

INSTITUTO TECNOLÓGICO Y DE ESTUDIOS
SUPERIORES DE MONTERREY
CAMPUS MONTERREY
DIVISIÓN DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA
PROGRAMA DE GRADUADOS EN INGENIERÍA



TECNOLÓGICO
DE MONTERREY

METODOLOGÍA PARA AUTOMATIZACIÓN PARAMÉTRICA DE
ANÁLISIS Y OPTIMIZACIÓN DE LA ESTRUCTURA AUTOMOTRIZ
MEDIANTE LA INTEGRACIÓN DE PAQUETES
COMPUTACIONALES DE INGENIERÍA Y DISEÑO

TESIS

PRESENTADA
COMO REQUISITO PARCIAL PARA OBTENER EL GRADO
ACADEMICO DE:
MAESTRO EN CIENCIAS
ESPECIALIDAD EN SISTEMAS DE MANUFACTURA

POR

RICARDO ADRIÁN GARZA FERIA

MONTERREY, N. L.

DICIEMBRE DE 2008

**INSTITUTO TECNOLÓGICO Y DE ESTUDIOS
SUPERIORES DE MONTERREY**

CAMPUS MONTERREY

**DIVISIÓN DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA
PROGRAMA DE GRADUADOS EN INGENIERÍA**



**TECNOLÓGICO
DE MONTERREY**

**METODOLOGÍA PARA AUTOMATIZACIÓN PARAMÉTRICA DE
ANÁLISIS Y OPTIMIZACIÓN DE LA ESTRUCTURA AUTOMOTRIZ
MEDIANTE LA INTEGRACIÓN DE PAQUETES
COMPUTACIONALES DE INGENIERÍA Y DISEÑO**

T E S I S

PRESENTADA

**COMO REQUISITO PARCIAL PARA OBTENER EL GRADO
ACADEMICO DE:**

MAESTRO EN CIENCIAS

ESPECIALIDAD EN SISTEMAS DE MANUFACTURA

POR

RICARDO ADRIÁN GARZA FERIA

MONTERREY, N. L.

DICIEMBRE DE 2008

INSTITUTO TECNOLÓGICO Y DE ESTUDIOS SUPERIORES DE MONTERREY

**CAMPUS MONTERREY
DIVISIÓN DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA
PROGRAMA DE GRADUADOS EN INGENIERÍA**



**TECNOLÓGICO
DE MONTERREY®**

**METODOLOGÍA PARA AUTOMATIZACIÓN PARAMÉTRICA DE ANÁLISIS Y
OPTIMIZACIÓN DE LA ESTRUCTURA AUTOMOTRIZ MEDIANTE LA INTEGRACIÓN
DE PAQUETES COMPUTACIONALES DE INGENIERÍA Y DISEÑO**

TESIS

**PRESENTADA COMO REQUISITO PARCIAL PARA OBTENER EL GRADO
ACADEMICO DE:**

**MAESTRO EN CIENCIAS
ESPECIALIDAD EN SISTEMAS DE MANUFACTURA**

POR:

RICARDO ADRIÁN GARZA FERIA

MONTERREY, N.L.

DICIEMBRE DE 2008

A mis padres, Paulina y Alberto,
a mis hermanos Estefanía y Alberto.

AGRADECIMIENTOS

Quisiera agradecer a mi asesor, Pedro Orta por guiarme y aconsejarme a lo largo de éste trabajo. A mis sinodales, Dr. Ricardo Ramírez y Dr. Hugo Elizalde por sus acertados comentarios y sugerencias.

Agradezco profundamente a mis compañeros de trabajo, Elvira, Ana, Oscar, Alex y Mario, quienes ofrecieron una gran colaboración y apoyo incondicional.

Gracias a César Rivas y Sumeeth Parashar por el tiempo y conocimiento que me dedicaron.

A mi familia, quienes me han apoyado durante toda mi vida.

A mis amigos.

Y a Beatriz, por su apoyo continuo, paciencia, comprensión y motivación en los momentos más difíciles.

RESUMEN

El tiempo en que tarda un producto para salir al mercado es actualmente uno de los factores más importantes que determinan el nivel de competitividad en la industria automotriz. Tradicionalmente las áreas de diseño y análisis se encuentran separadas, convirtiendo al método de diseño computacional en un proceso iterativo e ineficiente. Debido a esto han surgido una serie de investigaciones que buscan disminuir el tiempo de diseño computacional en la medida posible sin afectar de manera negativa el desempeño de los vehículos.

El objetivo de éste trabajo de investigación consiste en la construcción de una metodología que automatice los procesos iterativos e integre diferentes herramientas ingenieriles de diseño y análisis para encontrar una solución óptima conforme a una serie de parámetros de evaluación que generalicen el comportamiento de una estructura automotriz.

En el primer capítulo de ésta tesis se plantea el problema de investigación mediante el estado actual de diseño computacional de componentes dentro de gran parte del sector industrial automotriz. El segundo capítulo expone la metodología propuesta que surge con la necesidad de mejorar la eficiencia del proceso de desarrollo automotriz. El tercer capítulo muestra diferentes tipos de pruebas y estándares que gobiernan la seguridad y desempeño de un vehículo, para definir los casos de carga aplicados al caso de estudio expuesto en el capítulo 4.

En los capítulos 5,6, 7 y 8 se explican los pasos seguidos para la aplicación de la metodología al caso de estudio. Finalmente, en el capítulo 9 se plantean las conclusiones de la investigación y los trabajos futuros.

ÍNDICE

AGRADECIMIENTOS	iv
RESUMEN	v
ÍNDICE	vi
ACRÓNIMOS	x

CAPÍTULO 1

INTRODUCCIÓN A LA METODOLOGÍA PARA AUTOMATIZACIÓN PARAMÉTRICA DE ANÁLISIS Y OPTIMIZACIÓN DE LA ESTRUCTURA AUTOMOTRIZ MEDIANTE LA INTEGRACIÓN DE PAQUETES COMPUTACIONALES DE INGENIERÍA Y DISEÑO

	1
1.1 INTRODUCCIÓN.....	1
1.2 ANTECEDENTES.....	1
1.2.1 Proceso de Desarrollo Automotriz	3
1.2.2 Investigaciones actuales sobre estructuras automotrices.....	4
1.3 PROBLEMA DE INVESTIGACIÓN.....	6
1.4 HIPÓTESIS DE LA INVESTIGACIÓN.....	7
1.5 OBJETIVO GENERAL.....	7
1.6 OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	7
1.7 JUSTIFICACIÓN.....	7
1.8 ALCANCES Y LIMITACIONES DEL TRABAJO.....	8
1.8.1 Alcances.....	8
1.8.2 Limitaciones.....	9
1.9 CONTENIDO DE TESIS.....	11
1.10 REFERENCIAS.....	12

CAPÍTULO 2

METODOLOGÍA DE DISEÑO COMPUTACIONAL MEDIANTE LA INTEGRACIÓN DE CAD, CAE Y CAO

	13
2.1 INTRODUCCIÓN.....	13
2.2 METODOLOGÍA DE DISEÑO.....	13
2.2.1 Ventajas de la metodología de diseño propuesta.....	15
2.2.2 Desventajas de la metodología de diseño propuesta.....	15
2.3 REFERENCIAS.....	15

CAPÍTULO 3

DESCRIPCIÓN DE LOS CASOS DE CARGA PARA LA EVALUACIÓN

DEL DESEMPEÑO ESTRUCTURAL	17
3.1 INTRODUCCIÓN.....	17
3.2 SEGURIDAD AUTOMOTRIZ.....	17
3.3 ESTRUCTURA VEHICULAR.....	18
3.4 DESEMPEÑO DE LA ESTRUCTURA MEDIANTE	
CASOS DE CARGA.....	19
3.4.1 Rigidez a flexión.....	19
3.4.2 Rigidez a torsión.....	21
3.4.3 Modos de frecuencia naturales.....	21
3.4.4 Volcadura.....	22
3.4.5 Fatiga.....	23
3.4.6 Impacto frontal.....	25
3.5 CONCLUSIONES.....	27
3.6 REFERENCIAS.....	28

CAPÍTULO 4

CASO DE ESTUDIO: PROYECTO CARTEC

	31
4.1 INTRODUCCIÓN.....	31
4.2 PROYECTO CarTec.....	31
4.2.1 Valores objetivo para la validación de la	
funcionalidad de la estructura.....	32
4.3 REFERENCIAS.....	35

CAPÍTULO 5

ETAPA DE DISEÑO EN CAD: MODELACIÓN ORIENTADA A LA

AUTOMATIZACIÓN DE VARIABLES PARAMÉTRICAS Y

OPTIMIZACIÓN DE TAMAÑO Y TOPOLOGÍA

	37
5.1 INTRODUCCIÓN.....	37
5.2 CAD.....	37
5.3 HERRAMIENTAS CAD.....	37
5.3.1 Siemens NX5.....	37
5.4 DISEÑO PARAMÉTRICO.....	38
5.4.1 Dimensionamiento y parametrización para	
optimización de tamaño.....	38
5.4.2 Separación entre componentes.....	40
5.4.3 Dimensionamiento y parametrización para	
optimización topológica.....	41

5.5 CONCLUSIONES.....	42
5.6 REFERENCIAS.....	42

CAPÍTULO 6

ETAPA DE ANÁLISIS CAE: PROCESO DE AUTOMATIZACIÓN

DE LOS CASOS DE CARGA

43

6.1 INTRODUCCIÓN.....	43
6.2 HERRAMIENTAS FEM.....	43
6.2.1 Hypermesh.....	43
6.2.2 Optistruct.....	44
6.2.3 Radioss.....	44
6.2.4 MD Patran.....	44
6.2.5 MD Adams/Car.....	44
6.3 AUTOMATIZACIÓN DEL PROCESO DE DISEÑO Y CASOS DE CARGA.....	44
6.3.1 Automatización para la creación y separación de componentes y extracción de superficie media.....	45
6.3.2 Preparación de geometría para casos de carga.....	47
6.3.3 Automatización del proceso de mallado y unión de elementos.....	48
6.3.4 Automatización del análisis de rigidez a flexión.....	52
6.3.5 Automatización del análisis de rigidez torsional.....	54
6.3.6 Automatización del análisis modal.....	55
6.3.7 Automatización del análisis de volcadura.....	56
6.3.8 Automatización del análisis de fatiga.....	57
6.3.9 Automatización de la simulación de impacto frontal.....	63
6.4 CONCLUSIONES.....	71
6.5 REFERENCIAS.....	71

CAPÍTULO 7

ETAPA CAO: PROCESO DE OPTIMIZACIÓN DE TAMAÑO Y

TOPOLOGÍA E INTEGRACIÓN DE ETAPAS CAD Y CAE

73

7.1 INTRODUCCIÓN.....	73
7.2 CONCEPTOS BÁSICOS DE OPTIMIZACIÓN.....	73
7.3 CAO.....	73
7.4 HERRAMIENTAS CAO.....	74
7.4.1 modeFRONTIER.....	74
7.4.2 Optistruct.....	74
7.4.3 Isight.....	74

7.5 MODELO DE OPTIMIZACIÓN.....	75
7.5.1 Diseño de experimentos y secuencia.....	75
7.5.2 Lógica.....	76
7.5.3 Siemens NX5.....	77
7.5.4 Hypermesh / Optistruct.....	77
7.5.5 MD Patran / MSC Fatigue.....	78
7.5.6 Radioss Starter / Engine.....	79
7.6 CONCLUSIONES.....	79
7.7 REFERENCIAS.....	79
CAPÍTULO 8	
ANÁLISIS DE RESULTADOS Y MODIFICACIÓN DE LA ESTRUCTURA	81
8.1 INTRODUCCIÓN.....	81
8.2 SELECCIÓN DE SOLUCIÓN POR MEDIO DE LA TÉCNICA DE TOMA DE DECISIONES POR CRITERIOS MÚLTIPLES Y ALGORITMOS GENÉTICOS.....	81
8.3 RESULTADOS.....	85
8.3.1 Comparación de optimización del ensamble del piso.....	86
8.4 RESULTADOS FINALES Y COMPARACIÓN CON OTRAS ESTRUCTURAS AUTOMOTRICES.....	87
8.4.1 Modificación del ensamble del piso.....	87
8.4.2 Valores objetivo alcanzados.....	88
8.4.3 Cálculos realizados para obtención de resultados.....	89
8.5 REFERENCIAS.....	97
CAPÍTULO 9	
CONCLUSIONES	99
9.1 DEDUCCIONES DEL DESEMPEÑO ESTRUCTURAL DEL CASO DE ESTUDIO.....	101
9.2 OBJETIVOS LOGRADOS.....	101
9.2.1 General.....	101
9.2.2 Específicos.....	102
9.3 TRABAJOS FUTUROS.....	102
APÉNDICE 1 CREACIÓN DE MODELOS FEA EN HYPERMESH	103
APÉNDICE 2 CONSTRUCCIÓN DEL ANÁLISIS DE FATIGA	107
APÉNDICE 3 PROGRAMACIÓN DEL NODO DE LÓGICA PARA MF	117
APÉNDICE 4 DIAGRAMA DE FLUJO DEL MODELO DE OPTIMIZACIÓN EN MF	121

ACRÓNIMOS

BIW	Body In White
CAD	Computer Aided Design (Diseño Asistido por Computadora)
CAE	Computer Aided Engineering (Ingeniería asistida por Computadora)
CAO	Computer Aided Optimization (Optimización asistida por Computadora)
DAC	Data Access Component
DOE	Design Of Experiments (Diseño de Experimentos)
FEA	Finite Element Analysis (Análisis de Elementos Finitos)
FEM	Finite Element Method (Método de Elementos Finitos)
FMVSS	Federal Motor Vehicle Safety Standard (Estándares Federales de Seguridad para Vehículos de Motor)
GA	Genetic Algorithm (Algoritmo Genético)
GUI	Graphic User Interface (Interface Gráfica del Usuario)
HIC	Head Injury Criterion (Criterio de Daño en la Cabeza)
MCDM	Multi Criterion Decision Making (Toma de Decisiones por Criterios Múltiples)
MOGA	Multi Objective Genetic Algorithm (Algoritmo Genético Multi Objetivo)
NCAP	New Car Assessment Program
PTR	Perfil Tubular Rectangular
PLM	Product Lifecycle Management (Manejo del ciclo de vida del producto)
QI	Quality Index (Índice de Calidad)
SAE	Society Of Automotive Engineers (Sociedad de Ingenieros Automotrices)
TCL	Tool Command Language (Lenguaje con Comandos de Herramienta)
ULSAB	Ultra Light Steel Auto Body

CAPÍTULO 1

INTRODUCCIÓN A LA METODOLOGÍA PARA AUTOMATIZACIÓN PARAMÉTRICA DE ANÁLISIS Y OPTIMIZACIÓN DE LA ESTRUCTURA AUTOMOTRIZ MEDIANTE LA INTEGRACIÓN DE PAQUETES COMPUTACIONALES DE INGENIERÍA Y DISEÑO

1.1 INTRODUCCIÓN

En éste capítulo se describe la metodología que actualmente se utiliza para el diseño de componentes dentro de gran parte del sector industrial, especialmente el automotriz. Se muestran los puntos más destacados de una serie de investigaciones que ayudaron a definir el tema de ésta trabajo. Se plantea el problema de la investigación, la hipótesis y los objetivos, además de la justificación que derivó de la necesidad para la realización de éste trabajo. Adicionalmente se mencionan los alcances y limitaciones, para concluir con una descripción de cada sección de la tesis y sus respectivas referencias.

1.2 ANTECEDENTES

Cuando se crea o modifica el diseño de algún componente mecánico sujeto a cargas, se debe verificar su funcionamiento y factibilidad de manufactura, entre otras cosas. Cuando se habla del *método tradicional de diseño computacional*, se refiere al diseño o re diseño de cualquier componente por medio de paquetes computacionales a través de iteraciones manuales de parámetros aplicando el conocimiento y experiencia adquirido por un comité de expertos, los cuales evalúan su desempeño basados en resultados casos de carga efectuados por medio de Análisis de Elementos Finitos (FEA), así como verificación de convergencia mediante pruebas reales de laboratorio.

Actualmente en la industria automotriz se realiza la secuencia de pasos mostrada (Figura 1.1) para el diseño y análisis de un componente:

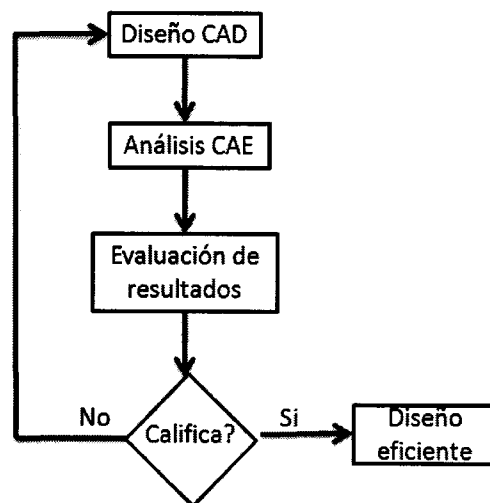


Fig. 1.1 Método tradicional de diseño computacional de componentes.

Diseño CAD:

- Modelación de sólidos o superficies en algún paquete CAD (*Computer Aided Design*), basado en requerimientos del cliente, evaluación comparativa, conocimientos ingenieriles, experiencia de diseño, etc.

Análisis CAE:

- Importación de geometría CAD en algún paquete CAE (*Computer Aided Engineering*), con especificaciones de tolerancias para evitar o disminuir problemas de geometrías incompletas o dañadas.
- Generación de componentes, los cuales contienen información de propiedades requeridas para hacer los análisis (Tipo de elementos, espesor, material, etc.).
- Asignación de materiales.
- Extracción de superficie media (*middle surface*), de requerirse análisis de elementos tipo SHELL o cascarón.
- Arreglo de geometría, si es necesario.
- Creación de mallado (Elementos Finitos).
- Revisión y mejoramiento de calidad de malla.
- Unión de elementos separados.
- Aplicación de condiciones frontera (cargas y restricciones) y casos de carga (estático lineal, modal, dinámico no lineal, etc.)
- Solucionar o procesar la información con las rutinas apropiadas (*Solver*).

Evaluación de Resultados:

- En caso de no cumplir con las especificaciones se debe regresar al paso 1 y modificar el diseño. En caso contrario se procede a realización de pruebas mecánicas de laboratorio para comprobar su funcionamiento.

Es necesario interpretar y evaluar la magnitud del impacto de cualquier cambio propuesto sobre el producto en el área de CAD [12], por lo que, dependiendo de la cantidad y complejidad de las modificaciones requeridas y/o la cantidad de piezas afectadas, puede tomar entre uno y varios días. Para la construcción de un modelo FEA para simulaciones de impacto puede tomar entre una a una semana y media, según ingenieros de aplicación del área CAE en General Motors Toluca. Como si fuera poco, normalmente las áreas de modelación CAD y análisis CAE se encuentran separadas, por lo que la modificación de componentes puede tardarse un tiempo adicional.

Para diseños con ensambles de muchas partes y/o muy complejos, es posible que se tenga que repetir el método tradicional un número indefinido de veces para converger resultados aceptables, convirtiéndolo en un proceso ineficiente que pueda tomar entre 4 y una gran cantidad de semanas, según sea el caso.

Finalmente, que el diseño cumpla con las especificaciones no asegura que se trate de la combinación óptima de parámetros o atributos¹ que puedan mejorar su rendimiento en cuanto a disminución de peso, facilidad de manufactura, incremento de vida útil, decremento mantenimientos y de costos, entre otras cosas.

1.2.1 Proceso de Desarrollo Automotriz

El proceso de desarrollo automotriz puede simplificarse a tres etapas; Conceptualización, ingeniería de pre-producción e ingeniería de producción, las cuales se encuentran dentro de 3 ejes coordinados que definen; tiempo de desarrollo del producto, nivel de confiabilidad y de etapa de diseño [5].

Ahora bien los atributos del automóvil se obtienen mediante el cálculo de una serie de parámetros de diseño (funciones objetivo) que pueden relacionarse directa o indirectamente, haciendo muy difícil encontrar la combinación óptima de cada uno de sus valores. En consecuencia, la creación de un automóvil se ha convertido en un proceso muy demandante e iterativo en donde el ciclo de tiempo de diseño es uno de los factores más determinantes para la competitividad del producto.

En la relación anterior, R. Dubensky de Chrysler Corp. asegura que mientras más temprano en las etapas de diseño (inicios de la etapa de concepto) se realice el proceso de CAE aunado con la utilización de modelos sólidos o superficies paramétricas y mallados automatizados, es más factible el aumento en el nivel de confiabilidad del producto así como la disminución del tiempo de su desarrollo, y por lo tanto la disminución del tiempo que tarda en llegar al mercado para hacerlo más competitivo [5].

Vijay A. Shendle (AMCAST Automotive) menciona que la reducción del ciclo del tiempo para el desarrollo automotriz se alcanza mediante el intercambio de modelos CAE consistentes entre diseñadores de sistemas, diseñadores de componentes e ingenieros de proceso de desarrollo; además, el mallado automatizado es una de las herramientas tecnológicas que ayudan a lograr lo anterior [6]. Actualmente las herramientas para el diseño de análisis necesitan integrar una gran variedad de parámetros clave como materiales, formas y tamaños ubicados en un espacio de restricciones. Mientras mayor sean los parámetros de diseño mayor será el esfuerzo y tiempo aplicado para asegurar una solución óptima, por lo que se requieren métodos más rápidos para lograr el diseño de una estructura concepto y evitar la prolongación de su desarrollo. El método tradicional debe ser acortado mediante la construcción de diseños automatizados e inteligentes que tomen ventaja del conocimiento adquirido [12].

Otro aspecto importante que se debe tomar en cuenta se refiere a la calidad en el diseño. Se pueden obtener mayores ahorros en tiempo y dinero corrigiendo los problemas en las primeras etapas del desarrollo de un producto. Las mejoras en el rango de ganancia en calidad siguen la regla del “1:10:100” (Figura 1.2), por ejemplo en el diseño del Boeing 777 (diseñado totalmente en computadora), es 100 veces menos costoso arreglar un problema en la etapa de diseño del producto que en la etapa de producción [7].

¹ La modelación un componente debe tomar en cuenta un amplio número de variables de diseño que al final se traducen como atributos, los cuales deben contener equilibrio para lograr la satisfacción del cliente en cuanto desempeño, apariencia, confortabilidad, seguridad y costo principalmente.

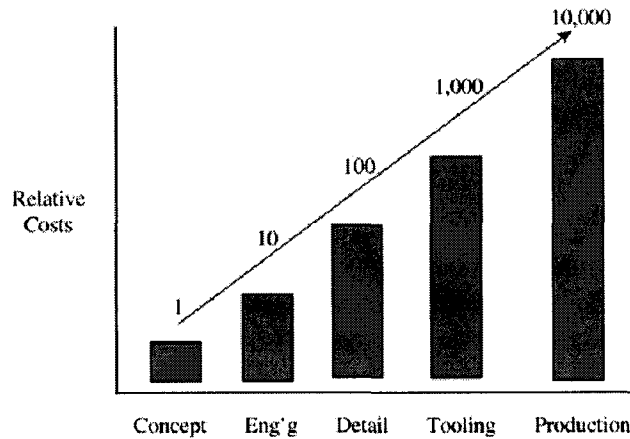


Fig. 1.2 Regla del 1:10:100 [12]

De la misma manera se aplica el concepto en la industria automotriz. Por ejemplo el Dodge *intrepid* (de Chrysler), fue el primer automóvil generado completamente en computadora [8]. Las herramientas computacionales nos ayudan a obtener nuevas soluciones a problemas de ingeniería, manufactura y diseño, por lo que es posible llevarlas a cabo de una manera más dirigida y sobre una misma línea.

La modelación computacional o digital ha contribuido a que la mayoría de los procesos tradicionales de diseño se vuelvan obsoletos. Las aplicaciones para modelos generados por computadora continúan permitiendo a los ingenieros a cambiar el enfoque de los recursos para dedicarlos a las fases de ensamble y simulación [9]. La tendencia es la integración de herramientas computacionales en diferentes aplicaciones industriales para simplificar los procesos y eficientizar el tiempo [10]. Otro aspecto importante es que las pruebas físicas automotrices en laboratorio están siendo cambiadas por técnicas computacionales de simulación por FEA. Sin embargo las pruebas de laboratorio proveen una correlación vital, evaluaciones comparativas y confirmación de resultados [11].

1.2.2 Investigaciones actuales sobre optimización de estructuras automotrices

Debido a lo discutido en la sección anterior, la industria automotriz y diversas universidades e investigaciones alrededor del mundo se han aplicado a la tarea de disminuir en la medida posible el ciclo de tiempo de diseño, sin afectar negativamente la calidad y los atributos del vehículo. Una solución se refiere a la automatización del proceso de diseño, ya que para crear elementos estructurales e insertarlos dentro del modelo computacional se sigue una serie de pasos similares, convirtiéndolo en una tarea repetitiva y predecible. Esto se puede realizar por medio de parametrización de tamaño, forma y/o topología².

La segunda solución radica en la creación de modelos computacionales capaces de combinar diferentes exámenes de funcionalidad de un diseño, basándose en una serie de parámetros clave para evaluar si es técnicamente factible de realizar por medio de optimizaciones multi - objetivo.

² Parametrización de tamaño: La geometría de un producto es expresada en términos de dimensiones, y solamente los valores de dichas dimensiones pueden variar.

Parametrización de forma: Permite la variación en las fronteras del producto por medio de curvas o superficies paramétricas.

Parametrización de topología: Permite la variación en la forma que sub estructuras se conectan a dominios fijos [13].

Un ejemplo es el estudio realizado para la SAE por la universidad de Michigan-Dearborn, en el cual se desarrolló un modelo paramétrico que realiza tareas de diseño y análisis en cuanto a *packaging*³ de los ocupantes y sistemas mecánicos, ergonomía, análisis de cargas estáticas de la estructura y estimaciones iniciales de las características del vehículo (centro de gravedad, peso, volumen, estabilidad, ahorro de combustible, etc.) El modelo realiza iteraciones entre las medidas básicas del vehículo, sus espacios internos y posiciones de los pasajeros y componentes mecánicos principales, para efectuar Análisis de Elementos Finitos en rigidez a flexión, torsión, modal y de cargas frontales del esqueleto de la estructura. Los modelos factibles serán aquellos que se encuentren dentro de un rango de valores razonables que determinan la comodidad y seguridad de los pasajeros [1].

Ford Motor Company realizó una investigación en el 2004 sobre la optimización estructural por medio de Análisis de Elementos Finitos en cuanto al desempeño en modos normales de vibración, incluido el parabrisas [15]. En la universidad de Ciencia Aplicada de Hamburgo se creó un modelo de optimización de topología y tamaño para las secciones frontales de una estructura concepto en respuesta a impactos frontales [16].

Otra investigación importante es la realizada por el consorcio ULSAB (Ultra Light Steel Auto Body) en conjunto con PORSCHE Engineering Services Inc. en el 2002, la cual consistió en la construcción de una estructura vehicular ultra ligera (con el material de acero como predominante) mediante una serie de análisis de rigidez a cargas estáticas (flexión y torsión), modos de frecuencia natural y diferentes tipos de impactos (frontal con barrera completa a 55 km/h, frontal con media barrera a 35 mph, lateral con barrera deformable a 50 km/h, trasero con barrera móvil a 35 mph y volcadura) [2]. Investigaciones de optimización estructural han sido realizadas por General Motors Corporation, Nissan, Seomoon Technologies y Altair, entre otras.

Kasuhiro Saitou, profesor del departamento de ingeniería mecánica en la Universidad de Michigan en Ann Arbor, ha participado en diferentes artículos de investigación sobre la optimización de topología de juntas y elementos estructurales para mejorar la rigidez a cargas estáticas aplicadas con un factor dinámico [14].

Así pues existe una tendencia marcada a crear modelos de automatización de análisis que pueden combinarse con procesos de optimización para obtener una serie de diseños factibles y disminuir el tiempo de iteración para la toma de decisiones.

Recapitulando la información referente a la disminución del ciclo de tiempo para lograr un diseño óptimo de componentes, la tendencia evolutiva del proceso de diseño engloba los siguientes aspectos:

1. Parametrización del modelo CAD.
2. Automatización del proceso de mallado y construcción de casos de carga CAE.
3. Utilización de herramientas CAE en etapas iniciales (principios de etapa conceptual).
4. Optimización de variables paramétricas para cumplir con objetivos ingenieriles múltiples.
5. Integración de características CAD, CAE y CAO (*Computer Aided Optimization*).

³ Packaging de los ocupantes se refiere al espacio que ocupan dentro de la cabina, el cual debe tener holgura definida por estándares de la SAE (Society of Automotive Engineers).

1.3 PROBLEMA DE INVESTIGACIÓN

¿Cómo disminuir el ciclo de tiempo de diseño de una estructura automotriz sin perjudicar sus atributos de seguridad, confort, economía, ergonomía, durabilidad y rigidez?

La solución se obtiene mediante la combinación de un modelo paramétrico, automatización de análisis y optimización multi-objetivo para encontrar el mejor diseño.

El trabajo de esta tesis está encaminado a describir una metodología para el proceso de diseño CAD / CAE / CAO, la cual consiste en un modelo sólido paramétrico generado en SIEMENS NX5 (paquete CAD) que permite la variación de parámetros clave por medio de “*expressions*” (fórmulas y valores estáticos que pueden ser modificados desde paquetes externos), macros y programas de automatización en lenguaje TCL (*Tool Command Language*) para mallado, unión de elementos finitos para juntas, y generación de diferentes casos de carga para análisis estáticos lineales y transitorios no lineales tipo FEA en Altair Hypermesh, MD Patran, MSC Adams y Radioss, así como una optimización multi-objetivo para encontrar la mejor solución por medio de la técnica de Toma de Decisiones por Criterios Múltiples (MCDM) y Algoritmos Genéticos (GA), que pueda ser aplicada en las etapas iniciales del proceso de diseño automotriz.

La metodología propuesta se explica mediante su aplicación al caso de estudio de una estructura espacial vehicular formada por Perfiles Tubulares Rectangulares del proyecto CarTec y evaluar su desempeño estructural en base a algunos estándares de la SAE. Las etapas constan de:

- CAD – Variables (*expressions*) que definen las dimensiones de cada sección rectangular, así como posición y longitud de elementos estructurales.

- CAE – Programas de automatización con casos de carga para evaluar:
 - Rigidez a Flexión.
 - Rigidez a Torsión.
 - Frecuencias Naturales.
 - Desempeño en volcadura.
 - Durabilidad.
 - Desempeño a Impacto Frontal a 56 Km/h.

- CAO – Valores objetivo para lograr:
 - Aumentar Rigidez a Flexión.
 - Aumentar Rigidez a Torsión.
 - Aumentar el valor de Frecuencias Naturales.
 - Aumentar su Tiempo de Vida Útil.
 - Aumentar la Seguridad en cuanto a Volcadura e Impacto Frontal.
 - Disminuir la Masa Estructural para Ahorro de Combustible.

1.4 HIPÓTESIS DE LA INVESTIGACIÓN

Es posible realizar un modelo de optimización por medio de la integración y automatización de diferentes paquetes de ingeniería asistida por computadora.

La automatización del proceso de modelación y análisis ayuda a disminuir el tiempo de diseño de los componentes.

Para encontrar la solución óptima es factible la aplicación de la técnica de Toma de Decisiones por Criterios Múltiples y Algoritmos Genéticos.

1.5 OBJETIVO GENERAL

Desarrollo de una metodología para crear una herramienta de automatización y optimización que integre diferentes paquetes computacionales para utilizarse en las etapas iniciales del diseño de una estructura automotriz.

1.6 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- a. La presentación del diseño de análisis para evaluar el desempeño de la estructura automotriz debido a las modificaciones automáticas de las dimensiones, espesores, posición y longitud de elementos estructurales mediante análisis de rigidez, modales, fatiga e impacto.
- b. La presentación de una forma de integrar el uso de varias herramientas CAD y FEA para optimizar las funciones multi-objetivo derivada de los resultados de cada análisis.
- c. La presentación de una investigación sobre pruebas estándares para evaluar el desempeño de la estructura automotriz, así como características de los análisis requeridos.
- d. La presentación de una aplicación de la metodología de automatización y optimización en el caso de estudio propuesto para la construcción de la estructura automotriz espacial, logrando que cumpla con los requisitos de rigidez y seguridad propuestos por las normas de la SAE.
- e. La presentación de una comparación de los resultados teóricos de rigidez obtenidos del CarTec con los valores de otras estructuras comerciales para validación el trabajo realizado.
- f. La disminución del ciclo de tiempo de diseño con el método propuesto en comparación con el método tradicional.

1.7 JUSTIFICACIÓN

- a. La metodología propuesta ayuda a la disminución del ciclo de tiempo de diseño y construcción del modelo FEA entre unos días hasta varias semanas, dependiendo de la complejidad del modelo, y por ende el tiempo de desarrollo del producto. De la misma manera permite el aumento de su nivel de confiabilidad ya que plantea la utilización de herramientas CAE desde etapas iniciales de concepto y diseño, y aumentar su competitividad en caso de comercializarse [5].

- b. La optimización multi – objetivo ayuda al ingeniero de procesos a invertir menos tiempo y esfuerzo en lograr un diseño adecuado para cumplir con los atributos requeridos, ya que la tarea es cedida a los procesadores para realizar la iteración exhaustiva y converger en la solución óptima.
- c. La información presentada pretende abrir las puertas a otros trabajos de automatización mediante el uso de las herramientas que se utilizaron en ésta investigación.

La aportación de éste trabajo de investigación se define mediante la generación de:

- 1. La propuesta de una metodología que pueda ser utilizada en sustitución al método tradicional de diseño computacional para facilitar el trabajo y disminuir los ciclos de tiempo de diseño.
- 2. Una investigación exhaustiva para lograr la integración de varios paquetes computacionales, automatización de análisis y optimización de diseños para ser aplicada en cualquier tipo de trabajo que utilice un proceso similar de diseño paramétrico, análisis de elementos finitos y optimización multi-objetivo.
- 3. Investigación sobre características de desempeño de estructuras comerciales.

1.8 ALCANCES Y LIMITACIONES DEL TRABAJO

1.8.1 Alcances

Para ésta investigación la metodología propuesta se diseña y aplica en torno al caso de estudio del proyecto CarTec dentro del ITESM campus Monterrey.

Para la validación del diseño estructural se consideraron los siguientes conceptos:

- a. Utilización de perfiles tubulares rectangulares (PTR) para todas las secciones, con el material de acero estructural AISI1018 rolando en frío.
- b. Investigación de la forma de evaluar el desempeño estructural por medio de:
 - ✓ Cálculo de rigidez con análisis estáticos lineales de flexión, torsión y volcadura.
 - ✓ Análisis de frecuencias naturales por el método de eigen valores.
 - ✓ Cálculo de vida en fatiga por medio de análisis modal operacional y cargas dinámicas.
 - ✓ Creación de un camino sinuoso inexistente para generación de cargas dinámicas en el análisis de fatiga.
 - ✓ Análisis dinámico no lineal de la estructura para impacto frontal con la inclusión del motor.
- c. Optimización de tamaño para secciones clave de la estructura espacial.
- d. Optimización topológica para la ubicación y arreglo de los elementos estructurales del piso.
- e. Comparación de la optimización de la topología del piso a través de modeFRONTIER y Optistruct.

- f. Utilización de diseños de experimentos aleatorios para la optimización multi – objetivo, selección de la solución óptima por medio de la técnica de Toma de Decisiones por Criterios Múltiples y Algoritmos Genéticos.
- g. Comparación de la inversión del tiempo de diseño del método tradicional contra el método propuesto aplicado en el caso de estudio.

1.8.2 Limitaciones

Este trabajo de investigación se limita a:

1. Análisis estáticos lineales de rigidez y modales.
 - a. Solamente se analizan los casos de carga más recurrentes en los artículos de investigación y libros mencionados.
2. Análisis de fatiga.
 - a. Se utiliza un análisis quasi – estático por medio de modos operacionales y cargas dinámicas debido a la cantidad de información procesada y el tiempo de simulación requerida.
 - b. Se limita a utilizar las reglas y ecuaciones descritas en el capítulo 2 ya que no requieren tener un conocimiento profundo sobre dicho análisis.
 - c. Se utiliza una simulación dinámica de un camino inexistente y difícil de transitar para forzar a la estructura a generar cargas relevantes para generación y concentración de esfuerzos y detectar zonas críticas.
3. Simulación de impacto.
 - a. Se analiza solamente el impacto frontal con barrera completa debido a que es el accidente más crítico y común, además para limitar el tiempo de iteración entre diseños en la optimización. La inclusión del motor es esencial para verificar que no exista una incrustación peligrosa en la cabina de los pasajeros, así como para agregar masa inercial sobre la estructura. Los sistemas de dirección y suspensión no fueron incluidos debido a que requiere un nivel de programación más complejo, además de aumentar considerablemente el tiempo de iteración en la simulación. Tampoco se incluyó el modelo de un maniquí (*crash test dummy*) debido al grado de complejidad de su modelación, el cual requiere que cumpla con un nivel alto de confiabilidad para seguridad del diseño, así como la inserción de la columna de dirección y el volante.
 - b. No se incluye la optimización de impacto lateral, sin embargo los elementos críticos que evitan la incursión a la cabina del conductor son las columnas A y B⁴, el rocker⁵ y el elemento del techo. Limitar el tamaño y espesores de estas secciones ayuda a tener un buen desempeño en este análisis. La estructura de la

⁴ La columna A se refiere al elemento lateral de la estructura sobre el cual se montan las bisagras de la puerta delantera. La columna B se refiere al elemento lateral de la estructura que se ubica en la sección de en medio y lleva montado el tornillo de cierre de la puerta delantera. En caso de ser un automóvil de cuatro puertas, la columna B lleva montada las bisagras de las puertas traseras.

⁵ El rocker es el elemento estructural lateral del piso sobre el cual se montan las columnas A y B.

puerta también juega un papel muy importante, sin embargo no se incluyó en el análisis por el estado actual de diseño en el proyecto.

- c. No se incluye la optimización a impacto trasero para limitar el tiempo de iteración entre diseños. La modelación del asiento y el maniquí también son importantes de incluir en éste tipo de análisis.

4. Análisis de Volcadura.

- a. Existen algunas investigaciones que incluyen el parabrisas para ayudar a mejorar la rigidez de la estructura, sin embargo excluirla del análisis permite aumentar la confiabilidad desempeño y evita programación adicional y tiempo de cómputo que pudiera ser aprovechado de otra manera.

5. Secciones Tubulares.

- a. Los tamaños de las secciones se limitan a perfiles tubulares rectangulares comerciales para acotar las reglas de manufactura y evitar el incremento de costos por producción de herramientas, así como facilitar la utilización de recursos disponibles por proveedores actualmente contactados.

Las herramientas utilizadas para ésta investigación se limitan a:

- ✓ Modelación CAD
 - Siemens NX5
- ✓ Pre procesamiento CAE
 - Altair Hypermesh v9.0
 - MD Patran R2.1
 - MD Adams/Car R2
- ✓ Procesamiento CAE (Solucionadores)
 - Optistruct para análisis estáticos lineales y modal
 - MD Nastran para análisis modal
 - Adams Solver para análisis dinámico del modelo completo del vehículo
 - MSC Fatigue para cálculo de fatiga
 - RADIOSS para análisis dinámico de impacto frontal
- ✓ Post Procesamiento CAE
 - Altair Hypermesh v9.0
 - MD Patran R2.1
 - MD Adams R2
 - Altair Hyperview
 - Altair Hypergraph
- ✓ Modelación CAO
 - Mode FRONTIER 4.0
 - Optistruct

1.9 CONTENIDO DE TESIS

En el capítulo 1 de ésta investigación se plantea el problema de investigación mediante el estado actual de diseño computacional de componentes dentro de gran parte del sector industrial automotriz. Se muestran la hipótesis y objetivos de la investigación, así como los alcances y limitaciones.

En el capítulo 2 se habla sobre la metodología de diseño computacional que se propone para la realización del trabajo de investigación, mostrando las ventajas y desventajas competitivas que pudiera tener contra el método tradicional.

En el capítulo 3 se muestran diferentes tipos de pruebas y estándares que gobiernan la seguridad y desempeño de un vehículo. Las pruebas planteadas sirven como punto de partida para establecer los casos de carga aplicados al caso de estudio y evaluar su funcionalidad. Se abordan conceptos básicos relacionados a seguridad y estructuras automotrices.

En el capítulo 4 se habla sobre el caso de estudio al cual se aplica la metodología propuesta para la optimización el diseño. Se muestran los rubros de evaluación para establecer si el diseño final cumple con los valores objetivos proyectados. Se muestra un diagrama de flujo con la aplicación de la metodología actual.

