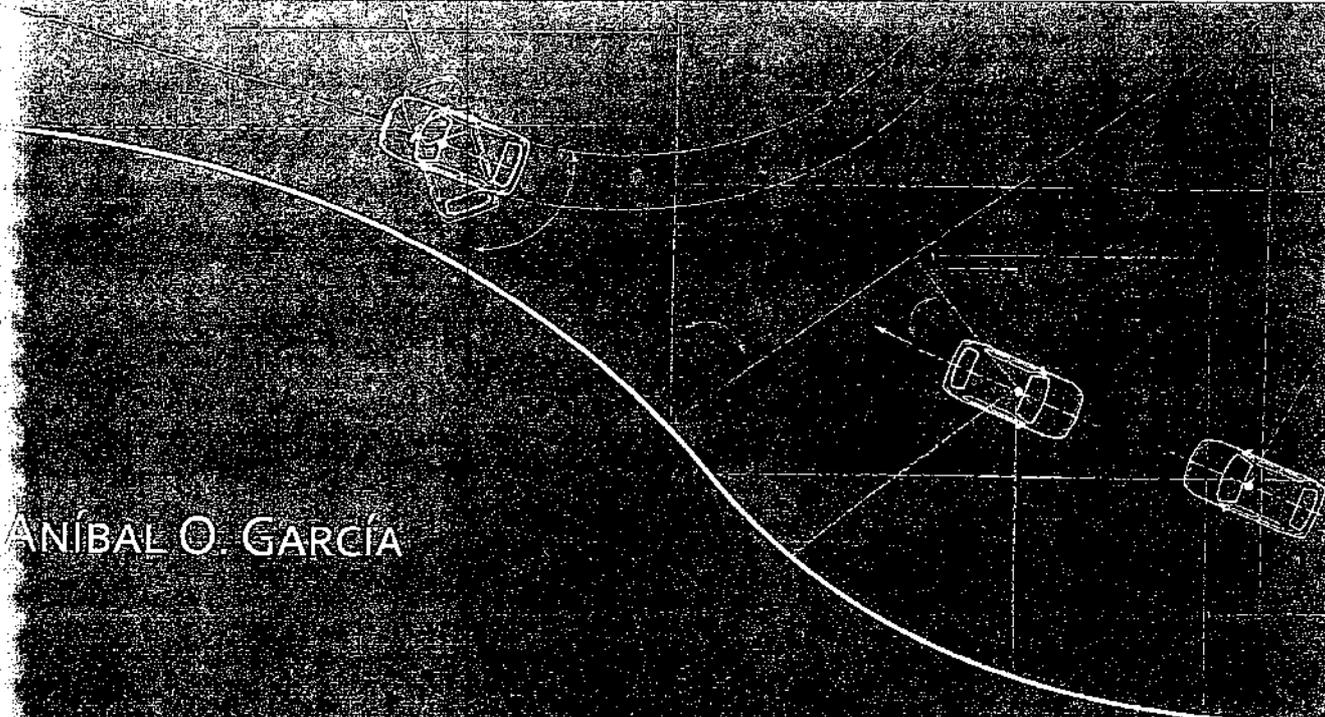


A technical drawing on a green background showing a road curve. Three cars are depicted in wireframe style, positioned at different points along the curve. Dashed lines and arrows indicate the trajectory and movement of the vehicles, suggesting a reconstruction of an accident scene.

ANÍBAL O. GARCÍA

ACCIDENTES DE TRÁNSITO

INVESTIGACIÓN Y RECONSTRUCCIÓN

A technical drawing on a grid background showing a road curve. Three cars are depicted at different points along the curve, illustrating a traffic accident reconstruction scenario. The drawing uses white lines on a dark, textured background.

ANÍBAL O. GARCÍA

ACCIDENTES DE TRÁNSITO

INVESTIGACIÓN Y RECONSTRUCCIÓN

ACCIDENTES DE TRÁNSITO

INVESTIGACIÓN Y RECONSTRUCCIÓN

García, Aníbal O.:

ACCIDENTES DE TRÁNSITO: Investigación y Reconstrucción

1a ed. - Buenos Aires: Nueva Librería, 2011.

432 págs. 24 X 18 cm.

ISBN 978-987-1104-55-0

1. Accidentes de Tránsito. 2. Investigación Forense. I. Título

CDD 363.125

© 2011 - Aníbal O. García
agarcia@perarg.com.ar

© 2011 - Nueva Librería

Diseño e ilustraciones: Lado Visual (Julia García | Sonia Alejandra García)

Diseño de tapa: Lado Visual (Julia García | Sonia Alejandra García)

Fotografía: Lado Visual

ISBN 978-987-1104-55-0

Hecho en el depósito que marca la Ley 11.723

Derechos reservados.

Impreso en Argentina, 2011.

No se permite la reproducción total o parcial de este libro, así como tampoco su incorporación a un sistema informático, ni su transmisión en cualquier forma o por cualquier medio, sea este electrónico, mecánico, por fotocopia, por grabación u otros métodos, sin el permiso previo y escrito del titular del *copyright*. La violación de este derecho hará pasible a los infractores de las penas previstas en la ley 11.723, ley 25.446 y el Código Penal de la Nación Argentina.

ACCIDENTES DE TRÁNSITO

INVESTIGACIÓN Y RECONSTRUCCIÓN

Anibal O. García

nl nueva
librería

*A Julián Agustín y
Rocío Martina,
que merecen un mundo mejor.*

AGRADECIMIENTOS

Este libro es el producto de años de ejercicio profesional, investigación y docencia, compartidos con colegas de diversos ámbitos de las Ciencias Forenses, sin los cuales no hubiera sido posible llegar hasta aquí. Vaya mi agradecimiento a todos ellos.

Al siempre presente Ernesto N. Martínez, con su humilde sabiduría; un *maestro* del que tanto me hubiera gustado ser su discípulo.

A Daniel A. Ivaldi, Gustavo P. Galmés y Luis M. Ance, que con su consejo, su crítica y su aporte impulsaron la difusión de estos temas, y alentaron la publicación de este libro.

Al colega y amigo Ángel Rodolfo Alessio, que tomó desinteresadamente sobre sus hombros, la pesada carga de leer y mejorar los borradores.

A Patricia Caro, por el apoyo de siempre y su aporte desinteresado.

A Julia y Sonia, que pusieron su mejor saber, el entusiasmo y cariño, para que los textos y los gráficos luzcan como lucen.

A Meri, que toleró hasta comprender mi locura.

Anibal O. García
Buenos Aires, Agosto de 2011.

CONTENIDO

PRÓLOGO	XV
NOMENCLATURA	XXI
<i>Magnitudes / Subíndices</i>	
1. INVESTIGACIÓN Y RECONSTRUCCIÓN	1
1.1 LA INGENIERÍA FORENSE	3
1.1.1 <i>La ingeniería en el ámbito forense / 1.1.2 Sinistralidad vial e ingeniería forense</i>	
1.2 LA INVESTIGACIÓN	11
1.2.1 <i>La formación de la evidencia / 1.2.2 Tipos y fuentes de rastros / 1.2.3 La colecta de rastros en el escenario / 1.2.4 Colecta de rastros fuera del escenario / 1.2.5 El testimonio oral / 1.2.6 La imagen como rastro / 1.2.7 La construcción de la evidencia</i>	
1.3 LA RECONSTRUCCIÓN	25
1.3.1 <i>El modelo del siniestro / 1.3.2 Certeza y precisión / 1.3.3 Reconstrucción y simulación</i>	
1.4 LA PRESENTACIÓN DE LOS RESULTADOS	33
1.4.1 <i>El informe forense / 1.4.2 Lenguajes de comunicación / 1.4.3 La animación del hecho construido / 1.4.4 Evitar las calificaciones</i>	
1.5 MÉTODOS DE MEDICIÓN	41
1.5.1 <i>Coordenadas ortogonales / 1.5.2 El método de triangulación / 1.5.3 Medición de curvas / 1.5.4 Medición de desnivel / 1.5.5 Fotografiado</i>	
1.6 LAS CIENCIAS DE LA INGENIERÍA	49
1.6.1 <i>Las ciencias básicas y las ciencias técnicas / 1.6.2 Las ciencias técnicas en ingeniería forense / 1.6.3 La mecánica en las ciencias biológicas</i>	
2. LA BASE FÍSICA DEL MOVIMIENTO Y DE LA COLISIÓN	59
2.1 EL SISTEMA COMO UNIDAD DE ANÁLISIS	61
2.2 CENTRO DE MASA. INERCIA	63
2.3 EL SISTEMA DE REFERENCIA. TERNA FIJA Y MÓVIL	67
2.4 CANTIDAD DE MOVIMIENTO	69
2.5 EL CUERPO COMO PARTÍCULA	73
2.6 ENERGÍA CINÉTICA Y TRABAJO MECÁNICO	77
2.7 FUERZA	79
2.8 PRINCIPIOS CONSERVATIVOS	81
2.9 CONSISTENCIA DEL CONJUNTO DE PARÁMETROS	85

3. EL MOVIMIENTO DESCONTROLADO	89
3.1 EL MOVIMIENTO Y EL DESCONTROL	91
3.11 <i>El movimiento en el plano</i> / 3.12 <i>De la recta a la curva</i> / 3.13 <i>La trayectoria curva</i> / 3.14 <i>El movimiento descontrolado en curva</i>	
3.2 EL CONTACTO NEUMÁTICO - PAVIMENTO	101
3.21 <i>El contacto en el desplazamiento longitudinal</i> / 3.22 <i>El contacto en el desplazamiento lateral</i> / 3.23 <i>Influencia del agua en el pavimento</i>	
3.3 EL FENÓMENO DEL FRENADO	109
3.31 <i>Algunos resultados experimentales</i> / 3.32 <i>Singularidades del pavimento y de los vehículos</i> / 3.33 <i>Frenado con sistema ABS</i> / 3.34 <i>Modelización física del proceso de frenado</i> / 3.35 <i>Fenómenos transitorios</i> / 3.36 <i>La circulación previa al frenado</i> / 3.37 <i>Aspectos tecnológicos del frenado</i>	
3.4 DERRAPE Y TROMPO	127
3.41 <i>Modelo simplificado de rototraslación</i> / 3.42 <i>El criterio de Limpert para derrape</i> / 3.43 <i>La velocidad crítica de derrape</i> / 3.44 <i>Diferencia de adherencia en tracción</i> / 3.45 <i>Consideraciones sobre el movimiento descontrolado</i>	
3.5 ESTIMACIÓN DE LA ROTACIÓN INDUCIDA	147
3.6 MODELACIÓN DEL FRENADO SIN HUELLAS	151
3.7 MODELACIÓN DE ENSAYOS DE DERRAPE	159
3.71 <i>Datos e hipótesis para la modelación</i> / 3.72 <i>Un modelo representativo del derrape</i>	
4. CINEMÁTICA DE LA COLISIÓN	171
4.01 <i>El fenómeno físico de la colisión</i> / 4.02 <i>Sistemas de dos cuerpos</i> / 4.03 <i>Sistema de cuerpos múltiples</i> / 4.04 <i>La colisión como sistema</i> / 4.05 <i>Colisiones ideales y reales</i>	
4.1 LA COLISIÓN COLINEAL	183
4.11 <i>Análisis de ingeniería del impacto</i> / 4.12 <i>La colisión colineal</i> / 4.13 <i>El trabajo mecánico de deformación</i> / 4.14 <i>La restitución</i> / 4.15 <i>Modelo físico de colisión contra barrera</i> / 4.16 <i>Análisis de la colisión colineal</i> / 4.17 <i>Solución general de la colisión colineal</i>	
4.2 LA COLISIÓN OBLICUA	199
4.21 <i>Análisis de colisiones cuasi colineales</i> / 4.22 <i>Colisión oblicua de masas puntuales</i> / 4.23 <i>Modelo general de la colisión oblicua</i>	
4.3 LA COLISIÓN EXCÉNTRICA	211
4.31 <i>Colisión frontal excéntrica</i> / 4.32 <i>Colisión lateral</i>	
4.4 ESTIMACIÓN DEL ERROR SISTEMÁTICO	221
5. DINÁMICA DE LA COLISIÓN	227
5.1 GENERALIZACIÓN DE LA COLISIÓN	229

5.2 RIGIDEZ Y DEFORMACIÓN	231
5.2.1 Ensayos de impacto / 5.2.2 Rigidez y aceleración de impacto / 5.2.3 Seguridad y reparabilidad; normas y ensayos	
5.3 ESTRUCTURAS DE DEFORMACIÓN PROGRESIVA	241
5.3.1 Modos de falla de materiales / 5.3.2 Modos de falla de materiales y de estructuras / 5.3.3 Modelación de la respuesta elástica / 5.3.4 Modelación dinámica de la respuesta elástica	
5.4 ENSAYOS DE IMPACTO (CRASH TEST)	257
5.4.1 Deformación residual / 5.4.2 Curvas de aceleración, velocidad y deformación / 5.4.3 Distribución de fuerzas durante el impacto / 5.4.4 Ensayos con ancho parcial	
5.5 ESTIMACIÓN DEL COEFICIENTE DE RESTITUCIÓN	265
5.6 MODELOS DE DEFORMACIÓN	269
5.6.1 Colisiones de muy baja velocidad / 5.6.2 El desarrollo experimental de Campbell / 5.6.3 El modelo de reconstrucción de McHenry / 5.6.4 Críticas al programa CRASH / 5.6.5 La proposición de Strother y el modelo de Prasad / 5.6.6 Aplicación de los modelos clásicos / 5.6.7 Algunas consideraciones acerca de los resultados / 5.6.8 El modelo de Wood	
5.7 LA DINÁMICA DE LA COLISIÓN	299
5.7.1 Antecedentes de un modelo dinámico / 5.7.2 Los ensayos de Lim / 5.7.3 El modelo matemático de la colisión / 5.7.4 Masa, fuerza y trabajo en la colisión / 5.7.5 Relaciones en el modelo de colisión / 5.7.6 Generalización del modelo de colisión	
5.8 APLICACIONES DE LA DINÁMICA DE LA COLISIÓN	323
5.8.1 Choques colineales entre automotores / 5.8.2 Choques de baja velocidad / 5.8.3 Reconstrucción de un siniestro complejo	
6. MODELADO Y RECONSTRUCCIÓN	341
6.1 PARA UNA METODOLOGIA DE LA RECONSTRUCCIÓN	345
6.1.1 Conceptos para la modelación matemática / 6.1.2 El método científico / 6.1.3 La ética de la investigación forense	
6.2 EL MODELO GENERAL DE LA COLISIÓN	359
6.2.1 el modelo matemático / 6.2.2 El modelo general de colisión / 6.2.3 El modelo generalizado de la colisión colineal / 6.2.4 Más allá de los límites	
6.3 CONFIGURACIONES NO COLINEALES	373
6.3.1 El antagonista desconocido / 6.3.2 Colisión parcial contra objetos fijos / 6.3.3 Colisión alineada excéntrica / 6.3.4 Consideraciones para colisiones oblicuas	
6.4 EL MODELO MATEMÁTICO Y LA RECONSTRUCCIÓN	383
6.4.1 La construcción de la evidencia / 6.4.2 Modelo del siniestro	
BIBLIOGRAFÍA	395

PRÓLOGO

Este libro nació de una necesidad; la de disponer de un texto en castellano que reúna los temas esenciales de la investigación y reconstrucción de hechos del tránsito, consolidando los últimos desarrollos a escala mundial.

Uno de los objetivos fue evitar caer en la mera traducción literal de textos. Reconociendo la importancia que tiene la lectura de los autores en sus textos originales, en lo posible en el idioma original, la experiencia nos reveló la importancia de reencuadrar los textos de los mejores autores en las singularidades de nuestra realidad. Nos convenció que en general en el tránsito y sus fallas, y en el abordaje de su estudio, está presente una suerte de idiosincracia, argentina o latinoamericana, a tener en cuenta.

De esa primera decisión nació este libro de ingeniería, que analiza cuestiones técnicas relativas a un grave problema social: el problema de los mal llamados accidentes de tránsito, que preferimos identificar con rigurosidad. Denominamos hechos o siniestros del tránsito a las colisiones en las que participan automotores y otros vehículos, y que como consecuencia, sufren daños físicos y materiales las personas.

La multiplicidad de hechos cotidianos, las consecuencias en términos de vidas perdidas, de costos materiales, etc., son problemas sociales. Y los problemas sociales son materia primordial de la sociología, encabezando a un conjunto interdisciplinario que incluye a la ingeniería. Cada disciplina aporta a diferentes componentes a la construcción del saber social sobre la siniestralidad: la educación general y específica, la organización del espacio público del tránsito (arquitectura e ingeniería vial), de las relaciones entre las personas en ese espacio (el derecho), el diseño de las máquinas desde una perspectiva de la protección de las personas, la denominada seguridad pasiva en los automóviles (ingeniería automotriz), y así de seguido.

La mayoría de estas disciplinas abordan la cuestión de la -también mal llamada- seguridad vial, como un problema de conjuntos estadísticos, para proporcionar soluciones generales a escala social. A todas ellas les preocupa la generalización de los hechos, una suerte de macroinvestigación.

Todo conjunto contiene elementos individuales e individualizables. Los miles de muertos anuales no explican, y mucho menos consuelan, a los deudos de una víctima en concreto, en un hecho concreto con protagonistas concretos, que ocurrió en un lugar y momento concretos. Para ello es necesaria una ingeniería de la microinvestigación. De eso se ocupan entre otros, la ingeniería forense y este libro.

Existe un rol asignado al ingeniero en la sociedad; dentro de ese rol se ubica en un lugar particular el ingeniero forense, cuyo desempeño está orientado a colaborar en el establecimiento y consolidación de relaciones justas entre las personas.

