

ANALISIS DE CHOQUES EN MATERIALES COMPUESTOS

SEBASTIAN GUTIERREZ RESTREPO

UNIVERSIDAD EAFIT
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA MECANICA
AREA DE DISEÑO
MEDELLIN
2007

ANALISIS DE CHOQUES EN MATERIALES COMPUESTOS

SEBASTIAN GUTIERREZ RESTREPO

Proyecto para optar al título de Ingeniero Mecánico

Asesor:

Ingeniero Carlos Eduardo López Zapata

UNIVERSIDAD EAFIT
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA MECANICA
AREA DE DISEÑO
MEDELLIN
2007

AGRADECIMIENTOS

Agradezco a mi asesor, Carlos Eduardo López, por el apoyo brindado durante los dos semestres en que colaboramos para sacar este proyecto adelante. Su permanente interés, sus continuos aportes y su constante apoyo facilitaron ampliamente el enfrentar este reto.

Agradezco a la Universidad Eafit por ofrecerme los recursos apropiados para desarrollar el proyecto de grado. Los recursos informáticos, bibliográficos y físicos con los que cuenta la Universidad son invaluable; el trabajo que facilitan no se puede medir. Debe hacerse un mayor énfasis en su utilización.

CONTENIDOS

	Pág.
1. ANTECEDENTES	16
2. PRESENTACIÓN	18
3. OBJETO DE ESTUDIO	20
4. OBJETIVOS	21
4.1 GENERAL	21
4.2 ESPECÍFICOS	21
5. METODOLOGÍA	22
6. MATERIALES COMPUESTOS EN PROBLEMAS DE IMPACTO	23
6.1 MECÁNICA DE MATERIALES COMPUESTOS	24
6.1.1 Introducción.	24
6.1.2 Comportamiento macro mecánicos de las láminas.	27
6.1.3 Comportamiento micro mecánicos de las láminas.	29
6.1.4 Comportamiento de los laminados.	31
6.1.5 Introducción al diseño de materiales compuestos.	32
6.1.6 Criterios de falla en los materiales.	33
6.2 ANALISIS DINÁMICO DE CHOQUES	34
6.2.1 Introducción al análisis de choques.	34
6.2.2 Modelos analíticos de impactos.	35
6.2.3 Análisis de colisión elástica.	36
6.2.4 Análisis de colisión plástica.	38
6.2.5 Pérdida de energía y coeficiente de restitución.	39
6.2.6 Trasfondo y descripción del problema.	40
6.2.7 Análisis computacional.	42
6.3 CONSIDERACIONES DE LOS MATERIALES COMPUESTOS EN PROBLEMAS DE IMPACTO	43

6.3.1	Métodos de inspección.	44
6.3.2	Observación de pruebas.	44
6.3.3	Análisis en software.	46
7.	METODOS DE ANALISIS DE IMPACTOS	48
7.1	DINAMICA DE CHOQUES	48
7.1.1	Principio de los trabajos virtuales.	48
7.1.2	Principio de D'Alembert.	50
7.2	ANALISIS DINAMICO EN ANSYS LS-DYNA	50
7.2.1	Aplicaciones de Ansys LS-Dyna.	51
7.2.2	Comparación entre los métodos implícitos y explícitos.	51
7.2.3	Organización de archivos en Ansys LS-Dyna.	52
7.3	ELEMENTOS EN ANALISIS EXPLICITOS	53
7.3.1	Formulación de integración reducida.	54
7.3.2	Hourglassing.	55
7.3.3	Plane162 – Sólido 2D.	56
7.3.4	Shell163 – Cascaron delgado 3D.	57
7.3.5	Solid164 – Ladrillo 3D de 8 nodos.	58
7.4	DEFINICION DE MATERIALES	59
7.4.1	Materiales elásticos lineales.	60
7.4.2	Materiales elásticos no lineales.	61
7.4.3	Plasticidad.	61
7.4.4	Amortiguación o Damping.	64
7.5	CARGAS	67
7.5.1	Procedimiento general de carga.	68
7.5.2	Velocidad inicial.	69
7.5.3	Control de amortiguación.	69
7.5.4	Cuerpo rígido.	70
7.6	CONTACTO ENTRE SUPERFICIES	70
7.6.1	Planteamiento dinámico de las superficies de contacto.	71

7.6.2	Generalidades de las superficies de contacto.	72
7.6.3	Algoritmo de contacto de superficie simple.	74
7.6.4	Algoritmo de contacto nodo-superficie.	75
7.6.5	Algoritmo de contacto superficie-superficie.	76
7.6.6	Familias de contactos.	76
7.7	METODOLOGIA	78
7.7.1	Pautas de modelación.	79
7.7.2	Pautas de materiales.	80
7.7.3	Pautas para las cargas.	81
7.7.4	Pautas de contacto.	81
7.7.5	Pautas generales de análisis de impactos.	82
8.	ANALISIS DE IMPACTO	84
8.1	MODELOS DE ELEMENTOS	84
8.1.1	Shell163.	84
8.1.2	Solid164.	88
8.1.3	Mass166.	90
8.2	MODELOS DE MATERIALES	90
8.2.1	Material isotrópico bilineal con endurecimiento cinemático.	91
8.2.2	Material compuesto.	92
8.2.3	Material rígido.	95
8.2.4	Material ficticio para Mass166.	95
8.3	MODELO DEL SISTEMA	96
8.3.1	Cilindro compuesto.	96
8.3.2	Placa móvil.	99
8.3.3	Placa fija.	100
8.3.4	Masas.	101
8.4	CONDICIONES INICIALES	102
8.4.1	Condiciones de velocidad inicial.	102
8.4.2	Condiciones de contacto entre superficies.	103

8.5	SOLUCION Y POSTPROCESAMIENTO	104
8.5.1	Control de Hourglassing y Damping.	104
8.5.2	Tiempo de ejecución.	105
8.5.3	Información a almacenar para el postprocesamiento.	105
8.5.4	Postprocesamiento general.	106
8.5.5	Postprocesamiento histórico.	107
8.6	RESULTADOS COMPARATIVOS	107
8.6.1	Resultados de materiales bilineales.	107
8.6.2	Resultados de materiales compuestos.	114
9.	DESARROLLO DE LA ALTERNATIVA	119
9.1	OBJETIVOS Y CRITERIOS	119
9.1.1	Materiales para la simulación.	119
9.1.2	Características de los materiales.	120
9.1.3	Geometría del modelo.	121
9.2	DEFINICION DE MODELOS	122
9.2.1	Modelación geométrica.	122
9.2.2	Condiciones iniciales.	123
9.2.3	Modelos isotrópicos bilineales.	124
9.2.4	Modelos compuestos.	124
9.2.5	Información para el postprocesamiento.	127
9.3	RESULTADOS DE LA SIMULACION	127
9.3.1	Información del análisis.	128
9.3.2	Esfuerzos de Von Mises.	129
9.3.3	Deformaciones Totales de Von Mises.	137
9.3.4	Energías.	142
9.4	COMPARACION DE RESULTADOS	147
9.4.1	Criterios.	147
9.4.2	Materiales bilineales.	148
9.4.3	Materiales compuestos.	149

9.5	SELECCIÓN DE LA CONFIGURACION	150
10.	CONCLUSIONES	154
11.	RECOMENDACIONES	161
12.	BIBLIOGRAFIA	164

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1. Clasificación de los materiales compuestos	25
Figura 2. Resistencia y Rigidez específicas para diversos materiales	26
Figura 3. Propiedades dependientes de la dirección de la fibra	27
Figura 4. Propiedades normalizadas en dirección de la fibra	28
Figura 5. Pregunta básica de micro mecánica	29
Figura 6. Láminas y laminado	31
Figura 7. El problema de las dos tablas	32
Figura 8. Esquema del bumper de un automóvil	41
Figura 9. Cilindro compuesto del absorbedor de energía	42
Figura 10. Malla sin deformar y deformada bajo los efectos del Hourglassing	55
Figura 11. Plane162 - Sólido 2D	57
Figura 12. Shell163 - Cascarón delgado 3D	58
Figura 13. Solid164 - Ladrillo 3D de 8 nodos	59
Figura 14. Curvas de amortiguación	66
Figura 15. Shell163	85
Figura 16. Orden de los puntos de integración	86
Figura 17. Solid164	89
Figura 18. Diagrama de Esfuerzo-Deformación bilineal	92
Figura 19. Cilindro compuesto sin malla	97
Figura 20. Cilindro compuesto con malla	98
Figura 21. Componente NROD	98
Figura 22. Orientación y material de las capas del cilindro	99
Figura 23. Placa móvil	100
Figura 24. Placa fija	101
Figura 25. Masas y sistema completo	102

Figura 26. Velocidad inicial del sistema	103
Figura 27. Contacto entre superficies	104
Figura 28. Orientación de las capas	121
Figura 29. Geometría del modelo	123

LISTA DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1. Valores representativos de ratas de amortiguación	67
Tabla 2. Algoritmos y familias de contactos	74
Tabla 3. Constantes Reales para Shell163	87
Tabla 4. Propiedades empleadas en el análisis bilineal	91
Tabla 5. Propiedades para diferentes compuestos	93
Tabla 6. Propiedades del acero y el aluminio para material rígido	95
Tabla 7. Condiciones de los modelos bilineales	108
Tabla 8. Resultados de esfuerzos para modelos bilineales	109
Tabla 9. Resultados de deformaciones elásticas para modelos bilineales	110
Tabla 10. Resultados de deformaciones plásticas para modelos bilineales	111
Tabla 11. Resultados de energías para modelos bilineales	112
Tabla 12. Resultados de esfuerzos y deformaciones para modelos compuestos	114
Tabla 13. Resultados de deformaciones para materiales compuestos	116
Tabla 14. Resultados de energías para modelos compuestos	117
Tabla 15. Resumen de condiciones iniciales	124
Tabla 16. Propiedades de modelos BISO	124
Tabla 17. Propiedades de los modelos de material compuesto	125
Tabla 18. Resultados de análisis para modelos bilineales	128
Tabla 19. Resultados para el modelo de alta resistencia	129
Tabla 20. Resultados para el modelo de alta rigidez	129
Tabla 21. Esfuerzos máximos de Von Mises para Aluminio	130
Tabla 22. Esfuerzos máximos de Von Mises para Acero	131
Tabla 23. Esfuerzos máximos de Von Mises para compuesto alta resistencia	132
Tabla 24. Esfuerzos máximos de Von Mises para compuesto de alta rigidez	135
Tabla 25. Deformaciones totales de Von Mises para Aluminio	138

Tabla 26. Deformaciones totales de Von Mises para Acero	139
Tabla 27. Deformaciones máximas Von Mises para modelo de alta resistencia	140
Tabla 28. Deformaciones máximas Von Mises para modelo de alta rigidez	141
Tabla 29. Energías para modelos bilineales	143
Tabla 30. Energías para modelos de material compuesto de alta resistencia	144
Tabla 31. Energías para modelos de material compuesto de alta rigidez	145
Tabla 32. Resultados fundamentales de los materiales bilineales	148
Tabla 33. Resultados fundamentales de los materiales compuestos	150
Tabla 34. Costos de fabricación y ensamble	151

LISTA DE ANEXOS

ANEXO A. Archivos de entrada para los modelos de impactos de Reddy electrónico	Formato
--	---------

ANEXO B. Archivos de entrada para los modelos de impacto de Bisagni electrónico	Formato
---	---------

1. ANTECEDENTES

Los materiales compuestos representan la revolución técnica más significativa desde los motores jet. Debido a sus diversas características, se espera que reemplacen a los metales en variadas aplicaciones, especialmente donde la alta resistencia y el bajo peso de la estructura son requeridos (Jones, 1998, 26).

El titanio reemplaza al acero y el aluminio como material para los elementos estructurales de aviones militares en los años 1950's. Posteriormente (años 1970's) aparecen los materiales compuestos menos avanzados, como lo son las resinas reforzadas con fibra de vidrio, que se emplean en la construcción de botes pequeños y medianos, en recipientes a presión y en partes de automóviles como cabinas y parachoques (Jones, 1998, 26).

En los años 1970's aparecen en la industria aeroespacial, los materiales compuestos avanzados reforzados con fibra (Advanced fiber-reinforced composite materials). Para esta época se espera que se empleen en aplicaciones estructurales, permitiendo mayor versatilidad en los diseños, a una escala menor de costos, peso y proceso de manufactura. Las fibras avanzadas son aquellas hechas, por ejemplo de boro, grafito o Kevlar (Reddy, 1995, 26).

Los materiales compuestos son aquellos que combinan propiedades de dos materiales diferentes para obtener ciertas propiedades mecánicas específicas, como son la alta rigidez, alta resistencia; lo que comparativamente representa una ventaja comparado con materiales isotrópicos como los metales debido a la alta razón de resistencia a peso, pues los compuestos pueden llegar a ser más de una 70% más livianos que los metales (Jones, 1998, 27).

Una de las aplicaciones más importantes de los materiales compuestos es la de elementos estructurales en automóviles, pues su bajo peso y su alta deformación permiten que sean una alternativa viable desde los costos de fabricación y como dispositivos de seguridad. Se suelen emplear en bumpers, en el chasis y como absorbedores de energía (Reddy, 1995, 141).

El análisis de choque en automóviles desde los años 1950's se convierte en un tema significativo a tratar debido a las mayores exigencias que imponen las autoridades y el mayor interés del público en general en cuanto al tema de la seguridad; así como la necesidad de las empresas manufactureras de automóviles de llenar con estas expectativas y además de fabricar vehículos más económicas (Marsden, 1992, 15).

2. PRESENTACIÓN

El tema concerniente a los materiales compuestos es tratado con profundidad en industrias especializadas como lo son la aeroespacial y la naval de botes pequeños y veloces, pero en la industria local no es un tema tan documentado, o el abordaje simplemente se limita a emplear las matrices de poliéster reforzadas con fibra de vidrio (Jones, 1998, 26).

El análisis de choques (Crash analysis) en la industria automotriz es un tema ampliamente estudiado, y más aun debido a los esfuerzos de los gobiernos por disminuir los índices de accidentalidad en las carreteras. Muchos fabricantes incluso recurren al tema de la seguridad como una estrategia de ventas, pues las personas siempre esperan encontrar una forma de protegerse ellos y a sus familias (Arbeitskreis, 2001, 16).

La llegada de los métodos de análisis computacional permite el desarrollo de innumerables posibilidades en el campo del análisis de choques en entornos virtuales, debido a que en general, las pruebas reales resultan muy costosas. El llamado es a realizar un estudio a cerca de las características de los materiales compuestos en condiciones dinámicas, así como de los análisis de choques que permita proponer una alternativa más segura y económica a los elementos de seguridad de los automóviles modernos (Aramayo, 2001, 18)

Los programas de análisis numérico por elementos finitos que se emplean en la Universidad Eafit reúnen capacidades de análisis de elementos estáticos en general y dinámicos a través de los módulos especializados. Se pretende emplear uno de estos softwares, primero para conocer sus esquemas y posteriormente para realizar análisis que permitan comparar e incluso proponer opciones

diferentes a las actuales en el campo de las estructuras de protección en vehículos fabricadas en materiales compuestos (Reddy, 1995, 172).

La sinergia entre materiales compuestos y elementos de seguridad en automóviles constituye una de las ramas del diseño que más potenciales de desarrollo posee, debido a la versatilidad de los materiales, a las posibilidades de exploración virtual y a la cambiante industria del automóvil, que exige resultados más llamativos al consumidor, más innovadores y que satisfagan los requerimientos tecnológicos que llevan al aumento de la seguridad en las vías, a la protección del medio ambiente; y que constituyan soluciones económicamente viables para los fabricantes.

El alcance del proyecto abarca la realización de pruebas computacionales en software con el fin de comparar los comportamientos de materiales isotrópicos y compuestos ante condiciones de carga similares, con el propósito de contrastar sistemas analíticos y numéricos de análisis. Así mismo, pretende lograr resultados que permitan proponer un mejor diseño de bumper de automóviles constituidos por materiales compuestos.

El diseño no abarca la realización de pruebas físicas, pues resultan muy costosas y no encajan dentro de la metodología del proyecto de emplear herramientas virtuales para el análisis y el diseño de estructuras. De igual forma, los diseños que se propongan, no se construyen en la realidad debido a que esta es una primera aproximación al análisis dinámico de elementos de seguridad.

3. OBJETO DE ESTUDIO

El objeto de estudio del presente se enfoca hacia el análisis de las opciones actuales y el desarrollo de una alternativa más económica y segura para la protección de los pasajeros de un automóvil por medio de la estructura frontal contra golpes (bumper).

4. OBJETIVOS

4.1 GENERAL

Proponer una alternativa de diseño para el bumper de un automóvil, que emplee materiales compuestos.

4.2 ESPECÍFICOS

- Identificar los principios teóricos que rigen el comportamiento dinámico de los cuerpos y los materiales compuestos.
- Describir los métodos analíticos y numéricos que describen el comportamiento de los cuerpos sometidos a impacto.
- Comparar los métodos y las diversas configuraciones de materiales en el análisis de un bumper de un automóvil sometido a impacto.
- Establecer una configuración más segura y económica para el bumper de un automóvil.
- Concluir los principales resultados del análisis de sistemas de protección de automóviles.

5. METODOLOGÍA

La metodología a aplicar se orienta al uso de herramientas teóricas y numéricas en el análisis de impactos en bumpers de automóviles fabricados en materiales isotrópicos y compuestos. El proyecto no busca desarrollar planteamientos teóricos o matemáticos elaborados, sino que se prueban diferentes alternativas para configuraciones de bumpers de automóviles mediante el uso de diversos materiales.

El análisis de las alternativas se realiza a través de métodos analíticos mientras la complejidad lo permita, pero se considera que a través del proyecto se evoluciona a herramientas más sofisticadas. El uso de los métodos de elementos finitos (FEA) a través de las plataformas disponibles en la universidad es la clave del análisis en busca de una propuesta de disposición de bumper más atractiva económicamente y en cuanto a seguridad.

6. MATERIALES COMPUESTOS EN PROBLEMAS DE IMPACTO

Los materiales compuestos en la industria del automóvil son una alternativa a considerar en el presente, pues dan solución a muchos de los problemas que se presentan en la actualidad, como son los costos de fabricación, la seguridad, e incluso las emisiones de gas, pues son más ligeros que los metales.

Se ha demostrado que los materiales compuestos son altamente efectivos en los vehículos debido a la necesidad de ahorro de peso, sin requerir de estructuras tan rígidas como las conseguidas con metales. Se espera que a partir de estas y otras características se desarrollen en un futuro el tipo de estructuras necesario para garantizar la seguridad de los pasajeros, que absorban la mayor cantidad de energía y que sean soluciones viables para implementar en los automóviles debido a sus procesos de fabricación y a los costos para las empresas manufactureras.

El número de parámetros involucrados en un análisis dinámico aumenta los errores debido a las aproximaciones realizadas y la complejidad de los cálculos. La utilización de materiales compuestos complica aun más la tarea debido a que sus relaciones no son lineales y deben ser estudiadas a fondo para caracterizar el tipo de comportamiento durante el choque. El comportamiento de los materiales compuestos varía considerablemente con respecto a los materiales metálicos, en especial en choques a alta velocidad, donde los comportamientos no lineales de los materiales se manifiestan.

6.1 MECÁNICA DE MATERIALES COMPUESTOS

6.1.1 Introducción.

Los materiales compuestos son aquellos que se constituyen por dos o más materiales de forma macroscópica para formar un tercer material que sea útil. La ventaja de los materiales compuestos radica en que cada constituyente individual aporta las mejores características al compuesto, e incluso es posible encontrar características que ninguno de los dos posee (Jones, 1998, 2).

Las principales características que exhiben los materiales compuestos y que los diferencian de los materiales homogéneos son:

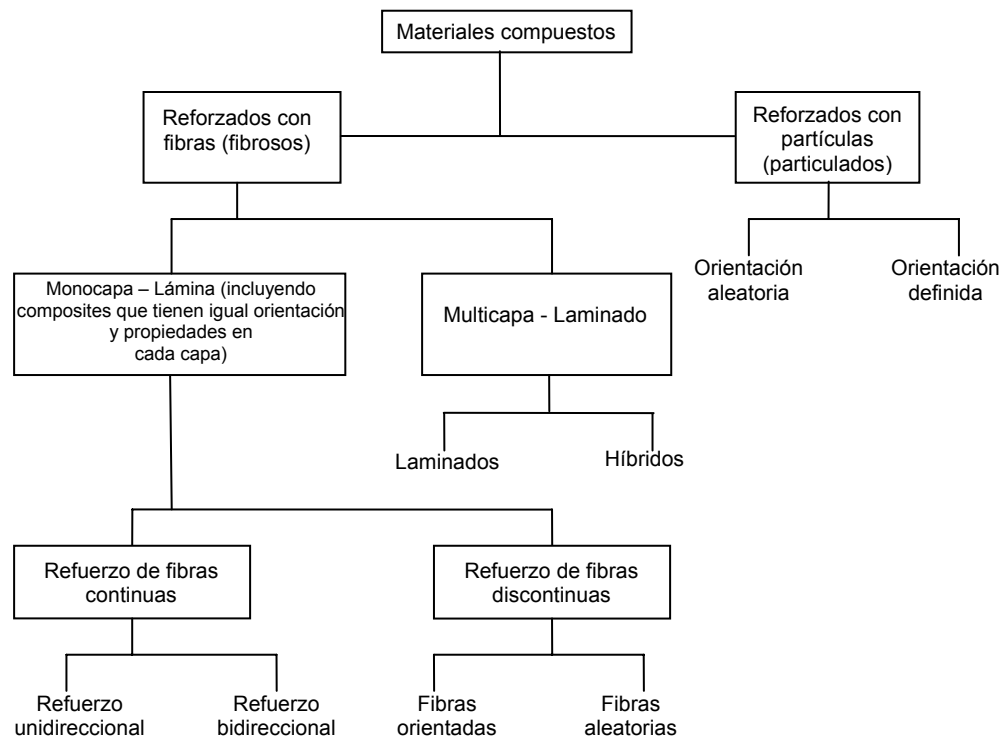
- Resistencia mecánica
- Rigidez
- Resistencia a la corrosión
- Resistencia al desgaste
- Visualmente atractivos
- Peso
- Fatiga
- Comportamiento dependiente de la temperatura
- Aislantes térmicos y eléctricos
- Aislantes acústicos

Los materiales compuestos se dividen en tres clases de acuerdo al tipo de materiales que los componen (Jones, 1998, 2):

- Materiales fibrosos que consisten en fibras dentro de una matriz.
- Materiales laminados que consisten en capas de varios materiales.
- Materiales particulados que consisten en partículas dentro de una matriz.
- Combinación de uno o varios de los tipos anteriores.

La geometría del material de refuerzo es el principal mecanismo para mejorar las propiedades. De este modo la clasificación más conveniente de los compuestos se realiza de acuerdo a la geometría de la unidad representativa de refuerzo, lo cual se esquematiza en la figura 1.

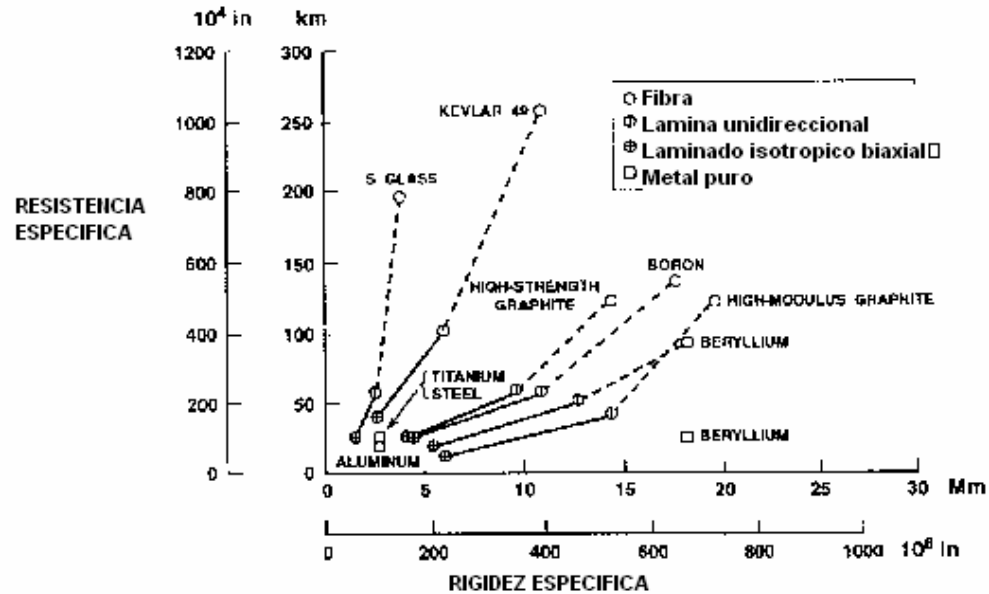
Figura 1. Clasificación de los materiales compuestos



Agarwal y Broutman, 1990, 4

Una de las ventajas de los materiales compuestos respecto a los metales, y que los impulsan dentro de la industria aeroespacial, es su alta razón de resistencia a peso, por encima de los aceros de alta resistencia y los aluminios. La resistencia específica y la rigidez específica son algunas de las variables que un diseñador debe conocer cuando decide emplear un material. En la figura 2 se muestran valores de resistencia específica (resistencia/densidad) y rigidez específica (rigidez/densidad) para metales y compuestos diversos.

Figura 2. Resistencia y Rigidez específicas para diversos materiales



Jones, 1998, 29

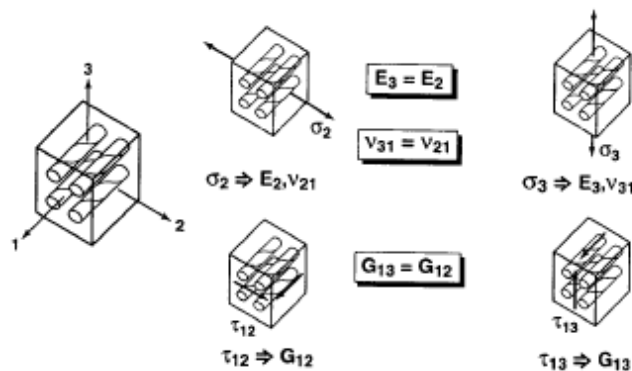
Los costos de los procesos de manufactura de los materiales compuestos son significativamente menores que los costos de los metales porque en la mayoría de los casos el desperdicio es menor, es decir que se requiere menor cantidad de material compuesto que metal para fabricar la misma pieza para la misma aplicación y con condiciones de desempeño similares (Jones, 1998, 27).

La última gran ventaja de los materiales compuestos se refiere a la baja razón de peso que tiene en comparación con los metales, sus más cercanos competidores. Por ejemplo, en un avión de combate, un ahorro de 0.5kg en la estructura debido al uso de un compuesto representa un ahorro total de peso de más de un kg debido a la menor necesidad de cargar combustible para impulsar esa masa adicional. En las naves espaciales como cohetes y el trasbordador, la disminución es incluso mayor (Jones, 1998, 28).

6.1.2 Comportamiento macro mecánicos de las láminas.

Las condiciones principales a estudiar son: características de una lámina y comportamiento de la lámina ante la carga aplicada. Para el estudio de los materiales compuestos, se parte de la hipótesis de que su comportamiento es ortotrópico, es decir que las propiedades del material son constantes dependiendo de la dirección (figura 3), por ejemplo en una lámina de fibra reforzada, las propiedades son iguales en la dirección de la fibra y en la dirección transversal a la misma (Jones, 1998, 55).

Figura 3. Propiedades dependientes de la dirección de la fibra



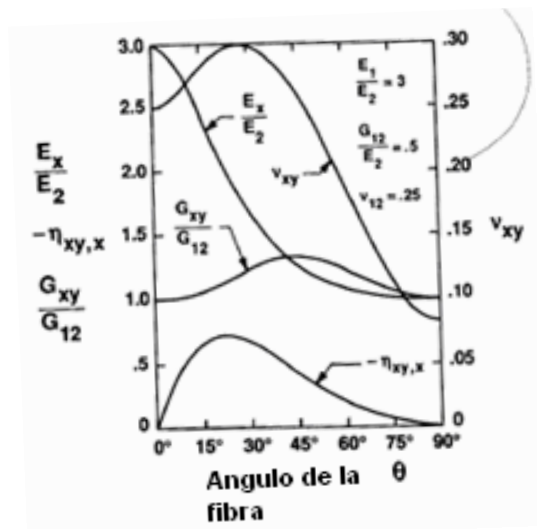
Jones, 1998, 73

El estudio de los materiales en general implica entender el significado físico de los valores de la matriz de rigidez del material, que es dependiente de la condición de uniformidad de las fibras. Para los materiales compuestos, es de especial interés estudiar las condiciones de extensión pura, cortante pura y acoplamiento entre extensión en direcciones trasversales y tensión con cortante, así como cortante igualmente en direcciones trasversales. Algunos de los valores de la matriz se hacen cero debido a la condición de ortotropía de los materiales compuestos, pero otras se conservan, debido a que el material no es totalmente homogéneo e

isotrópico, dificultando la labor de análisis y aplicación de los materiales compuestos debido a los acoplamiento entre cortantes y tensiones (Jones, 1998, 63).

Las propiedades de los materiales cambian cuando las fuerzas son aplicadas en una dirección diferente a la dirección principal del material (en la orientación de la fibra). Para encontrar la relación entre ambas orientaciones (la de la fibra y la de la carga), se debe aplicar una transformación geométrica de rotación (Jones, 1998, 74).

Figura 4. Propiedades normalizadas en dirección de la fibra



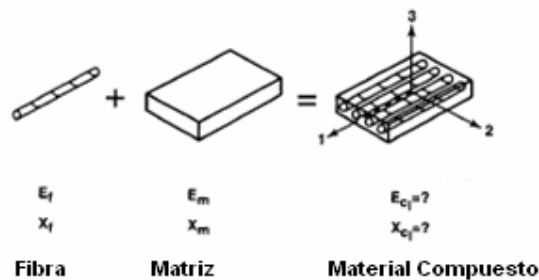
Jones, 1998, 82

La figura 4 indica, de forma normalizada, la transformación que sufren las propiedades con respecto a la orientación de la fibra en un compuesto de fibra de vidrio y resina epóxica. En ella se muestra que la rigidez del material disminuye a medida que aumenta el ángulo entre la fibra y la carga. Sin embargo algunas de las propiedades como el módulo de rigidez y la razón de Poisson poseen valores máximos a cierto ángulo de la fibra.

6.1.3 Comportamiento micro mecánicos de las láminas.

Las propiedades del apartado anterior se miran desde un punto de vista tal que se considera que la lámina no está constituida por dos materiales diferentes. Además, de cierta forma se dice que por ejemplo un compuesto de boro- resina epóxica, con fibras unidireccionales de boro, tiene determinada resistencia y rigidez que se asume constante en una dirección específica. Pero una cuestión persiste: ¿cómo es posible determinar la variación de las propiedades en base a un cambio en las proporciones de boro y resina epóxica? En la figura 5 se observan la fibra y la matriz, ¿cuáles son las propiedades del compuesto? (Jones, 1998, 121).

Figura 5. Pregunta básica de micro mecánica



Jones, 1998, 121

La micromecánica se define como el estudio de la interacción de los materiales constituyentes. Las propiedades de una lámina pueden ser determinadas experimentalmente, o por medio de planteamientos matemáticos que relacionen las propiedades de los materiales que las conforman (Jones, 1998, 122).

Dos acercamientos a la micromecánica de los materiales compuestos son:

- Mecánica de materiales

- Elasticidad

El objetivo de la micromecánica es el determinar el módulo de elasticidad del compuesto en función de los módulos de elasticidad y rigidez de los constituyentes, y de las fracciones volumétricas de cada uno (ecuación 3). De la misma forma las magnitudes de la resistencia del material en todas las direcciones son función de la resistencia de la fibra y la resina. La Rigidez C_{ij} y resistencia X_i en función de las propiedades de los constituyentes (Jones, 1998, 123):

$$\begin{aligned} C_{ij} &= C_{ij}(E_f, \nu_f, V_f, E_m, \nu_m, V_m) \\ X_i &= X_i(X_{if}, V_f, X_{im}, V_m) \end{aligned} \quad (1)$$

Donde los valores de E representan el módulo de elasticidad de la fibra f y la matriz m, ν es el módulo de Poisson tanto para la matriz como para la fibra, V es la fracción volumétrica de fibra que se define como el volumen de fibra sobre el volumen total de material compuesto. X es la resistencia, X_i es la resistencia del compuesto en la dirección i, X_{if} es la resistencia en la dirección i de la fibra.

Apartado las consideraciones y aproximaciones de la micromecánica, las restricciones básicas son las siguientes:

La lámina:

- No está sujeta a esfuerzos iniciales.
- Comportamiento elástico lineal.
- Homogénea a escala macroscópica.
- Ortotrópica a escala macroscópica.

La fibra:

- Es homogénea.
- Comportamiento elástico lineal.

- Isotrópica.
- Igualmente espaciada.
- Perfectamente alineada.
- Unión perfecta.

La matriz:

- Es homogénea.
- Elástica lineal.
- Isotrópica.
- Sin imperfecciones.

6.1.4 Comportamiento de los laminados.

Un laminado es un arreglo formado por dos o más láminas de material compuesto unidas de forma que actúen como un elemento estructural. Las láminas son dispuestas en diferentes direcciones de tal forma que juntas resistan cargas de diversas condiciones. La figura 6 muestra láminas independientes y un laminado formado por varias láminas. ¿Cuáles son las propiedades de resistencia y rigidez del laminado?, ¿cuál es su comportamiento ante la carga? (Jones, 1998, 187).

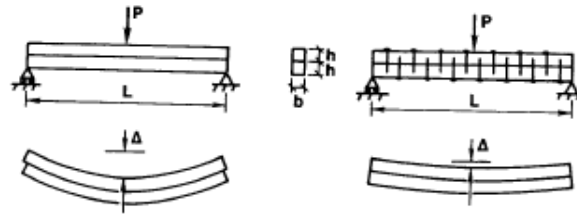
Figura 6. Láminas y laminado



Jones, 1998, 187

A través del uso de materiales laminados, se alcanza una menor deformación en la estructura, es decir el aumento de la rigidez especialmente a flexión. Un ejemplo claro es de dos tablas dispuestas una sobre la otra cual si conformaran una viga (figura 7). Aunque la estructura soporta la misma carga, la rigidez es mayor cuando las tablas están unidas debido al aumento de la inercia en relación a los elementos que las mantienen juntas: clavos, tornillos, pegamento, etc. (Jones, 1998, 188).

Figura 7. El problema de las dos tablas



Jones, 1998, 188

La teoría clásica de laminación explica mediante ciertas hipótesis de esfuerzos y deformaciones, el comportamiento del laminado. La teoría pasa de los bloques básicos de constitución, la lámina, hasta llegar a una descripción de los elementos estructurales completos. El proceso consiste en emplear definiciones que reduzcan el problema de la elasticidad en tres dimensiones a uno en dos dimensiones del problema de los cuerpos deformables (Jones, 1998, 190).

6.1.5 Introducción al diseño de materiales compuestos.

La pregunta de diseño de materiales compuestos es: dadas las cargas de una determinada aplicación, ¿cuál es la cantidad de láminas a emplear, su espesor, su orientación, la secuencia de orientación? Los conocimientos a desarrollar para el diseño de los materiales compuestos es el descrito a continuación (Jones, 1998, 367):

- Diseño estructural: conocer las etapas de diseño, los elementos de diseño, análisis dentro del diseño, objetivos y *drivers* (orientadores del diseño).
- Selección de materiales: determinar el mejor material para la aplicación dependiendo de la resistencia, rigidez, fatiga, peso, costos, entre otras propiedades.
- Determinación de la configuración: secuencia de unión, forma de la estructura, ángulos de las fibras, espesores, etc.
- Juntas de las láminas: tornillos, pernos, clavos, remaches.
- Requerimientos de diseño y criterios de falla: para realizar los análisis pertinentes dentro del proceso de diseño, es necesario realizar estudios que permitan identificar la mejor forma de estudiar el material.
- Optimización: mejorar el uso de los recursos empleados.
- Filosofías de diseño y análisis: planteamientos matemáticos y uso de herramientas informáticas para determinar la mejor estructura posible dentro de la aplicación.

