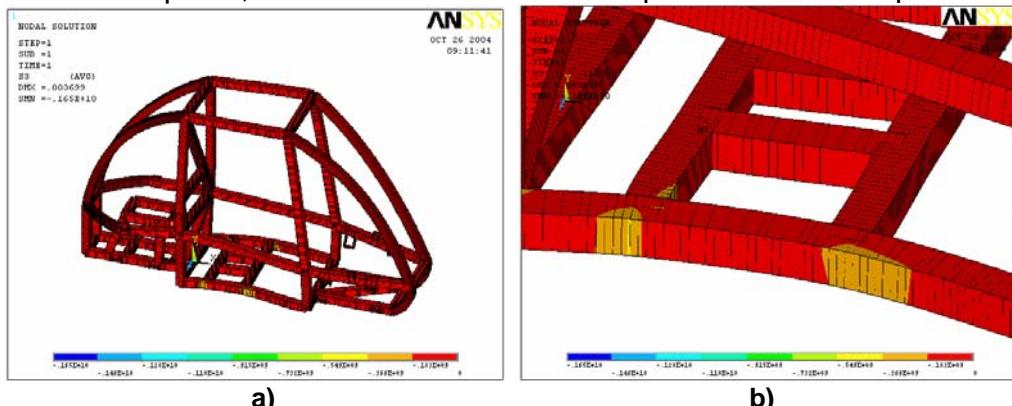


Figura A4.24. Esfuerzo principal máximo a compresión. a) vista general b) vista de detalle.

El esfuerzo de Von Mises es presentado en la figura A4.25. El esfuerzo de Von Mises es de 172 MPa. Cuando se observa en las gráficas anteriores, este esfuerzo es mucho mayor y se localiza en el mismo soporte en el que se presenta el esfuerzo máximo a compresión, solo que este se da alrededor del soporte, siendo esta área donde se pone la soldadura y el factor de seguridad que ayuda en este análisis será con el esfuerzo mas alto, ya que es mas probable que se presente alguna falla bajo estas circunstancias.

$$n = \frac{240}{172} = 1.39$$

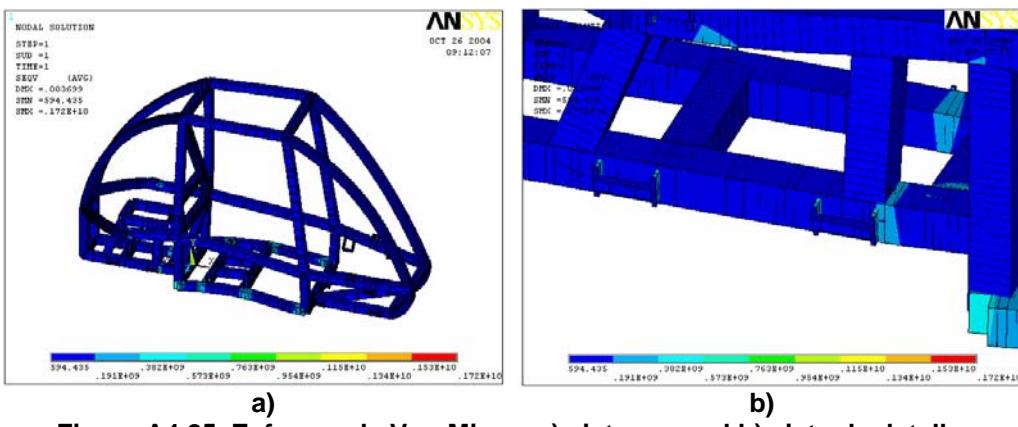


Figura A4.25. Esfuerzo de Von Mises. a) vista general b) vista de detalle.

A4.6.2.5 ANÁLISIS DE VIRAJE A LA IZQUIERDA CON FRENADO.

La figura A4.26 ilustra de manera esquemática, la dirección de la velocidad y aceleraciones que se consideraron, así como también el radio de giro, junto con el modelo de elementos finitos y sus correspondientes condiciones de frontera del carro, en condiciones de viraje a la izquierda y una desaceleración.

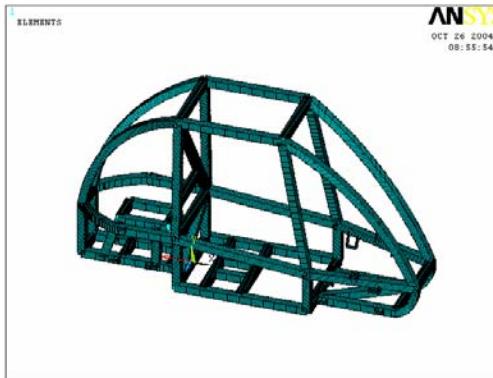


Figura A4.26. Condiciones de frontera para el análisis de viraje a la izquierda y frenado.

A4.6.2.5.a RESULTADOS OBTENIDOS DEL ANALISIS DE VIRAJE A LA IZQUIERDA.

En la figura A4.27 se presenta el patrón de deformaciones que se genera cuando el carro es sometido a condiciones de viraje a la izquierda y frenado. Las deformaciones máximas se generan en el tubo lateral inferior donde pasa el conductor, y su valor es de 0.00018 m, teniendo un desplazamiento hacia delante y hacia la derecha.

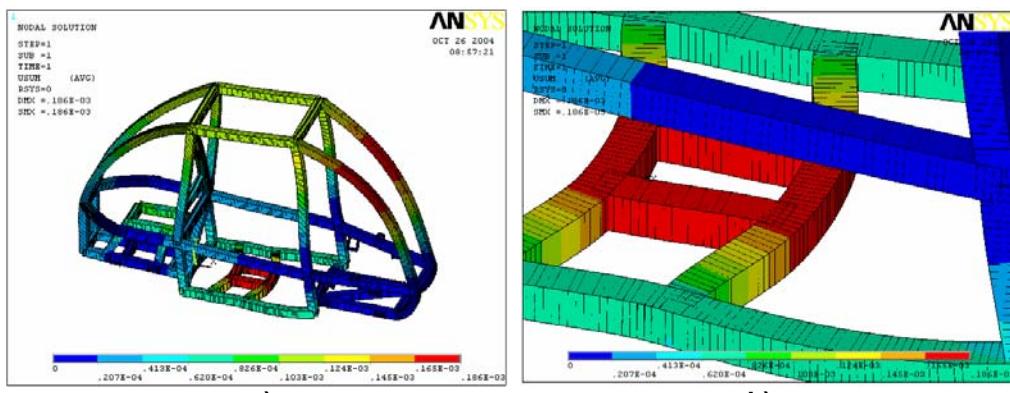


Figura A4.27. Deformación Máxima. a) vista general b) vista de detalle.

El esfuerzo principal máximo se ilustran en la figura A4.28, este se presenta en el soporte de la suspensión del lado izquierdo trasero, de donde se obtiene un valor de 11.3 MPa. Esto no rebasa el esfuerzo de fluencia del material, que es de 240 MPa., por lo que, su nivel de seguridad es de:

$$n = \frac{240}{11.3} = 21.23$$

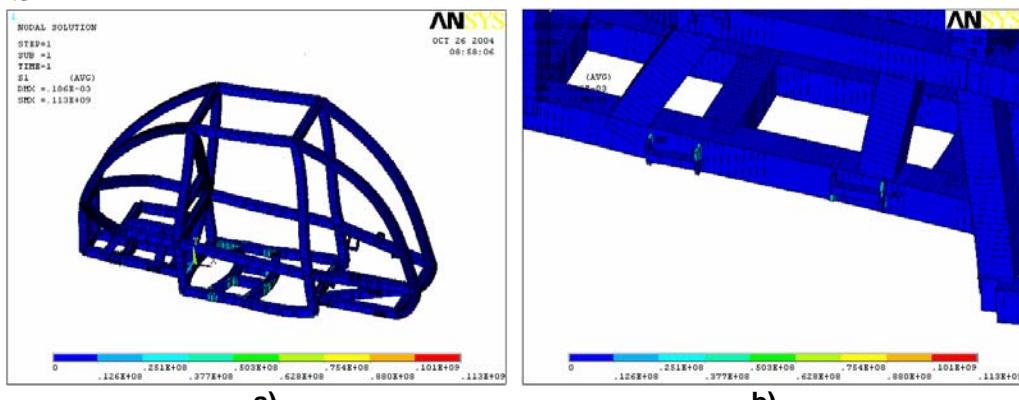


Figura A4.28. Esfuerzo principal máximo. a) vista general b) vista de detalle.

En la figura A4.29 se muestra los esfuerzos principales a compresión. Para este análisis el esfuerzo máximo a compresión es de 11.3 MPa. y se presenta en la parte inferior del piloto.

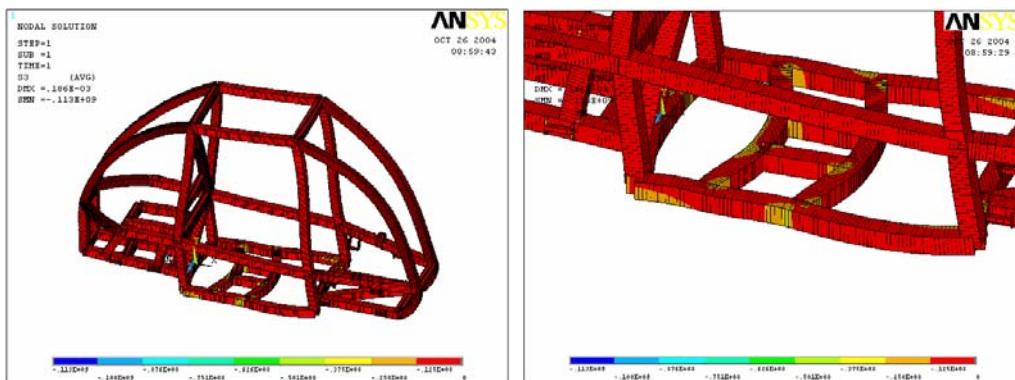


Figura A4.29. Esfuerzos principales. a) vista general b) vista de detalle

El esfuerzo de Von Mises es presentado figura A4.30. El esfuerzo de Von Mises es de 11.3 MPa., este esfuerzo se da alrededor del soporte siendo esta área donde se pone la soldadura.