En el capítulo 5 se muestra una forma de parametrización del tamaño y topología para lograr la automatización y posteriormente la optimización, mediante el ejemplo del caso de estudio.

En el capítulo 6 se muestra la aplicación de segunda etapa de la metodología propuesta en el caso de estudio, para lograr la automatización de los casos de carga descritos. Además se realiza una breve descripción de las herramientas de elementos finitos utilizadas para la integración y optimización.

En el capítulo 7 se habla sobre el modelo de optimización aplicado al caso de estudio, así como la generación de programas lógicos y scripts en modo *batch*⁶ para lograr la integración de los diferentes paquetes de ingeniería utilizados.

En el capítulo 8 se utiliza la técnica de Toma de Decisiones por Criterios Múltiples para la selección del mejor diseño, además se interpretan los resultados obtenidos de cada análisis efectuado para comparar los objetivos alcanzados del caso de estudio con diferentes estructuras automotrices. También se compara la optimización topológica de ModeFRONTIER con otra optimización realizada por Optistruct en el ensamble del piso.

En el capítulo 9 se realizan las conclusiones finales del trabajo de investigación mediante la comparación del método tradicional con el método propuesto, además se plantean unas deducciones sobre el comportamiento estructural del caso de estudio y se muestran los trabajos futuros que pudieran complementar ésta investigación.

1.10 REFERENCIAS

1. Vivek Bhise, Ghassan Kridli. Development of a parametric model for advanced vehicle design. CAD /CAM / CAE Technology and Design Tools. SAE International. USA, 2004.

⁶ Batch es un archivo (extensión BAT) de procesamiento que contiene comandos MS-DOS en texto sin formato y sirve para automatizar diferentes tareas.

2. ULSAB. Ultra Light Steel Auto Body – PORSCHE Engineering Services, Inc., CAE Analysis Results. PORSCHE Engineering Services, Inc. 2001.
3. Duane Detwiler, Shantaram Ekhande. Computer Aided Structural Optimization of Automotive Body Structure. New Tools and Techniques for Product and Process Integration. SAE International. USA 1996.
4. Tae-Eun Chung, Yong-Rae Lee. Structural Design of Aluminum Space Frame with Battery Tray. New Tools and Techniques for Product and Process Integration. SAE International. USA 1996.
5. R.G. Dubensky. Effectiveness of CAE in the Simultaneous Engineering Process. New Tools and Techniques for Product and Process Integration. SAE International. USA 1996.
6. Vijay A. Shende. Simultaneous Engineering of Aluminum Castings for Chassis Components. New Tools and Techniques for Product and Process Integration. SAE International. USA 1996.
7. Sabbagh, Karl. 21st Century Jet: The Making of the Boeing 777. Macmillan: London, 1995.
8. Michael Puttre, Chrysler Fuses Art and Engineering with CATIA, Design News, v. 51, Nov. 4, 1996, p. 46.
9. Dauch, Richard E. Passion for Manufacturing. Society of Manufacturing Engineers, Dearborn, 1993.
10. Virtually Everything, Manufacturing-Engineering, v. 118, May 1997, p. 24.
11. Pete Childs, Richard Stobart. Total Vehicle Technology. Challenging current thinking. Professional Engineering Publishing. University of Brighton, Inglaterra.
12. C.B Chapman, M. Pinfold. Design Engineering – a need to rethink the solution using knowledge based engineering. Knowledge-based systems. ELSEVIER. Advanced Technology Centre, Warwick Manufacturing Group, University of Warwick. UK. March 1999.
13. Kazuhiro Saitou, Kazuhiro Izui. A Survey of Structural Optimization in Mechanical Product Development. Journal of Computing and Information Science in Engineering Vol. 5 ASME. University of Michigan, Ann Arbor. September 2005.
14. Kasuhiro Saitou, Naeson Lyu. Decomposition – Based Assembly Synthesis for Structural Stiffness. Journal of Computing and Information Science in Engineering. ASME, Vol. 125, September 2003.
15. Mark J. Moeller, Robert S. Thomas. An Assessment of a FEA Body Model for Design Capability. Ford Motor Company. Sound and Vibration, ProQuest Science Journals. September 2004.
16. Axel Schumacher, Michael Seibel. New Optimization Strategies for Crash Design. University of Applied Science of Hamburg. DYNAmore GmbH, Germany 2005.

CAPÍTULO 2

METODOLOGÍA DE DISEÑO COMPUTACIONAL MEDIANTE LA INTEGRACIÓN DE CAD, CAE Y CAO

2.1 INTRODUCCIÓN

En éste capítulo se habla sobre la metodología de diseño que se propone para la realización del trabajo de investigación, mostrando las ventajas y desventajas competitivas que pudiera tener contra el método tradicional.

2.2 METODOLOGIA DE DISEÑO

Desde las etapas iniciales de concepto o diseño, es posible evaluar el desempeño preliminar del producto por medio de una serie de análisis de elementos finitos que lo ayuden a obtener un mayor nivel de confiabilidad [1]. Para lograrlo se requiere de la combinación de los procesos de diseño CAD, CAE y CAO.

Así pues, para el diseño computacional de cualquier componente se propone la siguiente metodología (Figura 2.1):

Diseño CAD (Paramétrico):

- Modelación de sólidos o superficies en algún paquete CAD, basado en requerimientos del cliente, evaluación comparativa, conocimientos ingenieriles, experiencia de diseño, etc.
- Utilización de fórmulas paramétricas y referencias entre partes y/o ensambles dentro del dimensionamiento de cada componente, para asegurar la modificación automática al momento de variar parámetros clave⁷.

Análisis CAE (Automático):

- Generación de programas de automatización y/o macros mediante el lenguaje utilizado en modo *batch* del paquete FEA aplicando conocimiento y experiencia ingenieril sobre restricciones y casos de carga para :
 - Importación de geometría CAD en extensión conveniente (IGES, PRT, CADPART, STP, DXF, etc.).
 - Creación de propiedades y materiales.
 - Generación de componentes y asignación de propiedades y materiales.
 - Extracción de superficie media (*middle surface*), en caso de requerirse análisis de elementos tipo SHELL o cascarón.
 - Arreglo de geometría, si es necesario.
 - Creación de soldaduras, si es necesario.
 - Generación de mallado (Elementos Finitos) 1D, 2D y/o 3D.

⁷ Los parámetros clave son dimensiones independientes dentro de la generación de un componente, sobre el cual se encuentran referenciadas una o más dimensiones (dependientes) que ayudan a modificar la forma del componente de una manera controlada.

- Revisión y mejoramiento de calidad de malla.
- Unión de elementos separados.
- Aplicación de condiciones frontera (cargas y restricciones) y casos de carga (estático lineal, modal, dinámico, etc.)
- Solucionar o procesar la información con las rutinas apropiadas (*Solver*).

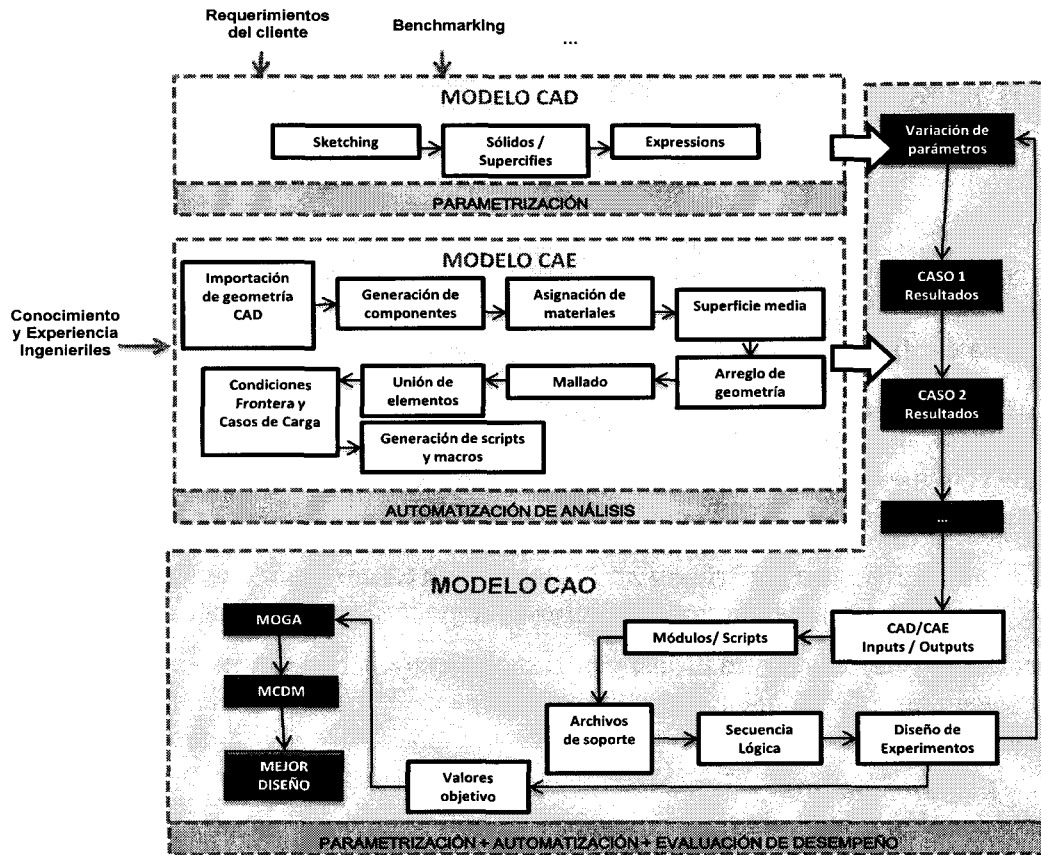


Fig. 2.1 Modelo de Parametrización, Automatización y Optimización

Modelación CAO (Integral):

- Creación de módulos en *batch* para mandar a llamar a las aplicaciones CAD y CAE.
- Generación de variables de entrada, salida y archivos de soporte
- Integración secuencial de los paquetes de ingeniería mediante programación o diagramas de flujo y/o programas de lógica.
- Extracción de información de cada análisis en cada paquete mediante la interpretación de códigos y valores numéricos para establecer funciones objetivo de minimización o maximización.
- Acotamiento de la variación de cada variable de entrada para realizar las iteraciones correspondientes al diseño de experimentos.
- Creación de diseño de experimentos.

Optimización:

- **Evaluación de Resultados (Selección del mejor diseño).** Se realiza después de la iteración del diseño de experimentos. Se emplean técnicas de selección del mejor diseño basadas en asignaciones de pesos a cada atributo.

2.2.1 Ventajas de la metodología de diseño propuesta

Debido a la naturaleza repetitiva del método tradicional, es factible trasladar el esfuerzo humano de evaluación y modificación de los componentes a iteraciones de procesamiento computacional. Las computadoras pueden hacer la misma tarea miles de veces en un tiempo menor, sin embargo es necesario entrenarlas con los conocimientos de analistas expertos para que sean capaces de evaluar el desempeño y tomar decisiones sobre la solución óptima.

Por lo tanto, el tiempo que anteriormente era invertido en la modificación del CAD y reconstrucción del modelo CAE puede ser aplicado sobre la construcción del modelo CAO y encontrar una buena solución dependiendo del espacio muestra del diseño de experimentos y/o el tiempo de iteración que se establezca.

La característica más importante de la metodología propuesta reside en la fusión de las áreas de diseño y análisis, ya que típicamente se encuentran separadas en la industria. Ésta integración ayuda a hacer más eficiente el trabajo de un diseñador, el cual puede entregar un producto manufacturable, funcional, resistente, durable y de bajo costo desde el primer diseño en un tiempo potencialmente menor.

2.2.2 Desventajas de la metodología de diseño propuesta

Cuando la solución de las modificaciones al modelo CAD es muy obvia, posiblemente sea innecesaria la construcción de un modelo de optimización.

En el caso de tratarse de modelos grandes o con extrema complejidad puede ser muy difícil o tardar mucho tiempo la creación del modelo de optimización.

Las condiciones frontera y casos de carga deben ser cuidadosamente revisados y aplicados en la etapa CAE, ya que un error de concepto pudiera pasar desapercibido debido a que solamente se construye una vez el modelo.

Al momento de aplicar y utilizar la metodología de diseño propuesta, es posible que se pierda o degrade el conocimiento sobre el componente optimizado, ya que la evaluación es procesada internamente en la computadora y el analista solo se encarga de revisar el cumplimiento de los objetivos funcionales del diseño conforme a los casos de carga analizados.

2.3 REFERENCIAS

1. R.G. Dubensky. Effectiveness of CAE in the Simultaneous Engineering Process. New Tools and Techniques for Product and Process Integration. SAE International. USA 1996.
2. C.B Chapman, M. Pinfold. Design Engineering – a need to rethink the solution using knowledge based engineering. Knowledge-based systems. ELSEVIER. Advanced Technology Centre, Warwick Manufacturing Group, University of Warwick. UK. March 1999.

CAPÍTULO 3

DESCRIPCIÓN DE LOS CASOS DE CARGA PARA LA EVALUACIÓN DEL DESEMPEÑO ESTRUCTURAL

3.1 INTRODUCCION

En éste capítulo se muestran diferentes tipos de pruebas y estándares que gobiernan la seguridad y desempeño de un vehículo. Las pruebas planteadas sirven como punto de partida para establecer los casos de carga aplicados al caso de estudio y evaluar su funcionalidad. Se abordan conceptos básicos relacionados a seguridad y estructuras automotrices.

3.2 SEGURIDAD AUTOMOTRIZ

La seguridad automotriz se define como la capacidad de un vehículo para transportar a personas o bienes de un lugar a otro, tan seguro, rápido, confortable y amigable con el entorno como sea posible [1]. Actualmente la seguridad automotriz es una de las cualidades más influyentes en la toma de decisión del cliente para la adquisición de un vehículo.

De modo que, con el paso del tiempo y la evolución de la tecnología, la industria automotriz se ha visto obligada a mejorar la capacidad de evasión de accidentes, y por añadidura el desempeño de un automóvil en cualquier momento y en caso de una colisión de cualquier tipo.

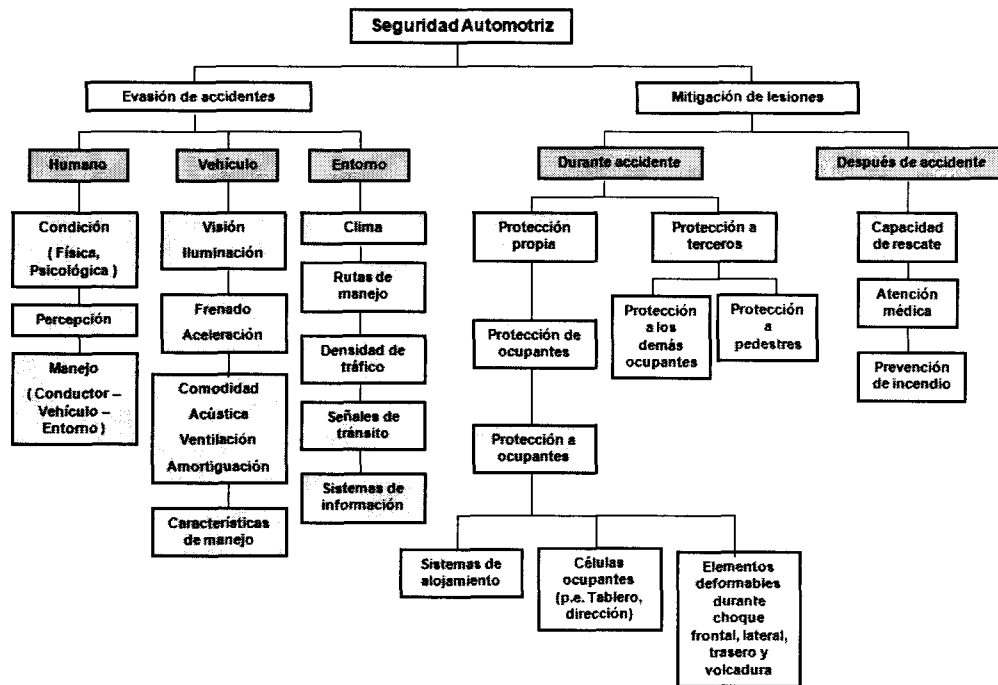


Fig. 3.1 Seguridad automotriz (Seiffert, 2003)

Para la evaluación del desempeño de la seguridad automotriz en la fase de mitigación de lesiones se han recurrido a diversas pruebas físicas y de impacto desde hace cinco décadas. Estas últimas han tomado mayor importancia a partir de la década de los 90's, por lo que se ha optado por mejorar la calidad de adquisición de datos a través de una serie de sensores aplicados al

automóvil y a los maniqués (*crash test dummies*), los cuales son equipados con una serie de resortes y sensores para hacer posible la simulación del comportamiento humano durante el impacto y adquirir los parámetros característicos de dicho comportamiento para ser procesados y evaluados posteriormente.

Otro aspecto importante es la existencia de normas estandarizadas para las pruebas físicas, más adelante en éste capítulo se habla sobre las principales.

Debido al costo de las pruebas destructivas de cualquier tipo, se ha puesto un especial interés por parte de la industria automotriz en su simulación computacional. Esto es debido a la facilidad intrínseca de la modelación en 3D, aunado a la realización de análisis virtuales de prácticamente cualquier caso de interés para los ingenieros automotrices. No obstante es importante enfatizar que el éxito de una simulación realista debe ser atribuido a la capacidad del programador y al grado de complejidad con la que realice su modelo computacional, retroalimentado por los comportamientos de las pruebas reales.

A pesar de esto, actualmente las simulaciones deben ser un complemento que ayuda a mejorar el desempeño del automóvil desde la fase de diseño. Posiblemente en un futuro las pruebas reales lleguen a ser sustituidas en su totalidad por simulaciones de todo tipo, pero para ello debe existir una caracterización exhaustiva de cada componente automotriz, así como de las condiciones externas que puedan afectar sus resultados.

3.3 ESTRUCTURA VEHICULAR

Cualquier automóvil integra múltiples sistemas que definen su desempeño y características particulares. “*Body in White*” (BIW) es el término utilizado para la estructura de un vehículo, la cual se encarga de la distribución de cargas estructurales para ofrecer rigidez, además de permitir el montaje de la mayoría de componentes y sub sistemas, y proteger la vida de los ocupantes en caso de un impacto [12]. Otro término relacionado es el de “*space frame*”, el cual se refiere a estructuras espaciales conformadas por secciones tubulares en patrones geométricos, utilizadas para vehículos prototipo principalmente.

La estructura de un vehículo se puede comparar con el sistema óseo del ser humano en donde los demás sistemas se sustentan, proporcionando rigidez al cuerpo y protección a los órganos internos. Asimismo el motor, cableado, asientos, suspensiones, etc. son montados en la estructura para formar parte del automóvil, de modo que es necesario contar con su diseño eficiente para resistir el peso de los componentes, cargas y vibraciones mecánicas, durabilidad, así como los impactos que pudiera sufrir al momento de una colisión por medio de una distribución óptima de esfuerzos.

Para el desarrollo de la estructura se requiere de la participación de dos grupos principalmente; los diseñadores industriales, encargados de la realización del “*styling*” o diseño visual del automóvil y aerodinámica, pues el diseño exterior define la forma global de la estructura. El segundo es el grupo de los ingenieros mecánicos, los cuales se encargan del diseño estructural basados en cálculos y análisis de esfuerzos de deformación, impactos y vibraciones, así como *packaging* de elementos internos y externos. Además procuran la definición de materiales, espesores, tipos y tamaños de secciones, utilización de elementos de distribución de fuerzas, distancias y ubicaciones óptimas. Ambos grupos se deben mantener en constante comunicación para poder integrar el concepto de manera más eficiente.

Otro aspecto importante en el diseño automotriz se trata de la convención del sistema coordinado que rige al modelo completo del vehículo (Figura 3.2). El punto de referencia en el eje Z es el piso de la calle, en el eje X es el centro del vehículo, y en el eje Y el centro de la llanta [32].

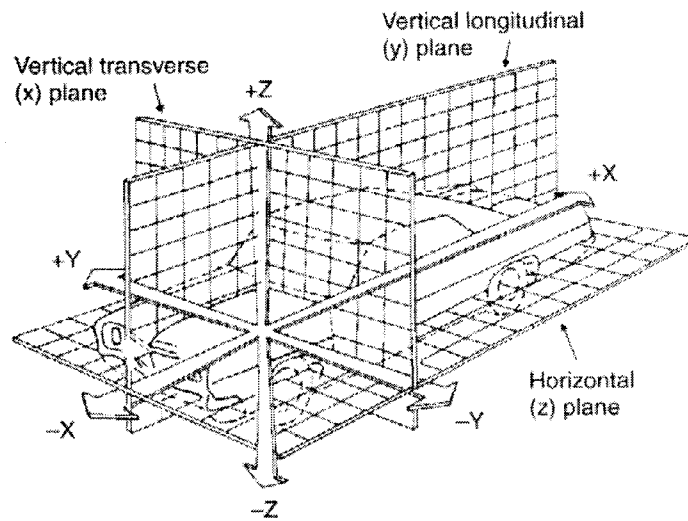


Fig. 3.2 Sistema coordinado tridimensional del vehículo [32].

3.4 DESEMPEÑO DE LA ESTRUCTURA MEDIANTE CASOS DE CARGA

El desempeño de la estructura se puede definir como el nivel de aceptación funcional en base a su comportamiento analizado por su sometimiento a diferentes pruebas estandarizadas. Para determinar el desempeño de cualquier estructura en base a números y parámetros de mejora, se requiere su análisis en una serie de conceptos.

En el estado actual de diseño, la estructura prototipo para el caso de estudio ha sido modelada con elementos PTR (Perfil Tubular Rectangular). Sin embargo, los atributos considerados pertenecen a valores de automóviles comerciales para hacer la estructura plenamente funcional, descritos en el capítulo 8. Esta estructura prototipo o “*space frame*” se utiliza para verificar el desempeño estático y dinámico del vehículo, para posteriormente evolucionar a una etapa de diseño a través de secciones estampadas, como un vehículo comercial, lo cual ayuda en gran medida a mejorar su rigidez y disminuir el peso total.

Así pues, podemos traducir los objetivos principales como el cumplimiento de un alto desempeño estructural permitiendo una notable reducción de masa. Para lograr lo anterior se requiere por lo menos análisis de elementos finitos de rigidez estática a flexión, a torsión, volcadura y modos de frecuencia naturales. Además, para evaluar el comportamiento de la estructura en cuanto a desempeño de impacto (*Crashworthiness*) es necesario el análisis no lineal en el tiempo, de impactos frontales a alta velocidad y fatiga.

3.4.1 Rigidez a Flexión

Todo automóvil tiene un límite de carga máxima que puede soportar para funcionar correctamente. Exceder dicha carga puede traer consigo fallas mecánicas que ponen en peligro la integridad de los pasajeros y el entorno exterior.

Existen dos tipos de cargas estáticas sobre cualquier vehículo:

- Cargas constantes: Incluye el peso de sus componentes fijos como el motor, radiador, cables, volante, asientos, parabrisas, suspensiones, etc.
- Cargas variables: Incluye el peso de personas o cosas que pueden estar o no, como los pasajeros, maletas, gasolina, etc.

Al momento de diseñar la estructura del automóvil, se aplican todas las cargas posibles para realizar los análisis correspondientes y verificar que sea lo suficientemente rígida para soportarlas.

Es posible aumentar la rigidez de la estructura si se utilizan muchos elementos, más grandes y/o gruesos, lo cual implica un aumento en el peso del automóvil que se traduce mayores gastos en el consumo de gasolina, además del peligro potencial en la seguridad que surge al transmitir la fuerza del impacto hacia los pasajeros del vehículo.

Debido a lo anterior es necesario realizar una combinación de tamaños de perfiles y espesores de una manera inteligente que ayude a incrementar la rigidez estructural y la seguridad de los pasajeros, y al mismo tiempo economizar el consumo de combustible.

Para realizar el cálculo de la resistencia a flexión se parte de la conceptualización de la estructura como una viga, fijando los puntos de las suspensiones en sus seis grados de libertad⁸, y aplicando las cargas constantes y variables máximas aproximadas que pudiera contener el vehículo a lo largo de sus elementos estructurales. Dichas cargas pertenecen al peso del equipaje, tanque de gasolina, pasajeros, motor y radiador multiplicados por un factor de seguridad, con el propósito de lograr un desplazamiento máximo por deflexión. En el capítulo 7 se muestran los valores supuestos para las cargas constantes y variables, las cuales alcanzan los 5KN.

Por otra parte, para calcular el valor de la rigidez a flexión se utilizan dos cargas de 1000 N en el sentido negativo del eje Z del vehículo (Figura 3.3), distribuidas en las posiciones de los asientos delanteros. Ésta es la forma más utilizada para calcular la rigidez a flexión en estructuras comerciales.

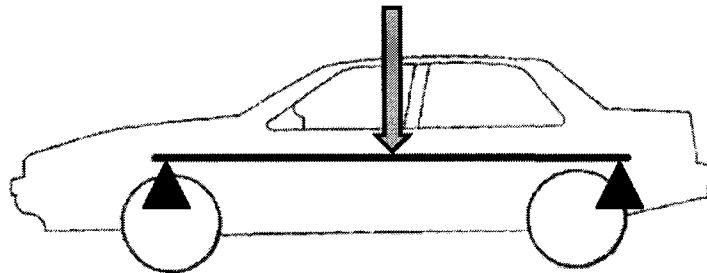


Fig. 3.3 Carga flexional

Así pues su valor estaría dado por la división de la sumatoria de fuerzas entre el desplazamiento máximo alcanzado, en N/mm.

$$\text{Rigidez a Flexión} = \frac{\text{Peso de los 2 pasajeros [N]}}{\text{Desplazamiento máximo en eje Z [mm]}} \quad (\text{Ecuación 1})$$

⁸ Los grados de libertad se refieren al número mínimo de coordenadas independientes que se requieren para determinar completamente las posiciones de todas las partes de un sistema en cualquier instante del tiempo [6].

3.4.2 Rigidez Torsional

El desempeño de la estructura a torsión juega un papel importante al igual que a flexión. Típicamente se trata de su comportamiento en respuesta a las cargas en el eje Z positivo en cualquiera de los soportes de las suspensiones del automóvil, la cual tiende a torcerse en el eje X permitiendo un desplazamiento máximo en el eje Z.

Si bien un correcto desempeño de la estructura sometida a flexión permitirá soportar el peso de los sistemas, pasajeros, líquidos y componentes sin daño alguno, el desempeño ideal a torsión la mantendría inmune a las cargas de la calle que reciben las suspensiones.

El valor de la rigidez torsional se obtiene mediante la división del par torsional aplicado en las suspensiones delanteras, entre el ángulo de rotación en Nm/° (Figura 3.4) [28].

$$\text{Rigidez torsional} = \frac{F_{\text{torsión}} * L}{\theta_{\text{max}}} \quad (\text{Ecuación 2})$$

Donde:

$$L = \frac{\text{Distancia entre los centros de las llantas en el eje Y del vehículo [mm]}}{2}, \text{ medida en metros.}$$

$F_{\text{torsión}}$: Fuerza de torsión que se aplica en el eje Z del vehículo en Newtons.

Z_{max} : Máximo desplazamiento en el eje Z debido a la fuerza de torsión, medido en metros.

$$\theta_{\text{max}_{yz}} = \tan^{-1}\left(\frac{Z_{\text{max}}}{L}\right)$$

$\theta_{\text{max}_{yz}}$ es el ángulo de rotación (en grados) de la estructura debido a la fuerza de torsión en el plano YZ.

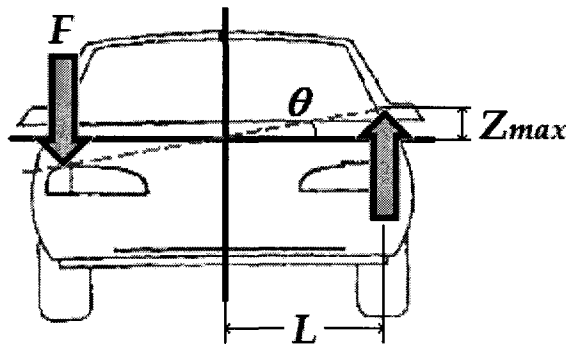


Fig. 3.4 Caso de carga para rigidez torsional

3.4.3 Modos de Frecuencia Naturales

Las vibraciones se definen como cualquier movimiento que se repite en un intervalo de tiempo. Un sistema vibratorio es aquel que contiene medios para almacenar energía potencial (resorte o elasticidad), energía cinética (masa o inercia) y medios por los cuales la energía se disipa gradualmente (amortiguador) [6].

De ahí que, como cualquier objeto, las estructuras automotrices también cuentan con modos de resonancia o vibratorios. Dichos modos afectan el confort como una sensación de inseguridad en

el manejo y viaje de un automóvil a través de vibraciones y ruido. Por éste motivo es importante realizar el diseño de la estructura considerando los modos de frecuencias naturales a los que puede ser sometido.

Los modos de operación de automóviles y camiones ligeros en cuanto a la frecuencia y ruido inducido son difíciles de generalizar debido a la diversidad de modelos, pero para comodidad de los pasajeros los niveles de ruido deben ser menores a 76 dB [16].

Aun así, la mayor contribución del espectro de ruido y vibraciones mecánicas por componentes internos hacia el automóvil es proporcionada por el motor, ventilador y sistema de escape. Además, dichas vibraciones son dependientes de la velocidad, por lo que la máxima condición de ruido en los automóviles (clase A) puede alcanzarse a velocidades por encima de los 80 km/h en plena aceleración o a 113 km/h en condiciones de camino suave, con vibraciones que van de 50 a 200 Hz para ruidos menores a 70 dB, y de 200 a 200 Hz para ruidos entre 71 y 76 dB [17].

En adición a lo anterior, la calle también juega un papel muy importante en cuanto a la transmisión de vibraciones a la estructura. Las llantas son el inicio de su ruta, siendo absorbidas y transferidas hacia las suspensiones (resortes y amortiguadores), pasando por sus monturas hasta llegar a la estructura y finalmente a los pasajeros. Típicamente la estructura se verá afectada en mayor medida por un modo de torsión sobre los cuatro puntos de las suspensiones, y un modo de flexión a lo largo del eje X del vehículo. Por ello es necesario reforzar los elementos estructurales del piso, las columnas A y B, y los soportes de las suspensiones delanteras y traseras entre otros.

3.4.4 Volcadura (*Rollover / Roof crush*)

Establecida como una derivación de la caracterización de impactos, la prueba de volcadura o aplastamiento del techo se define por la SAE J374 y la FMVSS 216 que propone un método para evaluar la resistencia del techo bajo cargas estáticas.

En la práctica de laboratorio se utiliza una placa de 1800 x 750 mm sobre la región del techo del conductor con una inclinación de 25 ° bajo la horizontal según la SAE J374. La velocidad de la aplicación de la carga no debe sobrepasar los 13mm/s y se debe completar en 120 segundos con una fuerza constante.

La FMVSS 216 indica que los vehículos que pesan por debajo de 3,260 kg deben superar dicha norma, aplicando 22,000 N sobre el techo en la región del conductor con un desplazamiento máximo de 127 mm.

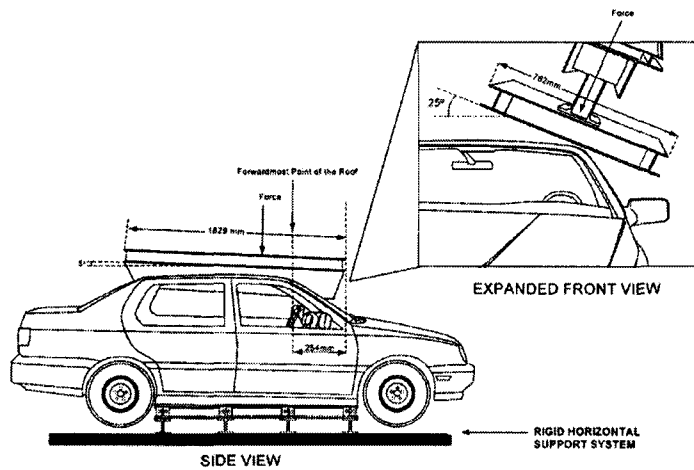


Fig. 3.4 Ubicación del dispositivo de prueba para el techo [14].

La prueba sobre la estructura actual muestra un desplazamiento de 54.4 mm, lo cual se encuentra en un rango satisfactorio por debajo del recomendado de 127 mm. Sin embargo, la disminución del peso de la estructura podría incrementar el desplazamiento actual, pero se considera como objetivo de optimización el no sobrepasar el máximo recomendado.

3.4.5 Fatiga

Fatiga se refiere a la falla de un componente debido a grietas causadas por cargas cíclicas sobre áreas de alta concentración de esfuerzos. Para realizar un análisis del daño acumulado y procurar una larga vida de cualquier componente mecánico es necesario considerar sus cargas aplicadas, ruido y vibraciones, esfuerzos concentrados y las propiedades del material bajo condiciones de cargas cíclicas [19].

Las estructuras automotrices son diseñadas para resistir a una serie de cargas nominales y máximas de servicio a las que pudiera ser sujeta, aun así existen situaciones extraordinarias que pueden provocar fatiga como:

- Sobrecarga.
- Defectos en el material y/o soldaduras.
- Mal diseño de uniones (cambios de sección pronunciados).
- Situaciones extremas (temperatura, ambiente de esfuerzos residuales o debilitamiento de materiales)
- Falla debido a desalineaciones, distorsiones o desgaste [19].

Así pues, el tiempo total de vida se define como la suma del tiempo en el que ocurre la iniciación de grietas y el tiempo de propagación [19]. Por consiguiente es importante estimar el tiempo de iniciación, ya que a partir de ese momento el componente fallará indiscutiblemente.

Para estimar el tiempo de iniciación de grieta mediante análisis computacional se necesitan la geometría del componente, las propiedades del material y la aplicación de cargas cíclicas a través de una simulación dinámica. En términos de esfuerzo computacional, para modelos de elementos

finitos con una gran cantidad de nodos y una larga serie de tiempo se utilizan grandes cantidades de datos para lograr obtener resultados confiables. Sin embargo, investigaciones recientes utilizan una extensión de la técnica CMS (*Component Mode Synthesis*) o síntesis de los modos del componente, la cual se refiere a un acoplamiento de sub estructuras para análisis estructurales dinámicos [36], junto con el método de Recuperación de los Esfuerzos Modales (*Modal Stress Recovery*), el cual recupera los resultados de esfuerzo – deformación obtenidos de fuerzas externas, restricciones y efectos de inercia desde una simulación dinámica del modelo de elementos finitos.

El propósito de éste método consiste en la creación de un cuerpo flexible (estructura) que pueda ser representado por la suma de una cantidad de modos normales, escalados mediante un factor para extracción de esfuerzos debido a las deformaciones modales. Las coordenadas modales⁹ pueden ser utilizadas como el factor de escala para la solución de los esfuerzos de cada modo normal. La superposición de estos esfuerzos representa el estado de esfuerzos instantáneo. Si la superposición es aplicada en cada nodo del modelo de elementos finitos para cada paso de integración, es posible obtener el historial de esfuerzos en el tiempo para cada elemento [33].

Utilizar éste método ayuda a ahorrar recursos y tiempo de procesamiento, además de ser más exacto que análisis de reducciones modales, armónicas y transitorias [34]. Cuando se trata de un análisis que se va a repetir una gran cantidad de veces para optimización, la reducción del tiempo de procesamiento ofrecida por éste método es necesaria.

En el caso de estudio analizado en ésta investigación, se utilizan las irregularidades de la carretera como método de excitación sobre varios puntos de la estructura en los puntos de montaje de las suspensiones (*hard points*).

El análisis se realiza por medio de la obtención de aceleraciones de simulación \ddot{Y}_{sim} en puntos discretos de la estructura, después se determinan los modos de vibración ϕ_{sim} y desplazamientos Y_{sim} (obtenidos de la integración de las aceleraciones) [30]. Las coordenadas modales q_{sim} se obtienen mediante la ecuación:

$$Y_{sim} = [\phi]_{sim} \cdot q_{sim}$$

Así pues, una vez que se cuenta con el modelo completo dinámico de Adams/Car, el cual incluye las suspensiones delanteras y traseras y el sistema de dirección ensamblados en la estructura rígida, se genera un cuerpo flexible derivado de un análisis modal para circular el vehículo sobre un terreno sinuoso que ayude a someter a la estructura a esfuerzos y deformaciones de trabajo rudo para obtener los modos de deformación operacional.

Al momento de combinar dichas coordenadas con sus esfuerzos modales correspondientes, es posible generalizar el comportamiento de los esfuerzos sobre la estructura y obtener la acumulación de daños para analizar fatiga [24].

Esta prueba permite encontrar las zonas con concentraciones de esfuerzos y el tiempo promedio para la generación de grietas en dichas zonas. A partir de esto es posible calcular la cantidad de reparaciones con soldadura que requiera la estructura en la distancia que se analice.

⁹ Las coordenadas modales son combinaciones lineales de coordenadas físicas que se utilizan para disminuir el número de ecuaciones de movimiento en el dominio del tiempo [37].

3.4.6 Impacto Frontal

Los medios evasivos de accidentes en el diseño automotriz no son suficientes en la actualidad, por lo que los ingenieros se han visto obligados a desarrollar un concepto de seguridad en el desempeño de impactos llamado “*crashworthiness*”. Ésta tarea no es sencilla puesto que requiere un análisis estructural enfocado a la deformación plástica en un período muy pequeño de tiempo (milisegundos) para la absorción controlada de la energía provocada por el impacto [7].

Para seguridad de los pasajeros, la desaceleración que sufren en respuesta al pulso del impacto debe estar dentro de rangos tolerables, por lo que el ensamble frontal de la estructura debe permitir una fácil deformabilidad en la dirección del impacto. No obstante debe ser lo suficientemente rígido para los casos de torsión y flexión previamente discutidos.

Existen varios estándares sobre la caracterización de las pruebas de impacto, los cuales difieren en velocidad (15 km/h, 48 km/h, 56km/h), porcentaje de pared de impacto (100%, 50%, 40%) , deformabilidad, tipo de impacto (frontal, trasero, lateral, en ángulo, techo, atropellamiento) y sistemas de protección (cinturón de seguridad, bolsas de aire, *dummies*) encaminadas a asegurar la integridad estructural y cumplimiento con regulaciones obligatorias impuestas por el gobierno. Asegurar el cumplimiento con todas las regulaciones internacionales puede provocar el diseño de cientos de vehículos prototipo con un costo superior a los \$400,000 dólares por cada uno [7].

Las principales regulaciones para las pruebas de impacto son el FMVSS (Federal Motor Vehicle Safety Standar) No. 208, el cual trata sobre un impacto frontal a 48 km/h sobre una pared rígida, y el NCAP (New Car Assessment Program) conducido a 56 km/h, los cuales consideran el comportamiento del cuerpo humano basado en pruebas estandarizadas de trineo o “*sled tests*” (ISO/SAE) que consisten en la caracterización del desempeño de un maniquí de prueba sentado sobre una silla con ruedas al ser impactado sobre barreras rígidas. En complemento, estas pruebas permiten analizar conceptos como el criterio de daño en la cabeza (HIC, Head Injury Criterion), la desaceleración del pecho y carga en el fémur.

Pruebas dinámicas de trineo elaboradas por Q’Sraint bajo los estándares de ISO y SAE muestran que desaceleraciones promedio de la silla dentro de un rango de 20 a 23 veces la gravedad de la tierra (G’s) o por debajo, con desaceleraciones pico de hasta 35 G’s ayudan a cumplir los conceptos de HIC y desaceleración del pecho.

Ahora bien, la energía cinética de un impacto ($E = \frac{1}{2} m \cdot v^2$) se disipa por medio del aplastamiento del vehículo y la velocidad de rebote. Para minimizar el delta de la velocidad con respecto al tiempo, los diseñadores estructurales intentan minimizar la velocidad residual de rebote prolongando el tiempo de desaceleración [29].

La información de una prueba de impacto puede ser procesada para analizarla en el dominio de tiempo y desplazamiento [20].

$$v = \frac{dx}{dt}$$

$$a = \frac{dv}{dt}$$

$$adx = vdv$$

Donde:

x: desplazamiento.

v: velocidad.

a: aceleración.

t: tiempo.

d: operador diferencial.

Además, podemos considerar la condición de Courant-Friedrichs-Lewy la cual estipula que en cualquier simulación en el tiempo, el paso de integración debe ser menor al tiempo que toma en ocurrir acciones relevantes, como lo es el caso de ondas acústicas que viajan adentro del acero [21].

$$c = \sqrt{E_0/\rho}$$

Donde:

c: Velocidad de propagación de la onda del estrés sólido elástico.