6.1.6 Criterios de falla en los materiales.

Los criterios de falla son teorías que se aplican para determinar si los esfuerzos a los que se somete una pieza que se está diseñando van a originar una falla catastrófica. Son de especial interés en los materiales compuestos debido a la existencia de criterios múltiples de análisis y a sus variadas disposiciones. El primer criterio se conoce como de máximo esfuerzo, queriéndose decir que los esfuerzos en las direcciones principales del material deben ser menores que los esfuerzos máximos de resistencia, aplicando un factor de seguridad (Beer, 1998, 340).

El criterio de deformación máxima impide que las deformaciones unitarias excedan ciertos valores establecidos para cada material, en las direcciones principales del elemento. El criterio de Tsai-Hill relaciona las propiedades de rigidez con los valores de resistencia, así como la dirección principal del material. El criterio de

Hoffman asegura que los esfuerzos en el material están dentro de una superficie en forma de elipsoide definida por los esfuerzos máximos en las direcciones principales del material (Jones, 1998, 104).

El criterio de Von Mises o criterio de la energía máxima de distorsión asegura que un componente estructural dado es seguro siempre y cuando el valor máximo de la energía de distorsión (energía que ocasiona cambios en la forma del elemento), no exceda los valores que ocasionan fluencia en una probeta de prueba a tracción del mismo material (Beer, 1993, 360).

La experiencia del diseñador le dice qué criterio usar, de acuerdo al material, el esquema de trabajo y el contexto de la aplicación. El software de elementos finitos analiza los esfuerzos en las direcciones principales y muestra valores comparables con los máximos para cada material.

6.2 ANALISIS DINÁMICO DE CHOQUES

El análisis de choques en automóviles implica el estudio tanto de los materiales isotrópicos como de los no isotrópicos como lo son los compuestos de matriz reforzada por fibra. Por diversas razones, es mucho más difícil modelar el comportamiento de elemento de material compuesto que de material isotrópico, lo cual no quiere decir que sea imposible su aplicación, pues desde hace décadas se usan materiales compuestos dentro de estructuras que absorben energía en las colisiones (Reddy, 1995, 211).

6.2.1 Introducción al análisis de choques.

El concepto más desentendido del análisis de choques es aquel concerniente a lo relacionado con el cambio de velocidad y el cambio de energía. Usualmente se piensa que la principal variable de un choque es la velocidad de impacto, pero esta velocidad es debida a una energía acumulada dentro del vehículo. El cambio

de velocidad indica la cantidad de energía desplegada en cierta fracción de tiempo (que suele ser menor de un segundo), o sea la desaceleración de los cuerpos. Este es el factor más importante para determinar la resistencia de la estructura y las repercusiones sobre los pasajeros (Kokkula, 2005, 1).

6.2.2 Modelos analíticos de impactos.

La descripción lineal del movimiento de un cuerpo asume que los desplazamientos son infinitamente pequeños, el material es elástico lineal y las condiciones de frontera permanecen constantes durante todo el proceso de deformación. La no linealidad del análisis de los sólidos en impacto aparece debido a dos fuentes distintas: una es la deformación cinemática del cuerpo (análisis geométrico no lineal), y la otra es debida a su comportamiento constitutivo (Reddy, 1995, 212).

El análisis geométrico no lineal se puede dividir a su vez en dos casos:

- Grandes desplazamientos, grandes rotaciones, pero deformaciones pequeñas: las líneas entre las fibras cercanas del material se conservan a la misma distancia durante el impacto.
- Grandes desplazamiento, grandes rotaciones y grandes deformaciones: las fibras se separan significativamente durante el impacto en todas direcciones.

Las nociones clásicas se basan en que la energía y el momento desplegados determinan la severidad de la colisión, la ecuación 2 muestra las relaciones de energía cinética y momento para un cuerpo a una velocidad lineal. La energía desplegada depende en gran medida de la velocidad del vehículo. El momento de un cuerpo es una relación directa entre su masa y su velocidad lineal. Ambas cantidades físicas deben conservarse en el transcurso del tiempo. Ecuación 2, ecuación de energía y momento de un cuerpo en movimiento (Schmidt, 1998, 5):

$$Ek = \frac{1}{2}mv^2 (\text{Energía_Cinética}) \quad P = mv(\text{Momento_de_un_cuerpo}) \quad (2)$$

Las anteriores nociones son conceptos erróneos a los que se emplean en el análisis de impactos para evaluar la severidad de los choques. Para realizar un verdadero análisis de impactos, se debe recurrir al principio de conservación de la energía y del momento. Si se tiene que los subíndices indican el vehículo en movimiento (B) y el vehículo a impactar (T), las relaciones se expresan en la ecuación 3. El término ΔE representa la energía perdida en forma de calor, sonido, fricción, etc., que igualmente se conservan en el sistema. Conservación de la energía y el momento antes y después del impacto (Schmidt, 1998, 6):

$$\begin{aligned} P_{total} &= P'_{total} \\ P_B + P_T &= P'_B + P'_T \end{aligned} \quad \begin{aligned} E_{total} &= E'_{total} \\ \frac{m_T v_T^2}{2} + \frac{m_B v_B^2}{2} &= \frac{m_T v_T'^2}{2} + \frac{m_B v_B'^2}{2} + \Delta E \end{aligned} \quad (3)$$

6.2.3 Análisis de colisión elástica.

El análisis de colisión elástica sucede cuando no existe pérdida de energía a causa de la desintegración del sistema. En un choque elástico, la magnitud de la velocidad de acercamiento ($v_B - v_T$) y de separación ($v'_B - v'_T$) es idéntica. El análisis de movimiento se realiza a partir de la condición de momento cero, pues el momento observado del sistema de dos masas es igual a cero. La ecuación 4 indica las relaciones de momentos antes y después del impacto elástico (Schmidt, 1998, 6).

$$\begin{aligned} m_B v_B + m_T v_T &= m_B v'_B + m_T v'_T \\ m_B v_B^2 + m_T v_T^2 &= m_B v_B'^2 + m_T v_T'^2 \end{aligned} \quad (4)$$

Si el sistema de referencia viaja a la velocidad u , entonces las dos masas tienen velocidad u_B y u_T , respectivamente. La ecuación 5 relaciona la velocidad del sistema y las velocidades de los vehículos.

$$u = \frac{m_B v_B + m_T v_T}{m_B + m_T} \quad (5)$$

$$u_B = v_B - u = v_B - \frac{m_B v_B + m_T v_T}{m_B + m_T} = \frac{m_B v_B + m_T v_B - (m_B v_B + m_T v_T)}{m_B + m_T} = \frac{m_T (v_B - v_T)}{m_B + m_T} \quad (6)$$

Similarmente, se puede escribir:

$$u_T = \frac{m_B (v_T - v_B)}{m_B + m_T}, \quad u'_B = \frac{m_T (v'_B - v'_T)}{m_B + m_T}, \quad u'_T = \frac{m_B (v'_T - v'_B)}{m_B + m_T} \quad (7)$$

Al ubicar las relaciones de velocidad 5, 6 y 7 en la ecuación de energía (2):

$$\begin{aligned} m_B u_B^2 + m_T u_T^2 &= m_B u'^2_B + m_T u'^2_T \\ \frac{m_B m_T^2 (v_B - v_T)^2}{(m_B + m_T)^2} + \frac{m_T m_B^2 (v_B - v_T)^2}{(m_B + m_T)^2} &= \frac{m_B m_T^2 (v'_B - v'_T)^2}{(m_B + m_T)^2} + \frac{m_T m_B^2 (v'_B - v'_T)^2}{(m_B + m_T)^2} \end{aligned} \quad (8)$$

Factorizando el término $\frac{m_B m_T}{(m_B + m_T)^2}$, se encuentra:

$$\begin{aligned} m_T (v_B - v_T)^2 + m_B (v_B - v_T)^2 &= m_T (v'_B - v'_T)^2 + m_B (v'_B - v'_T)^2 \\ (m_B + m_T) (v_B - v_T)^2 &= (m_B + m_T) (v'_B - v'_T)^2 \\ (v_B - v_T)^2 &= (v'_B - v'_T)^2 \end{aligned} \quad (9)$$

Al abstraer raíz cuadrada de ambos lados de la ecuación 9, se alcanza:

$$|v_B - v_T| = |v'_B - v'_T| \quad (10)$$

La ecuación 10 enseña que la colisión es perfectamente elástica, las magnitudes de las velocidades de aproximación y separación son iguales. El sistema de dos vehículos en un choque elástico se asemeja a un sistema de dos resortes dispuestos en serie, donde el módulo de elasticidad del material cumple la función de módulo del resorte (Schmidt, 1998, 6).

6.2.4 Análisis de colisión plástica.

Las colisiones perfectamente plásticas o inelásticas se caracterizan porque los vehículos involucrados poseen una velocidad post-impacto característica. En otras palabras, velocidad de separación cero ($v'_B - v'_T = 0$), y por tanto, restitución cero. La ecuación 11 manifiesta este hecho, al llamar a la velocidad de separación o post-colisión, como v' (Schmidt, 1998, 2).

$$\begin{aligned} m_B v_B + m_T v_T &= m_B v'_B + m_T v'_T \\ \therefore m_B v' + m_T v' &= (m_B + m_T) v' \end{aligned} \quad (11)$$

La velocidad común de post-impacto:

$$v' = \frac{m_B v_B + m_T v_T}{m_B + m_T} \quad (12)$$

La pérdida de energía cinética puede ser expresada como en la ecuación 13. La pérdida de energía es una función de la velocidad relativa de acercamiento y no de la velocidad absoluta (velocidad sobre el suelo) de los vehículos (Schmidt, 1998, 7).

$$\begin{aligned}
\Delta E &= \frac{m_B v_B^2 + m_T v_T^2 - (m_B + m_T) v'^2}{2} \\
&= \left[\frac{1}{2} \right] \left[m_B v_B^2 + m_T v_T^2 - (m_B + m_T) \left(\frac{m_B v_B + m_T v_T}{m_B + m_T} \right)^2 \right] \\
&= \left[\frac{1}{2} \right] \left[m_B v_B^2 + m_T v_T^2 - \left(\frac{(m_B v_B)^2 + (m_T v_T)^2 + 2 m_B m_T v_B v_T}{m_B + m_T} \right)^2 \right] \\
&= \left[\frac{1}{2} \right] \left[\frac{(m_B v_B)^2 + (m_T v_T)^2 + m_B m_T v_B^2 + m_B m_T v_T^2 - (m_B v_B)^2 - (m_T v_T)^2 - 2 m_B m_T v_B v_T}{m_B + m_T} \right] \\
&= \left[\frac{1}{2} \right] \left[\frac{m_B m_T (v_B^2 + v_T^2 - 2 m_B m_T v_B v_T)}{m_B + m_T} \right] \\
&= \left[\frac{1}{2} \right] \left[\frac{m_B m_T (v_B - v_T)^2}{m_B + m_T} \right]
\end{aligned} \tag{13}$$

6.2.5 Pérdida de energía y coeficiente de restitución.

Al emplear resultados intermedios para el sistema de referencia de momento cero (ecuación 4) y empleando el valor del coeficiente de restitución e , se encuentra el cambio de la energía cinética de los vehículos, que es función de las masas de los vehículos, las velocidades de aproximación y el coeficiente de restitución. La ecuación 14 aclara el coeficiente de restitución, el cual depende de las velocidades de acercamiento y separación en valor absoluto (Schmidt, 1998, 3).

$$e = \frac{v'_T - v'_B}{v_B - v_T} = \left| \frac{v_{\text{separation}}}{v_{\text{closing}}} \right| \tag{14}$$

La ecuación 15 involucra las variables del sistema de impacto y encuentra la pérdida de energía del sistema.

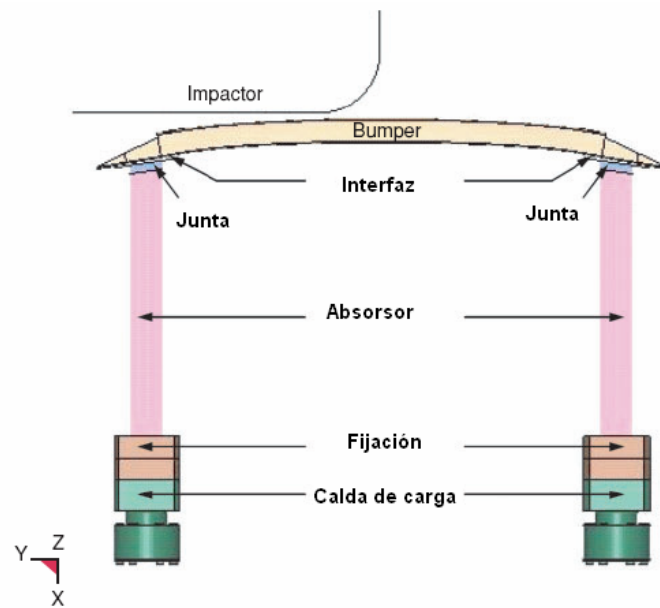
$$\begin{aligned}
\Delta E &= \left[\frac{1}{2} \right] [m_B u_B^2 + m_T u_T^2 - m_B u_B'^2 + m_T u_T'^2] \\
&= \left[\frac{1}{2} \right] \left[\frac{m_B m_T^2 (v_B - v_T)^2}{(m_B + m_T)^2} + \frac{m_T m_B^2 (v_B - v_T)^2}{(m_B + m_T)^2} - \frac{m_B m_T^2 (v_B' - v_T')^2}{(m_B + m_T)^2} - \frac{m_T m_B^2 (v_B' - v_T')^2}{(m_B + m_T)^2} \right] \\
&= \left[\frac{1}{2} \right] \left[\frac{m_B m_T^2 (v_B - v_T)^2 + m_T m_B^2 (v_B - v_T)^2 - m_B m_T^2 (v_B' - v_T')^2 - m_T m_B^2 (v_B' - v_T')^2}{(m_B + m_T)^2} \right] \\
&= \left[\frac{1}{2} \right] \left[\frac{m_B m_T^2 (v_B - v_T)^2 + m_T m_B^2 (v_B - v_T)^2 - m_B m_T^2 e^2 (v_B - v_T)^2 - m_T m_B^2 e^2 (v_B - v_T)^2}{(m_B + m_T)^2} \right] \\
&= \left[\frac{1}{2} \right] (m_B m_T) \left[\frac{m_T (v_B - v_T)^2 + m_B (v_B - v_T)^2 - m_T e^2 (v_B - v_T)^2 - m_B e^2 (v_B - v_T)^2}{(m_B + m_T)^2} \right] \\
&= \left[\frac{1}{2} \right] (m_B m_T) \left[\frac{(m_B + m_T)(v_B - v_T)^2 - (m_B + m_T)e^2 (v_B - v_T)^2}{(m_B + m_T)^2} \right] \\
&= \left[\frac{1}{2} \right] (m_B m_T)(m_B + m_T) \left[\frac{1 - e^2}{(m_B + m_T)^2} \right] (v_B - v_T)^2 \\
&= \left[\frac{1}{2} \right] (m_B m_T) \left[\frac{1 - e^2}{m_B + m_T} \right] (v_B - v_T)^2
\end{aligned} \tag{15}$$

6.2.6 Trasfondo y descripción del problema.

Los materiales compuestos son, hoy en día, de uso generalizado en la industria del transporte, para reemplazar a los materiales metálicos. La simulación de impactos se convierte en una herramienta esencial en el diseño de vehículos de tierra. La integración de simulaciones numéricas y reales lleva a mejores diseños de automóviles desde los costos y la seguridad (Reddy, 1995, 219).

La caracterización de los materiales es de especial interés en la determinación del comportamiento general de la estructura. En la industria automotriz, una de las aplicaciones más específicas de los materiales compuestos son los absorbentes de energía, que usualmente se componen de varios elementos metálicos que encierran un cilindro de compuesto que se colapsa ante la energía del impacto (figuras 8 y 9) (Kokkula, 2005, 5).

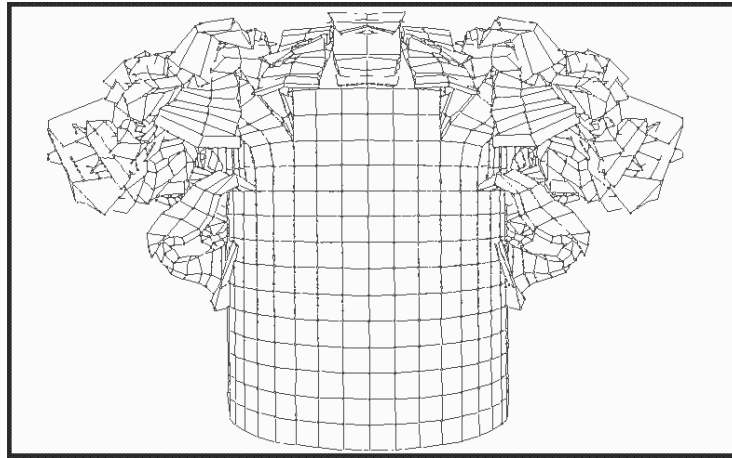
Figura 8. Esquema del bumper de un automóvil



Kokkula, 2005, 5

El comportamiento de los absorbedores de energía se debe caracterizar porque no sufran daño a la mínima condición de carga. La estructura debe alcanzar un nivel de carga máximo antes de que ocurra la iniciación de la falla, lo que garantiza que la carga durante el evento permanece a un nivel menor al de este máximo. La cantidad de energía que debe ser absorbida durante el impacto es dependiente de la carga y el desplazamiento (Reddy, 1995, 224).

Figura 9. Cilindro compuesto del absorbedor de energía



Reddy, 1995, 231

6.2.7 Análisis computacional.

En la actualidad, muchos fabricantes de software de ingeniería (CAD/CAM/CAE) integran dentro de sus programas, módulos de análisis de impactos. Estos paquetes de análisis son explícitos, no lineales, con códigos de elementos finitos para el análisis del problema dinámico dependiente del tiempo, correspondiente a sólidos y estructuras 3D. Todos estos programas emplean grandes cantidades de pequeños pasos, y usan métodos de solución explícitos, que son sencillos de resolver en cada paso, sin la necesidad de formar una matriz de solución compleja, además de que no requieren iteraciones en cada paso (Reddy, 1995, 234).

Los pasos anteriores conllevan a un significativo ahorro de capacidad computacional. Un código implícito requiere de una elevada capacidad de almacenamiento del equipo, con el fin de ensamblar las matrices de rigidez en cada paso. Estos programas de elementos finitos explícitos se basan en discretización finita en el tiempo. El modo de integrar las ecuaciones de movimiento en el tiempo es a través del método de diferencias centrales explícitas.

Instantáneamente, el valor máximo del tiempo en cada paso de la solución es calculado, y el tiempo es ajustado con el fin de minimizar los pasos de la solución (Reddy, 1995, 234).

6.3 CONSIDERACIONES DE LOS MATERIALES COMPUESTOS EN PROBLEMAS DE IMPACTO

Los compuestos se convierten en una alternativa cada vez más viable para los fabricantes de partes de automóviles y aeronaves, debido a la resistencia y al peso que poseen. Los principales tipos de daños a los que incurren las estructuras compuestas suceden durante la producción, la reparación, mantenimiento, y ocasionado por choques de partículas o estructuras a alta velocidad (Hosseinzadeh1, 2005, 1).

La diferencia entre las características de los impactos entre los materiales compuestos y los metales radica en que los metales muestran el daño del impacto en la superficie, a través de fracturas y embotamientos del material. Mientras los materiales compuestos ocultan el daño estructural, ocurrido principalmente en la superficie bajo impactos a baja velocidad. Estos impactos pueden causar graves daños en la resistencia de la estructura, poco visibles para el ojo humano (Hosseinzadeh1, 2005, 1).

Algunos estudios con materiales compuestos en pruebas de impacto arrojan resultados reveladores. Es posible emplear compuestos en ciertas zonas de la estructura compuesta, sujeta a ciertas condiciones específicas de carga con el fin de mejorar la resistencia, sin incrementar considerablemente el peso del sistema (Hosseinzadeh1, 2005, 2).

El uso de software para evaluar el desempeño de ciertas estructuras es importante en el campo de los compuestos debido a la que los resultados obtenidos arrojan una luz sobre las consideraciones de diseño y los estimativos de selección de material, capas, espesores, refuerzos, etc. Aunque los resultados obtenidos en software explícito de elementos finitos proyectan valores a tener en cuenta, los resultados no se acercan totalmente a la realidad. Los datos, sin embargo, funcionan como una umbral por encima del cual los diseños de estructuras compuestas como bumpers y absorbedores de energía deben moverse (Hosseinzadeh1, 2005, 1).

6.3.1 Métodos de inspección.

Se emplean ciertos métodos de inspección con el fin de evaluar el daño sufrido por la estructura a los impactos (Hosseinzadeh1, 2005, 3):

- Para impactos de baja velocidad, donde los daños no se aprecian en la capa superficial del material, se emplea la inspección no destructiva (NDI, por sus siglas en inglés). Se emplean dos sondas ultrasónicas, emisor y receptor. Con este método se logran detectar pequeñas fallas, daños severos, vacíos o discontinuidades en el material homogéneo, por medio de cambios en los parámetros de onda medidos por el receptor.
- El segundo método es visual y se emplea cuando los daños son evidentes, debido a los choques de alta energía.

6.3.2 Observación de pruebas.

Durante las pruebas, tanto reales como computacionales, es posible controlar un número de factores que van desde la configuración de capas y espesores del material compuesto, hasta el peso y la velocidad de los proyectiles arrojados. El umbral de energía se define como la cantidad de energía que la estructura compuesta es capaz de recibir sin que se perciban daños. El comportamiento de

los materiales compuestos es muy especial debido a que suelen fallar a impactos a baja velocidad, pero a impactos a alta velocidad, continúan absorbiendo energía por un instante, antes de fallar inevitablemente (Hosseinzadeh1, 2005, 41).

Los diferentes tipos de materiales compuestos presentan diferentes comportamientos a las condiciones de choque establecidas. Mientras que las fibras de vidrio reforzadas con matriz polimérica fallan cuando se someten a choques de bajas velocidades, las fibras de carbón reforzadas se mantienen sin presentar cambios. A condiciones de altas energías como choques con grandes masas o a altas velocidades, las fibras de vidrio reforzadas continuaron absorbiendo parte de la energía, mientras que los compuestos de fibras de carbono fallan críticamente debido a la inestabilidad de la interfaz entre la fibra y la resina, en algunos casos ambos componentes del compuesto se separan (Hosseinzadeh1, 2005, 5).

La combinación de fibras de carbono y vidrios entreteljidos arrojan los mejores resultados. A bajas velocidades, las fibras de carbono resisten las fuerzas dinámicas del impacto, mientras que a altas velocidades, las fibras de vidrio agregan tenacidad y evitan que la estructura se colapse al mantener unidas las fibras con la resina, lo que posibilita mayor cantidad de energía absorbida en un choque (Hosseinzadeh1, 2005, 6).

La configuración de las fibras, tanto de vidrio, carbono o combinadas debe ser tal que se acerque a un comportamiento quasi-isotrópico, para evitar daños y absorber la energía proveniente de impactos en cualquier dirección. Mientras que las fibras de vidrio son menos resistentes, muestran mayor estabilidad. Así, las fibras de vidrio son más fuertes, pero más frágiles, considerando diferentes niveles de energía durante el impacto (Hosseinzadeh1, 2005, 7).

6.3.3 Análisis en software.

Los materiales compuestos pueden modelarse para simular choques. El tipo de elemento más comúnmente utilizado es el tipo Shell, debido a que las estructuras de materiales compuestos suelen ser láminas o laminados con propiedades mecánicas ortotrópicas. Existen diversos modelos de materiales para modelar virtualmente las propiedades del material, y usualmente los software de FEM proponen ciertos modelos en consideración al tipo de análisis explícito y a las pruebas reales realizadas (Hosseinzadeh1, 2005, 7).

El software, dependiendo de las propiedades del material, puede analizar el impacto en tres fases (Hosseinzadeh1, 2005, 7):

- En la primera, la distribución de esfuerzos es calculada a lo largo del modelo. En algunos puntos de la estructura, y a lo largo del análisis, es posible que tiendan a fallar, lo que lleva a la segunda fase.
- Dependiendo de diferentes modos de falla, de las fibras o la matriz, el programa predice el comportamiento de los elementos.
- Finalmente el programa degrada las propiedades de cada elemento dependiendo del impacto. Las matrices de rigidez son recalculadas y en caso de falla catastrófica, los elementos son borrados para indicar que ya no pertenecen a la estructura.

La necesidad de emplear el FEM y software especializado para analizar los sistemas dinámicos y encontrar soluciones de ingeniería a problemas de impacto parte de la complejidad de las soluciones analíticas, en comparación con las numéricas. Gran parte de los problemas de impacto ocasionan deformaciones plásticas que generan pérdida de energía dentro del sistema.

Los modelos, tanto de impactos, como de materiales compuestos, suelen caracterizarse por condiciones de no linealidad. Así mismo, los modelos

experimentales reales son muy costosos y requieren de importantes simplificaciones con el fin alcanzar resultados comparables. El presente proyecto, sólo emplean modelos de análisis numéricos, pues los modelos analíticos y experimentales son complicados, costosos y difíciles de alcanzar; no entran dentro de los alcances del proyecto y son poco comparables con modelaciones realizadas en instituciones alrededor del mundo (Hosseinzadeh1, 2005, 8).

7. METODOS DE ANALISIS DE IMPACTOS

El estudio de los problemas no lineales exige la aplicación de modelos de elementos finitos que permiten un acercamiento a la realidad sin requerir de altos gastos debidos a la simulación y experimentación por medio de modelos reales. Con un paquete de elementos finitos es posible, a un costo razonable, encontrar valores que permitan a los diseñadores darle dimensiones a las estructuras y mecanismos tales que soporten la cargas y los desgastes a los que estarán sometidos (Explicit Dynamics Training Manual, 2003, 1-2).

7.1 DINAMICA DE CHOQUES

La dinámica de choque estudia el comportamiento de los cuerpos sometidos a cargas que varían con el tiempo. Este estudio se basa en dos principios: el principio de los trabajos virtuales y de D'Alembert. El principio de los trabajos virtuales declara que el trabajo virtual realizado por las fuerzas sobre el cuerpo son cero. El principio de D'Alembert explica las relaciones debidas a la masa, la rigidez y los desplazamientos de los cuerpos (Abramowicz, 2004, 1).

7.1.1 Principio de los trabajos virtuales.

El principio de los trabajos virtuales puede emplearse en problemas no lineales, como lo son el análisis de impactos. El principio de los trabajos virtuales en problemas de impacto se muestra en la ecuación 16 (Abramowicz, 2004, 2).

$$\delta W(\delta x, x) \equiv \delta W_{\text{int}} - \delta W_{\text{ext}} + \delta W_{\text{kin}} = 0 \quad (16)$$

Donde W es el trabajo, y x es al desplazamiento. La ecuación 16 reduce el problema de equilibrio dinámico de un continuo al problema de equilibrio dinámico de un elemento discreto, el cual es resuelto por medio de un método por rutinas. La ecuación 16 se categoriza en dos grupos conocidos como el método de la resistencia y el método de la fuerza (ecuación 17).

$$\begin{aligned} M \ddot{x} + Kx &= f_{ext} \\ M \ddot{x} &= f_{ext} - f_{int} \end{aligned} \tag{17}$$

Las componentes M y K representan las matrices de masa y rigidez, respectivamente, x es el vector de desplazamientos y f las fuerzas internas y externas que actúan sobre el nodo. En la primera ecuación 17, las fuerzas varían linealmente con el vector de desplazamiento en cada intervalo de tiempo. La matriz de rigidez K se mantiene constante (a pesar de que generalmente es no lineal), en cada iteración (Abramowicz, 2004, 3).

La mayoría de problemas cuasiestáticos o dinámicos con pequeñas deformaciones en MEF se modelan con esta aproximación. Este método de la rigidez no es muy eficiente en las simulaciones de impactos, cuando se presentan tanto deformaciones finitas, como rotaciones finitas. El mayor problema radica en la complejidad y singularidad de las matrices de rigidez, en el caso de grandes deformaciones (Abramowicz, 2004, 3).

La mayoría de las dificultades del método de la matriz de rigidez desaparecen cuando las fuerzas nodales internas se mantienen constantes en cada iteración. En este caso, las matrices locales y globales de rigidez son obsoletas. Más aun, cuando la matriz de masa M tiene forma diagonal, las ecuaciones de equilibrio de momento se descomponen y la solución se encuentra sin realizar ninguna operación matemática. Esta técnica la formula Belytschko en los años 1970 y

ahora se refiere como la técnica de elemento por elemento. La técnica de elemento por elemento unida al método de diferencias centrales es la base de la mayoría de códigos de análisis dinámicos explícitos comerciales actuales (Abramowicz, 2004, 4).

7.1.2 Principio de D'Alembert.

El principio de D'Alembert es una generalización de la segunda ley de Newton, y predice que la masa por la aceleración más la rigidez por las deformaciones son iguales a las fuerzas dependientes del tiempo. Significa que las fuerzas externas que actúan sobre el cuerpo se encuentran en equilibrio con las fuerzas de inercia o fuerzas internas del cuerpo (inercia de la masa, rigidez y amortiguación). El principio de D'Alembert sin amortiguación se define en la ecuación 18 (Abramowicz, 2004, 5).

$$M \ddot{x} + Kx = F(t) \quad (18)$$

7.2 ANALISIS DINAMICO EN ANSYS LS-DYNA

Se emplea el análisis de problemas altamente no lineales dependientes del tiempo, a través del método de elementos finitos con el propósito de darle al diseñador posibilidades de desarrollo en su tarea. El paquete de FEM Ansys combina las capacidades de pre- y post-procesamiento con el módulo explícito LS-Dyna, el cual conduce análisis altamente no lineales, dinámicos dependientes del tiempo (Explicit Dynamics Training Manual, 2003, 1-2).

El módulo de LS-Dyna es un FEM de propósito general para problemas no lineales dinámicos explícitos. Existen tres tipos de problemas de este tipo:

- Problemas generales con diferentes tipos de contacto.
- Problemas de materiales avanzados, propiedades cambiantes.

- Problemas con altas deformaciones.

Ansys permite a los usuarios realizar diferentes opciones de pre- y post-procesamiento tales como uso de una interfase gráfica especialmente diseñada para LS-Dyna, soporta todo tipo de modelos sólidos y operaciones de modelación, importar geometría de procesadores CAD (Iges, Pro/E, ASCII, Parasolid, etc.), soporta opciones de mallado automático, opciones de post-procesamiento y animación y post-procesamiento de las condiciones cambiantes del modelo (Time-History). El módulo de LS-Dyna se considera como el solver de problemas explícitos más rápido del mercado, cuenta con mayores opciones de modelación, mallado, tipo de elementos, condiciones de frontera (DOF) (Explicit Dynamics Training Manual, 2003, 1-6).

7.2.1 Aplicaciones de Ansys LS-Dyna.

Las aplicaciones de programa son variadas (Explicit Dynamics Training Manual, 2003, 1-10):

- Análisis de choques con todo tipo de vehículo, completo o partes de este, en todas las industrias.
- Simulación de procesos de manufactura como estampado, formado, rolado, extrusión, maquinado, etc.
- Impactos o contactos como caídas libre, impactos de péndulos, ventilador de turbina. Es posible establecer una gran variedad de contactos.
- Carga no lineal, análisis de fallas, propagación de ondas sónicas.

7.2.2 Comparación entre los métodos implícitos y explícitos.

El método implícito es aplicable en situaciones lineales como problemas de estructuras. Mientras que en problemas como formado de material, es posible emplear uno u otro método. En problemas altamente no lineales como impactos,

se debe emplear el método explícito debido a que el tiempo de análisis es mucho más corto y los resultados son más precisos (Explicit Dynamics Training Manual, 2003, 1-11).

El tiempo de integración o tiempo entre dos secuencias de sucesos (tiempo de iteración) es la mayor diferencia entre ambos métodos. Para el implícito, el tiempo de la iteración puede ser arbitrariamente grande, y aun así mantener la estabilidad de la solución y obtener convergencia. Si se emplea el método implícito para problemas no lineales, puede suceder que no se obtenga convergencia debido a que los tiempos de paso se hacen excesivamente pequeños. El método explícito es estable siempre y cuando el tiempo de la iteración sea menor al tiempo crítico que se encuentra a partir de la frecuencia natural más alta de la estructura. Dado que los tiempos de iteración son tan pequeños, el método explícito es útil para problemas transitorios de muy corta duración (Explicit Dynamics Training Manual, 2003, 1-15).

7.2.3 Organización de archivos en Ansys LS-Dyna.

El programa genera, al correr un análisis explícito, ciertos archivos con el fin de facilitar el post-procesamiento. Para el pre-procesamiento, se genera un archivo Jobname.DB. Jobname es el nombre asignado al proyecto, mientras que la extensión indica que dentro de ese archivo se consignan la malla, el tipo de elemento, los materiales, las cargas y restricciones. Mientras el programa ejecuta el análisis, se genera un archivo llamado Jobname.K, el cual contiene información a cerca de la geometría, las cargas, el material. Este archivo puede leerse para generar una solución a un problema ya registrado (Explicit Dynamics Training Manual, 2003, 1-18).

El post-procesamiento requiere de dos tipos de archivos. El Jobname.RST almacena la información referente a muchas pequeñas iteraciones del proceso de

análisis. Este archivo es empleado en el Post1 o post-procesador general de resultados. En Post1 se visualizan cargas, reacciones, valores de esfuerzos, deformaciones, desplazamientos, etc. El Jobname.HIS guarda información histórica del proceso, en referencia a nodos o elementos. Contiene información mucho más detallada que Jobname.RST (Explicit Dynamics Training Manual, 2003, 1-20).

Es posible cargar una secuencia de análisis que contenga los códigos en APDL (Ansys Parametric Design Language, Lenguaje Paramétrico de Diseño para Ansys), en cualquier formato de texto o ASCII. Este debe contener la información correspondiente al tipo de elemento, las propiedades del material, la geometría de los componentes, el mallado, las cargas, los DOF, así como información para la solución y el post-procesamiento. En este proyecto de grado se emplea esta metodología, con el fin de encontrar resultados reproducibles, así mismo para controlar diferentes variables dentro de los sistemas que permitan comparar datos más allá de un análisis individual (Explicit Dynamics Training Manual, 2003, 1-20).

7.3 ELEMENTOS EN ANALISIS EXPLICITOS

Los tipos de elementos que se emplean en simulaciones dinámicas explícitas suelen ser los mismos que para los problemas implícitos, exceptuando que su formulación es diferente debido a las condiciones y tipos de no linealidad. Las principales diferencias entre los elementos implícitos y explícitos se muestran a continuación (Explicit Dynamics Training Manual, 2003, 2-5):

- Cada uno de los elementos explícitos son válidos para casi todos los modelos de material. En el método implícito, diferentes elementos existen para modelos especializados de materiales como hiperelasticidad o viscoelasticidad.

- Muchos de los elementos explícitos poseen variadas formulaciones, el mayor de ellos es SHELL163 con veinte.
- Los elementos explícitos soportan todas las opciones no lineales de LS-Dyna.
- Todos los elementos explícitos poseen una función de desplazamiento lineal. Elementos de mayor orden con funciones de desplazamiento cuadráticas no están disponibles.
- Cada elemento explícito emplea un único punto de integración por defecto.

7.3.1 Formulación de integración reducida.

La formulación de integración se refiere a los nodos ubicados dentro de los elementos. Una formulación completa de elementos se encuentra típicamente en Ansys implícito. Los elementos Brick con integración completa poseen ocho puntos de integración, mientras que los Shell poseen cuatro puntos de integración dentro del plano, con puntos múltiples a través del espesor del elemento (Explicit Dynamics Training Manual, 2003, 2-7).

Un elemento con integración reducida es un elemento que emplea una cantidad reducida de puntos de integración. Un elemento Brick con integración reducida posee un punto de integración en el centro, un elemento Shell posee un punto de integración en el plano, pero varios puntos a través de su espesor. La integración reducida ahorra tiempo de análisis al minimizar el procesamiento de cada elemento, por lo tanto es la formulación por defecto en LS-Dyna (Explicit Dynamics Training Manual, 2003, 2-7).