Con el calificativo forense parece lógico reducir el rol profesional al de un auxiliar técnico del servicio de Justicia. Por cierto que esta es una fuente de trabajo profesional interesante, pero la Ingeniería Forense trasciende al ámbito de la justicia. Cuando deja de ser una mera satisfacción de inquietudes individuales y trasciende al desempeño en el ámbito de la cosa pública, con un ejercicio en relación al Estado, pasa a ser un problema político.

Son los ingenieros forenses los más indicados para cumplir las funciones técnicas de las agencias estatales de seguridad vial, de administración del transporte de cargas y pasajeros y en las ONG's, en tanto entidades privadas de interés público.

La mayoría de los textos de este libro nacieron como apuntes, orientados a la formación inicial de jóvenes técnicos y divulgación entre los investigadores más experimentados. A lo largo de los años fueron evolucionando hasta alcanzar un grado de madurez, como textos de clase del curso de pos grado en ingeniería dictado en la Escuela Superior Técnica del Ejército Argentino.

La idea rectora es colocar a la colisión como centro del problema a investigar. Y un problema supera a un listado de recomendaciones y fórmulas. Un problema es ante todo un cuerpo conceptual que es necesario comprender, una suerte de "ingeniería de la colisión", que constituye el ABC de la ingeniería forense aplicada a la investigación y reconstrucción de los hechos del tránsito.

Resulta paradójico: comprender aquello que sucede en una décima de segundo demanda años de estudio y práctica.

Al proponernos escribir este libro nos propusimos también combatir el simplismo de una subcultura no científica, heredada de las épocas en que las ciencias forenses estuvieron confinadas como meros apéndices de las estructuras policiales.

La propuesta es recuperar el rigor científico, en lugar de la disciplina verticalizada y burocratizada. Y para ello nada mejor que explorar alternativas superadoras, que

vayan más allá del reducido número de fórmulas misteriosas y coeficientes de origen desconocido, con que se manejan muchas personas en estas materias.

Las ciencias forenses son parte de la ciencia, antes que de las técnicas de investigación policíaca. La ingeniería forense en particular, abrega en la historia de la ciencia desde sus más remotos ancestros. Desde Arquímedes a Galileo, de Newton a Einstein, y aún en nuestros días, la ciencia en general, y las ciencias técnicas en particular, intentan explicar los sucesos del mundo exterior – y lo hacen con éxito-. Y en esa explicación están las causas fácticas de los conflictos entre las personas y las instituciones, desde mucho tiempo antes de que se tuviera noticias de la investigación criminal. La ingeniería explica entre otras cosas las fallas de los sistemas, incluso de los sistemas del tránsito motorizado, como se analiza en este texto.

Un hecho de tránsito no puede ser catalogado como hecho criminal de manera generalizada y a priori. Por cierto que muchos crímenes tuvieron y tienen como medio instrumental el automotor. Es la excepción, no la regla. En la inmensa mayoría de los casos cotidianos, el siniestro de tránsito carece de la motivación y de las relaciones de poder y de interés particular que existen entre una víctima y su victimario. Aún sin ser un hecho fortuito ni accidental, no puede ser tratado como un hecho intencional, sino como una falla en un sistema tan complejo como es el tránsito automotor.

El conocimiento de los últimos adelantos en materia de investigación y reconstrucción de los siniestros, y la experiencia desarrollada a lo largo de años en la Escuela Superior Técnica del Ejército, con la formación de pos grado universitario en ingeniería, reafirman la necesidad y la posibilidad de encarar el estudio científico de los hechos cotidianos, que configuran el problema social de la siniestralidad a nivel micro. Y sobre éste, proponer un enfoque superador de la problemática social –a nivel macro- desde el punto de vista de las ciencias técnicas relacionadas con el tránsito. Este planteo permite superar cualquier oferta actual de formación de pregrado y de grado en la materia.

El análisis riguroso, la metodología estricta y la transparencia en los procedimientos, estimulan la lectura crítica de los hechos y de los textos; incluso este libro. Esta cualidad nos deja la convicción de que lo que hoy presentamos puede ser superado, que las que hoy creemos verdades absolutas, pueden ser relativizadas; que los campos que hoy creemos inaccesibles se pueden abrir a iluminar. Es un mandato para las nuevas generaciones.

Este libro tiene la pretensión de no ser más que un manual de estudio. Está pensado y organizado para acompañar un curso de iniciación en el análisis de colisiones y movimientos anormales en el plano. Puede ser de utilidad al profesional como material de consulta, aún cuando no haya sido pensado con ese objeto. Cada cual y cada quién –y

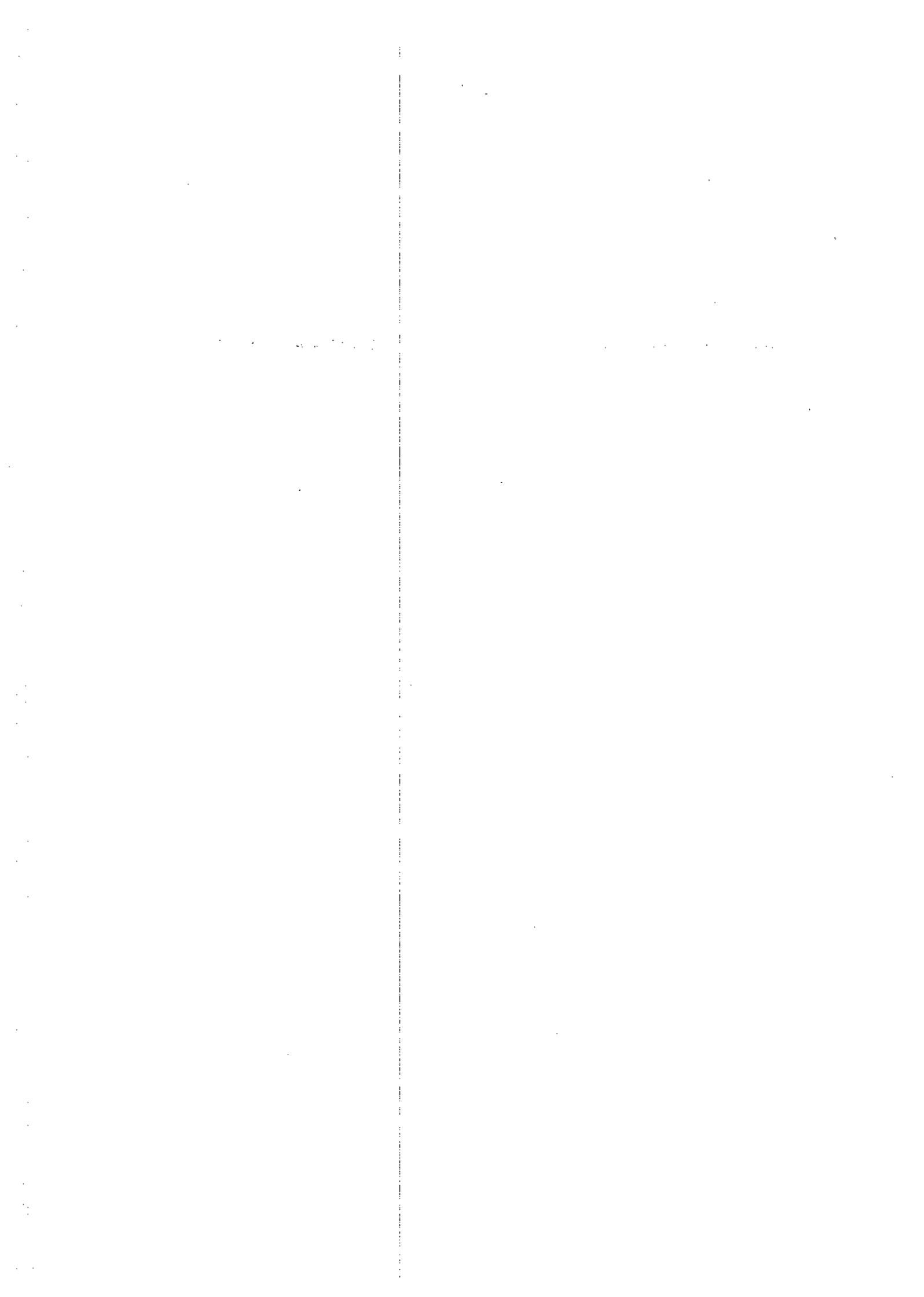
sobre todo el tiempo- dirán para qué sirve realmente. Pero cierto es que han quedado temas en el tintero. El estudio de los hechos del tránsito es un tema muy vasto, con muchas entradas y aplicaciones.

Seguramente es necesario más desarrollo de las técnicas y metodología de la colecta de rastros en campo. Quizá sea necesaria una obra específica para investigadores judiciales y policiales, no necesariamente ingenieros o graduados universitarios.

Por cierto que están ausente los análisis en tres dimensiones, el vuelco, una cuestión que requiere un desarrollo particular. Y ni qué decir de la biomecánica y sus aplicaciones como los casos de latigazo cervical y atropello, este último como una extensión de la colisión tridimensional.

Queda mucho por hacer. Quizás lo más importante es estar en el camino. Como dice el poeta, la meta está en seguir y no en llegar.

Aníbal O. García
Buenos Aires, Agosto de 2011



NOMENCLATURA

En el tratamiento de los temas relacionados con el movimiento descontrolado de un vehículo, el choque contra barreras y elementos fijos y la colisión entre dos vehículos, se adopta la siguiente nomenclatura convencional, con las correspondientes unidades MKS (salvo expresa indicación en contrario).

Para la notación vectorial se adopta el criterio del símbolo supra vector \vec{v} , reservando la cursiva simple para el valor del módulo del vector; así, \vec{v} representa el vector velocidad, y v el módulo de ese vector (o "la velocidad"), de tal manera que el vector cantidad de movimiento será expresado como: $\vec{C} = m \cdot \vec{v}$ y la energía cinética que es una magnitud escalar, como: $E = \frac{1}{2} m v^2$

La ausencia de supraíndice indica *previo al impacto*, en tanto la diéresis (¨) indica *posterior al impacto* (ej.: v' representa el módulo de la velocidad post-impacto).

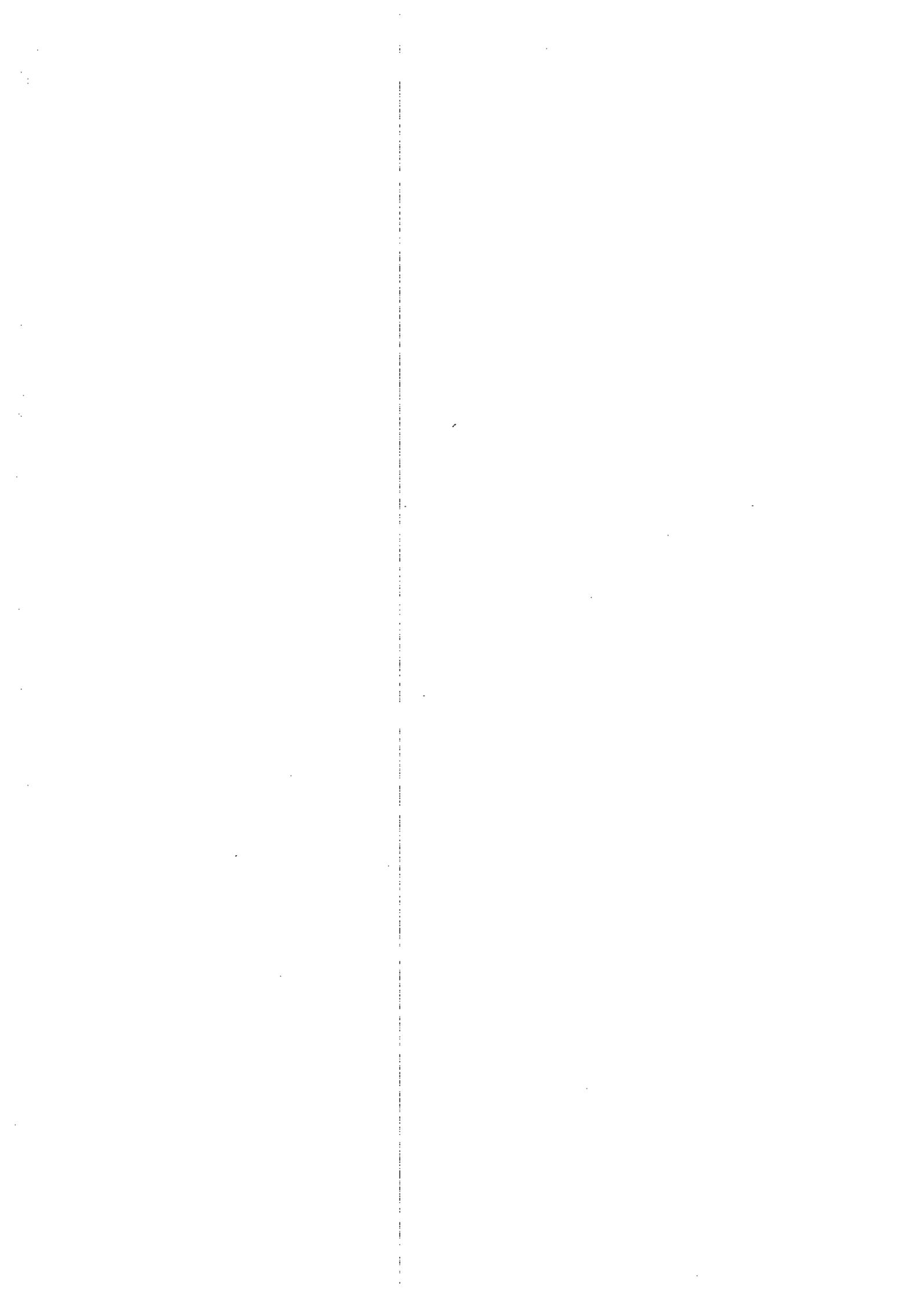
MAGNITUDES

- a ; aceleración lineal [m/s²]
- C ; cantidad de movimiento (también *momentum*) [N·s] [Kg · m/s]
- d ; distancia en forma genérica; mínima distancia a un eje [m]
- E ; Energía cinética [J] [N·m]
- E ; energía cinética específica [J/Kg]
- F ; fuerza [N]
- g ; (constante de) aceleración de la gravedad [9,81 m/s²]
- γ ; aceleración angular [1/s²]
- G ; coeficiente de reducción de masa efectiva (empleado en las ecuaciones de colisión oblicua)
- \hat{i} ; \hat{j} ; \hat{k} ; versores (vectores unitarios) pertenecientes a los ejes X; Y y Z respectivamente
- i_x ; i_y ; i_z ; *radio de giro* [m] (habitualmente se usará i_z^2 ; $I_z = m \cdot i_z^2$)
- I ; impulso [N·s] [Kg · m/s]
- I_x ; I_y ; I_z ; momento de inercia [Kg · m²]
- h ; excentricidad en la colisión oblicua
- k ; constante elástica [N/m]
- L ; trabajo [J] [N·m]
- m ; masa [Kg]
- M ; momento de primer orden [N·m]

- M ; momento de la cantidad de movimiento [N·m·s] [Kg · m²/s]
- O ; centro del sistema de referencia
- θ ángulo barrido en un giro [radianes]
- r ; radio de rotación en torno al centro de masa (empleado en movimientos de rototraslación) [m]
- r ; cociente de impulso en el modelo de Weaver y Brach; r_c ; valor crítico (adimensional)
- t ; tiempo [s]
- T ; período (en el movimiento armónico); duración de la colisión [s]
- μ ; factor de desaceleración o *drag factor* (adimensional)
- U, V y W ejes de referencia de una terna móvil
- v ; velocidad lineal [m/s]
- x, y, z coordenadas en un sistema de tres ejes ortogonales de referencia
- X, Y, Z ejes de referencia de una terna fija
- ω ; velocidad angular [1/s]

SUBÍNDICES

- 1, 2, ...; designa pertenencia de las propiedades de los vehículos protagonistas
- c ; perteneciente o relativo al centro de masa
- S ; perteneciente o relativo al sistema
- d ; deformación
- f ; fricción
- G ; perteneciente o relativo al centro de masa de un cuerpo
- x, y, z ; perteneciente o relativo a los ejes de referencia



SECCIÓN 1 **INVESTIGACIÓN Y
RECONSTRUCCIÓN**

La ingeniería forense

La investigación

La reconstrucción

La presentación de los resultados

Métodos de medición

Las ciencias de la ingeniería

3.1 LA INGENIERÍA FORENSE

En este libro se abordan los temas a los que recurre un ingeniero especializado para investigar y reconstruir los siniestros de tránsito. Las técnicas específicas que se desarrollan en el texto, se inscriben en los criterios metodológicos y éticos de la ingeniería forense, ya que la investigación y reconstrucción de los hechos del tránsito es un capítulo de ella, posiblemente el que mayor aplicación ha encontrado en la sociedad actual.

La ingeniería forense aborda los conflictos entre el hombre y la máquina. Y el tránsito motorizado es, por su densidad y complejidad, el ámbito en que mayor número de conflictos de naturaleza técnica se producen diariamente: colisiones entre vehículos y de éstos con objetos fijos (árboles, postes y columnas), atropellos de peatones y ciclistas, trompos y vuelcos suceden por decenas diariamente en los ámbitos urbanos y rurales. Y las repercusiones sociales y políticas de este tipo de conflictos, considerados a la escala de la sociedad, se transforma en una de las problemáticas acuciantes de la sociedad del siglo XXI.