E_0 : Módulo de elasticidad del material en la región elástica.

ρ : Densidad del material.

$$\Delta t = d_{min}\sqrt{\rho/E_0}$$

Donde:

Δt : Paso de integración.

d_{min} : Distancia más pequeña entre cualesquiera dos nodos contiguos para el modelo de simulación numérica de impacto.

Realizar una simulación de una prueba de impacto no es una tarea sencilla puesto que requiere la consideración de una gran cantidad de componentes, materiales, caracterizaciones, mallados, análisis de elementos finitos, soldaduras, tipos de elementos, etc. La puesta en marcha de un modelo simplificado de la estructura con componentes básicos puede tardar entre una y dos semanas o más. Sin embargo, toda simulación de impacto debe asemejarse en la medida posible a la realidad con tal de obtener una confiabilidad razonable.

En éste trabajo de tesis, el objetivo de la prueba de impacto frontal reside en encontrar la combinación precisa de tamaño y espesor de cada elemento estructural que resulte crítico para lograr una deformación, y hasta cierta medida una desaceleración controlada en la estructura total. La deformación controlada se refiere a la absorción del impacto por medio del colapso axial de los elementos de choque junto con los largueros contiguos, para evitar daños severos en los elementos del piso y por lo tanto en la cabina de los pasajeros. Por ésta razón se consideran únicamente la estructura y el motor en el modelo de simulación.

Según el instituto americano de hierro y acero, el modelo de simulación de las pruebas de impacto debe cumplir con los siguientes requisitos:

1. Precisión.

El modelo debe arrojar predicciones razonables sobre su comportamiento.

2. Velocidad.

No debe exceder 12 horas de simulación independientemente de su tamaño, para permitir iteraciones de los parámetros de estudio.

3. Robustez.

Pequeñas variaciones al modelo no deben provocar grandes cambios en su comportamiento.

4. Tiempo de desarrollo.

El modelo debe ser construido en un tiempo razonablemente corto sin exceder dos semanas.

Para un análisis de impacto, no se requiere utilizar elementos muy pequeños debido a que la concentración de esfuerzos es innecesaria. Lo que se pretende observar es el comportamiento de las deformaciones, ruptura de elementos o soldaduras y desaceleraciones promedio y pico. Así pues el tamaño de elementos puede ser incrementado para ayudar a disminuir el tiempo de simulación.

3.5 CONCLUSIONES

Las pruebas y estándares planteados en éste capítulo sirvieron para definir una serie de casos de carga y restricciones relacionados con la evaluación de la funcionalidad del caso de estudio.

Retomando el problema planteado, la falta de una metodología de integración para los cambios en diseños ha retrasado el desarrollo de la estructura. Es por ello que se requiere de la utilización de tecnología de optimización paramétrica de las diferentes pruebas de análisis, para obtener un modelo en CAD automatizado con las variables de diseño para obtener la combinación de parámetros que mejor cumplan con los valores objetivos.

3.6 REFERENCIAS

1. Ulrich Seiffert, Lothar Wech. Automotive Safety Handbook. SAE International, Warrendale, Pa. 2003.
2. Sabbagh, Karl. 21st Century Jet: The Making of the Boeing 777. Macmillan: London, 1995.
3. Michael Puttre, Chrysler Fuses Art and Engineering with CATIA, Design News, v. 51, Nov. 4, 1996, p. 46.
4. Dauch, Richard E. Passion for Manufacturing. Society of Manufacturing Engineers, Dearborn, 1993.
5. Virtually Everything, Manufacturing-Engineering, v. 118, May 1997, p. 24.
6. Singiresu S. Rao. Mechanical Vibrations. Addison Wesley. Second Edition. USA, 1990.
7. Paul Du Bois, Clifford C. Chou. Vehicle Crashworthiness and Occupant Protection. American Iron and Steel Institute. 2000 Town Center, Suite 320 Southfield, MI 48075.
8. F Wagner, C Schedlinski. Test-Based Computacional Model Updating of a car body in White. Bay Village, Sep 2005, vol 39, Iss 9; pg 19,6pgs.

9. Charles J. Murray, Chrysler's digital trailblazer: the redesigned LH vehicles break new ground in CAD and assembly (large car design technique) (Cover Story), Design News, Oct. 1997.
10. Scott Petton, Kirk Scarbrough, Boeing Systems Engineering Experiences from the 777 AIMS Program, IEEE-Transactions on Aerospace and Electronic Systems, v. 33, Apr. 1997, pt. 2, p. 656.
11. Henning Buus, Robert McLees, Munir Orjun, 777 Flight Controls Validation Process, IEEE-Transactions on Aerospace and Electronic Systems, v. 33, Apr. 1997, pt. 2, p. 642.
12. Mark Hodges, Visualization Spoken Here, Computer Graphics World, April 1998, p 55.
13. Yates, Brock. The Critical Path: Inventing an Automobile and Reinventing a Corporation. Little, Brown and Co: Boston, 1996.
14. Vehicle Roof Strength Test Procedure – SAE J374 JAN2002. 2005 SAE HANDBOOK On – Highway Vehicles (Part II) and Off – Highway Machinery Vol.3. USA, 2005
15. Dieter Anselm. The Passenger Car Body: Design, Deformation Characteristics, Accident Repair. SAE International. Germany, 2000.
16. James Deel. Passby Noise Measurements. Division of spectris technologies Inc. Naerum, Denmark.
17. Ralph K. Hillquist. Motor vehicle noise spectra: their characteristics and dependence upon operating systems. Acoustic Society of America, vol.58, No. 1, july 1975.
18. A.J. Brammer. Noise radiated by internal combustion engines. Acoustical Society of America, vol. 58, No.1, july 1975.
19. SAE Fatigue Design Handbook. Third Edition AE - 22, SAE International. USA, 1997.
20. Matthew Huang. Vehicle Crash Mechanics. CRC PRESS. USA, 2002.
21. Peter D. Lax. Hyperbolic Difference Equations: A Review of the Courant-Friedrichs-Lewy Paper in the Light of Recent Developments. IBM Journal. March 1967.
22. Haug, E., T. Scharnhorst, P. Du Bois (1986) "FEM-Crash, Berechnung eines Fahrzeugfrontalaufpralls", VDI Berichte 613, 479–505.
23. R.G. Dubensky. Effectiveness of CAE in the Simultaneous Engineering Process. New Tools and Techniques for Product and Process Integration. SAE International. USA 1996.
24. P. Fisher, W. Witteveen. Integrated MBS – FE – Durability analysis of Truk Frame Components by Modal Stresses. ADAMS Users Meeting, Engineering Center Steyr, Vienna. Technical University. Austria 2000.
25. Donald E Malen. Automotive Body Structure Course. University of Michigan, General Motors. USA 2003.
26. Stuart Birch. Fiesta Time at Ford, Global Vehicles. SAE International Online <http://www.sae.org/automag/globalvehicles/01-2002/>

27. Hal Gurgenci. Car Structures. University of Queensland, Australia.
<http://www.mech.uq.edu.au/courses/mech3100-old/struct/index.htm>
28. Pete Childs, Richard Stobart. Total Vehicle Technology. Challenging current thinking. Professional Engineering Publishing. University of Brighton, Inglaterra.
29. William T. Hollowell, Hampton C. Gabler. Review of potential test procedures for FMVSS No.208. Office of vehicle safety research, NHTSA. 1998.
30. M. López Aenlle, R. Brincker. Mejora de la fiabilidad en el dimensionamiento a fatiga utilizando análisis modal. Anales de Mecánica de la Fatiga Vol.II. Universidad de Oviedo. España 2006.
31. Schweizerhof K, Nilsson L. and Hallquist, J.O. (1992) 'Crashworthiness analysis in the automotive industry'. International Journal of Computer Applications in Technology. Special Issue on the Industrial Use of Finite-element Analysis, Vol. 5, Nos. 2/3/4, pp. 134-156.
32. Hans-Hermann Braess, Ulrich Seiffert. Handbook of Automotive Engineering. SAE International. Warrendale, Pennsylvania USA, 2005.
33. Terrance W. Ewanochko, P.Eng. Integrated Durability Analysis Using ANSYS, ADAMS and FE-Fatigue. Mechanical Dynamics Inc., Ann Arbor, Michigan, USA
34. C Braccresi and F Cianetti. A procedure for the virtual evaluation of the stress state of mechanical systems and components for the automotive industry: development and experimental validation. IMechE. Vol. 219 Part D: J. Automobile Engineering. Perugia, Italy.
35. Sheldon Imaoka. Component Mode Synthesis in ANSYS Workbench Simulation. ANSYS Advantedge, Vol. 1, Issue 3, 2007.
36. Paresh Murthy, Petra Poschmann. Automated Component Modal Synthesis with Parallel Processing. MSC Software Corporation, 2975 Redhill Ave, Costa Mesa, CA 92626
37. P. Ribeiro Non-Linear Vibration Modes of Plates and Shells, Chapter 17. Innovation in Computational Structures Technology. DEMEGI/IDMEC, Faculty of Engineering, University of Porto, Portugal.

CAPÍTULO 4

CASO DE ESTUDIO: PROYECTO CARTEC

4.1 INTRODUCCIÓN

En éste capítulo se habla sobre el caso de estudio al cual se aplica la metodología propuesta para la optimización del diseño. Se muestran los rubros de evaluación para establecer si el diseño final cumple con los valores objetivos proyectados. Se muestra un diagrama de flujo con la aplicación de la metodología actual.

4.2 PROYECTO CarTec

Actualmente se encuentra en desarrollo un proyecto de diseño y construcción de un automóvil llamado CarTec, en el tecnológico de Monterrey, el cual pretende la integración de múltiples sistemas automotrices por alumnos, profesores y gente de la industria. En agosto del 2006 se realizó una investigación exhaustiva de componentes, sistemas, subsistemas, modelos, métodos, marcas, formas, materiales, etc. para conceptualizar la definición de un automóvil actual, y las características propias que debiera tener para competir en el mercado mexicano.

Para enero del 2007, se reunió un grupo de estudiantes de diferentes carreras y ramas de investigación para recopilar dicha información y analizar áreas de interés para comenzar el desarrollo de un prototipo del vehículo.

Así pues, las características generales del vehículo prototipo (Figura 4.1) son:

- Estructura espacial de acero en Perfiles Tubulares Rectangulares (PTR).
- Exteriores de fibra de vidrio.
- Interiores termo formados.
- Distancia entre ejes (*Wheel Base*) de 2200 mm.
- Largo de 3200 mm.
- Altura de 1620 mm.
- Ancho de 1800 mm.
- Transmisión manual de Matiz.
- Motor Daewoo de 1.0 litros y 75 HP.
- Tanque de gasolina de 40 litros.
- Suspensión delantera tipo McPherson.
- Suspensión trasera tipo barra de torsión.
- Frenos delanteros de disco y traseros de tambor.

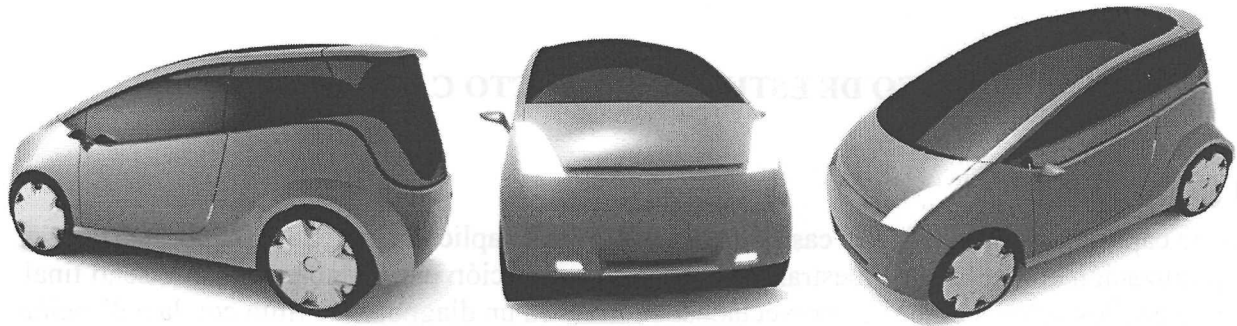


Fig. 4.1 Diseño exterior del proyecto CarTec.

Durante el semestre escolar Agosto – Diciembre 2008, la estructura del vehículo se encuentra en construcción, por lo que requiere una serie de parámetros de evaluación para verificar su funcionamiento desde la etapa de diseño. Considerando los casos de carga mencionados en el capítulo anterior es posible la definición de valores objetivos mediante una investigación de estructuras comerciales.

4.2.1 Valores Objetivo para la validación de la funcionalidad de la estructura

Actualmente, una de las tendencias más importantes del diseño automotriz se refiere al ahorro en el consumo de combustible, lo cual puede lograrse mediante una innumerable cantidad de maneras diferentes. No obstante, para el ingeniero encargado del diseño de la estructura, la manera más sencilla es mediante la reducción de masa.

Tipo de vehículo	Pesos típicos [Kg]
Camioneta	400 – 460
Minivan	380 – 420
Automóvil mediano	250 – 360
Automóvil chico	150 – 250

Tabla. 4.1 Valores típicos del peso de estructuras comerciales.

Típicamente el peso de una estructura automotriz para un vehículo pequeño corresponde alrededor del 35.6% del peso total del vehículo [1]. Según Donald E. Malen, profesor de estructuras automotrices en la universidad de Michigan, el valor típico de rigidez a flexión para la estructura de un carro mediano es de 7,000 N/mm, con una fuerza nominal de 6.68 KN, mientras que el valor típico para rigidez torsional es de 12,000 Nm/° con una fuerza de torsión nominal de 6.25 KNm [1].

Sin embargo, dichos valores no generalizan a todos los vehículos comerciales. Por ejemplo la rigidez a flexión del Ford fiesta es de 9,559 N/mm según la SAE [2], mientras que su rigidez torsional es de 10,594 Nm/deg. La estructura generada por PORSCHE y Auto Steel contiene rigideces de 17,150 N/mm y 17,400 Nm/° para los casos de carga mencionados.

Los valores de las frecuencias naturales varían mucho hasta para vehículos de la misma clase. Aun así, para vehículos pequeños los primeros modos normales son generalmente mayores que para vehículos más grandes. Típicamente para cualquier vehículo, el primer modo de torsión se encuentra entre 24 y 30 Hz, mientras que el primer modo de flexión entre 30 y 45 Hz.

Por otra parte, cabe destacar que las estructuras comerciales se construyen con diferentes materiales y procesos de estampado para disminuir su peso. Así pues, para los casos de carga analizados se observaron los valores iniciales que describen el desempeño de la estructura del CarTec, además se establecieron los valores objetivos que se pretenden alcanzar considerándola como una estructura comercial para satisfacer la seguridad del cliente.

Otro aspecto importante es el factor de seguridad para casos de carga estáticos y dinámicos. Hal Gurgenci, profesor de la universidad de Queensland en Australia y especialista en estructuras automotrices recomienda siete casos con factor de seguridad:

	Caso carga	Descripción	Factor de seguridad
1	Flexión	Peso estático de los pasajeros y componentes del carro	3
2	Torsión 1	Carga en una llanta delantera debido a tope	3
3	Torsión 2	Carga en una llanta trasera debido a tope	3
4	Lateral	Curva de 50 metros de radio a 100 km/hr	3
5	Longitudinal	Frenado en línea recta a desaceleración máxima	3
6	Flexión + Torsión 1 + Lateral + Longitudinal	Peso de pasajeros en curva, mientras frena y pasa por un tope	3
7	Flexión + Torsión 2 + Lateral + Longitudinal	Peso de pasajeros en curva, mientras frena y pasa por un tope	3

Tabla 4.2 Casos de carga y factor de seguridad recomendados.

La estructura debe ser suficientemente fuerte para resistir dichos casos de carga, además establece que la carga de los pasajeros no debe causar una flexión mayor a 2 mm en la estructura, y la rigidez a flexión debe estar por encima de 5,000 Nm/° [3]. Cumplir con estos requerimientos no asegura que los casos de carga recomendados se cumplan, sin embargo ayudan en gran medida y es necesario analizarlos para asegurar que así sea.

El diseño por el método tradicional se aplicó inicialmente para conocer el nivel de desempeño actual de la estructura prototipo del CarTec, así pues los valores objetivo se muestran en la siguiente tabla:

Caso de Carga	Actual	Objetivo
Rigidez a Flexión*	1,587 N/mm	> 7,500 N/mm
Rigidez Torsional**	4,016 Nm/°	> 5,000 Nm/°
Volcadura	54.4 mm	< 127 mm
Primer modo Torsión	17 Hz	> 24 Hz
Primer modo Flexión	24 Hz	> 30 Hz
Tiempo de Vida por Fatiga	346 ciclos	Maximizar tiempo de vida
Desaceleración pico por Impacto Frontal	35 G's	Minimizar desaceleración pico
Masa	245 Kg	<200 Kg

Tabla 4.3 Valores actuales y objetivo.

* Nota: La carga máxima es de 5KN, la cual se multiplica por el factor de seguridad y se divide por el desplazamiento máximo permitido;

$$\text{Rigidez a Flexión} = \frac{5 \text{ KN} \cdot 3}{2 \text{ mm}} = 7,500 \text{ N/mm.}$$

** Nota: El caso de torsión 1 recomendado estipula que la rigidez recomendada debe ser mayor a 5,000 Nm/°, por lo que:

$$\text{Rigidez torsional} = 5,000 \text{ Nm/°} = \frac{3 \cdot 1000 \text{ N} \cdot 0.730 \text{ m}}{\text{tg}^{-1}\left(\frac{Z_{\text{max}}}{730 \text{ mm}}\right)};$$

Por lo tanto, Z_{max} debe ser menor a 1.86 mm considerando el factor de seguridad de 3.

Lo anterior se logra por medio de una optimización de tamaño de los perfiles estructurales tipo PTR (alto, ancho, espesor), además de la modificación de topología (posición) de elementos ubicados en el ensamble del piso.

Tipo	Medidas comerciales (in)	Espesor (mm)
A1	3x3	4.8
A2	3x3	4.0
A3	3x3	3.2
B1	3x2	4.8
B2	3x2	3.6
B3	3x2	3.2

C1	2x2	4.0
C2	2x2	3.2
C3	2x2	2.8
D1	1x1	3.4
D2	1x1	2.4
E1	1/2x1	1.21

Tabla 4.4 PTRs comerciales de Acero estructural

Así pues, la aplicación de la metodología propuesta sobre el caso de estudio sigue el diagrama de flujo que se muestra en la figura 4.2.

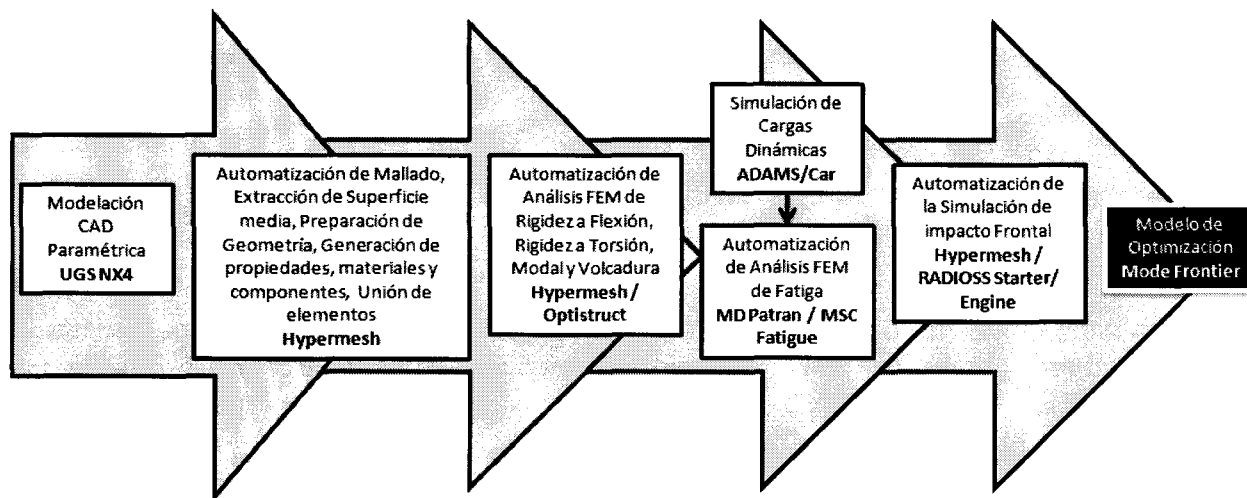


Fig.4.2 Diagrama de flujo de la aplicación de la metodología propuesta al caso de estudio.

4.3 REFERENCIAS

1. Donald E Malen. Automotive Body Structure Course. University of Michigan, General Motors. USA 2003.
2. Stuart Birch. Fiesta Time at Ford, Global Vehicles. SAE International Online <http://www.sae.org/automag/globalvehicles/01-2002/>
3. Douglas L. Milliken, Edward M. Kasprzak. Race Car Vehicle Dynamics: Problems, Answers and Experiments. SAE International, May 2003.
4. Hal Gurgenci. Car Structures. University of Queensland, Australia. <http://www.mech.uq.edu.au/courses/mech3100-old/struct/index.htm>

CAPÍTULO 5

ETAPA DE DISEÑO EN CAD: MODELACIÓN ORIENTADA A LA AUTOMATIZACIÓN DE VARIABLES PARAMÉTRICAS Y OPTIMIZACIÓN DE TAMAÑO Y TOPOLOGÍA

5.1 INTRODUCCION

Siendo la primera etapa de la metodología propuesta, en éste capítulo se muestra una forma de parametrización del tamaño y topología para lograr la automatización y posteriormente la optimización, mediante el ejemplo del caso de estudio.

5.2 CAD (Computer Aided Design)

Como sus siglas en inglés lo indican, el Diseño Asistido por Computadora se refiere a paquetes computacionales enfocados a la generación de modelos o geometrías en dos o tres dimensiones por medio de puntos, líneas, arcos, superficies y sólidos.

Su aplicación es ampliamente variada, desde planos para la construcción de inmuebles hasta desarrollo de piezas mecánicas y ensambles en productos complejos.

5.3 HERRAMIENTAS CAD

Existen una serie de paquetes computacionales orientados al diseño de productos y partes mecánicas en 3D, los cuales se diferencian principalmente en la interfaz gráfica, en las funciones de modelación y en los algoritmos utilizados.

Cada paquete CAD cuenta con su propia extensión de archivo, así como módulos de importación y exportación a diferentes extensiones estándares y comerciales.

La industria automotriz se ve obligada a mantenerse a la vanguardia con respecto a software de modelación y simulación virtual, por lo que la utilización de paquetes se ha visto reducida a unos cuantos dependiendo del gusto particular, que depende en gran medida de la capacidad de modelación compleja y la amigabilidad de la interfaz gráfica, además del servicio y soporte recibido.

5.3.1 Siemens NX5

NX es un paquete digital de SIEMENS PLM Software para convertir la modelación en un proceso más avanzado y de componentes más complejos. Integra las aplicaciones CAD/CAM/CAE para abarcar un rango más completo en el desarrollo de procesos, diseño de productos, manufactura y simulaciones.

Actualmente es una de las herramientas de modelación 3D más utilizadas en la industria automotriz.

5.4 DISEÑO PARAMÉTRICO

Según el diccionario Oxford en inglés, el término parametrización se refiere a la utilización ecuaciones matemáticas expresadas en variables o parámetros; los cuales satisfacen diferentes escenarios por medio de su variación, permitiendo crear modelos de modificación dinámica basados en una serie de reglas definidas por las ecuaciones paramétricas.

Retomando el caso de estudio, para diseñar la estructura es necesario tomar en consideración una serie de conceptos y parámetros desde transmisión de fuerzas y esfuerzos, así como restricciones geométricas que se mencionan más adelante.

La creación del modelo paramétrico en éste trabajo parte del supuesto en que la estructura y la posición de sus componentes y subsistemas determinantes (motor, suspensión) se encuentran previamente definidos, sin tener cambios significativos de posición, orientación, forma o inclusión de un número grande de elementos.

La figura 5.1 muestra un modelo avanzado de la estructura prototipo del CarTec, en la cual se pretende conocer el tamaño y espesor de sus perfiles estructurales que le permitan resistir las cargas a los que estará sujeto, así como las vibraciones e impactos, pero al mismo tiempo tener un peso ideal para disminuir el consumo de gasolina.

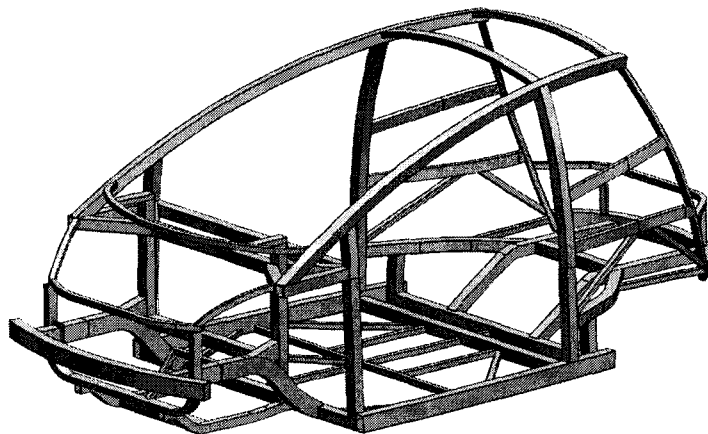


Fig. 5.1 Modelo de la estructura en UGS NX5.

5.4.1 Dimensionamiento y parametrización para optimización de tamaño

La estructura en UGS consiste en un ensamble de alrededor de 80 partes. Cada parte tiene un dibujo de la sección transversal y un dibujo con la guía, la cual contiene la forma longitudinal del elemento estructural para crear un barrido mediante la función *insert - sweep*, como se muestra en la figura 5.2, para los elementos curvos. En caso de tratarse de un elemento recto se puede utilizar la función de extrusión (*extrude*) sobre la sección. En ambos casos, el alargamiento (*offset*) de las caras de los extremos con un valor predeterminado ayuda a generar cortes con la forma del elemento contiguo para evitar problemas de geometría en la importación del modelo en el paquete de análisis de elementos finitos.

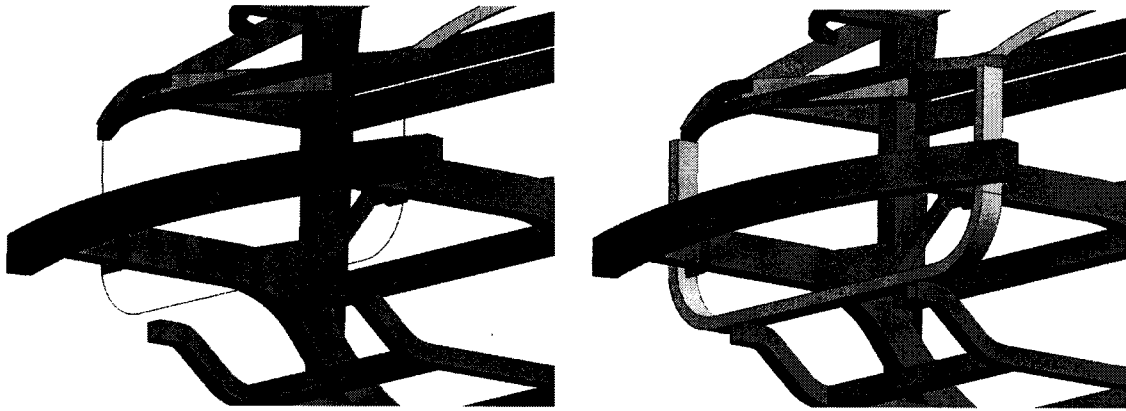


Fig. 5.2 Barridos sobre guía curva (Sweep).

La parametrización de las dimensiones de cada sección se logra mediante la inserción de fórmulas que dependan de otros valores, considerando las siguientes restricciones geométricas:

- Exterior – Se restringen los elementos estructurales a no sobrepasar la superficie exterior realizada por diseñadores industriales, así como evitar obstruir espacios reservados para ventanas y puertas.
- Interior – Se restringen los elementos estructurales del piso a no exceder la altura del punto AHP (*Ankle Heel Point*) definido por ergonomía, así como espacios reservados para pasajeros, asientos y cajuela.
- Interferencias - Se restringieron diversos elementos para evitar interferencias con motor, transeje, radiador, envolventes de operación como suspensiones, sistema de escape, dirección, frenos y llantas.

Las restricciones de movimiento debido a la parametrización se realiza mediante la función *constraint – fix*, para las líneas de las secciones que deben permanecer fijas.

Otro aspecto importante es que se consideraron radios comunes y factibles de realizar para elementos curvos del ensamble frontal y techo, y así facilitar la manufactura de los doblados.

El ensamble “padre” es sobre la cual se ensamblan todas las partes o sub ensambles. Sobre éste se crean todas las variables y ecuaciones de control de los elementos estructurales..

Para facilitar la lectura de las variables de entrada en el paquete de optimización se puede establecer una nomenclatura que indique el tipo de dimensión de tamaño (largo, ancho, espesor), sección del ensamble, etc. En éste caso se utiliza WGX y HGX, en donde W se refiere al ancho del perfil, H al alto y X es el número del grupo de elementos al que pertenece. Esto es debido a que algunos elementos deben tener el mismo tamaño, como el caso de las partes derechas e izquierdas. El tamaño del espesor se definió con T_AAY, en donde AA puede ser:

- FR: elemento del ensamble frontal.
- RR: Elemento del ensamble trasero
- FL: Elemento del ensamble del piso
- RF: Elemento del ensamble del techo

“Y” es el número del elemento estructural.

Las variables de las dimensiones se aplican dentro los dibujos de cada sección individualmente, haciendo una liga de la expresión desde el ensamble padre.

El espesor se define como primer offset del barrido de cada perfil sobre la línea guía, en el editor de fórmula, como *Nombre de Ensamble Padre::T_AAX*. En caso de ser una extrusión se realiza por medio de la función *Shell*, insertando la fórmula descrita. Para insertar la referencia de dicho valor se iguala la variable que genera por default el programa (p.e. $p25=50$) al nombre que le corresponda por la asignación de la nomenclatura (p.e. $p25=Cartec::WG11$). Para asegurar que el elemento no cambie de posición debido a la variación de su tamaño, se requiere la utilización de una fórmula restrictiva que lo mantenga en dicha posición, como se muestra en la figura 5.3.

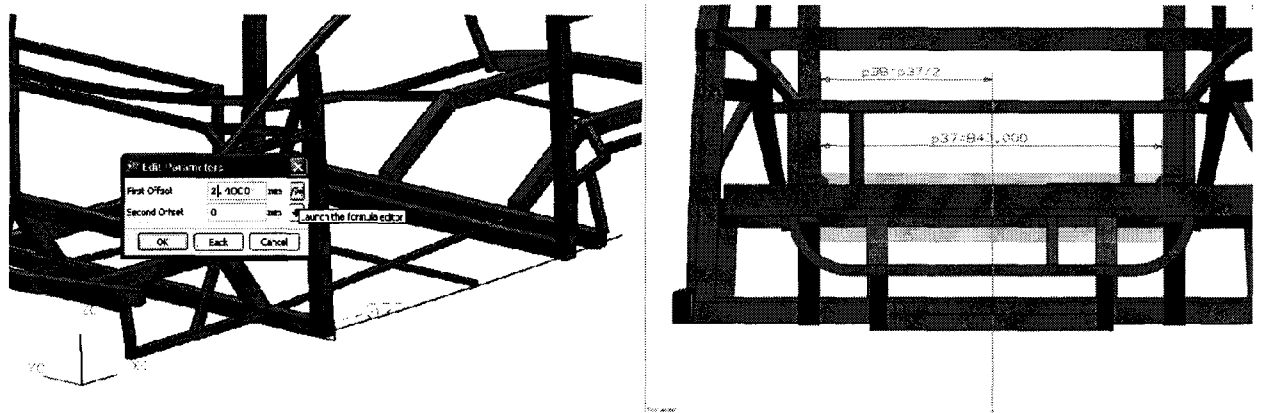


Fig. 5.3 Asignación de espesor y parametrización de posición.

5.4.2 Separación entre componentes

La separación entre componentes es necesaria para evitar incursiones o penetraciones entre superficies en el modelo FEM, lo cual puede derivar una serie de problemas al momento de realizar los análisis de elementos finitos.

Es por ello que se recurrió a cortar los elementos estructurales de tal manera que la forma del corte se adapte a la superficie del elemento al cual se va a unir o soldar. En adición a lo anterior, se crea una variable de espacio entre las superficies cortadas estableciendo una tolerancia.

Para ello se realiza el siguiente procedimiento:

1. Se alarga el elemento a cortar, asegurando que entra totalmente en la superficie del elemento contiguo por medio de un *offset face*.
2. Se hace un link asociativo de la cara del elemento contiguo por medio de *WAVE Link Face*.
3. Se extrae la cara ligada (*extract face*).
4. Se extiende la cara extraída lo suficiente para abarcar cualquier cambio de tamaño del perfil a cortar por medio de *Trim and Extend*.
5. Se traslada la cara extendida con un gap paramétrico previamente definido, por medio de *offset surface*.
6. Se corta el elemento con la superficie trasladada por medio de la función *Trim*.

- Se esconden las superficies generadas por medio de la función *Blank*, o moviéndolas a diferentes capas (*layers*).

Un ejemplo de lo anterior se muestra en la figura 5.4.



Fig. 5.4 Elemento sin corte y con corte.

5.4.3 Dimensionamiento y Parametrización para optimización topológica

En la parametrización topológica es importante mantener la conectividad entre los elementos para evitar errores que puedan surgir debido a posicionamiento de elementos afuera del ensamble o componente. El rango de variación del valor de dichas posiciones debe ser acotado con límite superior e inferior para esto no ocurra. Los valores de la posición son establecidos por el optimizador cuando se encuentre iterando las variables de entrada.

En el caso de estudio, el piso es el ensamble que tiene más libertad de movimiento entre los elementos internos del marco debido a que las restricciones geométricas solamente incluyen el espacio establecido para el sistema de escape (sección central), la altura máxima que no deben sobrepasar los elementos definida por el *packaging* del espacio interno de la cabina, y la altura mínima establecida por la medida de diseño de la calle al piso (22.5 mm).

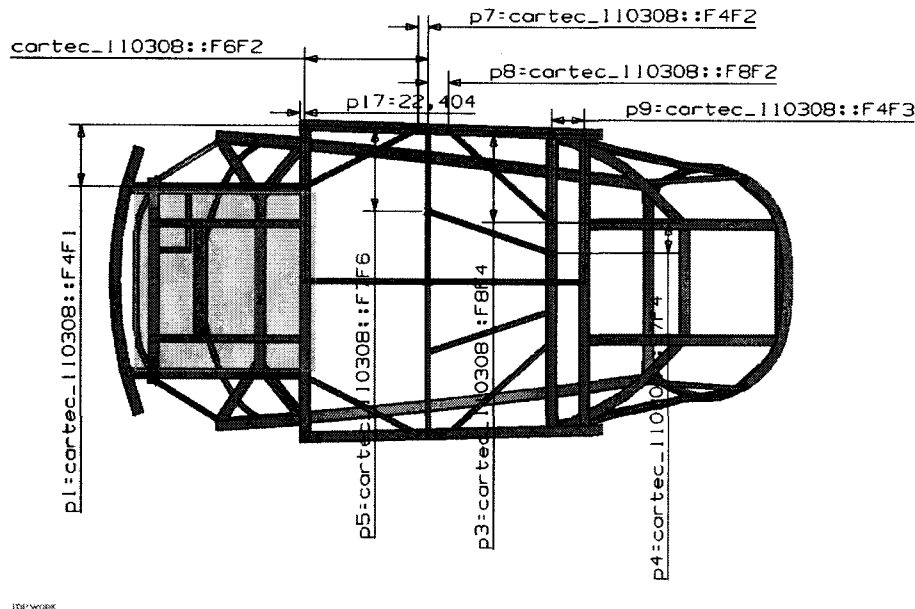


Fig. 5.5 Ensamble del Piso.

Los elementos que forman el marco se encuentran fijos en su posición, mientras que las secciones internas pueden variar de posición y tamaño como se muestra en la figura 5.5. Las fórmulas de cada elemento permiten la modificación automática del ensamble al momento de variar el tamaño o posición de cualquiera de los perfiles.

Finalmente, para “enseñar” al programa a buscar las variables y modificarlas desde un paquete externo se utiliza la función de grabar un macro. Esto genera un archivo con extensión .macro, el cual es leído por el optimizador para su integración al modelo.

5.5 CONCLUSIONES

Los pasos mostrados en éste capítulo permiten generar variables paramétricas y referencias entre partes de ensambles para facilitar su modificación desde paquetes externos. La parametrización de variables ayuda a generar automatización del proceso de diseño.

El uso de una tolerancia para corte paramétrico permite mantener separadas las superficies de cada elemento para ayudar al paquete de análisis de elementos finitos a generar extracción de superficies medias minimizando la necesidad de arreglo de geometría.

El Siemens NX5 es una herramienta muy poderosa y de amplio uso en la industria automotriz, capaz de generar superficies y modelos complejos además de contener funciones intuitivas y una interfaz gráfica amigable.

5.6 REFERENCIAS

1. NX5 Cast, Siemens NX Documentation.
2. SIEMENS PLM SOFTWARE. Unigraphics NX5.
http://www.plm.automation.siemens.com/en_us/products/nx/
3. "parametric adjective" *The Oxford Dictionary of English* (revised edition). Ed. Catherine Soanes and Angus Stevenson. Oxford University Press, 2005. *Oxford Reference Online*. Oxford University Press.

CAPÍTULO 6

ETAPA DE ANÁLISIS CAE: PROCESO DE AUTOMATIZACIÓN DE LOS CASOS DE CARGA

6.1 INTRODUCCIÓN

En éste capítulo se muestra la aplicación de segunda etapa de la metodología propuesta en el caso de estudio, para lograr la automatización de los casos de carga descritos. Además se realiza una breve descripción de las herramientas de elementos finitos utilizadas para la integración y optimización.

6.2 HERRAMIENTAS FEM

Existe una gran cantidad de paquetes computacionales dedicados exclusivamente a el análisis de elementos finitos, de hecho, algunos paquetes de modelación CAD como el Siemens NX5 contienen módulos para realizar dichos análisis y evitar el traslado de geometrías entre diversos tipos de paquetes, lo cual puede ser determinante en el tiempo de modelación puesto que evita al ingeniero realizar la corrección de geometría, que se ha convertido en una tarea larga y tediosa en la industria automotriz. Aun así, la tendencia muestra que se prefiere el uso de paquetes FEM ampliamente reconocidos y probados, además de contar con scripts de automatización generados por sus mismos ingenieros para facilitar las puestas en marcha de los análisis a efectuar.

Para ésta investigación se utilizó Hypermesh como pre – post procesador principal, el cual contiene una destacable trayectoria que le ha permitido establecerse en la rama automotriz para el análisis y optimización de estructuras y partes mecánicas.

6.2.1 Hypermesh

Se trata de un pre y post procesador de alto desempeño de elementos finitos y de gran uso industrial, orientado a incrementar el desempeño del diseño y el análisis del producto.

Mayormente utilizado para:

- Mallado tipo Shell, es decir, superficies delgadas a las cuales se les agrega un espesor como propiedad.
- Transformación del modelo (*Model Morphing*), el cual ayuda a cambiar la forma de la geometría en base a parámetros de diseño u optimización.
- Modelación de superficies geométricas.
- Generación de mallas en sólidos.
- Generación automática de superficies medias (*middle surface*).
- Generación de mallas en modo *batch*, es decir, que prescinde del uso de la aplicación visual para usar de una manera más eficiente la memoria RAM de la computadora.

Debido a lo cual, las características anteriores encajar perfectamente las necesidades de diseño de un modelo automático para la realización eficiente de los análisis correspondientes [2].

6.2.2 Optistruct

Es el solucionador estático lineal de Altair Hypermesh. Es utilizado para la optimización estructural de forma y tamaño en diseño de componentes por medio de una serie de algoritmos nuevos y complejos [2].

6.2.3 Radioss

Es un solucionador de elementos finitos tipo lineal y no lineal para simulaciones en el tiempo o dinámicas, análisis de desempeño de seguridad, procesos de manufactura y problemas de interacción entre estructuras de fluidos [2]. Utilizado principalmente para realizar pruebas y análisis de impactos en vehículos, balística terminal y explosiones. Forma parte del conglomerado de paquetes de Altair Hyperworks.