Además del ahorro en tiempo de CPU, los elementos con puntos de integración únicos son extremadamente robustos bajo largas deformaciones. Los elementos explícitos puede soportar mucha más deformación que los implícitos. Aun así, existen dos desventajas básicas de emplear formulación reducida:

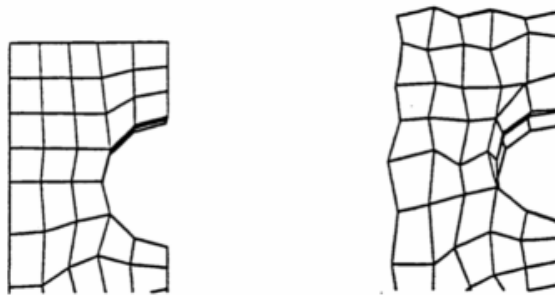
- Es posible encontrar nodos con deformación a cero energía, fenómeno que se conoce como Hourglassing.
- La precisión de los resultados de esfuerzos está directamente relacionada con el número de puntos de integración.

7.3.2 Hourglassing.

El Hourglassing es un fenómeno de deformación bajo energía cero que oscila a una frecuencia mucho mayor que la respuesta global de la estructura. Las formas de Hourglassing son estados matemáticos que no son físicamente posibles. Típicamente, no poseen rigidez y dan una apariencia de zigzag a la deformación de la malla. Los elementos de integración reducida promueven la deformación con cero energía (Explicit Dynamics Training Manual, 2003, 2-9).

La ocurrencia de este fenómeno puede reducir e incluso invalidar los resultados de un análisis, por tanto, debe minimizarse o eliminarse. Si la energía total de Hourglassing es superior al 10% de la energía interna del modelo, existe un problema con el análisis. En muchos casos, 5% puede resultar excesivo. La figura 10 muestra una estructura sin carga y con carga bajo los efectos del Hourglassing (Explicit Dynamics Training Manual, 2003, 2-9).

Figura 10. Malla sin deformar y deformada bajo los efectos del Hourglassing



Explicit Dynamics Training Manual, 2003, 2-11

Existen varias técnicas para minimizar el Hourglassing en LS-Dyna, las cuales se listan a continuación (Explicit Dynamics Training Manual, 2003, 2-12):

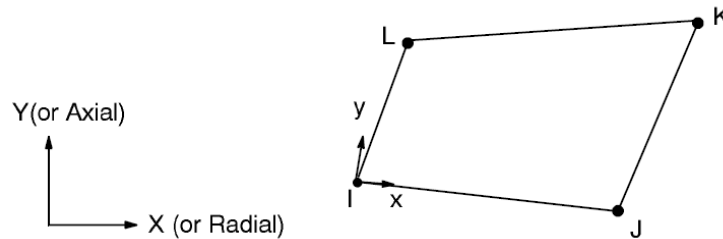
- Evitar las cargas en puntos únicos. El Hourglassing tiende a expandirse de un elemento a sus vecinos. Es conveniente aplicar las cargas en forma de presión sobre elementos.
- Refinar la malla reduce la energía de Hourglassing, pero esto consume más tiempo de CPU.
- Ajustar la viscosidad global del modelo reduce la deformación por Hourglassing. El control a través de la viscosidad es recomendable en problemas de deformación a altas velocidades.
- Agregar rigidez elástica disminuye la energía de Hourglassing. Puede conseguirse incrementando el coeficiente de Hourglassing. Recomendado para problemas de baja velocidad.

7.3.3 Plane162 – Sólido 2D.

El Plane162 de la figura 11 es un tipo de elemento comúnmente empleados en análisis dinámicos con LS-Dyna. Este elemento sólido de cuatro nodos soporta todos grados de libertad en el plano del elemento. No se recomienda la opción de elemento triangular o de tres nodos. La opción de integración completa no está disponible (Explicit Dynamics Training Manual, 2003, 2-19).

Plane162 se modela en el plano X-Y, no se asocian constantes reales. Soporta muchos modelos de materiales tales como los modelos de plasticidad, compuestos, Mooney-Rivlin. Además, la formulación Lagrangiana de grandes deformaciones es aceptada. Esta formulación se basa en que las grandes deformaciones de los cuerpos de interés se discretizan y la geometría es continuamente actualizada con el tiempo a medida que la malla se deforma físicamente (Explicit Dynamics Training Manual, 2003, 2-20).

Figura 11. Plane162 - Sólido 2D



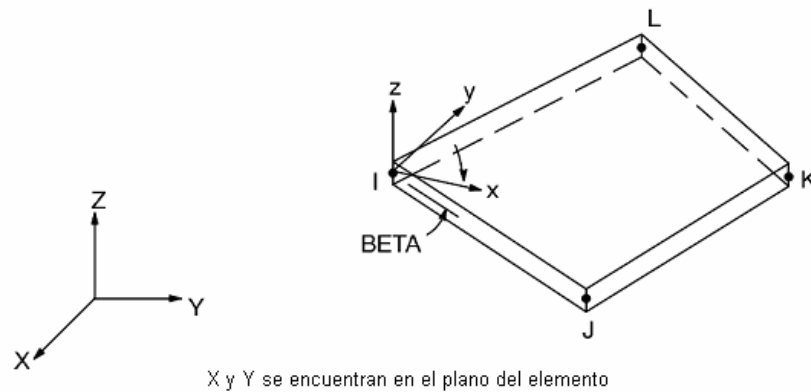
LS-DYNA, 1998, 3.18

7.3.4 Shell163 – Cascaron delgado 3D.

El elemento Shell163 (figura 12) posee 12 formulaciones diferentes, entre los más importantes se encuentran:

- Belytschko-Tsay: se caracteriza porque es un elemento Shell simple, muy rápido en convergencia de la solución, pero se obtienen resultados incorrectos por combado. Es posible activar la opción de integración total con cuatro puntos de integración en el plano (cuadratura 2X2). Esta opción no requiere control de Hourglassing y se recomienda cuando los modos de hourglass no pueden ser controlados fácilmente. Es 2,5 veces más lento que el elemento simple.
- Belytschko-Wong-Chiang: un costo relativo de computación 28% más alto que el anterior, se obtienen resultados correctos aun con combado. Recomendado en la mayoría de los análisis.
- Belytschko-Leviathan: un costo relativo del 25% con respecto al Belytschko-Tsay, es el primer elemento con control físico para el Hourglassing.
- S/R co-rotacional de Hughes-Liu: no presenta Hourglassing, pero un costo de computación de 8,84 con respecto a Belytschko-Tsay.

Figura 12. Shell163 - Cascarón delgado 3D



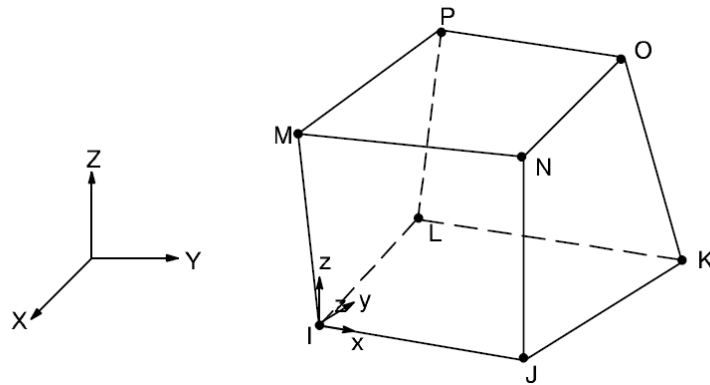
LS-DYNA, 1998, 9.2

Los primeros tres tipos de elementos emplean un punto de integración en el plano, pero el S/R co-rotacional de Hughes-Liu emplea 4 puntos de integración en el plano. Todos los elementos Shell pueden ser definidos por un número arbitrario de puntos de integración (NPI) a través del espesor. Se requiere un $NPI=2$ para un comportamiento elástico, que se da por defecto. Para un comportamiento plástico, los NPI deben estar entre tres y cinco ($3 < NPI < 5$). Las constantes reales definen el número de puntos de integración, el factor de cortante y el espesor del elemento (Explicit Dynamics Training Manual, 2003, 2-21).

7.3.5 Solid164 – Ladrillo 3D de 8 nodos.

El elemento Solid164 (figura 13) es un bloque sólido de seis lados. Pero el mallado con tetraedros degenerados es altamente no recomendable, y es posible que el análisis, en muchas ocasiones, no corra. Se recomienda emplear mallado mapeado para análisis explícito dinámico. Una malla en base a prismas singulares es aceptable, se debe mantener la forma de los elementos tan parecidos a cubos como se pueda (Explicit Dynamics Training Manual, 2003, 2-25).

Figura 13. Solid164 - Ladrillo 3D de 8 nodos



LS-DYNA, 1998, 3.2

Se dispone de dos formulaciones de elementos bloque:

- Sólido con punto único de integración (esfuerzo constante en todo el elemento). Es la formulación por defecto, muy rápida y robusta para grandes deformaciones. Es posible que se requiera control de Hourglassing.
- Sólido totalmente integrado (integración de nodos 2X2X2). Más lento, pero no presenta Hourglassing. La precisión es más sensible a la forma del elemento que a la formulación empleada, por lo que se debe prestar especial atención a la malla. Puede ser empleado en regiones específicas para minimizar defectos de respuesta.

7.4 DEFINICION DE MATERIALES

Ansys LS-Dyna soporta una gran librería de materiales, aun mayor que Ansys implícito, y por tanto puede simular casi cualquier aplicación. El programa incluye muchas posibilidades, entre ellas (Explicit Dynamics Training Manual, 2003, 4-4):

- Modelos de plasticidad dependiente de la rata de deformación.
- Modelos de plasticidad sensibles y dependientes de la temperatura.

- Modelos de ecuaciones de estado y material nulo.

Los materiales se agrupan en cinco categorías, dentro de la interfaz gráfica del programa: lineales, no lineales, ecuación de estado, propiedades de elementos discretos y material rígido. La mayoría de los materiales de la librería requieren que se les defina la densidad, el módulo elástico y el módulo de Poisson. Para muchos de los modelos de materiales, es necesario ingresar una curva de carga. Se emplean para definir la dependencia entre dos variables, tales como el esfuerzo de fluencia con la deformación plástica (Explicit Dynamics Training Manual, 2003, 4-8).

7.4.1 Materiales elásticos lineales.

Existen cuatro modelos diferentes para los materiales elásticos lineales:

- Fluido: propiedades elásticas para contenedores de fluidos empleados en análisis de choques.
- Isotrópicos: propiedades iguales en todas direcciones.
- Ortotrópicos: propiedades en tres planos mutuamente ortogonales de simetría. Se definen en base a un sistema coordenado específico.
- Anisotrópicos: propiedades independientes de la posición en cualquier punto del material.

Los materiales isotrópicos, como la mayoría de los metales de ingeniería, se definen a través de la densidad, el módulo de elasticidad y el de Poisson. Se emplean para definir materiales en problemas de impacto a baja velocidad y como punto de comparación entre diferentes modelos de materiales y cargas. Los materiales ortotrópicos se definen por nueve constantes independientes, más la densidad. Los transversalmente isotrópicos se definen por cinco constantes independientes (E_{xx} , E_{zz} , ν_{xy} , ν_{xz} , G_{xy} ; densidad). Los materiales anisotrópicos se determinan en a partir de 21 constantes y la densidad, con

respecto a un sistema de referencia (Explicit Dynamics Training Manual, 2003, 4-11).

7.4.2 Materiales elásticos no lineales.

Los materiales elásticos no lineales se clasifican, a su vez en tres categorías:

- Blatz-Ko: espuma compresible. Sólo para análisis de cauchos a compresión. El módulo de Poisson se ajusta automáticamente a 0.463, por lo que sólo la densidad y el modulo de elasticidad son requeridos. La respuesta del material es definida mediante la función de densidad de energía de deformación.
- Mooney-Rivlin: caucho incompresible. Para asegurar el comportamiento incompresible, el módulo de Poisson debe estar entre 0.49 y 0.5.
- Viscoelástico: vidrio y afines. Materiales con comportamiento elástico (recuperables) y viscoso (no recuperable).

Los materiales elásticos no lineales pueden someterse a una gran deformación elástica recuperable. Toda la deformación de los materiales hiperelásticos es reversible, pero la porción viscosa del material viscoelástico no lo es. La porción elástica de la deformación es recuperable (Explicit Dynamics Training Manual, 2003, 4-14).

7.4.3 Plasticidad.

Los modelos de plasticidad contienen la mayoría de comportamientos inelásticos no lineales disponibles en LS-Dyna. La selección de un modelo de plasticidad específico depende del tipo de material a analizar, la aplicación y la viabilidad de las constantes del material. Los modelos de plasticidad pueden separarse en cinco categorías:

- Categoría 1: plasticidad independiente de la tasa de deformación para materiales isotrópicos.
- Categoría 2: plasticidad dependiente de la tasa de deformación para materiales isotrópicos.
- Categoría 3: plasticidad dependiente de la tasa de deformación para materiales anisotrópicos.
- Categoría 4: plasticidad dependiente de la presión.
- Categoría 5: plasticidad sensible a la temperatura.

La selección de la categoría del material suele ser más importante que la selección del modelo de material dentro de una categoría debido a las constantes del material disponibles, lo que influye en la calidad de los análisis en elementos finitos de problemas altamente no lineales. Algunas de las definiciones de materiales requieren de la definición de una ecuación de estado (Explicit Dynamics Training Manual, 2003, 4-15).

La plasticidad independiente de la tasa de deformación para materiales isotrópicos puede clasificarse en dos modelos de materiales diferentes: endurecimiento cinemático bilineal y endurecimiento isotrópico bilineal. Se emplea para la mayoría de los metales en procesos de conformado relativamente prolongado. Ambos modelos se definen por dos pendientes: el módulo de elasticidad y el módulo tangente para representar la curva de esfuerzos y deformaciones. Los parámetros de entrada son: densidad, módulo de elasticidad, módulo de Poisson; además el esfuerzo de fluencia y el módulo tangente (Explicit Dynamics Training Manual, 2003, 4-17).

La diferencia entre ambos modelos es la respuesta al endurecimiento. En el endurecimiento cinemático, la fluencia secundaria ocurre a dos veces el esfuerzo de fluencia, mientras que para el endurecimiento isotrópico, ocurre a dos veces el

esfuerzo máximo. Es posible analizar cargas térmicas y condiciones cambiantes de temperatura (Explicit Dynamics Training Manual, 2003, 4-18).

La plasticidad isotrópica para dependencia de la rata de deformación posee varias definiciones de materiales. Algunos de estos modelos pueden emplearse en formación de todo tipo de metales y plásticos isotrópicos. Para cada tipo de modelo, existe una función para el esfuerzo de fluencia. A continuación se enuncian los modelos de materiales (Explicit Dynamics Training Manual, 2003, 4-20):

- Plasticidad cinemática. Plasticidad con endurecimiento bilineal. La falla por deformación puede ser definida para ciertos elementos.
- Sensible a la rata. Comportamiento plástico con endurecimiento isotrópico bilineal.
- Lineal por tramos. Modelo más eficiente y más comúnmente empleado en simulaciones de choques. Relación entre los esfuerzos y las deformaciones mediante curvas de carga de esfuerzo efectivo verdadero vs. Deformación plástica efectiva verdadera.
- Lineal por tramos modificado. Mejora del anterior, se usa con elementos Shell, sólo que cuenta para métodos múltiples de falla.
- Dependiente de la rata. Es el modelo más general debido a que los módulos de elasticidad, tangente, esfuerzo de fluencia y de falla pueden definirse en función de la deformación.
- Ley de potencia. Modelo específico empleado para formación superplástica.
- Viscoelástico plástico con efectos térmicos.

Los modelos de plasticidad anisotrópica dependiente de la rata de deformación se emplea en el estudio de los procesos de formación de materiales en general. Entre los modelos que existen se encuentran: transversalmente anisotrópico con uso del criterio de fluencia de Hills y dependencia en la rata de deformación. El modelo

ortotrópico de Barlat de tres parámetros, especial para procesos especiales de formación de aluminio. El modelo anisotrópico de Barlat que se emplea en la formación de continuos 3D. Finalmente el modelo transversalmente anisotrópico de formación con diagrama de límite de endurecimiento, se emplea en la formación de lámina metálica (Explicit Dynamics Training Manual, 2003, 4-28).

Los otros modelos de plasticidad no se consideran debido a que no son objeto de estudio de este proyecto de grado.

7.4.4 Amortiguación o Damping.

La amortiguación se presenta en todos los sistemas oscilatorios y es una medida de la disipación de energía (fuerzas de amortiguación) a través de la vibración de la estructura. En muchas aplicaciones comerciales, en especial en ingeniería, se requiere aumentar la amortiguación del material para satisfacer requerimientos de desempeño. En el análisis dinámico, es de especial interés el estudio de los efectos de la amortiguación en la respuesta de la estructura. La principal influencia de la amortiguación en el sistema es la reducción de la amplitud de la respuesta (Spyrakos, 1994, 113).

El resultado es que la vibración muere luego de la excitación inicial, cuando la estructura vibra. En vibraciones forzadas, la amortiguación elimina rápidamente la parte transitorio de la respuesta y disminuye la amplitud del sistema estable. Si la carga es periódica, la energía perdida por la amortiguación se reemplaza con la energía de la carga. La amortiguación es principalmente importante para cargas de larga duración, como terremotos y fuerzas en sistemas en suspensión. En este caso, el sistema experimenta muchas reversiones de la carga, en los que las fuerzas de amortiguación disipan la energía. La amortiguación en cargas de corta duración puede no tenerse en cuenta, tales como choques (Spyrakos, 1994, 114).

La amortiguación se clasifica en dos categorías básica: agregada e inherente. La amortiguación agregada se genera especialmente cuando se añaden dispositivos especiales a la estructura. Tales pueden ser del tipo viscoso, como amortiguadores hidráulicos; o de fricción seca, como superficies en contacto. La amortiguación inherente se refiere a las pérdidas de energía dentro del material y al contacto con el ambiente. Pueden ser fricción molecular entre los miembros, interacción con un fluido y a la conexión entre miembros (Spyrakos, 1994, 114).

La amortiguación, en general, hace decaer la vibración del sistema y lo regresa a su estado de equilibrio en un tiempo dependiente del coeficiente de amortiguación (damping coefficient). Este coeficiente es proporcional a la velocidad del sistema y se define en base a la rata de amortiguación (damping ratio) según la ecuación 19.

$$\xi = \frac{c}{2m\omega_n} \quad (19)$$

Donde ξ es la rata de amortiguación, c es el coeficiente de amortiguación, m la masa del sistema y ω_n la frecuencia natural. El denominador $2m\omega_n$ se le conoce como amortiguación crítica (Adams, 1999, 75):

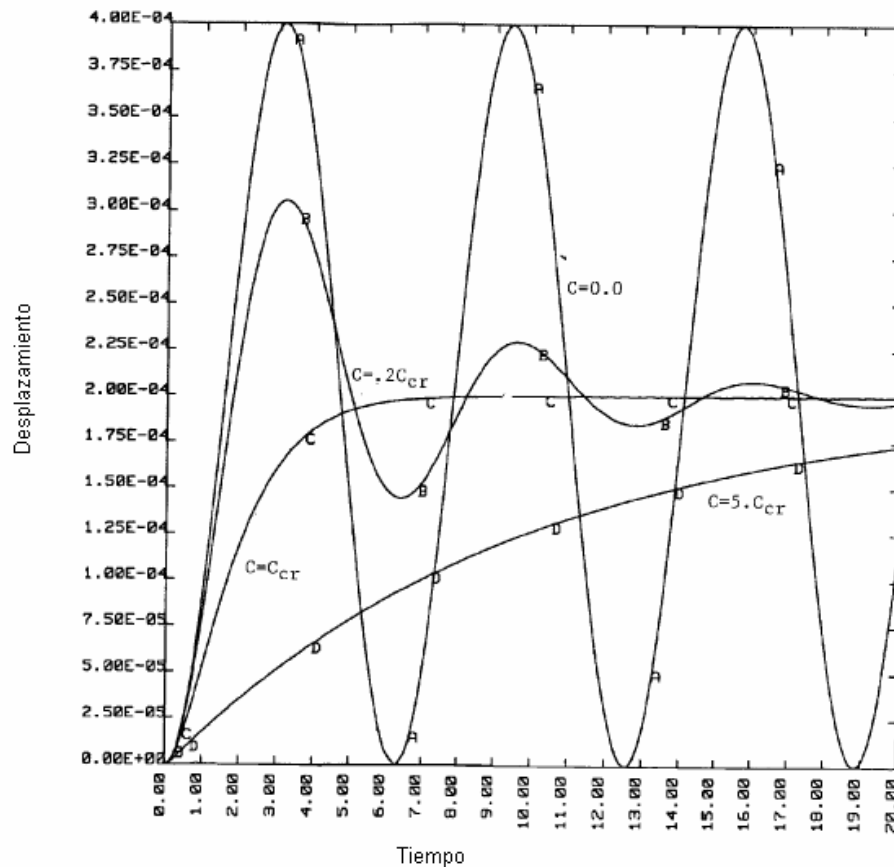
- Si $\xi > 1$, el sistema está sobre amortiguado, la estructura está tan bien amortiguada que retorna a su posición de equilibrio sin una oscilación.
- Si $\xi = 1$, el sistema está críticamente amortiguado. Este retorna a su posición estática lo más rápido posible.
- Si $\xi < 1$, el sistema está subamortiguado. Exhibe un comportamiento de decaimiento oscilatorio.

La figura 14 muestra algunos ejemplos de amortiguación. El coeficiente de cada caso equivale a un múltiplo del coeficiente crítico de amortiguación.

El equilibrio entre la inercia y las fuerzas aplicadas a un sistema se conoce como principio general de D'Alembert (ecuación 20). Puede aplicarse tanto a sistemas estáticos, al igualar a cero, como a sistemas dinámicos (Spyrakos, 1994, 78):

$$M \ddot{x} + C \dot{x} + Kx = F(t) \quad (20)$$

Figura 14. Curvas de amortiguación



LS-DYNA, 1998, 28.5

La M representa la masa del sistema, C es el coeficiente de amortiguación, K es la rigidez del material, x es el vector de posición y F son las fuerzas dependientes del tiempo. Así, el comportamiento de los sistemas físicos en condiciones dinámicas se define no solo por las propiedades de inercia y rigidez del material, sino

también por la amortiguación total del sistema, tanto interna como externa (Adams, 1999, 84).

La mayoría de estructuras mecánicas son subamortiguadas. Sus ratas de amortiguación suelen ser menores del 10%, lo que representa una diferencia del 0,5% entre la frecuencia natural y la frecuencia natural amortiguada del sistema. Algunos valores representativos de ratas de amortiguación se presentan en la siguiente tabla:

Tabla 1. Valores representativos de ratas de amortiguación

MATERIAL	RATA DE AMORTIGUACION (ξ)
Metal en rango elástico	<0,01
Metal con juntas estructurales	~0,03
Líneas de transmisión de acero/aluminio	$\sim 4 \cdot 10^{-4}$
Absorbedores de energía	~0,3
Caucho	~0,05
Edificios altos durante un terremoto	0,01-0,05

Adams, 1999, 83

7.5 CARGAS

A diferencia de un análisis estático implícito, en un análisis dinámico explícito, todas las cargas aplicadas se definen en función del tiempo. Existe un procedimiento único de aplicación de cargas en un análisis explícito, al usar dos arreglos paramétricos. Un arreglo corresponde a los valores del tiempo y el otro corresponde a los arreglos de las condiciones de carga. La amortiguación se emplea para reducir las respuestas dinámicas indeseadas durante el proceso de carga (Explicit Dynamics Training Manual, 2003, 5-3).

La dependencia del tiempo ocasiona que muchos de los comandos estándar para análisis implícito no son válidos en LS-Dyna. Emplear las definiciones de velocidades iniciales y cuerpo rígido es muy útil en un análisis dinámico explícito. Esto reduce tiempo de CPU eliminando la necesidad de aumentar la carga y reduce el grado de libertad del modelo. Ansys LS-Dyna se utiliza usualmente sólo para correr problemas dinámicos transitorios. Sin embargo, también es posible resolver problemas estáticos, sin tanta precisión como en Ansys implícito (Explicit Dynamics Training Manual, 2003, 5-5).

7.5.1 Procedimiento general de carga.

Las cargas en problemas transitorios se aplican usando el procedimiento general enumerado a continuación (Explicit Dynamics Training Manual, 2003, 5-6):

- Crear componentes nodales: muchas de las cargas se aplican a componentes nodales previamente definidos. Sin embargo, las presiones se aplican componentes elementales y las cargas en cuerpos rígidos a partes. Se seleccionan los nodos y se les nombra nemotécnicamente con el fin de no cometer errores al aplicar la carga.
- Definir arreglo de parámetros: en LS-Dyna, las cargas se aplican en un intervalo de tiempo específico. Los tiempos y sus correspondientes valores de carga son agrupados juntos y definidos como un arreglo de parámetros. Cada valor de tiempo debe tener un valor de carga. Una vez que el arreglo de carga concluye, la estructura es descargada. Es conveniente extender el arreglo más allá del tiempo de ejecución del problema.
- Aplicar cargas: una vez que se definen los componentes nodales y los arreglos de parámetros, es posible aplicar las cargas. Primero se seleccionan los componentes y los arreglos. Posteriormente se elige el tipo de carga a aplicar (fuerzas, momentos, desplazamientos, rotaciones, velocidades, aceleraciones, temperaturas, presiones, etc.). Igualmente es

posible crear una curva de carga con un factor de escalamiento y tiempos de inicio y fin de la carga. Las cargas pueden observarse gráficamente para verificar que se adecuan al modelo.

7.5.2 Velocidad inicial.

La velocidad inicial estabiliza el proceso de carga al inicio del problema. Es posible aplicar velocidades iniciales de translación y rotación en un nodo o un componente nodal; o elementos y componentes de elementos. Para aplicar la velocidad inicial, se selecciona el componente al cual se desea aplicar la velocidad inicial, se agregan los valores de velocidad de translación inicial en las direcciones coordenadas principales X, Y y Z. Luego se aplican las velocidades rotacionales y los ángulos con respecto a los ejes coordenados (Explicit Dynamics Training Manual, 2003, 5-18).

7.5.3 Control de amortiguación.

La amortiguación es necesaria para minimizar las oscilaciones poco reales de la estructura durante el análisis dinámico transitorio. Tanto la amortiguación relativa a la masa (alfa), como la relativa a la rigidez (beta) pueden aprovecharse en LS-Dyna. Al seleccionar la parte a la que se aplica la amortiguación, es posible ingresar las constantes como coeficientes o en el caso de la amortiguación alfa, como curvas de carga dependientes del tiempo (Explicit Dynamics Training Manual, 2003, 5-23).

La amortiguación alfa dependiente de la masa es efectiva para modelos de baja frecuencia y amortigua totalmente el movimiento de los cuerpos rígidos. La amortiguación beta es efectiva para modelos de alta frecuencia, pero no puede usarse como un arreglo en el tiempo. En los problemas de impacto, es preciso controlar las vibraciones de alta frecuencia que se general debido a la alta tasa de

carga y descarga de la estructura, así como a la elevada tasa de deformación (Explicit Dynamics Training Manual, 2003, 5-23).

7.5.4 Cuerpo rígido.

Los cuerpos rígidos se emplean para definir partes rígidas en un modelo en vez de aumentar la rigidez de una parte, y pueden reducir enormemente el tiempo de CPU requerido para un análisis explícito. Todos los grados de libertad de los cuerpos rígidos se encuentran referidos a su centro de masa, por lo que, independiente del número de nodos, el cuerpo sólo posee seis grados de libertad. Las fuerzas y los momentos se suman de cantidades nodales y el movimiento del modelo es calculado a partir de su centro de masa para luego transferirse a los nodos (Explicit Dynamics Training Manual, 2003, 5-26).

Las propiedades del material rígido son el módulo de elasticidad, el módulo de Poisson y la densidad. Se emplean para calcular las penalidades de contacto debido a la rigidez. Las rotaciones y translaciones se aplican al centro de masa. Para cargar un cuerpo rígido, es necesario definir una parte, en vez de un componente, por lo que es conveniente definir un material para cada parte. Es posible cargarlos con fuerzas, desplazamientos, velocidades, momentos, rotaciones y velocidades angulares. Se debe considerar que las restricciones al cuerpo rígido no se contradigan con las cargas aplicadas (Explicit Dynamics Training Manual, 2003, 5-30).

7.6 CONTACTO ENTRE SUPERFICIES

Los contactos entre superficies pueden definirse de diferentes maneras en Ansys LS-Dyna. Las diferencias incluyen cómo las superficies de contacto son representadas, cómo se interpreta la penetración del contacto y qué rasgos y

limitaciones específicas existen en los diferentes algoritmos. Para algunos modelos de contacto, se emplean segmentos para definir las superficies de contacto de los cuerpos. El programa automáticamente identifica y define los segmentos para cada superficie (Explicit Dynamics Training Manual, 2003, 6-4).

Otros modelos permiten que cualquier superficie entre en contacto con cualquier otra, e incluye contactos de superficies con si misma. En realidad, este tipo de contacto es el más sencillo de definir y es muy empleado cuando las superficies de contacto no se conocen previamente como en la simulación de un choque completo de automóvil (Explicit Dynamics Training Manual, 2003, 6-4).

Cuando un nodo o segmento de contacto (slave) penetra un segmento blanco (master), se crea una fuerza restaurativa (penalidad) que lo empuja de vuelta a través del límite de la superficie. La penalidad rígida de contacto es automáticamente calculada por LS-Dyna en base a las propiedades mecánicas de las superficies de contacto. Por esto es necesario usar valores realistas del módulo de elasticidad cuando se definen materiales rígidos (Explicit Dynamics Training Manual, 2003, 5-30).

7.6.1 Planteamiento dinámico de las superficies de contacto.

El principio de los trabajos virtuales corresponde a discretizar el principio de D'Alembert. La relación ampliada de las fuerzas sobre un cuerpo corresponde a la ecuación 21. En esta se encuentra un nuevo término, f_{cont} , que representa las fuerzas de contacto que recaen en el cuerpo. Las fuerzas de contacto son dependientes de los desplazamientos y las velocidades de los elementos (Bourel, 2006, 3).

$$M \ddot{x} + Kx = f_{ext} + f_{int}(x) + f_{cont}(x, \dot{x}) \quad (21)$$

La fuerza de contacto aplicada sobre un nodo es proporcional a la penetración de la superficie en contacto (ecuación 22) (Bourel, 2006, 3).

$$f_{cont_i} = k_{int} * \delta_i \quad (22)$$

El factor k_{int} denota la rigidez de la interfase, que se calcula en base a la rigidez individual de las superficies en contacto. La rigidez del contacto se define como en la ecuación 23 (Bourel, 2006, 3).

$$k_{int} = \lambda * \frac{k_m * k_s}{k_m + k_s} \quad (23)$$

El factor λ representa el factor de rigidez, k_m y k_s son la rigidez específica para las superficies penetradas y penetrantes. La rigidez de las superficies en un elemento Shell es igual a la multiplicación del espesor del Shell por el módulo de elasticidad E (ecuación 24). La rigidez de la interfase puede ser vista como un sistema con dos resortes en serie (Bourel, 2006, 3).

$$k_i = h_i * E_i \quad (24)$$

7.6.2 Generalidades de las superficies de contacto.

LS-Dyna permite un variado rango de condiciones de contacto entre superficies:

- El final de la superficie puede determinarse al especificar la fricción dependiente de la velocidad, junto con los valores límites de esfuerzo cortante.
- Los contactos erosivos admiten que la superficie de contacto se establezca al interior de ciertos elementos, a medida que los elementos de la superficie exterior fallan.

- El contacto entre márgenes permite que la margen de un elemento Shell detecten la margen de otro elemento Shell.

El definir contactos en Ansys LS-Dyna requiere simplemente que se indiquen las superficies en contacto (no siempre necesario), el tipo de contacto entre ellas y cualquier otro parámetro específico en relación al tipo de contacto. Con tantos modelos de contactos disponibles, no es siempre fácil definir el mejor contacto para el sistema físico en prueba. Es apropiado entender los diferentes algoritmos y las familias de contactos que disponibles en LS-Dyna para seleccionar el modelo de contacto adecuado (Explicit Dynamics Training Manual, 2003, 6-6).

Un algoritmo de contacto es el método por el cual el código procesa las superficies de contacto. Existen tres algoritmos de contacto diferentes disponibles:

- Contacto de superficie simple.
- Contacto de nodos a superficies.
- Contacto de superficie a superficie.

Una familia de contactos es un conjunto de tipos de contacto con propiedades similares especializadas. Existen diez familias disponibles. El programa soporta 24 combinaciones entre los algoritmos y las familias, pero existe algún traslape (Explicit Dynamics Training Manual, 2003, 6-7):

- Contacto general o básico.
- Contacto automático.
- Contacto rígido.
- Contacto enlazado.
- Contacto enlazado con falla.
- Contacto erosivo.
- Contacto de margen.
- Contacto Drawbead.

- Contacto de formación.
- Contacto bidimensional.

La tabla a continuación muestra las diferentes combinaciones posibles en LS-Dyna, con sus nombres código.

Tabla 2. Algoritmos y familias de contactos

FAMILIA	SUPERFICIE SIMPLE	NODO-SUPERFICIE	SUPERFICIE-SUPERFICIE
General	SS	NTS	STS, OSTs
Automático	ASSC, AG	ANTS	ASTS
Rígido		RNTR	ROTR
Enlazado		TDNS	TDSS, ESES
Enlazado con falla		TNTS	TSTS
Erosivo	ESS	ENTS	ESTS
Margen	SE		
Drawbead		DRAWBEAD	
Formación		FNTS	FSTS, FOSS
Bidimensional	ASS2D		

Explicit Dynamics Training Manual, 2003, 6-8

7.6.3 Algoritmo de contacto de superficie simple.

El algoritmo de contacto de superficie simple establece contacto cuando una superficie externa de un cuerpo hace contacto con ella misma o con una superficie externa de otro cuerpo. Este algoritmo es el más general de los tipos de contacto debido a que el programa busca automáticamente todas las superficies externas en un modelo para determinar si ocurre penetración (Explicit Dynamics Training Manual, 2003, 6-9).

Al incluirse todas las superficies externas, no se requiere definir superficies slave y master. El contacto de superficie simple puede ser muy poderoso por ella misma o en problemas de grandes deformaciones cuando las áreas en contacto no se

conocen previamente, este es el caso de muchas aplicaciones de choques o impacto. El contacto simple sólo causa un ligero incremento en el tiempo de CPU en comparación con limitar las superficies de contacto. En muchos casos, el algoritmo libera el contacto si un nodo penetra más del 40% del espesor del elemento contactado. Esto puede causarse por (Explicit Dynamics Training Manual, 2003, 6-10):

- Partes excesivamente delgadas.
- Materiales suaves con bajos valores de rigidez.
- El contacto entre los cuerpos ocurre a muy altas velocidades.

Las condiciones anteriores pueden resultar en que los nodos excedan la condición del 40%. En tal caso, el algoritmo asume que las superficies ya no están en contacto, por lo que el material pasa de largo. Los nodos se atrapan dentro de una superficie blanco. El algoritmo de superficie simple no almacena los resultados globales de fuerzas de contacto resultantes. Si se requieren de estas fuerzas, es necesario usar contactos de nodo-superficie o superficie-superficie (Explicit Dynamics Training Manual, 2003, 6-11).

7.6.4 Algoritmo de contacto nodo-superficie.

El algoritmo de nodo-superficie establece contacto cuando un nodo penetra una superficie objetivo. Es el algoritmo más rápido ya que es asimétrico y sólo se tratan los nodos que contactan la superficie blanco. Debe especificarse los componentes nodales y las partes de las superficies penetrante y blanco, respectivamente. Este algoritmo es eficiente cuando las áreas en contacto son pequeñas y se conocen de antemano, así mismo cuando los nodos contactan cuerpos rígidos (Explicit Dynamics Training Manual, 2003, 6-12).

El algoritmo de contacto nodo-superficie exige de algunas consideraciones generales.