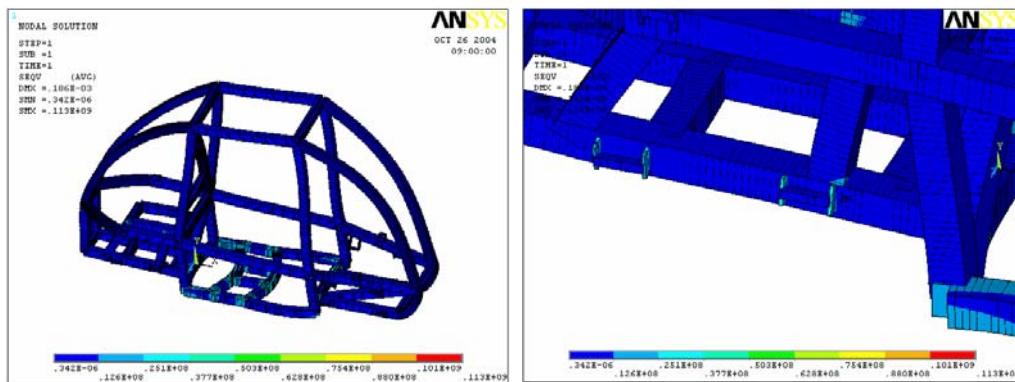


Figura A4.30. Esfuerzo de Von Mises. a) vista general b) vista de detalle.

A4.6.2.6 ANÁLISIS DE TORSIÓN.

Las condiciones de frontera y la carga se pueden ver en la figura A4.31.

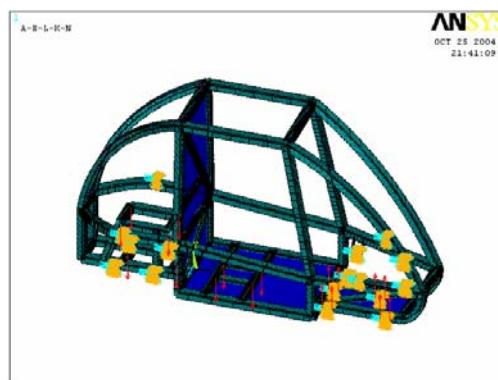


Figura A4.31. Condiciones de frontera para análisis de torsión.

Se presenta el patrón de deformaciones que se genera cuando el carro es sometido a condiciones de torsión. La deformación máxima se generan en la unión de los tubos superiores derechos y su valor es de 0.795×10^{-3} m, teniendo un desplazamiento hacia delante y hacia arriba.

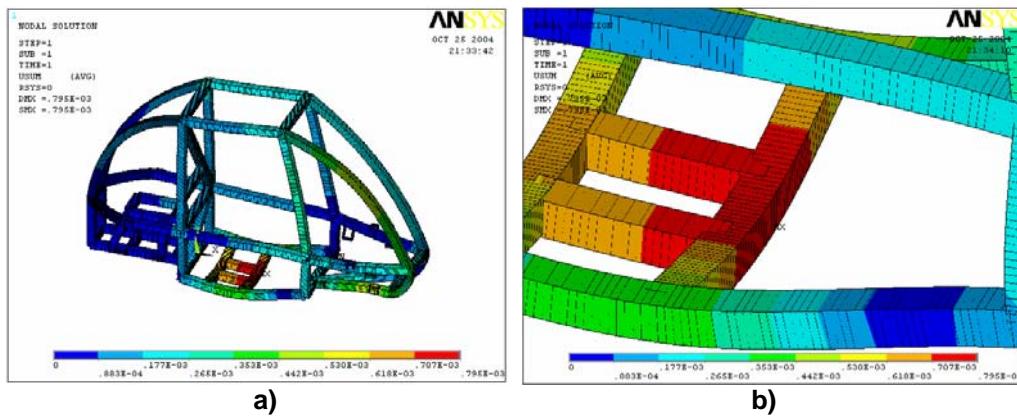


Figura A4.32. Deformaciones por torsión. a) vista general b) vista de detalle.

El esfuerzo principal máximo se ilustra en la figura A4.33, este se presenta en el soporte de la suspensión del lado izquierdo delantero, de donde se obtiene un valor de 111 MPa. Esto no rebasa el esfuerzo de fluencia del material, que es de 240 MPa., por lo que su nivel de seguridad es de:

$$n = \frac{240}{111} = 2.16$$

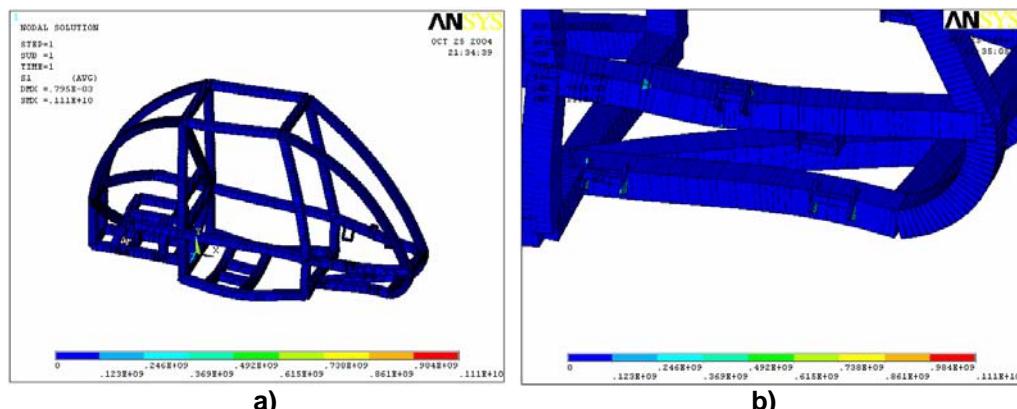


Figura A4.33. Esfuerzo principal máximo.a) vista general b) vista de detalle.

En este análisis el esfuerzo máximo es de compresión 111 MPa. y se presenta en la parte delantera izquierda de la suspensión figura A4.34.

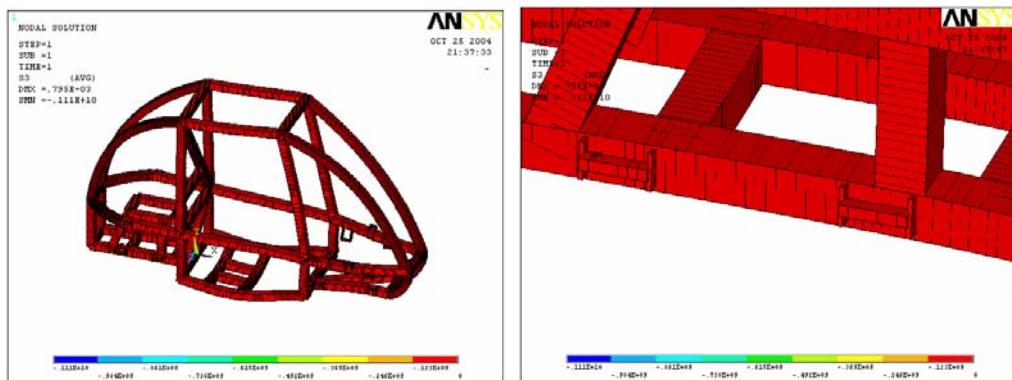


Figura A4.34. Esfuerzo principal máximo a compresión.a) vista general b) vista de detalle.

El esfuerzo de Von Mises es presentado a continuación figura A4.35. El esfuerzo de Von Mises es de 111 MPa., este esfuerzo se da alrededor del soporte siendo esta área donde se pone la soldadura.

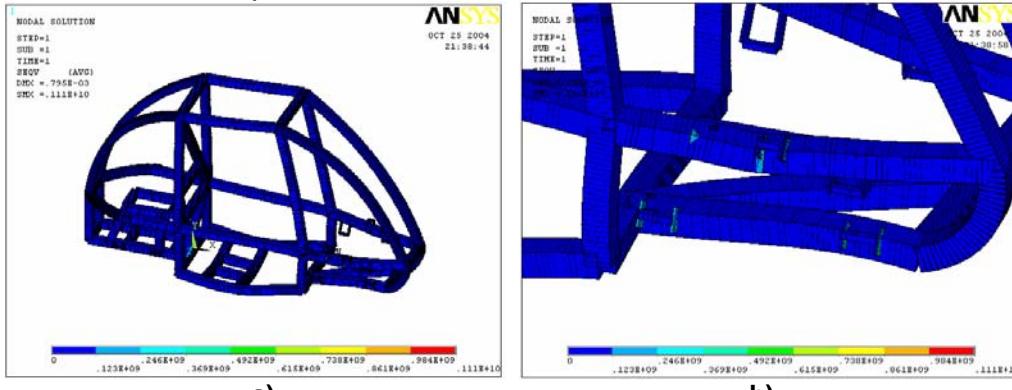


Figura A4.35. Esfuerzo de Von Mises. a) vista general b) vista de detalle.

A4.7 RESULTADOS DE EL ANÁLISIS NUMERICO (SECCION TRANSVERSAL CUADRADA SIN LÁMINA).

En esta parte se presentan los resultados de la simulación dinámica efectuada sobre el chasis SAE Mini-Baja. En la primer sección del capítulo se describe de manera general la metodología utilizada para la realización de los trabajos, el lector interesado en una descripción detallada deberá remitirse a la bibliografía incluida al final de este reporte. En términos generales los pasos correspondientes a la metodología se pueden presentar en el diagrama de bloques mostrado a continuación.

Tabla A4.3. Resultados de el análisis estructura tubo.

ANALISIS	DEFORMACION MAXIMA M	ESFUERZO PRINCIPAL MAXIMO MPa.	ESFUERZO PRINCIPAL A COMPRESION MPa.	ESFUERZO DE VON MISES MPa.	N (FS)	FRECUENCIAS NATURALES Hz.
----------	----------------------	--------------------------------	--------------------------------------	----------------------------	--------	---------------------------

INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL
ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA
SECCIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO E INVESTIGACIÓN

ESTÁTICO	0.971E-3	38.4	38.2	38.2	6.29	
ARRANQUE	0.49x10-4	5.01	2.58	2.58	93.02	
FRENADO	0.225 x10-3	11.8	11.8	11.8	20.3	
VIRAJE A LA DERECHA	0.00429	17.9	173	179	1.39	
VIRAJE A LA IZQUIERDA CON FRENADO	0.00428	184	191	191	1.34	
TORSION	0.907x10-3	113	153	113	2.12	
MODAL 1	0.120931					16.842
MODAL 2	0.334279					27.09
MODAL 3	0.118791					30.766
MODAL 4	0.110113					34.76
MODAL 5	0.115288					36.45

ANEXOS 5 MODELO DE ELEMENTOS FINITOS (MODELO SECCIÓN TRANSVERSAL CUADRADA CON LÁMINA).