6.2.4 MD Patran

Patran es un paquete de simulación que ayuda a conceptualizar, desarrollar y probar diseños de productos [12]. Contiene las funciones de un pre y post procesador, al igual que Hypermesh. Sin embargo, contiene el módulo de análisis de fatiga llamado MSC Fatigue. El solucionador que utiliza es Nastran.

6.2.5 MD Adams/Car

Paquete de simulación dinámica para modelos de vehículos. Contiene plantillas automatizadas para crear rápidamente modelos completos de un automóvil con los sub sistemas principales y generalizar el comportamiento. Utiliza el solucionador de Adams [12].

6.3 AUTOMATIZACIÓN DEL PROCESO DE DISEÑO Y CASOS DE CARGA

Para generar los análisis correspondientes a la estructura del CarTec se recurrió a la creación de varios macros en lenguaje TCL, los cuales son leídos por Hypermesh para automatización de funciones y procesos diversos.

Dichos macros se ejecutan desde el ModeFrontier (más adelante se explica a detalle su funcionamiento), permitiendo al Hypermesh correr en modo *batch* para realizar una serie de iteraciones automáticas para el cual se programe.

Cada vez que se utiliza Hypermesh, el archivo *command.cmd* (ubicado en la carpeta de *Mis documentos*) graba todos movimientos y funciones que se realicen dentro del GUI (*Graphic User Interface*). Para crear un archivo de comandos es posible copiar aquellas funciones del *command.cmd* que se quieran automatizar, a un archivo de texto renombrando la extensión “.txt” a “.cmd”. Los archivos de comandos se ejecutan desde el menú *Files – command*.

A continuación se explican las funciones de automatización.

6.3.1 Automatización para la creación y separación de componentes y extracción de superficie media

El primer paso consiste en importar la geometría de Unigraphics, por medio de un módulo integrado al Hypermesh que traslada el modelo con una tolerancia definida, en éste caso de .01 como predeterminado. Dicha tolerancia permite a que los perfiles generados en Unigraphics sean interpretados como volúmenes (sólidos) de espesores pequeños.

El comando de importación de geometría en TCL es:

```
feinputwithdata("#ug\ug", "C:/CARTEC_UGS_TESIS/cartec_110308.prt", 1, 0, -  
0.01, 0, 1, 1, 10)
```

El colector de material se crea asignando las propiedades de un acero AISI 1018 rolo en frío, el cual es utilizado por el proveedor de perfiles estructurales:

Módulo de Elasticidad (E) = 205 000 MPa

Módulo de Poisson (NU) = 0.29

Densidad (RHO) = 7.87 e-9 Mg/mm³ [15]

Esto se realiza mediante las funciones siguientes:

```
*collectorcreate(materials, "AISI1018CD", "", 3)  
*createmark(materials, 2) "AISI1018CD"  
*dictionaryload(materials, 2, "C:/Altair/hw8.0sr1/templates/feoutput/optis  
truct/optistruct", "MAT1")
```

Crea un material con propiedades isotrópicas (MAT1) con el nombre de "AISI1018CD" bajo la librería de Optistruct.

```
*attributeupdateint(materials, 1, 3240, 1, 2, 0, 1)  
*attributeupdatedouble(materials, 1, 1, 1, 0, 0, 210000)  
*attributeupdatedouble(materials, 1, 2, 1, 0, 0, 80769.2)  
*attributeupdatedouble(materials, 1, 3, 1, 0, 0, 0.3)  
*attributeupdatedouble(materials, 1, 4, 1, 0, 0, 7.85e-009)  
*attributeupdatedouble(materials, 1, 5, 1, 0, 0, 0)  
*attributeupdatedouble(materials, 1, 6, 1, 0, 0, 0)  
*attributeupdatedouble(materials, 1, 7, 1, 0, 0, 0)  
*attributeupdatedouble(materials, 1, 341, 1, 0, 0, 0)  
*attributeupdatedouble(materials, 1, 343, 1, 0, 0, 0)  
*attributeupdatedouble(materials, 1, 345, 1, 0, 0, 0)  
*attributeupdateint(materials, 1, 5237, 1, 2, 0, 0)  
*attributeupdatedouble(materials, 1, 1, 1, 1, 0, 205000)  
*attributeupdatedouble(materials, 1, 3, 1, 1, 0, 0.29)  
*attributeupdatedouble(materials, 1, 4, 1, 1, 0, 7.87e-009)
```

Agrega las propiedades de módulo de elasticidad, de Poisson y densidad en los últimos tres renglones.

La guía de referencia de Optistruct recomienda que no se proporcione el módulo cortante si se ingresa el módulo de elasticidad y de Poisson.

Las unidades mostradas pertenecen a la forma estándar en que se utilizan en HM para evitar errores de interpretación en los resultados, las cuales son:

- Longitud: milímetros [mm]
- Ángulo: grados [°]
- Tiempo: segundos [s]
- Masa: Mega gramos [Mg] o Toneladas
- Fuerza: Newtons [N]
- Presión: Mega Pascales [MPa]
- Velocidad: Milímetros sobre segundo [mm/s]
- Densidad: Giga Kilogramos sobre litro [G Kg/l] o Mg/mm³
- Energía: Mili Joules [mJ]
- Gravedad: 9.81e+03[mm/s²]

También se procede a crear un componente para cada perfil estructural con las propiedades del material generado, del tipo PSHELL y con un espesor definido, el cual se modificará automáticamente en el modelo de optimización. Cada perfil es asignado a un componente específico.

La programación que realiza lo anterior es:

```
*collectorcreate(components,"FR1","AISI1018CD",11)
*createmark(components,2) "FR1"
*dictionaryload(components,2,"C:/Altair/hw8.0sr1/templates/feoutput/opti
struct/optistruct","PSHELL")
```

Crea un componente con el nombre de “FR1”, asignando el material “AISI1018CD” bajo el tipo PSHELL de la librería de Optistruct.

```
*attributeupdateint(components,1,3240,1,2,0,1)
*attributeupdatedouble(components,1,95,1,0,0,1)
*attributeupdateint(components,1,884,1,2,0,0)
*attributeupdatedouble(components,1,114,1,0,0,1)
*attributeupdateint(components,1,885,1,2,0,0)
*attributeupdatedouble(components,1,116,1,0,0,0.833333)
*attributeupdatedouble(components,1,96,1,2,0,0)
*attributeupdateint(components,1,118,1,2,0,0)
*attributeupdatedouble(components,1,95,1,1,0,3.4)
```

Se especifica un espesor de 3.4 mm en el último renglón.

En una etapa previa de diseño se modeló la estructura por medio de un “esqueleto”, el cual contenía las propiedades de elementos viga de cada perfil estructural. Dicho modelo simplificado es eficaz para generalizar el comportamiento de la estructura en análisis lineales estáticos de rigidez, sin embargo es incapaz de simular el pandeo lineal que sufriría por impacto en simulaciones dinámicas, ni elementos con agujeros y/o hendiduras ni cambios bruscos de sección. Por ejemplo, si consideramos a una línea que contiene las propiedades de elemento viga se sometiera a un análisis de impacto, se despreciaría información relevante de deformación por colapso en sí misma y en las uniones (*joints*) con las demás líneas, afectando seriamente la confiabilidad del resultado. En adición a lo anterior, el análisis de fatiga requiere de la

modelación de los cambios de secciones y soldaduras para la concentración de esfuerzos. Para el caso de estudio en ésta investigación se analizaron únicamente componentes con elementos en 2D (Shell) para simplificar la modelación, sin embargo es posible realizar el análisis con elementos viga para los casos de carga estáticos lineales ahorrar poder de cómputo.

La nomenclatura de los componentes se asignó de acuerdo a su posición y sub ensambles:

- FR1-37: Componentes del ensamble frontal de la estructura.
- FL1-15: Componentes del ensamble del piso de la estructura.
- RR1-20: Componentes del ensamble trasero de la estructura.
- RF1-4: Componentes del ensamble del techo de la estructura.

Al importar la geometría en componentes sólidos, es posible generar superficies medias para modelar correctamente el comportamiento de los perfiles, así como para variar los espesores de manera automática. Las superficies se generan dentro de un colector temporal llamado *Middle Surface*, pero se requiere separar todos los perfiles en componentes diferentes para tener un control sobre sus espesores.

Una vez extraída la superficie media de un componente individual, se mueven las superficies generadas hacia el componente correspondiente previamente creado con las propiedades del material y se elimina el componente al que se le extrajeron las superficies, ya que no se necesitan para el análisis.

La programación es la siguiente:

```
*createmark(solids,1) "by collector" bumper.prt
*midsurfaceextract(solids,1,3,2,0,10,undefined,0,0,1)
*midsurface_remove_edit_bodies()
*release_temp_fixed_vertices()
*normalsoff()
```

Selecciona el sólido de la defensa delantera y extrae la superficie media.

```
*createmark(surfaces,1) "Middle Surface"
*movemark(surfaces,1,"FR1")
*createmark(components,1) "bumper.prt"
*deletemark(components,1)
```

Selecciona las superficies extraídas y las mueve al componente FR1, después borra el componente de la defensa delantera, el cual ya no sirve para el análisis.

6.3.2 Preparación de geometría para casos de carga

Para controlar la posición de las fuerzas y restricciones que se aplicaron en el modelo se insertaron puntos fijos ubicados según las especificaciones de los casos de carga.

Los puntos fijos se generaron tomando en cuenta las superficies fijas de los componentes, los cuales permanecerán en el mismo lugar sin importar las variaciones del tipo de perfil, asegurando que las fuerzas siempre se apliquen en el mismo punto.

Las restricciones de los grados de libertad y las fuerzas se aplican en puntos fijos colocados en los perfiles cercanos a los *hard points* de las suspensiones, en dependencia del caso de carga analizado.

Los puntos fijos también pueden ser utilizados para mejorar el índice de calidad en el mallado, debido a que fuerza a los elementos de malla a ubicar un nodo, permitiendo acercar nodos de diferentes componentes dentro de una tolerancia para facilitar su unión.

Como nota adicional, cada punto debe contener el mismo número de identificación entre una variación de parámetros y otra para hacer efectiva la automatización de aplicación de cargas. Sin embargo es posible que dicho ID cambie, por lo que justamente después de crear el primer punto se reenumeró a un ID muy superior a la cantidad de puntos actuales en el modelo, asegurando que los puntos siguientes siempre tengan el mismo ID.

Los pasos detallados se muestran en el anexo 1.

6.3.3 Automatización del proceso de mallado y unión de elementos

La malla se crea mediante la función *automesh* debido a que ayuda a generar una adaptación muy aceptable con buena calidad de malla para superficies no muy complejas y facilita la programación del código TCL con funciones predeterminadas, además puede ser combinado con un optimizador de calidad por medio de la función *QI Optimize*. El tamaño de elemento que se utilizó fue de 13 mm. Para decidir el tamaño del elemento se debe realizar un análisis de convergencia, el cual consiste en utilizar varios tamaños y orden de elemento bajo el mismo caso de carga, identificar un nodo de una región (cercana a un cambio brusco de sección), y verificar la concentración de esfuerzos que resulte para cada tamaño. El tamaño ideal es aquél que no muestra mucha variación de esfuerzos. Además, para el análisis de fatiga se requiere una especial atención en cuanto a la calidad de los elementos debido a la acumulación de esfuerzos en el tiempo. Existe una serie de recomendaciones según la Guía para Modelación General de Elementos Finitos para Durabilidad JTE/CAE, entre las cuales destaca que el tamaño de los elementos en regiones de unión debe contener una malla refinada (entre 10 y 15 mm de tamaño), mientras que en regiones no críticas como largueros y rieles el tamaño puede ser más grande. Además, los elementos de soldadura deben ser normales a la superficie que se suelda, así como evitar la utilización de elementos triangulares en la medida posible. Un análisis modal puede servir para revisar la conectividad entre los elementos.

En el caso de estudio se utilizaron elementos CQUAD sobre los perfiles rectos y curvos, mientras que algunos elementos TRIA se requirieron para una mejor adaptación de mallado en las curvaturas pronunciadas.

El código que realiza el auto mallado es el siguiente:

```
*removetempcleanupfile()
*setedgedensitylink(0)
*createdoublearray(89) 1 1 25.4 22.86 10.16 5.08 2.54 1 1 25.4 30.48
38.1 50.8
76.2 1 1 1 2 4.4 5 10 1 1 0 5 13 15 30 1 1 90 110 134 140 160 1 1 90
70 46
40 20 1 1 60 80 112 120 150 1 1 60 50 34 30 15 1 1 0 10 34 40 70 1 1
1 0.9
0.7 0.6 0.3 0 1 0 0.3 0.8 1 2 1 1 0 6 10 15 20 0 0 0.8 1 10
*reset_qa_calculator(1,89)
```

```
*elementorder(1)
*createmark(surfaces,1) "all"
*optimized_mesh(1,"dummy",13,2,1,30,0,1,1)
```

El número 13 de la línea anterior define el tamaño de elemento.

Los elementos estructurales de un BIW son unidos mediante diversos métodos de soldadura, típicamente por punto (SPOT Weld) y lineal (SEAM Weld), los cuales son ampliamente utilizados en la industria automotriz. La soldadura por punto se utiliza para unir dos o más láminas delgadas de metal por medio de electrodos cilíndricos que transmiten altas corrientes eléctricas que calientan las láminas en un solo punto y las une con una presión de anclaje.

Por otro lado, la soldadura tipo lineal o de costura realiza uniones entre conjuntos de metales a diferentes ángulos y de manera continua con una gama de espesores más grandes.

Los elementos FEM para simular las uniones de soldadura más utilizados en la industria son:

- RBAR
- RBE2
- CQUAD4
- CWELD

Cada uno cuenta con características diferentes y su elección depende del tipo de análisis que se requiera realizar y el grado de exactitud que se prefiera alcanzar.

Los elementos tipo RBAR (*Rigid Bar*), como su nombre lo indica, son barras con rigidez infinita y seis grados de libertad en cada borde. Según el manual de referencia de MSC/NASTRAN V69, la utilización de dichos elementos es suficiente para análisis de rigidez a flexiones y torsiones estructurales, así como para modos de frecuencia naturales [5].

Los elementos tipo RBE2 (*Rigid Body Element, Form 2*) se refieren a elementos de cuerpo rígido, los cuales contienen definidos sus grados de libertad independientes por un punto, mientras que sus grados de libertad dependientes por un número arbitrario de puntos [5]. Actualmente muchas empresas prefieren la utilización de éste tipo de elemento debido a su simplicidad, además de ofrecer resultados en un rango aceptable teniendo al tiempo de cómputo como principal parámetro limitante.

Los elementos tipo CQUAD4 (*Quadrilateral Element Connection*) pertenecen a placas cuadriláteras del modelo estructural. Requieren de la especificación de una propiedad de componente (PSHELL, PCOMP) así como del material y su espesor [5]. En contraste con los dos anteriores, éste tipo de elemento es flexible por lo que su uso se puede extender a análisis y simulaciones de impacto y fatiga.

Los elementos tipo CWELD (*Weld or Fastener Element Connection*) se refiere a las conectores de tipo soldadura o sujetadores entre dos parches de superficies, un parche de superficie con un punto, o dos vértices de elementos Shell [5]. Actualmente el uso de éste elemento se encuentra en crecimiento debido a su exactitud en los resultados, pero requiere de una buena caracterización de soldaduras y materiales para su correcta modelación.

Por otra parte, la automatización de la generación de soldaduras por inserción de elementos requiere la utilización de conectores, la cual es una función de Hypermesh que permite la unión de elementos por la inserción de cualquiera de los elementos de soldadura previamente

mencionados, sin embargo se requiere de una programación más compleja en TCL para lograr generarlos automáticamente con respecto a un diseño y otro debido al cambio de posiciones entre superficies. Para ello existen otros trabajos de automatización de soldaduras que combinados con ésta investigación pueden mejorar el desempeño de la optimización para alcanzar valores más reales, como por ejemplo el análisis de falla por rompimiento de soldaduras.

Así pues para facilitar la automatización de unión entre elementos se utilizó la función de equivalencia de nodos, la cual ha sido utilizada en otras investigaciones tales como la de ULSAB. Para ello se comparó un modelo de la estructura totalmente unido con conectores tipo RBE2 contra un modelo unido con la función *equivalence* para los análisis estáticos lineales de rigidez a flexión, torsión, volcadura, así como modos normales de vibración, fatiga e impacto frontal. La diferencia entre los resultados obtenidos se muestra a continuación:

LOADCASE	EQUIVALENCE		CONNECTORS		% ERROR	
	MAX DISP (mm)	MAX STRESS (MPa)	MAX DISP (mm)	MAX STRESS (MPa)		
BENDING	1.22	24.9	1.23	24.4	0.813%	2.049%
TORSION	1.3	27.6	1.35	26.38	3.704%	4.625%
ROLLOVER	12.61	36.4	12.6	35.77	0.079%	1.761%
	HERTZ		HERTZ			
MODAL1	49.1		43.5		12.874%	
MODAL2	49.6		46.4		6.897%	
MODAL3	76.5		69.1		10.709%	
	LIFETIME (Cycles)		LIFETIME (Cycles)			
FATIGUE	478		529		9.641%	
	DECELERATION (G's)		DECELERATION (G's)			
CRASH	22.4		21.8		2.752%	

Tabla 6.1 Comparación de funciones de unión - soldadura.

La tabla anterior muestra un error menor al 5% para los análisis estáticos lineal e impacto frontal, sin embargo para los análisis modales y de fatiga alcanza hasta alrededor del 13%. Ciertamente el uso de conectores es muy popular en la industria automotriz debido a que puede arrojar un resultado más realista, por lo que el resultado final de la optimización debe ser nuevamente analizado con conectores para mostrar una versión más exacta de los valores objetivos.

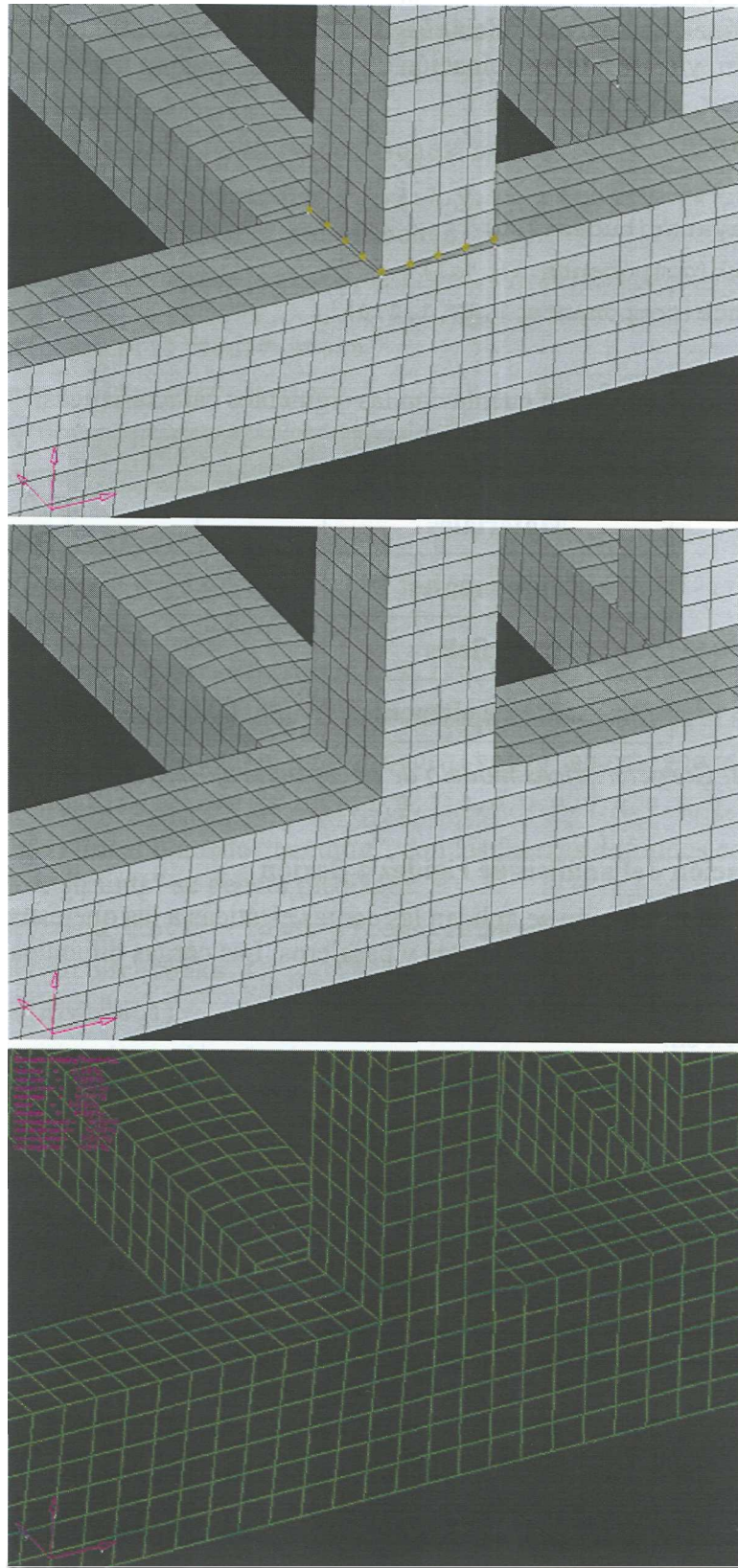


Fig. 6.1 Mallado sin equivalencia de nodos (arriba), con equivalencia (centro) y revisión de índice de calidad (abajo).

La función *equivalence* consiste en la unión o combinación de dos o más nodos separados a una distancia que se define como su tolerancia (Figura 6.1). En éste caso se encuentran separados por un máximo de 2 mm, y realiza la combinación de los nodos en un punto intermedio entre los dos componentes, es decir, a 1 mm.

```
//EQUIVALENCE
*setgraphicsengine(1)
*setdisplayattributes(2,0)
*createmark(components,1) "all"
*equivalence(components,1,13,1,2,0)
```

El modelo mallado de la estructura cuenta con las siguientes características:

Característica	Cantidad
Materiales	1
Componentes	82
Superficies	480
Promedio de elementos	80,000

Tabla 6.2 Características modelo de la estructura del CarTec en Hypermesh

6.3.4 Automatización del análisis de rigidez a flexión

En el análisis de rigidez a flexión se aplican las cargas estáticas a las que estará sometido el vehículo debido al peso de sus componentes y pasajeros. Las cargas dinámicas se simulan en el análisis de fatiga.

Las cargas se dividen en:

- 80 Kg del peso del equipaje.
- 60 Kg del peso del tanque de gasolina.
- 110 Kg del conductor.
- 110 Kg del copiloto.
- 140 Kg del motor.
- 5 Kg del radiador.

Las restricciones se aplican en nodos cercanos a las cuatro suspensiones en sus seis grados de libertad. Así pues se requiere de la creación de colectores de carga y restricciones con la siguiente programación:

```
*collectorcreate(loadcols,"loads","",6)
*collectorcreate(loadcols,"constraints","",3)
```

Después, se seleccionan los puntos en donde se aplicarán las fuerzas con su magnitud correspondiente, en el eje Z. Éste proceso se repite para aplicar las cargas a diferentes magnitudes. El código es el siguiente:

```
*currentcollector(loadcols,"loads")
*createmark(points,1) 90000 90001 90003 90004
*loadcreateonentity_curve(points,1,1,1,0,0,-147,0,0,-147,0,0,0,0,0)
*createmark(points,1) 90002 90005 90006
*loadcreateonentity_curve(points,1,1,1,0,0,-261.33,0,0,-
261.33,0,0,0,0,0)
*createmark(points,1) 90017-90020
*loadcreateonentity_curve(points,1,1,1,0,0,-80.85,0,0,-80.85,0,0,0,0,0)
*createmark(points,1) 90007-90016
*loadcreateonentity_curve(points,1,1,1,0,0,-183.26,0,0,-
183.26,0,0,0,0,0)
*createmark(points,1) 90021-90027
*loadcreateonentity_curve(points,1,1,1,0,0,-171.5,0,0,-171.5,0,0,0,0,0)
*createmark(points,1) 90028 90029
*loadcreateonentity_curve(points,1,1,1,0,0,-24.5,0,0,-24.5,0,0,0,0,0)
```

Para insertar las restricciones en los grados de libertad requeridos se utiliza el siguiente código:

```
*createmark(points,1) 90049-90062 90067-90070 90075 90076 90030-90043
*loadcreateonentity_curve(points,1,3,1,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0)
```

El caso de carga estático lineal llamado “bending”, con las fuerzas definidas como “loads” y las restricciones como “constraints” se genera mediante:

```
*createmark(loadcols,1) "loads" "constraints"
*createmark(outputblocks,1)
*createmark(groups,1)
*loadstepscreate("bending",1)
*attributeupdateint(loadsteps,1,4714,1,0,1,0)
*attributeupdateint(loadsteps,1,4143,1,0,1,1)
*attributeupdateint(loadsteps,1,4709,1,0,1,1)
*attributeupdateentity(loadsteps,1,4145,1,0,1,loadcols,2)
*attributeupdateentity(loadsteps,1,4147,1,0,1,loadcols,1)
*attributeupdateint(loadsteps,1,4714,1,0,1,0)
*attributeupdateint(loadsteps,1,4143,1,0,1,1)
*attributeupdateint(loadsteps,1,4709,1,0,1,1)
*attributeupdateentity(loadsteps,1,4145,1,0,1,loadcols,2)
*attributeupdateentity(loadsteps,1,4147,1,0,1,loadcols,1)
```

Para guardar el archivo bending.hm y bending.fem, y cerrar la aplicación se utiliza el siguiente código:

```
*writefile("bending.hm",1)
```



```

*answer (yes)
*feoutput ("C:/Altair/hw8.0sr1/templates/feoutput/optistruct/optistruct",
"bending.fem", 1, 0, 1)
*answer (yes)
*quit (1)

```

La fuerza total en éste caso de carga asciende alrededor de 5 KN. Se requiere obtener un desplazamiento mínimo debido a las cargas sobre la estructura. La rigidez inicial de la estructura es de 1587 N/mm debido a un desplazamiento máximo en la barra del asiento trasero de 3.15 mm, lo cual no entra en las recomendaciones de rigidez mencionadas en el capítulo 4.

6.3.5 Automatización del análisis de rigidez torsional

Para obtener la rigidez torsional de la estructura, es necesario restringirla de los *hard points* de las dos suspensiones traseras y una suspensión delantera en todos sus grados de libertad. En la suspensión delantera restante se aplica un par torsional de $F_{\text{torsión}} = 1000 \text{ N}$ o su equivalente en varias fuerzas en el eje Z en sentido positivo y negativo.

Semejante a la programación del caso de carga de rigidez a flexión, se aplican restricciones y cargas a los puntos fijos de las suspensiones.

```

*begin()
*templatefileset ("C:/Altair/hw8.0sr1/templates/feoutput/optistruct/optis
truct")
*menufilterset ("*")
*menufilterdisable ()
*setgraphicsengine (1)
*readfile ("model.hm")
*collectorcreate (loadcols, "loads", "", 6)
*collectorcreate (loadcols, "constraints", "", 3)
//CONSTRAINTS
*createmark (points, 1) 90049-90062 90067-90070 90075 90076
*loadcreateonentity_curve (points, 1, 3, 1, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0)
//LOADS
*currentcollector (loadcols, "loads")
*createmark (points, 1) 90030-90036
*loadcreateonentity_curve (points, 1, 1, 1, 0, 0, 142.857, 0, 0, 142.857, 0, 0, 0, 0, 0
)
*createmark (points, 1) 90037-90043
*loadcreateonentity_curve (points, 1, 1, 1, 0, 0, -142.857, 0, 0, -
142.857, 0, 0, 0, 0, 0)
*createmark (loadcols, 1) "loads" "constraints"
*createmark (outputblocks, 1)
*createmark (groups, 1)
*loadstepscreate ("torsion", 1)

```

```

*attributeupdateint(loadsteps,1,4714,1,0,1,0)
*attributeupdateint(loadsteps,1,4143,1,0,1,1)
*attributeupdateint(loadsteps,1,4709,1,0,1,1)
*attributeupdateentity(loadsteps,1,4145,1,0,1,loadcols,2)
*attributeupdateentity(loadsteps,1,4147,1,0,1,loadcols,1)
*attributeupdateint(loadsteps,1,4714,1,0,1,0)
*attributeupdateint(loadsteps,1,4143,1,0,1,1)
*attributeupdateint(loadsteps,1,4709,1,0,1,1)
*attributeupdateentity(loadsteps,1,4145,1,0,1,loadcols,2)
*attributeupdateentity(loadsteps,1,4147,1,0,1,loadcols,1)
*writefile("torsion.hm",1)
*answer(yes)
*feoutput("C:/Altair/hw8.0sr1/templates/feoutput/optistruct/optistruct",
"torsion.fem",1,0,1)
*answer(yes)
*quit(1)

```

6.3.6 Automatización del análisis modal

El análisis modal solamente requiere la creación de una carga llamada “Modal” con *card image* de tipo Eigen Value (EIGRL en la librería de Optistruct), como método para la obtención de los modos de frecuencia natural, además de ingresar el rango interés en Hz.

```

*begin()
*templatefileset("C:/Altair/hw8.0sr1/templates/feoutput/optistruct/optis
truct")
*menufilterset("*")
*menufilterdisable()
*setgraphicsengine(1)
*readfile("model.hm")

//EIGEN
*collectorcreate(loadcols,"eigen","",3)
*createmark(loadcols,2) "eigen"
*dictionaryload(loadcols,2,"C:/Altair/hw8.0sr1/templates/feoutput/optist
ruct/optistruct","EIGRL")
*attributeupdateint(loadcols,1,3240,1,2,0,1)
*attributeupdatedouble(loadcols,1,802,1,0,0,0)
*attributeupdatedouble(loadcols,1,803,1,0,0,0)
*attributeupdateint(loadcols,1,804,1,0,0,1)
*attributeupdateint(loadcols,1,805,1,0,0,1)
*attributeupdateint(loadcols,1,806,1,0,0,7)
*attributeupdatedouble(loadcols,1,807,1,0,0,0)

```

```

*attributeupdatestring(loadcols,1,808,1,2,0,"MASS")
*attributeupdatedouble(loadcols,1,802,1,1,0,0)
*attributeupdatedouble(loadcols,1,803,1,1,0,100)
*createmark(loadcols,1) "eigen"
*createmark(outputblocks,1)
*createmark(groups,1)
*loadstepscreate("modal",1)
*attributeupdateint(loadsteps,1,4714,1,0,1,0)
*attributeupdateint(loadsteps,1,4143,1,0,1,1)
*attributeupdateint(loadsteps,1,4709,1,0,1,3)
*attributeupdateint(loadsteps,1,4721,1,0,1,0)
*attributeupdateentity(loadsteps,1,4151,1,0,1,loadcols,1)
*attributeupdateint(loadsteps,1,4714,1,0,1,0)
*attributeupdateint(loadsteps,1,4143,1,0,1,1)
*attributeupdateint(loadsteps,1,4709,1,0,1,3)
*attributeupdateint(loadsteps,1,4721,1,0,1,0)
*attributeupdateentity(loadsteps,1,4151,1,0,1,loadcols,1)
*writefile("modal.hm",1)
*answer(yes)
*feoutput("C:/Altair/hw8.0sr1/templates/feoutput/optistruct/optistruct",
"modal.fem",1,0,1)
*answer(yes)
*quit(1)

```

En el modelo inicial, el primer modo de frecuencia natural resultó de 17 Hz, mostrando un comportamiento torsional, mientras que el segundo fue de 24 Hz a flexión.

Los valores objetivos son de 24 y 30 Hz respectivamente como se mencionó en el capítulo 4.

6.3.7 Automatización del análisis de volcadura (*Rollover / Roof Crush*)

El análisis de volcadura consiste en la aplicación de 22,000 N distribuida en el elemento estructural del techo en el lado del conductor, de manera tal que su normal contenga 25° por debajo de la horizontal en el eje YZ, según la prueba estandarizada por las normas SAE J374 y FMVSS 216.

Dicha fuerza se divide en nueve puntos fijos, para distribuirlos en la región de interés, de los cuales contienen 2,361.15 N en el eje Z hacia abajo y 632.67 N en el eje Y positivo. El desplazamiento máximo actual es de 54.4 mm y se pretende mantenerlo por debajo de 127 mm.

La programación se muestra a continuación:

```

*begin()
*templatefileset("C:/Altair/hw8.0sr1/templates/feoutput/optistruct/optis
truct")
*menufilterset("*")

```

```

*menufilterdisable()
*setgraphicsengine(1)
*readfile("model.hm")
*collectorcreate(loadcols,"constraints","",3)
*collectorcreate(loadcols,"loads","",6)
//LOADS
*createmark(points,1) 90044-90048
*loadcreateonentity_curve(points,1,1,1,0,1656.66358,-
3552.7265,0,0,3920,0,0,0,0,0)
//CONSTRAINTS
*currentcollector(loadcols,"constraints")
*createmark(points,1) 90049-90062 90067-90070 90075 90076 90030-90043
*loadcreateonentity_curve(points,1,3,1,0,0,0,0,0,0,0,0,0)
*createmark(loadcols,1) "constraints" "loads"
*createmark(outputblocks,1)
*createmark(groups,1)
*loadstepscreate("rollover",1)
*attributeupdateint(loadsteps,1,4714,1,0,1,0)
*attributeupdateint(loadsteps,1,4143,1,0,1,1)
*attributeupdateint(loadsteps,1,4709,1,0,1,1)
*attributeupdateentity(loadsteps,1,4145,1,0,1,loadcols,1)
*attributeupdateentity(loadsteps,1,4147,1,0,1,loadcols,2)
*attributeupdateint(loadsteps,1,4714,1,0,1,0)
*attributeupdateint(loadsteps,1,4143,1,0,1,1)
*attributeupdateint(loadsteps,1,4709,1,0,1,1)
*attributeupdateentity(loadsteps,1,4145,1,0,1,loadcols,1)
*attributeupdateentity(loadsteps,1,4147,1,0,1,loadcols,2)
*writefile("rollover.hm",1)
*answer(yes)
*feoutput("C:/Altair/hw8.0sr1/templates/feoutput/optistruct/optistruct",
"rollover.fem",1,0,1)
*answer(yes)
*quit(1)

```

6.3.8 Automatización del análisis de fatiga

A diferencia de los demás análisis, para realizar la solución de fatiga se utilizan Hypermesh, Patran, MD Nastran Solver, MSC Adams/Car y MSC.Fatigue en conjunto.

Par ello es necesario exportar desde Hypermesh el modelo mallado en un formato de entrada legible para el solucionador de Nastran (.bdf).

Dentro de MD Patran se crea una nueva base de datos y se importa el archivo “.bdf”. Es necesario crear un archivo con la información de los modos normales de la estructura en formato *mnf* (*modal neutral file*) debido a que contiene información de masa modal, rigidez y características de deformación del modelo [17], además lo utiliza Adams/Car para creación del cuerpo flexible. También se requiere un archivo tipo *op2* para que sea leído por MSC Fatigue.

La cantidad de modos normales a extraer depende del tamaño del modelo y los puntos fijos para sujeción. Mientras más modos normales se utilicen para la simulación, más exacto es el resultado, pero también representa un incremento en el tiempo de simulación.

En un análisis similar para la estructura de un vehículo híbrido prototipo, se utilizaron 8 puntos de sujeción con 30 modos normales para el análisis [16]. Como una sugerencia de ingenieros de aplicación de Altair, se utilizan 4 modos normales por punto de sujeción. La estructura cuenta con 10 puntos de sujeción en las suspensiones por lo que decidió utilizar los primeros 40 modos normales.

En Adams/Car se cuenta con el ensamble del modelo del vehículo completo previamente construido a partir de las especificaciones de la conceptualización y cálculos de las posiciones de las suspensiones y sistema de dirección. Aquí se importa el modelo flexible en formato *mnf* y se establecen las conexiones de los puntos de las suspensiones con los nodos equivalentes de la estructura.

En el análisis dinámico en Adams/Car, la posición del cuerpo elástico es calculada por la superposición del movimiento del cuerpo rígido y la deformación elástica. El cuerpo elástico contiene dos grupos de nodos; de interface, en donde interactúan las cargas y restricciones del modelo dinámico con los nodos del modelo de elementos finitos; y los nodos internos, que no interactúan con las fuerzas externas o restricciones. La deformación elástica de todos los grados de libertad es aproximada por una combinación lineal de los modos, a lo que se le denomina síntesis de modos operacionales. Así pues, estos modos operacionales contienen el comportamiento estático y dinámico de la estructura y consisten en dos familias de modos; con formas de deformación estática, en donde los nodos de interface se restringen en los puntos de sujeción; y con vibraciones naturales, o también conocidos como modos normales. Las coordenadas modales representan la combinación de los modos para lograr la deformación total de la estructura en cada instante de tiempo. Adicionalmente a cada modo operacional (deformación) le corresponde una distribución de esfuerzos (esfuerzos modales), por lo que es posible realizar el cálculo de los esfuerzos para una gran cantidad de tiempo mediante el acoplamiento de los esfuerzos modales, analizando cargas estáticas, dinámicas y vibraciones [16].

Para correr el análisis dinámico se ingresan los valores de tiempo de simulación, número de pasos, velocidad inicial, tiempo de arranque, velocidad final, duración de la aceleración y posición de la palanca de velocidades. Un aspecto importante para el análisis de fatiga en ésta investigación se refiere a la creación una pista de prueba en 3D, en donde la calle se diseña mediante ondas senoidales con longitudes de onda y amplitudes variables.

La pista de prueba pretende simular un terreno sinuoso y generar esfuerzos sobre la estructura flexible (Figura 6.2). A pesar de que existen caminos muy deteriorados en la ciudad de Monterrey, la pista simula un camino inexistente y altamente difícil de transitar, pero podría llegar a demostrar condiciones presentes a lo largo día típico de manejo en cuanto a la concentración de esfuerzos en la estructura.

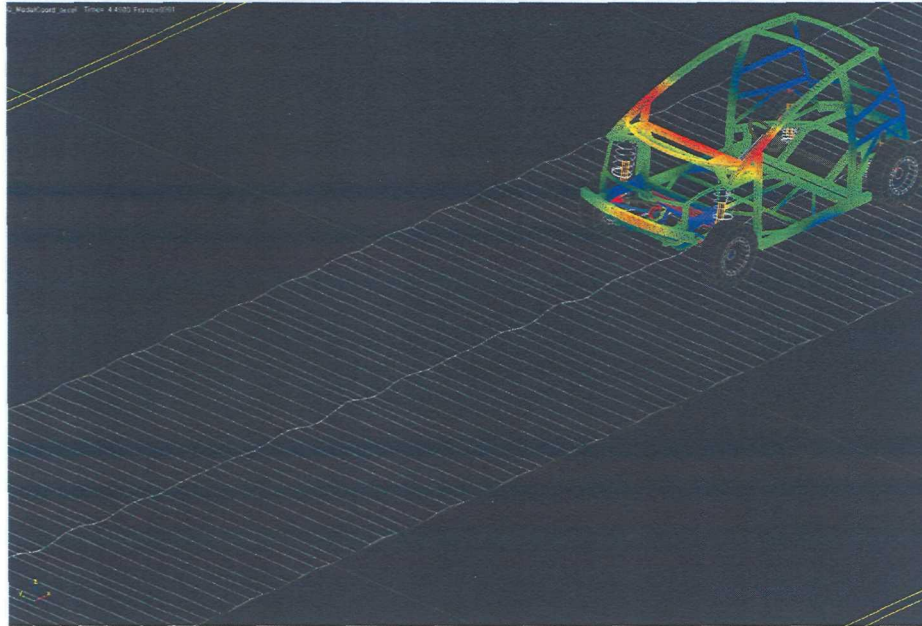


Fig. 6.2 Simulación de aceleración con terreno sinuoso.

Aun así, para la creación de pistas existe un nicho de investigación que puede ser incluido en trabajos futuros para simulaciones de condiciones de manejo y análisis de fatiga.

Después de realizar la simulación, se exportan las coordenadas modales en formato DAC para que puedan ser legibles en MSC.Fatigue (Figura 6.3).