- Las superficies planas o convexas debe ser los blancos y las superficies cóncavas las contactantes.
- Las mallas burdas se deben atribuir a las superficies objetivo y las mallas finas a las superficies de contacto.
- Para el contacto Drawbead, el bead es siempre la superficie nodal de contacto y la hoja, el blanco.

7.6.5 Algoritmo de contacto superficie-superficie.

El algoritmo superficie-superficie establece contacto cuando la superficie de un cuerpo penetra la superficie de otro. Es completamente simétrico, por lo que la selección de superficie slave y master es completamente arbitraria. Es necesario definir componentes nodales y partes para establecer las superficies de contacto y objetivo. Los nodos pueden pertenecer a más de una superficie de contacto. Este es un algoritmo general y se emplea comúnmente para cuerpos con grandes áreas de contacto y las superficies de contacto se conocen de antemano. El contacto superficie-superficie es más eficiente para cuerpos que experimentan grandes deslizamiento como un bloque descendiendo por una superficie (Explicit Dynamics Training Manual, 2003, 6-14).

7.6.6 Familias de contactos.

La familia general o básica de contactos establece contacto sólo a un lado de elementos Shell. Para elementos Solid, Ansys crea los segmentos blanco con las normales exteriores, entonces el contacto deseado es siempre reconocido. La fuerza restaurativa continua incrementándose a medida que los nodos penetran la superficie objetivo. Esta fuerza no se elimina hasta que los nodos no pasan cierto porcentaje del espesor del elemento (Explicit Dynamics Training Manual, 2003, 6-16).

La familia automática considera contacto a ambos lados de los elementos Shell. La orientación de la superficie de contacto se determina automáticamente. La fuerza de restauración se incrementa hasta cierto punto (mayor que para las otras familias), ya que el contacto requiere detectarse por cualquiera de los lados del Shell (Explicit Dynamics Training Manual, 2003, 6-17).

La familia de contactos rígidos es similar a la familia de contactos generales excepto en que la fuerza de restauración no es lineal, sino definida por el usuario mediante una curva de fuerza-deflexión. Estos contactos se emplean para dinámica multi-cuerpo. El contacto de un cuerpo rígido con uno deformable debe ser definido por los contactos general, automático o erosivo. Este contacto no se emplea comúnmente ya que las penalidades para cuerpos deformables son válidas para cuerpos rígidos (Explicit Dynamics Training Manual, 2003, 6-18).

La familia de contactos enlazados se emplea para conectar mallas. Los nodos de contacto se unen a las superficies objetivo, siendo ambos inicialmente coplanares. Las superficies objetivos se deforman y fuerzan a los nodos de contacto a seguir esta deformación. No se emplea para cuerpos rígidos por la formulación basada en restricciones, y sólo se emplea con elementos Solid debido a que únicamente se afectan los grados de libertad translacionales (Explicit Dynamics Training Manual, 2003, 6-19).

La familia de enlace con falla se emplea generalmente para simular contactos entre superficies soldadas por puntos o pernadas. Una vez que las condiciones de falla son alcanzadas, comienza la separación o deslizamiento de las superficies. El contacto erosivo ocurre cuando los elementos sólidos del exterior fallan y los elementos interiores asumen la tarea de la resistencia a la penetración. El contacto erosivo se emplea con modelos de materiales sometidos a la falla (Explicit Dynamics Training Manual, 2003, 6-20).

La familia de contacto entre márgenes es necesario cuando son los cantos de los elementos Shell chocan (las normales de la superficie son ortogonales a la dirección del impacto). La opción selecciona automáticamente todos los bordes de los elementos y los convierte en componentes slave. La familia de Drawbead (embutido, estampado, forja) se emplea cuando se debe tener especial cuidado en las restricciones del blanco. El contacto Drawbead simula la presencia de fuerzas friccionales y flectoras que restringen y aseguran el contacto entre el metal y el dado por la profundidad de la operación (Explicit Dynamics Training Manual, 2003, 6-22).

La familia de contacto de formación se usa en aplicaciones de formación de metal. Para este caso, la herramienta y el dado son definidos como las superficies blanco y la pieza a trabajar, como la superficie de contacto. Para modelos que se basan en el elemento Plane162, sólo es posible establecer contacto bidimensional. El contacto 2D define al modelo completo como la superficie de contacto, y soporta coeficientes de fricción estáticos y dinámicos, coeficiente de decaimiento exponencial y nacimiento y muerte de elementos (Explicit Dynamics Training Manual, 2003, 6-25).

7.7 METODOLOGIA

Los métodos, tanto implícito como explícito, pueden ser empleados para resolver un problema dinámico transitorio, pero debido a la mayor efectividad, menor tiempo de CPU, mejor convergencia y precisión de la solución, se elige trabajar con un programa explícito como lo es Ansys LS-Dyna. Los mayores esfuerzos que realiza el usuario al emplear el código explícito son: encontrar un criterio de convergencia para la solución, resolver y de no obtener convergencia en la solución, modificar los criterios hasta que la solución esté lista (Explicit Dynamics Training Manual, 2003, 14-2).

Las dificultades que encuentra el usuario al emplear el código explícito son (Explicit Dynamics Training Manual, 2003, 14-5):

- Mejorar el modelo para incrementar el tiempo de cada iteración. Como técnicas se evitan elementos pequeños, se emplean cuerpos rígidos, se usa escalamiento de masa y se corren análisis a mayores velocidades.
- Incrementar velocidad del punzón en simulaciones de formación de metal, sin pérdida de precisión en la solución.
- Verificar los resultados para validar las energías cinéticas, internas y de Hourglassing.
- De ser práctico, emplear la relajación dinámica y una fuerte amortiguación en soluciones estáticas.

En la ecuación 25 se muestra la estimación computacional que realiza Ansys LS-Dyna para calcular el tiempo de CPU.

$$T_{CPU} = k * N_{Elem} * t * \frac{c}{l_{min}} \quad (25)$$

Donde T_{cpu} es el tiempo requerido para correr el análisis, que a su vez es una indicación de la convergencia de la solución, k es un factor del sistema, N_{elem} es el número total de elementos, t es el tiempo a simular, c es la velocidad del sonido y l_{min} es el tamaño de elemento más pequeño (Explicit Dynamics Training Manual, 2003, 14-5).

7.7.1 Pautas de modelación.

Las pautas más importantes para que la modelación del problema ayude a una mejor convergencia de la solución son (Explicit Dynamics Training Manual, 2003, 14-6):

- Evitar elementos pequeños cuando sea posible. A mayor cantidad de elementos, más tiempo de CPU. Si se requieren elementos pequeños, es posible emplear escalamiento de masa para incrementar el tiempo de iteración crítico.
- Si es posible, no usar elementos triangulares, tetraédricos o prismas. Aunque estos elementos son válidos, no son recomendables. Es mejor emplear ladrillos de forma cúbica.
- Si la energía de Hourglassing es superior al 5% de la energía interna, usar control adicional del Hourglassing.
- Se pueden emplear elementos completamente integrados para minimizar el Hourglassing; sin embargo estos elementos pueden proveer malos resultados en modelos de grandes deformaciones o doblado.
- Usar cuerpos rígidos donde los valores de deformación no sean importantes. Los cuerpos rígidos ahorran mucho tiempo de CPU.

7.7.2 Pautas de materiales.

Las siguientes son pautas a seguir para obtener modelación del material más cercana a la realidad (Explicit Dynamics Training Manual, 2003, 14-7):

- Usar unidades consistentes al definir las propiedades del material. Unidades incorrectas alteran tanto la respuesta del material como la rigidez de los contactos.
- Asegurar que la información en cuanto al material es precisa. La precisión de muchos problemas dinámicos gira en torno a la validez de las propiedades de los materiales.
- Seleccionar el mejor modelo posible de material en cada aplicación. Si no se tiene seguridad en la respuesta física de una parte, es conveniente emplear un modelo de material que incluya todas las posibles aplicaciones.

7.7.3 Pautas para las cargas.

Las cargas deben ser aplicadas de acuerdo a (Explicit Dynamics Training Manual, 2003, 14-8):

- Evitar cargas en puntos singulares, ya que esto provoca Hourglassing. Un elemento con Hourglassing transfiere su comportamiento a sus vecinos.
- Listar y graficar las curvas de cargas para asegurar su exactitud.
- Como LS-Dyna extiende la solución más allá del tiempo establecido, se recomienda ampliar el rango de las cargas hasta después del final de la solución.
- Para problemas cuasi-estáticos, una velocidad mayor a la real puede reducir significativamente el tiempo de la solución.
- No están permitidas las restricciones en los nodos de un cuerpo rígido. Los cuerpos rígidos se restringen a través de su centro de masa.

7.7.4 Pautas de contacto.

Las faltas de contacto establecen parámetros para determinar una mejor respuesta de los cuerpos (Explicit Dynamics Training Manual, 2003, 14-9):

- No están permitidas las penetraciones iniciales entre las superficies en contacto. Asegurarse que no existan superposiciones entre las superficies del modelo.
- Usar propiedades realistas para los materiales y los espesores de elementos Shell. Las propiedades de los materiales y la geometría de las superficies en contacto se usan para determinar la fuerza de penalidad de contacto rígido.
- No emplear múltiples definiciones de contacto entre las mismas partes.
- Utilizar contactos automáticos para elementos Shell a menos que se requieran conocer las fuerzas de contacto.

- Emplear la definición de contacto general automático cuando sea posible. Es el tipo de contacto más sencillo de definir, maneja muchas de las aplicaciones de contacto y no gasta mucho tiempo de CPU.
- Listar las superficies en contacto definidas antes de correr la solución con el fin de asegurar que el contacto es bien definido.

7.7.5 Pautas generales de análisis de impactos.

Las pautas listadas anteriormente son útiles para la mayoría de los análisis. Algunas otras son necesarias para el caso específico de los análisis de impactos en Ansys LS-Dyna. A continuación se listan algunas consideraciones generales con respecto a los análisis de impactos:

- Se requiere emplear un análisis puramente explícito debido a que los impactos se modelan en condiciones totalmente dinámicas. No se encuentran estados estáticos ni cuasi-estáticos.
- El tiempo requerido para la solución es directamente proporcional a la cantidad de elementos, pero una malla muy refinada no le agrega valor a los resultados, por tanto es importante definir un tamaño de elemento consistente con el resto del modelo que permita convergencias rápidas.
- Los tipos de elementos en LS-Dyna que soportan los modelos de materiales compuestos son Plane162, Shell163 y Solid 164 todos de forma cúbica, pero sólo el Shell 163 permite modelos de laminados, por lo que es el preferido para modelar las partes que realizan contacto.
- A parte de las estructuras en material compuesto, es posible modelar todas las otras partes como materiales rígidos y con la menor cantidad de elementos definidos posibles.
- En problemas dinámicos de alta deformación, la energía de Hourglassing tiende a ser nula. Aun así, es conveniente mantener controles de Hourglassing debido a que el comportamiento de los impactos es impredecible.

- Igualmente, la amortiguación o damping es reducido en los modelos de largas deformaciones, pero es necesario implementar controles contra la subamortiguación debido a que muchos impactos se simulan a bajas velocidades, donde las deformaciones aun son elásticas.
- El modelo de material a emplear es aquel que permita modelar compuestos o materiales ortotrópicos en condiciones de plasticidad. Algunas de las definiciones de materiales disponibles en tal sentido son: No lineal Inelástico Composite Damage, Elástico Lineal Ortotrópico.
- En general, no se tiene cargas, curvas de cargas o condiciones de frontera en los modelos. Las condiciones iniciales aplicadas son de velocidad inicial, restricciones de cuerpo rígido y de contacto entre superficies. Al ser velocidades medias y altas, los tiempos de análisis suelen ser muy cortos (algunos milisegundos), lo que reduce el tiempo de CPU.
- Los modelos deben ser probados a diferentes condiciones (velocidades, direcciones, posiciones, restricciones), con el fin de obtener valores críticos de aceleraciones, energías, resistencia, propiedades de los materiales, etc.
- El post-procesamiento se realiza tanto en el Post1 o procesador general de datos, como en el Post26 o procesador de datos históricos, con el fin de comparar valores en diferentes modelos, con el transcurso del tiempo.

8. ANALISIS DE IMPACTO

Los análisis de impactos se emplean para verificar la respuesta de los sistemas dinámicos sometidos a circunstancias cambiantes, tanto de carga como de frontera. En este proyecto, las condiciones y modelos empleados sirven para probar la respuesta de un sistema ante condiciones tales que el choque de un bumper pueda simularse. Dichas condiciones se describen a continuación y son resultado de la bibliografía y de la simulación en Ansys LS-Dyna.

8.1 MODELOS DE ELEMENTOS

Los modelos físicos y de tipos de elementos empleados para realizar los análisis dinámicos explícitos en LS-Dyna suelen componerse de diferentes estructuras, las cuales simplifican los análisis y la interpretación de los resultados. La modelación del bumper de un automóvil se limita a la estructura conocida como absorbedor de energía, que es un tubo de material compuesto, con la capacidad de absorber la mayor cantidad de energía posible, que se origina en la colisión, con el propósito de evitar que esta energía se propague a los demás sistemas del automóvil e incluso a los pasajeros (Her, 2004, 1).

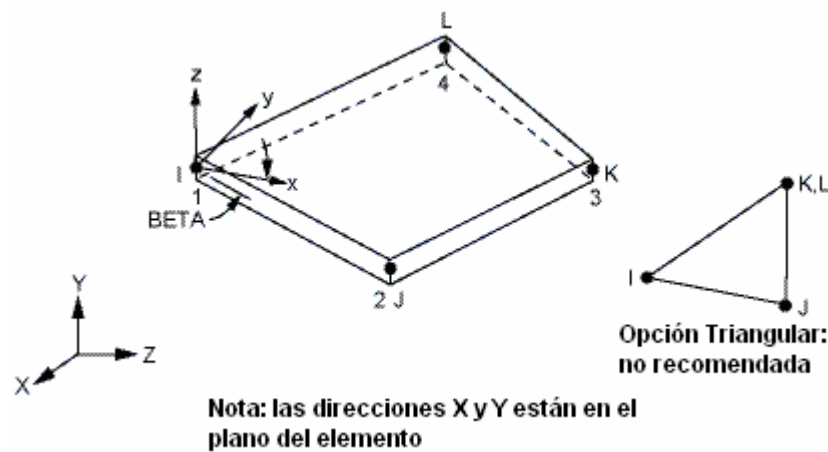
8.1.1 Shell163.

El elemento Shell163 es un elemento de cuatro nodos con capacidades tanto de flexión como de membrana. Son permitidas tanto las fuerzas perpendiculares, como las fuerzas en el plano del elemento. Posee todos los grados de libertad: traslaciones, aceleraciones y velocidades en las direcciones nodales X, Y y Z,

así como rotaciones en los ejes X, Y y Z. Este elemento es empleado sólo en análisis dinámicos explícitos (Explicit Dynamics Training Manual, 2003, 2-21).

El elemento Shell163 se emplea principalmente en los análisis donde se requieren definir partes con espesores de pared muy estrechos, o cuando se requiere modelar materiales compuestos. Puede usarse de forma triangular o cuadrangular (la forma triangular no es recomendable). La figura 15 muestra la forma típica de un Shell163 (Her, 2004, 5).

Figura 15. Shell163



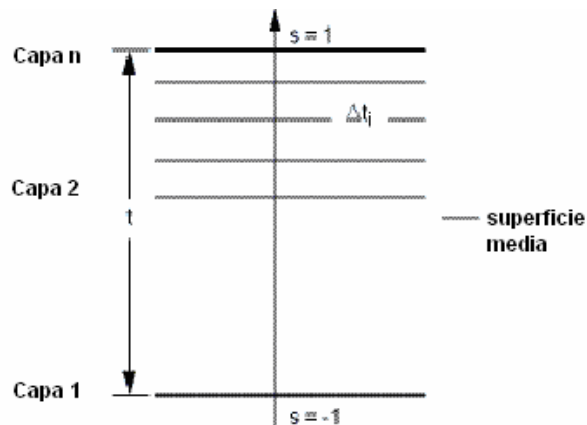
Explicit Dynamics Training Manual, 2003, 2-21

Las opciones claves (KEYOPT (i)) del elemento Shell163 deben ser introducidas para configurar adecuadamente la respuesta del elemento ante las condiciones. La opción 1 corresponde a la formulación del elemento. Existen diferentes formulaciones, pero la formulación de Belytschko-Tsay (0, 2) es la más frecuente en análisis de impactos. Existen otras 11 formulaciones de elementos, útiles dependiendo del tipo de análisis dinámico explícito y del tipo de material a emplear (Her, 2004, 3).

La opción 2 corresponde a la regla de la cuadratura. Si es igual a cero, la cuadratura es Gaussiana (válida hasta para cinco capas), si la opción es 1, la regla es trapezoidal; permite hasta 100 capas, pero sólo es recomendada después de las 20. La opción 3 corresponde al modo de material compuesto; si es cero, el material es no compuesto, si es 1, el material es compuesto laminado y se requiere ingresar valores de BETA (ángulo de las fibras para cada punto de integración). La opción 4 permite validar la opción 2 (regla de cuadratura) cuando es cero, o sobre escribirla. Los valores de la regla de cuadratura definida por el usuario van de 1 a 9999 y se emplean cuando el número de capas es mayor de 5 (Her, 2004, 4).

El conjunto de Constantes Reales que sirven para caracterizar las opciones del elemento se identifican en la tabla 3.

Figura 16. Orden de los puntos de integración



Explicit Dynamics Training Manual, 2003, 2-23

Tabla 3. Constantes Reales para Shell163

NUMERO	NOMBRE	DESCRIPCION
1	SHRF	Factor de Cortante, valor recomendado de 5/6, por defecto 1
2	NIP	Número de puntos de integración. Por defecto 2. Los NIP indican la cantidad de capas a emplear en un material compuesto
3	T1	Espesor del cascarón en el nodo I
4	T2	Espesor del cascarón en el nodo J
5	T3	Espesor del cascarón en el nodo K
6	T4	Espesor del cascarón en el nodo L
7	NLOC	Localización de la superficie de referencia. =1, superficie superior =0, superficie media =-1, superficie inferior
8	ESOP	Espaciamiento de los puntos de integración. =0, los puntos de integración se definen con las constantes reales 10 y 11 =1, los puntos de integración están igualmente espaciados
9, 13, 17, ..., 405	BETA(i)	Ángulo del material en la capa i
10, 14, 18, ..., 406	S(i)	Coordenada del punto de integración en el rango -1, 1
11, 15, 19, ..., 407	WF(i)	Factor de peso, el espesor del punto de integración dividido por el espesor del elemento
12, 16, 20, ..., 408	MAT(i)	Número de material para cada capa

Explicit Dynamics Training Manual, 2003, 2-22.

La Constante Real S(i) determina la coordenada relativa del punto de integración que debe estar en el rango [-1,1]. Debe ponerse especial cuidado si las capas de material no poseen un espesor uniforme. WF(i) es el factor de peso de la capa i. debe ser calculado e ingresado para cada capa de compuesto. Se obtiene al

dividir el espesor de la capa de cada punto de integración por el espesor del Shell. La figura 16 indica la forma en que las capas de material compuesto deben identificarse.

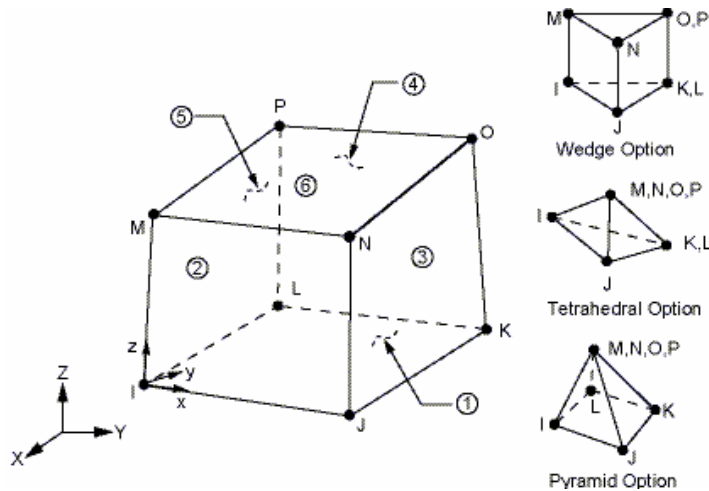
El elemento Shell163 posee algunas asunciones y restricciones:

- Todos los modelos de materiales están permitidos para trabajar con este elemento.
- Las áreas de elementos de espesor cero no son posibles. Esto ocurre frecuentemente cuando los elementos no están numerados apropiadamente.
- No están permitidos los espesores cero o muy pequeños en cualquiera de las esquinas del elemento.
- Los elementos triangulares pueden formarse cuando se duplican los números de los nodos K y L. En estos casos se emplea la opción de Shell triangular (opción 1=4).
- Una superficie curva puede aproximarse adecuadamente con Shell planos si la diferencia del arco no es mayor a 15°.
- Para aplicar las cargas, es necesario definir componentes a partir de los nodos de las estructuras Shell.

8.1.2 Solid164.

El elemento sólido Solid164 se emplea para modelar estructuras sólidas en tres dimensiones. Se define por ocho nodos y posee los siguientes grados de libertad: traslación, velocidad y aceleración en todos los ejes. Posee la capacidad de modelarse con todos los modelos de materiales para LS-Dyna. La figura 17 aporta una visión general del elemento Solid164 (Explicit Dynamics Training Manual, 2003, 2-24).

Figura 17. Solid164



Explicit Dynamics Training Manual, 2003, 2-27

El elemento es definido por ocho nodos. Modelos de materiales ortotrópicos pueden ser empleados. Por defecto, Solid164 usa un punto de integración, más control de hourglass. Es posible obtener un elemento totalmente integrado. El elemento Solid164 se emplea para modelar las partes que entran en contacto con los cuerpos, pero que no son objeto de estudio, como por ejemplo, otros vehículos, bumpers, paredes o rieles de seguridad. Su uso se adjunta a una definición de material rígido de acero o aluminio, con el fin de reducir el tiempo de análisis y concentrar las observaciones en los materiales modelados con el Shell163 (Bisagni, 2004, 1).

Las opciones claves para el elemento Solid164 son dos: formulación del elemento (KEYOPT (1)); 0 y 1 por defecto toma un esfuerzo constante para el elemento, 2 es para un elemento totalmente integrado. El tratamiento para el continuo del elemento (KEYOPT (5)) posee dos posibilidades, 0 para Lagrangiano y 1 para Lagrangiano Euleriano Arbitrario. Todos los elementos Solid164 se emplean con la formulación reducida y tratamiento Lagrangiano para ahorro de capacidad computacional (Bisagni, 2004, 7).

8.1.3 Mass166.

El elemento Mass166 es un elemento puntual con hasta nueve grados de libertad: translaciones, velocidades y aceleraciones en X, Y y Z. Se usa cuando en un sistema es necesario agregar condiciones de masa o inercia sin tener que recurrir a modelar los cuerpos excesivamente grandes, o cuando su comportamiento no es necesario. El elemento es definido por un nodo único con componentes de masa concentrados ($\text{Fuerza} \cdot \text{Tiempo}^2 / \text{Longitud}$). También posee la opción de localizar inercias rotacionales sin masa (Explicit Dynamics Training Manual, 2003, 2-30).

La única opción que existe proviene de la capacidad de seleccionar masa o inercia para el elemento (KEYOPT (1)=0, masa; KEYOPT (1)=1, inercia). Si se requiere modelar tanto masa como inercia, se deben introducir dos elementos Mass166 en el modelo. La definición del material es ficticia, pero debe ser establecida con veracidad para un comportamiento apropiado del elemento (Explicit Dynamics Training Manual, 2003, 2-30).}

8.2 MODELOS DE MATERIALES

Los modelos de materiales son principalmente tres: modelo de material isotrópico con endurecimiento cinemático bilineal, modelo de material compuesto laminado y material rígido. El modelo de material compuesto se emplea para verificar el comportamiento de estos materiales ante condiciones dinámicas en análisis de impacto. Los materiales rígidos reducen el tiempo de análisis y permiten una mejor comprensión del comportamiento de los compuestos, al no ser necesario introducir propiedades excesivamente grandes a los elementos rígidos del sistema (Explicit Dynamics Training Manual, 2003, 4-2).

8.2.1 Material isotrópico bilineal con endurecimiento cinemático.

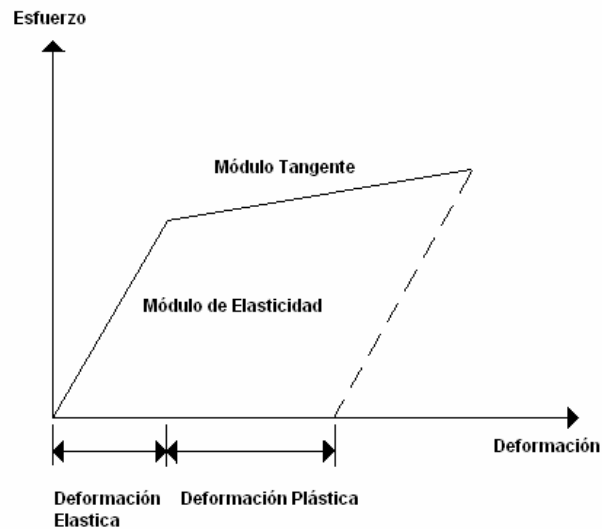
Los modelos de material bilineal es la más simple para modelar la plasticidad en materiales isotrópicos. La principal diferencia con otros modelos radica en las propiedades a definir y en las constantes reales para el elemento Shell163, para el cilindro dentro del sistema en cuestión. A continuación se listan las propiedades empleadas para diferentes modelos (tabla 4). Dos de ellos son aproximaciones ideales de materiales compuestos a isotrópicos, mientras que el tercero corresponde al aluminio (Explicit Dynamics Training Manual, 2003, 4-17).

Tabla 4. Propiedades empleadas en el análisis bilineal

PROPIEDAD	MODELO DE REDDY (Anexo A1)	COMPUESTO DE CARBON (Anexo A2)	ALUMINIO (Anexo A3)
Ex	13,8GPa	74GPa	70GPa
Nuxy	0,2	0,2	0,3
Dens	1690kg/m ³	1600kg/m ³	2700kg/m ³
Esfuerzo de fluencia	94MPa	1,44GPa	420MPa
Módulo tangente	100MPa	100MPa	100MPa
Constante Real (espesor del Shell)	0,005m	0,005m	0,005m

El modelo de material se denomina isotrópico bilineal con endurecimiento por deformación plástica (BISO). Este modelo de material emplea el esfuerzo de Von Mises como criterio de falla y asume que el material se endurece a medida que se deforma en la región plástica. El comportamiento del material se describe por una curva bilineal de esfuerzo contra deformación. La pendiente inicial de la curva corresponde al módulo de elasticidad del material, en el punto de fluencia especificado, la curva cambia su pendiente a la definida por el módulo tangente (figura 18). El módulo tangente no puede ser menor que cero ni mayor que el módulo de elasticidad (Explicit Dynamics Training Manual, 2003, 4-17).

Figura 18. Diagrama de Esfuerzo-Deformación bilineal



8.2.2 Material compuesto.

Al referirse al análisis explícito dinámico con materiales compuestos, es preciso comprender las propiedades de los materiales, tanto en la etapa de deformación elástica como plástica. Los materiales compuestos en LS-Dyna poseen ciertas características que los identifican y que van ligadas al tipo de elemento (Constantes Reales en un Shell163), así como la necesidad de predecir el comportamiento plástico una vez ocurre la falla (Explicit Dynamics Training Manual, 2003, 4-43).

El comportamiento del material se define a través de los módulos elásticos, de rigidez y de Poisson, para cada dirección (no existen valores predeterminados). Esfuerzos de fluencia para cortante, longitudinal a tensión, transversal a tensión y a compresión pueden ser introducidos para caracterizar la falla. El módulo de compresibilidad (Bulk Modulus) se requiere para falla a compresión. La tabla 5 introduce valores correspondientes a diferentes compuestos. El primero es para Reddy, empleado en absorbedores de energía en automóviles de parajeros,

mientras el segundo corresponde a valores de absorbedores de energía para automóviles de Fórmula 1 (Reddy, 1995, 225).

Tabla 5. Propiedades para diferentes compuestos

PROPIEDAD	DESCRIPCION	MODELO DE REDDY	MODELO DE F1
Dens	Densidad del material compuesto	1690kg/m ³	1600 kg/m ³
Ex	Modulo de elasticidad en la dirección X	13,8GPa	74GPa
Ey	Modulo de elasticidad en la dirección Y	3,64GPa	11,5GPa
Ez	Modulo de elasticidad en la dirección Z	3,64GPa	11,5GPa
Gxy	Módulo de rigidez en el plano XY	2,32GPa	4,14GPa
Gyz	Módulo de rigidez en el plano YZ	1,10GPa	2,07GPa
Gxz	Módulo de rigidez en el plano XZ	2,32GPa	4,14GPa
Nuxy	Módulo de Poisson en el plano XY	0,2	0,2
Nuyz	Módulo de Poisson en el plano YZ	0,3	0,3
Nuxz	Módulo de Poisson en el plano XZ	0,2	0,2
Bulk Modulus	Módulo de elasticidad de deformación plástica a compresión	7,67GPa	41GPa
Resistencia Cortante	Esfuerzo cortante de fluencia	40MPa	71MPa
Esfuerzo Longitudinal	Esfuerzo longitudinal de fluencia	94MPa	1,14GPa

PROPIEDAD	DESCRIPCIÓN	MODELO DE REDDY	MODELO DE F1
Esfuerzo Transversal a tensión	Esfuerzo transversal de fluencia a tensión	60MPa	80MPa
Esfuerzo Transversal a compresión	Esfuerzo transversal de fluencia a compresión	79MPa	100MPa
Esfuerzo Cortante no lineal	Parámetro de esfuerzo cortante no lineal, relaciona los esfuerzos normales y cortantes	0,5	0,5

LS-Dyna, 1998, 16.33

Los valores de Bulk Modulus se obtienen a partir de la ecuación 26. Esta ecuación asocia los valores de módulo de elasticidad y módulo de Poisson con el Bulk Modulus. Este relaciona la deformación a compresión con el cambio volumétrico. El Bulk Modulus suele tener valores muy grandes (GPa) para materiales sólidos (LS-DYNA, 1998, 16.110).

$$K = \frac{E}{3(1 - 2\nu)} \quad (26)$$

Los valores anteriores pueden o no ser empleados en la búsqueda de una configuración adecuada para el absorbedor de energía de un automóvil. La clave con los materiales compuestos en los problemas de impacto es determinar la configuración adecuada de direcciones de las fibras, espesores de capa y laminado, y número de capas, que resista impactos a bajas velocidades sin deformarse plásticamente, así mismo en problemas de alta velocidad debe absorber la mayor cantidad de energía posible (Bisagni, 2004, 1).

8.2.3 Material rígido.

Los materiales rígidos son empleados para remplazar modelos de materiales de componentes cuyo comportamiento no interesa mucho a la hora de correr los análisis en LS-Dyna. Todos los elementos definidos por un material rígido se consideran parte de ese material. Los elementos de un material rígido no tienen que estar enlazados por medio de conexiones de malla. Para especificar varios modelos de materiales rígidos, es preciso definir varios tipos de materiales, uno para cada cuerpo rígido (Explicit Dynamics Training Manual, 2003, 4-52).

Los modelos de materiales rígidos se especifican a través del módulo de elasticidad, el módulo de Poisson y la densidad del material. No deben usarse definiciones irreales de material, debido a que con estas propiedades, el programa calcula las fuerzas de contacto entre superficies. Todas las condiciones de frontera del material rígido se refieren a su centro de masa, y se establecen como parámetros del tipo de material. Las propiedades que se emplean en este proyecto son las del acero de bajo carbono y el aluminio no aleado (tabla 6).

Tabla 6. Propiedades del acero y el aluminio para material rígido

PROPIEDAD	ACERO	ALUMINIO
Ex	210GPa	70GPa
Nuxy	0,3	0,33
Dens	7850kg/m ³	2700kg/m ³

Beer, 1993, 700

8.2.4 Material ficticio para Mass166.

El material para los elementos tipos Mass166 no requiere veracidad, como sí la requiere el modelo de material rígido. No es preciso establecer propiedades reales, debido a que estas no se emplean para ningún cálculo. El elemento

Mass166 reemplaza la necesidad de generar modelos de materiales rígidos muy grandes, al añadir masa sin añadir volumen. Los valores de propiedades que se emplean son: $E_x=10\text{GPa}$, $\text{Dens}=1000\text{kg/m}^3$, $\text{Nuxy}=0,3$. Es necesario crear una definición de material para cada cantidad de masa que se requiera añadir (Explicit Dynamics Training Manual, 2003, 2-30).

8.3 MODELO DEL SISTEMA

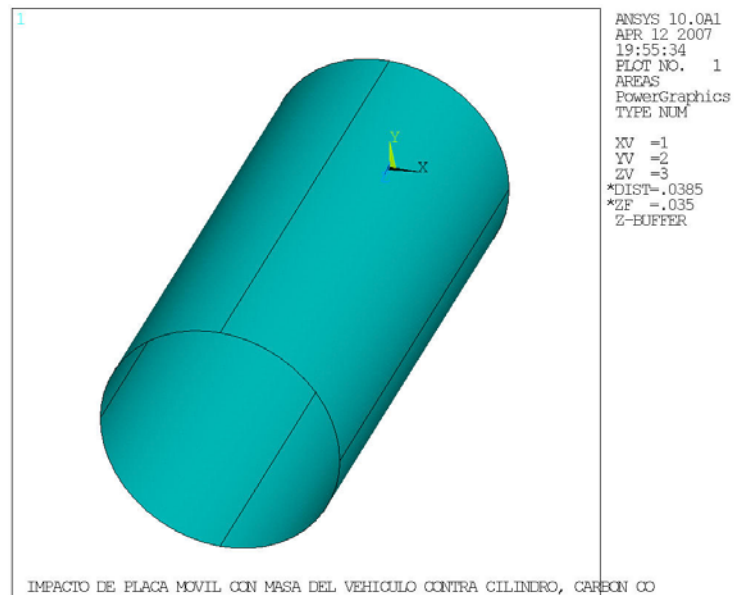
El modelo del sistema se plantea a partir de las condiciones previamente establecidas, además de los parámetros físicos como son el tamaño de los elementos, la configuración de las entidades y la distribución relativa de los componentes entre sí.

8.3.1 Cilindro compuesto.

El modelo del cilindro compuesto se desarrolla con el fin de conocer el comportamiento de los materiales compuestos bajo problemas dinámicos, e igualmente, con el fin de encontrar una configuración adecuada que pueda resistir estas condiciones, y que sea aplicable a los absorbedores de energía en automóviles. Este mismo cilindro se emplea en modelos de materiales isotrópicos bilineales con el fin de comparar la respuesta de ambos (compuestos e isotrópicos) (Bisagni, 2004, 2).

El modelo parte una configuración básica y evoluciona hasta conseguir una estructura adecuada para los automóviles de pasajeros. A continuación se muestra la forma del cilindro en Ansys LS-Dyna (figura 19), el radio del cilindro es de 16,5mm, la longitud es de 70mm y el espesor de 5mm (Reddy, 1995, 235).

Figura 19. Cilindro compuesto sin malla



La malla del cilindro se define de acuerdo a las propiedades anteriormente mencionadas para el cilindro del modelo de Reddy (Reddy, 1995, 235) y de compuesto de fibra de carbono (Hosseinzadeh1, 2005, 8). El tamaño de la malla puede variar, pero sólo se trabaja con un tamaño de elemento para ahorro computacional. El tamaño seleccionado para el elemento es de 5mm de lado y 5mm de espesor en cada nodo del elemento Shell163. La figura 20 indica los elementos de la malla del cilindro (Bisagni, 2004, 4).

Los elementos de la figura 20 corresponden al componente EROD. Este componente puede emplearse para definir las velocidades. La figura 21 corresponde a los nodos del cilindro que determinan el componente NROD. Suele ser más sencillo aplicar condiciones sobre componentes nodales que sobre componentes elementales (Hosseinzadeh2, 2004, 3).