El prestigioso ingeniero forense norteamericano Randall K. Noon afirma que *"La Ingeniería Forense es la aplicación de los principios de la ingeniería, conocimientos, recursos y metodologías para responder a situaciones de hecho con ramificaciones legales. Los ingenieros forenses son llamados en general para analizar siniestros viales, colapsos en edificios, incendios, explosiones, siniestros industriales y variadas catástrofes que ocasionan lesiones o pérdidas materiales significativas. Fundamentalmente, el trabajo de un ingeniero forense es responder a la pregunta: ¿qué causó este hecho?"* [Noon, 01].

Los términos habituales para describir los métodos de investigación empleados para determinar como y por qué ocurrió un determinado siniestro, son variados: *investigación de la causa raíz, análisis de la causa raíz, análisis de falla, investigación forense, ingeniería forense, reconstrucción de accidentes, reconstrucción de fallas, investigación de fallas, etc.* Pero más allá de la forma de nombrarlos, todos ellos se refieren

a los esfuerzos para determinar *cómo* y *por qué* ocurrió un evento.

En todos los casos y bajo cualquier denominación, se trata de establecer la relación causa – efecto. Visto las secuelas del siniestro, a través de una metodología sistemática, se debe establecer la forma en que ocurrió y las causas del mismo.

Habitualmente se investiga un hecho no deseable: un accidente, una falla, un evento catastrófico o un crimen. Para realizar las investigaciones sobre estos hechos, es necesario analizar y comprender los miles de eventos semejantes, que ocurren involucrando a los mismos protagonistas, en el mismo ámbito y siguiendo esencialmente secuencias semejantes, y finalizan exitosamente, de una manera esperada y deseada. Sólo al comprender como funcionan las cosas es posible intentar comprender por qué fallan.

Hay quienes sostienen que un accidente es una forma particular de falla; también hay quienes afirman categóricamente que un accidente no es una falla. Es una polémica que contiene elementos ricos, por lo que no merece ser saldada con una respuesta tajante. Entre los argumentos atendibles a favor de la primera expresión, está el que ubica a un siniestro del tránsito como una falla en el sistema vial; falla mecánica en los automotores, fallas en la conducción, fallas en la vía o en la señalización, etc.

Partir de este punto de vista, y tener en cuenta que una falla es una *forma anormal posible de funcionamiento del sistema*, brinda la posibilidad de analizar el siniestro como parte de ese funcionamiento. Y comprender las reglas y las alternativas del funcionamiento normal, para poder comprender mejor por que puede fallar, y en definitiva, como y por qué falló. Lamentablemente muchas veces este enfoque es dejado de lado.

Las investigaciones comienzan por el final de la historia: después de la explosión, luego que el fuego fue extinguido, después del colapso de la estructura, cuando los vehículos colisionaron, rotaron o volcaron y las personas lesionadas fueron auxiliadas. Solo en este punto se formula la pregunta *¿Cómo pudo suceder esto?* y *¿quién o qué es responsable por ello?* Desde el punto de vista cronológico el final del siniestro es el inicio del trabajo del investigador. Reuniendo, verificando y valorando la evidencia, y aplicando procedimientos deductivos, de simulación, emulación y experimentación, el ingeniero forense puede determinar cómo y por qué el evento *pudo ocurrir*; es decir el trabajo de la investigación finaliza donde comenzó el evento siniestral. Esta forma de pensar los hechos en forma cronológica inversa a la secuencia, se la denomina reconstrucción.

Cuando un hecho, criminal o accidental, ha sido explicado; cuando la secuencia de eventos ha sido determinada, y cuando las cuestiones relevantes en torno a las

causas han sido respondidas, el hecho ha sido reconstruido y resuelto.

Para establecer bases sólidas del análisis, el investigador debe partir de la evidencia física real disponible; la encontrada en el lugar del siniestro y los hechos y registros verificables relacionados fuera del lugar y del momento. Debe también aplicar metodologías aceptadas y principios científicos bien probados para organizar e interpretar los hechos y formular evidencia física. Los hechos y la evidencia física tienen límites dentro de los cual pueden realmente ocurrir. Límites matemáticos por sobre todo.

A menudo el análisis de la evidencia física demanda de la aplicación simultánea de diversas disciplinas científicas. El análisis de falla es altamente interdisciplinario: física, química, lingüística, etnología, ingeniería, ciencias de materiales, biología, sociología, medicina, antropología y otras disciplinas.

El ingeniero forense debe familiarizarse con códigos, normas y prácticas de trabajo. Ello incluye códigos legales, de construcción, de equipamiento médico, de seguridad contra incendio, eléctricos; especificaciones de almacenamiento de materiales, recomendaciones de los fabricantes, metodologías de instalación, reglas de seguridad varias, leyes laborales, regulación y políticas empresarias. Hay algunas líneas de procedimiento recomendadas para las investigaciones forenses, elaboradas por organizaciones. Un ejemplo de ello es la norma NFPA 921, para la investigación de incendios y explosiones.

En esencia lo que hace un investigador es:

- Establecer las condiciones existentes previo al evento, y después de él.
- Buscar e investigar hechos verificables, sin prejuicios, que documenten y expliquen la secuencia de las transformaciones que tuvieron lugar.
- Aplicar conocimiento científico y metodología de investigación analítica para explicar los hechos dentro de un escenario coherente de la transformación ocurrida.
- Informar sus hallazgos y conclusiones.

Dentro de este listado está implícita la lógica. La lógica provee orden y coherencia a todos los hechos, principios y metodologías. Una investigación de primer nivel, es la que demuestra hechos conectando piezas sueltas hasta alcanzar una explicación. La metodología, los derechos de autor, las franquicias, los diagramas coloridos y los sistemas computarizados, aún bien empleados, no sustituyen la fortaleza de la lógica.

1.11 LA INGENIERÍA EN EL ÁMBITO FORENSE

Se emplean procedimientos de ingeniería forense en la investigación de homicidios, sobre todo cuando los mismos se producen en circunstancias confusas.

Dos físicos del Instituto Balseiro de Bariloche desarrollaron un método original para determinar el origen de los disparos que terminaron con la vida de Teresa Rodríguez, en la ciudad patagónica de Cutral-Có en 1996 [Martínez]. El hecho ocurrió en medio de la intervención represiva de fuerzas policiales a una manifestación. Uno de los once disparos efectuados de varios integrantes de un grupo policial en movimiento durante 16 segundos ocasionó, previo rebote, que un proyectil sin vaina se introdujera en el cuello de la víctima.

El hecho fue filmado por un canal local con una cámara de muy baja calidad, y en el tumulto, la grabación proporcionaba imagen y audio, de los que no se podía precisar el origen cierto del disparo fatal. El método desarrollado de los Dres. Martínez y Pregliasco parte del hecho de que la velocidad del sonido en el aire es constante. Un micrófono graba una detonación producida a una determinada distancia d y sucesivos rebotes de la onda sonora en cuerpos opacos, ubicados a distancias d_1 y d_2 , llegan al micrófono con un retardo proporcional a las diferencias entre d_1 y d_2 y d . Además, la intensidad de la onda del eco es menor, por efecto del rozamiento.

Los investigadores demostraron *teóricamente*, y reprodujeron *experimentalmente* en el lugar de los hechos, las relaciones matemáticas y geométricas entre la posición del punto de disparo, la posición de los cuerpos opacos que reflejan el sonido, y la posición del camarógrafo, que portaba el micrófono incorporado a la cámara de video. De esta manera, tuvieron una representación del audiograma tomado en el lugar del hecho, y extendieron esta información a la ubicación geométrica del origen del disparo anterior a la caída de la víctima en la imagen. Y más aún, encontraron que tres disparos sucesivos se correspondían a posiciones desplazadas, compatibles con la velocidad de traslación de los policías. Así, se pudo identificar al autor de tres disparos en los instantes previos y posteriores al que la víctima fue alcanzada por el proyectil mortal.

La ingeniería forense se aplica en la investigación de explosiones accidentales y provocadas. El principio es sencillo: un cuerpo que explota por efecto de una presión interior esparce los restos de la carcasa y los elementos de su entorno inmediato y mediato en direcciones determinadas. El origen de todas las trayectorias resultan concurrentes al origen de la explosión, y finalizan a una distancia proporcional a la presión desarrollada por la onda expansiva, las diferencias de nivel entre el punto

de partida, y la eventual interposición de otros cuerpos sólidos.

La trayectoria recorrida por cada elemento responde a leyes físicas simples, concretas y unívocas. En la medida en que una colecta prolija de rastros de la explosión ubique el punto donde fue hallado un determinado cuerpo (reposo), su masa y el punto de ubicación original (origen), se puede determinar con bastante precisión la presión existente en el origen.

Una explosión produce una gran cantidad de elementos dispersos en múltiples direcciones. Con solo identificar una muestra representativa de todos los rastros, es posible deducir el centro de la explosión, la progresión de la onda expansiva, y establecer hipótesis serias acerca del explosivo empleado, su cantidad, etc. Estas determinaciones pueden reforzar conclusiones derivadas de la composición química sobre los restos, que concurren a confirmar y consolidar hipótesis. Con estos criterios básicos, y un laborioso procedimiento que incluye recursos informáticos de envergadura, se realizó la investigación y reconstrucción de la onda de expansión, originada en la explosión de la embajada norteamericana en Nairobi en 1997. Utilizando programas de computadora se obtuvieron imágenes de la progresión de la onda expansiva [Löhner].

En el año 1992, el Dr. Mario A. J. Mariscotti desarrolló y puso en práctica en la Argentina una técnica de rayos gamma para el análisis de la cantidad, dimensión y estado de los hierros en el interior de una estructura de hormigón armado. Esta metodología permite la inspección *no destructiva* de estructuras antiguas, en estado normal y de pre colapso [Mariscotti].

Estos tres casos de la relación de la ingeniería con las investigaciones judiciales y no judiciales –entre las muchas existentes–, muestran la inexistencia de límites fijos, y multiplican los campos habituales de la ingeniería en la investigación y reconstrucción de siniestros. Existen aplicaciones habituales a la investigación de *problemáticas sociales y colectivas* en general, como la agresión al medio ambiente y su secuela de intoxicaciones, enfermedades y malformaciones. Este tipo de hechos demandan de equipos interdisciplinarios en los que la ingeniería ocupa un lugar significativo.

Las relaciones de transacción son el ámbito de estafas y defraudaciones. En muchas de ellas existen hechos físicos relacionados con la calidad, funcionalidad, confiabilidad de estructuras de edificios, de máquinas y demás, en las que los ingenieros actúan como peritos y en instituciones de arbitraje especializado.

En el marco del Derecho Civil y Comercial se encuentran las acciones civiles por reparación de daño material, derivadas de siniestros sin lesiones. Daños materiales

provocados por incendios, explosiones, colisiones, fallas de estructuras, fallas de máquinas, etc., recurren a un capítulo de la ingeniería: *Valuaciones y Tasaciones*. En algunas oportunidades, la disputa se limita a determinar el real valor del daño causado, lo que demanda estimar costos. Se agregan a este capítulo los temas relacionados con el cumplimiento de los *aspectos no tangibles de los contratos*; sobre todo, en los casos en que los compromisos están expresados en términos técnicos de alta complejidad, que no pueden ser resueltos desde el entendimiento de las partes.

En el marco del Derecho del Trabajo se incluye todo lo concerniente a los accidentes y enfermedades laborales derivadas del uso de máquinas, dispositivos o instalaciones. Ejemplo de ello es la sordera producida por exceso de ruido y los problemas de columna vertebral debido a esfuerzos determinados.

Y finalmente, las aplicaciones específicas al Derecho del Tránsito. Se trata de la área más conocida de la ingeniería forense. El automóvil y los demás medios de transporte constituyen las máquinas más numerosas de la sociedad actual y, consecuentemente, las que mayor cantidad de situaciones de conflicto y de siniestros con daños a personas y/o materiales generan.

En la perspectiva del Derecho de Tránsito, se incluyen los siniestros viales (vehículos, choques, atropellos de peatones o ciclistas, lesiones a pasajeros, etc.); los siniestros ferroviarios, en los que adquiere importancia el análisis de fallas en los sistemas de señalización y alarma, y otros siniestros como las fallas en ascensores, colisiones y caídas de estructuras fijas de árboles, e instalaciones de uso público en general.

1.12 SINIESTRALIDAD VIAL E INGENIERÍA FORENSE

El automotor en la sociedad moderna es la máquina más difundida, la que establece la relación más estrecha y frecuente con el hombre. Le sirve de medio de transporte, comparte con él calles y carreteras, y ocupa espacios significativos de la economía doméstica y social. Por la alta frecuencia de la relación hombre - automotor, resulta normal y natural que de la totalidad de casos conflictivos en cuya resolución participa la ingeniería forense, los siniestros viales sean los de mayor frecuencia.

Existe un contexto particular: la calzada (urbana y carretera), el automotor y otros rodados autopropulsados, y el ser humano, como objeto y como sujeto. En este contexto, se desarrollan dos problemáticas específicas, diferenciadas, con algunos puntos de contacto.

El primer conjunto de problemas está determinado por el esclarecimiento del hecho en sí mismo, como parte de un conflicto individual entre los protagonistas.

Cada siniestro constituye un hecho único, difícilmente repetible. Y los rastros que él deja (y los que realmente quedan disponibles para la posterior investigación) constituyen un segundo conjunto singular de muy baja repetición. La superposición de ambos conjuntos determina que, desde el punto de vista de la investigación y reconstrucción, cada hecho sea *único e irrepetible*, y demande ser investigado de manera particular, desarrollando las técnicas generales aplicadas de una manera específica.

Esta es la denominada *microinvestigación*; es lo que interesa a los damnificados, a las víctimas y sus deudos, a las compañías de seguros, y a los imputados a priori de responsabilidad en su producción. Los resultados de una microinvestigación interesan en los procesos de mediación, arbitraje y en los casos que serán resueltos judicialmente. De las contribuciones de la ingeniería a la microinvestigación se ocupa este libro.

La creciente tasa de siniestros -los mal llamados *accidentes*- en el tránsito, en el ambiente laboral, en las construcciones urbanas, constituye la base de una legítima preocupación social que acredita las calificaciones de epidemia y pandemia, pese a que su origen y propagación nada tienen que ver con la biología.

Esta preocupación social acredita la investigación de las muchas y diversas causas en un marco científico interdisciplinario de los hechos tomados en conjunto, como fenómenos sociales procesados de manera estadística.

El enfoque sistemático y global de los fenómenos se tratan en una actividad interdisciplinaria: la *Accidentología Vial*. Su objeto es "... el estudio epidemiológico de los accidentes de la carretera; permite en particular la configuración de los choques más frecuentes, en término de gravedad de las lesiones, para los ocupantes de los vehículos accidentados; debe igualmente permitir cuantificar los riesgos ligados a los diferentes niveles de agresividad de los vehículos implicados en el choque". [Chevalier].

La accidentología vial tiene por finalidad la prevención y la atenuación de la tasa de siniestralidad. La tendencia creciente de esta tasa obedece de manera gravitante a cuestiones relacionadas con conductas sociales e individuales, que son objeto de tratamiento científico por parte de la psicología, la sociología, el derecho y las ramas científicas relacionadas con la administración de la cosa pública: la política.

El núcleo de la accidentología son las "ciencias blandas", con recurrencia auxiliar a herramientas y metodologías de la estadística. Para establecer alguna relación con la ingeniería forense, podría denominarse *macroinvestigación*, como contraposición entre el estudio global de un fenómeno social, que prescinde de las particularidades, y la reconstrucción analítica de cada uno de los hechos con independencia de los demás.

Esta contraposición permite iluminar dos cuestiones claves. La primera es que como concurrencia multidisciplinaria, la accidentología vial no es una disciplina de la ingeniería. La segunda es el área de contacto entre la accidentología vial y la ingeniería en general, y la ingeniería forense en particular.

La ingeniería participa de las mejoras en la prevención de siniestros cuando tiene de a corregir los defectos en el trazado carretero y urbano, a mejorar la señalización y la coordinación del tránsito, a estudiar el tipo de vehículos y sus accesorios, en relación con el ser humano. En todos estos casos, la ingeniería se expresa de manera diferenciada en sus distintas especialidades: ingeniería vial, ingeniería de tránsito y transporte, ingeniería mecánica, automotriz, ferroviaria, etc.

La ingeniería forense actúa en relación con la accidentología tal como lo describiera un catedrático español. *"La microinvestigación de accidentes de tráfico, popularmente denominada reconstrucción de accidentes, permite extraer una serie de conclusiones que no se ponen de manifiesto por medio de la macroinvestigación. Esta última "ciencia" está más dirigida a la asignación de recursos y realización de estudios epidemiológicos y sociológicos que a la averiguación de las causas concretas de los accidentes y sus interrelaciones"* [Alba].

La ingeniería forense es una ciencia y como tal, debe aplicar el método científico. La reconstrucción de los hechos se inicia en el rastro, determina la evidencia, describe el fenómeno, lo cuantifica en un parámetro y genera un dictamen. Es el método científico bajo principios de finalidad predeterminada.

La evidencia es la relación estrecha entre el hecho y la secuencia de hechos. Los de la fotografía, la reconstrucción indaga sobre sucesos en un espacio tridimensional con la coordenada del tiempo, los hechos que sucedieron en un orden determinado, una determinada secuencia de hechos. Develar esa secuencia permitirá al examinador entender las relaciones de responsabilidad, negligencia o culpa, que diferencian a la víctima del victimario.

1.2 LA INVESTIGACIÓN

Investigar es ver lo que todo el mundo ha visto y atreverse a pensar lo que nadie ha pensado. Esta definición debida al físico alemán Heisenberg, considerado el padre de la mecánica cuántica, aún cuando fue formulada en el marco de esta disciplina, ilumina la esencia de la actividad forense, incluyendo la ingeniería.