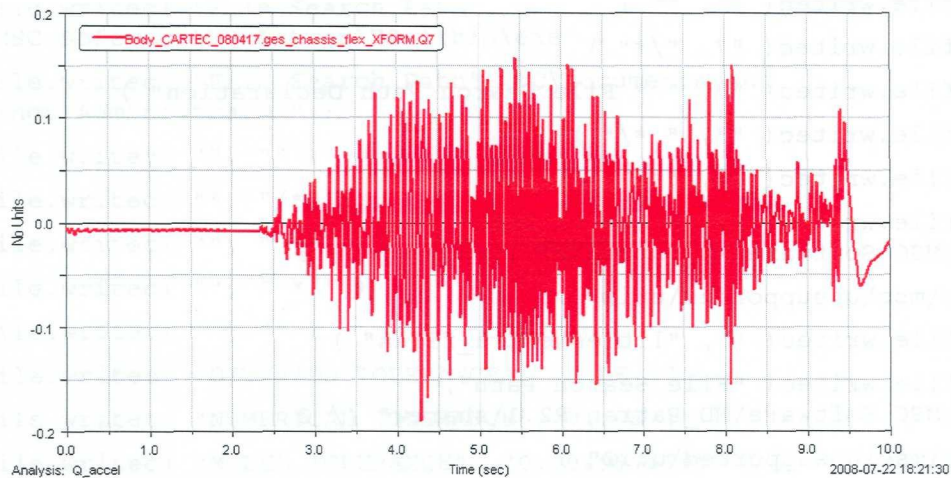


Fig. 6.3 Coordenada Modal 7.

Nuevamente se utiliza MD Patran para realizar una base de datos para leer los resultados en OP2 del análisis modal.

El tipo de análisis efectuado es de iniciación de grieta, ubicada en los nodos a partir de la concentración de esfuerzos en Mega Pascales. El método utilizado en el caso de estudio es el de Smith – Watson – Topper (SWT) debido que su uso es ideal cuando existe una combinación de cargas de flexión y torsionales [13]. El método utiliza la combinación de esfuerzos máximos principales.

Los esfuerzos modales se obtienen del análisis modal, mientras que las coordenadas modales del análisis dinámico de Adams/Car, los cuales se combinan en los primeros 40 modos debido a que son los que influyen en mayor medida en el análisis de fatiga [16]. Las cargas dinámicas se aplican en el modelo de manera que los esfuerzos provocados por el modo normal 7 contenga la coordenada modal 7 y así sucesivamente, utilizando el tensor de esfuerzos. Por último se define el material a utilizar, en éste caso el acero SAE1018 rolado en frío.

Los macros para correr el análisis de fatiga dentro de MD Patran se muestran a continuación:

```

uil_file_new.go( "C:\MSC.Software\MD_Patran\R2.1/md_template.db", @
"C:\fatiga\fat2.db" )
jobfile.open( "fat2", "RESULTS" )
jobfile.write_spl( "/* Jobfile for NASPAT created %A% at %A% */", ["05-
Jun-08" @
, "18:49:20"] )
jobfile.writec( "", "TRANSLATOR = naspat3" )
jobfile.writec( "DATABASE", "C:\fatiga\fat2.db" )
jobfile.writec( "JOBNAME", "fat2" )
jobfile.writec( "RESULTS FILE", "C:\fatiga\fatigue2.op2" )
jobfile.writec( "", "" )
jobfile.writec( "OBJECT", "Both" )
jobfile.writec( "GROUP", "default_group" )
jobfile.writec( "ANALYSIS TYPE", "Structural" )
jobfile.writec( "", "" )
jobfile.writec( "", "/*" )
jobfile.writec( "", " * File Search Path Declaration" )
jobfile.writec( "", " */" )
jobfile.writec( "", "" )
jobfile.writec( "File Search Path",
"C:\MSC.Software\MD_Patran\R2.1\sharew" // @
"are\msc\unsupported\uti@" )
jobfile.writec( "", "lities\extra_files" )
jobfile.writec( "File Search Path",
"C:\MSC.Software\MD_Patran\R2.1\sharew" // @
"are\msc\unsupported\uti@" )
jobfile.writec( "", "lities\plb" )
jobfile.writec( "File Search Path",
"C:\MSC.Software\MD_Patran\R2.1\sharew" // @
"are\msc\unsupported\uti@" )
jobfile.writec( "", "lities\icons" )
jobfile.writec( "File Search Path",
"C:\MSC.Software\MD_Patran\R2.1\mscexp" // @
"lore_files\" )

```

```

jobfile.writec( "File Search Path",
"C:\MSC.Software\MD_Patran\R2.1\mscpro" // @
"cor_files\icons" )
jobfile.writec( "File Search Path",
"C:\MSC.Software\MD_Patran\R2.1\mscpro" // @
"cor_files\lib" )
jobfile.writec( "File Search Path",
"C:\MSC.Software\MD_Patran\R2.1\mscpro" // @
"cor_files\plb" )
jobfile.writec( "File Search Path",
"C:\MSC.Software\MD_Patran\R2.1\mscpro" // @
"cor_files\dmap" )
jobfile.writec( "File Search Path", "C:\Documents and
Settings\Administrator" )
jobfile.writec( "File Search Path", "C:\MSC.Software\MD_Patran\R2.1" )
jobfile.writec( "File Search Path",
"C:\MSC.Software\MD_Patran\R2.1\helpfiles" )
jobfile.writec( "File Search Path",
"C:\MSC.Software\MD_Patran\R2.1\alters" )
jobfile.writec( "File Search Path",
"C:\MSC.Software\MD_Patran\R2.1\icons" )
jobfile.writec( "File Search Path", "C:\MSC.Software\MD_Patran\R2.1\bin"
)
jobfile.writec( "File Search Path",
"C:\MSC.Software\MD_Patran\R2.1\bin\exe" )
jobfile.writec( "File Search Path", "C:\Documents and
Settings\Administrator" )
jobfile.writec( "", "" )
jobfile.writec( "", "/*" )
jobfile.writec( "", " * Translation Parameters" )
jobfile.writec( "", " */" )
jobfile.writec( "", "" )
jobfile.writec( "DIVISION TOLERANCE", "1.0E-8" )
jobfile.writec( "NUMERICAL TOLERANCE", "1.0E-4" )
jobfile.writec( "MODEL TOLERANCE", "0.00499999999" )
jobfile.writec( "ROTATIONAL NODAL RESULTS", "OFF" )
jobfile.writec( "STRESS/STRAIN INVARIANTS", "OFF" )
jobfile.writec( "PRINCIPAL DIRECTIONS", "OFF" )
jobfile.writec( "CREATE P-ORDER FIELD", "OFF" )
jobfile.writec( "ELEMENT RESULTS POSITIONS", "Nodal      " )
jobfile.writec( "NASTRAN VERSION", "2007." )
jobfile.writec( "TITLE DESCRIPTION", "ON" )
jobfile.writec( "", "END" )

```



```

jobfile.close( )
analysis_import( "MSC.Nastran", "fat2", "Results File", @
"C:\fatiga\fatigue2.op2", TRUE )
gu_fit_view( )
INTEGER fin_file_chan

```

El código anterior crea una nueva base de datos e importa los resultados del archivo *op2* con los esfuerzos modales.

```

text_open( "fatigue2.fin", "NOW", 0, 0, fin_file_chan )
text_write_string( fin_file_chan, "#3.4" )
text_write_string( fin_file_chan, "ANALYSIS TYPE = CRACK INITIATION" )
text_write_string( fin_file_chan, "FEA RESULTS LOCATION = NODE" )
text_write_string( fin_file_chan, "AVERAGING = GLOBAL" )
text_write_string( fin_file_chan, "TITLE = " )
text_write_string( fin_file_chan, "P3DATABASE = C:\fatiga\fat2.db" )
text_write_string( fin_file_chan, "MATERIAL 1 = SAE1018_118_QT" )
text_write_string( fin_file_chan, "    M_DIRECTORY = CENTRAL" )
text_write_string( fin_file_chan, "    FINISH = No Finish" )
text_write_string( fin_file_chan, "    TREATMENT = Cold Rolled" )
text_write_string( fin_file_chan, "    KF = 1." )
text_write_string( fin_file_chan, "    ALPHAP = 0.0" )
text_write_string( fin_file_chan, "    REGION = default_group" )
text_write_string( fin_file_chan, "    !LAYER = 2,3" )
text_write_string( fin_file_chan, "    MULTIPLIER = 1." )
text_write_string( fin_file_chan, "    OFFSET = 0." )
text_write_string( fin_file_chan, "TENSOR TYPE = STRESS" )
text_write_string( fin_file_chan, "STRESS UNITS = MPA" )
text_write_string( fin_file_chan, "STRESS COMBINATION = MAX PRINCIPAL "
)
text_write_string( fin_file_chan, "!STRESS GRADIENTS = NO" )
text_write_string( fin_file_chan, "ANALYSIS METHOD = SMITH-WATSON-
TOPPER" )
text_write_string( fin_file_chan, "DESIGN CRITERION = 50." )
text_write_string( fin_file_chan, "PLASTICITY = NEUBER" )
text_write_string( fin_file_chan, "FEA ANALYSIS TYPE = STATIC" )
text_write_string( fin_file_chan, "FEA RESULTS TYPE = DATABASE" )
text_write_string( fin_file_chan, "DATABASE = C:\fatiga\fat2.db" )
text_write_string( fin_file_chan, "TRANSFORMATION = NONE" )
text_write_string( fin_file_chan, "EQUIVALENT UNITS = 0." )
text_write_string( fin_file_chan, "SHELL SURFACE = TOP" )
text_write_string( fin_file_chan, "STRAIN TYPE = TENSOR" )

```

```

INTEGER fin_file_chan
text_write_string( fin_file_chan, "NUMBER OF LOAD CASES = 1" )
text_write_string( fin_file_chan, "LOAD CASE = 1" )
text_write_string( fin_file_chan, "    FEA LOAD CASE ID = 2.1-2.1-2-" )
text_write_string( fin_file_chan, "    LOAD TYPE = 1    ! Force" )
text_write_string( fin_file_chan, "    LOAD UNIT = 0    ! Newtons" )
text_write_string( fin_file_chan, "    TIME HISTORY = ROAD01~1.DAC" )
text_write_string( fin_file_chan, "    TH_DIRECTORY = " )
text_write_string( fin_file_chan, "    SHIFT = 0.0" )
text_write_string( fin_file_chan, "    SCALE FACTOR = 1.0" )
text_write_string( fin_file_chan, "    LOAD MAGNITUDE = 200.666" )
text_write_string( fin_file_chan, "!FOSTOGGLE = FALSE" )
text_write_string( fin_file_chan, "!END OF FILE" )
text_close( fin_file_chan, "" )
pfaat_spawn_translator(
"C:\MSC.Software\MD_Patran\R2.1\bin\exe\fattrans.exe" // @
"e -m 10000000 fatigue2", TRUE )
utl_process_spawn(
"C:\MSC.Software\MD_Patran\R2.1\bin\exe\FatigueSubmit.e" // @
"xe -j fatigue2 -a 1 -t 0 -b 0 -d 0 -r 0 -p 0", FALSE )
uil_primary_file.db_save( )
uil_file_close.goquit( )

```

El código anterior construye el análisis de fatiga con los métodos y aplicación de cargas dinámicas anteriormente mencionadas. Por último traduce la información para que sea legible por el solucionador de fatiga y cierra la aplicación. Éste código es un archivo con extensión “.ses”, y se encuentra en el CD anexo en el archivo “fatigue.ses”.

6.3.9 Automatización de la simulación de impacto frontal

Las estructuras actuales automotrices cuentan con un elemento denominado “*crash box*”, el cual la protege actuando como fusible en caso de impactos frontales a velocidades bajas moderadas, permitiendo la falla del elemento para evitar daños mínimos o severos a los demás perfiles estructurales. A velocidades altas, prácticamente todos los elementos del ensamble frontal sufren deformaciones, pero el uso del *crashbox* sirve como guía para trazar el camino de la deformación de los elementos contiguos y absorbe, en menor medida, el impacto de la colisión.

Para mantener el modelo acorde a la realidad, se insertó un *crashbox* en cada uno de los elementos frontales de impacto “FR1”, mediante un corte transversal de dicho elemento y la disminución de su espesor.

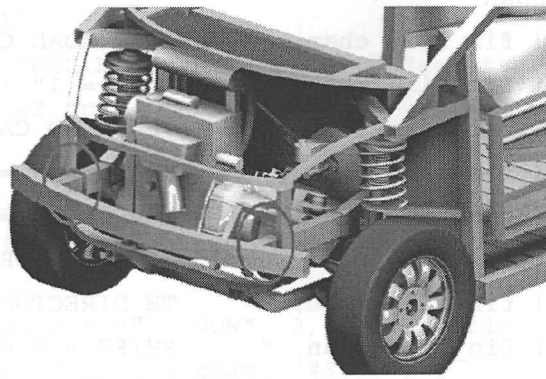


Fig. 6.4 Ensamble Frontal y Crash boxes

La programación de la simulación del impacto requiere de la creación del entorno del impacto y una serie de parámetros como el tiempo de simulación, el paso de integración para la animación del mismo, fricciones de contactos, velocidad, dirección, interferencias de elementos, etc.

Primero es necesario cambiar de solucionador, para que los elementos se actualicen automáticamente con las propiedades de Nastran/Optistruct a Radioss.

```

*begin()
*templatefileset("C:/Altair/hw8.0srl/templates/feoutput/optistruct/optis
truct")
*menufilterset("")
*menufilterdisable()
*setgraphicsengine(1)
*readfile("model.hm")

*elementchecksettings(0,0,0,1,1,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0,0)
*setmacrofile("C:/Altair/hw8.0srl/hm/scripts/UserProfiles/./radioss/rad
ioiss.mac")
*enablemacromenu(1)
*templatefileset("C:/Altair/hw8.0srl/templates/feoutput/radioss/radioss4
4.blk")
*feoutput("C:/Altair/hw8.0srl/io/model_readers/convert/bin/WIN32\nastran
_info", "C:\Ricardo\temp\HM17", 0, 0, 1)
*answer(yes)
*feinput("C:/Altair/hw8.0srl/io/model_readers/convert/bin/WIN32\radioss_
hmcvt.exe", "C:\Ricardo\temp\HM17", 1, 0, 0.0254, 1, 0)
*answer(yes)

*elementtype(104,2)
*elementtype(204,1)
*elementtype(210,1)
*elementtype(206,1)
*elementtype(208,1)

```

```

*elementtype (103,1)
*elementtype (61,1)
*elementtype (60,1)
*elementtype (21,1)
*elementtype (3,1)
*elementtype (5,1)
*elementtype (1,1)
*elementtype (2,1)
*elementtype (56,1)
*elementtype (63,1)
*elementtype (70,1)
*elementtype (106,1)
*elementtype (108,1)
*elementtype (215,1)
*elementtype (220,1)
*elementtype (205,1)
*elementtype (213,1)
*elementtype (1,1)
*createmark (elements,1) "all"
*elementsettypes (1)
*elementconfigcolor (1,30)

```

De la misma manera se actualizan las propiedades del material.

```

*createmark (materials,1) "AISI1018CD"
*attributeupdatedoublemark (materials,1,118,20,1,0,7.87e-009)
*createmark (materials,1) "AISI1018CD"
*attributeupdatedoublemark (materials,1,119,20,1,0,205000)
*createmark (materials,1) "AISI1018CD"
*attributeupdatedoublemark (materials,1,120,20,1,0,0.29)
*createmark (materials,1) "AISI1018CD"
*attributeupdatedoublemark (materials,1,152,20,1,0,200)
*createmark (materials,1) "AISI1018CD"
*attributeupdatedoublemark (materials,1,148,20,1,0,450)
*createmark (materials,1) "AISI1018CD"
*attributeupdatedoublemark (materials,1,71,20,1,0,0.5)
*createmark (materials,1) "AISI1018CD"
*attributeupdatedoublemark (materials,1,195,20,1,0,425)

```

El segundo paso es crear una pared rígida (*Rigid Wall*) sobre la cual se impacta la estructura, mediante un plano infinito ubicado a un espacio definido desde el punto frontal de la defensa delantera.

```

//RWALL
*rigidwallsize(100)
*interfacecreate("wall",5,1,27)
*createmark(groups,2) "wall"
*dictionaryload(groups,2,"C:/Altair/hw8.0sr1/templates/feoutput/radioss/
radioss44.blk","RWALL")
*createnode(-554,-38.0967715,511.880043,0,0,0)
*createmark(nodes,1) -1
*renumber(nodes,1,999999,1,0,0)
*createvector(1,1.0000,0.0000,0.0000)
*createvector(2,1.0000,1.0000,1.0000)
*rigidwall_geometry("wall",1,999999,1,0,0,0,0)
*interfacedefinition("wall",0,"elem")
*createmark(nodes,1) "FR1" "FR14" "FR12" "FR13"
*interfaceadd("wall",0,nodes,1,0)
*createmark(groups,1) "wall"

```

Las cuatro líneas anteriores definen los elementos “esclavos”. Dichos elementos son los que entran en contacto directo con la pared.

```

*dictionaryload(groups,1,"C:/Altair/hw8.0sr1/templates/feoutput/radioss/
radioss44.blk","RWALL")
*attributeupdateint(groups,1,990,20,2,0,0)
*attributeupdateint(groups,1,7951,20,2,0,1)
*attributeupdateint(groups,1,7950,20,2,0,0)
*attributeupdateint(groups,1,5112,20,1,0,1)
*attributeupdateentity(groups,1,8096,20,0,0,sets,0)
*attributeupdatedouble(groups,1,5315,20,0,0,0)
*attributeupdatedouble(groups,1,5,20,1,0,30)
*attributeupdateint(groups,1,7036,20,0,0,0)
*attributeupdateint(groups,1,7018,20,0,0,0)

```

El código anterior agrega los nodos esclavos a la interface de la pared.

Adicionalmente se generan interfaces de contactos para que el solucionador identifique las colisiones entre elementos y fricción de los contactos. Dichas colisiones pueden ser entre elementos de la misma estructura o entre la pared y la estructura.

```

//CAR_CAR
*createmark(nodes,1) "all"
*entitysetcreate("car_car",nodes,1)
*createmark(sets,2) "car_car"
*dictionaryload(sets,2,"C:/Altair/hw8.0sr1/templates/feoutput/radioss/ra
dioss44.blk","GRNOD")
*createmark(elements,1) "all"

```

```

*contactsurfcreatewithshells("fullcar",23,1,0)
*createmark(contactsurfs,2) "fullcar"
*dictionaryload(contactsurfs,2,"C:/Altair/hw8.0srl/templates/feoutput/radioss/radioss44.blk","surfSeg")
*attributeupdateint(contactsurfs,1,7951,20,2,0,1)
*attributeupdateint(contactsurfs,1,7950,20,2,0,0)
*interfacecreate("car_car",2,7,8)
*createmark(groups,2) "car_car"
*dictionaryload(groups,2,"C:/Altair/hw8.0srl/templates/feoutput/radioss/radioss44.blk","TYPE7")
*attributeupdateint(groups,2,7951,20,2,0,1)
*attributeupdateint(groups,2,7950,20,2,0,0)
*attributeupdateint(groups,2,8044,20,0,0,0)
*attributeupdateint(groups,2,8045,20,0,0,0)
*attributeupdateint(groups,2,8046,20,0,0,4)
*attributeupdateint(groups,2,6300,20,0,0,0)
*attributeupdateint(groups,2,6301,20,0,0,0)
*attributeupdatedouble(groups,2,13,20,0,0,0)
*attributeupdatedouble(groups,2,5,20,0,0,0)
*attributeupdatedouble(groups,2,5153,20,0,0,0)
*attributeupdatedouble(groups,2,11,20,0,0,0)
*attributeupdatedouble(groups,2,12,20,0,0,0)
*attributeupdateint(groups,2,7020,20,2,0,0)
*attributeupdateint(groups,2,7021,20,2,0,0)
*attributeupdateint(groups,2,7022,20,2,0,0)
*attributeupdateint(groups,2,94,20,0,0,0)
*attributeupdatedouble(groups,2,6,20,0,0,0.05)
*attributeupdatedouble(groups,2,8,20,0,0,1)
*attributeupdatedouble(groups,2,5321,20,0,0,0.25)
*attributeupdateint(groups,2,6303,20,0,0,0)
*attributeupdateint(groups,2,6304,20,0,0,0)
*attributeupdatedouble(groups,2,6305,20,0,0,0)
*interfacedefinition("car_car",1,"contactsurfs")
*createmark(contactsurfs,1) "fullcar"
*interfacecontactsurf("car_car",1,1)
*interfacedefinition("car_car",1,"contactsurfs")
*createmark(contactsurfs,1) "fullcar"
*interfacecontactsurf("car_car",1,1)
*attributeupdatedouble(groups,2,5,20,1,0,0.2)
*attributeupdatedouble(groups,2,5153,20,1,0,0.063)

```

Después se define la velocidad inicial a la cual viajará la estructura, en éste caso de 56 km/h por definición del estándar de la FMVSS 208 de impacto frontal contra barrera completa.

```
//VELOCITY
*createmark(nodes,1) "all"
*entitysetcreate("56kmh",nodes,1)
*createmark(sets,2) "56kmh"
*dictionaryload(sets,2,"C:/Altair/hw8.0sr1/templates/feoutput/radioss/radioss44.blk","GRNOD")
*collectorcreate(loadcols,"56kmh","",4)
*createmark(loadcols,2) "56kmh"
*dictionaryload(loadcols,2,"C:/Altair/hw8.0sr1/templates/feoutput/radioss/radioss44.blk","INIVEL_Collector")
*attributeupdateint(loadcols,1,963,20,2,0,0)
*attributeupdateint(loadcols,1,7951,20,2,0,1)
*attributeupdatestring(loadcols,1,988,20,0,0,"TRA")
*attributeupdateint(loadcols,1,7950,20,2,0,0)
*attributeupdatedouble(loadcols,1,747,20,0,0,0)
*attributeupdatedouble(loadcols,1,748,20,0,0,0)
*attributeupdatedouble(loadcols,1,749,20,0,0,0)
*attributeupdateentity(loadcols,1,8056,20,0,0,sets,0)
*attributeupdateentity(loadcols,1,412,20,0,0,systems,0)
*attributeupdatedouble(loadcols,1,747,20,1,0,-15555.5)
*createmark(loadcols,1) "56kmh"
*attributeupdateentitymark(loadcols,1,8056,20,1,0,sets,2)
```

Es posible que debido al número de elementos en el modelo la memoria reservada no sea suficiente para realizar los cálculos para la simulación, por lo que se pide memoria extra mediante una tarjeta de control.

```
//MEMORY 90000
*cardcreate("MEMREQ_CARD")
*attributeupdateint(cards,1,5016,20,1,0,90000)
*attributeupdatedouble(cards,1,5017,20,0,0,0.66)
```

Se generan unas restricciones de movimiento en algunos nodos del piso para evitar que la estructura se levante debido al impacto.

```
//FL2 & FL3 FIX TRASLACION Z
*createmark(nodes,1) "by comps" FL2 FL3
*entitysetcreate("xmov",nodes,1)
*createmark(sets,2) "xmov"
*dictionaryload(sets,2,"C:/Altair/hw8.0sr1/templates/feoutput/radioss/radioss44.blk","GRNOD")
*collectorcreate(loadcols,"xdisp","",49)
*createmark(loadcols,2) "xdisp"
```

```

*dictionaryload(loadcols,2,"C:/Altair/hw8.0srl/templates/feoutput/radioss/radioss44.blk","BCS_Collector")
*attributeupdateint(loadcols,2,963,20,2,0,0)
*attributeupdateint(loadcols,2,7951,20,2,0,1)
*attributeupdateint(loadcols,2,7950,20,2,0,0)
*attributeupdateint(loadcols,2,7007,20,2,0,0)
*attributeupdateint(loadcols,2,7008,20,2,0,0)
*attributeupdateint(loadcols,2,7009,20,2,0,0)
*attributeupdateint(loadcols,2,7010,20,2,0,0)
*attributeupdateint(loadcols,2,7011,20,2,0,0)
*attributeupdateint(loadcols,2,7012,20,2,0,0)
*attributeupdateentity(loadcols,2,412,20,0,0,systems,0)
*attributeupdateentity(loadcols,2,8056,20,1,0,sets,3)
*attributeupdateint(loadcols,2,7009,20,2,0,1)
*attributeupdateint(loadcols,2,7010,20,2,0,1)
*attributeupdateint(loadcols,2,7011,20,2,0,1)

```

Por último se crea el archivo denominado D00, el cual contiene toda información anterior y es utilizado por Radioss para realizar la simulación. Además se exporta el archivo D01 para información sobre la animación y los datos que calculará el solver (esfuerzos Von Mises, energía de Hourglass, deformaciones plásticas, etc.). El archivo D01 se genera mediante la siguiente plantilla de programación:

```

# RADIOSS ENGINE INPUT DECK
# Altair Engineering, Inc. (c) 2004
# Radioss Engine Deck Generated by HyperMesh v9.0
#---OUTPUT DEFINITION
##-----
-----
/PRINT/50
/VERS/51
/RFILE
5000 0 0
/RUN/FCRASH/1/
3.00000e-002
/TITLE
FCRASH
/TFILE/
3.000e-003
/PARITH/ON
/ANIM/VECT/DISP
/ANIM/VECT/ACC
/ANIM/VECT/VEL

```



```
/ANIM/ELEM/ENERGY
/ANIM/ELEM/EPSP
/ANIM/ELEM/HOURG
/ANIM/DT
0.000000 0.003000
```

El análisis de impacto utiliza un tamaño de elemento más grande para disminuir el tiempo de iteración. El tamaño utilizado es de 25.4 mm (una pulgada) debido a que el tamaño de las secciones PTR se encuentran en pulgadas y los elementos ofrecen una mejor adaptación. Dicho análisis se realiza mediante un tiempo de simulación de 0.03 segundos. Para ésta investigación, el tiempo de 0.03 segundos permite visualizar los primeros instantes del impacto cuando ocurre la deformación del ensamble frontal de la estructura y las máximas desaceleraciones. Cuando termina la simulación, la velocidad final aún es diferente de cero, sin embargo los datos obtenidos son suficientes para obtener la máxima desaceleración en gravedades (G's) de los nodos ubicados dentro de la cabina del conductor, lo cual se pretende minimizar para efectos de seguridad. No obstante, analistas expertos en impactos establecen que la velocidad más importante para éste análisis es la de “rebote”, debido a los efectos que produce sobre el cuello de los pasajeros. Para éste análisis se requiere el uso del maniquí.

La velocidad final se extrae de un archivo con el sufijo T01, o de la última animación generada con sufijo de AXX, en donde XX es un número. Para leer ésta información se requiere de la utilización de Hypergraph, una herramienta del conglomerado de Hyperworks que se utiliza para graficar los archivos de salida de diferentes pre – post procesadores.

La programación que abre y grafica la información del archivo T01 en Hypergraph se encuentra en el CD anexo bajo el nombre de “macro_HyperGraph.mvw”.

Adicionalmente es necesario generar un script de exportación del valor final de la velocidad para traducir la información a un formato que pueda ser leído por el optimizador.

```
hwi ReleaseAllHandles
hwi GetSessionHandle sess
sess ExportCurves "./velocity.sum" "Summary" plot
sess CaptureActiveWindow JPEG "./velocity.jpeg" percent 100 100
sess Close
```

El script anterior exporta la curva dentro de Hypergraph (funciona para modo *batch* y modo de GUI) y genera un archivo con extensión “sum”, con la información de la velocidad a lo largo de la simulación.

La velocidad mínima que se alcanzó en dicho tiempo es de -2000 mm/s aproximadamente. Así pues la desaceleración promedio resulta de 443.333 m/s² o 45 G, lo cual es peligroso para la integridad física de los pasajeros. La pendiente supone que se alcanzaría teóricamente la velocidad de 0 en 0.0345 segundos.

En adición a lo anterior se utiliza un modelo mallado de un motor por medio de elementos sólidos tetraédricos con monturas tipo *Shell* (Figura 6.5), considerando el peso real y dimensiones aproximadas. Esto es para verificar que no se incruste en la cabina de los pasajeros.

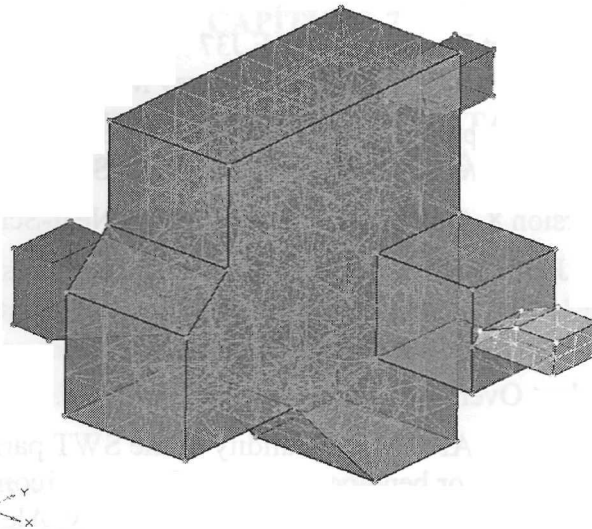


Fig. 6.5 Modelo sólido del motor

6.4 CONCLUSIONES

Los casos de carga empleados en el análisis definen el comportamiento en general del componente que se diseñe. Es importante considerar condiciones reales de materiales, tamaño de elemento, posición de cargas y restricciones para obtener resultados razonables.

Hypermesh es una herramienta que facilita la creación y optimización del mallado automático conforme a criterios de calidad, además cuenta con una serie de traductores y solucionadores que ayudan a transportar y analizar el modelo en diferentes instancias. Por otra parte, Patran se encarga de realizar el análisis de fatiga con un módulo adicional. Estos paquetes funcionan separados unos de otros, por lo que se requiere un paquete externo que logre ligarlos para realizar una automatización secuencial.

6.5 REFERENCIAS

1. Richard H. Macneal. Finite Elements: Their Design and Performance. Marcel Dekker, Inc. USA, 1994.
2. Altair Hypermesh, Product Information. <<http://www.altairhyperworks.com>>
3. MatWeb. Material Property Data. AISI1018, Cold Drawn <<http://www.matweb.com/>>
4. MSC/NASTRAN Release Guide V69. The MacNeal-Schwendler Corporation. USA, 1996.
5. MSC/NASTRAN Quick Reference Guide 2007. The MacNeal-Schwendler Corporation. USA, 2007.
6. Gérard Winkelmuller. RADIOSS CRASH GUIDELINES. MECALOG SARL. France, 1998.
7. ULSAB. Ultra Light Steel Auto Body, Final Engineering Report PHASE 2. PORSCHE Engineering Services, Inc. 1998.

8. Vehicle Roof Strength Test Procedure – SAE J374 JAN2002. 2005 SAE HANDBOOK On – Highway Vehicles (Part II) and Off – Highway Machinery Vol.3. USA, 2005
9. William T. Hollowell, Hampton C. Gabler. Review of potential test procedures for FMVSS No.208. Office of vehicle safety research, NHTSA. 1998.
10. MSC/FATIGUE Version 8. QuickStart Guide. The MacNeal-Schwendler Corporation.
11. Byung-Kwan Chun, Jae-Hwan Choi. Development of Roof Crush Analysis Technique Using Simple Model with Plastic Hinge Concept. New Tools and Techniques for Product and Process Integration. SAE International. USA, 1996.
12. MD PATRAN. Product Overview. <http://www.mssoftware.com/products/mdpatran.cfm>
13. NASR M. (1) ; ABOUELWafa M. N. Validity of the SWT parameter for woven-roving GFRP subjected to torsional or bending moments. Journal of composite materials. Mechanical Engineering Department Alexandria University, Alexandria, EGYPT, 2005.
14. ADAMS. Using Adams/Flex, MSC.
15. Materials Web, AISI1018 Cold Drawn. <http://www.matweb.com>
16. P. Fisher, W. Witteveen. Integrated MBS – FE – Durability analysis of Truk Frame Components by Modal Stresses. ADAMS Users Meeting, Engineering Center Steyr, Vienna. Technical University. Austria 2000.
17. Terrance W. Ewanochko, P.Eng. Integrated Durability Analysis Using ANSYS, ADAMS and FE–Fatigue. Mechanical Dynamics Inc., Ann Arbor, Michigan, USA

CAPÍTULO 7

ETAPA CAO: PROCESO DE OPTIMIZACIÓN DE TAMAÑO Y TOPOLOGÍA E INTEGRACIÓN DE ETAPAS CAD Y CAE

7.1 INTRODUCCION

En éste capítulo se habla sobre el modelo de optimización aplicado al caso de estudio, así como la generación de programas lógicos y scripts en modo *batch* para lograr la integración de los diferentes paquetes de ingeniería utilizados.

7.2 CONCEPTOS BÁSICOS DE OPTIMIZACIÓN

El principio de la optimización se basa en escoger la mejor opción que satisface en un punto balanceado todas o la mayoría de nuestras necesidades. Para ello, cada necesidad o alternativa es evaluada en una función objetivo, la cual se debe cumplir sujeta a una serie de restricciones previamente planteadas.

En los últimos años se ha dado un mayor énfasis al proceso de optimización en las ramas de ingeniería y economía principalmente. Esto es debido, en mayor medida, a la evolución de la competencia para ganar un lugar en el mercado con tal que se cumplan y superen las expectativas del cliente a un menor costo, además del crecimiento del poder de cómputo que facilita la iteración de múltiples variables de diseño, así como la integración de diversos algoritmos para converger en una combinación óptima.

Existen una serie de algoritmos encaminados a resolver problemas de optimización tales como algoritmos genéticos, redes neuronales, etc. aunque con el transcurso del tiempo se van creando nuevos métodos para abarcar diferentes problemas y encontrar la solución de manera más eficiente.

Típicamente un problema de optimización multi objetivo consiste en una serie k de objetivos y restricciones ($m+p+q$), definidas como funciones de una variable de decisión x representada como:

$$\begin{aligned} \text{Maximizar/Minimizar} & \quad f(x) = (f_1(x), f_2(x), \dots, f_k(x)) \in Y; \\ \text{Sujetas a} & \quad g_i(x) \leq 0, \quad \forall i = 1, 2, \dots, m; \\ & \quad h_j(x) = 0, \quad \forall j = 1, 2, \dots, p; \\ & \quad x_l^L \leq x_l \leq x_l^U, \quad \forall i = 1, 2, \dots, q; \end{aligned}$$

[5]

en donde:

$x = (x_1, x_2, \dots, x_n) \in X$. x es el vector de decisión,

$f(x)$ el vector multi objetivo,

$f_k(x)$ es la k -ésima función objetivo,

X denota el espacio de decisión,

Y denota el espacio de objetivos,

Las restricciones $g_i(x)$ y $h_j(x)$ determinan una serie de soluciones factibles. Las restricciones restantes se llaman variables frontera, restringiendo cada variable de decisión x_i a valores entre una frontera inferior x_i^L y una superior x_i^U .

La mayoría de los algoritmos de optimización multi objetivo utilizan el concepto de dominación llamado óptimo de Pareto. Una serie de soluciones no-dominadas se define como: “Una solución factible en un problema de optimización multi objetivo es no-dominada si no existen otras soluciones factibles que provoquen una mejora en un objetivo sin causar degradación en por lo menos otro objetivo.” Además, los algoritmos evolutivos trabajan con poblaciones de soluciones factibles, por lo que son ampliamente utilizados en optimizaciones multi objetivo con una serie de soluciones óptimas de Pareto [5].

7.3 CAO (*Computer Aided Optimization*)

La optimización asistida por computadora es un concepto que ha tenido un gran auge en las últimas décadas. Actualmente el diseño en general debe estar enfocado a reducir costos, manufactura, componentes, etc., así como a mejorar su desempeño, tiempo de vida, etc., es decir optimizar diversos atributos dependiendo de la rama de aplicación para ser más competente en el mercado. Con el paso del tiempo las computadoras han ido incrementando su poder de procesamiento, ayudando a generar algoritmos cada vez más complejos y completos con múltiples variables y objetivos, que resolverlos a mano pudiera ser muy complicado o tomar mucho tiempo.

Actualmente en ingeniería los paquetes de optimización son ampliamente utilizados para ruteos y diseños estructurales de forma, tamaño y topología.

7.4 HERRAMIENTAS CAO

7.4.1 modeFrontier

El modeFRONTIER es una herramienta utilizada en la industria para optimizar procesos con múltiples objetivos mediante una serie de métodos matemáticos y meta heurísticos. Permite la integración entre paquetes computacionales de diseño, programación, análisis, así como la creación de nodos personalizados para generar funciones que ayuden a resolver problemas complejos [6].

7.4.2 Optistruct

Como se mencionó anteriormente, Optistruct es el solucionador de Altair Hypermesh, sin embargo tiene la propiedad de realizar optimizaciones de tamaño, forma y topología de los modelos FEA.

7.4.3 Isight

Paquete de optimización similar a ModeFRONTIER la cual ayuda a ingenieros a ejecutar diseño de procesos basados en simulaciones. Facilita la integración de diferentes herramientas y automatiza su ejecución para evaluar diferentes alternativas. La gran diferencia con respecto a

ModeFRONTIER es la interfaz gráfica, la cual es menos amigable, pero es una herramienta igual de poderosa [7].

7.5 MODELO DE OPTIMIZACIÓN

Los análisis estáticos lineales y modales son relativamente rápidos de efectuar en un procesador Intel Pentium dual core de 2 GHz, debido a su simplicidad y linealidad para la iteración en un solo instante de tiempo. Por otra parte, los análisis transitorios, los cuales realizan integraciones para calcular la concentración de esfuerzos y deformaciones en diferenciales de tiempo, requieren el consumo de una gran cantidad de memoria y tiempo de cómputo. En adición a lo anterior, para realizar una optimización es necesario iterar muchas veces las variables de diseño para obtener un resultado confiable, propiciando la utilización de una gran cantidad de tiempo.

No obstante, existe la posibilidad de combinar el poder de cómputo de varios procesadores conectados en paralelo, lo que se denomina como *clustering*. Los *clusters* son muy utilizados en la industria automotriz para simulaciones dinámicas como por ejemplo impacto frontal y lateral, además de una serie de pruebas de la cabeza humana contra secciones del techo y pilares de los automóviles.

En el caso de ésta investigación se prescindió de un *cluster*, por lo que se optó por una forma de acotar la muestra con diseños significativos que permitieran visualizar el comportamiento de la estructura en cuanto a la variación de sus parámetros. Así pues, el modelo de optimización se construyó en modeFRONTIER 4.0, el cual cuenta con una serie de herramientas que permiten su construcción de una manera visualmente amigable y sencilla, además de diversos algoritmos que ayudan a maximizar el poder de la optimización.

Dicho modelo consta de siete secciones, las cuales se describen a continuación:

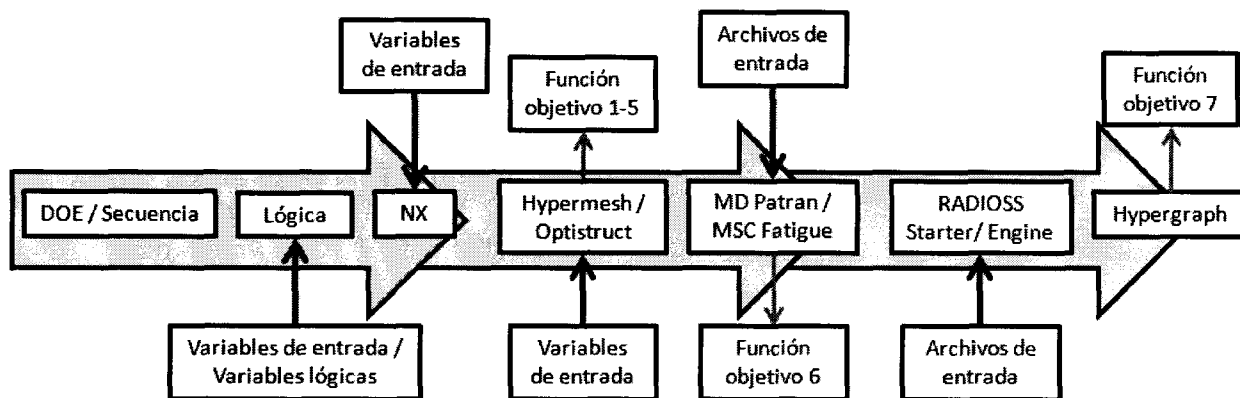


Fig. 5.1 Diagrama de flujo de modelo de optimización.

El diagrama de flujo generado en ModeFrontier se encuentra en el anexo 4. El archivo se encuentra en el CD anexo con el nombre de "OPT.prj".

7.5.1 Diseño de Experimentos (DOE) y Secuencia.

En ésta etapa se establecen los valores de las variables de entrada que toma el modelo para realizar las iteraciones. Para establecer un diseño de experimentos, o DOE por sus siglas en

inglés (Design of Experiments), modeFRONTIER utiliza una serie algoritmos definidos como secuencias de exploración, factoriales, ortogonales y especiales [1].

Las secuencias de exploración se utilizan para obtener información sobre el comportamiento del problema y del espacio de diseños. Sirven como punto de partida para realizar optimizaciones subsecuentes con diseños más dirigidos a converger a soluciones óptimas.