Figura 20. Cilindro compuesto con malla

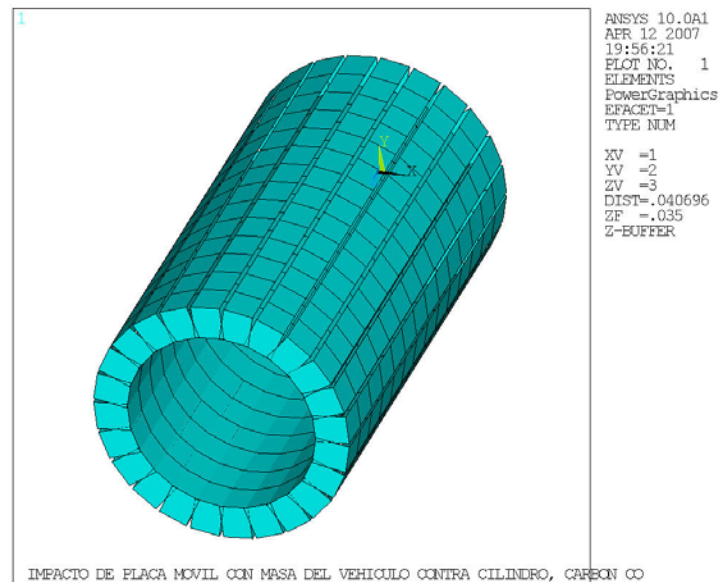
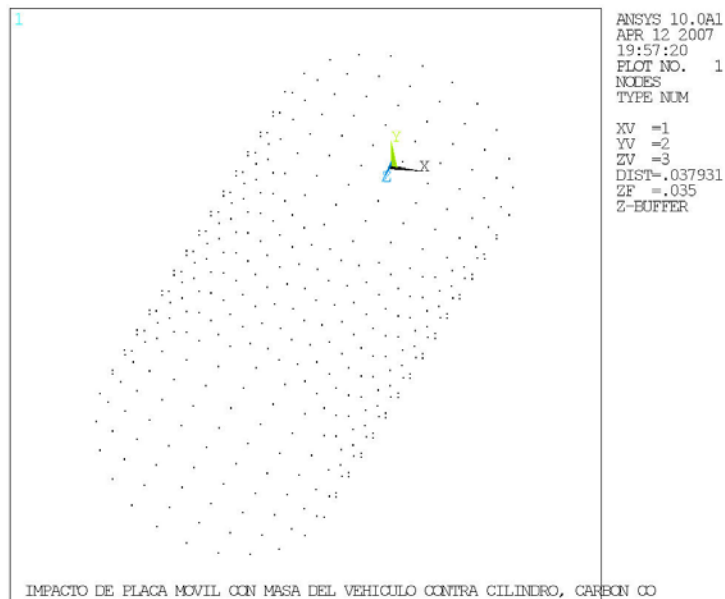
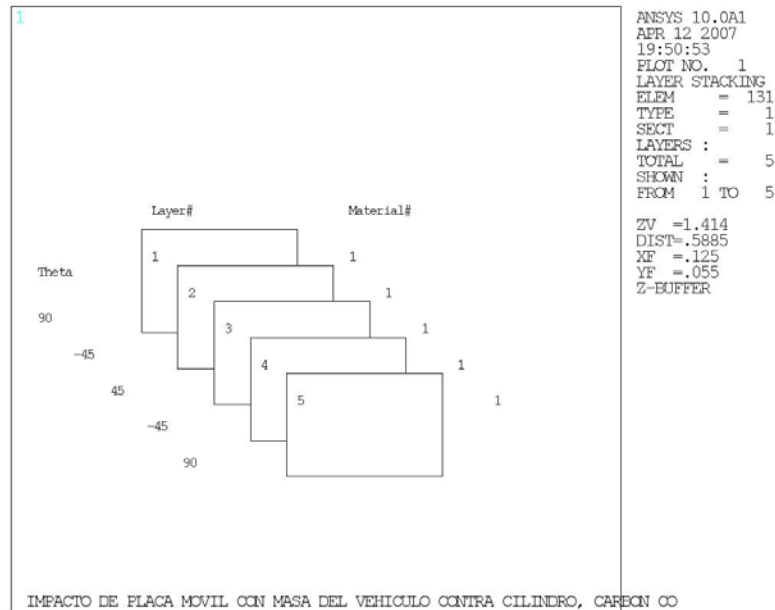


Figura 21. Componente NROD



La distribución de las capas de material compuesto se hace uniformemente, con cinco capas, cada una de 1mm de espesor. La distribución inicial de las fibras es la siguiente: $[90, -45, 45, -45, 90]$, o como se observan en la figura 22 (Hosseinzadeh2, 2004, 3).

Figura 22. Orientación y material de las capas del cilindro

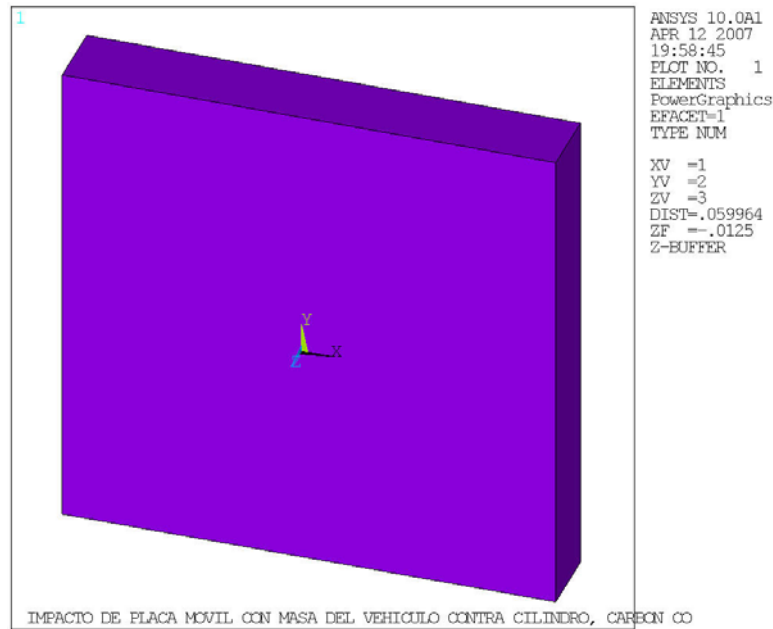


El número y espesor de las capas, la orientación de las fibras, el tamaño del cilindro son todas variables de diseño y se estudian al momento de definir una configuración adecuada de absorbedor de energía (Bisagni, 2004, 12).

8.3.2 Placa móvil.

La placa móvil se compone de un único elemento definido a partir de un material rígido con propiedades correspondientes a un aluminio no aleado (puro). La connotación de móvil corresponde a que posee un grado de libertad (translación en el eje Z), con el fin de imprimirle velocidad y chocarlo contra el cilindro compuesto, que se encuentra enfrentado a una placa totalmente fija. La placa se restringe para todos los otros grados de libertad (translaciones en X y Y, rotaciones en X, Y y Z). La figura 21 muestra el modelo de la placa móvil (Hosseinzadeh2, 2004, 3).

Figura 23. Placa móvil



Las dimensiones correspondientes a la placa son: 100mm de altura, 100mm de lado y 15mm de espesor. Los elementos nodales Mass166 correspondientes a las masas, son creados a partir de los nodos de las esquinas posteriores de esta placa. Acorde con la figura 23, la placa móvil es libre para desplazamientos en Z, ya que el cilindro compuesto está orientado en esta dirección.

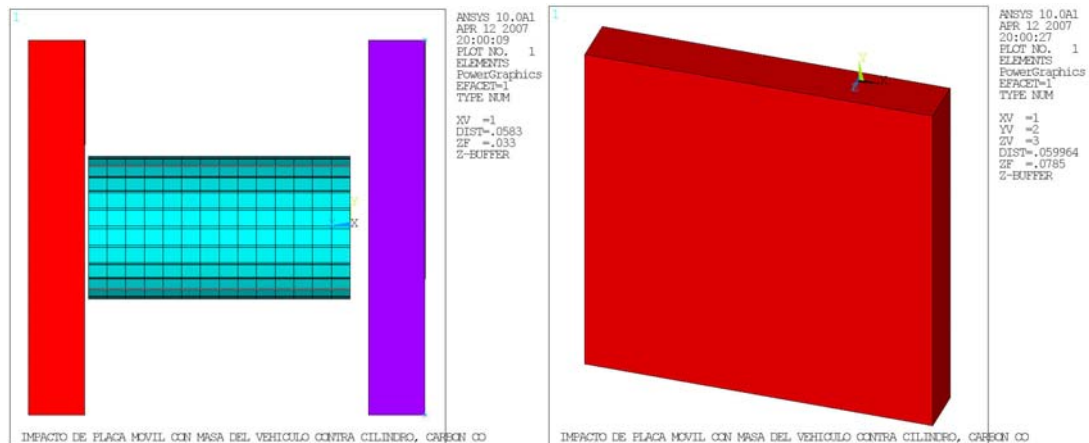
8.3.3 Placa fija.

La placa fija es un elemento único que posee las mismas dimensiones y propiedades de la placa móvil. La única diferencia radica en que está restringida para todos los grados de libertad (rotaciones y translaciones en X, Y y Z). La figura 24 muestra la placa fija (en rojo) y su posición relativa con respecto a los demás componentes del modelo.

La placa fija genera toda la fuerza que devuelve el movimiento de la placa fija y el cilindro. De no tener unas propiedades físicas y de material adecuadas, es posible

que el sistema falle (los nodos del cilindro transpasen las superficies de la placa) debido a que la inercia y la velocidad de los componentes móviles pueden hacer traspasar la placa móvil.

Figura 24. Placa fija

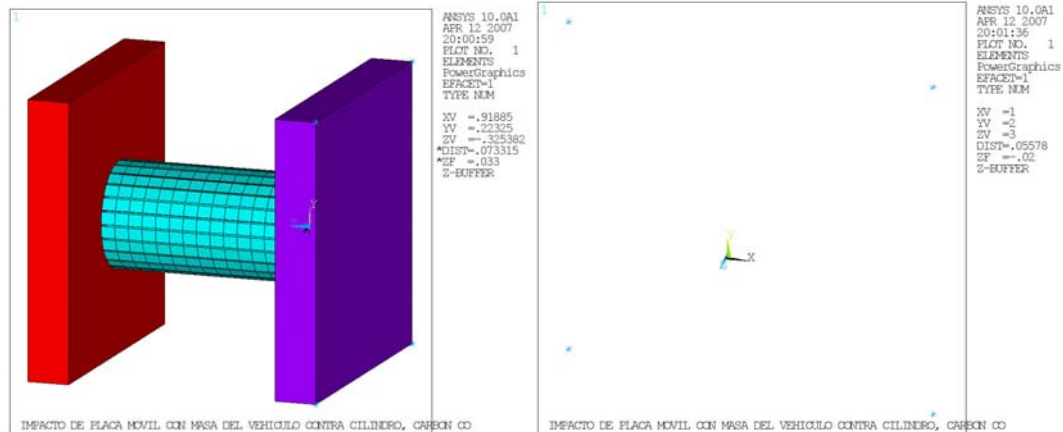


8.3.4 Masas.

Las masas son aquellos elementos de un solo nodo que se introducen a los sistemas, en este caso, a un sistema de impacto, con el fin de simular las características de masa inercial, sin tener que modelarlas completamente. Los nodos de las masas corresponden a los nodos posteriores de la placa móvil, con el propósito de generar un verdadero acople entre los componentes. Las velocidades iniciales se aplican al componente nodal generado a partir de los elementos de la placa móvil y de las masas NMASS (Hosseinzadeh2, 2004, 3).

Las masas aplicadas son cuatro, con el fin de que no se generen diferencias en la distribución de las fuerzas dinámicas de la placa al cilindro. Cada cantidad de masa a ser aplicada es dividida entre cuatro con el fin de obtener una buena repartición de la masa. La figura 25 muestra, dentro del sistema, la ubicación de las masas. Se distinguen como cuatro asteriscos en las esquinas de la placa.

Figura 25. Masas y sistema completo



8.4 CONDICIONES INICIALES

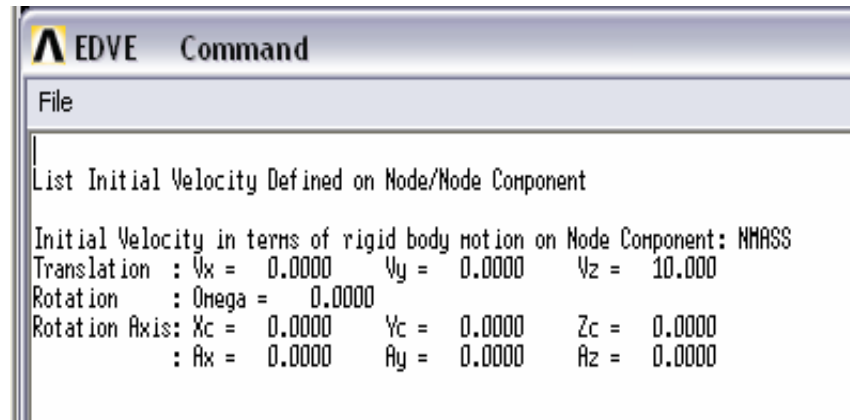
Las condiciones iniciales son dos: las condiciones de carga, en este caso, velocidad inicial de la placa móvil, y condiciones de contacto entre superficies.

8.4.1 Condiciones de velocidad inicial.

La velocidad inicial se aplica al componente NMASS, definido en conjunto por la placa móvil y las masas acopladas a la placa. La velocidad inicial tiene un valor de 10m/s en la dirección Z positivo, pues es esta la cantidad límite considerada como un choque de baja velocidad. La aplicación de la velocidad se observa en la figura 26 como una lista. En LS-Dyna, es posible aplicar velocidades, así como rotaciones y otras condiciones iniciales dependientes del tiempo. (Bisagni, 2004, 12).

La velocidad V_z puede ser variada para observar la respuesta del sistema ante el cambio de energía debido a la velocidad, pero se prefiere realizar cambios en la masa, debido a que la energía cinética es proporcional a la masa, pero proporcional al cuadrado de la velocidad.

Figura 26. Velocidad inicial del sistema

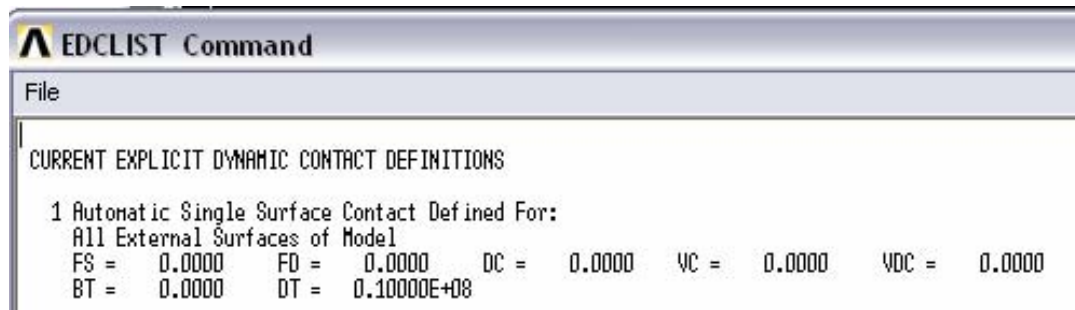


8.4.2 Condiciones de contacto entre superficies.

El contacto entre superficies puede definirse de diversas formas: a través del contacto de superficie individual automático (ASSC) o nodo a superficie general (NTS). El primero pertenece a la familia de contactos de superficie simple, mientras el segundo pertenece a la familia de contactos de nodo a superficie. Se prefiere trabajar con el algoritmo ASSC debido a que las superficies en contacto pertenecen a varias entidades o componentes y a que la respuesta del sistema es, en muchos casos, impredecible (Explicit Dynamics Training Manual, 2003, 6-7).

La definición de contacto se resume en la figura 27. El contacto ASSC (Automatic Single Surface Contact) se define para todas las superficies exteriores del modelo.

Figura 27. Contacto entre superficies



8.5 SOLUCION Y POSTPROCESAMIENTO

La solución se encuentra al correr el preprocesamiento que se define anteriormente. Antes de comenzar con el análisis, es preciso especificar algunos valores esenciales, como son el control de Hourglassing y de Damping. Así mismo, debe definirse el límite de tiempo para la solución del problema, tiempo tal que permita un despliegue total de las condiciones del problema.

8.5.1 Control de Hourglassing y Damping.

La teoría anticipa que tanto la energía de Hourglassing, como la de amortiguación pueden ser despreciadas, es conveniente introducir valores de control para ambos parámetros. El Hourglassing se controla como una propiedad del material. Se especifica el control de Hourglassing a través de la forma de rigidez de Flanagan Belytschko con integración exacta de volumen para elementos sólidos. Este control se aplica a los elementos del cilindro compuesto, pues son los más susceptibles de verse afectados por este fenómeno (Explicit Dynamics Training Manual, 2003, 2-9).

El control de amortiguación se establece igualmente a la parte correspondiente al cilindro compuesto y se emplea la constante alfa o proporcional a la masa, con el

fin de que amortigüe la energía de los cuerpos deformable como de los cuerpos rígidos. De cualquier forma, la energía de amortiguación en sistemas dinámicos sometidos a choques es mínima. Se emplea como valor de amortiguación conveniente para prevenir el comportamiento subamortiguado 0,3 para la constante alfa (Adams, 1999, 83).

8.5.2 Tiempo de ejecución.

Los resultados de los análisis pueden variar, dependiendo del tiempo de la solución. Este tiempo puede ser controlado en LS-Dyna, y depende de la velocidad y la energía total del sistema. Para una velocidad de 10m/s, y un cilindro del tamaño indicado, el valor del tiempo de ejecución puede variar de 0,5ms a 5ms, con el fin de obtener resultados comparables y antes de que el modelo se estrelle contra si mismo. La distancia que la placa móvil recorre en 5ms es de 0,05m o 5cm, que es el 7,15% de la longitud del cilindro (Explicit Dynamics Training Manual, 2003, 7-3).

8.5.3 Información a almacenar para el postprocesamiento.

Los resultados de esfuerzos y deformaciones son automáticamente almacenados por LS-Dyna, pero los valores de energías (energías cinética, interna, total, de deformación, Hourglassing, Damping, etc.) no son almacenados a menos que se convoque la función apropiada. Se emplea el comando EDENERGY para calcular las energías de Hourglassing, la energía de disipación de choque y de deslizamiento, así como la energía de disipación de Rayleigh (Explicit Dynamics Training Manual, 2003, 7-5).

Los valores estadísticos generales GLSTAT y el sumario de energías MATSUM son almacenados bajo el comando EDOUT. Es posible almacenar otros valores como fuerzas de reacción, de cuerpo rígido y datos generales de nodos y

elementos, indicando el componente del cual se quiere entrar en detalle (Explicit Dynamics Training Manual, 2003, 7-8).

8.5.4 Postprocesamiento general.

El postprocesamiento general tiene lugar una vez que la solución se lleva a cabo. Este postprocesamiento va de analizar la respuesta del material por medio de los esfuerzos y las deformaciones de Von Mises, hasta una visualización completa de la colisión. Los resultados se estudian por pasos de la solución o se observan completamente. Los datos nodales o elementales pueden ser listados por pasos de la solución. En términos generales, el postprocesamiento general posee las mismas aplicaciones en Ansys y en LS-Dyna (Explicit Dynamics Training Manual, 2003, 8-3).

Los resultados se leen de la lista de resultados antes de graficarse. El último resultado puede ser en muchos casos un error debido a la falta en la modelación (no extender las curvas de carga, tiempo de análisis muy largo o muy corto, etc.). Para el elemento Shell163, los resultados de esfuerzos no se afectan al visualizar el elemento por el otro lado. El comando LAYER es empleado para visualizar los resultados para las diferentes capas de material, mientras que el comando EDINT almacena la información de esas capas (Explicit Dynamics Training Manual, 2003, 8-5).

Los elementos fallados durante los análisis se deben a que los valores de esfuerzo sobrepasan los valores máximos permitidos para el material. La manera más conveniente de visualización es emplear todos los resultados, con el comando ANDATA. Con el uso de este comando no se interpolan resultados y se emplea la información real del análisis (Explicit Dynamics Training Manual, 2003, 8-10).

8.5.5 Postprocesamiento histórico.

El postprocesador histórico rastrea información a través de todo el análisis. Los resultados que se analizan en este postprocesador son más minuciosos que para el general, especialmente los concernientes con la información general y el sumario de energías (GLSTAT y MATSUM). Usando el comando EDHIST se configura el análisis para que almacene 1000 resultados de la solución, dependientes del tiempo, para ser procesados y visualizados. El comando LAYERP26 es empleado para indicar la capa del Shell a procesarse (Explicit Dynamics Training Manual, 2003, 8-11).

8.6 RESULTADOS COMPARATIVOS

Los resultados que se presentan a continuación, corresponden a soluciones de modelos de materiales con comportamientos isotrópicos con endurecimiento bilineal y materiales compuestos. Estas comparaciones tienen el propósito de identificar aquellos factores que interfieren más en el diseño y el análisis de un absorbedor de energía. Todos los resultados se obtienen de Ansys LS-Dyna y se comparan experimentalmente entre sí, para verificar la veracidad de los modelos. Los archivos de ingreso de los modelos se encuentran en el Anexo A.

8.6.1 Resultados de materiales bilineales.

Las condiciones a las que son sometidos los modelos son todas similares y se resumen en la tabla 7, mientras que los resultados a partir de los análisis se dan en la tabla 8. Las variables más importantes a observar son: Esfuerzos de Von Mises, Deformaciones elásticas y Deformación Plástica (Kokkula, 2005, 2).

Tabla 7. Condiciones de los modelos bilineales

CONDICION	VALOR
Tiempo del análisis	5ms (milisegundos)
Masa	4X10kg=40kg
Velocidad	10m/s
Contacto entre superficies	ASSC
Modelo de material	BISO
Constante Real (factor de cortante)	5/6
Constante Real (Espesor del Shell)	0,005m
Energía teórica del impacto	2060J

Los resultados de las tablas 8, 9 y 10 demuestran que las propiedades influyen directamente en la capacidad de la estructura de absorber los impactos. El modelo de comportamiento bilineal explica la gran cantidad de deformación plástica, luego que se traspasa el límite de fluencia. El material más resistente es el carbón, debido al alto esfuerzo de fluencia que lo caracteriza en la dirección principal. Este modelo es una idealización de las propiedades del compuesto, pues sólo se consideran las propiedades en dirección de la fibra. En un material laminado, las propiedades dependen de la orientación de la fibra (Kokkula, 2005, 4).

Los resultados demuestran que el modelo de Reddy para impactos no posee buena respuesta, incluso considerándose como un material isotrópico, a baja velocidad (10m/s), pues las propiedades del material son muy pobres (13,8GPa de módulo de elasticidad) y se alcanzan deformaciones plásticas muy rápidamente (0,01310 de deformación elástica máxima). El modelo de Reddy no es conveniente debido a las deformaciones a bajas energías (2000J), lo que convierte a la configuración en una alternativa poco económica ya que uno de los criterios de diseño es la resistencia de la estructura a impactos a menores velocidades (de 3000 a 5000J) (Reddy, 1995, 235).

Tabla 8. Resultados de esfuerzos para modelos bilineales

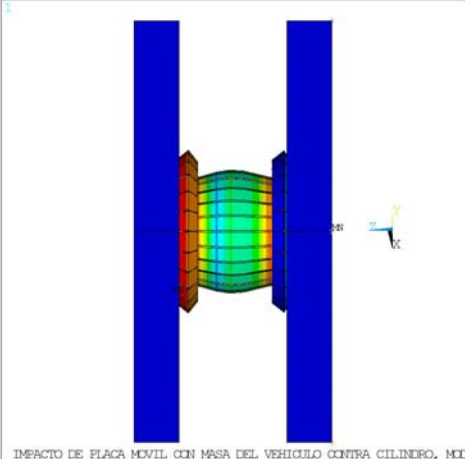
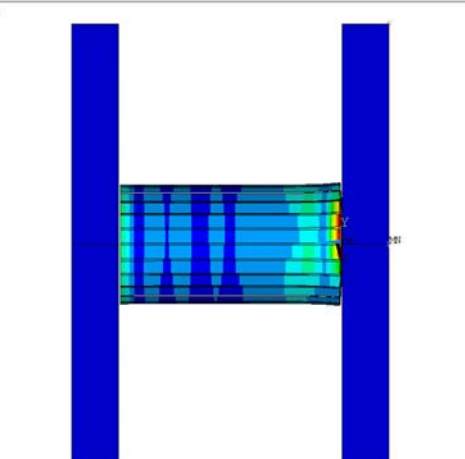
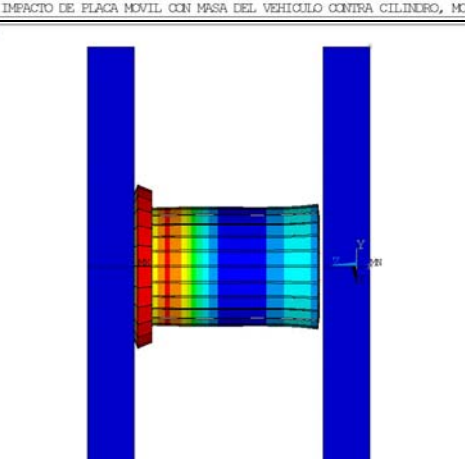
MODELO	ESFUERZO VON MISES	MAXIMO (Tiempo)
Reddy	 IMPACTO DE PLACA MOVIL CON MASA DEL VEHICULO CONTRA CILINDRO, MODELO DE	151MPa (5ms)
Compuesto de carbón	 IMPACTO DE PLACA MOVIL CON MASA DEL VEHICULO CONTRA CILINDRO, MODELO DE	145MPa (2,25ms)
Aluminio	 IMPACTO DE PLACA MOVIL CON MASA DEL VEHICULO CONTRA CILINDRO, ALUMINIO	415MPa (5ms)

Tabla 9. Resultados de deformaciones elásticas para modelos bilineales

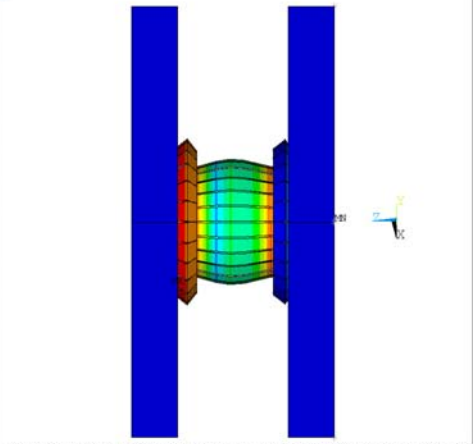
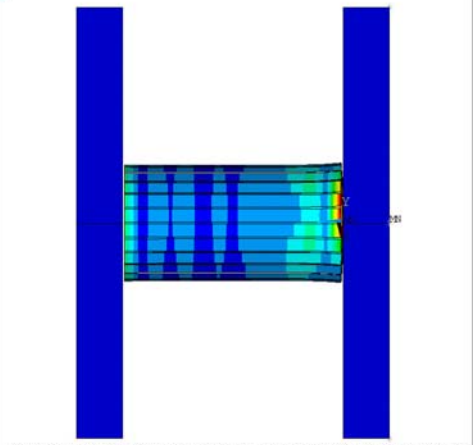
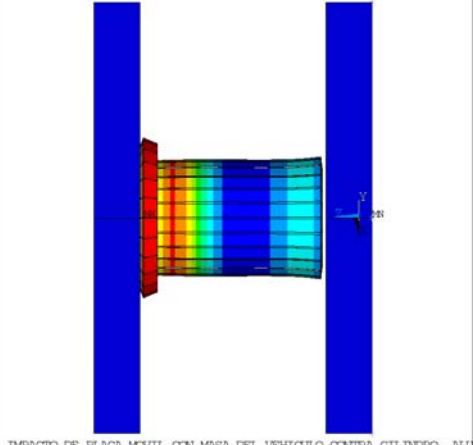
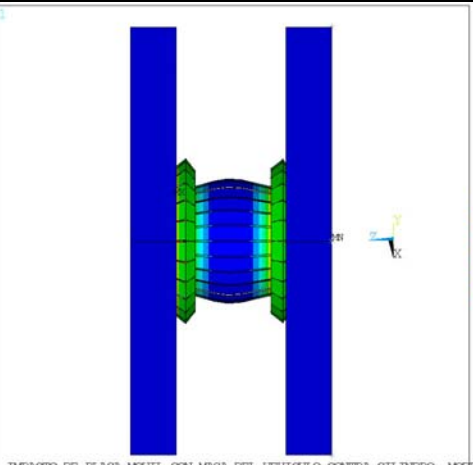
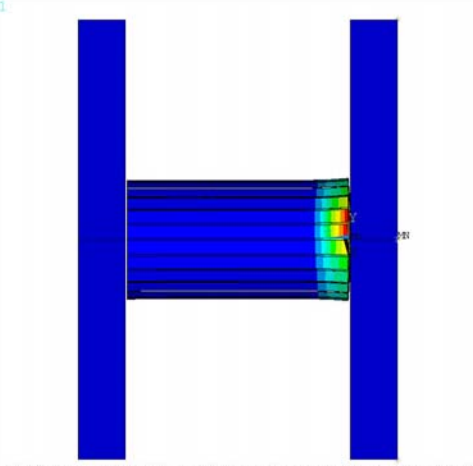
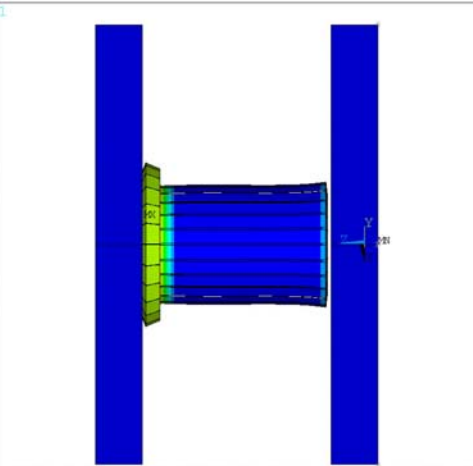
MODELO	DEFORMACIONES ELASTICAS DE VON MISES	MAXIMO (Tiempo)
Reddy	 ANSYS 10.0A1 APR 12 2007 20:18:06 PLOT NO. 1 NODAL SOLUTION STEP=1 SUB =102 TIME=.005001 EPELEQV (AVG) PowerGraphics EFACET=1 AVRES=Mat DMX =.040259 SMN =.004702 SMX =.013103 0.004702 0.005635 0.006269 0.007502 0.008436 0.009369 0.010303 0.011236 0.01217 0.013103 IMPACTO DE PLACA MOVIL CON MASA DEL VEHICULO CONTRA CILINDRO, MODELO DE	0,01310 (5ms)
Compuesto de carbón	 ANSYS 10.0A1 APR 12 2007 20:24:22 PLOT NO. 1 NODAL SOLUTION STEP=1 SUB =46 TIME=.00225 EPELEQV (AVG) PowerGraphics EFACET=1 AVRES=Mat DMX =.004155 SMN =.401E-03 SMX =.023662 4.01E-03 0.002985 0.00557 0.008155 0.010739 0.013324 0.015909 0.018493 0.021078 0.023662 IMPACTO DE PLACA MOVIL CON MASA DEL VEHICULO CONTRA CILINDRO, MODELO DE	0,02366 (2,25ms)
Aluminio	 ANSYS 10.0A1 APR 12 2007 20:26:38 PLOT NO. 1 NODAL SOLUTION STEP=1 SUB =102 TIME=.005 EPELEQV (AVG) PowerGraphics EFACET=1 AVRES=Mat DMX =.015511 SMN =.699E-03 SMX =.007699 6.99E-03 0.001477 0.002255 0.003032 0.00381 0.004588 0.005366 0.006143 0.006921 0.007699 IMPACTO DE PLACA MOVIL CON MASA DEL VEHICULO CONTRA CILINDRO, ALUMINIO	0,00769 (5ms)

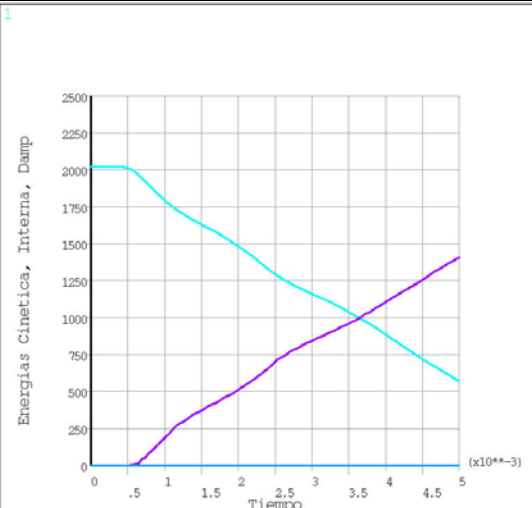
Tabla 10. Resultados de deformaciones plásticas para modelos bilineales

MODELO	DEFORMACIONES PLASTICAS DE VON MISES	MAXIMO (Tiempo)
Reddy	 IMPACTO DE PLACA MOVIL CON MASA DEL VEHICULO CONTRA CILINDRO, MODELO DE	1,255 (5ms)
Compuesto de carbón	 IMPACTO DE PLACA MOVIL CON MASA DEL VEHICULO CONTRA CILINDRO, MODELO DE	0,3208 (2,25ms)
Aluminio	 IMPACTO DE PLACA MOVIL CON MASA DEL VEHICULO CONTRA CILINDRO, ALUMINIO	1,189 (5ms)

El modelo de material compuesto de carbón que se idealiza a material isotrópico bilineal soporta las condiciones de impacto con mínima deformación plástica (0,3208 contra 1,255 del modelo de Reddy), mas al ser una idealización, no es posible emplearlo para producir absorbedores de energía. El modelo de aluminio reporta deformaciones plásticas considerables sólo en un extremo del cilindro, lo que significa que el material es demasiado rígido. Se concluye que se debe adecuar un modelo resistente como el de compuesto de carbón, pero no tan rígido como el de aluminio (Reddy, 1995, 235).

Los resultados de energías que se obtienen de los mismos modelos se presentan en la tabla 11. De ellos se desprende que las energías de Hourglassing y Amortiguación (líneas en rojo y azul) son insignificantes y sus efectos pueden ser despreciados. Por el contrario, las energías interna y cinética dependen de la masa y la velocidad, según la ecuación de energía. La cantidad teórica de energía del modelo es menor que la cantidad de energía empleada para probar los absorbedores de energía (Bisagni, 2004, 12).

Tabla 11. Resultados de energías para modelos bilineales

MODELO	RESULTADOS DE ENERGIAS: CINETICA, INTERNA, HOURGLASSING, AMORTIGUACION.
Reddy	 ANSYS 10.0A1 APR 12 2007 20:19:30 PLOT NO. 1 PCST26 KINE ENE KIN ENE DAMP ENE HGLS ENE ZV =1.414 *DIST=.75 XF =.5 YF =.5 ZF =.5 Z-BUFFER IMPACTO DE PLACA MOVIL CON MASA DEL VEHICULO CONTRA CILINDRO, MODELO DE

MODELO	RESULTADOS DE ENERGÍAS: CINÉTICA, INTERNA, HOURGLASSING, AMORTIGUACION.
Compuesto de carbón	ANSYS 10.0A1 APR 12 2007 20:23:57 PLOT NO. 1 POST26 KINE ENE INTN ENE DAMP ENE HGLS ENE ZV =1.414 *DIST=.75 XF =.5 YF =.5 ZF =.5 Z-BUFFER IMPACTO DE PLACA MOVIL CON MASA DEL VEHICULO CONTRA CILINDRO, MODELO DE
Aluminio	ANSYS 10.0A1 APR 12 2007 20:28:29 PLOT NO. 1 POST26 KINE ENE INTN ENE DAMP ENE HGLS ENE ZV =1.414 *DIST=.75 XF =.5 YF =.5 ZF =.5 Z-BUFFER IMPACTO DE PLACA MOVIL CON MASA DEL VEHICULO CONTRA CILINDRO, ALUMINIO

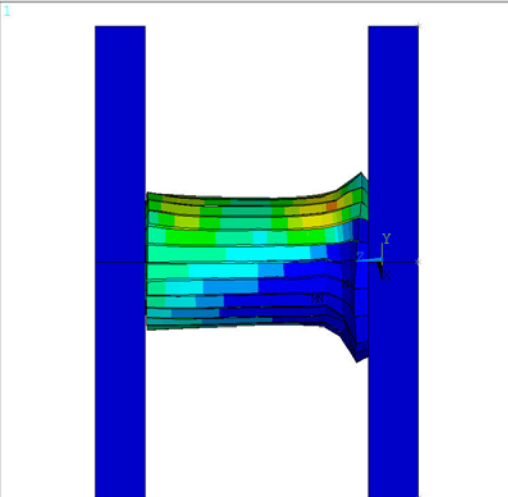
El modelo de Reddy demuestra que la energía cinética (línea turquesa) de la placa móvil puede convertirse en energía interna (línea púrpura) del cilindro a través de la energía de deformación. El modelo de aluminio demuestra las mismas conclusiones, con la adición de que el cilindro absorbe casi toda la energía, pero con un exceso de deformación plástica y en un lapso de tiempo muy largo.