1.2.1 LA FORMACIÓN DE LA EVIDENCIA

Toda reconstrucción analítica en ingeniería forense descansa en la amplitud y solidez de la evidencia. La evidencia en un sentido estricto, es aquello *que entiende* qué es lo que puede haber sucedido físicamente, al observar lo que produjo aquello que realmente sucedió.

La evidencia constituye la cantidad, tipología y configuración de los hechos físicos que pueden ser rescatados y reconstruidos, del total de hechos que se sucedieron en el siniestro. Constituir la evidencia es el objeto de un proceso de investigación. De allí que la evidencia se conforma vinculando una parte de los hechos ocurridos, los relacionados a los rastros que pudieron ser rescatados, con aquellos aspectos que muy probablemente no podrán ser resueltos, vinculados con aquellos hechos que no dejaron rastros reconocibles o bien, que si dejaron rastros, ellos se perdieron o alteraron por diversas circunstancias.

La *construcción de la evidencia* es un proceso subjetivo, originado en la colecta de *rastros e indicios* en la escena del siniestro y fuera de ella, vinculados con los protagonistas materiales del siniestro.

Es necesario diferenciar entre indicios, rastros y evidencia; cada uno de ellos conforma una etapa en el proceso de la investigación. Un indicio es una acción o señal relevada por hechos y elementos encontrados en la escena, por referencias

dadas por testigos, por relevamientos realizados sobre los objetos y las personas protagonistas del hecho, incluso con posterioridad a la ocurrencia del mismo. El indicio aporta una línea de búsqueda para investigar, para plantearse preguntas acerca de qué otras cosas deben buscarse en la escena y en los protagonistas.

Una mancha en el pavimento, una huella de neumático sobre la calzada, la deformación de una carrocería o manchas de pintura distinta sobre parte de ella, las lesiones en una persona y otros tantos elementos de juicio hallados en la escena del siniestro, y fuera de ella, constituyen *rastros*. Los rastros o vestigios son el producto del siniestro; es la impronta que la sucesión de hechos físicos ocurridos deja en el contexto donde ocurre y, como tal, dan cuenta de la ocurrencia con una gran definición de detalles.

Los rastros tienen una importancia capital en la investigación y reconstrucción. Como tal merecen ser mirados, observados y analizados en sí mismo, con prescindencia de otras actividades, como por ejemplo la formulación de hipótesis acerca de cómo sucedieron los hechos, o cuál es la fórmula más adecuada a aplicar.

Un rastro es tal si entre otras cosas es posible de ser medido (o *mensurado*) y en el capítulo 1.5 se plantean algunos métodos para medir: triangulación, acotación en un sistema de ejes ortogonales, medición de curvaturas en base al arco y el ángulo batido, pendientes, etc. Y relacionado con cada método, distintos modos, distintos instrumentos, y distinta calidad de resultados.

Reconocer rastros y medirlos de manera adecuada es el principio sobre el que se basa la construcción de la evidencia. Y al tratar la formación de la evidencia, se debe rescatar la interacción que se produce cuando se analizan los rastros en subconjuntos de rastros relacionados.

La formación de un rastro obedece a lo que se conoce con el *principio de intercambio*. Este principio, formulado en 1910 por Edmond Locard, se basa en que los cuerpos en contacto transmiten parte de su materialidad al otro, recíprocamente. Así, el neumático, sometido a una abrasión anormal, dejará parte del caucho exterior sobre el pavimento, y de ese contacto quedará una impronta plana en parte de la banda de rodamiento. Las partes de carrocería que toman contacto durante una colisión, dejarán en el otro cuerpo formas acordes a su estructura y rigidez, trazas de pintura y otros elementos de su propiedad, y recíprocamente, incorporará a su estructura parte de las formas y de la materia del cuerpo colisionado.

Medir significa disponer de instrumentos y ello lleva a una suerte de confusión hiper tecnológica. Muchos investigadores están atentos a disponer del instrumental más moderno y complejo, el más sofisticado, en la creencia que esa tenencia les garantiza el éxito de la investigación.

Sin perjuicio de reconocer la importancia de las herramientas técnicas en la investigación y la colecta de rastros, así como en toda fase de la reconstrucción, ello no debe dejar de lado que el mejor instrumento disponible es la propia cabeza del investigador. Porque no se trata de medir en sí mismo, sino de saber *qué* medir y para ello es necesario saber *para qué* medir. Considérese el caso de las huellas de derrape; ni la longitud ni la curvatura de las mismas proveen de la información necesaria para representar el movimiento de desplazamiento del centro de masas y la rotación del automóvil, tal como se estudia en el capítulo 3.4.

Mirando y pensando, yendo del indicio al rastro y del rastro a la evidencia (y también del rastro al indicio), se obtiene más información y de mayor robustez lógica y científica, que partiendo de hipótesis "a priori" acerca de la forma en que ocurrieron los sucesos. El método no es único, un buen método, útil para trabajar en el lugar de los hechos y en el gabinete es listar los rastros, anotar su pertinencia, su posible trascendencia y agendar las cuestiones científicas y tecnológicas a investigar para un futuro tratamiento de la evidencia formada. Este modo de proceder provee orden al trabajo del investigador. Los apuntes y registros serán a su vez, el mejor respaldo para responder cuando su trabajo sea cuestionado.

En la reconstrucción de siniestros, se suelen emplear métodos deductivos y experimentales, mediante la *modelación matemática* del hecho físico. El caucho dejado por los neumáticos forma una *huella*, es decir una distribución específica y determinada de cierto material del neumático sobre el pavimento. Y esa distribución, la forma de la huella, puede ser interpretada como la consecuencia de un determinado tipo de movimiento.

El movimiento descrito por las huellas se corresponde con las relaciones físicas de los cuerpos en movimiento y con su entorno. La geometría de la huella proporciona una relación de la trayectoria del cuerpo y, además, remite a la interacción entre neumáticos y pavimento. Ésta interacción tiene sus leyes y sus coeficientes técnicos, lo que permite expresar relaciones matemáticas que representan la magnitud de los parámetros referidos al espacio, el tiempo y la interacción (velocidades, aceleraciones, fuerzas y otros).

En resumen, construir la evidencia en ingeniería forense significa desarrollar metódicamente un proceso de interpretación, de análisis, eventualmente de experimentación, para corroborar hipótesis o determinar coeficientes de proporcionalidad y, en general, toda actividad subjetiva que involucra los conocimientos y experiencia del experto. Se trata de *ver lo que todo el mundo ha visto y atreverse a pensar en lo que nadie ha pensado* sobre un determinado rastro.

1.22 TIPOS Y FUENTES DE RASTROS

Para la investigación y reconstrucción de siniestros viales, se pueden tipificar cuatro tipos de rastros a relevar. Ellos son:

- Rastros en los elementos inmuebles: son las huellas que dejan de las partes metálicas y los neumáticos sobre el piso. Estas determinan las posiciones y trayectorias de los vehículos. Incluyen los elementos desprendidos de los vehículos (vidrios, plásticos y otros), manchas de sangre, prendas de vestir y calzado de las personas involucradas. Estos rastros refieren a posibles puntos de impacto, trayectorias previas y posteriores al contacto, y su disposición puede estar vinculada con la dirección de marcha, la aplicación de fuerzas, e incluso con las velocidades en el desencadenamiento de la colisión.
- Rastros en los elementos móviles y fijos: son básicamente roturas y deformación de los vehículos y elementos inmuebles participantes de la colisión (de manera pasiva). Indican el contacto y con él, las posiciones y desplazamientos relativos durante la colisión; parte de ellos son esenciales para estimar los valores de energía mecánica disipada en ella.
- Rastros biomecánicos: constituidos por el conjunto de las lesiones sufridas por las personas que viajaban en los vehículos, producto de los choques y colisiones de diferentes partes del cuerpo contra elementos rígidos del habitáculo; y también las lesiones sufridas por peatones, ciclistas y motociclistas atropellados.
- Imágenes de video obtenidas por cámaras de observación, de vigilancia, por testigos ocasionales con cámaras portátiles y teléfonos celulares.

Estos rastros se colectan en distintos lugares y a partir de distintas fuentes. Los investigadores forenses deben tener una clara noción de los distintos tipos de rastros que pueden aportar a la reconstrucción analítica del siniestro y de las fuentes en donde es posible obtenerlos. Para favorecer la búsqueda, hay que aportar lo que se posea como rastros o al menos como indicios para la búsqueda de rastros, y para exigir su tratamiento por parte del ingeniero forense.

Sin pretender agotarlas en una simple enunciación, las fuentes de rastros más frecuentes son las siguientes:

- La escena del siniestro: sin duda, el banco de datos más abundante y, a su vez, el más efímero.
- Los vehículos, que pueden ser examinados, incluso mucho tiempo después de ocurridos los hechos, en la medida en que han sido preservados convenientemente. En estas inspecciones, es posible medir las deformaciones y determinar la existencia de huellas de sangre, pelo y tejidos biológicos, restos de vestimenta.

tas y calzados dentro del habitáculo, y en la carrocería en caso de atropello.

- Los registros de las actividades médicas en el lugar y posteriores al siniestro. Historias clínicas, partes quirúrgicos y autopsias proporcionan rastros biomecánicos con una confiabilidad y detalle que puede superar otras fuentes.

- Testimonios orales de testigos presenciales, desestructurados como relatos globales, y analizadas sus partes, como indicios o potenciales fuentes de rastros, o como confirmación de la consistencia de rastros relevados por otras vías.

- Registros de cámaras de video y teléfonos celulares.

Una colecta deficiente de los rastros impone severas limitaciones a la investigación y reconstrucción, y empobrece los resultados potencialmente esperados. Por ello, para alcanzar un resultado exitoso en las investigaciones de ingeniería forense, es necesario seguir procedimientos estrictos con personal capacitado y medios técnicos adecuados. Algunos principios y sugerencias de orden general se incluyen en los siguientes párrafos.

2.3 LA COLECTA DE RASTROS EN EL ESCENARIO

La recolección de rastros en la escena del siniestro, en el tiempo más próximo a su ocurrencia, es el acto fundacional de la investigación de un hecho de tránsito. La correcta identificación y registro de la mayor cantidad de rastros posible abre la instancia de una reconstrucción razonablemente completa del hecho.

Identificar un rastro implica definirlo, establecer su forma, dimensiones y materiales constituyentes. Forma parte del proceso de identificación de los rastros, la ubicación espacial y temporal. Si se trata de una marca de neumáticos en el pavimento, un registro escrito que mencione "*una huella de neumático continua, de longitud A que comienza en X y termina en las ruedas traseras del automóvil Y detenido en la posición Z...*" dice mucho más que la simple longitud de la huella; está definiendo una secuencia en el espacio y su orden de ocurrencia (lo que sucedió *antes* y lo que ocurrió *después*). Esa secuencia es una parte trascendente del suceso.

Pero no basta con identificar y ubicar espacial y temporalmente los rastros; es imprescindible establecer una identidad inequívoca entre cada uno de los rastros relevados con los hechos investigados. Volviendo al ejemplo de las marcas del neumático, es imprescindible verificar que el ancho de la marca en el pavimento coincide con el de las ruedas que la originaron, y cotejar el "dibujo" de la cubierta con las apariencias de las marcas en el pavimento. De lo contrario, no se puede establecer que *esa* huella ha sido generada por *esa* rueda perteneciente a *ese* vehículo.

Lo mismo es aplicable a vidrios y plásticos esparcidos en el área de un choque de vehículos, trozos de género o calzado, manchas de sangre y restos biológicos que pudieran desprenderse de las heridas y pertenencias de las víctimas, en los casos de homicidio.

La segunda cuestión en la conformación del cuerpo de evidencia, es el registro de los rastros relevados. El registro en uno o más modos indelebles es la única posibilidad de preservar los rastros en el futuro. Las huellas dejadas por los protagonistas del suceso tienen corta vida. Las maniobras de rescate de las víctimas, los desplazamientos para despejar la calzada de circulación, la acción de los agentes atmosféricos (viento, lluvia), la circulación de vehículos y personas en el lugar, y la actitud depredadora de las personas se conjugan para la rápida extinción de los rastros físicos.

Entre los textos académicos que abordan la conducta de los investigadores en la escena del siniestro, el más completo y ordenado es la síntesis realizada por la Dra. Patricia Caro. En ella se refleja la amplia experiencia profesional y docente de la autora. Lo que sigue son ideas extractadas de la citada autora, incluyendo algunas transcripciones textuales del libro citado, con la autorización desinteresada de la misma [Caro].

No hay nadie mejor que el propio investigador para realizar la inspección minuciosa del escenario de los hechos, ya que es el que mejor conoce la naturaleza y valor de los indicios y rastros que deberá analizar. Pero el saber no es suficiente para una colecta de rastros adecuada. Además corresponde cumplir con una serie de procedimientos procesales, cuya exclusión, puede o bien invalidar la colecta como prueba judicial, o bien resultar ineficaz para realizar una reconstrucción de los hechos.

Las recomendaciones, procedimientos y prácticas citadas, están dirigidas a personal policial, que normalmente está afectado a cumplir con las funciones de instructor en el lugar y momento de los hechos. Es el responsable de aislar la escena, preservarla, ordenar el tránsito, identificar a protagonistas y testigos, establecer circunstancias de tiempo, lugar, condiciones meteorológicas y de visibilidad, etc. El profesional que se dedicará a la ingeniería forense debe especializarse en estas técnicas y procedimientos, aún si en su porvenir profesional no se incluye la adscripción a instituciones allegadas a la instrucción primaria de los siniestros.

En el lugar del hecho, la primera acción del investigador es ordenar y planificar la tarea. Para ello la Dra. Caro recomienda seguir una secuencia estricta, que se resume a continuación. Las primeras acciones remiten a establecer el cerco de seguridad, y asegurarse que el mismo no sea invadido por nadie extraño a la investigación. Incluso el mismo investigador debe adoptar recaudos para no alterar el

escenario con su propio accionar.

El escenario del siniestro, el espacio que debe ser preservado, es una definición compleja en sí misma. Debe incluir todos los rastros que se relacionan con la producción del hecho, en particular, aquellos asociados a maniobras previas, pequeñas colisiones precedentes a la colisión principal, acciones de terceros que podrían incidir en la conducta de los protagonistas, etc. Uno de los errores más frecuentes en los que incurren funcionarios no especializados, es limitar el escenario, y cercar, solamente el área de la colisión y de las posiciones de reposo, restringiendo seriamente el éxito de la investigación.

En los siniestros de alta severidad, con lesionados de diversa índole, es comprensible que durante las maniobras de rescate y atención a las víctimas, los rastros se alteren o contaminen e incluso, que algunos rastros se pierdan. En esas acciones, puede ser necesario mover vehículos, cortar algunas partes, y hasta emplear partes de los mismos en la atención de las personas damnificadas (es frecuente emplear butacas como camillas de emergencia, por ejemplo). Resulta igualmente justificable el deterioro de los rastros por la acción físico-química para extinguir focos de incendio y en general, todo el accionar propio de la emergencia.

La escena del siniestro es una escena de caos y presiones. A las prioridades de las víctimas, a las maniobras frenéticas de los bomberos para aplacar posibles focos de fuego, se suma una calzada interrumpida y una presión social por liberarla. Esta situación tiene una presencia predominante y ejerce una presión cualitativamente superior a los intereses de una colecta de rastros ordenada y prolija.

Dado que la escena del siniestro es un caos natural, el investigador a cargo de la instrucción debe evitar la transferencia de ese "caos" al proceso posterior. Para ello, es imprescindible que el personal de instrucción se encuentre preparado técnicamente, que posea experiencia en el desenvolvimiento en estas situaciones, y que actúe con la suficiente entereza psíquica para aplicar el orden de prioridad que corresponde al orden de intereses en juego.

No es aceptable, comprensible ni justificable, que para evitar la congestión del tránsito, se pase de la segunda a la cuarta prioridad, dejando en un estanco pobre la colecta de rastros; no es aceptable aunque suceda frecuentemente. Esta negligencia atenta contra la calidad de la justicia, limitando la posibilidad de llegar a un esclarecimiento amplio, comprensible y contundente de los hechos.

A las capacidades necesarias para manejar la emergencia, el personal asignado a la instrucción debe tener una formación técnica que le proporcione los conocimientos y métodos para, en el momento pertinente, organizar una colecta de rastros

prolija en el lugar y, luego, en la tranquilidad del gabinete, revisar, comprender y organizar la información recolectada. Es recomendable que para una exitosa colecta de rastros e indicios, el personal de instrucción posea conocimientos y recursos para desarrollar una reconstrucción primitiva y preliminar de los hechos. Esto le permitirá entender sucesos, detectar incongruencias y replantear la búsqueda de nuevos rastros, que pudieron pasar por alto en la primera búsqueda.

La Dra. Caro recomienda segregar los procedimientos técnicos de colecta de rastros en cuatro etapas separadas y en el orden en que se expresa: a) la búsqueda y demarcación de indicios; b) el registro fotográfico; c) el croquizado; d) el levantamiento de muestras. Cada una de estas actividades tiene un objetivo en sí mismo y se relaciona con las demás. El desconocimiento de esta especificidad, la confusión de objetivos y métodos, la superposición de las actividades y la omisión de algunas, son manifestaciones de la carencia de profesionalidad de los instructores. Y sus resultados que dan registrados en informes de instrucción pobres, incompletos y/o incongruentes.

En la *demarcación de indicios*, el investigador debe reconocer los rastros e indicios desde "afuera" del siniestro hacia "adentro". Para ello debe situarse en el origen de las distintas trayectorias de cada uno de los protagonistas, y recorrer cada trayectoria, observando hacia delante y hacia ambos lados, identificando todos los elementos que manifiesten alteración respecto de su forma y color natural.