Las secuencias factoriales se utilizan principalmente para obtener información estadística del problema, ya que debido a la gran cantidad de diseños que requiere, despliega la información relacionada a la influencia de cada variable e iteración con el problema.

Las secuencias ortogonales, como su nombre lo indica, utiliza matrices ortogonales para comparación de diseños, básicamente para identificar los efectos de las variables.

Las secuencias especiales se utilizan cuando se trata de problemas fuertemente restringidos por variables de entrada, o cuando las secuencias ortogonales y factoriales no pueden ser utilizadas debido a las restricciones de las variables [6].

Así pues, inicialmente el problema de optimización cuenta con 206 variables de entrada, las cuales se derivan de los tamaños de sección para cada elemento estructural y sus espesores, así como las posiciones topológicas de los elementos del piso. Tomando en cuenta que cada sección puede tomar por lo menos 3 tamaños diferentes (debido a las restricciones espaciales), y de 2 a 3 espesores diferentes dependiendo del tamaño de la sección, la cantidad de diseños posibles asciende alrededor de 9 millones de experimentos. Por si fuera poco, cada diseño tarda en resolverse alrededor de 2.5 hrs, obligando a acotar la cantidad de muestras para el diseño de optimización.

La utilización de una secuencia de exploración es una opción ideal para éste problema ya que es factible muestrear el gran espacio de diseños en pequeños subconjuntos y descartar aquellos que se alejen de un resultado óptimo. En el caso de ésta investigación se realizaron cuatro corridas de exploración (alrededor de 150 diseños de experimentos en total) para identificar la zona de muestreo óptima por medio de la función *Random Sequence*. Cada corrida muestra una serie de resultados “óptimos locales” esparcidos a lo largo del espacio muestral, sin embargo, mediante las demás corridas de exploración se realizaron se fueron identificando las zonas de convergencia. En adición, las corridas permitieron resaltar aquellos perfiles estructurales cuyas variaciones eran críticas para cumplir o no con los valores objetivos, así como identificar aquellos perfiles que no influían en ninguna medida en dicho cumplimiento, ayudando a acotar la selección final de experimentos. La corrida final de optimización incluyó diseños de aquellas zonas que mostraron los mejores resultados.

7.5.2 Lógica

Ésta etapa permite asignar espesores factibles tomando en cuenta el tamaño de la sección, así como definir con un valor fijo a ciertos espesores identificados por las corridas de exploración para tener un mejor desempeño en cuanto al análisis de impacto frontal y rigidez estructural.

El nodo lógico funciona de la siguiente manera:

1. El diseño de experimentos define el valor de las variables de entrada, las cuales entran al nodo lógico.

2. Verifica el tamaño de cada sección asignada por la etapa DOE y asigna un espesor factible en cuanto a una semilla generada por la misma etapa. Las variables de los espesores contienen la nomenclatura de T_EEX, donde EE es el tipo de ensamble (FR = Frontal, RR = Trasero, FL = Piso, RF = Techo) y X es el número del elemento.
3. Envía la nueva información de espesores por medio de variables lógicas de salida hacia el nodo de Unigraphics.

Los espesores se especificaron de acuerdo al tamaño de los perfiles tubulares rectangulares, siendo cada uno cuenta un una gama diferentes, denominados en la industria por color (blanco, rojo, verde, azul) dependiendo del calibre.

7.5.3 SIEMENS NX5

En el nodo de Unigraphics NX5 realiza la modificación de los tamaños de cada perfil según los diseños provenientes del nodo DOE.

El acceso al programa con el macro correspondiente se hace a través de un módulo *batch* de DOS, en el cual se escribe:

ugraf.exe -key:m1.macro, en donde “m1” es el nombre del macro. Éste archivo se encuentra en el CD anexo.

7.5.4 Hypermesh / Optistruct

Aquí se importa la geometría de UGS para construir el modelo de mallado y los casos de carga explicados en el capítulo 4, además de permitir la variación de los espesores.

Las variables provenientes del nodo de lógica se conectan a éste nodo para insertar los valores de los espesores. Al igual que el nodo de UGS, se utiliza un módulo batch DOS con la siguiente información:

C:\Altair\hw8.0sr1\hm\bin\WIN32\hmbatch -cmacro_mesh_FINAL.cmf, la cual indica la ubicación de hypermesh en modo batch (no despliega la interfaz grafica). Al nombre del macro antecede “-c” para indicar la utilización del mismo.

Para llamar al solucionador Optistruct es necesario utilizar otro nodo batch en el cual se escribe:

C:\Altair\hw8.0sr1\optistruct\bin\WIN32\optistruct.bat torsion.fem -analysis, en donde se indica la ubicación del archivo optistruct.bat, el nombre del archivo en formato fem, además de la indicación de análisis.

Para mantener la continuidad de la lógica, se utiliza una transferencia de archivos fem desde el nodo de Hypermesh hacia el nodo de Optistruct, además de ligar los archivos macro como archivo de soporte.

Los valores objetivos se aplican en los nodos de Optistruct, debido a que de aquí salen los archivos con la información de desplazamientos y esfuerzos.

Caso de carga	Función
Rigidez a flexión	Minimizar desplazamiento
Rigidez torsional	Minimizar desplazamiento
Modos normales	Maximizar la frecuencia del primer modo y minimizar masa total.
Volcadura	Minimizar desplazamiento

Tabla 5.1 Funciones objetivo.

7.5.5 MD Patran / MSC Fatigue

Éste módulo consta de cuatro etapas:

1. Esfuerzos modales. Se crea un nodo en DOS batch con la siguiente información:

C:\MSC.Software\MD_Patran\R2.1\bin\patran.exe -iam MD -ifile init_md.pcl -b -sfp SOL103_40.ses, en donde se indica la ubicación de Patran y se agregan comandos de inicialización. “-b” significa utilizar el modo batch, “-sfp” manda a llamar al macro en formato ses. Aquí se corre el análisis modal para adquisición de la información de esfuerzos provocados por las frecuencias naturales. El archivo de entrada es el modelo mallado, exportado en formato bdf, y los archivos de salida son de formato mnf (*modal neutral file*, utilizado en Adams) y op2.

2. Modelo de fatiga. Se utiliza un nodo en DOS batch con la misma información que la etapa anterior, sin embargo se transfiere el archivo op2 de la etapa anterior, y el macro contiene la información para el tipo de análisis de iniciación de grieta, el material AISI 1018 rolado en frío y las cargas cíclicas de coordenadas modales (generadas en Adams) como archivos de soporte.
3. Traductor de fatiga. Una vez creado el modelo de fatiga en MD Patran se manda a llamar al traductor de fatiga, el cual interpreta la información y la prepara para ser resuelta con el solucionador de MSC.Fatigue, para ello requiere de la utilización de un archivo de soporte “.fin” que contiene la información del método de fatiga, el archivo de entrada en formato db, información del material y las cargas cíclicas, en éste caso se llama *fatigue_modal.fin* en el CD anexo. Genera un archivo “.fes”.

C:\MSC.Software\MD_Patran\R2.1\bin\fattrans.exe -m 10000000 fatigue_modal

4. Solucionador de fatiga. Se lee el archivo .fes del nodo anterior, y se encarga de resolver el análisis. Se genera a través de un nodo de DOS batch con la siguiente información:

C:\MSC.Software\MD_Patran\R2.1\bin\FatigueSubmit.exe -j fatigue_modal -a 1 -t 0 -b 0 -d 0 -r 0 -p 0 -f 2 -s 0 -m 1.5 -c 0. Finalmente genera un archivo en formato fef, en el cual se muestra el tiempo de vida en ciclos para iniciación de grieta y el daño recibido en cada nodo. De aquí se busca la zona más crítica debido al daño recibido, y se guarda en memoria para enviarlo a una función de maximización del número de ciclos que soportó.

7.5.6 RADIOSS Starter / Engine.

El modelo de mallado se generó desde la etapa de Hypermesh para ser importado nuevamente en un nodo de Hypermesh con un macro que construye el caso de impacto, así como la inserción del motor.

Para llamar a Radioss Starter se utiliza la siguiente información:

C:/Altair/hw8.0sr1/rd/radioss_exe/s51h_wnt.exe < FCRASHD00, por medio de un módulo *batch* en DOS, en donde FCRASHD00 es el archivo que se genera de Hypermesh con el caso de impacto. Aquí se verifica que la información esté correcta y no existan penetraciones o intersecciones entre los elementos del modelo ni errores de inconsistencias.

Después se manda a llamar a Radioss Engine, el cual soluciona el análisis de impacto:

C:/Altair/hw8.0sr1/rd/radioss_exe/e51h_wnt.exe < FCRASHD01, en donde FCRASHD01 es un archivo que indica la información que se va a adquirir del análisis de impacto.

Por último, un nodo de Hypergraph se encarga de adquirir la velocidad final después de analizado el impacto. Para ello se requiere de un nodo en DOS *batch* con un macro que importe los resultados de Radioss e inserte la gráfica de una manera visual, además de un script en TCL que capture la imagen la velocidad para después ser observada en resultados finales.

C:\Altair\hw8.0sr1\hw\bin\WIN32\hw.exe macro_HyperGraph.mvw -tcl script_HyperGraph_HERE.tcl -b, en donde “-tcl” indica la utilización de un script en lenguaje TCL, y -b indica la utilización del modo *batch*. La función de maximización de velocidad final se aplica en un archivo de salida de Hypergraph que condensa la información sobre la velocidad a lo largo de la simulación.

7.6 CONCLUSIONES

La optimización multi objetivo en ModeFRONTIER permite el ligamiento entre diferentes paquetes de diseño y análisis, así como la utilización de una serie de herramientas de selección de DOEs. Sin embargo es necesario descifrar los comandos de operación para cada paquete externo en modo *batch*, con el propósito de lograr su automatización.

La interface amigable del ModeFRONTIER ayuda a tener una visualización del problema de una manera más sencilla, no obstante es necesario entender la forma de operación de cada nodo por separado y la lógica detrás del diagrama de flujo.

7.7 REFERENCIAS

1. Manual de Referencia. ModeFrontier4.0, ESTECO.
2. Tutoriales de Altair Hyperworks v9.0, Hypermesh, Hypergraph, Radioss.
3. Manual de MD Patran, MSC.
4. Manual de MSC.Fatigue

5. J.F. Aguilar Madeira, H. Rodrigues. Multi-objective optimization of structures topology by genetic algorithms. Advances in Engineering software. ELSEVIER. Lisbon, Portugal. July 2003.
6. ESTECO Homepage. <http://esteco.com> , Overview.
7. Engineous Homepage. <http://engineous.com/iSIGHT.cmf>

CAPÍTULO 8

ANÁLISIS DE RESULTADOS Y MODIFICACION DE ESTRUCTURA

8.1 INTRODUCCION

En éste capítulo se utiliza la técnica de Toma de Decisiones por Criterios Múltiples para la selección del mejor diseño, además se interpretan los resultados obtenidos de cada análisis efectuado para comparar los objetivos alcanzados del caso de estudio con diferentes estructuras automotrices. También se compara la optimización topológica de ModeFRONTIER con otra optimización realizada por Optistruct en el ensamble del piso.

8.2 SELECCIÓN DE SOLUCIÓN POR MEDIO DE LA TÉCNICA DE TOMA DE DECISIONES POR CRITERIOS MÚLTIPLES (MCDM) Y ALGORITMOS GENÉTICOS (GA)

Una vez terminada la iteración para la optimización, se procede a evaluar el diseño que cumpla con los objetivos y minimice la masa de la estructura, pero ¿Cuál es el diseño que mejor cumple con los objetivos?

Cuando se habla de problemas optimización multi-objetivo, los métodos tradicionales no son capaces de encontrar la solución óptima. Por lo tanto es necesaria la utilización de algoritmos evolutivos y genéticos debido a su flexibilidad, facilidad de uso, requerimientos mínimos y perspectiva global [1].

ModeFRONTIER utiliza una versión modificada de los algoritmos genéticos simples llamada *Multi Objective Genetic Algorithm* (MOGA), la cual genera una población de individuos al azar, representando cada diseño. Los diseños son evaluados por criterios individuales derivados de los objetivos para generar un grupo de soluciones, y después colocarlas en una cuadrícula. Una vez ahí, ocurre un cruzamiento para agrupar las más cercanas entre sí para combinar dos soluciones padre y formar otras dos soluciones hijas, que sustituyen a sus padres en caso de ser mejores. Así pues la población convergerá lentamente de generación en generación para encontrar una frontera óptima de Pareto [1].

Sin embargo, es posible que no exista una solución dominante (que sea mejor en todos los valores objetivo) debido a los conflictos entre las funciones objetivo, permitiendo que una simple solución no pueda dominar a otra, por lo que se considera cada objetivo de manera individual para encontrar una solución óptima [2] por medio de la técnica de criterios múltiples para la toma de decisiones. Dicha técnica genera una serie de atributos que le ayudan a clasificar la importancia de los objetivos. Los atributos se dividen en objetivos, los cuales son proporcionados por clientes o manufactureros, y no cambian de un experto a otro; y subjetivos, los cuales pueden cambiar o no, dependiendo del experto que los analice [1].

Por lo tanto, la combinación de MOGA y MCDM ayuda a encontrar las mejores soluciones de Pareto enfocadas en una región cercana al punto ideal, o distribuidas sobre la frontera de Pareto [2].

En el caso de estudio, para la corrida final de optimización se utilizaron 25 DOEs (cada DOE equivale a un individuo de la población) extraídos de las zonas del espacio muestral que mostraron mejor desempeño. Los atributos son los siguientes:

- Desplazamiento máximo en flexión, torsión y volcadura.
- Primer modo de frecuencia natural.
- Masa.
- Velocidad final (de la cual se calcula la desaceleración)
- Tiempo de vida por fatiga.

El usuario tiene la opción de establecer relaciones entre los atributos (más importante que, menos importante que, o igual de importante que) para asignar pesos entre los mismos. Dichas relaciones son subjetivas dependiendo de la importancia que le otorgue el experto a cada atributo individualmente. Así pues, para la primera iteración de la toma de decisiones por criterios múltiples se establecieron como de importancia equivalente a los desplazamientos máximos de flexión y torsión, así como la masa de la estructura debido a que sus valores mostraron poca variación entre diseños. Sin embargo, el desplazamiento máximo por volcadura, a pesar de mostrar poca variación, alcanzó valores muy por encima del valor objetivo aun para el peor de los diseños, por lo que se puede considerar de menor importancia con respecto a los demás atributos.

Los atributos por orden de importancia son:

1. Velocidad.
2. Desplazamiento máximo a flexión, a torsión y masa.
3. Tiempo de vida en fatiga.
4. Primer modo de frecuencia natural.
5. Desplazamiento máximo por volcadura.

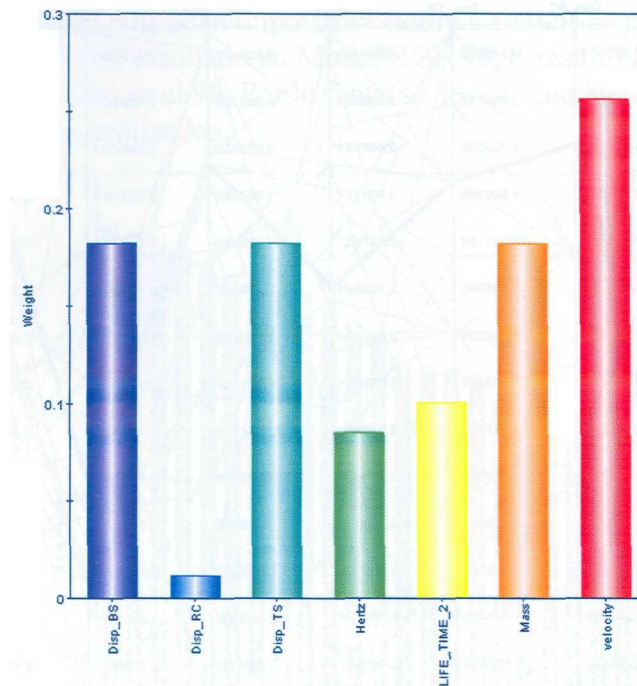


Fig. 8.1 Valoración automática de atributos.

ModeFRONTIER tiene la posibilidad de generar automáticamente el peso a cada atributo analizado (Figura 8.1). Para ello se requiere establecer manualmente una serie de relaciones entre variables, totalmente dependientes de la importancia que les asigne el analista, así como la máxima desviación de los valores mínimos y máximos para cada atributo calculada por modeFRONTIER. Para la primera valoración, las relaciones entre variables se muestran en la tabla 8.1.

Atributo 1	Tipo	Peso	Atributo 2
Masa	=	1.0	Máz. Desplazamiento en rigidez torsional
Máz. Desplazamiento en rigidez torsional	=	1.0	Máz. Desplazamiento en rigidez a flexión
Máz. Desplazamiento en rigidez a flexión	<	1.0	Máz. Desplazamiento en volcadura

Tabla 8.1 Relaciones de importancia entre variables

Dichas relaciones pueden ser establecidas objetiva o subjetivamente dependiendo de cada experto que realice la optimización.

Los diseños evaluados con los valores alcanzados se despliegan en la figura 8.2, mostrando en orden de izquierda a derecha: máximo desplazamiento por rigidez a flexión, máximo desplazamiento por volcadura, máximo desplazamiento por rigidez a torsión, primer modo de frecuencia natural, tiempo de vida a fatiga, masa y velocidad final.

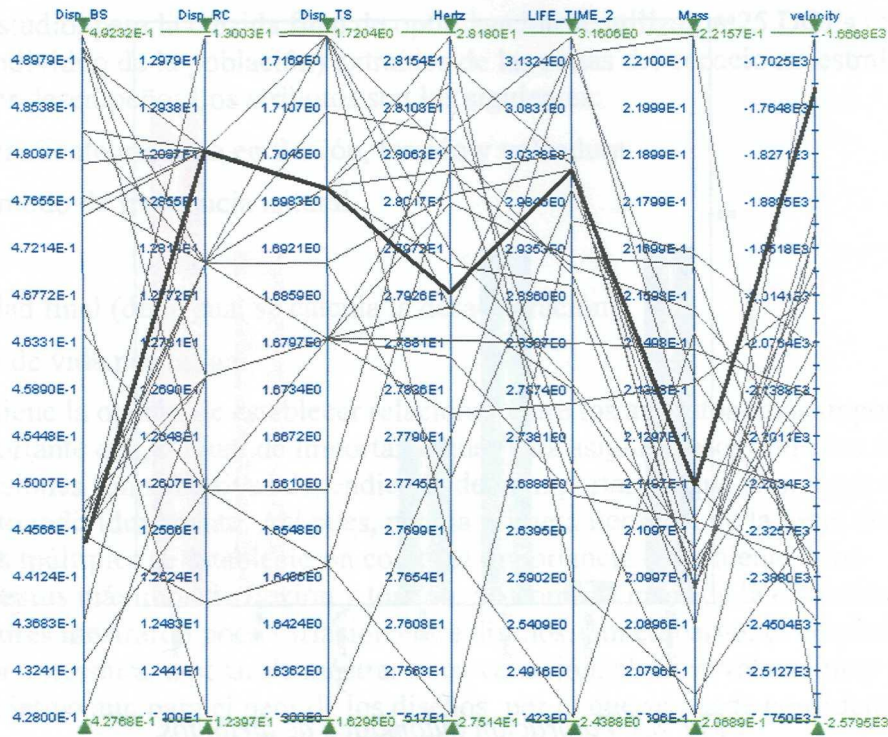


Fig. 8.2 Diseño de experimentos y valores alcanzados.

El diseño que mostró el mejor resultado según la técnica de MCDM es el 98 con 0.93 (resaltado en la Figura 8.2), seguido del diseño 113 con 0.89. La comparación del valor asignado mediante la técnica de MCDM se muestra en la figura 8.3.

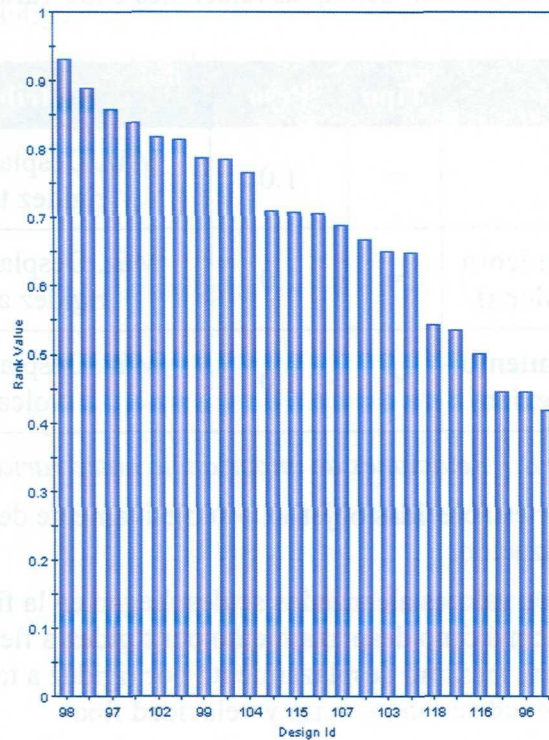


Fig. 8.3 Comparación de diseños por la técnica de MCDM.

Por otra parte, si no se está seguro de la importancia entre atributos es posible utilizar el mismo peso para todos (Figura 8.4). El resultado en ModeFRONTIER resultó igual que el anterior; el diseño con la mejor evaluación es el 98. Por lo tanto se decidió reconocer a éste diseño como el óptimo, de entre los diseños analizados.

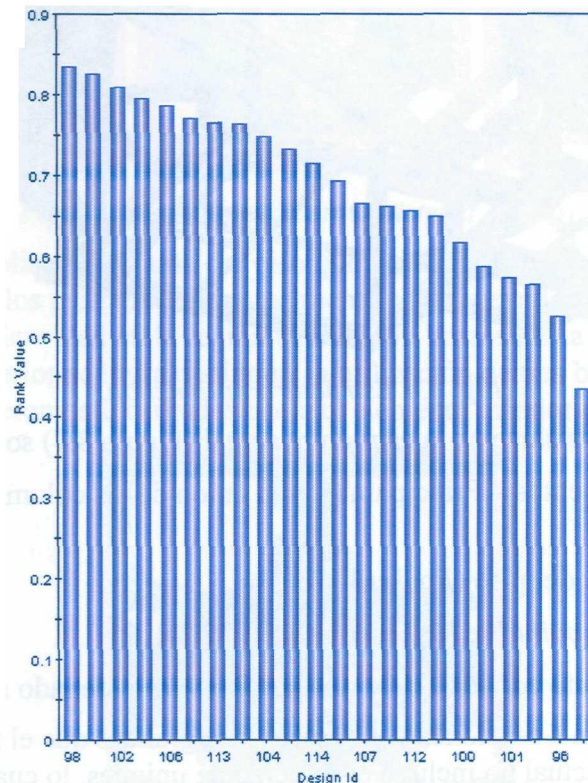


Fig. 8.4 Comparación de diseños por la técnica de MCDM por segunda valoración de atributos.

8.3 RESULTADOS

Los parámetros clave se fueron descifrando a lo largo de las optimizaciones en la investigación. Dichos parámetros se refieren a aquellas variables cuyo valor influye de una manera más dramática que el resto. Algunos pueden ser deducidos por el conocimiento y experiencia de analistas o diseñadores, con el simple hecho de observar la estructura y predecir su desempeño, sin embargo existen parámetros clave que su deducción no resulta obvia y requiere de análisis completos y optimizaciones para establecer una tendencia del comportamiento global de la estructura.

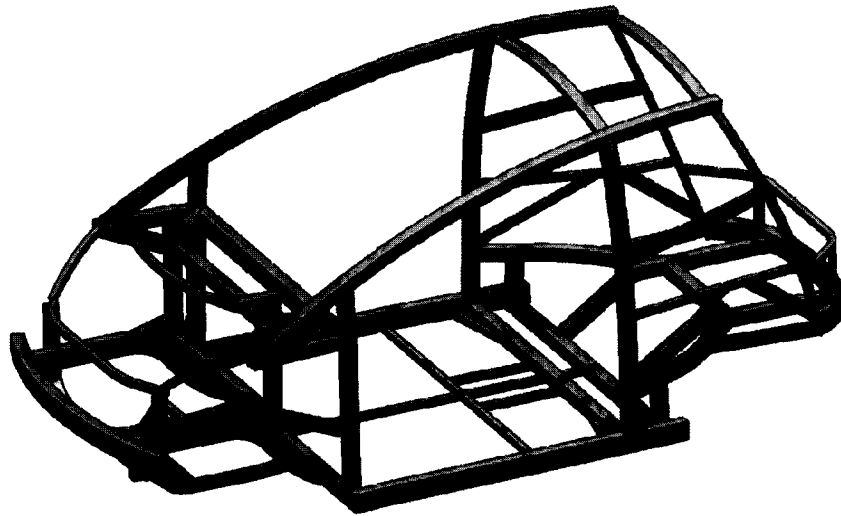


Fig. 8.4 Estructura optimizada.

Básicamente los parámetros clave en la estructura actual (Figura 8.4) son:

- Uniones entre elementos – Principalmente la unión de las columnas A y B con elementos del piso y techo.
- Elementos laterales del piso (*Rocker*)
- Elementos en *hard points* de suspensiones.
- Columna A y B, junto con los elementos que las cruzan de lado a lado.

Dichos elementos tendieron a secciones y espesores más grandes que el resto de la estructura. No obstante, la optimización actual no incluyó el refuerzo de uniones, lo cual ayuda en gran medida a reducir la concentración de esfuerzos para incrementar la vida de la estructura.

Otro aspecto importante es la optimización del piso, el cual pretendió ser validado por otro tipo de optimización, además de su modificación para incluir el sistema de escape. Los resultados se muestran a continuación.

8.3.1 Comparación de optimización del ensamble del piso

Para verificación de la topología optimizada en ModeFRONTIER, se construye un marco sólido en Hypermesh para ser optimizado en Optistruct. La región central del piso se crea mediante elementos sólidos tipo hexaedros con las propiedades del acero 1018. Las cargas se ubican en la zona de los asientos para simular el peso de los pasajeros. La función objetivo pretende quitar material en aquellas zonas que no influyen para resistir el peso de los pasajeros con factor de seguridad de 3, permitiendo una flexión máxima de 2 mm.

La optimización muestra el siguiente comportamiento:



Fig. 8.5 Optimización en Optistruct del piso.

El análisis en Optistruct elimina la masa del piso que no es necesaria para soportar las cargas impuestas por el peso de los pasajeros. Principalmente se remueve la masa de las cuatro esquinas del piso, acumulando la densidad en la región central con brazos hacia los cuatro lados del cuadrado. En la parte inferior se logra distinguir la utilización de tres brazos, debido a que las fuerzas se encuentran ligeramente cargadas hacia el elemento inferior del piso.

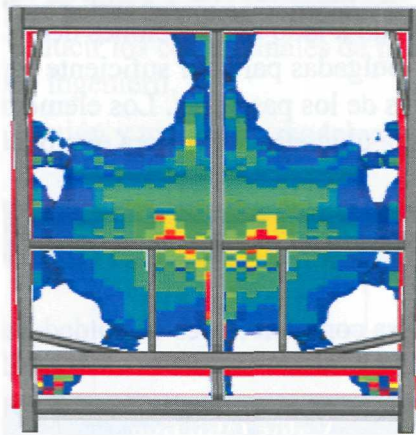


Fig. 8.6 Comparación ModeFRONTIER con Optistruct.

En análisis en modeFRONTIER muestra una topología semejante a la de Optistruct. Las principales semejanzas residen en la aglomeración de elementos en la zona central del piso, remoción de elementos en las esquinas (no se eliminaron totalmente debido a la forma en que se construyó el modelo en CAD y los valores mínimos y máximos de sus posiciones), así como la ubicación de los elementos centrales sobre la parte inferior.

8.4 RESULTADOS FINALES Y COMPARACIÓN CON OTRAS ESTRUCTURAS AUTOMOTRICES

8.4.1 Modificación del ensamble del piso

En un estado más avanzado de diseño de la estructura se planeó la ubicación del sistema de escape por el centro del piso, cambiando completamente las restricciones y forma actual del modelo. Dicho cambio influye en gran medida en todos los valores objetivos actuales, por lo que los resultados finales muestran la estructura optimizada con el nuevo diseño del piso (Figura 8.7).

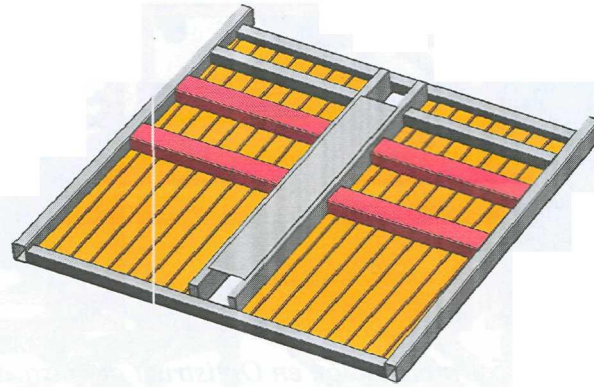


Fig. 8.7 Piso final optimizado.

Para éste diseño se utilizaron los resultados de las optimizaciones pasadas, así como una optimización de topografía para definir el sentido de rugosidad de los paneles. Se pretendió una simplificación del diseño para facilitar la manufactura del mismo.

El piso final utiliza secciones de 3x2 pulgadas con 3.2 mm de espesor para los *rockers*, mientras que los elementos que cruzan de lado a lado son secciones de 2x2 pulgadas. Los elementos centrales son secciones de 4x1½ pulgadas para dar suficiente espacio al tubo de escape, y a la vez rigidez para soportar las cargas de los pasajeros. Los elementos en rojo (Figura 8.7) son láminas dobladas de 1/8 de pulgada ubicadas de manera que puedan sostener los asientos y el piso corrugado.

8.4.2 Valores objetivo alcanzados

Después del análisis de la estructura con conectores de soldadura y el piso modificado, los resultados son los siguientes:

Caso Carga	Valor Objetivo	Valor Alcanzado
Rigidez a Flexión	> 7,500 N/mm	9,670 N/mm
Rigidez Torsional	> 5,000 Nm/°	5,790 Nm/°
Primer modo torsión	> 23 Hz	27.3 Hz
Primer modo flexión	> 26 Hz	42.9 Hz
Volcadura	<127 mm	12.8 mm
Fatiga	Maximizar tiempo de vida	993 ciclos (49.65 Km en terreno rugoso)
Impacto Frontal	Minimizar desaceleración pico	22.6 G's
Masa Total	<200 Kg	212 Kg

Tabla 8.2 Valores objetivo alcanzados.

La información de rigidez sobre estructuras comerciales es prácticamente nula por parte de las compañías automotrices, sin embargo existen artículos y publicaciones oficiales de la SAE y libros de investigación que han realizado una evaluación comparativa entre diferentes estructuras de interés. Básicamente la información más relevante es el valor de la rigidez torsional, porque es la que tiene mayor variación entre diferentes modelos.

No existe una relación muy obvia sobre los valores de la rigidez torsional y de flexión con respecto al tamaño del automóvil, sin embargo la tendencia marca que para carros chicos la rigidez torsional es chica [8].

Otro aspecto importante reside en una relación directamente proporcional entre el costo del automóvil contra los valores de rigideces. De la misma manera influye el año de fabricación con respecto a los mismos modelos comerciales.

El avance de la tecnología de análisis, diseño, materiales y manufactura, así como mejores niveles de entendimiento en el funcionamiento la estructura automotriz han ayudado a mejorar progresivamente el desempeño en la historia de las estructuras automotrices por incremento de rigidez y decremento de masa, la evidencia se demuestra en los nuevos modelos que van saliendo día con día [8]. Esto es debido a que actualmente es económicamente viable realizar optimizaciones que conduzcan a reducir los costos finales de producción mediante un mejor aprovechamiento del conocimiento ingenieril.

Algunos valores para rigideces a flexión y torsión de modelos investigados se muestran a continuación:

Modelo	Rigidez a Flexión	Rigidez Torsional
FORD Fiesta	9,559 N/mm	10,594 Nm/deg
FORD Mustang 2003	--	4,800 Nm/deg
BMW E6 Z3	--	5,600 Nm/deg
Daewoo Nubira	8,800 N/mm	9,770 Nm/deg
Chrysler Neon	9,730 N/mm	7,430 Nm/deg
Volkswagen Golf	--	8,550 Nm/deg
Vauxhall Astra	--	5,120 Nm/deg
Daewoo Matiz	--	6,610 Nm/deg
Fiat Cinquecento	--	3,630 Nm/deg
Smart ForTwo	7,500 N/mm	6,000 Nm/deg
Ferrari 360	10,113.6 N/mm	14,445 Nm/deg
Ferrari 355	7,124.6 N/mm	10,035 Nm/deg

Tabla 8.3 Valores de estructuras comerciales.

Ahora bien, la masa final de la estructura optimizada es de 12 Kg por encima del valor objetivo. Como anteriormente se explicó, una estructura automotriz comercial consta de paneles de diferentes aceros, espesores, métodos de fabricación y soldadura diseñada para disminuir en lo posible la masa total del vehículo. Aun así, la disminución de la masa del *space frame* del CarTec sería posible mediante el uso de metales con menos densidad como el aluminio, así como en uso de paneles estampados en sustitución de algunos elementos estructurales, como se hizo con el piso. Es por ello que para la siguiente etapa del proyecto se ha contemplado el diseño de paneles de acero estampados.

8.4.3 Cálculos realizados para obtención de resultados

Rigidez a Flexión

El desplazamiento máximo se encuentra en la parte central del piso con 0.2068 mm, por lo que la rigidez a flexión resulta:

$$\text{Rigidez a flexión} = \frac{2.000 \text{ N}}{0.2068 \text{ mm}} = 9,671.18 \text{ N/mm}$$

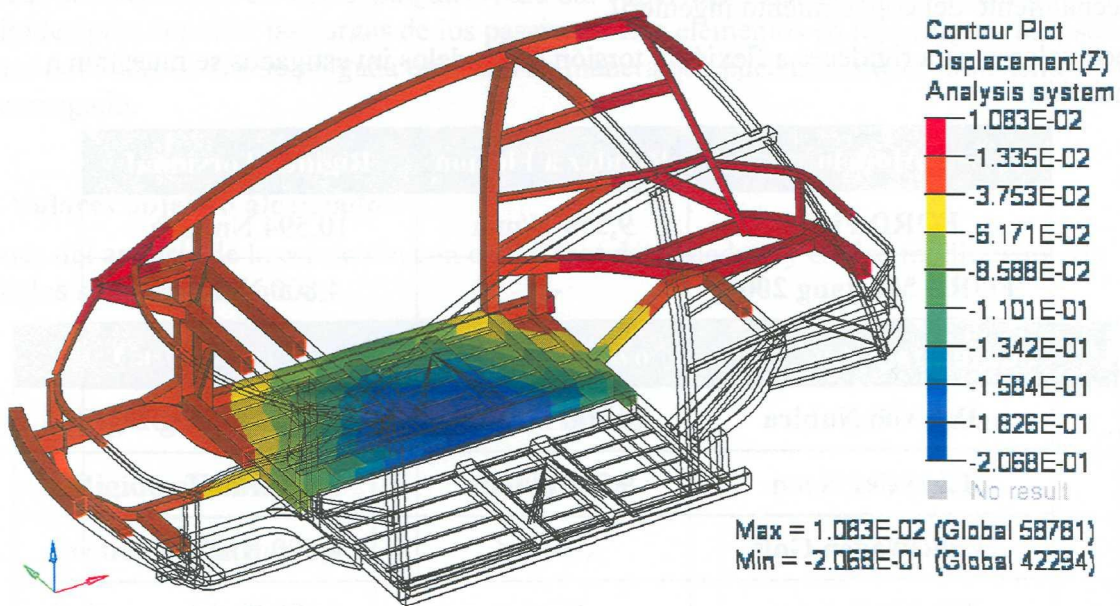


Fig. 8.8 Coloración del contorno debido a desplazamientos por Flexión, en milímetros.

Rigidez Torsional

El desplazamiento máximo en Z es de 1.606 mm, por lo que:

$$\text{Rigidez Torsional} = \frac{1.000 \text{ N} \times 0.730 \text{ m}}{t_g^{-2} (1.606 \text{ mm} / 730 \text{ mm})} = 5,791.33 \text{ Nm/}^\circ$$

El resultado final muestra una rigidez típica para un automóvil chico. Un punto crítico para lograr un aumento considerable en la rigidez torsional sería la inclusión de un tercer

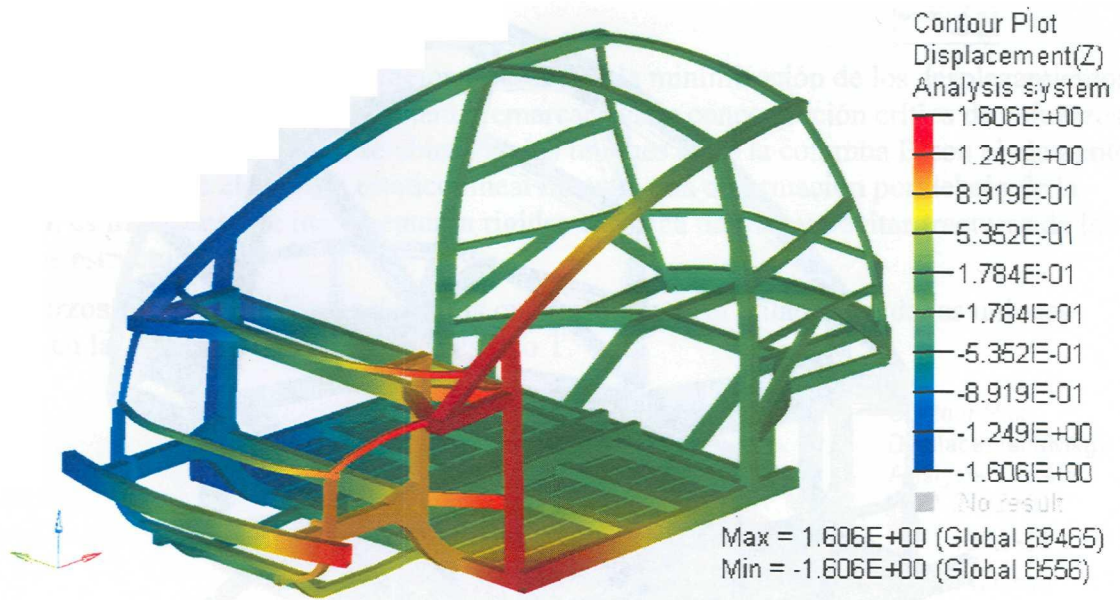


Fig. 8.9 Coloración del contorno debido a desplazamientos por Torsión en milímetros.

Frecuencias naturales

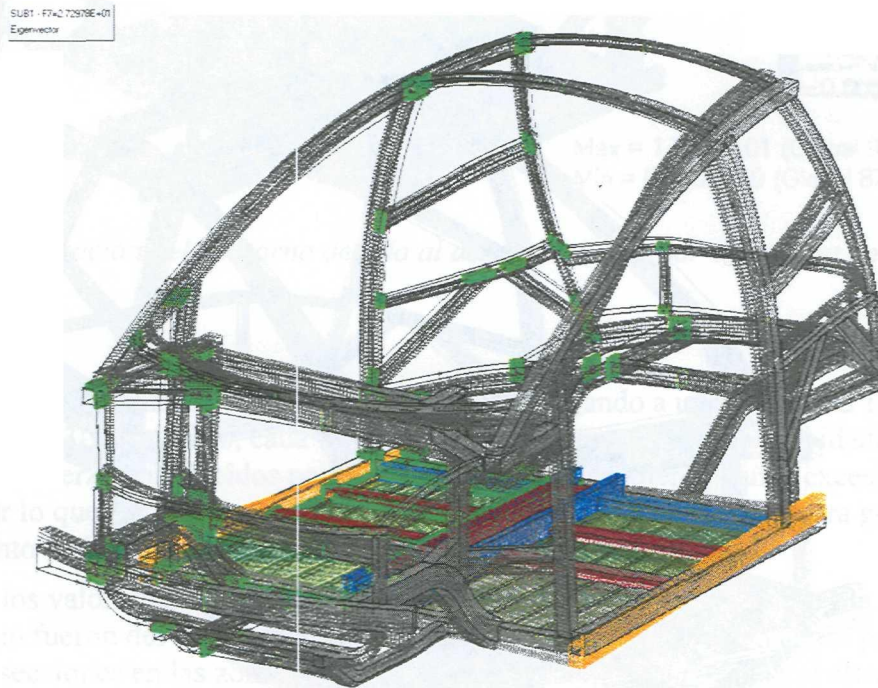


Fig. 8.10 Primer modo torsional a 27.3 Hz.