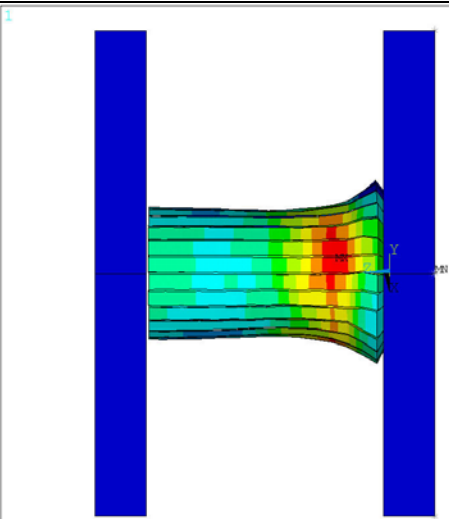
El modelo de compuesto de carbón presenta un comportamiento atípico, pues parte de la energía cinética se convierte en energía interna, pero esta energía cinética se pierde rápidamente, es más, parece como si la placa móvil recobrara su energía, e incluso más, del cilindro. Esto se debe a las propiedades atípicas del compuesto, modelado como un continuo. La resistencia del material es tan alta que las energías de deformación que se requieren para alcanzar la plasticidad en el cilindro son excesivas (Explicit Dynamics Training Manual, 2003, 4-15).

8.6.2 Resultados de materiales compuestos.

Los modelos que se trabajan corresponden a los datos de las secciones anteriores (8.1 a 8.5). De ellos se visualiza que la gama de propiedades de los materiales compuestos es muy amplia. Las propiedades del modelo de Reddy se ajustan a un material de fibra de vidrio con matriz polimérica, mientras que las propiedades del compuesto de carbón son fibras de carbón unidireccionales en matriz epóxica. A continuación se exhiben los resultados de ambos modelos correspondientes al esfuerzo de Von Mises y a la deformación elástica total (tabla 12).

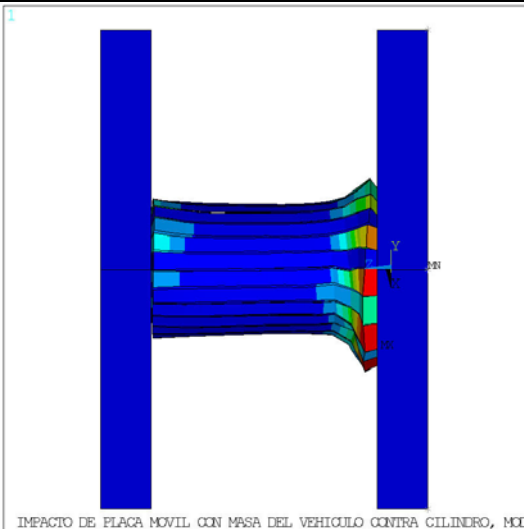
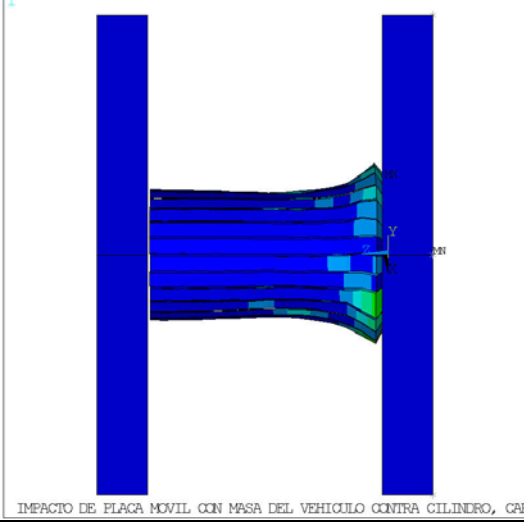
Tabla 12. Resultados de esfuerzos y deformaciones para modelos compuestos

MODELO	ESFUERZOS DE VON MISES	MAXIMO (Tiempo)
Reddy (Anexo A4)	 ANSYS 10.0A1 APR 12 2007 20:30:47 PLOT NO. 1 NODAL SOLUTION STEP=1 SUB =47 TIME=.920E-03 SEQV (AVG) PowerGraphics EFACET=1 AVRES=Mat DMX =.016634 SMX =.113E+10 0 .126E+09 .252E+09 .378E+09 .504E+09 .630E+09 .755E+09 .881E+09 .101E+10 .113E+10 IMPACTO DE PLACA MOVIL CON MASA DEL VEHICULO CONTRA CILINDRO, MODELO DE	1,13GPa (0,92ms)

MODELO	ESFUERZOS DE VON MISES	MAXIMO (Tiempo)																				
Compuesto de carbón (Anexo A5)	 ANSYS 10.0A1 APR 12 2007 19:47:09 PLOT NO. 1 NODAL SOLUTION STEP=1 SUB =34 TIME=.660E-03 SEQV (AVG) PowerGraphics EFACET=1 AVRES=Mat CMX =.010846 CMN =.281E+08 SMX =.369E+10 <table><tr><td>Blue</td><td>.281E+08</td></tr><tr><td>Light Blue</td><td>.435E+09</td></tr><tr><td>Cyan</td><td>.843E+09</td></tr><tr><td>Green</td><td>.125E+10</td></tr><tr><td>Yellow</td><td>.166E+10</td></tr><tr><td>Orange</td><td>.206E+10</td></tr><tr><td>Red</td><td>.247E+10</td></tr><tr><td>Dark Red</td><td>.288E+10</td></tr><tr><td>Dark Red</td><td>.329E+10</td></tr><tr><td>Dark Red</td><td>.369E+10</td></tr></table> IMPACTO DE PLACA MOVIL CON MASA DEL VEHICULO CONTRA CILINDRO, CARBON CO	Blue	.281E+08	Light Blue	.435E+09	Cyan	.843E+09	Green	.125E+10	Yellow	.166E+10	Orange	.206E+10	Red	.247E+10	Dark Red	.288E+10	Dark Red	.329E+10	Dark Red	.369E+10	3,69GPa (0,66ms)
Blue	.281E+08																					
Light Blue	.435E+09																					
Cyan	.843E+09																					
Green	.125E+10																					
Yellow	.166E+10																					
Orange	.206E+10																					
Red	.247E+10																					
Dark Red	.288E+10																					
Dark Red	.329E+10																					
Dark Red	.369E+10																					

La configuración inicial de las capas para ambos modelos es: [90,-45,45,-45,90]. El único cambio necesario con respecto al modelo desarrollado es la opción clave 1 para el material compuesto de carbón. La opción por defecto es la Belytschko-Tsay (KEYOPT (1)=0, 2), pero debido a problemas de energías de Hourglassing excesivas, se opta por emplear la opción de membrana Belytschko-Tsay (KEYOPT (1)=5) (Hosseinzadeh2, 2004, 3).

Tabla 13. Resultados de deformaciones para materiales compuestos

MODELO	DEFORMACIONES TOTALES DE VON MISES	MAXIMO (Tiempo)
Reddy (Anexo A4)	 ANSYS 10.0A1 APR 12 2007 20:31:08 PLOT NO. 1 MODAL SOLUTION STEP=1 SUB =47 TIME=.920E-03 EPTOEQV (AVG) PowerGraphics EFACET=1 AVRES=Mat DMX =.016634 SMN =.004571 SMX =1.147 .004571 .131562 .258552 .385543 .512533 .639524 .766514 .893505 1.02 1.147 IMPACTO DE PLACA MOVIL CON MASA DEL VEHICULO CONTRA CILINDRO, MODELO DE	1,147 (0,92ms)
Compuesto de carbón (Anexo A5)	 ANSYS 10.0A1 APR 12 2007 19:47:38 PLOT NO. 1 MODAL SOLUTION STEP=1 SUB =34 TIME=.660E-03 EPTOEQV (AVG) PowerGraphics EFACET=1 AVRES=Mat DMX =.010846 SMN =.004537 SMX =1.66 .004537 .188494 .372452 .55641 .740367 .924325 1.108 1.292 1.476 1.66 IMPACTO DE PLACA MOVIL CON MASA DEL VEHICULO CONTRA CILINDRO, CARBON CO	1,66 (0,66ms)

Las imágenes demuestran que la mayor rigidez del material compuesto de carbón asegura una estabilidad superior del sistema. Este material se emplea comúnmente para construir absorbedores de energía en automóviles. Los resultados de energías cinéticas, internas, de amortiguación y Hourglassing se observan en la tabla 14. Las conclusiones que se obtienen son similares a las que se encuentran en los modelos de materiales bilineales. La energía cinética se convierte en energía de deformación (interna). Las energías de amortiguación y

Hourglassing son despreciables dentro del rango de tiempo aceptable para la solución (0ms a 0,7ms) (Hosseinzadeh2, 2004, 3).

Tabla 14. Resultados de energías para modelos compuestos

MODELOS	RESULTADOS DE ENERGÍAS: CINÉTICA, INTERNA, HOURGLASSING, AMORTIGUACIÓN.
Reddy	IMPACTO DE PLACA MOVIL CON MASA DEL VEHICULO CONTRA CILINDRO, MODELO DE ANSYS 10.0A1 APR 12 2007 20:32:01 PLOT NO. 1 POST26 KINE ENE ININ ENE DAMP ENE HGLS ENE ZV =1.414 *DIST=.75 XF =.5 YF =.5 ZF =.5 Z-BUFFER
Compuesto de carbón	IMPACTO DE PLACA MOVIL CON MASA DEL VEHICULO CONTRA CILINDRO, CARBON CO ANSYS 10.0A1 APR 12 2007 19:50:08 PLOT NO. 1 POST26 KINE ENE ININ ENE DAMP ENE HGLS ENE ZV =1.414 *DIST=.75 XF =.5 YF =.5 ZF =.5 Z-BUFFER

Los resultados de esfuerzos, deformaciones y energía (tablas 12, 13 y 14) demuestran que la definición de material en base al compuesto de carbón es poco adecuada para a impactos. La energía de Hourglassing es superior a la permisible (la máxima es 120J, la permisible es 25J) y la energía interna alcanza un valor menor que cero, lo que no tiene significado físico. Posteriormente se analizan otras definiciones de material más apropiadas para un problema de impactos (Hosseinzadeh2, 2004, 5).

9. DESARROLLO DE LA ALTERNATIVA

El desarrollo de la alternativa para el absorbedor de energía del bumper de un automóvil exige que se tengan en cuenta ciertos factores de diseño. Estos factores se orientan hacia la disposición de los materiales compuestos que son ampliamente usados en estas estructuras. Con el fin de verificar la validez de la selección de los materiales compuestos en absorbedores de energía, sus resultados se comparan con los obtenidos para estructuras similares de materiales convencionales, como son el acero y el aluminio (Jones, 1998, 385).

9.1 OBJETIVOS Y CRITERIOS

Las consideraciones y variables de diseño pueden ser infinitas en el caso de estructuras de materiales compuestos. La misma selección de material puede considerarse como un proceso de diseño aparte. El ángulo de las fibras, el espesor de las capas y la cantidad de capas en el material se emplean para definir un material compuesto. Otras de las variables se refieren a las características geométricas del elemento. A continuación se definen las variables de diseño a considerar (Jones, 1998, 380).

9.1.1 Materiales para la simulación.

La simulación se realiza a partir de cuatro definiciones de material, dos compuestos y dos isotrópicos de comportamiento bilineal (figura 18). Esta selección se realiza para comparar el comportamiento de estructuras similares sometidas a condiciones similares, cuya única diferencia es el material del que están constituidas. De la sección anterior se desprende que la definición de

material compuesto de carbón no es adecuado para emplearse como absorbedor de energía porque las propiedades no permiten un correcto análisis. Igualmente, el modelo de Reddy es demasiado blando, incluso para impactos a bajas velocidades y bajas cargas (Jones, 1998, 389).

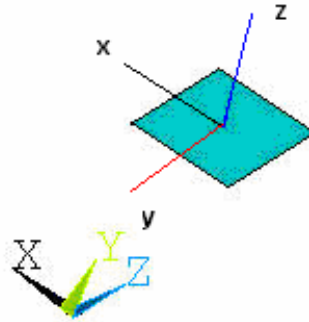
Los modelos de materiales compuestos seleccionados para realizar las simulaciones se consideran como opuestos. Ambos se constituyen de fibras de carbón en matriz epóxica. El primero presenta características de alta resistencia, mientras el segundo posee condiciones de alta rigidez. Al seleccionar estos modelos, se busca identificar cuál definición del material posee mejor respuesta a las condiciones dadas. Los materiales isotrópicos de endurecimiento cinemático bilineal se caracterizan por sus bajas propiedades, en comparación con otros similares: aluminio sin alear y acero de bajo carbono (Jones, 1998, 397).

9.1.2 Características de los materiales.

Las propiedades de plasticidad que especifican los materiales isotrópicos bilineales (BISO) son el esfuerzo de fluencia o esfuerzo final de la deformación elástica; y el módulo tangente o módulo de endurecimiento. Los modelos de materiales compuestos se definen a partir de la orientación de las fibras y el espesor de cada capa, bajo una composición de resina y fibra específica (Jones, 1998, 391).

La orientación de la fibra es definida en base al sistema de coordenadas locales del elemento. Como los elementos del cilindro se orientan en la misma dirección, siendo el eje X de coordenadas locales perpendicular al eje Z del sistema global, la orientación de 90° del sistema local corresponde al eje Z global. La figura 28 relaciona la orientación del elemento Shell y el sistema de coordenadas globales (Bisagni, 2004, 3).

Figura 28. Orientación de las capas



El espesor de cada capa es igual, cada capa corresponde a la misma fracción del espesor de pared del compuesto. No se hacen distinciones de espesores o de materiales dentro del mismo modelo ya que se busca un material más económico. Si se hacen distinción de espesores de capas y de materiales, los costos de producción del absorbedor de energía se elevan. Así mismo, la complejidad del modelo de elementos finitos aumenta, lo que dificulta la definición de los modelos (Hosseinzadeh1, 2005, 8).

9.1.3 Geometría del modelo.

La geometría del modelo es igual en todos los casos, pues los parámetros principales de diseño son los establecidos en la sección anterior (9.1.2). La comparación entre los materiales compuestos e isotrópicos bilineales se basa en la respuesta a las condiciones establecidas, de una misma estructura. El espesor, la longitud y el diámetro del cilindro se mantienen constantes durante todo el análisis (Bisagni, 2004, 5).

Los modelos geométricos, de materiales y plasticidad se caracterizan en la sección siguiente. Se definen, a su vez, las condiciones a las que se someten las estructuras con el fin de probar su respuesta.

9.2 DEFINICION DE MODELOS

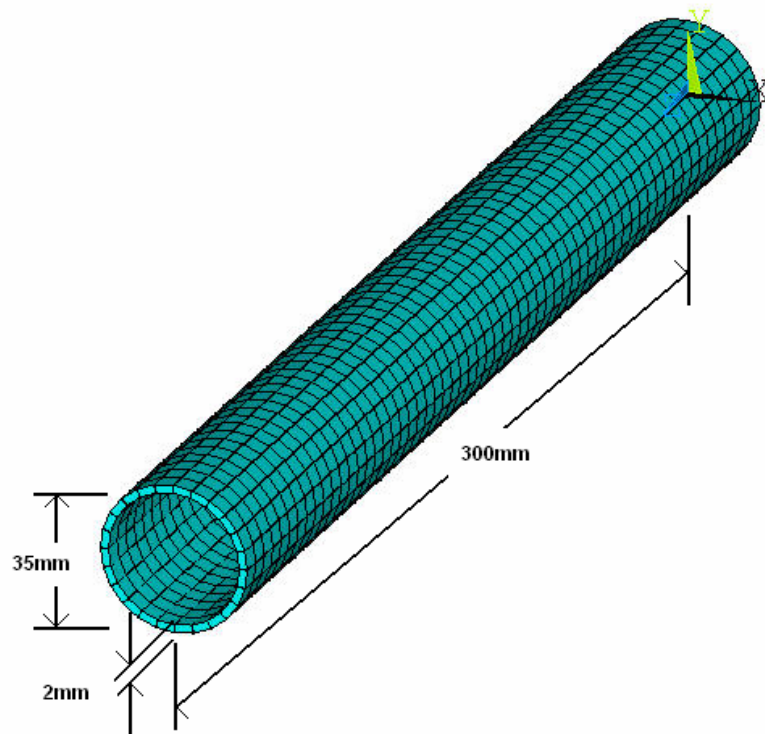
La definición de modelos parte de los supuestos comunes a todas las estructuras, y posteriormente se va a los elementos no comunes que definen el comportamiento de los sistemas, especialmente el concerniente a los materiales (Hosseinzadeh1, 2005, 8).

9.2.1 Modelación geométrica.

La modelación geométrica es igual para todos los modelos de materiales. Las placas planas fija y móvil son similares a las que se presentan en las secciones 8.3.2 y 8.3.3, mientras que el modelo del cilindro cambia en sus dimensiones de longitud, diámetro y espesor. En base a los resultados de la sección 8.6, se encuentra que la longitud del modelo de Reddy no es suficiente para soportar el comportamiento del sistema a las condiciones dadas, menos aun a mayores condiciones, como lo se requiere en esta simulación (Bisagni, 2004, 2).

Se elige trabajar con el modelo de absorbedor de energía de Bisagni ya que presenta mejor respuesta que el de Reddy y permite entender mejor el fenómeno de transferencia de energía. La longitud del cilindro es de 300mm, el diámetro de 35mm y el espesor del Shell es de 2mm. El espesor difiere del modelo de Bisagni debido al material elegido, la orientación y el número de capas. La figura 29 muestra las dimensiones del modelo (Bisagni, 2004, 2).

Figura 29. Geometría del modelo



9.2.2 Condiciones iniciales.

Las condiciones iniciales satisfacen el contexto de energía necesario para realizar el análisis. La velocidad de la placa móvil no debe exceder los 10m/s para conservar el movimiento dentro del estado de impacto a baja velocidad, mientras que la masa impuesta a la placa se aumenta a 110kg (10% de la masa total de un vehículo) en total, con lo que se obtiene es la energía cinética, según la ecuación (27) (Kokkula, 2005, 3):

$$Ek = \frac{1}{2}mv^2 = \frac{1}{2}(110kg)(10m/s)^2 = 5500J \quad (27)$$

La tabla 15 resume las condiciones iniciales del modelo de Bisagni.

Tabla 15. Resumen de condiciones iniciales

CONDICION	VALOR
Tiempo del análisis	2ms
Masa	4X27,5kg=110kg
Velocidad	10m/s
Contacto entre superficies	ASSC
Modelo de material	BISO
Constante Real (factor de cortante)	5/6
Constante Real (Espesor del Shell)	0,002m
Energía teórica del impacto	5500J

9.2.3 Modelos isotrópicos bilineales.

Los modelos isotrópicos de endurecimiento cinemático bilineal (BISO) se resumen en la tabla 16. Las condiciones obedecen a la definición de material más simple; tanto para el acero, como para el aluminio, con el fin de poder establecer la configuración más apropiada para sistemas de absorción de energía. Las propiedades simples del acero y el aluminio corresponden a aceros de bajo carbono y a aluminio no aleado, respectivamente (Hosseinzadeh1, 2005, 2).

Tabla 16. Propiedades de modelos BISO

PROPIEDAD	ALUMINIO (Anexo B1)	ACERO (Anexo B2)
Módulo de elasticidad	70GPa	207GPa
Módulo de Poisson	0,33	0,3
Densidad	2700kg/m ³	7850kg/m ³
Esfuerzo de Fluencia	420MPa	700MPa
Módulo Tangente	100MPa	150MPa

9.2.4 Modelos compuestos.

Los dos modelos de material compuesto poseen la misma estructura básica: fibras de carbón en matriz epóxica. La diferencia corresponde al tipo de fibra y la

proporción de fibra y resina, una posee mayor resistencia, mientras la otra posee mayor rigidez. La tabla 17 expone las propiedades de los materiales. Los modelos de material compuesto se eligen de entre estas categorías, ya que tienen propiedades contrarias, pero se fabrican de los mismos constituyentes. Más aun, se prueban como materiales especialmente buenos para condiciones de resistencia a impactos (Hosseinzadeh1, 2005, 4).

Tabla 17. Propiedades de los modelos de material compuesto

PROPIEDAD	DESCRIPCION	MODELO DE ALTA RESISTENCIA (Anexo B3)	MODELO DE ALTA RIGIDEZ (Anexo B4)
Dens	Densidad del material compuesto	1600kg/m ³	2150kg/m ³
Ex	Modulo de elasticidad en la dirección X	61GPa	80GPa
Ey	Modulo de elasticidad en la dirección Y	14GPa	10GPa
Ez	Modulo de elasticidad en la dirección Z	14GPa	10GPa
Gxy	Módulo de rigidez en el plano XY	3,8GPa	3,3GPa
Gyz	Módulo de rigidez en el plano YZ	3,2GPa	3,9GPa
Gxz	Módulo de rigidez en el plano XZ	3,8GPa	3,3GPa
Nuxy	Módulo de Poisson en el plano XY	0,25	0,2
Nuyz	Módulo de Poisson en el plano YZ	0,3	0,3
Nuxz	Módulo de Poisson en el plano XZ	0,25	0,2
Bulk Modulus	Módulo de compresibilidad	40,7GPa	44,4GPa

PROPIEDAD	DESCRIPCIÓN	MODELO DE ALTA RESISTENCIA (Anexo B3)	MODELO DE ALTA RIGIDEZ (Anexo B4)
Resistencia Cortante	Esfuerzo cortante de fluencia	80MPa	70MPa
Esfuerzo Longitudinal	Esfuerzo longitudinal de fluencia	920MPa	810MPa
Esfuerzo Transversal a tensión	Esfuerzo transversal de fluencia a tensión	120MPa	220MPa
Esfuerzo Transversal a compresión	Esfuerzo transversal de fluencia a compresión	239MPa	320MPa
Esfuerzo Cortante no lineal	Parámetro de esfuerzo cortante no lineal, relaciona los esfuerzos normales y cortantes	0,5	0,5

La distribución de las capas se da en tres configuraciones diferentes, con el fin de identificar la mejor forma de orientar las fibras para resistir los impactos. Se parte de la suposición que las fibras resisten mejor cuando están orientadas en dirección del impacto. La orientación de las tres configuraciones son las siguientes (Hosseinzadeh1, 2005, 3):

- Orientación (1): [90,45,-45,45,90]
- Orientación (2): [-45,45,-45,45,-45]
- Orientación (3): [90,0,-45,0,90]

Los anexos B3 y B4 muestran la definición del material, la plasticidad y las capas del compuesto.

9.2.5 Información para el postprocesamiento.

La principal información que se emplea en el postprocesamiento son los esfuerzos máximos de Von Mises en los cilindros, las deformaciones máximas de Von Mises y las energías cinética, interna, de amortiguación y de Hourglassing. Los resultados a procesar se encuentran en los postprocesadores Post1 (General) y Post26 (Histórico). De cada simulación, se requiere encontrar el conjunto de resultados adecuados, con el fin de que la energía de Hourglassing sea mínima, y para que el comportamiento del material sea físicamente consecuente y comparable entre los modelos (Explicit Dynamics Training Manual, 2003, 2-11).

Los esfuerzos máximos de Von Mises se encuentran tanto en el Post1 como en el Post26. Para el Post1, se da el esfuerzo máximo de todo el modelo para un conjunto de resultados. Es posible encontrar el esfuerzo máximo de la solución. Para el Post26, es posible determinar el tiempo cuando sucede el esfuerzo máximo para un nodo o un elemento. De la misma forma se pueden analizar las deformaciones totales máximas (Hosseinzadeh1, 2005, 6).

Las energías se procesan para hallar el modo de transferencia de energía cinética a interna (o energía de deformación). La validez del modelo parte de la capacidad de convertir la energía cinética en energía de deformación plástica (energía no conservativa). La energía de Hourglassing es útil para verificar la eficacia del modelo (esta no debe ser nunca mayor del 5% de la energía interna). La energía de amortiguación sirve para observar que el comportamiento del modelo es sobreamortiguado (Explicit Dynamics Workshop, 2003, 6-10).

9.3 RESULTADOS DE LA SIMULACION

Los resultados de la simulación se obtienen en Ansys LS-Dyna versión 10.0. Los parámetros son los que se establecen en la sección 9.2. Dentro de cada análisis,

se observan ciertas variables de la solución, como el tiempo de iteración mínimo, tiempo total de la solución, nodos y elementos que fallan. Así mismo se incluyen los resultados de las variables a postprocesar (Explicit Dynamics Training Manual, 2003, 8-1).

9.3.1 Información del análisis.

La información del análisis tiene el propósito de evaluar las soluciones desde el punto de vista del gasto computacional. Incluye:

- Tiempo mínimo de la iteración (Time Step).
- Tiempo total de la solución.
- Número de iteraciones.
- Número de elementos fallados.

La información del análisis para los modelos de material isotrópico bilineal se dan en la tabla 18. Los modelos de material isotrópico bilineal no contemplan la posibilidad de falla de la estructura, por tanto, no se encuentran elementos fallados dentro de la solución (Explicit Dynamics Training Manual, 2003, 4-17).

Tabla 18. Resultados de análisis para modelos bilineales

INFORMACION	ALUMINIO	ACERO
Tiempo mínimo de iteración (iteración)	6,06e-7s (2402)	5,23e-7s (8290)
Tiempo total de la solución	36s	33s
Número de iteraciones	8709	8290
Número de elementos fallados	0	0

Los resultados para el modelo compuesto de alta resistencia se encuentran en la tabla 19 para cada una de las variantes de orientación de las fibras. Se puede inferir provisionalmente, que por el número de elementos fallados, la orientación de fibras (2) es más resistente que las otras (Hosseinzadeh1, 2005, 6).

Tabla 19. Resultados para el modelo de alta resistencia

MODELO DE ALTA RESISTENCIA	ORIENTACION (1)	ORIENTACION (2)	ORIENTACION (3)
Tiempo mínimo de iteración (iteración)	6,86e-8s (13548)	7,71e-8s (10717)	4,18e-8s (13975)
Tiempo total de la solución	1min29s	59s	1min34s
Número de iteraciones	13548	11680	15547
Número de elementos fallados	254	0	499

Los resultados de información del análisis para el modelo de alta rigidez se exponen en la tabla 20. A partir del número de elementos fallados, puede predecirse que la mejor orientación es la (2), debido a que posee mejores capacidades de resistencia. Entre las definiciones de material, la de alta resistencia demuestra un mejor comportamiento que la de alta rigidez por cuanto el análisis toma menor tiempo, aun cuando la cantidad de elementos fallados es mayor. Estos parámetros no son en ningún caso suficientes para decidir la alternativa, sólo sirven de guía (Hosseinzadeh1, 2005, 8).

Tabla 20. Resultados para el modelo de alta rigidez

MODELO DE ALTA RIGIDEZ	ORIENTACION (1)	ORIENTACION (2)	ORIENTACION (3)
Tiempo mínimo de iteración (iteración)	2,87e-8s (4981)	5,42e-10s (25000)	2,11e-8s (20000)
Tiempo total de la solución	2min27s	5min53s	2min57s
Número de iteraciones	25503	66521	31144
Número de elementos fallados	142	26	400

9.3.2 Esfuerzos de Von Mises.

Los esfuerzos de Von Mises sirven para determinar cuál modelo transfiere mejor la energía. Los esfuerzos máximos de Von Mises se encuentran en el Post1 al identificar el conjunto de resultados de LS-Dyna con el mayor esfuerzo. El Post26 muestra la progresión de los esfuerzos en el tiempo para un nodo dado. Para los

modelos bilineales, las tablas 21 y 22 expresa los valores y la ubicación de los esfuerzos. Debajo de cada gráfica se adjunta el valor máximo del conjunto de resultados. El nodo a evaluar corresponde a cualquier nodo de la esquina derecha del cilindro ($Z=0$) (Hosseinzadeh1, 2005, 4).

Tabla 21. Esfuerzos máximos de Von Mises para Aluminio

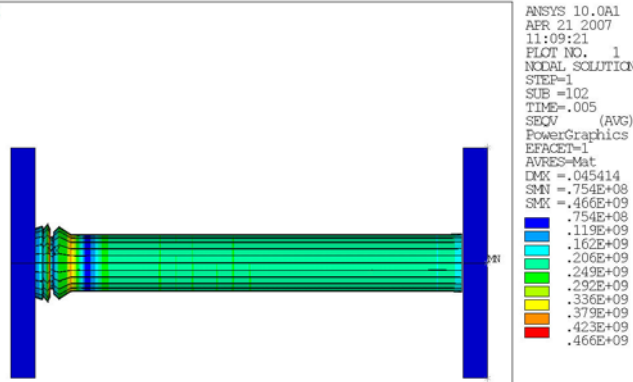
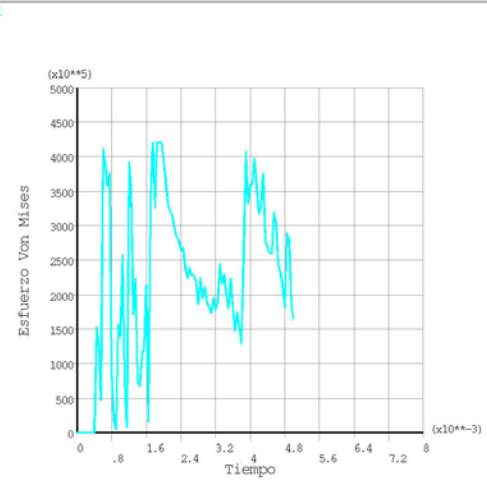
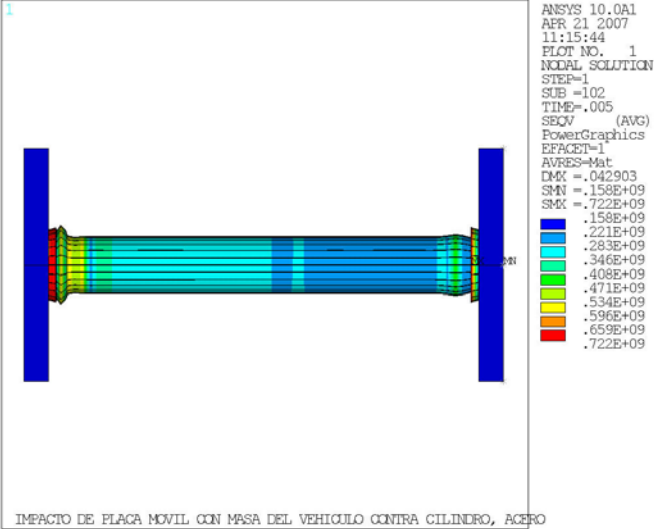
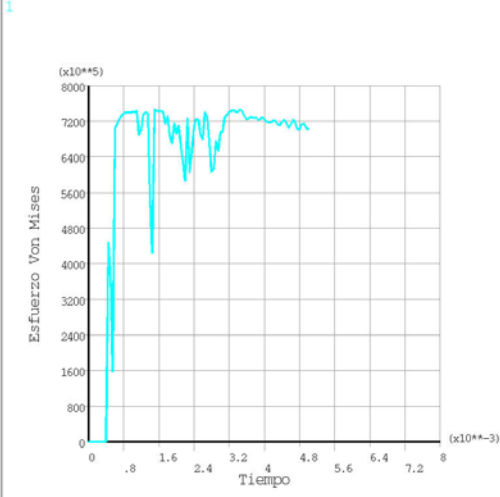
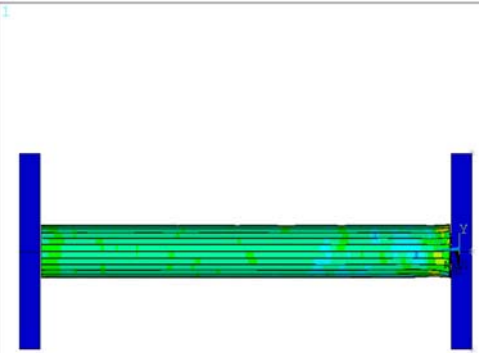
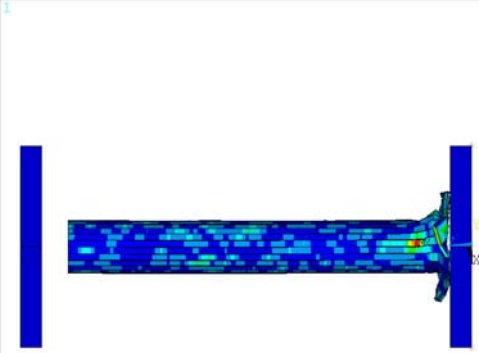
ESFUERZOS MAXIMOS VON MISES	ALUMINIO	MAXIMO (Tiempo)
Post1	 ANSYS 10.0A1 APR 21 2007 11:09:21 PLOT NO. 1 NODAL SOLUTION STEP=1 SUB =102 TIME=.005 SEQV (AVG) PowerGraphics EPACET=1 AVRES=Mat CMX =.045414 SMN =.754E+08 SMX =.466E+09 .754E+08 .119E+09 .162E+09 .206E+09 .249E+09 .292E+09 .336E+09 .379E+09 .423E+09 .466E+09 IMPACTO DE PLACA MOVIL CON MASA DEL VEHICULO CONTRA CILINDRO, ALUMINIO	466MPa (5ms)
Post26	 ANSYS 10.0A1 APR 21 2007 11:11:53 PLOT NO. 1 POST26 SEQV 2 ZV =1.414 DIST=.75 XF =.5 YF =.5 ZF =.5 Z-BUFFER IMPACTO DE PLACA MOVIL CON MASA DEL VEHICULO CONTRA CILINDRO, ALUMINIO	420MPa (1,7ms)

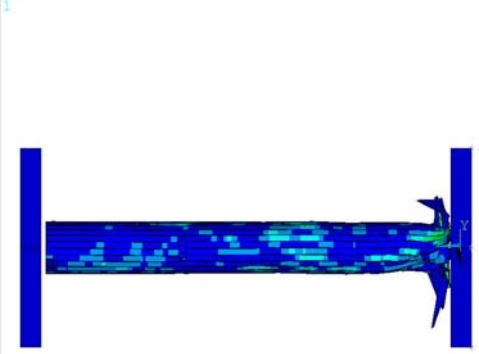
Tabla 22. Esfuerzos máximos de Von Mises para Acero

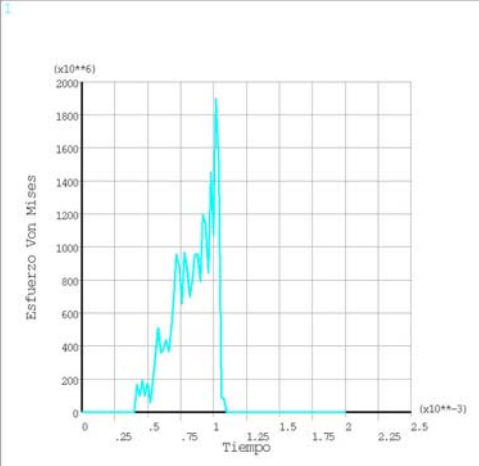
ESFUERZOS MAXIMOS VON MISES	ACERO	MAXIMO (Tiempo)
Post1	 ANSYS 10.0A1 APR 21 2007 11:15:44 PLOT NO. 1 NODAL SOLUTION STEP=1 SUB =102 TIME=.005 SEQV (AVG) PowerGraphics EFFECT=1 AVRES=Mat DMX =.042903 SMN =.158E+09 SMX =.722E+09 1.58E+09 .221E+09 .283E+09 .346E+09 .408E+09 .471E+09 .534E+09 .596E+09 .659E+09 .722E+09 IMPACTO DE PLACA MOVIL CON MASA DEL VEHICULO CONTRA CILINDRO, ACERO	722MPa (5ms)
Post26	 ANSYS 10.0A1 APR 21 2007 11:17:17 PLOT NO. 1 POST26 SEQV_2 ZV =-1.414 DIST=-.75 XF =.5 YF =.5 ZF =.5 Z-BUFFER IMPACTO DE PLACA MOVIL CON MASA DEL VEHICULO CONTRA CILINDRO, ACERO	750MPa (1,6ms)

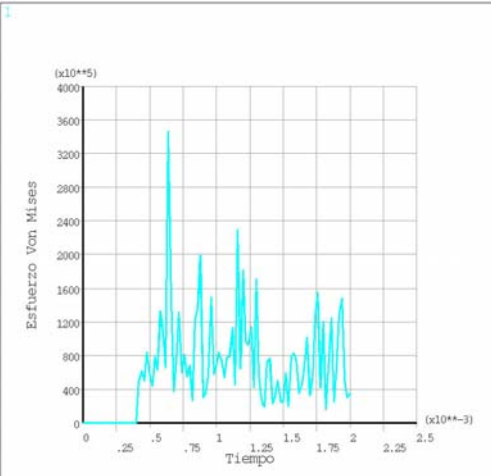
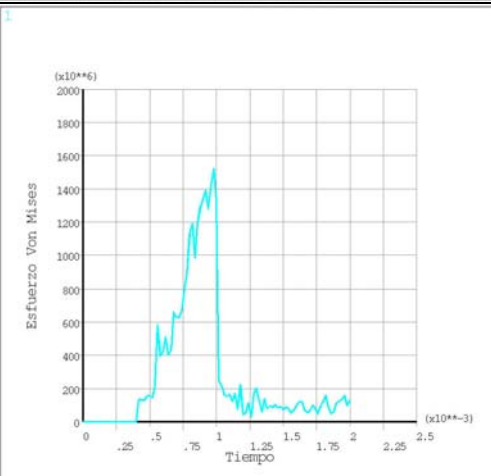
Los esfuerzos de Von Mises para material compuesto de alta resistencia se dan en la tabla 23. La tabla contiene la distribución de esfuerzos y los valores máximos para las tres orientaciones de material, tanto en Post1 (postprocesador general) como en Post26 (postprocesador histórico).