Recorriendo la escena en esta secuencia, cada rastro debe ser señalizado físicamente, sin tocarlo. Para ello se puede emplear tiza, flechas de material plástico o cartulina con números o letras, carteles autoportantes, etc. Los mismos deben ser de colores contrastantes y los números y letras de tamaño importante, como para que puedan ser visibles en las fotografías.

El recorrido de las trayectorias debe ser realizado por un investigador responsable, acompañado de expertos y testigos. Cada uno de ellos cumple funciones específicas: el experto para identificar y caracterizar rastros e indicios; los testigos para dar validez a la instrucción. Ambos deben ser instruidos en la obligación de *mirar y no tocar*, de no alterar la escena bajo ningún motivo.

El *registro fotográfico y videográfico* no es una mera acción turística. En la escena del siniestro constituye uno de los modos de registro de rastros que habrán de desaparecer en el corto plazo. La secuencia de registro de imágenes debe seguir las trayectorias desde "afuera" hacia "adentro". Las primeras tomas deben ser panorámicas, continuadas por la secuencia de indicios y rastros demarcados en la etapa anterior, desde distintos ángulos y con distinta aproximación, evitando el uso del zoom de la lente, hasta llegar al detalle más relevante que el investigador crea ne-

cesario registrar. Cuando el rastro tiene una magnitud medible (una huella, la distancia entre dos indicios o de uno de ellos con un elemento fijo identificable, etc.), debe indicarse la magnitud respectiva. En cada rastro debe estar claramente visible el indicador que lo identifica.

El *croquizado* debe relevar cada trayectoria recorrida en el espacio físico en que ocurrió el hecho. Para ello debe tomar nota de los detalles relevantes, ancho de calzada, de arterias, curvas, ángulos, cordones, guardarraíles, columnas y los elementos fijos, que se emplearán como referencias en las mediciones.

Establecido el contexto geográfico del siniestro, se debe volcar en él todos y cada uno de los rastros e indicios localizados, con su identificación (número o letra) y descripción. Cada indicio debe tener dos medidas que ubiquen su posición y esas medidas deben ser tomadas con referencia a los puntos fijos determinados. En el capítulo 1.5 se esbozan algunos criterios de medición aplicables a esta etapa de la colecta de rastros.

El *levantamiento de muestras*. Sólo una vez que se ha realizado el doble registro geográfico y fotográfico, se podrán levantar muestras de los rastros para el análisis en el laboratorio. Muestras de manchas de sangre para identificar protagonistas, partes de automóviles y de inmuebles afectados, etc, deben ser guardados en envases contenedores adecuados a la preservación e inviolabilidad, con la identificación adecuada: número de indicio o rastro, descripción del mismo, modo en que se extrajo, con la firma del investigador y de los expertos y/o testigos que participaron.

Toda la actuación debe ser asentada en un Informe de Instrucción. Este informe debe seguir normas y procedimientos establecidos por la autoridad, por lo que el formato varía en cada lugar. Pero en todos los casos, debe registrar las cuatro etapas en el orden lógico en que fueron desarrolladas. La Dra. Caro suele decir que el investigador, al escribir el informe de instrucción, *vuelve a caminar por la escena del siniestro*.

En la mayoría de los casos el ingeniero forense no participa de la colecta inicial de indicios y rastros en la escena del siniestro, y recibe la encomienda de investigar y reconstruir un siniestro a partir de una investigación primaria, ya elaborada por la instrucción policial, las declaraciones de protagonistas y otras fuentes de rastros.

Esta circunstancia no exime al ingeniero forense de asumir la responsabilidad por esa información. El ingeniero forense no puede limitarse a recibir pasivamente los rastros colectados por el personal policial que intervino en el escenario del siniestro, ni asumir como hechos indiscutibles los dichos de los testigos. Se requiere de él una actitud proactiva para analizar críticamente la documentación registrada,

chequear su verosimilitud, analizar la compatibilidad y coherencia con otras evidencias de rastros. Y, sobre todo, realizar una revisión del escenario de los hechos.

Mucho tiempo después de ocurridos los hechos, es posible encontrar vestigios, indicios y rastros del siniestro, sobre todo si son buscados con especial detenimiento. El examen crítico de los rastros colectados por la instrucción policial pertenecen a una única sucesión; por lo tanto, *deben* producir determinados rastros. Algunos de ellos, los que no han sido colectados en el lugar del siniestro, pueden ser relevados mediante una búsqueda inteligente, guiada por la determinación preliminar de una secuencia posible.

El ingeniero forense debe analizar críticamente el informe escrito, como núcleo central del registro de rastros, con los dibujos y gráficos que contribuyen a comprenderlo, además de las fotografías que lo documentan. Y sobre todo verificar que en conjunto conformen un único cuerpo coherente, completo en sí mismo, y comprensible con una lectura atenta de los distintos registros.

1.24 COLECTA DE RASTROS FUERA DEL ESCENARIO

Así como una lectura del informe de instrucción en el lugar de los hechos origina una segunda búsqueda inteligente de rastros en el mismo, su interpretación orienta la búsqueda de otros rastros, producidos por el siniestro bajo investigación, y que se hallan en otras fuentes.

Un relevamiento personal y detallado de los daños en rodados, aporta nuevos datos que perfecciona y completa la visión obtenida con las fotografías de la instrucción. Un ingeniero forense, con una primera hipótesis de ocurrencia de los hechos y libre de las presiones derivadas del caos del siniestro, puede realizar mediciones y observar detalles que optimizan el conocimiento de los efectos de la colisión.

Los daños a las personas atropelladas se evidencian en el exterior de la carrocería; abolladuras en capot y guardabarros, roturas de paragolpes, parabrisas, lánas y otras son indicio de la posible posición del peatón o ciclista atropellado, de los puntos de contacto y de los movimientos relativos entre el automóvil y la persona. Los lesionados que viajaban en los vehículos, han dejado rastros de impactos contra zonas de distinta rigidez, restos de prendas de vestir, tejido biológico (piel, sangre, cabellos), que "hablan" de segundas colisiones relacionadas estrechamente con los choques exteriores y los movimientos previos y posteriores a los mismos.

Las historias clínicas y las autopsias de las víctimas son una fuente de rastros sólida y consistente de los hechos y sus efectos. Los informes médicos que docu-

mentan las lesiones de los tripulantes y de los atropellados, vistos desde la biomecánica, resultan de utilidad cuando se trata del cálculo de velocidades, aceleraciones y fuerzas aplicadas en el contexto general del siniestro.

Todos estos elementos deben ser incorporados a la investigación, y en la medida que se impongan, reformular las hipótesis iniciales. Cada uno de los rastros debe aportar en la construcción de la evidencia, ya que la redundancia como se verá más adelante, es un atributo que hace a la mejor calidad de la misma.

25 EL TESTIMONIO ORAL

Un testigo puede ser una fuente de indicios y rastros, útiles a la formación de evidencia, irremplazable por otras investigaciones. La utilidad que pueda obtenerse de esta fuente de indicios y de rastros depende de la actitud y aptitud del investigador forense en procesar la información testimonial, teniendo siempre en cuenta y estando alerta al hecho de que un testimonio puede aportar indicios que promuevan la búsqueda de nuevos rastros.

No es función del ingeniero forense interrogar a los testigos. Las técnicas de interrogación conforman un arte y una ciencia en sí mismos, con base en la psicología y, por lo tanto, ajeno a las capacidades e incumbencias de un profesional de la ingeniería. De lo que se trata es de examinar con ojo crítico los dichos de los testigos, y preguntarse acerca de los indicios implícitos en esos dichos, que podrían ser utilizados en la búsqueda de otros rastros o información apropiada.

Existen lógicas prevenciones contra el empleo de declaraciones testimoniales como fuente de rastros que forman evidencia. Los testigos no son "expertos" y, en general, no exponen con claridad ideas y sucesos, confunden situaciones y momentos, etc. Para el caso de testigos presenciales, su percepción del hecho y/o su memoria está afectada por el *shock* propio de las vivencias del siniestro; en un sentido general, el testigo es un protagonista más del evento. Y, por último, la natural prevención sobre "falsos testigos", "testigos preparados", y otras artimañas frecuentes en los litigios judiciales.

Existen procedimientos sencillos y eficientes para prevenir estos aspectos no deseados. Por ello no debe perderse de vista que existen, por lo menos, tres motivos para tomar en cuenta los dichos de testigos. Estos son:

- Vieron hechos imposibles de registrar de otro modo; desecharlos implica renunciar a rastros e indicios imposibles de obtener de otro modo (circunstancias temporales, climáticas, posiciones de luz de los semáforos, etc).

- Expresan vivencias que, aun siendo inexactas, incompletas o mal relacionadas, orientan la investigación pericial. Son fuentes de indicios originales, que ayudan al ingeniero a perfeccionar y a completar la colecta de rastros.

- Suelen ser muchos y repetitivos; como tal, pueden contrastarse entre sí y con otros rastros e indicios colectados de manera independiente.

Un testimonio puede proporcionar información que, aislada del contexto del suceso global, puede proporcionar datos concretos, difícil de obtener por otros medios: el clima, la iluminación del lugar, el funcionamiento de los elementos de regulación de tránsito (luces del semáforo), el estado de la calzada; es decir, las características específicas del lugar al momento del hecho, relacionadas con aspectos modificables del escenario.

Frente a los testimonios de testigos presenciales, como frente a cualquier otro, la función del ingeniero forense es analizar y valorar con sus propios criterios la validez y consistencia de los elementos de juicio aportados, desestructurar el relato global del testigo, descomponerlo en sus partes, descartar todos los elementos de valoración y opinión aportados por el testigo, y quedarse con aquellos componentes que pueden ser indicios, fuentes de rastros, rastros nuevos en sí mismos o, al menos, confirman otros rastros, relevados por otras vías.

1.26 LA IMAGEN COMO RASTRO

Hoy en día, la gran cantidad de cámaras de filmación dispersas en el entorno urbano, cruces de avenidas, en autopistas, en instalaciones privadas y otras, aporta imágenes de hechos ocurridos en la vía pública, entre los que se encuentran sin duda los de tránsito. Esta tendencia ha crecido de manera exponencial en los últimos años y seguirá, a no dudarlo, en los próximos. Las imágenes aportan una importante dosis de realismo, lo que resuelve una gran cantidad de incógnitas que suelen presentarse en el hecho y que, en la mayoría de los casos, quedarían sin una resolución precisa.

Las cámaras suelen poseer relojes digitales y otras indicaciones que pueden ser de gran ayuda en el análisis de reconstrucción. Las imágenes tomadas por cámaras, cualquiera sea su calidad y definición, pueden proporcionar rastros muy firmes en la medida en que la información se descomponga en sus partes constitutivas, tal como se hace con cualquier fuente de rastros. Un proceso de análisis sobre la imagen permitirá relacionar a los móviles con objetos fijos en distintos momentos.

Pero la imagen no es la "verdad" en términos estrictamente técnicos. En primer lugar, tiene restricciones de alcance; no siempre todo el suceso entra en el cuadro de

la imagen. En segundo lugar, suelen presentar deformaciones de ángulo, de profundidad de campo, de definición, etc., debidas a la distancia focal y otras aberraciones propias de la óptica y del sistema de registro, limitadas a la escala de lo que filman y el punto de vista de la cámara.

En la medida en que el proceso de análisis de las imágenes de video se realice con rigurosidad y conocimiento de las técnicas adecuadas, hasta los videos generados con teléfonos celulares pueden emplearse en la medición de distancias con un grado de indeterminación aceptable, para identificar rostros y placas patentes y, como se ha demostrado en repetidos casos, ser fuente sólida de datos para una estimación de velocidades.

Las imágenes captadas por cámaras de video en el lugar y momento de los hechos resulta un insustituible aporte a la colecta de rastros. Como tal, la información decodificada y analizada puede y debe ser incorporada al proceso de formación de la evidencia.

27 LA CONSTRUCCIÓN DE LA EVIDENCIA

Dice Jorge Luis Borges: *Para ver una cosa hay que comprenderla. El sillón presupone el cuerpo humano, sus articulaciones y partes; las tijeras, el acto de cortar.* Y esta observación es pertinente al objeto de la investigación en ingeniería forense. Ésta está dirigida a obtener una representación de los hechos físicos que permita comprenderlos. Pasar de *ver* a *comprender* requiere producir y obtener una expresión matemática del hecho físico observado.

En este libro se tratan las técnicas de formación de evidencia, la investigación, y de la metodología aplicable a la reconstrucción analítica de la secuencia de los hechos, con parámetros cinemáticas y dinámicos: espacio, tiempo, velocidad, fuerza y aceleración.

La reconstrucción como se empieza a analizar en el próximo capítulo, se basa en el concepto de modelo matemático del siniestro. Y el mismo depende de la síntesis de la investigación; del proceso deductivo que permite establecer las relaciones matemáticas representativas de los hechos observados y su consolidación como evidencia.

Este proceso, como ya se ha dicho, es de naturaleza subjetiva. La evidencia es el producto de una interpretación, de una lectura inteligente y culta de los rastros observados. Todo hecho observado está asociado a un (o más de un) fenómeno físico concreto, estudiado en la ciencia y expresado en leyes desarrolladas teóricamente y

comprobadas experimentalmente, o al menos por relaciones o regularidades verificadas empíricamente.

La investigación teórica tiene por origen observaciones del mundo exterior contrapuestas con preguntas formuladas en el ámbito intelectual. La construcción teórica se debe apoyar en comprobaciones experimentales. Un modelo físico, correctamente verificado, puede anticipar hechos similares o describir otros que no han sido específicamente experimentados. El modelado sirve en la medida en que se carece de la posibilidad de realizar un experimento que permita ver y explicar *todo* lo sucedido. La experimentación, la observación empírica, aporta una lectura concreta de imágenes parciales.

En el proceso de investigación se trata de encontrar en los rastros del siniestro, la expresión concreta del fenómeno físico. Este objetivo se alcanza cuando se puede expresar la relación entre el rastro individualizado y el hecho que lo originó, con una expresión de lógica matemática.

Retomando el criterio de formación de evidencia como construcción subjetiva, es necesario estar alerta acerca de la factibilidad de contener y producir errores. Errores matemáticos, como imprecisión de los resultados, tal como se desarrollan en el capítulo siguiente, pero sobre todo, como errores de concepción.

Un correcto análisis requiere establecer el grado de consistencia de la evidencia construida. Esa consistencia deriva de la coherencia y correspondencia entre cada evidencia con el conjunto de los rastros registrados.

La secuencia que desemboca en una colisión puede ser comprendida de manera cabal, superponiendo el análisis de los daños de los vehículos con los rastros que se relevaron en el pavimento. Esta composición provee un grado de consistencia a las conclusiones, entre otras cosas porque hay *redundancia*. Existen dos fuentes de rastros, dos caminos de análisis deductivo, y ambos llevan a la misma conclusión. En consecuencia existe una única evidencia que el choque inicial fue ortogonal y sigue con una secuencia de movimientos de traslación y de rotación. Es una construcción realizada por el ingeniero forense apoyada sólidamente en dos referencias que se sostienen mutuamente.

La solidez de la evidencia se pone de manifiesto al explicar, y por lo menos no contradecir, todos y cada uno los hechos conectados físicamente en el siniestro. La técnica de análisis de consistencia tiene que ver con el profesionalismo puesto de manifiesto en la colecta de rastros, en su análisis y en la conformación y registro de la evidencia. El dibujo utilizado para comprender la secuencia de la colisión, y la coherencia con todas las imágenes fotográficas permite apreciar el grado de consistencia de esta evidencia.

3 LA RECONSTRUCCIÓN

El objeto central de este libro, y lo es también de la ingeniería forense, es la reconstrucción del siniestro. Y para ello es necesario construir un modelo específico. Este tema se desarrolla de manera extensa en la sección 6.

Modelar desde el punto de vista físico-matemático, significa *dar sentido lógico a la observación* de un fenómeno físico en términos cuantificables. En la presente sección, se avanza en los criterios que rigen la construcción de un modelo general, específico e integrado por la totalidad de la evidencia.

No existe un método único e infalible. Cada siniestro tiene sus particularidades en la forma de producción, que cruza con las peculiaridades de los rastros que se han colectado, y la disponibilidad de modelos teóricos de referencia que permitan consistir la evidencia. Cada hecho con sus registros de rastros e indicios provee elementos que hacen más apto un modo de resolución que otro.

La ingeniería es una ciencia de finalidad, y dentro de ella la ingeniería forense tiene como objetivo ineludible, arribar a la más completa reconstrucción analítica de los hechos, que sea posible. La creatividad del ingeniero forense es el límite de la metodología específica más aconsejable.

Una reconstrucción analítica es una *verdad construida* a partir de la evidencia recabada en la etapa de investigación, que devuelve la imagen de un *suceso-construido*. Éste se diferencia del *suceso siniestro*, lo que realmente sucedió, y que resulta desconocido.

El modelo matemático del siniestro, o brevemente, el *modelo del siniestro*, es el paso esencial para realizar la reconstrucción analítica y la consolidación de la evidencia desperdigada en un cuerpo coherente. Se trata del agrupamiento de todos los hechos físicos deducidos y cuantificados en un único cuerpo funcional, que procesado con métodos y técnicas adecuadas, puede devolver un *suceso construido*, asimilable al *suceso siniestro* por la identidad de efectos (rastros) producidos por el hecho y rescatados en la investigación.

1.31 EL MODELO DEL SINIESTRO

Un modelo matemático es algo a lo que cotidianamente acude un analista de sus problemas. Aún sin saberlo, la aplicación de la más elemental de las ecuaciones, implica un modelo.