Para cualquier análisis que se lleve a cabo bajo la técnica mencionada anteriormente, el punto inicial deberá ser un modelado óptimo de la estructura, ya que de este dependerá el grado de error de los resultados. Para la realización del análisis numérico fue necesario simplificar al máximo el modelo del carro con objeto de optimizar la capacidad del equipo de cómputo, por lo tanto, se seleccionaron dos diferentes elementos, los cuales son: BEAM44, SHELL63 Y MASS21 para el modelo de tubo con lámina.

El modelo de elementos finito quedó constituido por 7775 nodos, con 6 grados de libertad para cada uno de los cuales se generan 25958 elementos.

A5.6.2 DESARROLLO DE LOS ANÁLISIS.

A5.6.2.1 ANÁLISIS ESTÁTICO.

Se realiza inicialmente para conocer la magnitud de los esfuerzos y las deformaciones cuando la unidad no está en movimiento. En este caso, se tomó en cuenta la carga muerta de la estructura, así como los pesos que son soportados por la misma y que son reportados en la tabla A5.2. Las condiciones de carga se muestran en la figura A5.2.

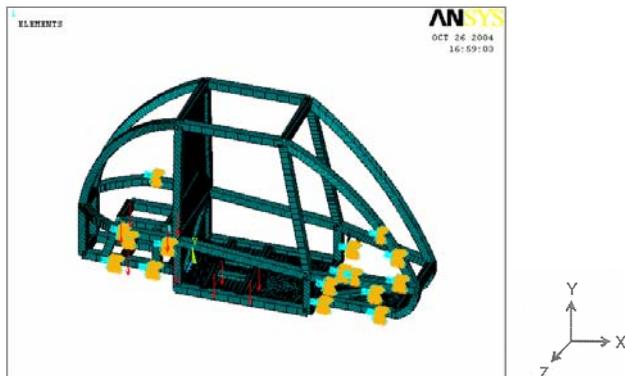


Figura A5.2. Carga estática.

A5.6.2.1.a RESULTADOS DEL ANÁLISIS ESTÁTICO

Las deformaciones bajo carga estática siendo las deformaciones máximas .840 E-3 m en la cabina del vehículo.

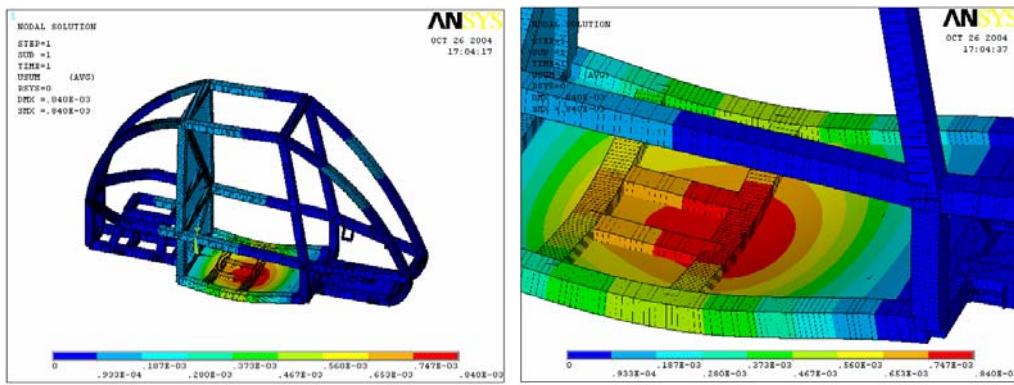


Figura A5.3. Deformación con carga estática, a) vista general, b) vista de detalle.

Para evaluar la severidad de los esfuerzos, se empleó, como posible criterio de falla, el máximo esfuerzo principal. Se considera este criterio, ya que una falla catastrófica se puede presentar cuando el material pierde su ductilidad (se fragila). Este podría ser el caso por soldadura mal aplicada, así este parámetro es indicativa de cuales son los puntos mas propenso, donde pudieran generarse fallas y/o grietas. Por otra parte, en la figura A5.4, se puede observar el máximo esfuerzo principal que se presenta sobre la estructura, su magnitud para este caso de estudio, es de 37.6 MPa., este se presenta en la parte inferior derecha de los soportes de la suspensión trasera en la parte inferior el soporte, se puede establecer que el factor de seguridad = (esfuerzo de fluencia del material/esfuerzo principal máximo obtenido), por lo que:

$$n = \frac{240}{37.6} = 6.38$$

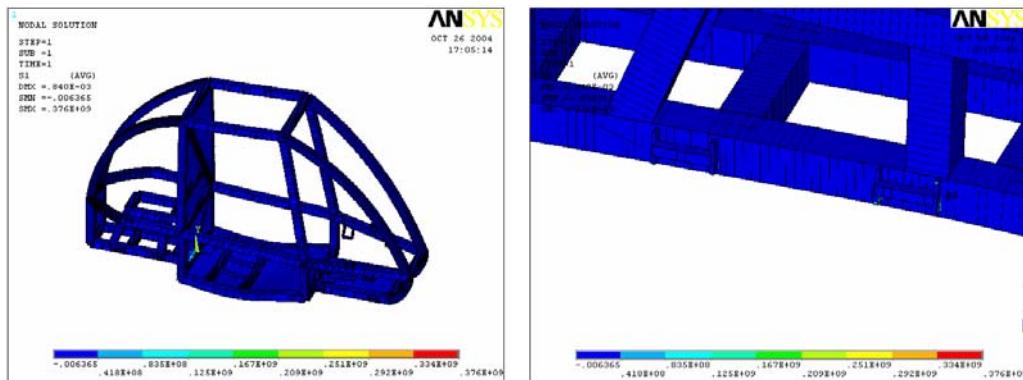


Figura A5.4. Esfuerzo principal máximo a) vista general b) vista de detalle.

En la siguiente figura A5.5 se muestran los esfuerzos principales a compresión, esto es muy importante ya que tenemos que ver en que puntos también se presenta la compresión de los elementos tener cuidado con estos ya que es posible una falla por este fenómeno. Para este análisis el esfuerzo máximo a

compresión es de 37.6 MPa. y se presenta en la parte inferior derecha de los soportes de la suspensión trasera en la parte superior del soporte, es lo contrario de lo que pasa en el esfuerzo principal máximo.

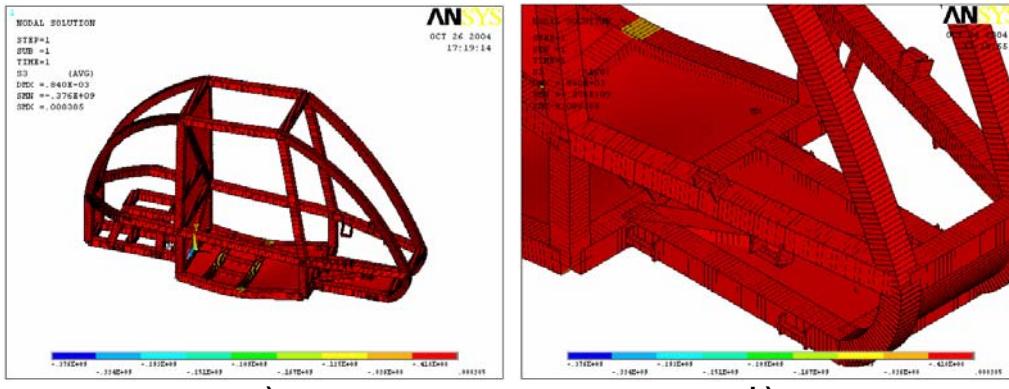


Figura A5.5. Esfuerzo máximo a compresión a) vista general b) vista de detalle.

El esfuerzo de Von Mises es presentado a continuación (figura A5.6). El esfuerzo de Von Mises es de 37.6 MPa. y se localiza en el mismo soporte en el que se presenta el esfuerzo máximo, solo que este se da alrededor del soporte, siendo esta área donde se pone la soldadura, cabe aclarar que en los otros soportes se presenta una concentración de esfuerzos considerable.

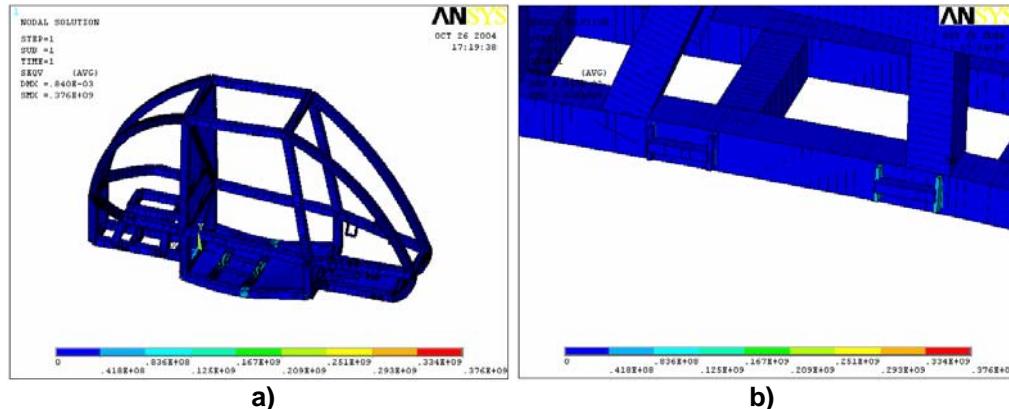


Figura A5.6. Esfuerzo de Von Mises a) vista general b) vista de detalle.

A56.2.2 ANÁLISIS DINÁMICO

A56.2.2.a RESULTADOS DEL ANÁLISIS MODAL.

A continuación se muestran las primeras cinco frecuencias naturales con sus respectivos modos de vibración en la tabla A5.3.