Tabla 23. Esfuerzos máximos de Von Mises para compuesto alta resistencia

ESFUERZOS MAXIMOS DE VON MISES	POST1	MAXIMO (Tiempo)
Orientación (1)	 ANSYS 10.0A1 APR 22 2007 09:48:43 PLOT NO. 1 NODAL SOLUTION STEP=1 SUB =53 TIME=.00104 SEQV (AVG) PowerGraphics EFACET=1 AVRES=Mat DMX =.010318 SMX =.291E+10 0 .323E+09 .647E+09 .970E+09 .129E+10 .162E+10 .194E+10 .226E+10 .259E+10 .291E+10 IMPACTO DE PLACA MOVIL CON MASA DEL VEHICULO CONTRA CILINDRO, HIGH STRE	2,91GPa (1,04ms)
Orientación (2)	 ANSYS 10.0A1 APR 22 2007 09:56:37 PLOT NO. 1 NODAL SOLUTION STEP=1 SUB =102 TIME=.002 SEQV (AVG) PowerGraphics EFACET=1 AVRES=Mat DMX =.033582 SMX =.360E+09 0 .400E+08 .801E+08 .120E+09 .160E+09 .200E+09 .240E+09 .280E+09 .320E+09 .360E+09 IMPACTO DE PLACA MOVIL CON MASA DEL VEHICULO CONTRA CILINDRO, HIGH STRE	360MPa (2ms)

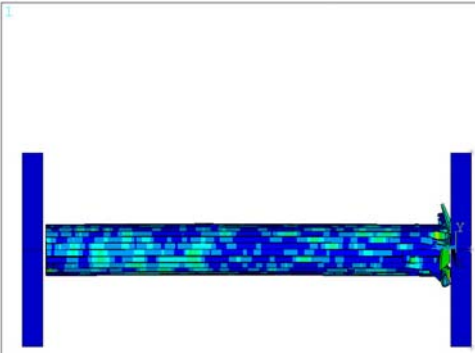
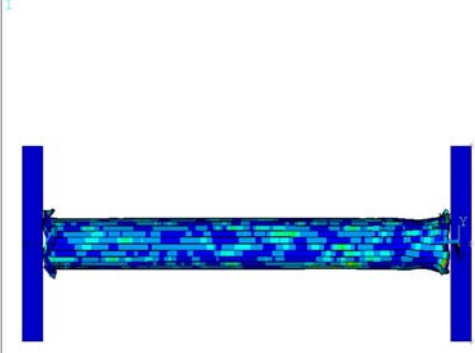
ESFUERZOS MAXIMOS DE VON MISES	POST1	MAXIMO (Tiempo)
Orientación (3)	 ANSYS 10.0A1 APR 22 2007 10:03:46 PLOT NO. 1 NODAL SOLUTION STEP=1 SUB =58 TIME=.00114 SEQV (AVG) PowerGraphics EFACET=1 AVRES=Mat MAX =.046549 SMX =.161E+10 0 .179E+09 .357E+09 .536E+09 .715E+09 .893E+09 .107E+10 .125E+10 .143E+10 .161E+10 IMPACTO DE PLACA MOVIL CON MASA DEL VEHICULO CONTRA CILINDRO, HIGH STRE	1,61GPa (1,14ms)

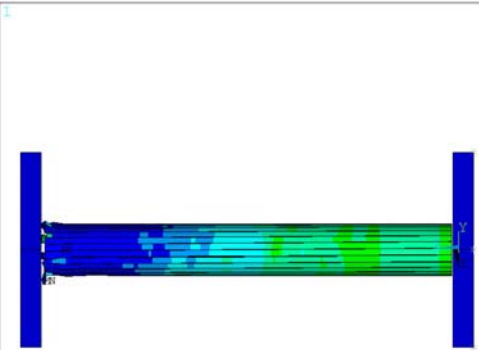
ESFUERZOS MAXIMOS DE VON MISES	POST26	MAXIMO (Tiempo)
Orientación (1)	 ANSYS 10.0A1 APR 22 2007 09:51:12 PLOT NO. 1 POST26 SEQV ZV =-1.414 DIST=.75 XF =.5 YF =.5 ZF =.5 XROT=1 Z-BUFFER IMPACTO DE PLACA MOVIL CON MASA DEL VEHICULO CONTRA CILINDRO, HIGH STRE	1,90GPa (1ms)

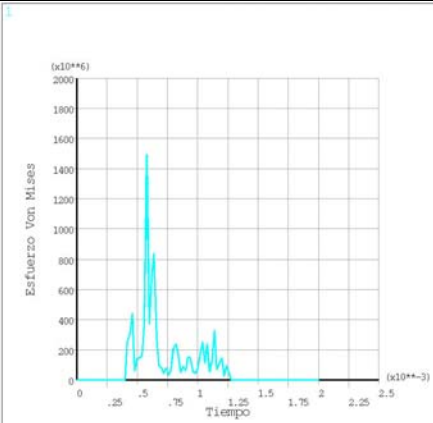
ESFUERZOS MAXIMOS DE VON MISES	POST26	MAXIMO (Tiempo)
Orientación (2)		350MPa (0,6ms)
Orientación (3)		1,50GPa (1ms)

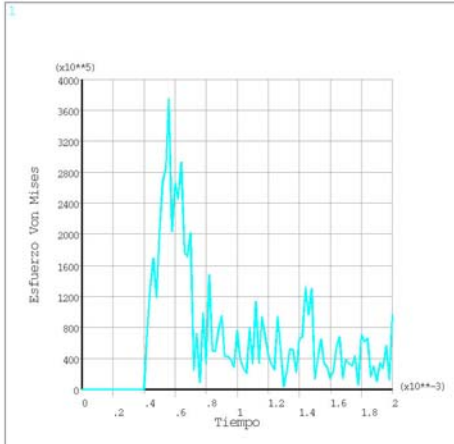
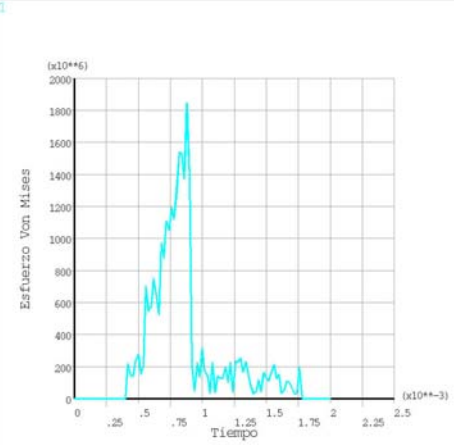
La tabla 24 contiene los resultados de esfuerzos máximos de Von Mises para el modelo de material compuesto de alta rigidez.

Tabla 24. Esfuerzos máximos de Von Mises para compuesto de alta rigidez

ESFUERZOS MAXIMOS DE VON MISES	POST1	MAXIMO (Tiempo)
Orientación (1)	 ANSYS 10.0A1 APR 22 2007 10:12:33 FLOT NO. 1 NODAL SOLUTION STEP=1 SUB =42 TIME=.820E-03 SEQV (AVG) PowerGraphics EFACET=1 AVRES=Mat DMX =.026948 SMX =.791E+09	791MPa (0,82ms)
Orientación (2)	 ANSYS 10.0A1 APR 22 2007 10:27:29 FLOT NO. 1 NODAL SOLUTION STEP=1 SUB =53 TIME=.00104 SEQV (AVG) PowerGraphics EFACET=1 AVRES=Mat DMX =.014402 SMX =.482E+09	482GPa (1,04ms)

ESFUERZOS MAXIMOS DE VON MISES	POST1	MAXIMO (Tiempo)
Orientación (3)	 ANSYS 10.0A1 APR 22 2007 10:37:02 PLOT NO. 1 NODAL SOLUTION STEP=1 SUE =45 TIME=.880E-03 SEQV (AVG) PowerGraphics EFACET=1 AVRES=Mat DMX =.008742 SMX =.325E+10 0 .361E+09 .721E+09 .108E+10 .144E+10 .180E+10 .216E+10 .252E+10 .288E+10 .325E+10 IMPACTO DE PLACA MOVIL CON MASA DEL VEHICULO CONTRA CILINDRO, HIGH MODU	3,25GPa (0,88ms)

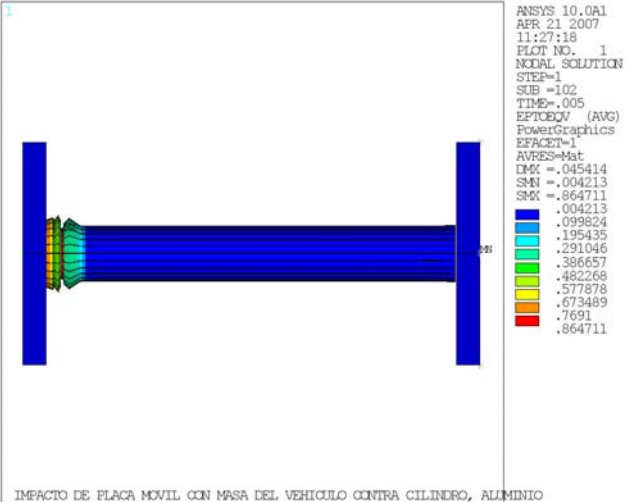
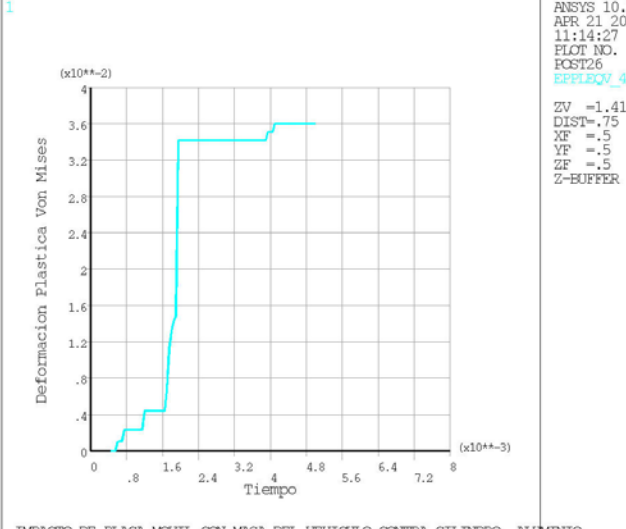
ESFUERZOS MAXIMOS DE VON MISES	POST26	MAXIMO (Tiempo)
Orientación (1)	 ANSYS 10.0A1 APR 22 2007 10:16:41 PLOT NO. 1 POST26 SEQV ZV =-1.414 DIST=.75 XF =.5 YF =.5 ZF =.5 Z-BUFFER IMPACTO DE PLACA MOVIL CON MASA DEL VEHICULO CONTRA CILINDRO, HIGH MODU	1,40GPa (0,55ms)

ESFUERZOS MAXIMOS DE VON MISES	POST26	MAXIMO (Tiempo)
Orientación (2)	 ANSYS 10.0A1 APR 22 2007 10:29:36 PLOT NO. 1 POST26 /POST ZV =1,414 DIST=-.75 XF =.5 YF =.5 ZF =.5 Z-BUFFER	380MPa (0,55ms)
Orientación (3)	 ANSYS 10.0A1 APR 22 2007 10:38:33 PLOT NO. 1 POST26 /POST ZV =1,414 DIST=-.75 XF =.5 YF =.5 ZF =.5 Z-BUFFER	1,90GPa (0,85ms)

9.3.3 Deformaciones Totales de Von Mises.

Las deformaciones totales de Von Mises sirven para identificar los lugares de la solución con mayor deformación, especialmente plástica. Mientras que la deformación elástica es una forma de energía conservativa y puede ser convertida fácilmente en otra (movimiento), la deformación plástica es no conservativa e irreversible. Las tablas 25 y 26 muestran los resultados para los modelos bilineales.

Tabla 25. Deformaciones totales de Von Mises para Aluminio

DEFORMACIONES TOTALES DE VON MISES	ALUMINIO	MAXIMO (Tiempo)
Post1	 ANSYS 10.0A1 APR 21 2007 11:27:18 PLOT NO. 1 NODAL SOLUTION STEP=1 SUB =102 TIME=.005 EPTCEQV (AVG) PowerGraphics EFACET=1 AVRES=Mat UMX =.045414 SMI =.004213 SMX =.864711 .004213 .099824 .195435 .291046 .386657 .482268 .577878 .673489 .7691 .864711 IMPACTO DE PLACA MOVIL CON MASA DEL VEHICULO CONTRA CILINDRO, ALUMINIO	0,8647 (5ms)
Post26	 ANSYS 10.0A1 APR 21 2007 11:14:27 PLOT NO. POST26 EPTCEQV_4 ZV =1.41 DIST=.75 XF =.5 YF =.5 ZF =.5 Z-BUFFER IMPACTO DE PLACA MOVIL CON MASA DEL VEHICULO CONTRA CILINDRO, ALUMINIO	3,6e-2 (2ms)

Las deformaciones máximas de Von Mises para el material de alta resistencia se encuentran en la tabla 27. No se encuentran resultados de Post26 debido a que el programa Ansys LS-Dyna no es capaz de procesar información discriminada de deformaciones elásticas y plásticas para material compuesto. Toda la deformación se toma en conjunto. Los resultados para el modelo de alta rigidez se proporcionan en la tabla 28 (Explicit Dynamics Training Manual, 2003, 2-26).

Tabla 26. Deformaciones totales de Von Mises para Acero

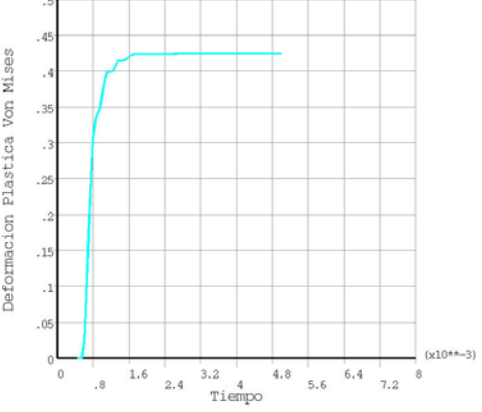
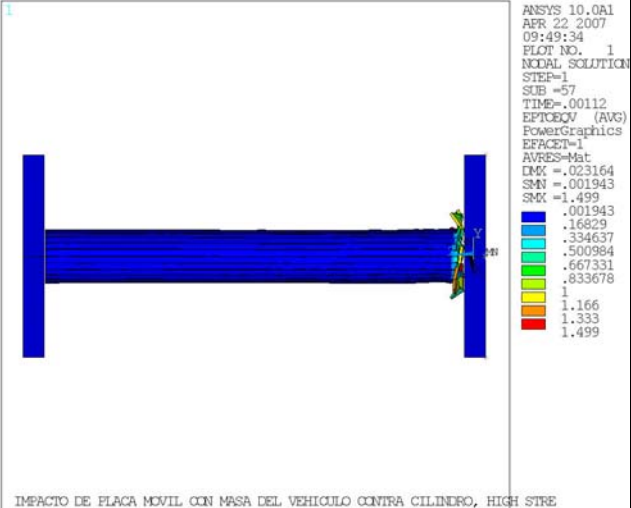
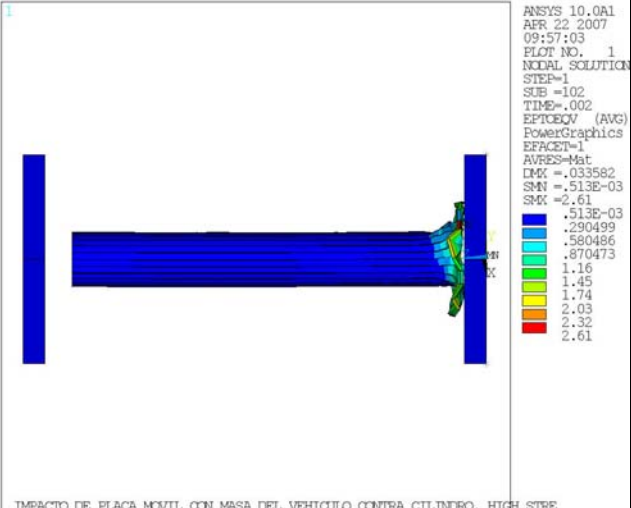
DEFORMACIONES TOTALES DE VON MISES	ACERO	MAXIMO (Tiempo)
Post1	 ANSYS 10.0A1 APR 21 2007 11:19:07 1 FLOT NO. NODAL SOLUTION STEP=1 SUB =102 TIME=.005 EPTOEQV (AVG) PowerGraphics EPACET=1 AVRES=Mat DMX =.042903 SMN =.003885 SMX =.790083 .003885 .09124 .178596 .265951 .353306 .440662 .528017 .615373 .702728 .790083 IMPACTO DE PLACA MOVIL CON MASA DEL VEHICULO CONTRA CILINDRO, ACERO	0,7900 (5ms)
Post26	 ANSYS 10.0A1 APR 21 2007 11:17:53 1 FLOT NO. POST26 EPTOEQV_4 ZV =1.414 DIST=.75 XF =.5 YF =.5 ZF =.5 Z-BUFFER IMPACTO DE PLACA MOVIL CON MASA DEL VEHICULO CONTRA CILINDRO, ACERO	0,425 (1,6ms)

Tabla 27. Deformaciones máximas Von Mises para modelo de alta resistencia

DEFORMACIONES MÁXIMAS DE VON MISES	POST1	MAXIMO (Tiempo)
Orientación (1)		1,499 (1,12ms)
Orientación (2)		2,61 (2ms)

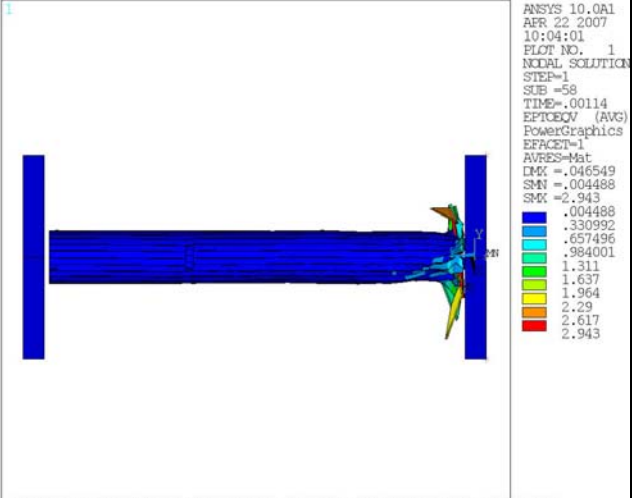
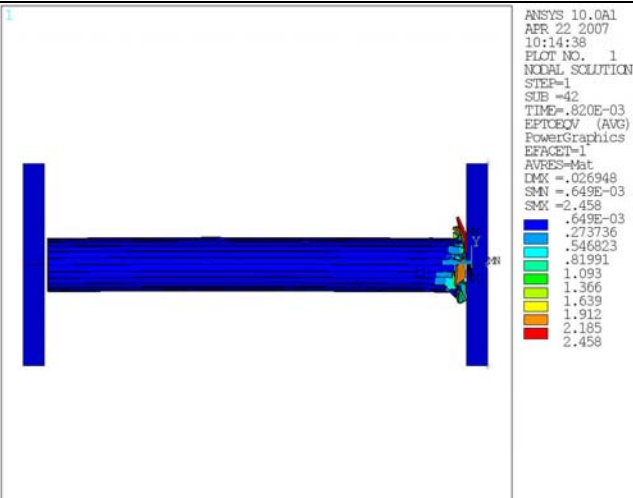
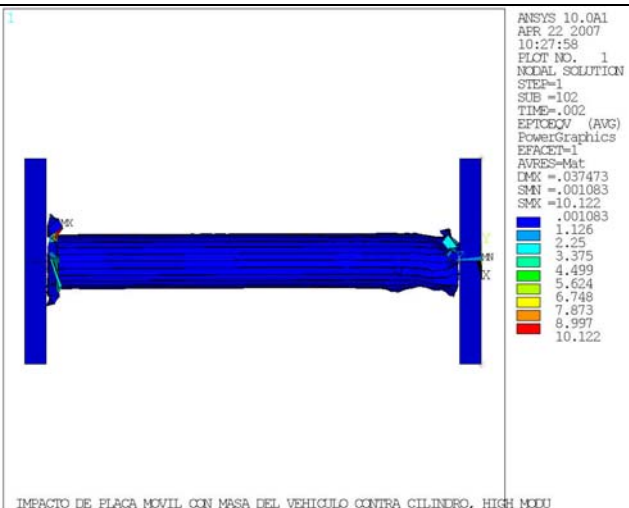
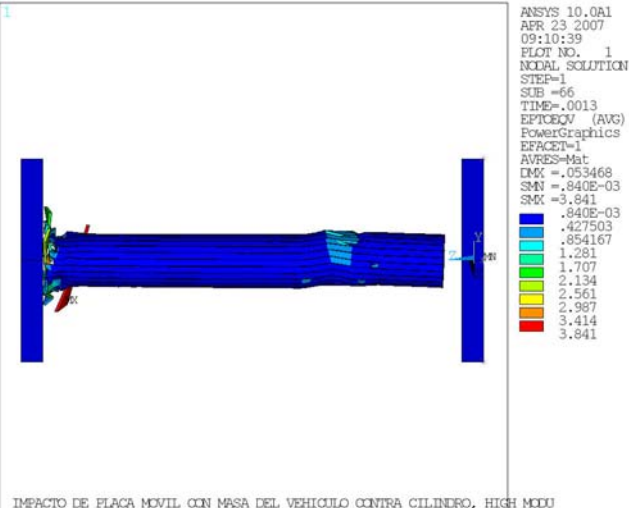
DEFORMACIONES MÁXIMAS DE VON MISES	POST1	MAXIMO (Tiempo)
Orientación (3)	 ANSYS 10.0A1 APR 22 2007 10:04:01 PLOT NO. 1 NODAL SOLUTION STEP=1 SUB =58 TIME=.00114 EPTCEQV (AVG) PowerGraphics EFACET=1 AVRES=Mat DMX =.046549 SMN =.004488 SMX =2.943 0.004488 .330992 .657496 .984001 1.311 1.637 1.964 2.29 2.617 2.943 IMPACTO DE PLACA MOVIL CON MASA DEL VEHICULO CONTRA CILINDRO, HIGH STRE	2,943 (1,14ms)

Tabla 28. Deformaciones máximas Von Mises para modelo de alta rigidez

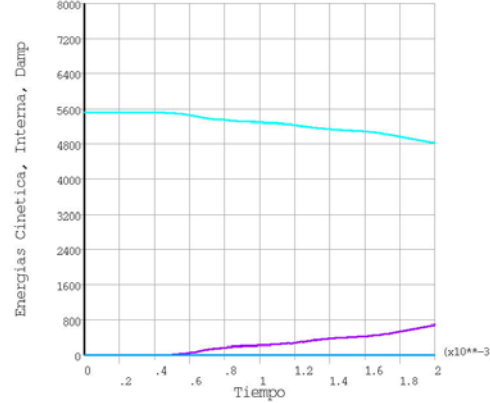
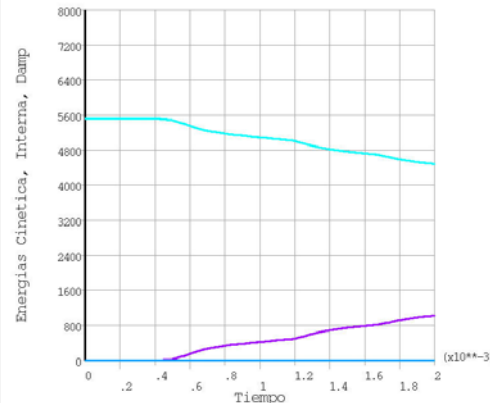
DEFORMACIONES MAXIMAS DE VON MISES	POST1	MAXIMO (Tiempo)
Orientación (1)	 ANSYS 10.0A1 APR 22 2007 10:14:38 PLOT NO. 1 NODAL SOLUTION STEP=1 SUB =42 TIME=.820E-03 EPTCEQV (AVG) PowerGraphics EFACET=1 AVRES=Mat DMX =.026948 SMN =.649E-03 SMX =2.458 .649E-03 .273736 .546823 .81991 1.093 1.366 1.639 1.912 2.185 2.458 IMPACTO DE PLACA MOVIL CON MASA DEL VEHICULO CONTRA CILINDRO, HIGH MODU	2,458 (0,82ms)

DEFORMACIONES MAXIMAS DE VON MISES	POST1	MAXIMO (Tiempo)
Orientación (2)	 ANSYS 10.0A1 APR 22 2007 10:27:58 PLOT NO. 1 NODAL SOLUTION STEP=1 SUB =102 TIME=.002 EPTCEQV (AVG) PowerGraphics EFACET=1 AVRES=Mat CMX =.037473 SMN =.001083 SMX =10.122 IMPACTO DE PLACA MOVIL CON MASA DEL VEHICULO CONTRA CILINDRO, HIGH MODU	10,122 (2ms)
Orientación (3)	 ANSYS 10.0A1 APR 23 2007 09:10:39 PLOT NO. 1 NODAL SOLUTION STEP=1 SUB =66 TIME=.0013 EPTCEQV (AVG) PowerGraphics EFACET=1 AVRES=Mat CMX =.053468 SMN =.840E-03 SMX =3.841 IMPACTO DE PLACA MOVIL CON MASA DEL VEHICULO CONTRA CILINDRO, HIGH MODU	3,841 (1,3ms)

9.3.4 Energías.

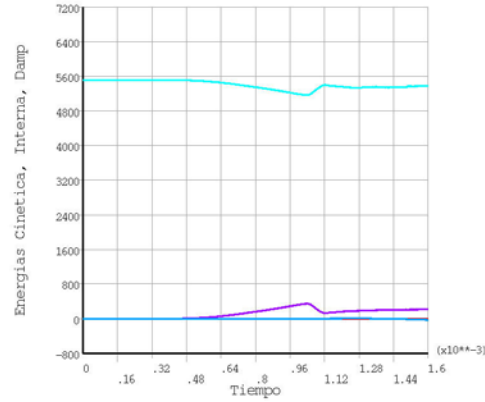
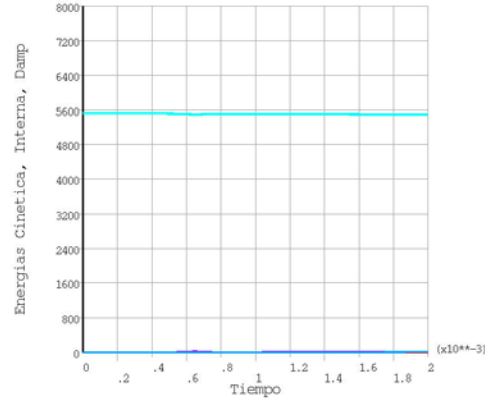
Las gráficas de energía comprueban la transferencia de energía entre la placa móvil y el cilindro absorbedor de energía. La transferencia de energía es una medida de la efectividad de la configuración. La tabla 29 contiene las energías de los modelos de material bilineal (Bisagni, 2004, 3).

Tabla 29. Energías para modelos bilineales

ENERGIAS	POST26 Cinética (turquesa), Interna (púrpura), damping (rojo), hourglassing (azul)	MAXIMO E. Interna(Tiempo)
Aluminio	 impacto de placa movil con masa del vehiculo contra cilindro, aluminio	685J (2ms)
Acero	 impacto de placa movil con masa del vehiculo contra cilindro, acero	1023J (2ms)

Las energías para los modelos de material compuesto se exponen en las tablas 30 y 31. La mayor diferencia con los modelos de material bilineal consiste en que los materiales isotrópicos absorben energía por más tiempo que los compuestos, que tienden a retornar la energía de deformación elástica en cinética (Hosseinzadeh1, 2005, 8).

Tabla 30. Energías para modelos de material compuesto de alta resistencia

ENERGÍAS	POST 26-ALTA RESISTENCIA	MAXIMO E. Interna(Tiempo)
Orientación (1)	 ANSYS 10.0a1 APR 22 2007 09:52:27 PLOT NO. 1 POST26 KINE ENE INTN ENE DAMP ENE HLS ENE ZV =1.414 *DIST=.75 XF =.5 YF =.5 ZF =.5 XRT0=1 Z-BUFFER IMPACTO DE PLACA MOVIL CON MASA DEL VEHICULO CONTRA CILINDRO, HIGH STRE	352,41J (1ms)
Orientación (2)	 ANSYS 10.0a1 APR 22 2007 09:58:40 PLOT NO. 1 POST26 KINE ENE INTN ENE DAMP ENE HLS ENE ZV =1.414 *DIST=.75 XF =.5 YF =.5 ZF =.5 Z-BUFFER IMPACTO DE PLACA MOVIL CON MASA DEL VEHICULO CONTRA CILINDRO, HIGH STRE	26,03J (0,68ms)

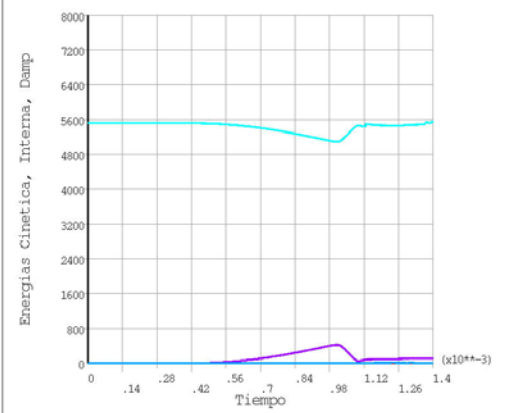
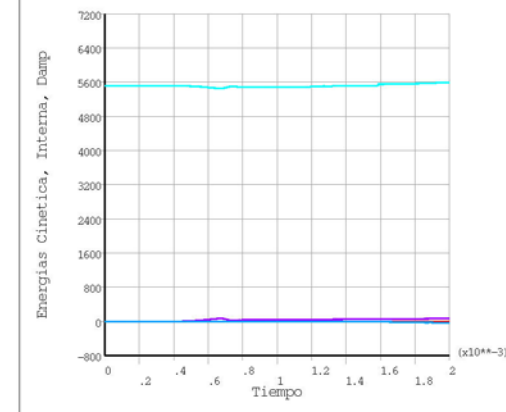
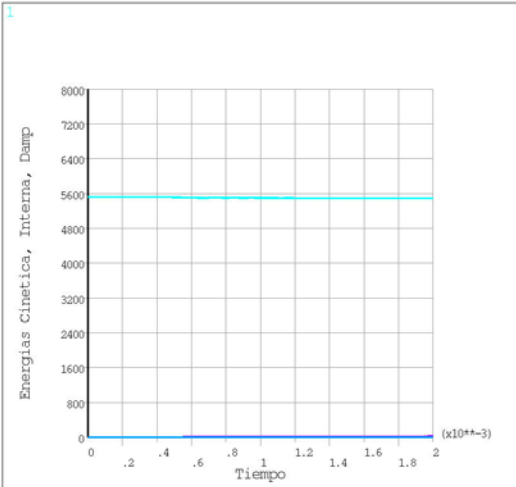
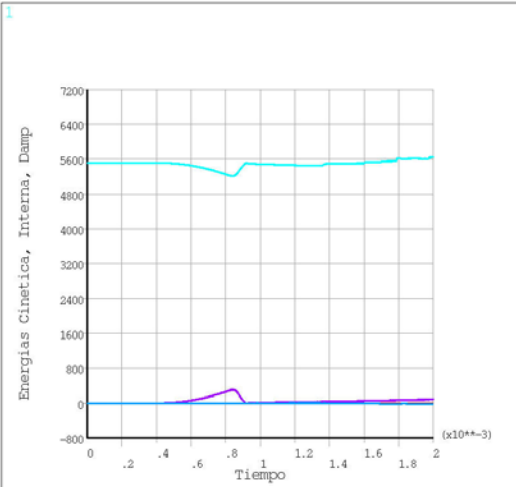
ENERGÍAS	POST26-ALTA RESISTENCIA	MAXIMO E. Interna(Tiempo)
Orientación (3)	 IMPACTO DE PLACA MOVIL CON MASA DEL VEHICULO CONTRA CILINDRO, HIGH STRE	418,94J (1ms)

Tabla 31. Energías para modelos de material compuesto de alta rigidez

ENERGIAS	POST26-ALTA RIGIDEZ	MAXIMO E. Interna(Tiempo)
Orientación (1)	 IMPACTO DE PLACA MOVIL CON MASA DEL VEHICULO CONTRA CILINDRO, HIGH MODU	73,35J (0,68ms)

ENERGIAS	POST26-ALTA RIGIDEZ	MAXIMO E. Interna(Tiempo)
Orientación (2)	 IMPACTO DE PLACA MOVIL CON MASA DEL VEHICULO CONTRA CILINDRO, HIGH MODU	24,42J (0,59ms)
Orientación (3)	 IMPACTO DE PLACA MOVIL CON MASA DEL VEHICULO CONTRA CILINDRO, HIGH MODU	313,55J (0,85ms)

La sección siguiente expone las observaciones y conclusiones que se alcanzan a partir de los resultados obtenidos de los diferentes modelos. Los criterios de comparación definen las variables más importantes a observar y su justificación.

9.4 COMPARACION DE RESULTADOS

La comparación de los modelos parte de la definición de ciertos criterios. Estos criterios se evalúan en base a la información que se obtiene de los análisis y se verifican en base a la necesidad de absorción de energía para que los ocupantes y las estructuras sufran el mínimo daño posible.

9.4.1 Criterios.

Los criterios a establecer se basan en dos condiciones (Bisagni, 2004, 2):

- En los choques a velocidad reducida (menos de 5m/s), como en este caso, las estructuras que absorben energía resistan los impactos con el mínimo de deformación plástica posible.
- Un buen absorbedor de energía va a convertir la energía cinética del cuerpo en movimiento, en energía de deformación, para el caso de impactos a más de cierta velocidad. Los absorbedores de energía deben resistir impactos a baja velocidad (5-10m/s), sin que las demás estructuras sufran daño.