Desde el siglo XVII con Galileo, la física tiene una tradición de modelado matemático y experimentación como procedimientos que permiten avanzar en la disciplina. Los experimentos son limitados a las condiciones concretas en que se desarrollan; el modelado permite ver *todo* lo que sucede. La experimentación proporciona algo parecido a pinturas parciales, a piezas de un rompecabezas. El modelado permite componerlas en un conjunto único y coherente.

El modelo es ante todo un modelo matemático; la única descripción del mundo físico de la que disponemos es matemática. Y a su vez la matemática no puede decirnos nada sobre el mundo físico; a lo sumo puede decirnos cosas sobre lo que sabemos (o creemos saber) del mundo físico. La matemática puede operar solamente sobre las *descripciones matemáticas* que somos capaces de hacer del mundo físico.

El modelo matemático guía, pero siempre se necesita de la corroboración experimental. No es razonable esperar que la matemática nos diga algo sobre el mundo físico mismo. Hay que ir de la teoría al experimento; y volver a la teoría.

En 1687, con la publicación de los *Principia*, Newton determinó sobre bases puramente matemáticas, como deben comportarse los planetas. El universo estaba hecho de puntos -centros de gravedad-, que ejercían fuerzas de gravedad unos sobre otros.

El gran predecesor de Newton había sido Galileo. Ambos aspiraban a restaurar en la ciencia el nivel de alturas alcanzado por Arquímedes. El programa newtoniano de reducir todos los sistemas físicos a representaciones geométricas que respondieran a leyes matemáticas fue tomado en su totalidad del programa que Arquímedes había trazado para la ciencia.

Desde 1687 en adelante, todos los científicos quisieron emular el logro de Newton. A comienzos del siglo XIX la electricidad sucedió a la gravedad como centro de preocupación en la Física, al ser analizada por técnicas matemáticas en cierto modo comparables con las que había usado Newton. En 1872, Boltzman hizo una contribución fundamental al tratamiento matemático del fenómeno físico del calor, que aún se resistía. Básicamente, estaba completando el programa iniciado por Newton.

La Relatividad, la Mecánica Cuántica, la Teoría de Cuerdas, han llevado a la física

sica a alturas impensadas en el siglo XVII. Pero cada salto en el conocimiento de la Humanidad, no ha hecho más que confirmar las palabras de Galileo, acuñadas en el 1623. *“La filosofía está escrita en este vasto libro que siempre está abierto ante nuestros ojos (me refiero al universo). Pero no se lo puede comprender a menos que hayas aprendido primero a entender el idioma y a reconocer los caracteres en los que está escrito. Está escrito en el idioma de las matemáticas, y los caracteres son triángulos, círculos y otras figuras geométricas. Sin estos medios nos es imposible a nosotros, seres humanos, comprender una sola palabra de él, y estar sin ellos es como vagar en vano por un oscuro laberinto”*.

Un ingeniero forense, en su modesto trabajo cotidiano, es parte de este devenir histórico. Cada siniestro como objeto de una investigación –incluso, un simple choque callejero– es una sucesión de hechos físicos determinados y concretos. Estos hechos han producido efectos también determinados y concretos, y algunos de ellos han dejado rastros; algunos de esos rastros han sido relevados, registrados y analizados hasta devolver una relación matemática por cada uno de ellos. Estos fenómenos, a su vez, tienen en común el ser parte de un único y particular suceso.

El conjunto de expresiones matemáticas halladas compone el modelo matemático del siniestro. Modelo que integrando cada hecho físico con el suceso investigado, lo explica y permite relacionarlo con otros hechos contemporáneos al mismo.

El médico forense español M. A. Gallardo Ortiz ha resumido criteriosamente: *“El concepto de “modelo” en rigor es muy diferente para un ingeniero, un físico o un matemático, pero esencialmente puede formularse como una representación de la realidad mediante sistemas de ecuaciones. Si introducimos la variable tiempo, tendremos un modelo dinámico con el que representar, en lo que aquí nos ocupa, los sujetos, los objetos y la dinámica con la que se reconstruye cualquier siniestro”*. (Una teoría muy general para la reconstrucción de siniestros).

La representación del siniestro como hecho único e irrepetible demanda la integración de las distintas expresiones matemáticas, representativas de cada hecho físico, en un único y específico modelo matemático del siniestro. Disponer de él permite analizarlo –descomponerlo en partes que representan distintos hechos físicos conocidos–, asociar esas partes, mediante nuevas relaciones matemáticas que expresan el contacto de los “extremos” de cada fenómeno, entre uno y otro hecho. Y finalmente pensar como Sherlock Holmes: *“Cuando ha eliminado lo imposible, lo que queda, aunque improbable, debe ser la verdad”*.

1.32 CERTEZA Y PRECISIÓN

En ingeniería se trabaja con *magnitudes*. Todo elemento de análisis y toda conclusión tiene un núcleo central insustituible: una cantidad que se expresa en un número. En ingeniería forense, no hay excepciones a esta regla. Los adjetivos no pueden reemplazar a los números. No existen velocidades *excesivas*, ni aceleraciones *imprudentes*, ni frenadas *interminables*, ni ningún otro desliz literario que a menudo adorna los alegatos jurídicos y los testimonios interesados.

Con acierto Lord Kelvin precisaba que *hasta que uno no puede describir algo cuantitativamente ni siquiera ha comenzado a entender el fenómeno*. Y este aserto debe ser tenido en cuenta, ya que en el comienzo de una investigación, el método científico implica *observar y medir*, y ello acarrea indeterminaciones de diverso origen. Y en el otro extremo del proceso, el análisis debe concluir en un dictamen, que debe estar expresado en magnitudes, que serán indefectiblemente el resultado de estimaciones, incluso las que resultan de complicados modelos matemáticos de cálculo. En la sección 6, al final de este libro, se desarrolla el criterio de traslado de los errores e imprecisiones en la medición y el cálculo, al margen de error con que se expresan los resultados; vayan algunas consideraciones generales al respecto.

Dos son los atributos que definen una magnitud. El primero es la *certeza*, el segundo es la *precisión*. Un parámetro es correcto, si y solo si se tienen la absoluta seguridad de que el valor que lo define es *cierto* y se conoce cuán *precisamente* está determinado.

El más elemental rastro recogido debe ser medido en, por lo menos, un aspecto. Una huella de neumáticos tiene una longitud, un ancho (que debería coincidir con el del neumático presuntamente productor), una distancia a la otra huella paralela (que debería coincidir con la trocha del automóvil), etc. Un elemento desprendido de los cuerpos que han colisionado está ubicado a una determinada distancia de otro elemento o punto fijo.

Para determinar esas distancias, existen ciertos problemas; la referencia a la cual medir puede no estar correctamente definida (por ejemplo; dónde realmente empieza la huella, o a qué punto del elemento medir). Por otra parte, el elemento de medición (la cinta métrica, el goniómetro de la brújula) tiene un número finito de divisiones y el que mide debe limitarse a establecer dos valores próximos, uno por defecto y otro por exceso. La diferencia entre el valor máximo (el de exceso) y el mínimo (defecto) determina amplitud de *dispersión* o, bien, el rango de *medición* o *medida* de la medición.

El objeto de toda técnica de medición y de estimación es alcanzar una *medida*

dumbre acotada. Acotar la duda genera un ámbito de certidumbre y de seguridad; cualesquiera sean las hipótesis utilizadas, cualesquiera las fuentes de coeficientes recurridas, y con todas las indeterminaciones generadas por las lagunas en la construcción de la evidencia, los resultados estarán cierta y seguramente dentro del rango determinado.

En física y en ingeniería, el rango de incertidumbre se denomina *error*. El error es incertidumbre en forma de magnitud (número), y se puede expresar como la mitad del rango de incertidumbre o como porcentaje del valor nominal. Un rango de valores posibles, de 80 a 100 km/h por ejemplo, puede expresarse, entonces, de una manera científica como 90 ± 10 km/h o bien como un valor medio de 90 km/h con un error relativo porcentual del 10%.

Paradojas de la certidumbre: lo aparentemente preciso (93,68 km/h) no es cierto; y lo aparentemente impreciso (90 ± 10 km/h) no solo es cierto; agrega el valor del rango de incertidumbre, imprecisión o error con que se ha estimado el valor. Esa diferencia permite diferenciar un dictamen científico de una expresión vulgar de la ignorancia.

Expresar lo que se ignora es, ante todo, una manifestación de sabiduría.

3.33 RECONSTRUCCIÓN Y SIMULACIÓN

La reconstrucción analítica de un siniestro de cualquier naturaleza es un procedimiento deductivo que recorre la secuencia del suceso siniestro en el sentido inverso al tiempo. Se parte de los efectos causados por la sucesión de hechos físicos producidos a lo largo del siniestro (los rastros) y se va construyendo una nueva secuencia: el *suceso reconstruido*.

No es ésta la única forma de procesar la información. Se puede también experimentar -analíticamente, por cierto-, con ciertas hipótesis, en un modo interactivo de prueba y error, donde el error tiene doble significado: el general del lenguaje -equivocación, confusión conceptual-, y el sentido concreto de margen de indeterminación, tal como ha sido explicado en el párrafo anterior. El método es muy utilizado como se verá más adelante y en lenguaje de ingeniería se denomina *simulación*.

Se trata de comprobar que una determinada composición de circunstancias de tiempo, lugar, velocidades, aceleraciones, fuerzas y otros parámetros físicos aplicables a cuerpos que colisionan entre sí, producen los mismos efectos registrados en la evidencia, y solamente esos efectos: los rastros registrados.

El proceso supone realizar hipótesis que conduzcan a una situación determinada (por ejemplo, un punto de impacto, velocidades de los móviles, etc.). Con esta posición se calculan los desplazamientos posibles después de la colisión, se evalúan los daños que serían generados (por ejemplo, la energía mecánica disipada en el trabajo de deformación) y otros fenómenos relacionados con la evidencia construida, y se comparan los resultados con los efectos (rastros-evidencia) realmente producidos.

En la medida en que los resultados obtenidos con una determinada hipótesis discrepan con los efectos reales del suceso, se modifican las variables, intentando aproximar los resultados a los rastros observados. Este proceso de ajuste se realiza en forma sucesiva hasta que las discrepancias entre los resultados del modelo simulado y los rastros alcanzan valores aceptables.

La simulación tiene también variables definidas en un determinado rango, como tal, arrojan conjuntos de resultados, de los cuales unos pocos se ajustan a los criterios y límites del suceso siniestro. Los resultados son entonces acotados a un margen de error, tal como en el caso de la reconstrucción. El proceso opera básicamente mediante una simulación numérica, tal como se desarrolla en los ejemplos de este libro, en particular en el del capítulo 6.4.

La diferencia entre ambos procesos, reconstrucción anti cronológica y simulación numérica, en la medida en que ambos se apliquen con rigurosidad científica es meramente formal. En ambos existe una fuerte dependencia entre los resultados analíticos y la relación con el hecho real, con la evidencia; y ésta debe igualmente ser construida sobre la base de rastros y de principios físicos y tecnológicos precisos.

Ambos procesos -reconstrucción y simulación-, requieren de transparencia y trazabilidad; ambos producen resultados con un determinado margen de incertidumbre que debe determinarse en la exposición de los resultados. Y por último, ambas formas de procesar modelos funcionales del siniestro pueden ser empleadas simultáneamente en una reconstrucción, como forma de verificación y/o apoyo mutuo de los procedimientos.

El procedimiento de simulación numérica es de gran aplicación con recursos de computación, lo que lleva a examinar en detalle y con cuidado el uso indiscriminado de cierto software, mal llamado de reconstrucción. En realidad, los programas informáticos ofrecidos en el mercado como de reconstrucción son, rigurosamente hablando, programas de simulación que articulan procesos interactivos de formulación de hipótesis y ajuste, hasta arribar a un resultado con un determinado margen de error.

En la actualidad estos programas incluyen rutinas de configuración gráfica animada de los resultados; es decir, pueden devolver resultados numéricos e imagen animada de los mismos. El operador debe suministrar un conjunto de datos; otros son aportados por el programa desde una biblioteca interna y, generalmente, suministrar las condiciones de simulación (posiciones de los rodados, velocidades, coeficientes de fricción con el pavimento, etc).

Aún cuando la protección del secreto comercial induce a los autores a retacear información sobre los fundamentos y limitaciones de sus sistemas, la mayoría de los productores de software han expuesto la base argumental de la plataforma de trabajo de sus sistemas en papers científicos presentados en los encuentros académicos de la especialidad. Y estos papers permiten obtener una muestra representativa de las limitaciones de los mismos.

La base de la programación de este software es la tipificación de los siniestros y ese es el punto más débil de los sistemas integrados. El universo de hechos de tránsito que resultan de interés en una reconstrucción es disperso, divergente, y por ende, no siempre puede ser tipificado en el nivel específico requerido de una reconstrucción.

El riesgo es máximo cuando interviene un operador no calificado en la reconstrucción de hechos de tránsito. Éste, debido a su desconocimiento tanto de la materia como del programa con que opera, se limita a ingresar los datos y valores que el programa le requiere, con poca o nula comprensión de su naturaleza, fiabilidad y variabilidad. Como no tiene visión del proceso ni control sobre el software mientras procesa la información, queda restringida al máximo la posibilidad de generar apreciación crítica de los resultados, incluyendo la representación gráfica y animada de los mismos.

Así operado, el sistema resulta opaco. Un operador, sin formación en investigación de movimientos de dinámica compleja, está aislado de los procesos y los resultados intermedios. La única manera de auditar la validez de los resultados es cotejarlos con un modelo desarrollado manualmente, como se ha descrito previamente en este capítulo.

Por ello, los sistemas integrados, también llamados *enlatados*, aplicados en un ambiente profesional especializado, donde sus características y limitaciones son conocidos, constituyen poderosas herramientas, que ahorran trabajo y permiten emprender desarrollos originales e innovadores. En manos de personas inexpertas, alentadas por la facilidad de "obtener el resultado con solo apretar unas pocas teclas", los enlatados favorecen la generación del fraude tecnológico.

A medida que avanza el proceso y que se perfecciona la investigación con nuevos elementos aportados por la reconstrucción analítica, se generan más y mejores evidencias. La simulación de ciertos fenómenos aporta nuevos enfoques o precisiones a los enfoques existentes; las hipótesis se consolidan o se extinguen, y todo ello alimenta un modelo más rico y más complejo.

La complejidad disminuye la incertidumbre, de tal manera que, en un determinado momento, el ingeniero forense se encuentra en condiciones de decidir que el grado de certeza es razonable y la precisión adecuada.

Entonces emite un *dictamen*.

1.4 LA PRESENTACIÓN DE LOS RESULTADOS

1.4.1 EL INFORME FORENSE

La última etapa del proceso de investigación y reconstrucción es la elaboración de un dictamen.

El dictamen forma parte de un proceso de comunicación en el que el ingeniero transmite las conclusiones obtenidas a las personas y entidades que han solicitado su intervención. Éstas pueden ser un juez, un fiscal, una compañía de seguros o una institución social interesada en el esclarecimiento de determinados hechos.

Independientemente de la naturaleza del receptor, los resultados deben presentarse cumpliendo con los requisitos de un proceso de comunicación. Es primordial que sea entendible, que no dé lugar a dudas, que sea claro qué es lo que el investigador quiso decir, y qué es lo que no quiso decir.

En segundo lugar, el dictamen debe abarcar, con el detalle que el investigador y el receptor acuerden necesario, todo el proceso de investigación: qué rastros se han encontrado, cómo fueron encontrados y cómo fueron analizados, por qué razón algunos fueron desechados, y por qué se han buscado -y encontrado o no- otros, exponiendo las razones. En síntesis, una parte del informe debe dejar en claro cómo se ha ido construyendo la evidencia, cómo se arribó a la conclusión, qué rastro se correlaciona con determinado hecho físico, para todos y cada uno de los rastros consistidos en evidencia, y también para todos los rastros desechados.

El dictamen debe dejar constancia de cómo se han conformado las distintas relaciones matemáticas que fueron incorporadas al modelo del siniestro, estableciendo el alcance de la capacidad explicativa del mismo. Como se ha visto, una investigación de ingeniería forense está expuesta a chocar con sus límites, con las lagunas del suceso que quedan ocultas, ya sea debido a la contaminación o pérdida de ciertos rastros, ya por las dificultades en la consideración de alguno de ellos. El dicta-

men debe dejar tan en claro lo que se demuestra, como lo que *no puede demostrarse* en el modelo matemático construido. Estas son las dos caras del resultado de una investigación y reconstrucción de ingeniería forense.

Y luego de explicar desde dónde se partió, qué se consideró, qué se descartó deliberadamente y por qué razón, en síntesis cómo se trabajó, se deben expresar las conclusiones alcanzadas. Y al explicar esas conclusiones, expresarse de manera concluyente en magnitudes numéricas.

Es parte de la buena práctica de la ingeniería expresar todas las magnitudes con su margen de error o incertidumbre. Esta práctica es esencial en el ámbito forense y la forma consistente es expresar que *la velocidad a la que circulaba determinado vehículo en el momento del impacto estaba en el rango entre 60 y 80 km/h*. Esta manera de expresar los resultados muestra las dos caras de las conclusiones. Por un lado, establece que las investigaciones permiten establecer un rango *posible y cierto* de velocidad para un determinado vehículo: *entre 60 y 80 km/h*. Y a su vez, que la mejor precisión implica una *incertidumbre*, o bien que *el error o indeterminación* es del orden de 20 km/h (la diferencia entre 60 y 80 km/h).