Frecuencias naturales. Tabla A5.3

Modo	Frecuencia (Hertz)	Deformación Máxima (M)
1	18.009	0.14623
2	28.564	0.3433
3	28.982	1.787 en lamina piso vehiculo
4	38.647	0.2179
5	43.604	0.317269 en tubos frontales del vehiculo

El primer modo de vibración se muestra en la figura A5.6. La dirección del desplazamiento se da hacia arriba y hacia abajo, por lo que las deformaciones máximas para este modo se presentan en la parte del conductor. La parte de los soportes de la suspensión permanece prácticamente inmóvil y en la parte superior casi no se presentan deformaciones.

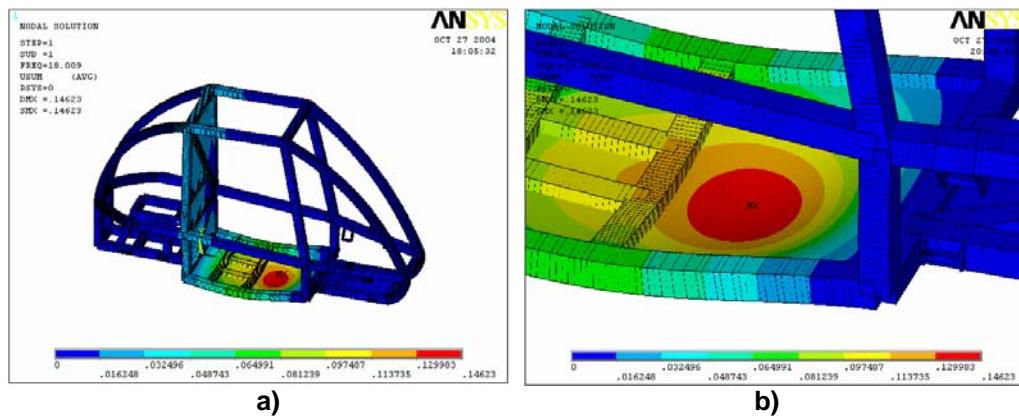


Figura A5.6. Modo 1 de vibración a) vista general b) vista de detalle.

La figura A5.7 muestra que el segundo modo de vibración, en la parte superior de la estructura donde está el conductor, presenta desplazamientos en dirección del eje "Z", esto es debido al peso del conductor y a la distancia entre los soportes.

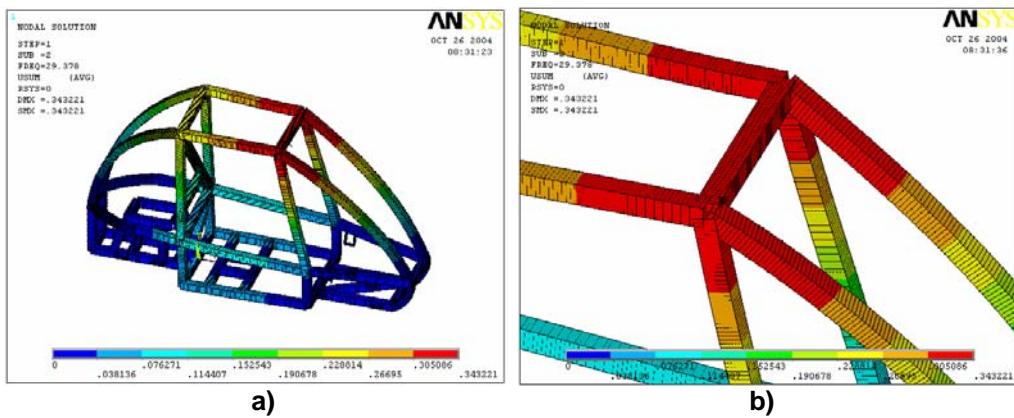


Figura A5.7. Modo 2 de vibración a) vista general b) vista de detalle.

El tercer modo de vibración se muestra en la vista frontal de la figura A5.8, el movimiento de este modo de vibración se presenta en la parte del conductor teniendo un desplazamiento longitudinal sobre el eje " X " y al mismo tiempo una rotación sobre el eje " Z ", dando paso a la deformación máxima en la lama inferior del piloto.

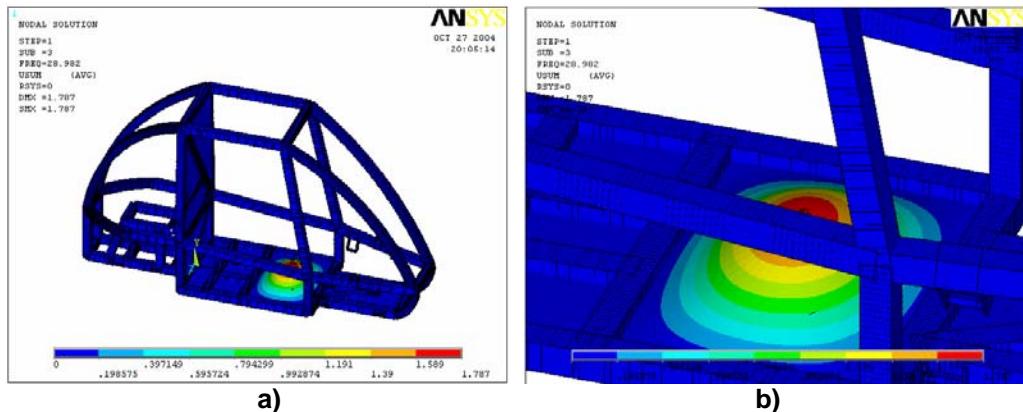


Figura A5.8. Modo 3 de vibración a) vista general b) vista de detalle.

El cuarto modo de vibración se muestra en la vista frontal de la figura A5.9, el movimiento de este modo de vibración se presenta en la parte inferior del vehículo teniendo un movimiento de rotación sobre el eje " Z ", a diferencia del pasado modelo de vibración este no tiene desplazamientos longitudinales sobre el eje " X ", dando paso a la deformación máxima en los tubos de centrales y en sus uniones. La parte inferior de la estructura sufre una deformación, como se muestra en la figura antes mencionada.

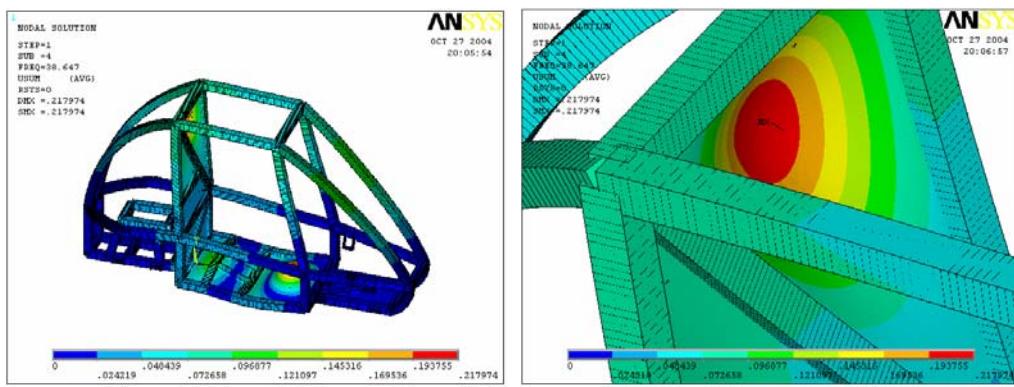


Figura A5.9. Modo 4 de vibración a) vista general b) vista de detalle.

Finalmente, el quinto modo de vibración se muestra en la figura A5.10 y muestra como la estructura que soporta al motor, es sometida a desplazamientos longitudinales en el eje "Z", provocando que la mesa tenga su deformación máxima en la parte superior del vehículo.

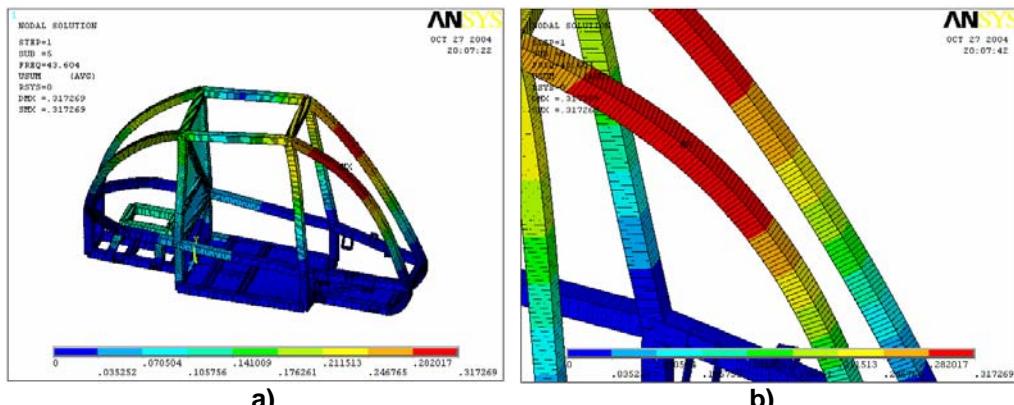


Figura A5.10. Modo 5 de vibración a) vista general b) vista de detalle.

En términos generales la estructura presenta una gran rigidez debido a sus altas frecuencias. Cabe aclarar que la parte con más deformaciones es la lámina que esta en el suelo del vehículo en la posición del conductor, para lo cual es muy importante tener en cuenta, en siguientes análisis y ver si es necesario poder reforzar esta área. En cuanto al resto de la estructura, su comportamiento es muy aceptable ya que en la parte superior se esperaba que tuviera mas deformaciones, lo cual no ocurrió y se puede decir que será difícil encontrar alguna falla en esa área.

A5.6.2.3 ANÁLISIS DE ARRANQUE.

A continuación ver figura (A5.11) se indica como fue aplicado el vector aceleración en el modelo de elementos finitos, de acuerdo a la magnitud anterior. En este tipo de análisis, los elementos masa juegan un papel protagónico.

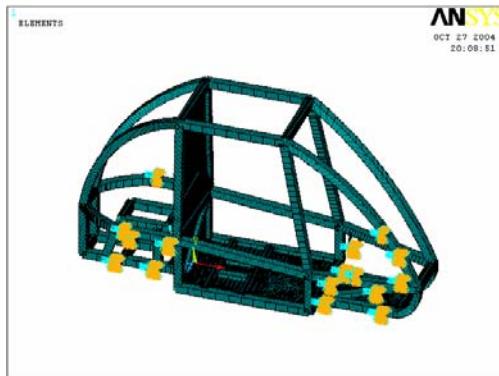


Figura A5.11. Condiciones de frontera para arranque.