SUB1 - F6=3.23246E+01
Eigenvector

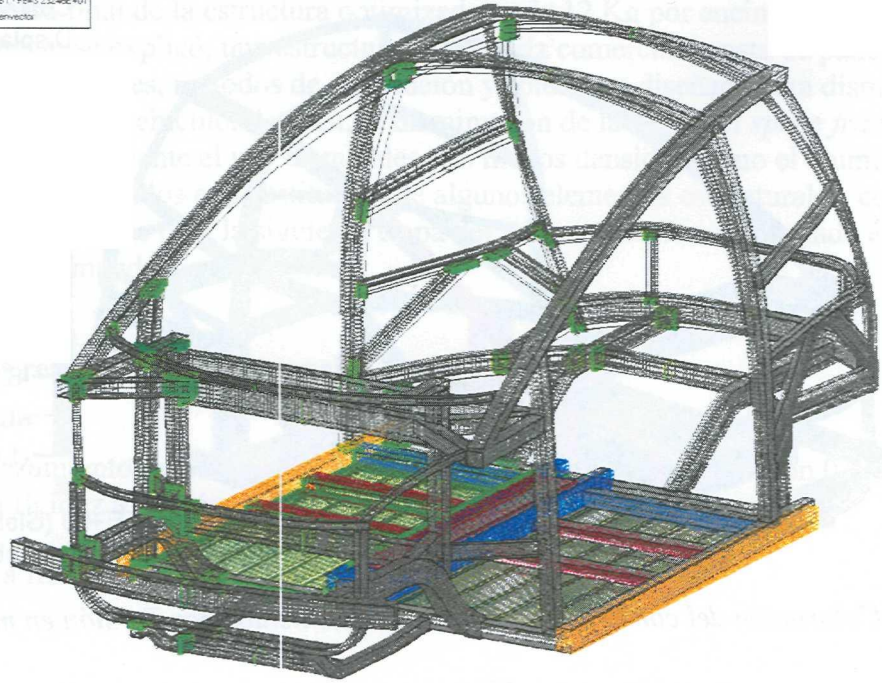


Fig. 8.11 Segundo modo torsional a 32.3 Hz.

SUB1 - F6=4.38814E+01
Eigenvector

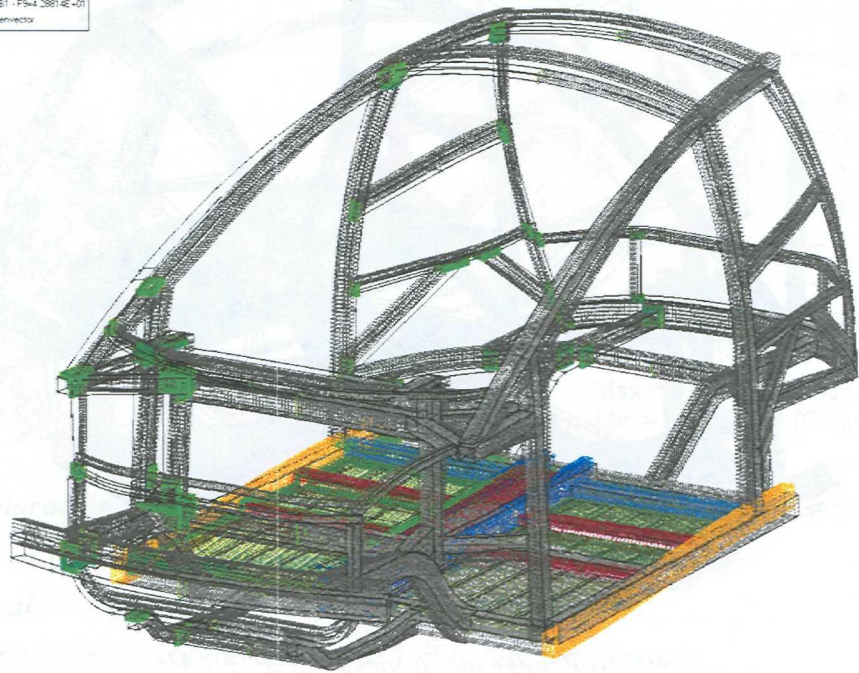


Fig. 8.12 Primer modo de flexión a 42.9 Hz.

Volcadura

Ésta fue la prueba que cumplió en mejor medida con la minimización de los desplazamientos máximos, sin embargo es muy importante remarcar que la concentración crítica de esfuerzos debido a las cargas de volcadura se ubican en las uniones entre la columna B con el elemento del techo. A pesar de que el análisis estático lineal muestra una deformación por debajo de la permitida, es indispensable incrementar la rigidez de dicha unión para evitar fracturas de los elementos estructurales.

Los refuerzos deben ser ubicados de forma que disminuyan elafilamiento de las uniones soldadas en las esquinas de las conexiones tipo T.

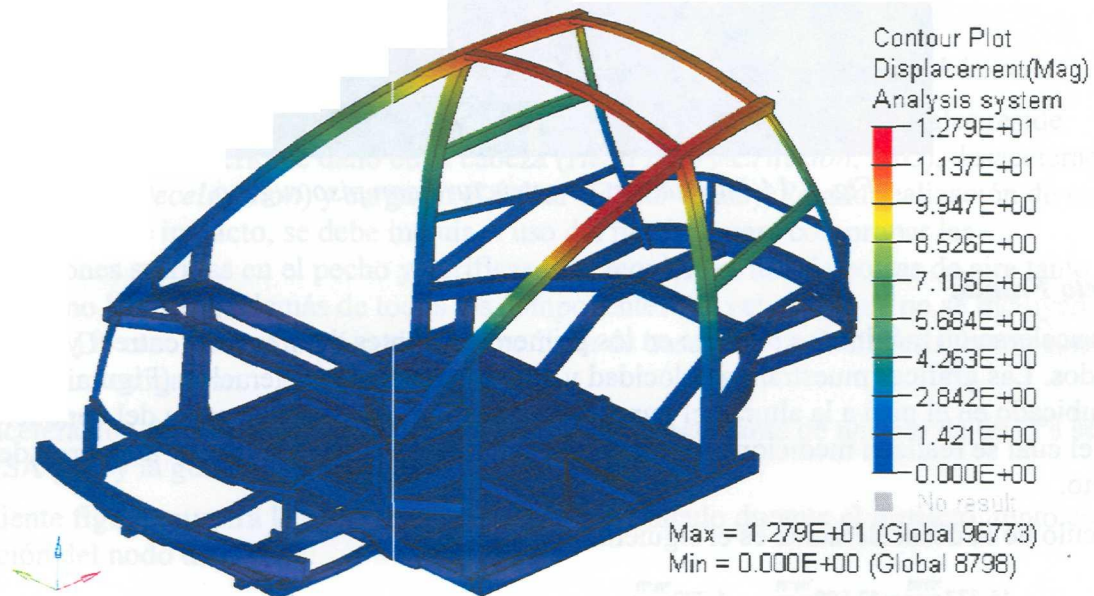


Fig. 8.13 Coloración del contorno debido al desplazamiento por volcadura en milímetros.

Fatiga

Teniendo en cuenta que las grietas inician a 993 ciclos viajando a una velocidad 100 km/h en 52 metros de camino 3D analizado, cada 49.65 km requiere de reparación por soldadura. Las vibraciones y esfuerzos producidos por la pista de prueba produjeron daños excesivos a la estructura, por lo que se requiere utilizar una pista más acorde a la realidad para generalizar su comportamiento de las condiciones de las calles de una ciudad.

Es cierto que los valores de tiempo de vida entre los diferentes diseños mostraron variaciones, sin embargo no fueron del todo significativas. Esto quiere decir que hasta cierto punto el peso y el tamaño de secciones en las zonas de la unión de las columnas A y B con el elemento del techo, así como el elemento superior de la cajuela influyen en el resultado final de fatiga, pero no la mejoran de forma dramática. Por lo tanto se puede concluir que para mejorar la vida de la estructura es necesaria la inserción de refuerzos en las uniones, ya que cuentan con cambios bruscos de sección. Dichos refuerzos pueden ser placas de acero en forma triangular soldadas entre los elementos del cambio de sección, esto es para aumentar el área de concentración de esfuerzos y disminuir el daño ocasionado por los mismos.

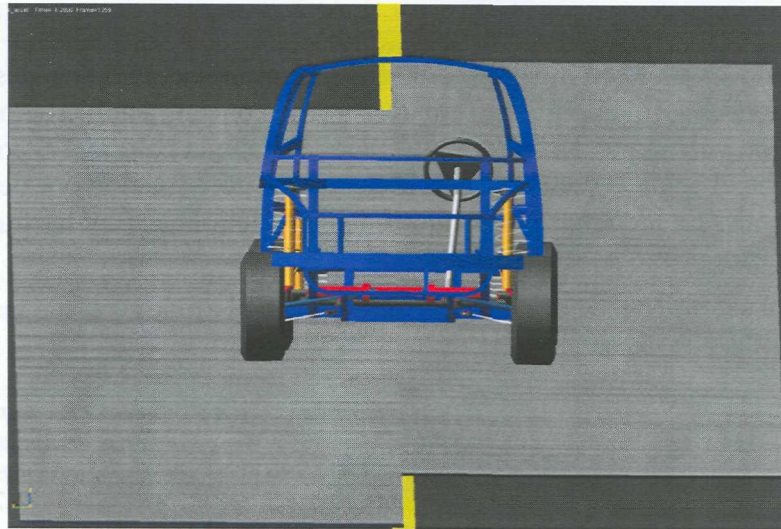


Fig. 8.14 Interacción de estructura con piso rugoso.

Impacto Frontal

La desaceleración máxima se produce en los primeros instantes del impacto, entre 0 y 0.008 segundos. Las gráficas muestran la velocidad y la magnitud de la aceleración (Figura 8.17) en un nodo ubicado en el piso a la altura del punto H⁹ del conductor (centro de masa del conductor sobre el cual se realizan mediciones de ergonomía para definir el *packaging*), a lo largo del impacto.

El cálculo de la desaceleración es el siguiente:

$$A_{\max} = \frac{\Delta V}{\Delta t} = \frac{15,277 \frac{\text{mm}}{\text{seg}} - 13,500 \frac{\text{mm}}{\text{seg}}}{0 - 0.008 \text{ seg}} = \frac{1,777 \frac{\text{mm}}{\text{seg}}}{-0.008 \text{ seg}} = -222,125 \frac{\text{mm}}{\text{s}^2} * \left(\frac{1 \text{ G}}{9,800 \frac{\text{mm}}{\text{s}^2}} \right) = -22.6 \text{ G's}$$

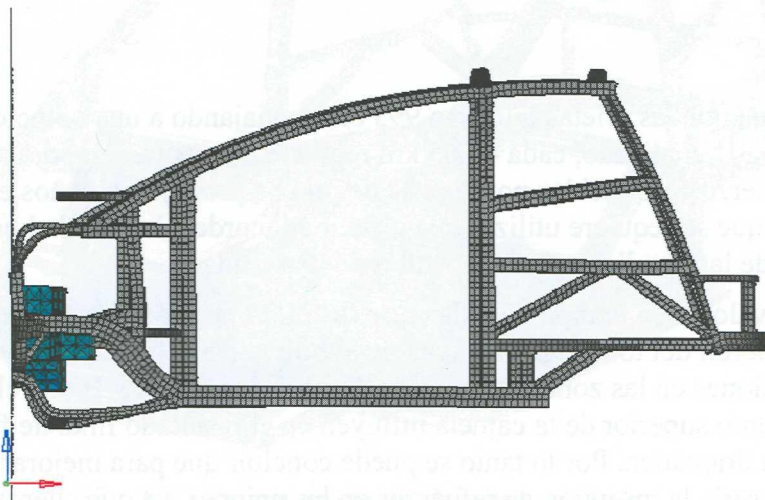


Fig. 8.15 Simulación de impacto frontal.

⁹ Punto H se refiere al centro del pivote entre el torso y el muslo de la máquina del punto H. La máquina del punto H se utiliza para realizar mediciones sobre las posiciones del conductor dentro de un vehículo [8].

La deformación de la estructura debido al impacto frontal con el motor se muestra en la figura 8.15, a 8 milisegundos del impacto. El motor no muestra incursión en la cabina, sin embargo es necesario incluir más sub sistemas para un comportamiento más real.

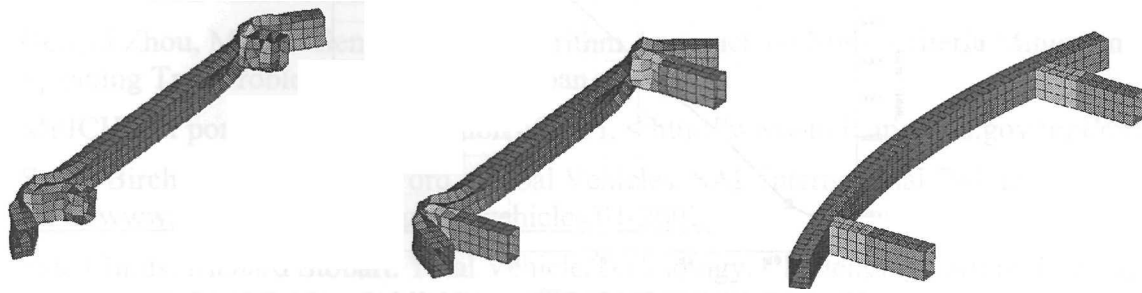


Fig. 8.16 Deformación de elementos de choque (crash box) y defensa delantera

Los parámetros para calificar la seguridad de un automóvil para impactos frontales reside principalmente en el criterio de daño en la cabeza (*Head Injury Criterion, HIC*), desaceleración del pecho (*Chest Deceleration*) y carga en el fémur (*Femur loads*). Para la realización de un análisis efectivo de impacto, se debe incluir el uso del maniquí para comprobar las desaceleraciones sufridas en el pecho y verificar si se requiere el uso de bolsas de aire tanto frontales como laterales, además de todos los componentes del vehículo que no se incluyeron en éste análisis. De caso contrario, sólo sirve como línea de base para el diseño estructural como el caso de ésta investigación.

La desaceleración del pecho debe encontrarse en un rango aceptable de no más de 60 G's según la NTHSA [10] y la guía para la medición de lesiones [9].

La siguiente figura muestra la velocidad promedio del vehículo durante el impacto, junto con la aceleración del nodo de interés.

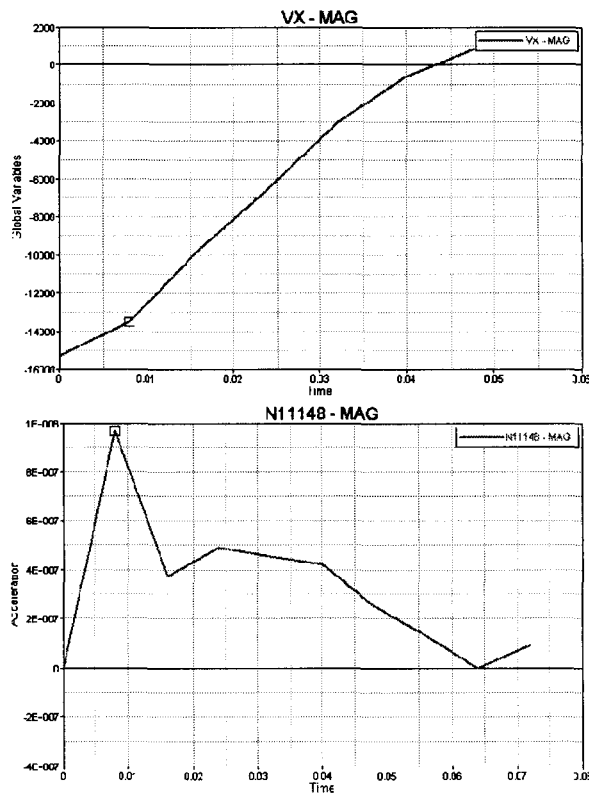


Fig. 8.17 Gráficas de velocidad y aceleración en impacto frontal.

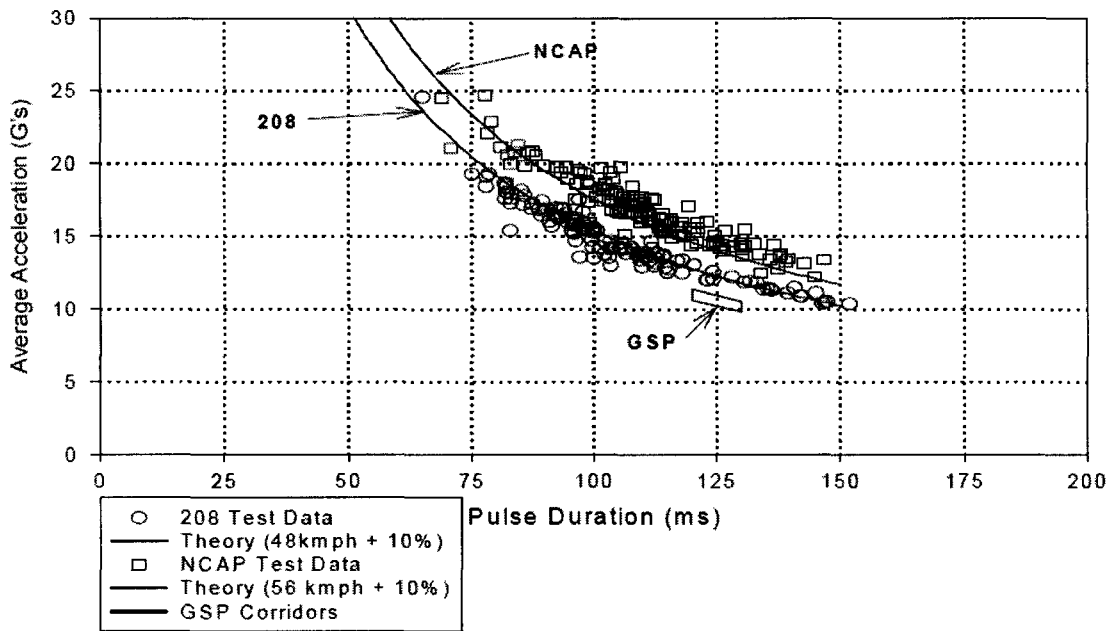


Fig. 8.18 Pruebas de FMVSS 208 y NCAP de barrera rígida para modelos de 1990 a 1998 [6].

La gráfica anterior muestra un estudio realizado sobre una serie de automóviles con modelos de entre 1990 a 1998. Típicamente la aceleración pico promedio se encuentra en los primeros instantes de impacto entre 0.006 y 0.008 segundos.

8.5 REFERENCIAS

1. A.I. Ölcüer, C. Tuzcu, O. Turan. An integrated multi-objective optimisation and fuzzy multi-attribute group decision-making technique for subdivision arrangement of Ro-Ro vessels. ELSEVIER. Scotland, 2005.
2. Gengui Zhou, Mitsuo Gen. Genetic Algorithm Approach on Multi Criteria Minimum Spanning Tree Problem. ELSEVIER. Japan, 1997.
3. MPICH – A portable Implementation of MPI. < <http://www-unix.mcs.anl.gov/mpi/mpich1/> >
4. Stuart Birch. Fiesta Time at Ford, Global Vehicles. SAE International Online <http://www.sae.org/automag/globalvehicles/01-2002/>
5. Pete Childs, Richard Stobart. Total Vehicle Technology. Challenging current thinking. Professional Engineering Publishing. University of Brighton, Inglaterra.
6. Frontal Offset Crashworthiness Evaluation, Guidelines for Rating Injury Measures. Insurance Institute for Highway Safety. Arlington, Va. May 2004.
7. Sheldon L. Stucki, William T. Hollowell. Determination of Frontal Offset Test Conditions Based on Crash Data. NHTSA & RD. ISSI, Inc. USA. Paper number 98-S1-O-02.
8. Hans-Hermann Braess, Ulrich Seiffert. Handbook of Automotive Engineering. SAE International. Warrendale, Pennsylvania USA, 2005.

CAPITULO 9

CONCLUSIONES

La organización de la metodología propuesta fue evolucionando en medida que se aplicaba al caso de estudio analizado. La necesidad de agilizar la evaluación de algún diseño forzó a parametrizar un modelo CAD y automatizar los análisis CAE. Por otra parte, la necesidad de contar con un diseño óptimo forzó a crear un modelo de integración y optimización. Así pues, el diseño de la estructura del proyecto CarTec se estudió mediante la utilización del método tradicional y la metodología propuesta.

Un ingeniero con experiencia en automatización de procesos computacionales y dominio de herramientas CAD, CAE y CAO necesariamente tardaría un tiempo relativamente corto en generar un modelo de optimización automatizada. Sin embargo, una vez conociendo dichas herramientas se facilita la comprensión de la forma de trabajar internamente, facilitando progresivamente lograr su automatización.

El tiempo de construcción de un modelo grande de automatización y optimización propuesto en ésta investigación, considerando que se domina la automatización de las herramientas CAD, CAE y CAO utilizadas resultó ser el siguiente:

Herramienta	Automatización de	Tiempo estimado
SIEMENS NX5	Generación de <i>expressions</i> y macro	8 hrs (1 día)
Hypermesh	Superficie media + arreglo de geometría	8 hrs (1 día)
Hypermesh	Mallado + Inserción de puntos de control + Soldadura + Generación de componentes y materiales	24 hrs (3 días)
Hypermesh	Generación de casos de carga (Flexión + Torsión + Modal + Volcadura + Impacto)	2.5 hrs
Hypergraph	Lectura de análisis + exportación de gráficas	0.25 hrs
MD Patran	Generación análisis modal	1 hr
MD Adams	Generación de modelo dinámico	8 hrs (1 día)
MSC.Fatigue	Generación de análisis de fatiga	2.5 hrs
modeFRONTIER	Creación de modelo de optimización + Ligamiento de herramientas	24 hrs (3 días)

Tabla 9.1 Tiempo de construcción de modelo de automatización.

El tiempo máximo de construcción asciende alrededor de 10 días hábiles de 8 hrs. Ahora bien, dependiendo de la cantidad de diseño de experimentos a analizar y el poder de cómputo disponible, es el tiempo que tarda la optimización. Una muestra de 100 diseños significativos seleccionados con algoritmos genéticos, analizada en un cluster de 10 workstations HP con procesadores Intel Pentium dual core de 2 GHz, dentro de una red de 1 Gigabit toma optimizarse alrededor de 25 horas (1 día). Así pues, la suma del tiempo de construcción con el tiempo de optimización puede llegar a ser de 11, o hasta 14 días para obtener un resultado óptimo confiable. Por lo tanto, el uso de un *cluster* es vital para la reducción del tiempo total de optimización para modelos grandes y/o complejos que requieran de amplio poder de cómputo.

Generalmente en la industria se optimizan los componentes por separado o en ensambles pequeños de las piezas que influyen directamente sus las características y restricciones. El tiempo de construcción para modelos pequeños es considerablemente menor. El tiempo de iteración de un diseño de experimento sería de igual manera reducido debido a la cantidad de elementos analizados. Por ejemplo, una sección del techo que incluye paneles de acero y espumas para una camioneta de General Motors que se fabricaría en Toluca, pretendía reducir el coeficiente de daño en la cabeza (HIC) y el ángulo de impacto debido a un impacto lateral, lo que tardaba una semana para la generación del mallado y el caso dinámico más otro día para la realización del análisis de impacto en un *cluster* dentro del corporativo en Detroit. Después de recibir los resultados, el ingeniero analista debía sacar conclusiones debido a su experiencia y conocimientos para proponer cambios en la topología, topografía, tamaño o materiales de los paneles y mandarlos a analizar nuevamente para verificar que cumpliera con el coeficiente objetivo. De ser así, la propuesta es enviada hacia un ingeniero en diseño CAD para dar el visto bueno y realizar las modificaciones requeridas.

Todo éste proceso se traduce a una rutina constante de manejo y cambio de información entre dos áreas de trabajo diferentes, análisis y diseño. Es aquí donde reside la principal fuente de pérdida de tiempo y esfuerzo, aunado con la reconstrucción del modelo FEA para cada vez que se haga un análisis diferente al momento de tratar de optimizar componentes y/o ensambles, y por el cual ésta investigación se enfoca en realizar un trabajo para fusionar ambas áreas y disminuir el tiempo total de diseño junto con la optimización multi objetivo.

En la siguiente tabla se muestra el tiempo construcción del modelo del caso de estudio por el método tradicional, y el tiempo de modificación para utilizar la metodología propuesta.

Etapa	Tiempo de construcción por método tradicional	Tiempo de construcción por metodología propuesta
CAD - SIEMENS NX5	4 semanas	4 semanas + 1 día
CAE - Hypermesh + Hypergraph	4 días	4 días + 4 días
CAE -MD Patran + MSC. Fatigue + MD Adams	4 días	4 días + 2 días
CAO -ModeFRONTIER		3 días

Tabla 9.2 Comparación de tiempo invertido en caso de estudio.

El tiempo total que tomó en generar la automatización de la metodología propuesta en comparación con el método tradicional es de 10 días más aproximadamente. Aun así, lograr la conjunción de las capacidades de diferentes paquetes computacionales de análisis, diseño y optimización no es una tarea sencilla. Es necesario conocer la forma de trabajar internamente, funciones principales, así como el lenguaje de programación de macros y scripts de cada herramienta por separado para lograr una automatización efectiva.

Los valores iniciales del desempeño de la estructura a los diferentes casos de carga propuestos no cumplían con los estándares de seguridad establecidos internacionalmente, por lo que se requería modificar el diseño cambiando el tamaño de las secciones y espesores, así como la topología. Nada asegura que la siguiente modificación del diseño hubiera mostrado el cumplimiento de los valores objetivo, por lo que la iteración de la modificación manual pudo haberse extendido a varias semanas más que el modelo de la metodología propuesta, gastando mucho tiempo y esfuerzo humano para encontrar una solución aceptable.

En conclusión, la automatización de procesos es un recurso clave para disminuir el tiempo y esfuerzo aplicado en tareas de mallado y análisis de elementos finitos. Las áreas de CAD y CAE se encuentran normalmente separadas dentro de la estructura organizacional de las empresas. La combinación de la automatización de diseño y análisis por medio de optimización multi objetivo en la actual investigación ha demostrado que dichas áreas pueden ser fusionadas, convirtiendo al analista en diseñador estructural y viceversa.

9.1 DEDUCCIONES DEL DESEMPEÑO ESTRUCTURAL DEL CASO DE ESTUDIO

A partir de los resultados de la optimización se puede deducir lo siguiente:

- El incremento en el tamaño del *rocker* mejora el desempeño de la rigidez torsional y a flexión.
- La inclusión del parabrisas en los análisis de rigidez torsional muestran un incremento significativo.
- La rigidez en el marco del piso es crítico para el desempeño en análisis de flexión, torsión e impacto frontal.
- La utilización de *crash boxes* ayuda proteger deformaciones en el ensamble del piso de la estructura, debido a la absorción de la energía del impacto.
- Las uniones afiladas entre secciones de la estructura permiten grandes concentraciones de esfuerzos, por lo que se requiere utilizar refuerzos triangulares.
- El elemento es crítico en el desempeño de la rigidez torsional.
- La utilización del método descrito para el cálculo de fatiga facilitó la automatización del análisis y el consumo de un tiempo relativamente corto por cada iteración al que hubiera resultado por análisis dinámicos para cada diseño de experimentos.

9.2 OBJETIVOS LOGRADOS

Los objetivos planteados al inicio de éste trabajo fueron cumplidos en cada una de sus etapas.

9.2.1 General

Se desarrolló una metodología para disminuir el tiempo de diseño y mejorar la calidad de un producto mediante la optimización de su desempeño utilizando análisis de elementos finitos, parametrización, automatización de procesos e integración de una serie de herramientas computacionales de diseño y análisis.

9.2.2 Específicos

A partir de una investigación exhaustiva de casos de carga para evaluar el desempeño de una estructura automotriz de vehículos comerciales, se desarrolló un conjunto de pruebas apegadas a estándares internacionales para ser aplicados sobre la metodología propuesta de optimización, y así generar funciones multi objetivo que ayuden a incrementar la seguridad y confiabilidad de la estructura mula del CarTec.

En adición a lo anterior, los resultados teóricos obtenidos por medio de análisis de elementos finitos fueron comparados con valores de vehículos comerciales para verificar su estado de confiabilidad.

Se logró hacer una integración compleja de diferentes tipos de análisis y diferentes paquetes de ingeniería asistida por computadora.

9.3 TRABAJOS FUTUROS

A lo largo de éste trabajo se remarcaron áreas mejora como complemento:

- Optimización que combine topología con topografía y tamaño, así como selección de materiales para láminas estampadas para el siguiente nivel de diseño de la estructura.
- Análisis de manejabilidad para el modelo completo del vehículo con diferentes casos de carga como frenado, aceleración, vuelta pronunciada, etc. además de la generación de una carretera virtual que represente condiciones semejantes a las del pavimento en las ciudades principales de México.
- Inclusión de impactos laterales, traseros, en ángulo y de barreras con offset, así como el modelo de un maniquí con columna colapsable, bolsa de aire y cinturón de seguridad, considerando el posicionamiento de motor, radiador, sistema de escape, sistema de dirección, vidrios y puertas.
- Simulación del proceso de manufactura y ensamble de cada componente, desde soldaduras, juntas atornilladas, utilización de adhesivos y gomas para empaques, etc.
- Utilización de un *cluster* para incluir un número más grande de diseño de experimentos.
- Exploración de otras cualidades de optimización de ModeFRONTIER.

APÉNDICE 1

CREACIÓN DE LOS MODELOS FEA EN HYPERMESH

La importación de la geometría se realiza por medio de *Files – import – GEOM – UG – import*.

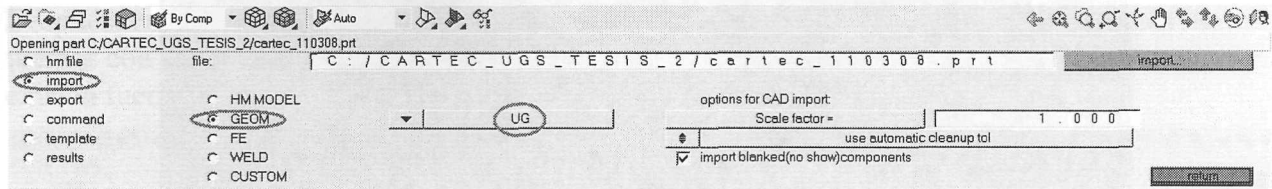


Fig. A1.1 Importación de geometría.

Paso seguido, se crea el colector de material por medio de *Collectors – Create – Materials*, y se ingresan las propiedades del material.

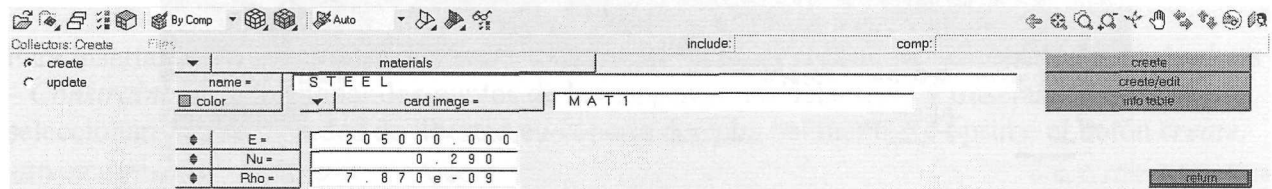


Fig. A1.2 Creación de material.

Para generar la superficie media, la función *midsurface* se encuentra dentro del menú Geom, se selecciona cada sólido por separado.

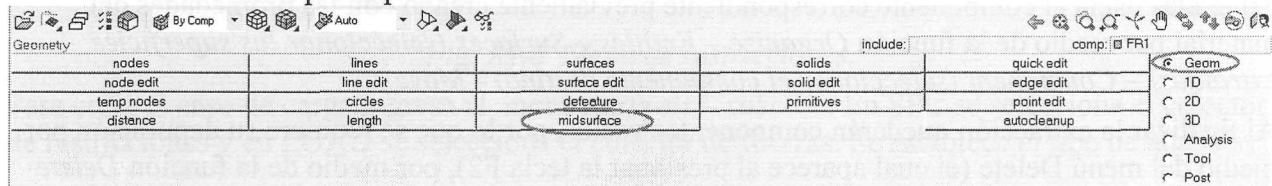


Fig. A1.3 Midsurface.

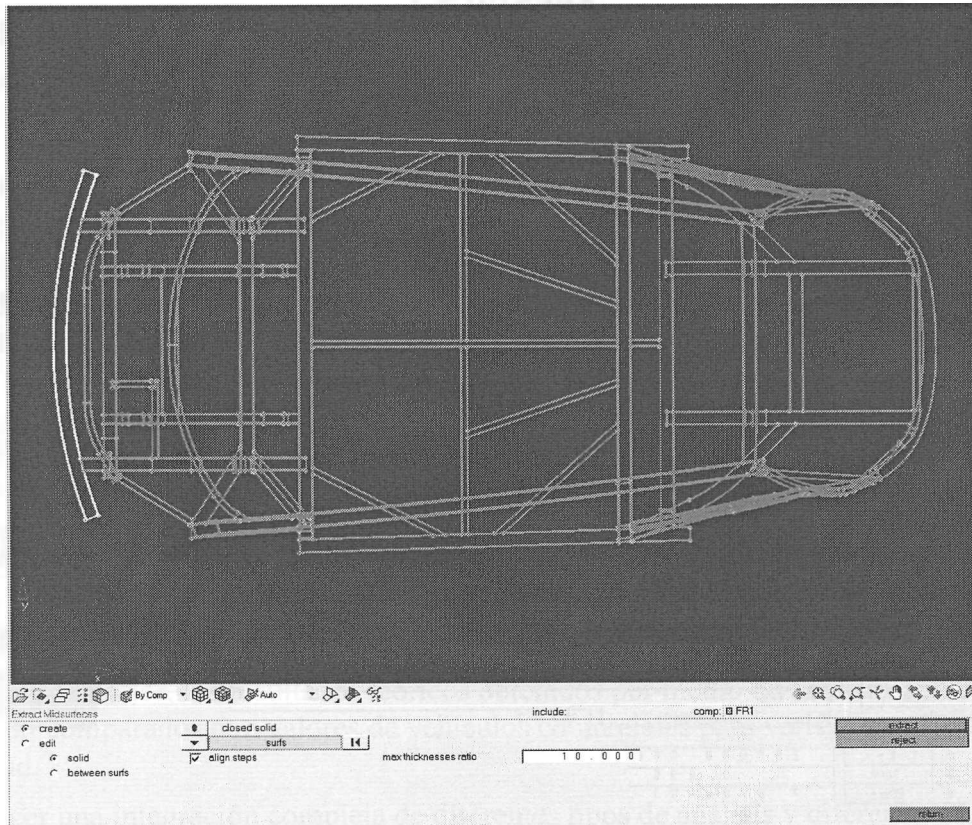


Fig. A1.4 Menú de extracción para la superficie media.

Una vez extraída la superficie media de un componente individual, se mueven las superficies generadas hacia el componente correspondiente previamente creado con las propiedades del material por medio de la función *Organize – Entities – Surfaces (seleccionar las superficies extraídas) – Component (seleccionar el componente destino) – Move*.

Al finalizar la extracción quedarán componentes vacíos, por lo que se requiere su depuración por medio del menú *Delete* (el cual aparece al presionar la tecla F2), por medio de la función *Delete – comps (seleccionar componentes vacíos) – Delete entity*.

Los puntos fijos se agregan mediante la función *Point edit – add – at cursor point*, haciendo click en donde se quiera ubicar el punto sobre una superficie, dentro del menú *Geom*.

La malla se crea mediante la función *automesh (menú 2D)*, por medio de la optimización del índice de calidad de malla con *QI Optimize*. Se selecciona el tipo de elemento y su orden.

Las fuerzas se crean en el menú de colectores bajo el tipo *load collectors* y sin *card image* con el nombre de “Loads”. Se realiza el mismo procedimiento para las restricciones con el nombre de “Constraints”.

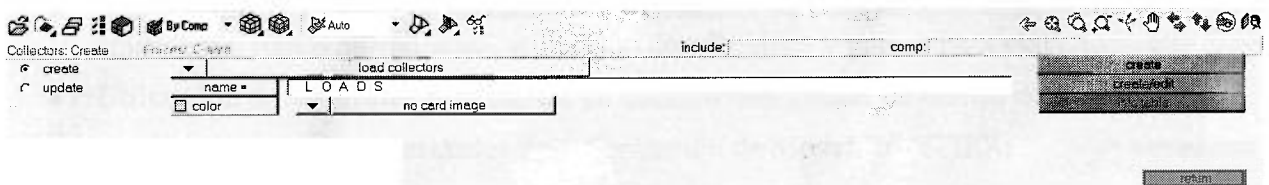


Fig. A1.5 Menú de colectores.

El colector de fuerzas se activa presionando la tecla G para ingresar al panel Global. Sobre *loadcol* se selecciona “Loads”.

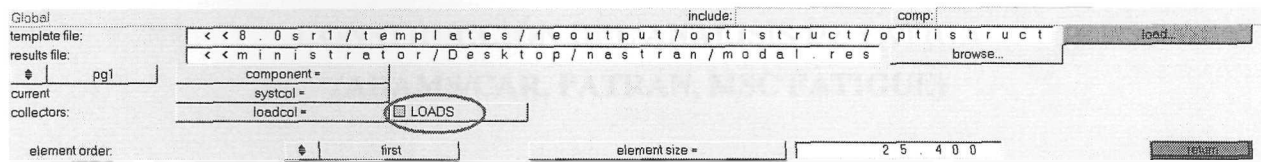


Fig. A1.6 Panel Global.

Después, en el menú de *Analysis – Forces* se seleccionan los puntos en donde se aplicarán las fuerzas con su magnitud correspondiente y se oprime el botón *create*. Se repite el proceso si existen fuerzas de diferente magnitud.

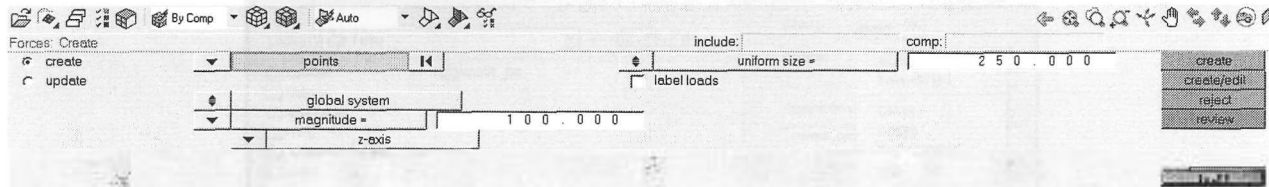


Fig. A1.7 Menú de fuerzas.

Para insertar las restricciones, se activa el colector nombrado “Constraints”. En el menú *Analysis – Constraints* se seleccionan los puntos de las suspensiones delanteras y traseras, además se seleccionan los seis grados de libertad en la parte derecha del menú. Se oprime el botón *create*.

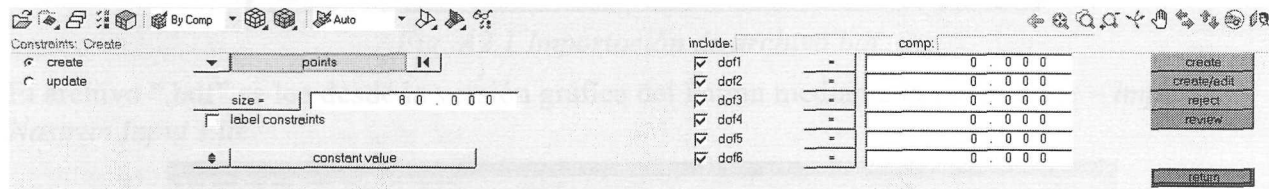


Fig. A1.8 Menú de restricciones.

Para crear el caso de carga ingresa al menú *Analysis – subcase*. En SPC se selecciona el colector de restricciones y en LOAD se selecciona el colector de fuerzas. Se establece el tipo de análisis.

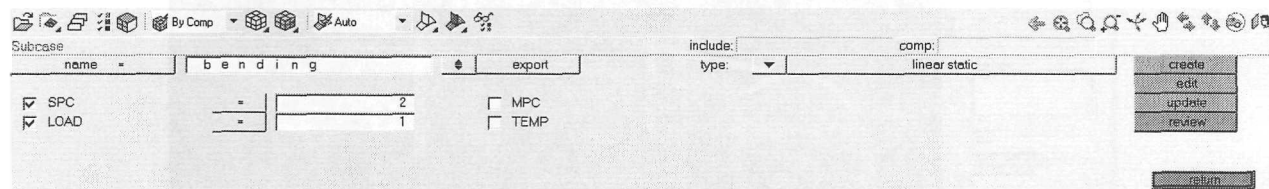


Fig. A1.9 Menú Casos de Carga.