Lo que debe evitar todo buen dictamen de ingeniería forense es expresarse mediante una acumulación de adjetivos. Frases como *el automóvil llevaba una velocidad excesiva* traiciona la investigación. Cualquier adjetivación conlleva una valoración de la conducta de los protagonistas, y esa actitud es ajena a la esencia de la ingeniería forense. Las conclusiones que, en lugar de expresarse en números y en sus unidades, apelan a expresiones ambiguas como *velocidad excesiva*, *actitud imprudente*, calificativos de *embistente* y *embestido* o el establecimiento de *grados de culpabilidad* revelan incompetencia en el ejercicio de la ingeniería forense.

Estas expresiones deben ser evitadas por los autores y combatidas por los lectores. Un dictamen en que las conclusiones se expresen como adjetivos, como opiniones, como comentarios, como relatos carentes de sustantivos y números, es en duda el producto de una investigación y reconstrucción débil de fundamentos, y la cuenta de investigador de muy limitada formación.

El dictamen debe cumplir con un amplio criterio de trazabilidad¹, esto es, que en el dictamen están incluidos todos los pasos del proceso de investigación y reconstrucción, con la suficiente información y detalle como para que cualquier experto pueda percibir de manera clara el trabajo desarrollado, y evaluar y formular un juicio crítico del dictamen.

1. El término inglés *traceable* en una de las acepciones utilizadas es *rastreable*, *atribuible a una serie o línea determinada*; derivada del sustantivo *trace* (rastros, huella, pista, vestigio, señal, indicio, etc.), se emplea como atributo *verificable* en un proceso en toda su extensión.

En definitiva, se trata de contar qué se hizo, qué se analizó y a qué conclusión se llegó; una de las formas de hacerlo es escribir un informe.

1.2 LENGUAJES DE COMUNICACIÓN

El informe escrito ha sido por excelencia el método histórico de comunicación entre los magistrados y los forenses de cualquier especialidad. El informe, para ser entendido por magistrados, letrados y funcionarios, tiene que ser redactado en un lenguaje coloquial y cotidiano.

En el proceso de investigación y reconstrucción, el ingeniero forense utiliza un lenguaje específico. La descripción e interpretación de los rastros se realiza en términos técnicos, propios de los elementos que intervienen. Y a medida que se avanza en la formación de la evidencia y la modelación físico-matemática, el lenguaje se torna cada vez más abstracto.

El modelo matemático del siniestro es un relato abstracto por excelencia. Esta cualidad permite pensar, analizar, cuantificar y entender cada uno de los fenómenos. Procesando términos abstractos, el ingeniero forense llega a definir una secuencia de hechos físicamente compatibles con todos los rastros. El lenguaje matemático es la clave que conduce de la mera descripción de los rastros a la comprensión de los mismos.

Pero un informe de ingeniería contado en términos matemáticos resulta ininteligible para todo aquél que no es un profesional técnico, es decir para quién no está habituado a los conceptos y términos de la física, de la matemática y de las ciencias técnicas en general. Un informe técnico en general, y un dictamen de ingeniería forense en particular, es un mensaje emitido por un profesional de las *ciencias duras*, para ser entendido y aplicado por otro profesional de las *ciencias blandas* (el derecho, la sociología, etc.). Entre ambas ramas de las ciencias, el lenguaje resulta una barrera que no debe subestimarse.

Es responsabilidad del ingeniero forense transferir el análisis desde un lenguaje técnico y abstracto a una descripción en palabras corrientes, de manera que el lector pueda comprender de qué manera se ha conformado la evidencia y cómo se la ha transformado en relaciones matemáticas que construyeron el modelo.

Las ecuaciones e inecuaciones en sí, el relatar cómo se ha conformado el modelo representativo del siniestro, la descripción del cálculo de error e incertidumbre, pueden ser cuestiones difíciles de explicar con palabras. El relato textual resulta en general insuficiente para expresar los sucesos complejos. La complejidad puede

provenir de la intervención de múltiples protagonistas, de desplazamientos complejos (rotaciones, vuelcos, sucesión de colisiones), etc. En estos casos el lenguaje gráfico puede resolver exitosamente el problema.

Un lenguaje característico de la ingeniería es el dibujo. El dibujo es un organizador de los rastros colectados en el escenario del siniestro y puede ilustrar muchos aspectos de las conclusiones que se desea comunicar. Por ejemplo, explicar la posición relativa en que tomaron contacto dos automóviles en el inicio de una colisión, en lugar de un largo texto que diga *el vehículo 1 contactó con el extremo izquierdo del frente en forma oblicua sobre el lateral derecho del vehículo 2, desplazándolo... etc.*, un simple gráfico que represente esa forma de contacto soluciona el problema de manera eficiente.

El lenguaje gráfico puede ayudar no solo a comprender una fase del suceso, cuyo eje es la colisión, sino la secuencia con que se desarrollaron los sucesos. Una serie de gráficos puede describir claramente aspectos dinámicos, necesarios para ser explicados en el dictamen de ingeniería forense.

Cuando hay fenómenos físicos complejos en juego, con desplazamientos de traslación y de rotación combinados; cuando es compleja la determinación de las fuerzas aplicadas, de las aceleraciones impelidas, de las velocidades de colisión y de la colisión, y no existe un texto suficientemente resumido que lo pueda explicar, razonablemente, un dibujo permite ahorrar palabras y asegura que el lector interpretará fielmente lo que el forense quiso decir. El lenguaje gráfico potencia la comunicación.

Lo dicho para el informe escrito es extensivo al informe presentado en forma oral, que, con el agregado del recurso gestual, amplía la capacidad de transmisión de la palabra. La combinación de texto y gráfico con la gestualización, genera una potencia de comunicación cualitativamente superior al informe escrito. Esta potencialidad comunicativa del informe oral es una razón más para abogar por la supresión de los procedimientos escritos en los procesos judiciales y de arbitraje y su reemplazo progresivo por el debate con la presencia de los protagonistas, los testigos presenciales y los testimonios de los expertos.

El uso de los recursos informáticos provee de otra forma potente de comunicación aplicada a la intelección de los complejos procesos de investigación y reconstrucción de siniestros con ingeniería forense. Ese recurso es la video animación.

43 LA ANIMACIÓN DEL HECHO CONSTRUIDO

Los hechos de tránsito más complejos implican el estudio simultáneo de los movimientos de varios vehículos, de sus ocupantes, de peatones, ciclistas y motociclistas. Esta complejidad se traslada a la reconstrucción de la secuencia y al proceso de comunicación al juez, al funcionario o al letrado. La simulación numérica o mecánica computacional, combinada con programas informáticos que manejan la producción de imagen en el monitor, permiten incluir un apoyo visual insustituible en estos casos.

La video animación realizada por computadora permite reproducir el movimiento de los vehículos en función del tiempo, en base a los resultados obtenidos a partir de la reconstrucción analítica realizada con el modelo matemático del siniestro. La secuencia del hecho, representadas por imágenes sucesivas -creadas en la computadora y ordenadas en el tiempo-, que se suceden a una velocidad de 24 a 30 imágenes por segundo, brinda sensación de movimiento, propia del cine. Las imágenes se pueden crear y representar en dos o en tres dimensiones (3D), y se les puede adicionar detalles de luminosidad, color, textura, etc., lo que mejora la sensación de realismo para el observador.

La animación tiene su origen en el cine de dibujos animados de principios del siglo XX. Hoy en día, la informática potencia el proceso de elaboración, permitiendo que dos imágenes secuenciales puedan modificarse para un determinado lapso, disminuyendo la carga de trabajo y optimizando el resultado obtenido.

Este proceso, conocido como *renderizado*, trabaja sobre cada imagen estática, proporcionándole atributos de realidad, que luego son registradas en video. Existe hardware apropiado para la generación y tratamiento de imágenes de video animación. Los programas que trabajan sobre computadoras personales resultan eficientes y el software más comúnmente utilizado, como *3D-Studio* y otros, está disponible en el mercado y es ampliamente aceptado por la comunidad científica.

La video animación aporta a la visualización gráfica en el dictamen, con el agregado de la tercera dimensión y la variable del tiempo a la descripción del suceso, lo que permite establecer condiciones de realismo. La inclusión de fondos o recuadros marginales con fotografías del lugar del hecho, de los distintos vehículos y protagonistas, detalles relativos a lluvia o niebla, iluminación del lugar para analizar fenómenos de deslumbramiento y restricciones a la visibilidad, y en general de todo detalle, permite apreciar la correspondencia de las imágenes generadas con la realidad. Como práctica habitual se incorporan "velocímetros", escalas y relojes, que permiten apreciar, durante la exhibición, los parámetros que relacionan a los

distintos móviles y elementos, en cada instante de tiempo.

El aspecto más atractivo de la video animación, el que realmente potencia el valor forense de la misma, es la ausencia de restricciones del punto de vista o de observación. La imagen puede focalizarse en distintos puntos fijos o móviles del escenario del hecho investigado. Resulta como si una cámara de video hubiera estado ubicada en el interior del vehículo y reflejara el punto de vista del conductor, otra el del testigo, del peatón atropellado, o se pudiera visualizar la escena del hecho, mientras este ocurre, desde una vista aérea panorámica, como si el observador fuera un pájaro. En estos casos, se debe verificar el empleo de una distancia focal adecuada, ya que en el caso que así no sea, por ampliación o reducción del ángulo de la toma, se puede distorsionar la visión de un determinado conductor.

Esta versatilidad otorga al ingeniero forense dos importantes recursos. El primero es la facilidad para explicar los fenómenos más complejos en términos sencillos y claros: *una imagen vale por mil palabras*. Además brinda una herramienta adecuada para verificar hipótesis y análisis, establecer las condiciones críticas de evitabilidad del siniestro, desde la óptica de cada protagonista, los límites de apreciación de los testigos y otros detalles que enriquecen la investigación y la reconstrucción.

La video animación por computadora se constituye en un medio técnico ideal para explicar reconstrucciones complejas desde un punto de vista técnico a una audiencia constituida por personas no técnicas. Es por ello que se aprecia una creciente utilización de esta técnica como apoyo a la reconstrucción analítica. El montaje en esta virtud cabalga una creciente utilización no técnica –e incluso, a veces, sin formación adecuada, y con una evidente falta de transparencia, como ya se ha examinado.

Frente a esta dualidad, es prudente recordar la susceptibilidad de manipulación que poseen las animaciones elaboradas, poniendo especial atención en el momento con que se presentan este tipo de pruebas. Quienes reciben los informes presentados exclusivamente en video animado deben asegurarse de que las imágenes y los movimientos estén basados en los resultados obtenidos a partir de la aplicación de principios físicos y matemáticos reconocidos, mediante análisis realizados por ingenieros forenses calificados para hacerlo.

4.4 EVITAR LAS CALIFICACIONES

El informe es el relato del hecho construido; refleja en el texto, en los gráficos y en las eventuales video animaciones, la profundidad, densidad, complejidad y transparencia del proceso de investigación y reconstrucción analítica. El dictamen debe estar elaborado, de manera que toda la investigación y reconstrucción del siniestro sea visible, reproducible, y pueda ser objeto de sana crítica.

Una cualidad del dictamen de ingeniería es la prescindencia de todo tipo de calificación de la conducta de los protagonistas del hecho investigado. Definiciones como la *culpa*, el *dolo*, la *inocencia* o la *negligencia*, son valoraciones de la actitud y conducta de las personas, sobre las que los ingenieros no tienen incumbencia.

La ingeniería no se funda en ciencias que indaguen sobre las motivaciones que llevan a las personas a hacer o dejar de hacer las cosas. La voluntad, la intencionalidad, la capacidad y el derecho de los hombres a realizar ciertos actos, y consecuentemente la prohibición de hacer otros, corresponde al interior de los procesos psíquicos y al ámbito de las relaciones interpersonales y sociales.

Si con su accionar alguien privó a un semejante de ciertos derechos, le provocó un daño o le sustrajo un bien, corresponde a las convenciones que guían las relaciones de las personas en la sociedad, al ámbito del derecho, entender sobre el particular. No es materia ni incumbencia de la ingeniería y, por lo tanto esa calificación no puede ser parte de un dictamen de ingeniería forense.

La tentación a caer en simplismos en el dictamen es muy grande. Y mayor aún ante las dificultades de explicar un complejo proceso de análisis, como es la reconstrucción analítica de un siniestro. Combatir esa tentación es responsabilidad de las dos partes.

Los ingenieros forenses deben tener claros los límites de su profesión y, en el dictamen, excluir todo tema que implique un juicio de valor sobre las cuestiones sometidas al análisis. A su vez, quienes encomiendan trabajos de investigación -jueces, letrados representando a las partes litigantes, empresas del seguro, organizaciones sociales y del Estado-, no deben requerir del ingeniero forense la emisión de opiniones, comentarios y calificaciones sobre los protagonistas y sus conductas. Preguntas del tipo “¿Quién tiene el derecho prioritario de paso?”, o bien “indique quien es el responsable de la producción del hecho”, son incitaciones a incurrir en *mala praxis* profesional.

El dictamen debe ser la descripción más clara, fundada e imparcial posible de los hechos que se revelan a partir de una determinada colecta de rastros. Debe expresar en un lenguaje sencillo, prescindiendo de tecnicismos, qué hipótesis han sido

procesadas, cuáles de ellas son consistentes con la evidencia y cuáles han de ser descartadas, y, finalmente, qué conclusiones se desprenden del análisis. Asimismo, debe apoyarse en todos los recursos gráficos necesarios para su mejor entendimiento y, si la complejidad del hecho lo amerita, debe estar acompañado por un video de animación que muestre todo el análisis realizado y sus conclusiones.

Un relato del hecho construido de manera transparente, auditable y propicio a la sana crítica.

5 MÉTODOS DE MEDICIÓN

Las técnicas de medición aplicables a caracterizar la magnitud de los rastros, su posición en relación con otros elementos, móviles o fijos, incluso a establecer el contexto geográfico en el que se produjo el siniestro son amplias y diversas. Se basan en los principios de la geometría, analítica y descriptiva, disciplina antigua y fundacional de las ciencias físico matemáticas, que hoy adscribe a ellas.

En este capítulo se tratan algunas técnicas y recomendaciones prácticas, sin la pretensión de agotar la temática. Existen manuales de investigación policial con mejores y peores tratamientos de estas cuestiones y en general, con poca referencia a las ciencias de la ingeniería, algunas de las cuales resultan esenciales en los trabajos de mensura en general, y de ingeniería forense en particular.

Los instrumentos requeridos para aplicar las técnicas que se detallan en este capítulo son pocos y sencillos; tiza, cinta métrica, una brújula, un odómetro. Pueden ser complementados con instrumentos de mayor sofisticación como un distanciómetro láser o una estación total. Pero en ningún caso, el instrumento sabe que medir ni cómo medirlo; para ello es insustituible el instrumento que todos llevamos arriba de los hombros.

Muchos ingenieros subestiman el dominio de estas sencillas técnicas. Consideran que no es parte de su gestión, y en parte tienen razón. La mayoría de los ingenieros forenses trabajan en forma independiente, cumpliendo funciones de peritos judiciales, y emiten dictámenes a partir de la instrucción realizada in situ por funcionarios policiales, mucho tiempo después de que ocurrieron los hechos.

Sin embargo, conocer las técnicas de medición es una obligación del conocimiento. No sólo para operar en el lugar de los hechos –incluso tiempo después de ocurrido el siniestro es posible encontrar rastros e indicios y hacer mensuras de interés–, sino también para interpretar críticamente la colecta de rastros realizada por terceros, analizar su consistencia, comprobar su congruencia intrínseca y con

el resto de la información colectada, e incluso completar datos implícitos en las mismas.

1.51 COORDENADAS ORTOGONALES

La posición de los vehículos en reposo, al finalizar el suceso, las huellas de frenos en la trayectoria pre y post impacto, el punto de impacto posible u otros puntos asociados al mismo, se deben registrar en un croquis acotado, con respecto a líneas materializadas en el lugar o puntos fijos de referencia. La posición de los vehículos y cuerpos de dimensiones significativas, deben hacerse tomando puntos destacados de cada vehículo, y señalándolo (eje de la rueda delantera izquierda, vértice trasero derecho, etc.). Es importante para realizar una correcta identificación de esos puntos destacados, conocer las características del vehículo en cuestión.

Un modo de medir y registrar es emplear como referencia un sistema de coordenadas, ortogonales generalmente. Para ello el investigador podrá tomar como referencia el borde de la calzada, una línea de cordón de vereda, llamado también acera o bordillo (*curb* en inglés), y otro eje perpendicular materializado en una junta del pavimento (si es de hormigón armado), o una línea trazada expresamente a partir de algún punto significativo.

El registro se puede hacer en una sencilla tabla o matriz, indicando número de rastro, descripción del mismo y coordenadas X e Y. Es recomendable utilizar como eje X el paralelo a la dirección de los vehículos.

Este método es aplicable al registro de siniestros que se desarrollan en una longitud importante, más de 20 metros por ejemplo, y con una dirección principal definida (por ejemplo una colisión en una ruta, con largas huellas de derrape, bloqueo, etc.). Incluso es posible definir con coordenadas direcciones no paralelas de líneas rectas. Para ello bastará con indicar las cotas X e Y de los puntos de inicio y de finalización, y completarla con una medición de la longitud (a los efectos de una corroboración o ajuste posterior en gabinete).

El método de registro por coordenadas es útil también para identificar arcos y líneas curvas en general, sobre todo aquellas curvas que no tienen un radio constante. Para ello se marcan varios puntos de la curva, y en particular los extremos, y se toman las coordenadas de cada uno de ellos, y nuevamente, la distancia entre puntos. Llevando los datos de la matriz a un gráfico (manual o con un utilitario de computación), se reconstruye la curva con mucha precisión. Sobre todo se trata de varias curvas cruzadas, como las dejadas por los neumáticos de un automóvil que derrapa o hace trompos en su recorrido.