A5.6.2.3.a RESULTADOS DEL ANÁLISIS DE ARRANQUE.

En la figura A5.12 se muestra la deformación máxima de 0.407×10^{-4} m que se presenta en la parte inferior del conductor, teniendo un desplazamiento en el eje "X" hacia atrás, en la parte superior de la estructura no tiene deformación considerable.

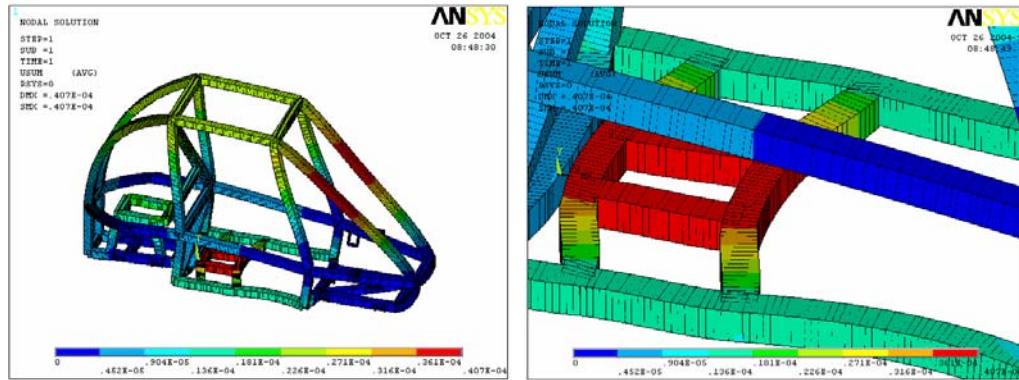


Figura A5.12. Análisis de arranque. a) vista general b) vista de detalle.

Respecto a los esfuerzos obtenidos, se puede decir que el esfuerzo principal máximo es de 246 MPa. y se presenta en la parte inferior derecha de los soportes de la suspensión trasera en la parte superior del soporte como se puede ver en la figura 4.13, el factor de seguridad que se presenta en esta área es:

$$n = \frac{240}{24.6} = 9.75$$

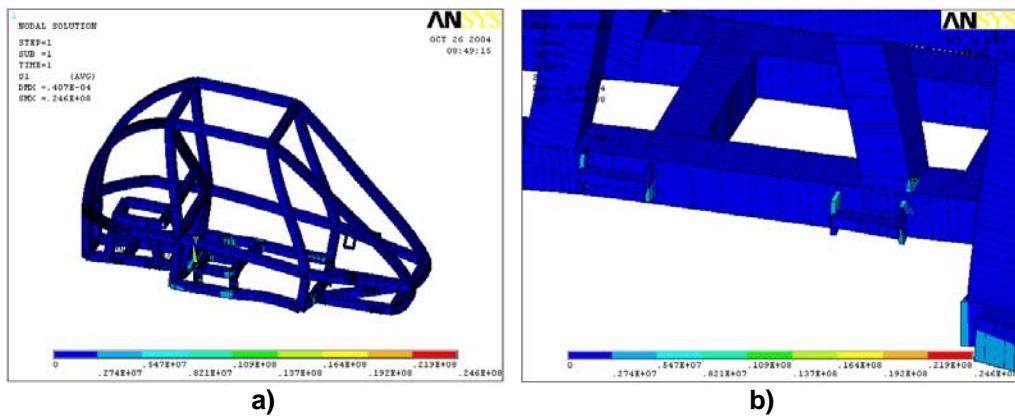


Figura A5.13. Esfuerzo máximo obtenido. a) vista general b) vista de detalle.

En la siguiente figura A5.14 se muestran los esfuerzos principales a compresión. Para este análisis el esfuerzo máximo a compresión es de 247 MPa. y se presenta en la parte inferior del piloto.

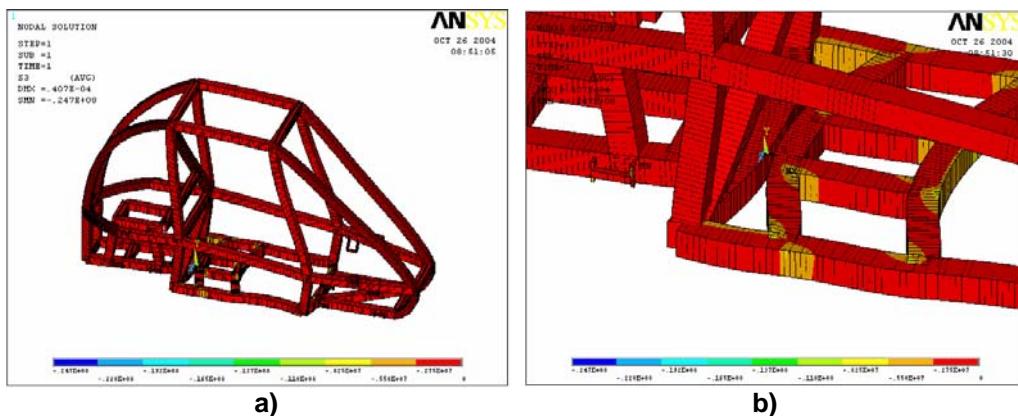


Figura A5.14. Esfuerzo máximo a compresión. a) vista general b) vista de detalle.

El esfuerzo de Von Mises se presenta a continuación figura A5.15. El esfuerzo de Von Mises es de 24.7 Mpa. y se localiza en el mismo soporte en que se presenta el esfuerzo máximo en el mismo soporte en que se presenta el esfuerzo máximo.

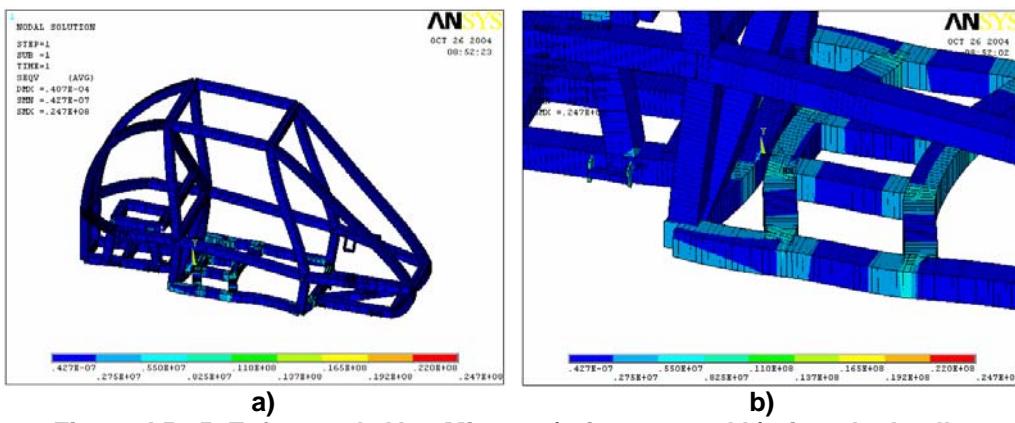


Figura A5.15. Esfuerzo de Von Mises. a) vista general b) vista de detalle.

A5.6.2.4 ANÁLISIS DE FRENADO.

A continuación en la figura A5.16 se muestra como fue explicado el vector desaceleración en el modelo de elementos finitos de acuerdo a la magnitud anterior.

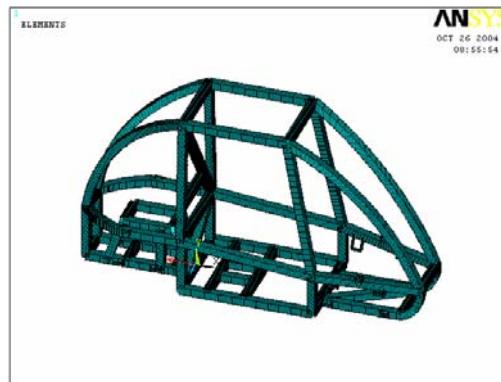


Figura A5.16. Consideraciones de frontera para frenado.

A5.6.2.4.a RESULTADOS DEL ANÁLISIS DE FRENADO.

En la figura A5.17, se muestra el patrón de deformación que se genera cuando el carro detiene su marcha en caso de emergencia. Las deformaciones máximas se generan en la lámina en el respaldo el conductor, siendo su valor máximo en el centro de 0.186×10^{-3} m.

INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL
ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA
SECCIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO E INVESTIGACIÓN

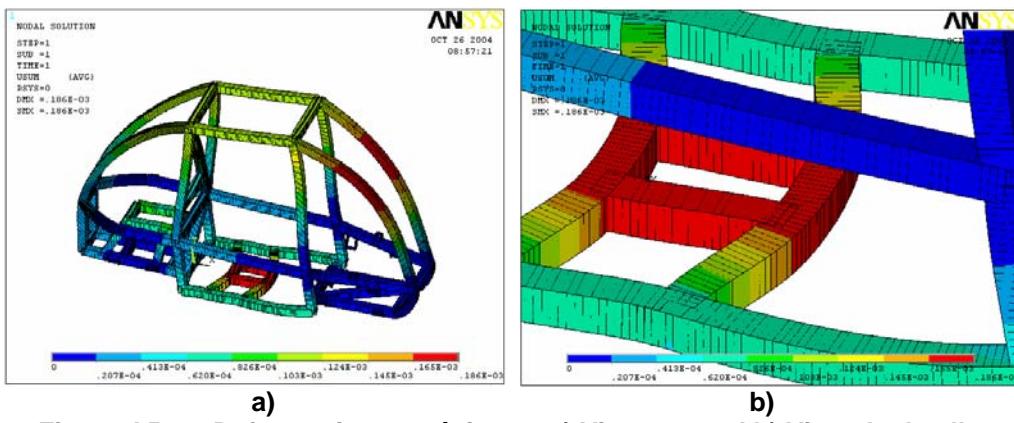


Figura A5.17. Deformaciones máximas. a) Vista general b) Vista de detalle.

Los esfuerzos principal máximo es de 11.3 MPa, el factor de seguridad que se presenta es de 12.69 y se presenta en la parte inferior derecha de los soportes de la suspensión trasera en la parte inferior del soporte como se puede ver en la figura A5.18.

$$n = \frac{240}{11.3} = 21.23$$

En la figura A5.19 se muestran el esfuerzo principal a compresión. Para este análisis el esfuerzo máximo a compresión es de 113 MPa. y se presenta en la parte inferior del piloto.