APÉNDICE 2

CONSTRUCCIÓN DEL ANÁLISIS DE FATIGA (ADAMS/CAR, PATRAN, MSC FATIGUE)

En Hypermesh se exporta el modelo mallado en formato de entrada para el solver de Nastran (.bdf) por medio de *export – template – Nastran general*.

En Patran se crea una nueva base de datos en *File – New*, y se ingresa el nombre.

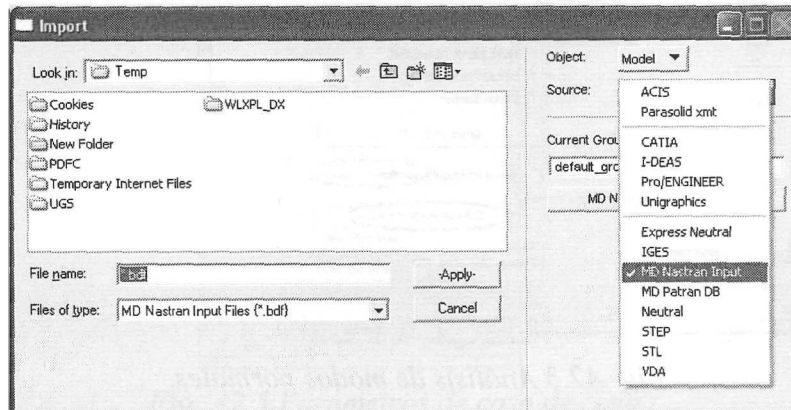


Fig. A2.1 Importación de archivo bdf.

El archivo “.bdf” se lee desde la versión gráfica del Patran mediante la función *file – import – Nastran Input File*.

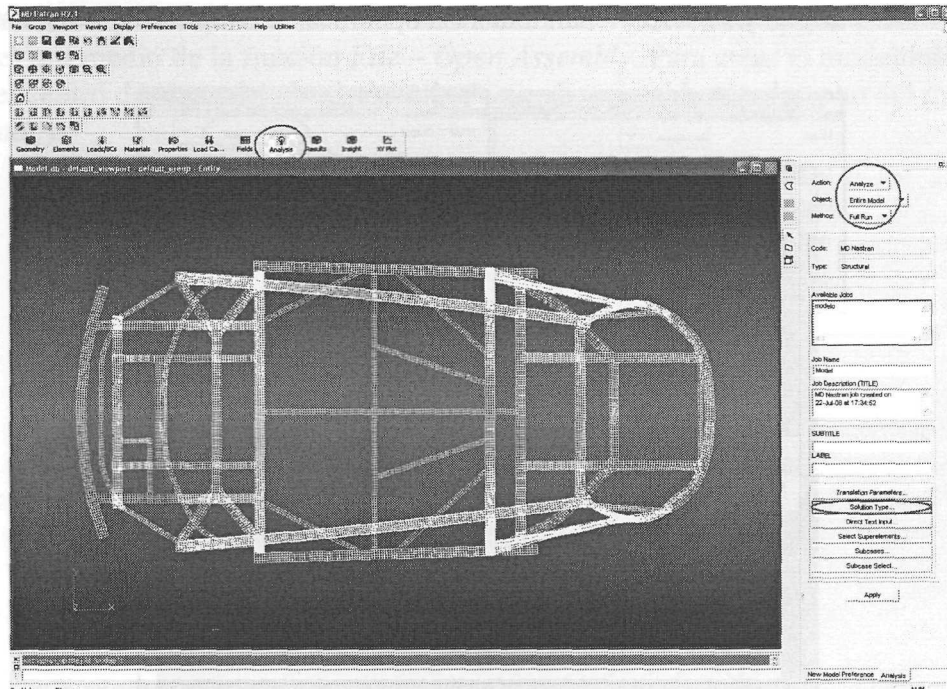


Fig. A2.2 Menú de analisis.

Después de importar el archivo bdf, se ingresa al menú *Analysis*, con las opciones de *Analyze – Entire Model – Full Run*, y se presiona el botón *Solution Type*. Aquí se despliega un menú con diferentes tipos de análisis. Se escoge la opción de *Normal Modes* y se presiona el botón *Solution Parameters*.

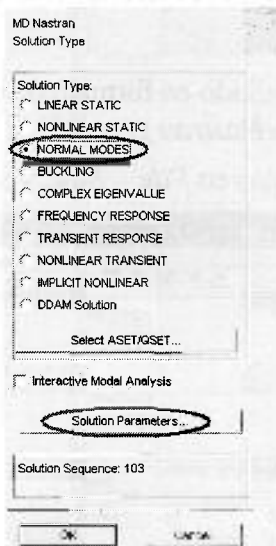


Fig. A2.3 Análisis de modos normales.

Aparece una nueva ventana, en donde se dejan los valores por default. En la parte inferior se presiona el botón que dice *ADAMS Preparation*. En la siguiente ventana se ingresan los valores que muestra la figura 4.23, esto es para definir las unidades y el tipo de salida de archivo MNF (Modal Neutral File) con los primeros 40 modos normales. Se palomea la opción de *Create .out (OP2 file) for MSC.Fatigue* y se seleccionan todas las opciones en *Output Requests*, así como el grupo por default.

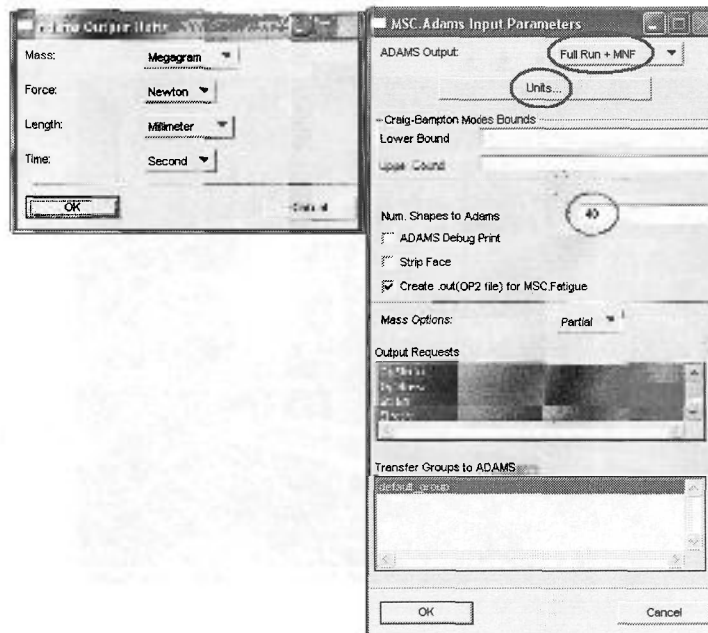


Fig. A2.4 Preparación para ADAMS.

Nuevamente nos encontramos en el menú principal de análisis. Aquí se presiona el botón *Subcases*, se seleccionan los grupos que vienen por *Default* y se presiona el botón *Subcase Parameters*. Se ingresa el número 40 en la sección de *Number of Desired Roots*, *Ok* y *Apply*.

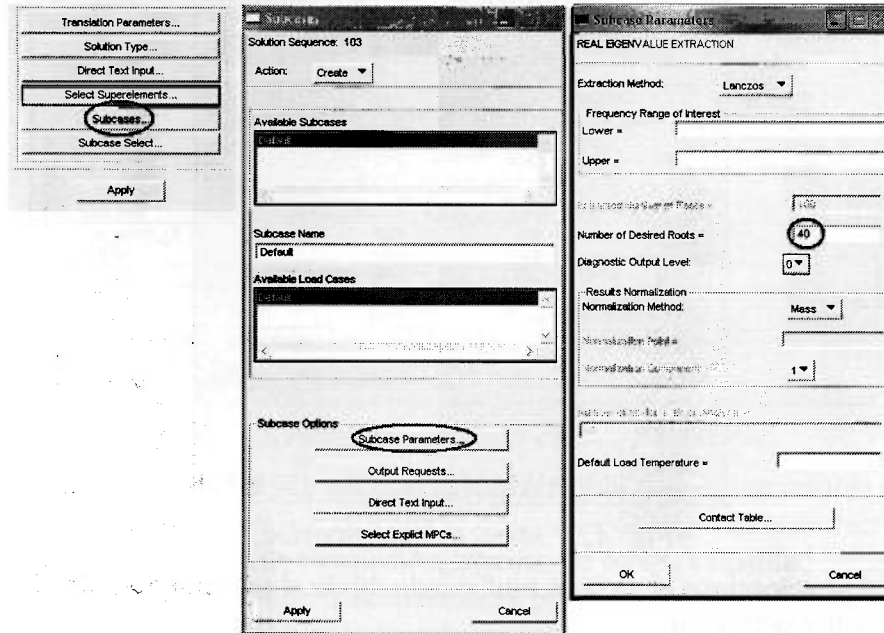


Fig. A2.5 Parámetros de caso de carga.

Por último se presiona el botón *Apply* en el menú de *Analysis*, para correr el solucionador de Nastran. Así pues se crean dos archivos de salida; archivo.mnf para Adams/Car, y archivo.op2 para MSC.Fatigue.

Dentro de Adams/Car se abre el ensamblaje del modelo del vehículo completo (creado previamente) por medio de la función *File – Open Assembly*. Para crear el modelo flexible se selecciona el centro de masa del chasis, y se le da un clic con el botón derecho del mouse y se presiona *Modify*.

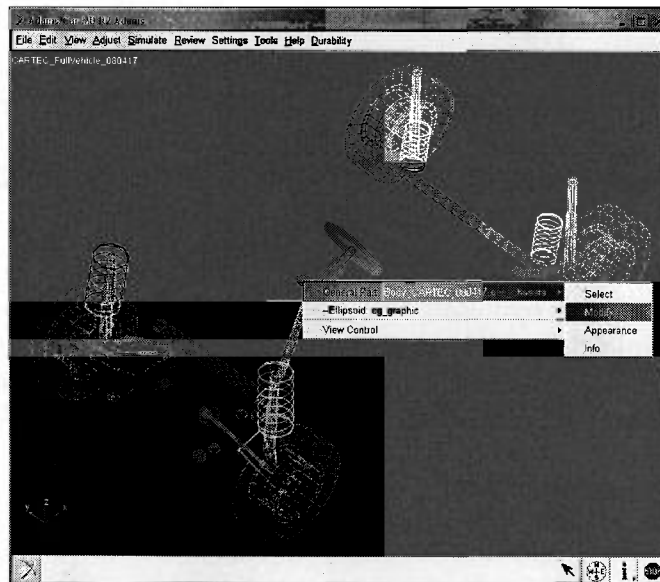


Fig. A2.6 Modelo de cuerpo rígido en Adams/car.

Se despliega una ventana, en la cual se ingresa a la opción *Rigid to Flex*.

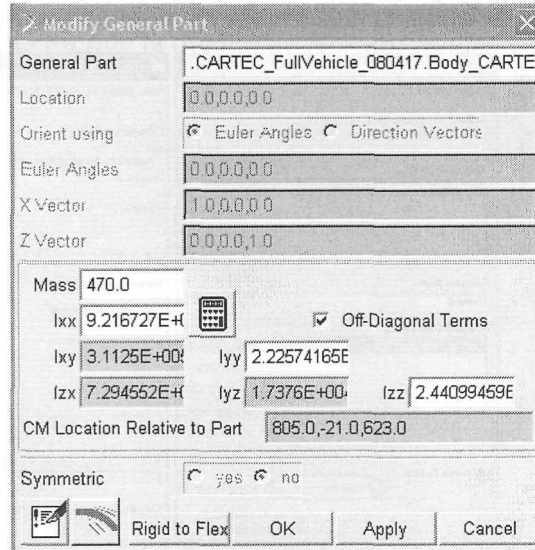


Fig. A2.7 Menú de modificación.

En el menú actual se selecciona el archivo.mnf creado desde el solucionador de Nastran, y se selecciona la pestaña *Connections*.

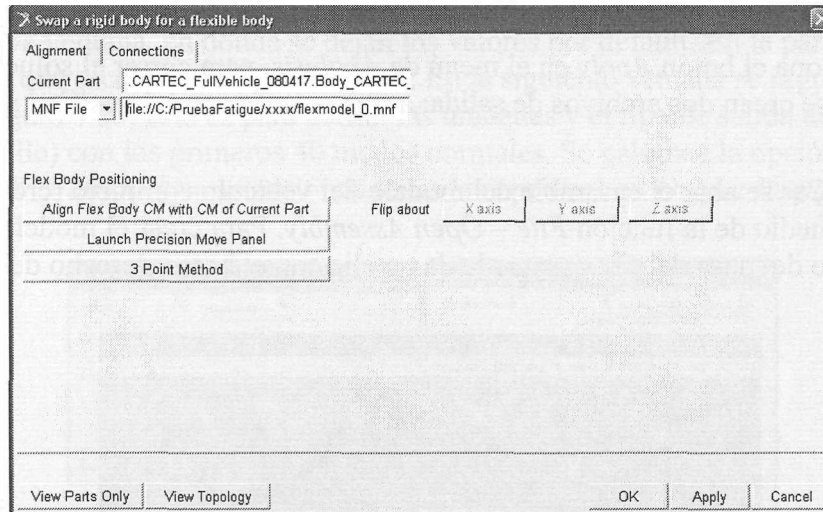


Fig. A2.7 Menú para inserción de cuerpo flexible.

Es necesario mantener constantes la posición de los hard points, puesto que pertenecen a un estudio de dinámica previamente realizado, esto mediante la función *Preserve location*. Para mantener los parámetros iniciales de las juntas (joints) del modelo en Adams es necesario utilizar la función de *Preserve expression*, en el cual se calculan automáticamente sus nuevas posiciones para que obtengan el mismo funcionamiento de ser necesario.

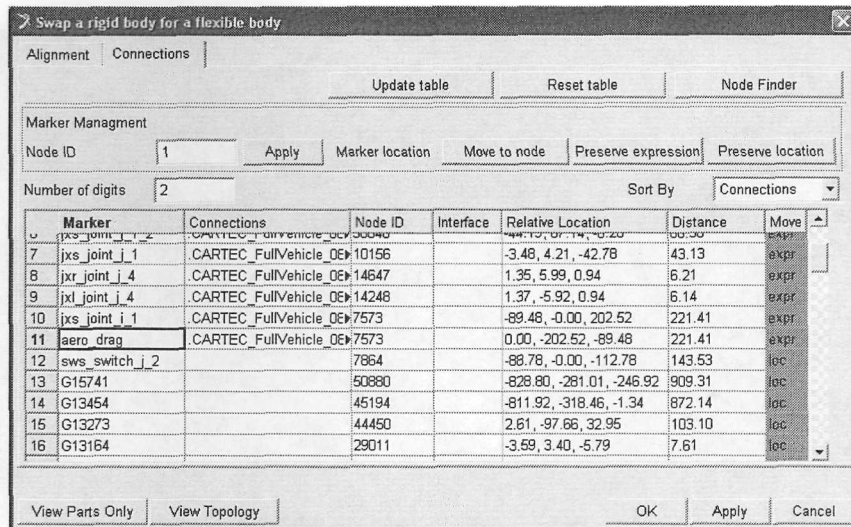


Fig. A2.8 Menú para inserción de cuerpo flexible.

En el *Command Navigator* se procede a borrar el chasis rígido para evitar errores en la simulación. Después bajo *Simulate – Full Vehicle Analysis – Straight Line Events – Acceleration* se ingresan los valores de tiempo de simulación, número de pasos, velocidad inicial, tiempo de arranque, velocidad final, duración de la aceleración y posición de la palanca de velocidades. Además, se generó una pista en 3D con la función de generador de pistas en *Adams/car*, la cual se divide en dos ondas senoidales con longitudes de onda y amplitudes variables, una creciente y la otra decreciente. Dicha pista se agrega en *Road Data File*.

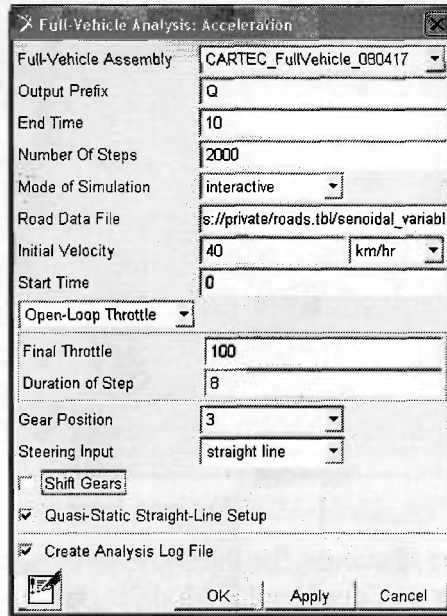


Fig. A2.9 Simulación de aceleración con terreno sinuoso.

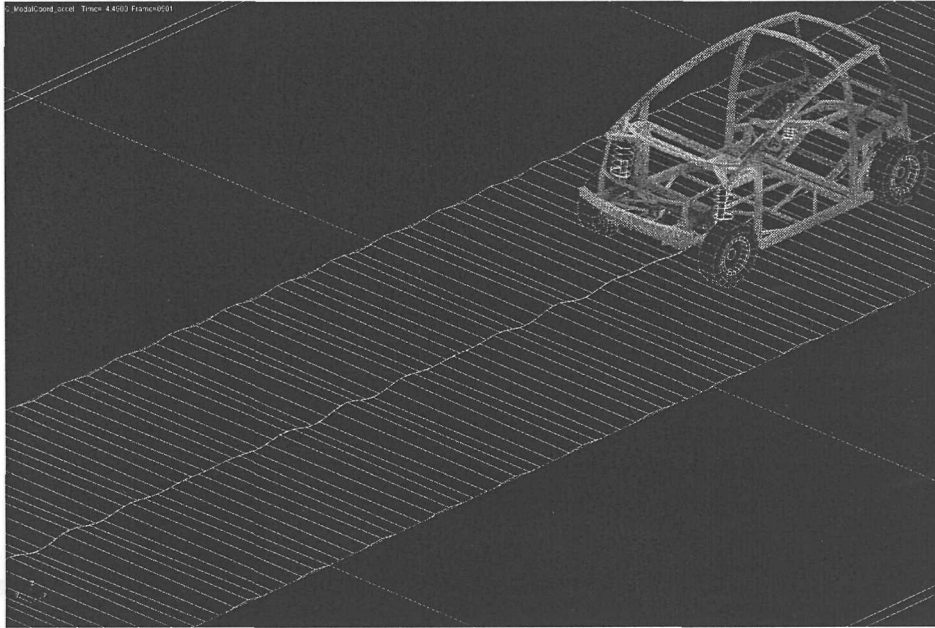


Fig. A2.10 Simulación de aceleración con terreno sinuoso.

Después de ingresar los datos para la simulación de aceleración, procede a iniciar la simulación de la circulación del vehículo sobre la pista. Una vez terminada la simulación, se ingresa al menú de MSC.Fatigue dentro de la barra de herramientas en Durabilidad para exportar las coordenadas modales.

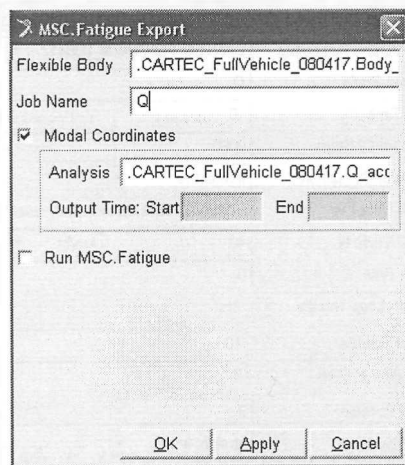


Fig. A2.11 MSC.Fatigue Export.

Dentro de éste menú se selecciona el cuerpo flexible, se escribe el nombre de las gráficas a exportar y se selecciona la opción de Coordenadas Modales. Esto permite exportar las gráficas que describen el comportamiento de la concentración de esfuerzos sobre la estructura.

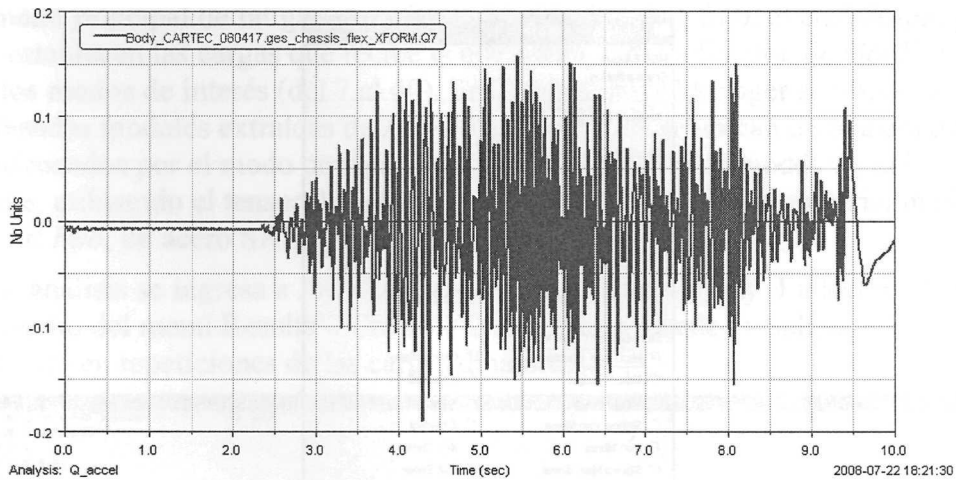


Fig. A2.12 Coordenada Modal 7.

Nuevamente se utiliza MD Patran para realizar una nueva base de datos en la cual se van a leer los resultados. Para ello se utiliza el panel de análisis, seleccionando las opciones de *Access Results*, *Read Output2* y *Both* para *Action*, *Object* y *Method* respectivamente. Se presiona el botón de *Apply* para su importación.

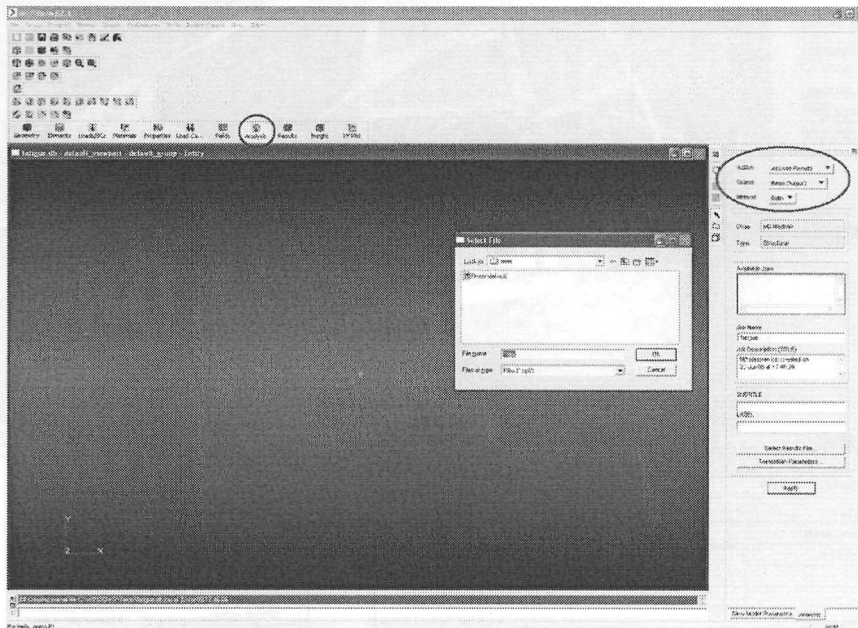


Fig. A2.13 Acceso de resultados.

Después se ingresa al menú de fatiga por medio de *Tools – MSC.Fatigue – Main Interface*.

Aquí se especifica el tipo de análisis de iniciación de grieta ubicada en los nodos a partir de la concentración de esfuerzos en MPa. Se presiona el botón de *Solution Parameters* para especificar el tipo de análisis Smith – Watson – Topper con plasticidad de Neuber. Se utiliza la combinación de esfuerzos máximos principales.

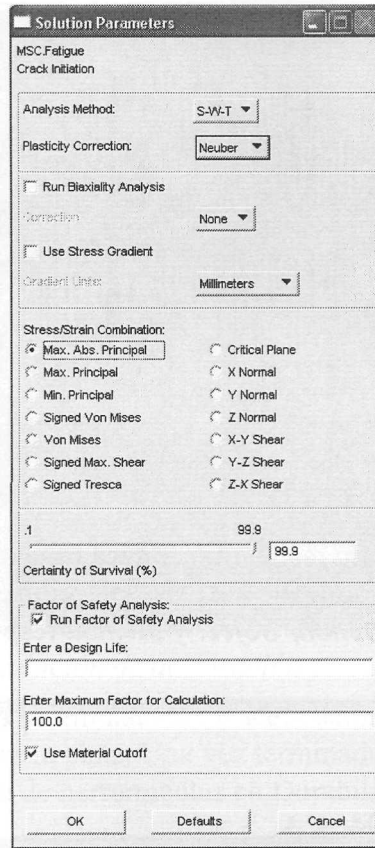


Fig. A2.14 Construcción del análisis de fatiga.

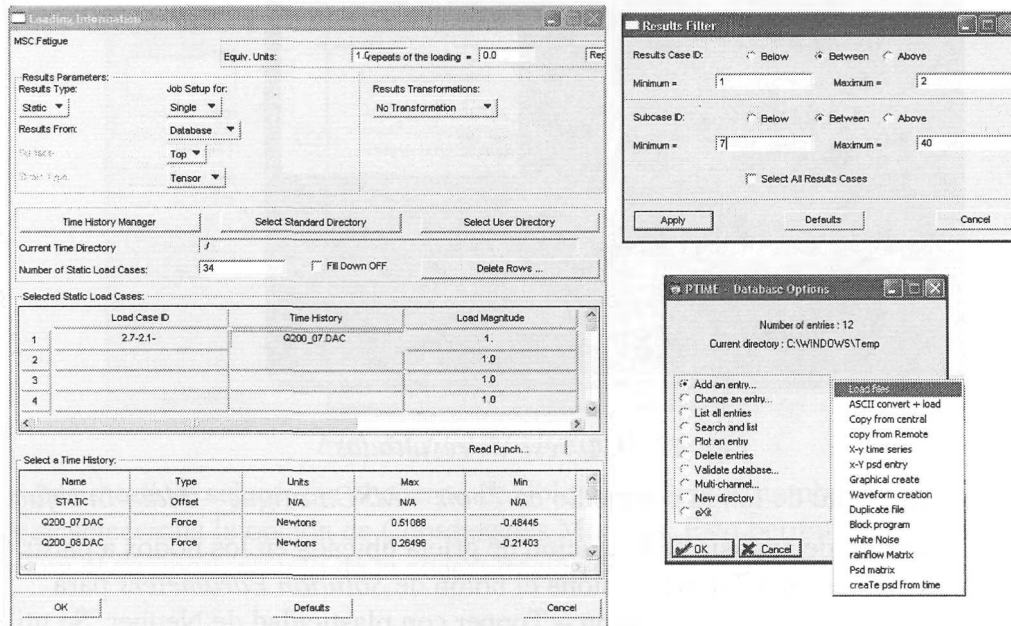


Fig. A2.15 Establecimiento de cargas cíclicas.

Dentro del menú principal de fatiga se presiona el botón *Loading Info*, el cual despliega un menú en donde se establecen las cargas que recibe la estructura. Con la función de *Get/Filter Results* se especifican los modos de interés (del 7 al 40). En Time History Manager se importan las gráficas de las coordenadas modales extraídas de ADAMS. Las cargas se ubican de manera que los esfuerzos provocados por el modo normal 7 contenga la coordenada modal 7 y así sucesivamente, utilizando el tensor de esfuerzos. Por último se define el material mediante el botón *Material Info*, un acero SAE1018 rolando en frío.

Para correr el análisis se ingresa a *Job Control – Full Analysis – Apply*. La lectura de resultados se hace por medio del menú *Results – Create – Quick Plot*, y puede visualizar el daño recibido o el tiempo de vida en repeticiones de las cargas dinámicas.

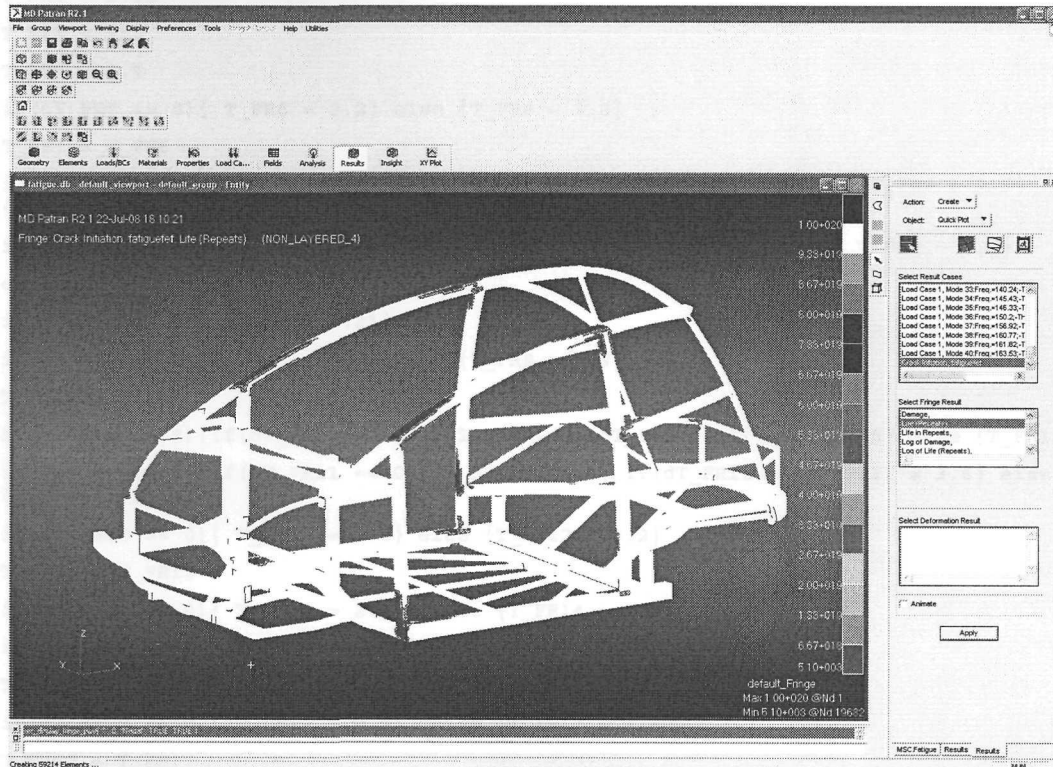


Fig. A2.16 Resultados de daño acumulado.

APÉNDICE 3

PROGRAMACIÓN DEL NODO DE LÓGICA PARA MODE FRONTIER 4.0

El nodo de lógica contiene la siguiente programación:

```
T_FR1 = 1.21
T_FR2 = 1.52
T_FR3 = 1.52
T_FR4 = 1.9
T_FR5 = 1.9
if(dT_FR6 == 0){ T_FR6 = 3.2} else {T_FR6 = 3.6}
T_FR7 = T_FR6
if( HFR8 == 50.8 ){if(dT_FR8 == 0){ T_FR8 = 1.21} if(dT_FR8 == 1){ T_FR8 = 1.9} else
{T_FR8=2.4}}
if( HFR8 == 76.2 ){if(dT_FR8 == 0){ T_FR8 = 3.6} if(dT_FR8 == 1){ T_FR8 = 3.6}
else { T_FR8 = 4.8}}
if(dT_FR9 == 0){ T_FR9 = 1.21}
if(dT_FR9 == 1){T_FR9 = 1.52} else {T_FR9 = 1.9}
T_FR10 = 2.66
if(HFR11==50.8){if(dT_FR11==0){T_FR11=2.4} if(dT_FR11==1){T_FR11=2.8} else {T_FR11=3.2}}
if(HFR11==76.2){if(dT_FR11 == 0){ T_FR11 = 3.6} if(dT_FR11==1){T_FR11 = 3.6} else
{T_FR11=4.8}}
if(dT_FR12 == 0){ T_FR12 = 2.8} else {T_FR12 = 3.2}
T_FR13 = T_FR12
if(dT_FR14 == 0){ T_FR14 = 1.21} else {T_FR14 = 1.52}
if(dT_FR15 == 0){ T_FR15 = 0.91} else {T_FR15 = 1.21}
T_FR16 = T_FR15
if(dT_FR17 == 0){ T_FR17 = 0.91} else {T_FR17 = 1.52}
T_FR18 = T_FR17
if(HFR19 == 25.4){
    if(dT_FR19 == 0){ T_FR19 = 1.52}
    if(dT_FR19 == 1){ T_FR19 = 2.4}
    else { T_FR19 = 3.4}}
if(HFR19 == 50.8){
    if(dT_FR19 == 0){ T_FR19 = 1.21}
    if(dT_FR19 == 1){ T_FR19 = 1.52}
    else { T_FR19 = 1.9}}
T_FR20 = T_FR19
T_FR21 = 4
T_FR22 = 4
T_FR23 = 4
T_FR24 = 4
T_FR25 = 3.2
T_FR26 = 3.2
```



```

if(dT_FR27 == 0){ T_FR27 = 2.8} else {T_FR27 = 3.2}
T_FR28 = T_FR27
if(HFR29 == 50.8){if(dT_FR29 == 0){ T_FR29 = 2.4} if(dT_FR29 == 1){ T_FR29 = 2.8}
if(dT_FR29 == 2){ T_FR29 = 3.2}}
if(HFR29 == 76.2){if(dT_FR29 == 0){ T_FR29 = 3.6} if(dT_FR29 == 1){ T_FR29 = 3.6}
if(dT_FR29 == 2){ T_FR29 = 4.8}}
T_FR30 = 0.91
T_FR31 = 0.91
T_FR32 = 1.9
T_FR33 = 4
T_FR34 = 4
T_FR35 = 0.91
T_FR36 = 1.9
if(HFR37 == 50.8){if(dT_FR37 == 0){ T_FR37 = 2.4} if(dT_FR37 == 1){ T_FR37 = 2.8}
if(dT_FR37 == 2){ T_FR37 = 3.2}}
if(HFR37 == 76.2){if(dT_FR37 == 0){ T_FR37 = 3.2} if(dT_FR37 == 1){ T_FR37 = 3.6}
if(dT_FR37 == 2){ T_FR37 = 4.8}}
T_FR38 = T_FR37
T_FL1 = 4.78
T_FL2 = 3.6
T_FL3 = 3.6
T_FL4 = 4
T_FL5 = 4
T_FL6 = 3.4
T_FL7 = 3.4
T_FL8 = 3.4
T_FL9 = 3.4
T_FL10 = 3.4
T_FL11 = 3.4
T_FL12 = 3.4
T_FL13 = 3.4
T_FL14 = 3.4
T_FL15 = 3.4
T_RR1 = 4
T_RR2 = 4
if(dT_RR3 == 0){ T_RR3 = 2.8} else {T_RR3 = 3.2}
T_RR4 = T_RR3
if(dT_RR5 == 0){ T_RR5 = 2.8} else {T_RR5 = 3.2}
T_RR6 = T_RR5
if(dT_RR7 == 0){ T_RR7 = 2.8} else {T_RR7 = 3.2}
T_RR8 = T_RR7
if(dT_RR9 == 0){ T_RR9 = 2.8} else {T_RR9 = 3.2}
if(HRR10 == 25.4){
    if(dT_RR10 == 0){ T_RR10 = 1.52}
    if(dT_RR10 == 1){ T_RR10 = 2.4}
    if(dT_RR10 == 2){ T_RR10 = 3.4}}
if(HRR10 == 50.8){

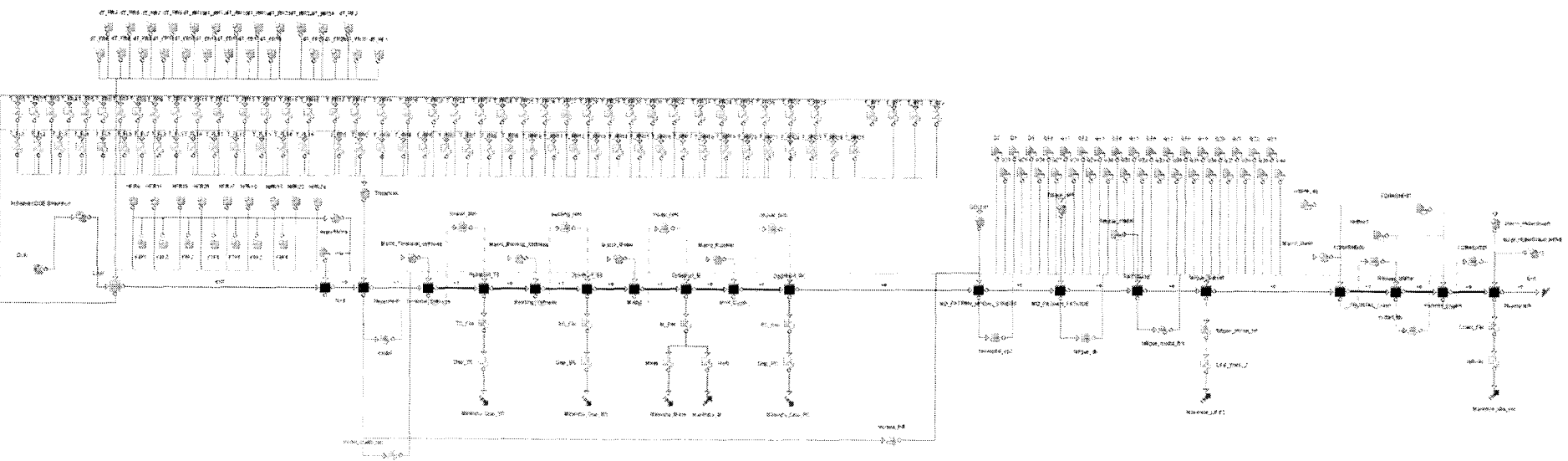
```

```

        if(dT_RR10 == 0){ T_RR10 = 1.21}
        if(dT_RR10 == 1){ T_RR10 = 1.52}
        if(dT_RR10 == 2){ T_RR10 = 1.9}}
T_RR11 = T_RR10
if(dT_RR12 == 0){ T_RR12 = 3.2} else {T_RR12 = 3.6}
T_RR13 = 3.4
T_RR14 = 3.4
if(HRR15 == 25.4){
        if(dT_RR15 == 0){ T_RR15 = 1.52}
        if(dT_RR15 == 1){ T_RR15 = 2.4}
        if(dT_RR15 == 2){ T_RR15 = 3.4}}
if(HRR15 == 50.8){
        if(dT_RR15 == 0){ T_RR15 = 1.21}
        if(dT_RR15 == 1){ T_RR15 = 1.52}
        if(dT_RR15 == 2){ T_RR15 = 1.9}}
T_RR16 = T_RR15
T_RR17 = 0.91
T_RR18 = 0.91
if(dT_RR19 == 0){ T_RR19 = 1.21} else {T_RR19 = 1.52}
T_RR20 = T_RR19
if(dT_RR21 == 0){ T_RR21 = 1.21}
else {T_RR21 = 1.52}
if(HRR22 == 25.4){
        if(dT_RR22 == 0){ T_RR22 = 1.52}
        if(dT_RR22 == 1){ T_RR22 = 2.4}
        if(dT_RR22 == 2){ T_RR22 = 3.4}}
if(HRR22 == 50.8){
        if(dT_RR22 == 0){ T_RR22 = 1.21}
        if(dT_RR22 == 1){ T_RR22 = 1.52}
        if(dT_RR22 == 2){ T_RR22 = 1.9}}
T_RR23 = T_RR22
if(HRR24 == 25.4){
        if(dT_RR24 == 0){ T_RR24 = 1.52}
        if(dT_RR24 == 1){ T_RR24 = 2.4}
        if(dT_RR24 == 2){ T_RR24 = 3.4}}
if(HRR24 == 50.8){
        if(dT_RR24 == 0){ T_RR24 = 1.21}
        if(dT_RR24 == 1){ T_RR24 = 1.52}
        if(dT_RR24 == 2){ T_RR24 = 1.9}}
T_RR25 = T_RR24
if(dT_RF1 == 0){ T_RF1 = 1.52}
else {T_RF1 = 1.9}
if(dT_RF2 == 0){ T_RF2 = 1.52}
else {T_RF2 = 1.9}
T_RF3 = 1.9
T_RF4 = 1.9

```


APÉNDICE 4
DIAGRAMA DE FLUJO DEL MODELO DE
OPTIMIZACIÓN
EN MODE FRONTIER 4.0



Tecnológico de Monterrey, Campus Monterrey



30002007188196

<http://biblioteca.mty.itesm.mx>