Con el fin de verificar la primera condición, se emplean los esfuerzos de Von Mises y las deformaciones totales. Para la segunda condición, se comparan las energías cinética e interna por medio del coeficiente de absorción específico de energía (*Specific Energy Absortion*) que se define en la ecuación 28 (Bisagni, 2004, 3).

$$SEA = \frac{E_{absorbida}}{MasaAbsorSOR} \quad (28)$$

La comparación de las opciones de materiales es posible si se realiza en el mismo tipo de material. Las comparaciones entre materiales de naturaleza distinta, como isotrópicos y compuestos, sólo es posible al tener en cuenta otros factores como la

masa, la rigidez total del sistema, los costos de producción. La velocidad que se emplea para los análisis y las comparaciones es la máxima debido a que se quiere encontrar la respuesta del sistema en las peores condiciones posibles. Estas variables se analizan más adelante (Hosseinzadeh1, 2005, 4).

9.4.2 Materiales bilineales.

Los materiales bilineales se consideran como alternativas de diseño debido a que actualmente constituyen la mayoría de los componentes estructurales en los vehículos (chasis, vigas, carrocería). Debe tenerse mucho cuidado al analizar la información, especialmente la que corresponde a las deformaciones plástica, ya que el modelo que se emplea para simular el material es una idealización del comportamiento plástico de los materiales isotrópicos (Bourel, 2006, 3).

La idealización del material isotrópico con endurecimiento bilineal consiste en asegurar que la plasticidad se manifiesta por una curva de esfuerzo-deformación bilineal (figura 26) y que el endurecimiento del material es siempre constante. En la realidad, el endurecimiento del material sucede en forma variable y el módulo de elasticidad del material aumenta a medida que la deformación plástica se da (Explicit Dynamics Training Manual, 2003, 4-17).

Tabla 32. Resultados fundamentales de los materiales bilineales

RESULTADOS	ALUMINIO	ACERO
Esfuerzos Von Mises	466MPa	722MPa
Deformaciones Von Mises	0,8647	0,7900
Energías (J)	685	1023
Masa (kg)	0,1781	0,5178
SEA (J/kg)	1322,66	1975,31
Elementos eliminados	0	0

La tabla 31 resume los resultados más importantes para los modelos bilineales. Entre ellos se encuentran los esfuerzos y las deformaciones máximas, y las energías. La masa de la estructura se calcula en base al volumen y la densidad, como propiedad fundamental de los modelos de material.

Al comparar ambos modelos de material isotrópico bilineal, se infiere que el aluminio es un mejor material para estructuras absorbedoras de energía debido a que no es tan rígido y su endurecimiento plástico es menor que en el acero. Los esfuerzos máximos en el acero son mayores debido a que para alcanzar la fluencia, requiere mayor energía, pero su deformación es menor. Un absorbedor de energía de aluminio es más viable que uno de acero (Kokkula, 2005, 20).

9.4.3 Materiales compuestos.

Los modelos de elementos finitos de materiales compuestos para análisis dinámicos explícitos con LS-Dyna no son totalmente ciertos, y su comportamiento no es totalmente predecible. La manera como ocurre la deformación plástica en estos materiales y las condiciones establecidas para que ocurra la falla de los elementos es altamente teórica. Sin embargo, los modelos compuestos son muy convenientes para darle una idea al diseñador de las características de las estructuras y su posible comportamiento. La información resumida de los modelos de material compuesto se expone en la tabla 32 (Explicit Dynamics Training Manual, 2003, 4-43).

A partir de los resultados se puede deducir que la configuración menos resistente es la (2), debido a que presenta menores esfuerzos para las deformaciones máximas alcanzadas. Las orientaciones (1) y (3) presentan el mejor comportamiento frente al impacto debido a que la mayoría de las fibras se orientan en dirección de la velocidad de la placa (Z) (Hosseinzadeh1, 2005, 8).

Tabla 33. Resultados fundamentales de los materiales compuestos

MODELOS	ALTA RESISTENCIA			ALTA RIGIDEZ		
Variables	(1)	(2)	(3)	(1)	(2)	(3)
Esfuerzos	2,91GPa	360MPa	1,61GPa	791MPa	482GPa	3,25GPa
Deformaciones	1,499	2,61	2,943	2,458	10,122	3,841
Energías (J)	352,41	26,03	418,94	73,35	24,42	313,55
Masa (kg)	0,1055	0,1055	0,1055	0,1418	0,1418	0,1418
SEA (J/kg)	3338,55	246,59	3968,82	517,12	172,16	2210,53
Elementos fallados	254	0	499	142	26	400

El modelo de alta resistencia es mejor al de alta rigidez ya que la energía específica que absorbe del impacto es mayor en cualquier caso de orientación. La deformación plástica, en las configuraciones (1) y (3) del modelo de alta resistencia sucede cuando los esfuerzos en el material son muy altos, por lo que la energía cinética que se convierte a energía interna de deformación es muy alta (Bisagni, 2004, 12).

La cantidad de elementos eliminados permite identificar el patrón de deformación y desintegración del cilindro. Este patrón inicia en los extremos del cilindro y se propaga hacia el centro del mismo, a medida que los elementos alcanzan la deformación plástica y fallan. En el mejor de los casos, la deformación comienza en ambos extremos. La orientación pareja de las fibras, como en el caso (2) impide que el material se desintegre fácilmente, lo que ocasiona que el elemento sea muy tenaz y no se desprenda de la estructura. Una orientación no ortogonal de las fibras permite la propagación de las fallas y la desintegración del cilindro (Bisagni, 2004, 12).

9.5 SELECCIÓN DE LA CONFIGURACION

La selección de la configuración corresponde a la satisfacción de ciertos criterios no solo funcionales, como la resistencia y la rigidez, sino también de producción,

costos, sustitución, entre muchos otros. Las ventajas y desventajas de los materiales tradicionales y compuestos son bien conocidas, pero la pregunta fundamental es ¿Cuál se adapta mejor a las necesidades de la industria automotriz? La respuesta a esta pregunta va más allá de los alcances de este proyecto, pero es posible decir cual de los modelos presentes en el proyecto se desempeña mejor dentro de las condiciones dadas (Jones, 1998, 367).

Los materiales convencionales tales como el acero o el aluminio, son la base de la industria automotriz. Estos materiales componen elementos tan importantes como el chasis, el motor y la carrocería. El uso de estructuras de materiales compuestos responde a la necesidad de reducir costos a través de materiales más livianos producidos por medio de procesos más económicos. Como materia prima, los materiales convencionales son más económicos que los compuestos, mientras que los procesos de manufactura de estos últimos suelen ser más económicos. La tabla 33 expone algunos ejemplos de costos de materiales y procesos de fabricación y ensamblaje para metales y compuestos (Jones, 1998, 396).

Tabla 34. Costos de fabricación y ensamble

MATERIALES	FASE DE MANUFACTURA		
	MATERIAL PRIMAS	FABRICACION	ENSAMBLE
Aluminio	\$11/kg	\$8,8/kg	\$6,6/kg
Acero	\$2,2/kg	\$8,8/kg	\$6,6/kg
Grafito-Epóxica de alto módulo	\$440/kg	\$6,6/kg	\$4,4/kg
Grafito-Epóxica de alta resistencia	\$44/kg	\$6,6/kg	\$4,4/kg

La tabla 29 demuestra que los valores de materias primas son fundamentales para la selección de material. La sección anterior identifica al acero como una alternativa inconveniente para fabricar absorbedores de energía, debido a su alto peso y a su alta resistencia y rigidez. A pesar de tener los costos de materias

primas más bajos, no es posible usar este tipo de material. Igualmente, la cantidad de material que se debe emplear para fabricar una pieza en metal es muy superior a causa de los ineficientes procesos de mecanizado (Jones, 1998, 464).

El uso del aluminio como material para absorbedores de energía es limitado por restricciones de peso y rigidez. Es posible obtener una estructura de aluminio que absorba la cantidad de energía que se requiere, pero esta solución es en todos los casos más pesada. La principal razón del no uso del aluminio radica en que el modelo del material isotrópico con endurecimiento cinemático bilineal que se emplea en el presente trabajo es una idealización. No existen garantías de que el material se comporte de acuerdo a este modelo. El emplear absorbedores de energía de un material tan rígido como éste puede ser peligroso (Kokkula, 2005, 2).

El modelo de elementos finitos para el material compuesto es, de la misma forma, una idealización. Pero como las propiedades del material son menores, especialmente en lo que concierne a la matriz, la deformación plástica de este modelo puede ser suficiente para las condiciones que se proponen. La mayor ventaja de los materiales compuestos es la optimización del laminado, es decir, las propiedades de la estructura se pueden adecuar para que satisfagan los requerimientos, al variar la selección de la fibra y la resina, la cantidad de cada uno en la lámina, la cantidad y espesor de las láminas, la orientación de las fibras y el tipo de configuración de fibra a emplear (Hosseinzadeh1, 2005, 7).

El SEA de los materiales compuestos es mayor, por lo que son la mejor opción para sistemas de absorción de energía (bumper, viga, absorbedor). Pero el SEA es superior si la orientación de las fibras es la adecuada. La orientación (1) $[90, 0, -45, 0, 90]$ de las fibras demuestra ser la mejor pues la energía específica absorbida es mayor en ambos modelos de material. La causa se encuentra en que las fibras longitudinales al cilindro absorben la energía del impacto, mientras las

fibras transversales conservan la estructura. La energía que se requiere para alcanzar la deformación plástica es mayor (Hosseinzadeh1, 2005, 8).

La configuración de material de alta resistencia absorbe más energía que el material de alta rigidez (tabla 27), pues aunque su módulo de elasticidad es menor, la energía (esfuerzo máximo) que se requiere para la plasticidad es mayor a causa de un mayor esfuerzo de fluencia (área bajo la curva esfuerzo-deformación). La deformación elástica que se convierte en plástica resta energía al impacto (Bisagni, 2004, 12).

La orientación (3) de las fibras en el modelo de material compuesto de alta resistencia constituyen la mejor alternativa dentro de las que se estudian en el presente trabajo, para la configuración de un absorbedor de energía. Debe considerarse que todas las otras variables son constantes para todos los modelos, y las condiciones del impacto se repiten (Kokkula, 2005, 3).

El análisis de mejores materiales, configuraciones de fibras, resinas, láminas y laminados requiere estudios posteriores. La modelación geométrica del cilindro puede optimizarse, al encontrar una longitud, diámetro y espesor más adecuados. Pueden agregarse iniciadores de falla como chaflanes y agujeros. Los elementos de absorción de energía pueden diseñarse para trabajar como un todo, y pueden adjuntarse otros materiales avanzados, como cauchos y polímeros, para mejorar la respuesta del sistema a una gama más amplia de velocidades (Reddy, 1995, 234).

Los resultados del presente trabajo son un inicio a estudios posteriores que permitan visualizar otras variables, así como ahondar en las actuales. El propósito es mejorar la calidad de la respuesta de los sistemas de un automóvil en condiciones dinámicas.

10. CONCLUSIONES

Los modelos teóricos de compuesto en elementos finitos son una gran ayuda para analizar estos materiales en condiciones dinámicas. Las propiedades que se definen, son características de modelos existentes (tablas 5, 6, 16 y 17). Las propiedades que definen la plasticidad, como los esfuerzos de fluencia en diferentes direcciones, se monitorean con el fin de que la solución no colapse o no requiera demasiado tiempo de CPU (Explicit Dynamics Training Manual, 2003, 4-43).

Los modelos de material compuesto como el de Reddy y modelos de muy alta resistencia son poco adecuados, para las condiciones establecidas (modelo de Reddy tablas 7). Las propiedades del modelo de Reddy son más bajas que las de materiales usuales. Su módulo de elasticidad para la dirección de las fibras es de 13,8GPa, mientras que el módulo de compuesto de alta resistencia es de 61GPa (Hosseinzadeh1, 2005, 3).

La resistencia de la fibra de vidrio en el modelo de Reddy es de sólo 94 MPa (920MPa para el modelo de alta resistencia, tablas 5 y 17), lo que ocasiona que el material falle rápidamente, sin que una importante cantidad de energía se absorba y convierta en deformación plástica (tabla 14). El modelo de compuesto de carbón presenta dos inconvenientes: es inestable para la solución, pues su energía de Hourglassing es inaceptable (la máxima energía de Hourglassing es 120J, la permisible es 25J, tabla 14), y su esfuerzo es demasiado alto (3,96GPa, tabla 12), por lo que el cilindro de material compuesto se comporta como un resorte y no como un absorbedor de energía, pues su zona elástica es muy amplia (Bisagni, 2004, 1).

Los modelos materiales rígidos para MEF constituyen una ayuda indispensable en los análisis dinámicos explícitos. Estos restringen el comportamiento de los cuerpos en rotación y en translación. Para el caso, la placa móvil sólo posee un grado de libertad en Z. La placa fija no posee libertad. La ausencia de grados de libertad reduce el tiempo de análisis o tiempo de CPU (tabla 18). Con esto, el análisis se centra en las propiedades de los materiales que componen el cilindro (Explicit Dynamics Training Manual, 2003, 4-52).

El tiempo de ejecución define en gran medida la respuesta del sistema. El modelo de material bilineal, se corre por 2ms (tabla 15). Si se permite un tiempo de solución mayor que este (de hasta 5ms, tabla 5), toda la energía cinética se convierte en energía interna de deformación, como se aprecia en la tabla 11 para el aluminio. Esto presenta problemas debido a que el tiempo del choque no es infinito. En la mayoría de los casos, no excede de 0,01s. En un modelo de material compuesto, un tiempo superior al tiempo de transferencia de energía (tabla 14) causa problemas ya que los elementos que fallan degeneran en el fenómeno del Hourglassing. El Hourglassing ocasionan un desbalance de energía, porque la energía interna es igual a la pérdida de energía cinética menos la energía de Hourglassing, como se ve en la gráfica de la tabla 14 (Explicit Dynamics Training Manual, 2003, 7-3).

El modelo de Reddy para absorbedor de energía es poco adecuado tanto por su geometría como por sus propiedades. La geometría del modelo (figura 18) posee un alto espesor para un absorbedor (5mm), por lo que el modelo es demasiado rígido, mientras que la longitud del mismo es muy corta para soportar grandes deformaciones (70mm). El modelo de Bisagni (tabla 15), en la figura 29, prueba ser más apropiado. Este parte de un modelo de absorbedor de energía para automóviles de Fórmula 1 y a causa de su delgado espesor (2mm) y gran longitud (300mm), la capacidad que exhibe para resistir un golpe a velocidad reducida y

aun así convertir energía cinética en energía de deformación es mayor (Reddy, 1995, 235).

La capacidad de absorber energía del modelo de Reddy se mide de igual forma que para el modelo de Bisagni o F1. Se encuentra la energía máxima interna y se divide por la masa de la estructura para encontrar el SEA (specific energy absorption, resultados en las tablas 32 y 33). La energía máxima de transferencia es 193,477J (tabla 14) y la masa del cilindro de Reddy es de 0,02453kg. La SEA es de 7887,68J/kg. Esta es mayor que la energía de absorción específica del modelo de Bisagni (3968,82J/kg), pero las deformaciones son mucho mayores con 1,147 para Reddy y 1,499 para Bisagni, sin considerar que la energía del modelo de Reddy (2000J de energía cinética) es mucho menor que para el de Bisagni (5500J) (Bisagni, 2004, 8).

Los modelos de material isotrópico con endurecimiento cinemático bilineal constituyen una buena aproximación al comportamiento real del material, pero presentan el inconveniente de que el endurecimiento sucede al doble del esfuerzo de fluencia (466MPa para el aluminio y 722MPa para el acero, tabla 32), lo cual es muy alto al considerar sus rigidez (74GPa para el aluminio y 207GPa para el acero, tabla 16). Un inconveniente consiste en que el módulo tangente es difícil de predecir y todos los valores son muy aproximados (100MPa para el aluminio, 150MPa para el acero). La realidad demuestra que el endurecimiento aumenta de forma no lineal hasta el esfuerzo último, donde disminuye (Explicit Dynamics Training Manual, 2003, 4-15).

Los materiales isotrópicos como los metales son, en cualquier circunstancia, inadecuados para producir absorbedores de energía, porque son demasiado rígidos (74GPa para un aluminio de la tabla 16, 61GPa para una fibra de carbón de la tabla 17) y resistentes (420MPa para el aluminio, 120MPa para una resina epóxica, tablas 16 y 17) y sus propiedades y respuesta a los impactos no pueden

controlarse de la misma forma que en los compuestos. Los compuestos pueden diseñarse para cumplir con las necesidades de la aplicación con el mínimo de peso, como en este caso, al elegir una de las tres orientaciones de fibras (Hosseinzadeh1, 2005, 3).

Los materiales compuestos de alta resistencia exponen un mejor comportamiento a los impactos que los materiales compuestos de alta rigidez ya que las deformaciones plásticas se alcanzan a valores de energía más alto. La cantidad de energía específica (tabla 33) que absorbe un compuesto de alta resistencia (3338,55J/kg), por unidad de masa, es mayor que para un compuesto de alta rigidez (2210,53J/kg), al considerar, por ejemplo, la orientación (1) [90,45,-45,45,90]. Entre las diferentes orientaciones, la (2) [-45,45,-45,45,-45] absorbe mucha menos energía que la (1) o la (3) [90,0,-45,0,90]. La energía que absorbe la orientación (2) de material de alta resistencia es de 249,59J/kg, mientras 3338,55J/kg para la orientación (1) y 3968,82J/kg para la orientación (3) (Hosseinzadeh1, 2005, 8).

La definición de material compuesto en elementos finitos especifica el comportamiento de las estructuras bajo condiciones de carga pues siempre se imponen las propiedades de la fibra o de la resina (figura 5). Las fibras con orientación en dirección del movimiento (2 ó 3) presentan menor esfuerzo máximo de Von Mises para el compuesto de alta resistencia (2,91GPa para la orientación (1), 360MPa para la orientación (2) y 1,61 GPa para la orientación (3), resultados en las tablas 23 y 24). Esta diferencia en los esfuerzo concluye que la energía para alcanzar la deformación plástica es menor en la orientación (2) que en las otras, para cualquier material. La energía interna de deformación plástica es menor y la capacidad para absorber impactos, se reduce; como se aprecia en las tablas 30 y 31(Hosseinzadeh1, 2005, 7).

Las fibras deben orientarse en dirección del impacto para que la resistencia de estas actúe como amortiguador. Mientras que la resina absorbe el impacto convirtiendo la energía, las fibras en dirección transversal al movimiento evitan que el elemento absorbedor de energía se desintegre con fuerzas pequeñas ocasionadas por impactos a muy baja velocidad (ilustraciones de la tabla 27). La orientación (3) posee una mayor deformación total (2,943 contra 1,499 para (1) y 2,61 para (2), tabla 27 para el modelo de alta resistencia) a causa de la dirección de las fibras. La resina no posee valor estructural (la resistencia de la resina para el modelo de alta rigidez es 120MPa y para el de alta rigidez, 220MPa, tabla 17), mientras que las fibras absorben el impacto tanto en dirección longitudinal como transversal con la orientación (3) (Hosseinzadeh1, 2005, 8).

El peso de las estructuras absorbedoras de energía es un factor determinante en su diseño. Los materiales compuestos suelen ser hasta cinco veces más ligeros que los aceros (el cilindro de acero tiene masa de 0,5178kg, tabla 31; mientras el de compuesto de alta resistencia, 0,1055kg, tabla 33); así como por lo menos 70% más ligeros que el aluminio (0,1781kg para el cilindro de aluminio, tabla 31). Esta diferencia de peso no es muy notoria en la actualidad, pero a medida que el uso de materiales compuestos se extienda, los vehículos se vuelven mucho más ligeros gracias al uso de materiales compuestos; pero capaces de afrontar las colisiones en cualquier dirección (Aramayo, 2001, 13).

El tipo de elemento más adecuado para modelar los materiales compuestos en problemas dinámicos explícitos en MEF es el Shell163 (figura 15), ya que posee propiedades de membrana, permite fuerzas perpendiculares y en el plano del elemento, posee libertad de rotación, translación, velocidades y aceleraciones. La principal ventaja que ostenta para modelar materiales compuestos es la capacidad de definir puntos de integración (figura 16). En este caso, cinco puntos de integración definen un material laminado de cinco capas. Cada capa se define con las propiedades del compuesto a analizar (Reddy, compuesto de carbón, alta

resistencia, alta rigidez; tablas 5 y 17) (Explicit Dynamics Training Manual, 2003, 2-21).

Los elementos tipo Solid164 (figura 17) y Mass166 (figura 25) se adecuan tanto para establecer estructuras rígidas no fundamentales, en este caso, las placas fija y móvil. El elemento Mass166 agrega la masa de 10kg (tabla 7) y 27,5kg (tabla 15) que requieren ambas modelaciones, sin tener que generar tamaños de placas excesivamente grandes, con densidades irreales. La cantidad de elementos que componen las estructuras que no son objeto del análisis (placas planas, figuras 23 y 24) debe ser la menor posible. En este caso, un elemento por placa, más cuatro para las masas inerciales (Explicit Dynamics Training Manual, 2003, 2-24).

La velocidad de 10m/s que se aplica a todos los modelos (condiciones iniciales, tablas 7 y 15) de absorbedores de energía representa la máxima energía debida a la velocidad que deben absorber los absorbedores de energía. Una velocidad mayor implica daño en otras estructuras (bumper, chasis, viga), mientras que las velocidades menores no generan el daño suficiente para evaluar y comparar el modelo en elementos finitos. El tipo de impacto que sucede a velocidades menores de 10m/s es elástico y, en general, no existe absorción de energía por deformación plástica (Kokkula, 2005, 8).

Los modelos de material compuesto de alta resistencia y alta rigidez (capítulo 9) son más estables que los modelos de Reddy y de compuesto de carbón del capítulo 8, al considerar la energía máxima de Hourglassing. La energía de Hourglassing es de de -25J para el modelo de Reddy y para el compuesto de carbón, los valores van de 80J a -250J (tabla 14). Estos valores son excesivos, pues al observar que los resultados de energía interna nunca superan los 250J en ambos modelos. La energía de Hourglassing para el compuesto de alta resistencia del capítulo 9 es de 20J (tabla 29, 30, 31), mientras que para el de alta rigidez, es de 10J. Ambos resultados se presentan muy al final de la solución (hacia los 2ms),

mientras que la parte crucial del fenómeno ocurre hacia la mitad de la solución (1ms) (Explicit Dynamics Training Manual, 2003, 2-12).

11. RECOMENDACIONES

La definición de material compuesto para el elemento tipo Shell163, en análisis dinámico explícito de elementos finitos sólo permite hasta 100 capas de material compuesto. Si se tienen muchos elementos, la solución puede tomar largo tiempo, pues al disminuir el tamaño del elemento que se posee (5mm) a la mitad, el análisis aumenta en tiempo de ejecución por lo menos al doble (ecuación 25). Se requieren de software de elementos finitos más poderosos para modelar sistemas más complicados, con muchas estructuras, o con estructuras compuestas muy complicadas. También es conveniente ejecutar las soluciones en un computador con mayor memoria RAM (1GB) y mayor velocidad de procesador (2,5GHz) (Her, 2004, 4).

La modelación del sistema empleado es muy sencilla, pues el tamaño típico del elemento Shell163 para el cilindro es de 5mm y las placas sólo se definen por un elemento Solid164, a causa de que se realiza una aproximación al análisis dinámico. El modelo puede refinarse al disminuir el tamaño de los elementos, considerar una mayor cantidad de puntos de integración (NIP=5 en el modelo propuesto). Para evaluar modelos más reales, se deben trabajar con estructuras más complicadas como sistemas completos de absorción de energía (figura 8), o el sistema de bumper completo (Reddy, 1995, 225).

Los modelos de compuestos son infinitos, pues las muchas variables que los constituyen pueden definirse de innumerables formas. Las aproximaciones a modelos adecuados pueden partir de modelos ya existentes (Reddy, Bisagni, Kokkula), y de ahí pasar a análisis más refinados, con el propósito de conseguir la mejor configuración (Bisagni, 2004, 8).

Los dispositivos absorbedores de energía pueden contener inicializadores de falla, tales como chaflanes, reducciones de área, agujeros; o estar apoyados sobre planos inclinados. Esto genera que la energía sea más eficaz en el momento de deformar el cilindro. Pueden emplearse otros materiales de ingeniería tales como cauchos y polímeros para mejorar la respuesta del sistema (Reddy, 1995, 228).

El diseño de absorbedores de energía puede definirse por patrones que no se tienen en cuenta en el presente trabajo; tales como selección del material, estructura interna de la lámina, combinaciones de materiales, etc. Se debe profundizar en este campo con el fin de obtener modelos más cercanos a la realidad. La carga y el movimiento de los cuerpos (110kg a 10m/s), la estructura de apoyo (placa fija), la dirección del impacto (eje Z) son todas variables que se mantienen constantes en este proyecto, y que alteran el comportamiento de los sistemas (Bisagni, 2004, 6).

El comportamiento de los modelos de material compuesto mejora al emplear técnicas que no se tienen en cuenta en este modelo. Estas técnicas reducen el tiempo de CPU, optimizan los resultados y permiten una comprensión más clara de los fenómenos. Es conveniente ahondar en el planteamiento analítico del problema de impacto con el fin de comprender mejor los fenómenos. Entender la transferencia de energía, los impactos elásticos y plásticos. El comportamiento de los materiales y las estructuras es no lineal y modifica la forma en que comúnmente se entienden, como en la mecánica de sólidos. Un mayor conocimiento analítico y de MEF de los sistemas dinámicos, significa un mejor análisis y diseño de estructuras al usar modelos computacionales (Explicit Dynamics Training Manual, 2003, 2-3).

El costo de los sistemas que se simulan no se tiene en cuenta para definir la mejor configuración de material. Costos tales como el análisis computacional, pruebas reales y diseño de experimentos. Estos costos definen la viabilidad de los

resultados que se encuentran. Tampoco se analizan los costos de diseño asociados al ciclo de vida del producto (el automóvil), y que son determinantes para los fabricantes en el momento de emplear nuevas tecnologías, como de materiales compuestos (Jones, 1998, 465).

La cantidad de resultados que se están disponibles en Ansys LS-Dyna es casi infinita. A partir de la experiencia en el proyecto y las recomendaciones del fabricante, los resultados más importantes a analizar en el postprocesador general (Post1) son los esfuerzos máximos de Von Mises, las deformaciones de Von Mises, elásticas, plásticas y totales. En el postprocesador histórico (Post26), las variables más interesantes de esfuerzos y deformaciones nodales, pero sobre todo, la energía cinética, interna, de amortiguación y Hourglassing. La posibilidad de visualizar otros resultados en Post1 o Post26 existe, pero debe identificarse su importancia para el análisis dinámico explícito en problemas de impacto (Explicit Dynamics Workshop, 2003, 6-8).

La ciencia de los materiales compuestos marcha a pasos agigantados en aplicaciones de consumo masivo. Así mismo, el análisis de sistemas dinámicos con compuestos no va más allá de ciertas aplicaciones específicas que se usan en la actualidad. Todo el conocimiento está por explorarse y las alternativas son infinitas. Los compuestos pueden remplazar los metales como principales constituyentes de muchas aplicaciones en la industria del automóvil.

12. BIBLIOGRAFIA

ABRAMOWICZ, Wlodek. An alternative formulation of the FE method for arbitrary discrete/continuous models. Michalowice, Polonia. Impact Design, Europe. Internacional Journal of Impact Engineering. Junio 2 de 2004. 18p.

ADAMS, Vince y ASKENAZI, Abraham. Finite Element Analysis. Santa Fe, Nuevo México, Estados Unidos: Editorial On Word Press, 1999. 588p. ISBN 1-56690-160X.

AGARWAL, Bhagwan, BROUTMAN, D y LAWRENCE, J. Analysis and performance of fiber composites. Nueva York, Estados Unidos: Editorial John Wiley & Son, Inc. Segunda edición. 1990. 449p. ISBN 0 195 4288.

ARAMAYO, Gustavo. Development of a finite element model of a 1998 Audi A8 for crash analysis. Computer science and mathematics division: Oak Ridge National Laboratory, Estados Unidos, 2001. 14p.

ARBEITSKREIS Messdatenverarbeitung Fahrzeugsicherheit. Crash analysis, Criteria Description Versión 1.6.1. Workgroup Data Processing Vehicle Safety, 2004. 90p.

BEER, Ferdinand P., JOHNSTON Jr. E. Russell. Mecánica de Materiales. Bogotá, Colombia: McGraw-Hill, 1993. 738p. ISBN 0-07-837340-9.

BISAGNI, Chiara, et al. Progressive crushing of fiber-reinforced composite structural components of a Formula One racing car. Módena, Italia. Composite

Structures. Departamento de Ingeniería Aeroespacial, Politécnico de Milán. Junio 4 de 2004, 13p.

BLANCO, Norbert. Variable mixed-mode delamination in composite laminates under fatigue conditions: theory and analysis. Girona, España, 2004. 314p. Tesis de doctorado. Universidad de Girona.

BOUREL, B, et al. Handling contact in multi domain of automotive crashes. Lyon, Francia. Laboratorio de Mecánica de los contactos y los sólidos. Finite Element Analysis and Design. Febrero 23 de 2006. 14p.

CENTERS of Excellence in Finite Element Crash Analysis. US Department of Transportation. Federal Highway of Transportation. Última Modificación: 05/14/2002. Disponible en Internet: <http://www.tfhr.gov/safety/safety.htm>

CHAROENPHAN, Saiphon, et al. Progressive tearing failure in pultruded composite material tubes. Madison, Estados Unidos. Engineering Mechanics an Aeronautics Program Department of Engineering Physics, Universidad de Wisconsin. Composite structures, 2004. 8p.

CHAROENPHAN, Saiphon, et al. Simulation of crack growth in composite material shell structures. Madison, Estados Unidos. Engineering Mechanics an Aeronautics Program Department of Engineering Physics, Universidad de Wisconsin, International Journal of Numerical Methods in Engineering, 2004. 19p.

COMPOSITE Materials Laboratory. Department of Materials Science and Engineering Korea Advanced Institute of Science and Technology 373-1 Kusong-Dong, Yusong-Gu, Taejon, 305-701, Corea del Sur. TEL +82-42-869-3367,5327 , FAX +82-42-869-5327. Disponible en Internet: <http://composite.kaist.ac.kr/>

COMPOSITE Materials. The New York Times Company. 2006. Disponible en Internet: <http://composite.about.com/>

COMPOSITES MATERIAL HANDBOOK. Washington, Estados Unidos: Departamento de Defensa. Volume 2. Polymer matrix composite materials. MIL-HDBK-12-2F. 2002, 529p.

EXPLICIT DYNAMICS with LS-Dyna. Ansys Training Manual para Ansys 7.1. Segunda edición. Junio 4, 2003.

EXPLICIT DYNAMICS with LS-Dyna. Ansys Workshop para Ansys 7.1. Segunda edición. Junio 4, 2003.

HER, Shiun-Chuan, Liang Yu-Cheng. The finite element analysis of composite laminates and shell structures subjected to low velocity impact. Tao-Yuan Shian, Taiwán. Departamento de Ingeniería Mecánica, Universidad de Yuan-Ze. Junio 5 de 2004, 9p.

HOSSEINZADEH, Ramin, et al. Damage behavior of fiber reinforced composite materials subjected to drop weight impact. Composites Science and Technology. Sharif University of Technology, Teheran, Iran. 2005, 8p.

HOSSEINZADEH, Ramin, et al. Parametric study of automotive composite bumper beams subjected to low velocity impacts. Composites Science and Technology. Sharif University of Technology, Teheran, Iran. 2004, 9p.

IDEAL Tech, Inc. FEA. 29777 Telegraph Road, Suite 2500, Southfield, Michigan, Estados Unidos, 2005. Correo electrónico: info@idealtech.net. Última modificación: 02/04/2005. Disponible en Internet: <http://www.idealtech.net/FEA.htm>

INSTITUTO COLOMBIANO DE NORMAS TECNICAS. Compendio de tesis y otros trabajos de grado. Quinta actualización. Bogotá. ICONTEC, 2002. 126p.

IOWA Department of Transportation. Crash Analysis Tool Kit. Iowa, Estados Unidos: Departamento de Transporte de Iowa, 2002. Actualizado por: Joyce Emery, 515-239-1016 Joyce.Emery@dot.state.ia.us. Última modificación: 10/24/2002. Disponible en Internet: <http://www.dot.state.ia.us/crashanalysis/crashanalysistools.htm>

JONES, Robert M. Mechanics of Composite Materials. Aen Arbor, Estados Unidos: Editorial Taylor and Francis, 1998. 270p. ISBN 1-56032-712-X (hardcover).

JOURNAL of Composite Materials. SAGE Publications: Nueva York, Estados Unidos, 2006. ISSN: 0021-9983. Disponible en: <http://jcm.sagepub.com/>

KOKKULA, S., Hopperstad, OS. Offset impact behaviour of bumper beam longitudinal systems: numerical simulations. Structural Impact Laboratory. Editorial Woodhead Publishing. Trondheim, Noruega. 2005, 21p.

KUSCHFELDT, Sven, et al. Efficient Visualization of Crash-Wothiness Simulation. Bayerische Motoren Werke AG. Car Body Design and Engineering, 1998. 5p.

LINDER, Astrid, Avery, Matthew. Change of velocity and pulse characteristics in rear impact: real world and vehicle test data. Thatcham, Reino Unido: The Motor Insurance Repair Research Centre, 2002. 9p.

LS-DYNA. LS-Dyna Theoretical Manual. Livermore Software Technology Corporation, 1998. 498p.

MARSDEN, Jerrold E. Lectures of Mechanics. Melbourne, Australia. Cambridge University Press. 1992. 254p. ISBN 0-521-42844-0.

MIL-17. The Composite Material Handbook. Materials Science Corporation. 2000. Disponible en Internet: <http://www.mil17.org/>

NATIONAL Crash Analysis Center. FHWA/NHTSA National Crash Analysis Center 20101 Academic Way, Ashburn, Estados Unidos, 2006. 20147 Phone: (703) 726-3600. Actualizado por Jason Mader. Última modificación: 17/09/2006. Disponible en Internet: <http://www.ncac.gwu.edu/>

PATIÑO, Guillermo. Material de apoyo didáctico para el curso materiales compuestos de matriz polimérica en la plataforma virtual Eafit Interactiva. Medellín, Colombia, 2005. 86p. Trabajo de Grado (Ingeniería de Producción). Universidad Eafit. Facultad de Ingeniería de Producción.

REDDY, J.N, et al. Practical Analysis of Composite Laminates. Boca Ratón, Estados Unidos: CRC Press, 1995. 317p. ISBN 0-8493-9401-5.

SCHMIDT, Bruno, et al. System based and Momentum analysis of collisions. Southwest Missouri State University. Missouri, Estados Unidos: Society of Automóvil Engineers, Inc., 1998. 13p.

SPYRAKOS, Constantine. Finite Element Modeling in Engineering Practice. Pittsburgh, Pennsylvania, Estados Unidos. Editorial Algor Publishing Division, 1994. 322p. ISBN 0-9652806-1-6.

VASILIEV, Valery, et al. Mechanics and Analysis of Composite Materials. Oxford, Inglaterra: Ed. Elsevier, 2001. 418p. ISBN 0-08-042702-2.

WORLD Engineering Services Pvt. Ltd. Mumbai (Bombay), India – 2006. Finite Element Analysis. Actualizado por: Dotcom Services (India) Pvt. Ltd. Disponible en: <http://www.worldengg.com/analysis1.HTML>

WORLD Wide Composite. Deltronix Enterprises. 2006. Disponible en: <http://www.wwcomposites.com/>

ANEXO A

ARCHIVOS DE ENTRADA PARA LOS MODELOS DE IMPACTOS DE REDDY

Formato electrónico

ANEXO B

ARCHIVOS DE ENTRADA PARA LOS MODELOS DE IMPACTO DE BISAGNI

Formato electrónico