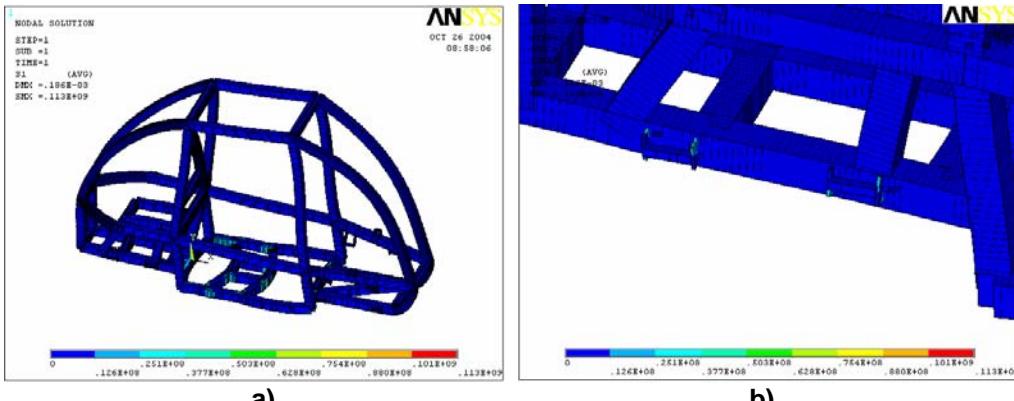


Figura A5.18. Esfuerzo principal máximo. a) vista general b) vista de detalle.

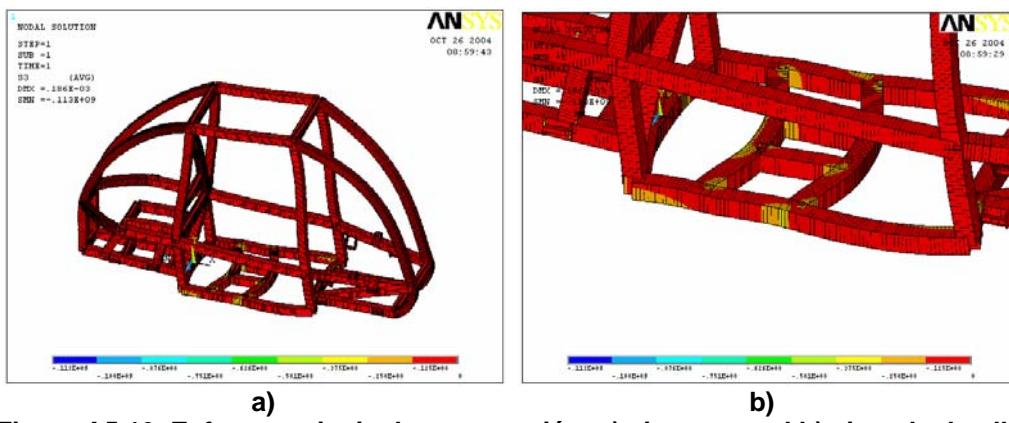


Figura A5.19. Esfuerzo principal a compresión. a) vista general b) vista de detalle.

El esfuerzo de Von Mises es presentado en la figura A5.20. El esfuerzo de Von Mises es de 11.3 MPa., y se localiza en el mismo soporte en el que se presenta el esfuerzo máximo, solo que este se da alrededor del soporte, siendo esta área donde se pone la soldadura, cabe aclarar que en los otros soportes se presenta una concentración de esfuerzos considerable.

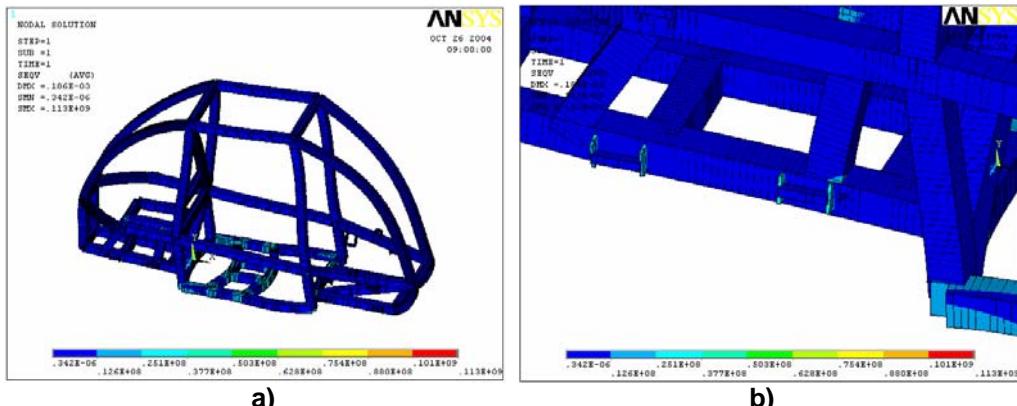


Figura A5.20. Esfuerzo de Von Mises a) vista general b) vista de detalle.

A5.6.2.4 ANÁLISIS DE VIRAJE A LA DERECHA.

La figura A5.21 ilustra de manera esquemática, la dirección de la velocidad y aceleración que se consideraron, así como también el radio de giro, junto con el modelo de elementos finitos y sus correspondientes condiciones de frontera del carro, en condiciones de viraje a la derecha.

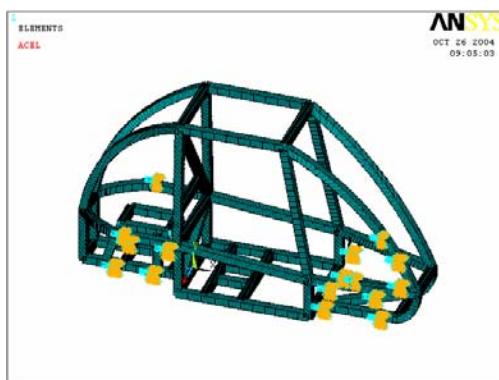


Figura A5.21. Condiciones de frontera para el viraje a la derecha.

A5.6.2.4.a RESULTADOS OBTENIDOS DEL ANALISIS DE VIRAJE A LA DERECHA.

En la figura A5.22 se presenta el patrón de deformación que se genera cuando el carro es sometido a condiciones de viraje a la derecha. Las deformaciones máximas se generan en la unión del tubo frontal donde el conductor esta y el soporte lateral inferior, siendo su dirección de derecha a izquierda, además su valor máximo es de 0.003699

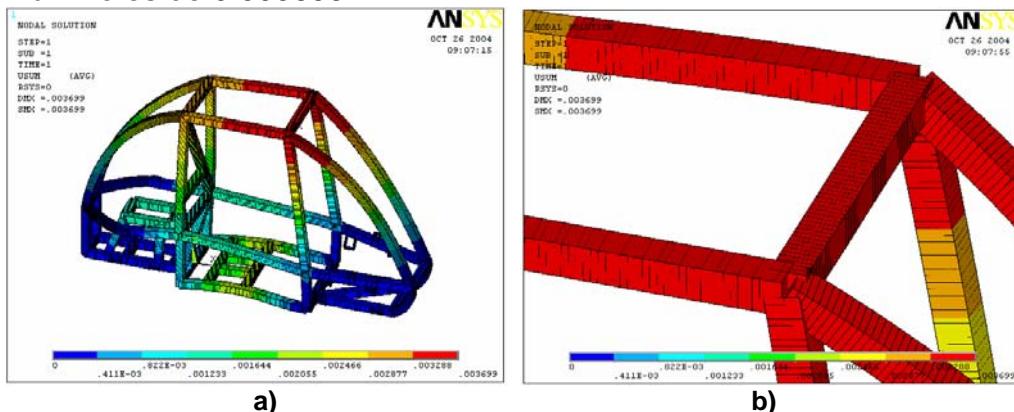


Figura A5.22. Deformaciones del Viraje a la derecha. a) vista general b) vista de detalle.

El campo de esfuerzo principal máxima se ilustra en la figura A5.23, este se presenta en uno de los soportes de la suspensión en la parte trasera de lado izquierdo y es de 172 Mpa. y el nivel de seguridad es de:

$$n = \frac{240}{172} = 1.39$$

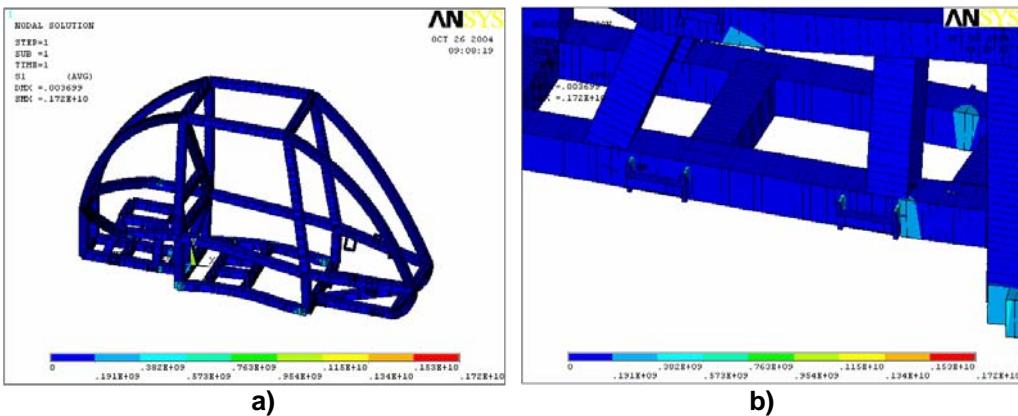


Figura A5.23. Esfuerzo principal máximo por el análisis de viraje a la derecha. a) vista general b) vista de detalle.

En la figura A5.24 se muestra el esfuerzo principal a compresión. Para este análisis, el esfuerzo máximo a compresión es de 165 MPa. y se presenta en la parte inferior del piloto, lo cual lleva a una revisión periódica de este punto.

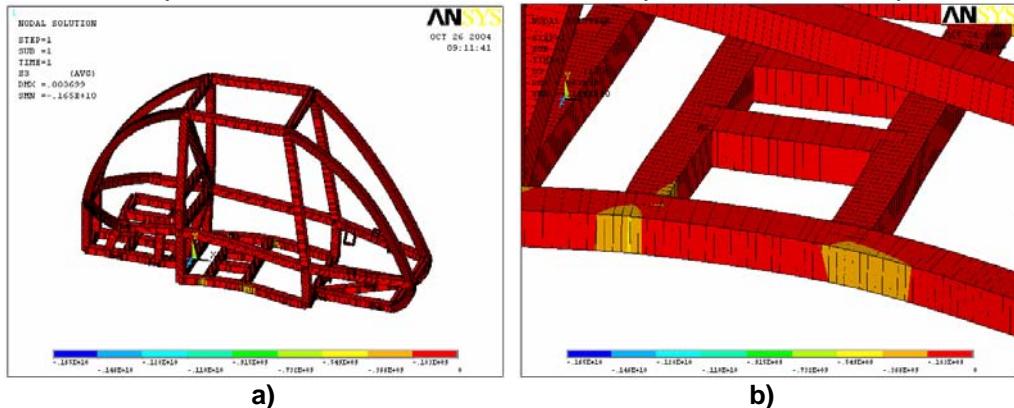


Figura A5.24. Esfuerzo principal máximo a compresión. a) vista general b) vista de detalle.

El esfuerzo de Von Mises es presentado en la figura A5.25. El esfuerzo de Von Mises es de 172 MPa. Cuando se observa en las gráficas anteriores, este esfuerzo es mucho mayor y se localiza en el mismo soporte en el que se presenta el esfuerzo máximo a compresión, solo que este se da alrededor del soporte, siendo esta área donde se pone la soldadura y el factor de seguridad que ayuda en este análisis será con el esfuerzo mas alto, ya que es mas probable que se presente alguna falla bajo estas circunstancias.

$$n = \frac{240}{172} = 1.39$$

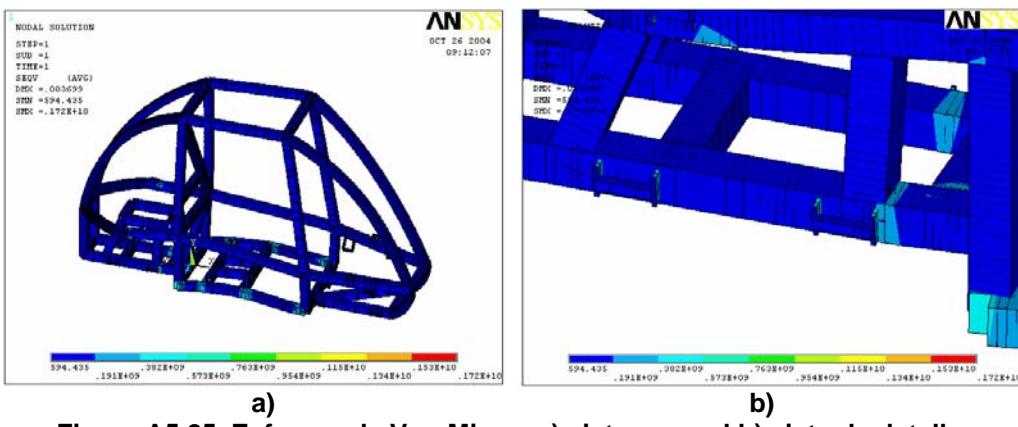


Figura A5.25. Esfuerzo de Von Mises. a) vista general b) vista de detalle.

A5.6.2.5 ANÁLISIS DE VIRAJE A LA IZQUIERDA CON FRENADO.

La figura A5.26 ilustra de manera esquemática, la dirección de la velocidad y aceleraciones que se consideraron, así como también el radio de giro, junto con el modelo de elementos finitos y sus correspondientes condiciones de frontera del carro, en condiciones de viraje a la izquierda y una desaceleración.

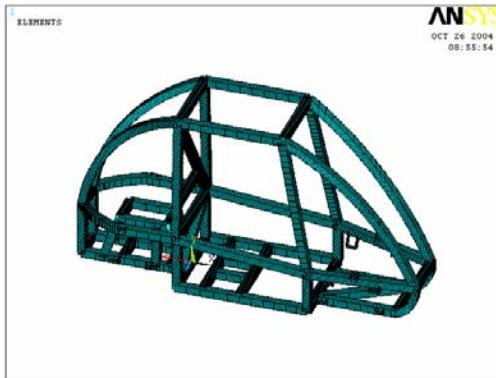


Figura A5.26. Condiciones de frontera para el análisis de viraje a la izquierda y frenado.

A5.6.2.5.a RESULTADOS OBTENIDOS DEL ANALISIS DE VIRAJE A LA IZQUIERDA.

En la figura A5.27 se presenta el patrón de deformaciones que se genera cuando el carro es sometido a condiciones de viraje a la izquierda y frenado. Las deformaciones máximas se generan en el tubo lateral inferior donde pasa el conductor, y su valor es de 0.00018 m, teniendo un desplazamiento hacia delante y hacia la derecha.

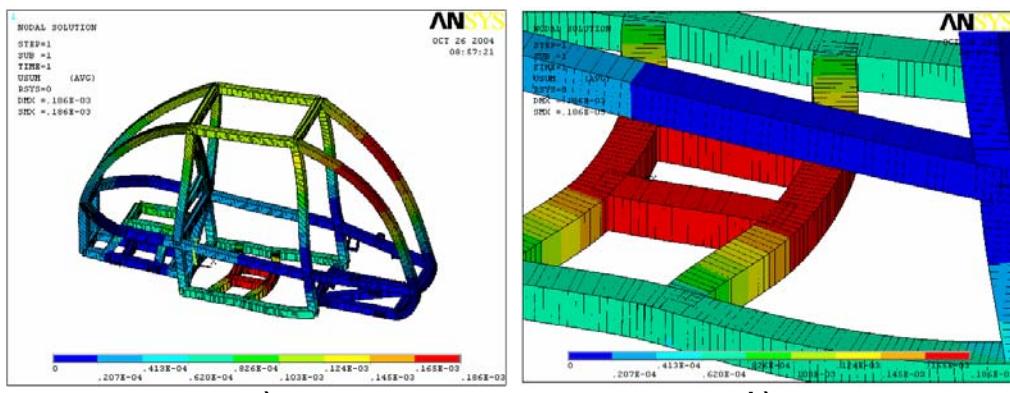


Figura A5.27. Deformación Máxima. a) vista general b) vista de detalle.

El esfuerzo principal máximo se ilustran en la figura A5.28, este se presenta en el soporte de la suspensión del lado izquierdo trasero, de donde se obtiene un valor de 11.3 MPa. Esto no rebasa el esfuerzo de fluencia del material, que es de 240 MPa., por lo que, su nivel de seguridad es de:

$$n = \frac{240}{11.3} = 21.23$$

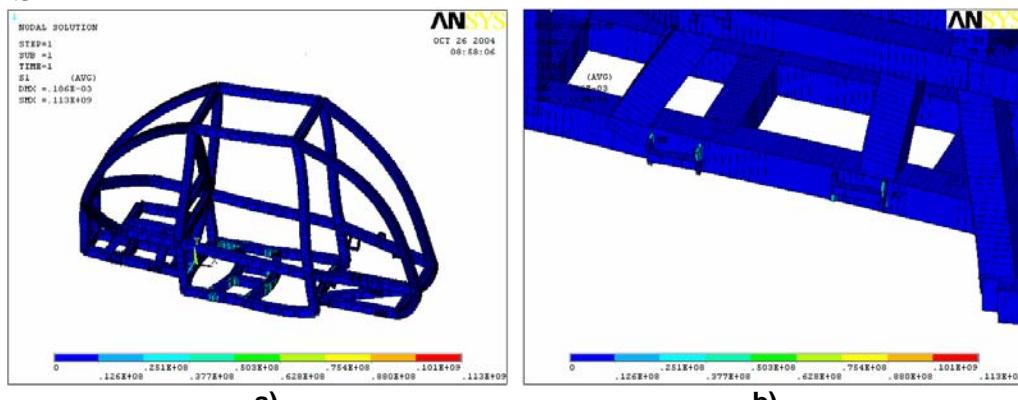


Figura A5.28. Esfuerzo principal máximo. a) vista general b) vista de detalle.

En la figura A5.29 se muestra los esfuerzos principales a compresión. Para este análisis el esfuerzo máximo a compresión es de 11.3 MPa. y se presenta en la parte inferior del piloto.

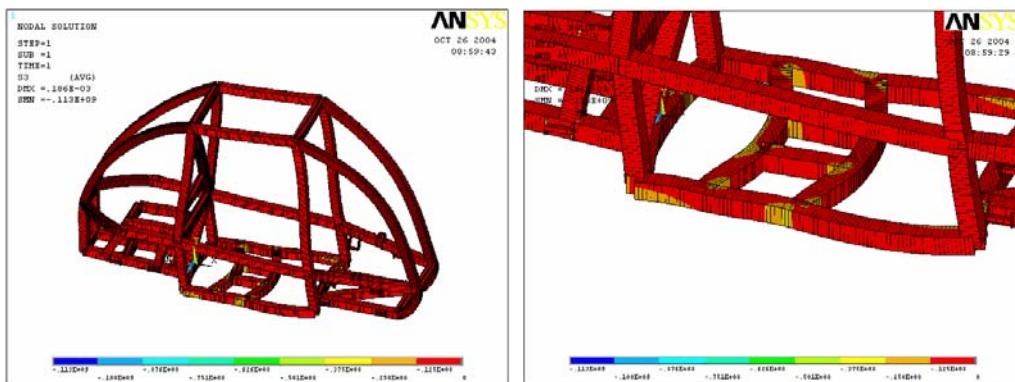


Figura A<5.29. Esfuerzos principales. a) vista general b) vista de detalle

El esfuerzo de Von Mises es presentado figura A5.30. El esfuerzo de Von Mises es de 11.3 MPa., este esfuerzo se da alrededor del soporte siendo esta área donde se pone la soldadura.

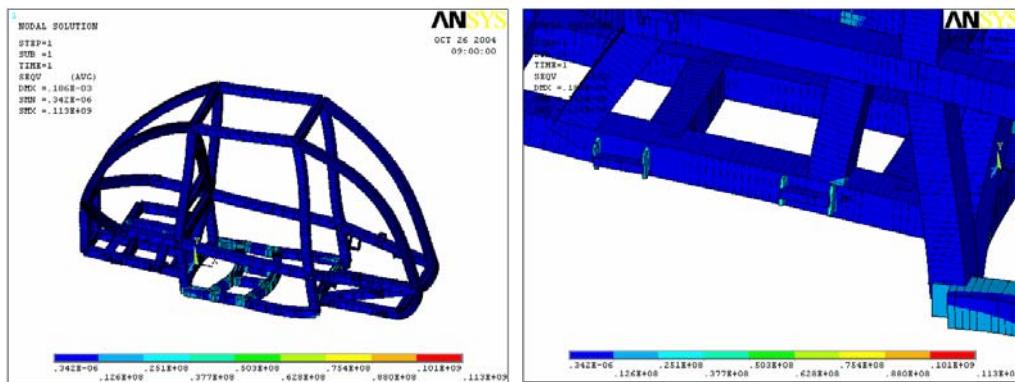


Figura A5.30. Esfuerzo de Von Mises. a) vista general b) vista de detalle.

A5.6.2.6 ANÁLISIS DE TORSIÓN.

Las condiciones de frontera y la carga se pueden ver en la figura A5.31.

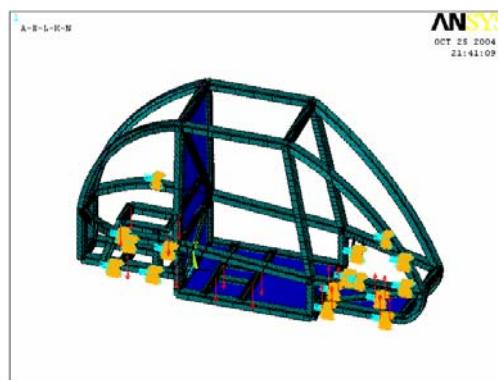


Figura A5.31. Condiciones de frontera para análisis de torsión.

Se presenta el patrón de deformaciones que se genera cuando el carro es sometido a condiciones de torsión. La deformación máxima se generan en la unión de los tubos superiores derechos y su valor es de 0.795×10^{-3} m, teniendo un desplazamiento hacia delante y hacia arriba.

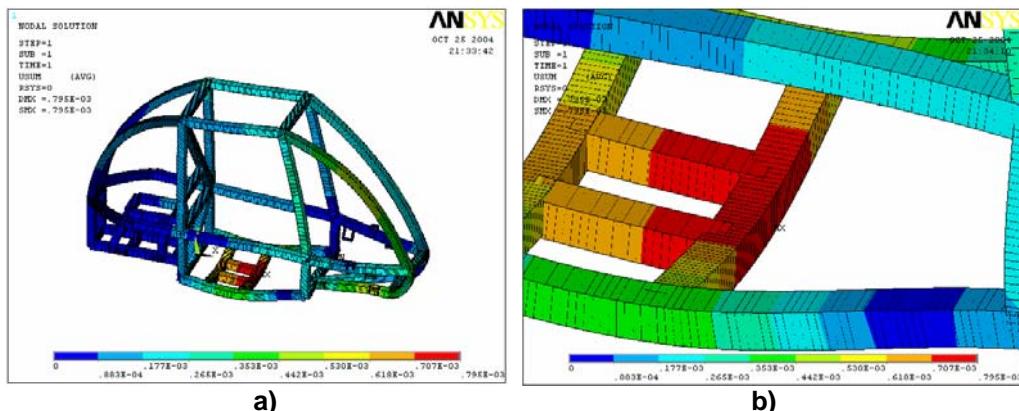


Figura A5.32. Deformaciones por torsión. a) vista general b) vista de detalle.

El esfuerzo principal máximo se ilustra en la figura A5.33, este se presenta en el soporte de la suspensión del lado izquierdo delantero, de donde se obtiene un valor de 111 MPa. Esto no rebasa el esfuerzo de fluencia del material, que es de 240 MPa., por lo que su nivel de seguridad es de:

$$n = \frac{240}{111} = 2.16$$

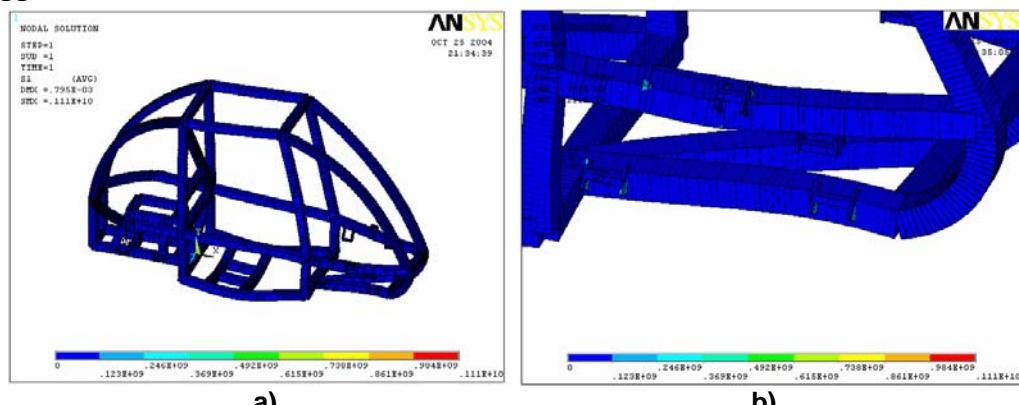


Figura A5.33. Esfuerzo principal máximo.a) vista general b) vista de detalle.

En este análisis el esfuerzo máximo es de compresión 111 MPa. y se presenta en la parte delantera izquierda de la suspensión figura 4.34.

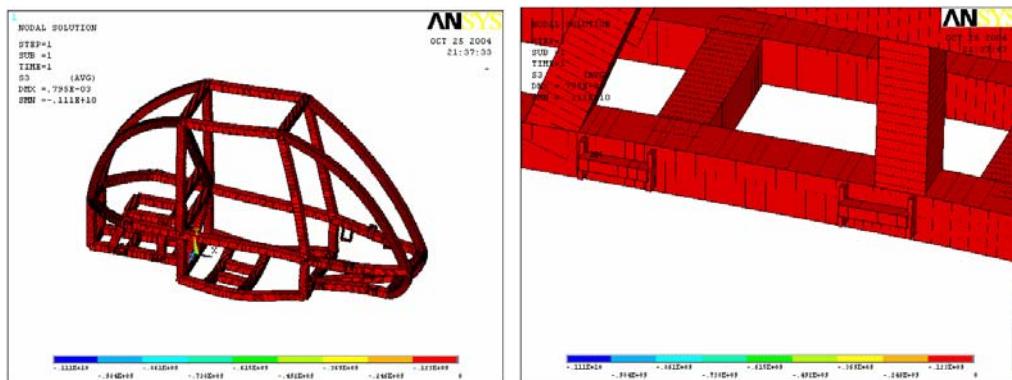


Figura A5.34. Esfuerzo principal máximo a compresión.a) vista general b) vista de detalle.

El esfuerzo de Von Mises es presentado a continuación figura A5.35. El esfuerzo de Von Mises es de 111 MPa., este esfuerzo se da alrededor del soporte siendo esta área donde se pone la soldadura.

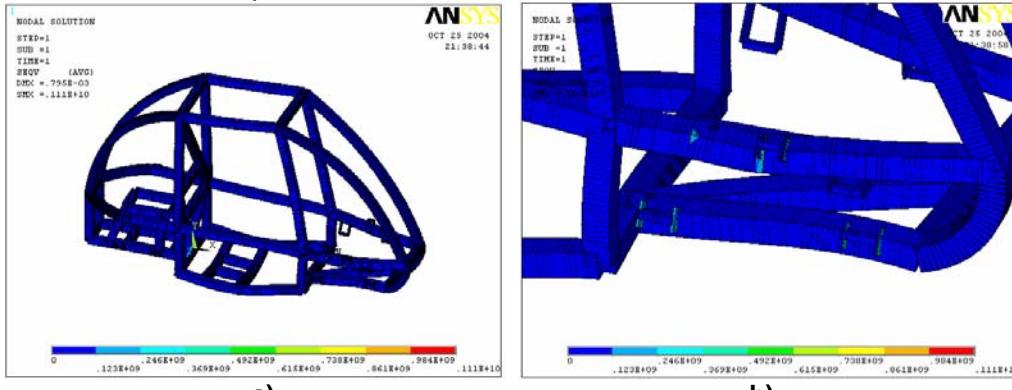


Figura A5.35. Esfuerzo de Von Mises. a) vista general b) vista de detalle.

A5.7 RESULTADOS DE EL ANÁLISIS NUMERICO (SECCIÓN TRANSVERSAL CUADRADA CON LÁMINA).

En esta parte se presentan los resultados de la simulación dinámica efectuada sobre el chasis SAE Mini-Baja. En la primer sección del capítulo se describe de manera general la metodología utilizada para la realización de los trabajos, el lector interesado en una descripción detallada deberá remitirse a la bibliografía incluida al final de este reporte. En términos generales los pasos correspondientes a la metodología se pueden presentar en el diagrama de bloques mostrado a continuación.

Tabla A5.3. Resultados de el análisis estructura tubo.

ANALISIS	DEFORMACION MAXIMA m	ESFUERZO PRINCIPAL MAXIMO MPa.	ESFUERZO PRINCIPAL A COMPRESION MPa.	ESFUERZO DE VON MISES MPa.	N (FS)	FRECUENCIAS NATURALES Hz.
----------	----------------------	--------------------------------	--------------------------------------	----------------------------	--------	---------------------------

INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL
ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA
SECCIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO E INVESTIGACIÓN

ESTÁTICO	0.971E-3	38.4	38.2	38.2	6.29	
ARRANQUE	0.49x10-4	5.01	2.58	2.58	93.02	
FRENADO	0.225 x10-3	11.8	11.8	11.8	20.3	
VIRAJE A LA DERECHA	0.00429	17.9	173	179	1.39	
VIRAJE A LA IZQUIERDA CON FRENADO	0.00428	184	191	191	1.34	
TORSION	0.907x10-3	113	153	113	2.12	
MODAL 1	0.120931					16.842
MODAL 2	0.334279					27.09
MODAL 3	0.118791					30.766
MODAL 4	0.110113					34.76
MODAL 5	0.115288					36.45