En el registro no pueden dejarse de lado las dimensiones de la calzada, el número de carriles, el ancho de cada carril si son diferentes, el ancho de las veredas y otras referencias. En estos casos, dado que las líneas de delimitación de los carriles, de las veredas y otras, tienen en sí mismas anchura considerable, las dimensiones se deben tomar desde el centro de una línea al centro de la siguiente, o de borde a borde, desde los bordes homólogos.

En cualquier caso, y cualquiera sea el método de medición y registro empleado, es recomendable que el investigador realice un croquis a mano alzada, con la ubicación de todos los puntos a definir, previo croquizado y acotado del espacio físico, indique las cotas a medir identificándolas con una letra o número, y en una hoja aparte registre la cota y el valor o los valores medidos. De esta manera simplificará el trabajo, y hará del borrador de campo un elemento que pueda ser archivado y verificado en cualquier etapa del proceso de investigación y reconstrucción.

2 EL MÉTODO DE TRIANGULACIÓN

Un punto puede situarse fácilmente con cualquier sistema que tome como referencia otros dos puntos fijos cuya distancia entre sí es conocida. Los tres puntos –dos fijos o de referencia y el punto a situar-, conforman un triángulo del que se conocen la longitud de sus tres lados, y esos datos son suficientes para replantear la posición en un croquis a escala.

Para ello bastará con representar los dos puntos fijos a la distancia indicada y en la escala correspondiente, y desde ellos trazar un arco de circunferencia con el radio de la medida correspondiente, según se ha registrado en el lugar. En la intersección de los dos arcos está el punto. Como hay dos intersecciones posibles y simétricas con respecto a la recta que une ambos puntos de referencia, la identificación del punto a considerar es inmediata. El método se puede aplicar manualmente, usando regla y compás, o mediante programas de dibujo técnico para PC. De esta manera se pueden ubicar puntos de un cuerpo sólido, y de esa manera definir su posición. Se pueden también medir o calcular ángulos aplicando los teoremas del seno y del coseno, o en casos particulares, el teorema de Pitágoras, y toda determinación basada en la geometría del triángulo o trigonometría. Desde estos dos puntos se toman las medidas a los que definen la situación de los vehículos, centro de ruedas, extremos de paragolpes, cuerpos de las personas, restos de cristales, etc.

Este método se lo conoce como método de triangulación, y también método polar (los puntos de referencia son llamados también polos), y es de utilidad para

registrar posiciones relativas en una escena encerrada en un polígono cuyos lados no pasen de 30 metros. La figura 1.1 es un ejemplo de un levantamiento de posiciones de reposo en una colisión.

Es conveniente complementar este método con algunas mediciones directas entre puntos, como para tener elementos de corroboración y ajuste a la hora de culiar los datos en un croquis a escala, en el gabinete. Independientemente de que no deben dejar de registrarse las dimensiones generales como ancho de calzada, de carriles, etc.

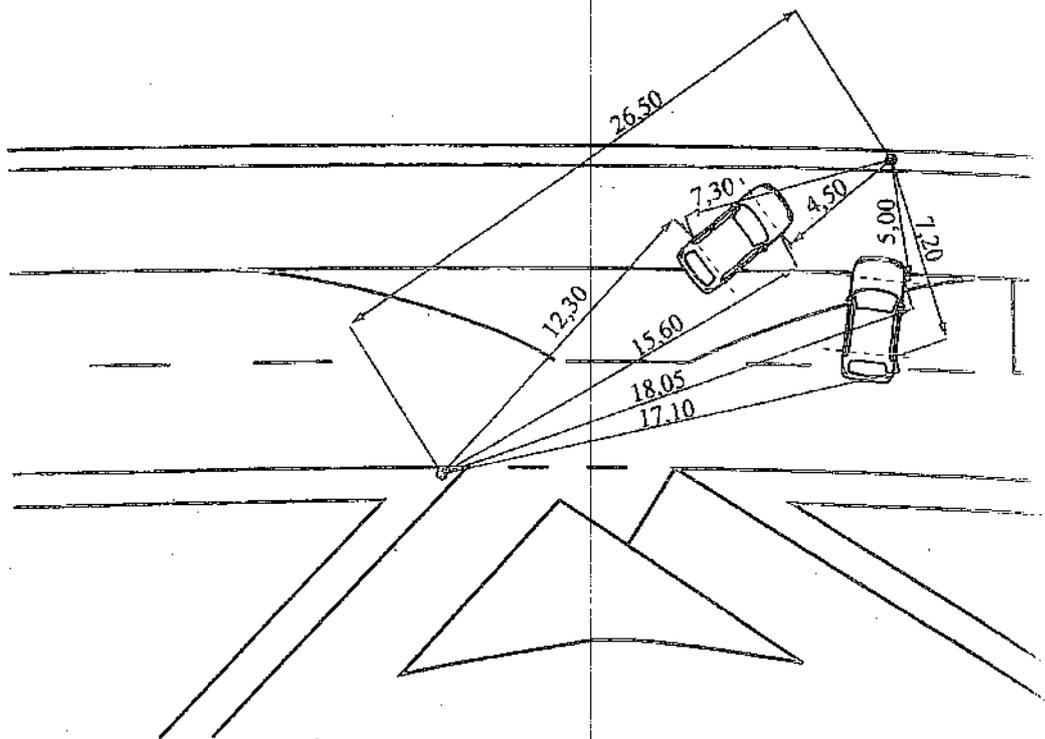


Fig. 1.1 - Aplicación del método de triangulación

El método de triangulación se puede emplear en forma conjunta con la medición con coordenadas ortogonales. No está contraindicado. Lo que no debe hacerse nunca es mezclar ambos métodos en un mismo croquis de campo. Suele traer molestias de todo tipo al investigador y a los reconstructores que actúen luego. Lo mejor es hacer dos croquis separados, o indicar en uno solo las dimensiones, primero con un método y luego con el otro. Para ello nada mejor que planificar la toma de medidas antes de iniciar el trabajo, y asegurarse que lo que se ha de medir es posible, acorde a los instrumentos disponibles y las restricciones del lugar, y que cubra la totalidad de la información del escenario del siniestro.

Un buen croquis de campo es aquel que permite reconstruir en el gabinete el escenario con detalle y precisión.

53 MEDICIÓN DE CURVAS

Las curvas deben registrarse con el detalle necesario a los efectos de la reconstrucción posterior. El radio del cordón de la vereda en una esquina, contra el que ha colisionado uno de los protagonistas, o la curvatura de la calzada en la que un automóvil inició un movimiento de derrape descontrolado son datos imprescindibles en los cálculos de reconstrucción.

Existen curvas verticales y horizontales. Las primeras están asociadas a cambios de pendiente y nivel y son objeto del párrafo siguiente. Las curvas horizontales, de las que se trata en este apartado, requieren en general de dos datos: el radio de curvatura y el ángulo de la tangente en los extremos de la misma.

El caso más sencillo de determinar es el radio del cordón de una ochava a 90° . Es el caso más común de curvas en el ámbito urbano. Para ello es posible determinar el radio considerando la distancia de los puntos de inicio con la tangente al otro extremo de la curva. Como el ángulo de la curva es 90° , haciendo esta medición dos veces, una en cada extremo, si la medida coincide se obtiene el valor del radio. Si la diferencia es escasa, se pueden promediar los valores leídos, o medir nuevamente con mayor cuidado.

Para curvas cortas y de radio uniforme, con ángulos de curva distinto de 90° , se puede emplear el método de la flecha (ver Figura 1.II). Para ello habrá que determinar la cuerda C de la curva, como la recta que une los extremos de la curva, y la flecha f , que es el segmento de recta entre la cuerda y la curva en el punto medio de ambas. Si la curva es de radio constante, el centro de la cuerda y de la curva se encuentra en una recta normal a ambas.

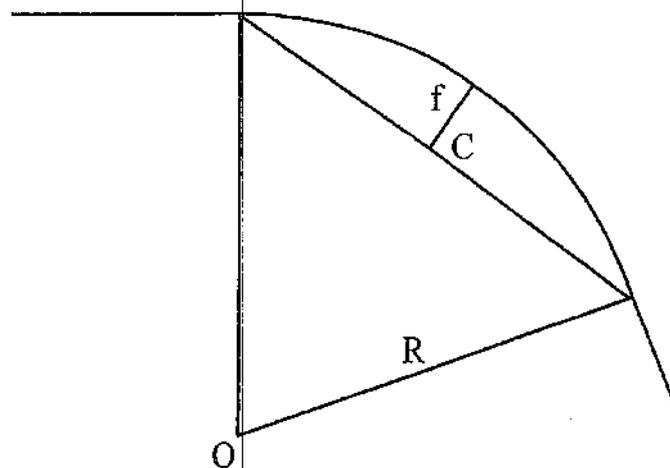


Fig. 1.II - Determinación del radio de una curva según su flecha

El radio se determina mediante la ecuación siguiente:

$$R = \frac{C^2}{8 \cdot f} + \frac{f}{2}$$

Es recomendable repetir la operación al menos tres veces para promediar los valores leídos y determinar el error de medición. El método es apropiado para curvas de radio pequeño y constante como las que habitualmente se encuentran en el ámbito urbano. En ellas es fácil de determinar los extremos de la curva y la medición se puede hacer con una cinta métrica y una tiza.

Para el caso de curvas de gran longitud, y donde el radio es grande (centenares de metros) y el ángulo pequeño, como las de las rutas y autopistas, el método de la flecha es poco recomendable. Por lo impreciso -no es cierto que estas curvas sean de radio constante-, y por lo riesgoso que resulta para la integridad del investigador hacer mediciones en las rutas, sin limitar el tránsito de automóviles.

Para ello se recomienda el método magnético, basado en el uso de una brújula. El criterio es sencillo. Parado sobre el borde de la calzada, se apunta la brújula en la dirección de la tangente a la curva y se toma nota del ángulo marcado en el horizonte. Se traslada una distancia ds sobre el borde de la calzada y se repite el método. La diferencia en el ángulo medido entre el primer y segundo punto es $d\alpha$. Repitiendo el procedimiento a lo largo de la curva se tendrá una función $S = f(\alpha)$, de la que es posible deducir la función de variación del radio. Para ello debe tenerse en cuenta que el radio es la derivada del ángulo respecto del arco:

$$R = \frac{d\alpha}{ds} \approx \frac{\Delta\alpha}{\Delta s}$$

Este método tiene dos ventajas. En primer lugar no es necesario definir con precisión donde se inicia la curva. Bastará con iniciar el desplazamiento y medición en una zona marcadamente recta y finalizarlo en el extremo opuesto de la curva en la zona también recta. El mismo método nos indica que estamos recorriendo una recta cuando $\Delta\alpha = 0$.

La segunda ventaja es que en la medición tenemos definido el radio y el ángulo, ya que éste será la sumatoria de las variaciones medidas: $\alpha = \Sigma \Delta\alpha$. El método permite corregir errores propios de medición, en la medida que se han tomado un número significativo de puntos en la curva (diez por lo menos), y la determinación se realiza gráficamente, buscando el valor medio, o bien analíticamente, corrigiendo por un método de los cuadrados mínimos por ejemplo.

Este procedimiento ha sido ideado por el Dr. Ernesto Martínez y se lo encuentra en papers mimeografiados en los cursos dictados por él y sus colegas del Instituto Balseiro de la ciudad de Bariloche en el oeste de la Patagonia Argentina.

5.4 MEDICIÓN DE DESNIVEL

La inclinación de la calzada incide en el movimiento de los vehículos en lo que técnicamente se define como el factor de aceleración o drag factor, en proporción a la tangente del ángulo que forma el pavimento con la horizontal.

Un método práctico para medir la pendiente con una cinta métrica, un nivel y una cuerda de longitud conocida (10 metros por ejemplo), consiste en fijar un extremo de la cuerda en posición horizontal, posición que puede ser verificada con un nivel, y medir con la cinta la altura al suelo. La distancia de la horizontal al suelo dividido la longitud horizontal, es la tangente, que expresada en %, es la medida de inclinación o pendiente.

Un instrumento específico para medir la pendiente es el eclisímetro. Este es una plomada con un brazo rígido que recorre una escala graduada en mm. Como se conoce la longitud del brazo de la plomada, el cociente entre el valor de desviación y esta longitud da en forma directa la pendiente (ver Fig. 1.III).

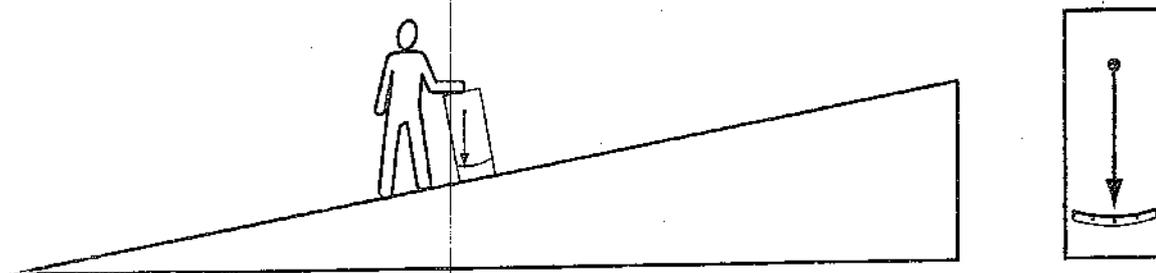


Fig. 1.III - Uso del eclisímetro

La pendiente interesa en las variaciones de nivel de la calzada en el sentido longitudinal, lo que se conoce como curva vertical, y la inclinación o peralte de las curvas horizontales.

1.55 FOTOGRAFIADO

Las fotografías y videografías son un complemento importante de los informes de instrucción. No sustituyen a la observación visual, ni el registro gráfico actualizado, pero ayudan a fijar y recordar detalles importantes; algunos podrían pasar inadvertidos o quedar olvidados. Son además elementos de convicción a la hora de demostrar hipótesis acerca de distinta evidencia relacionada con la forma de ocurrencia de un siniestro. En ocasiones es la única fuente de información fiable para poder estudiarlo, ya que aporta simultáneamente información de los vehículos que intervienen, de su estado final, y también del lugar y de sus particularidades.

Las tomas del lugar deben ser en primer lugar panorámicas, si es posible, comenzando a 100 metros antes del punto de colisión, con sucesivas tomas cada 20 a 30 metros, en las direcciones de las posiciones de reposo de los vehículos. De esta manera es posible entender que podía ver cada conductor en los momentos previos al impacto. No es recomendable la toma de aproximación al lugar desde un vehículo en marcha.

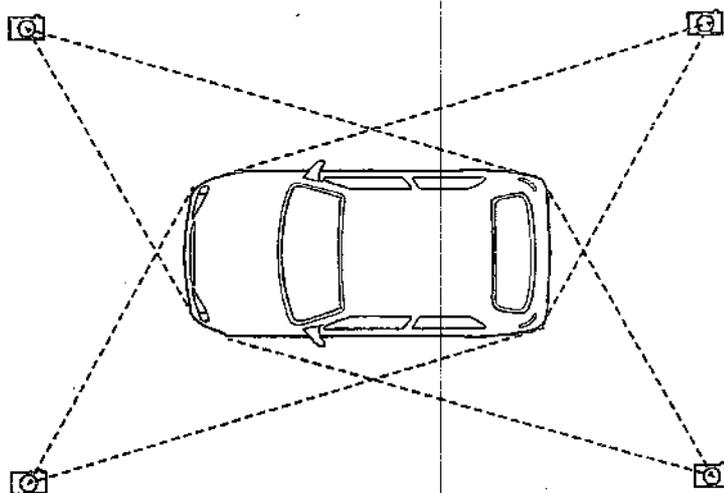


Fig. 1.IV - Fotografías de un vehículo

Las tomas más próximas deben registrar detalles importantes como obstáculos, señales que dificultan la visión, huellas y hendiduras en el pavimento, inicio de huellas de neumáticos, rastros de sangre o elementos desprendidos de los vehículos, rozamiento y pliegues de la carrocería, etc.

Las tomas deben incluir los interiores, techos y de las partes bajas del vehículo, cuando la forma de ocurrir el accidente lo aconseje. Si se estuviera fotografiando un vehículo siniestrado las tomas deben por lo menos referir a los cuatro vértices del mismo, como se indica en la Figura 1.IV, y luego hacer aproximaciones a detalles de daños y rastros sobre la carrocería.

1.6 LAS CIENCIAS DE LA INGENIERÍA

La reconstrucción de un siniestro es la construcción de un modelo matemático, en el que están representados la mayor cantidad de hechos físicos producidos a lo largo del suceso siniestro, incluyendo las relaciones entre ellos. Este modelo, lejos de revelar una verdad anterior, en el mejor de los casos *construirá una nueva verdad*. El modelo matemático *construido* solo permite configurar un *suceso construido*, que tiene en común con el *suceso siniestro* investigado, la propiedad de producir los mismos fenómenos, y generar los mismos efectos que fueron individualizados como rastros y aceptados como evidencia en la etapa de la investigación.

Esta característica define el aspecto esencial de la calidad de la reconstrucción analítica. Podrá alcanzar un alto grado de coincidencia con el suceso siniestro, en la medida en que la cantidad de elementos de juicio relevados en la etapa de la investigación y la amplitud de estos puedan dar el perfil más amplio para apreciar los hechos desde los más diversos puntos de vista.

La complejidad entre la realidad de los hechos (el *suceso siniestro*) y el resultado de la investigación (el *suceso construido*) ha sido abordada como planteo teórico, cuyo tratamiento excede los alcances de este capítulo, el cual se reduce a un somero análisis de la concurrencia de distintas disciplinas científicas a los procesos de investigación y reconstrucción, y las metodologías más frecuentes empleadas en la elaboración y operación del modelo matemático del siniestro.

1.6.1 LAS CIENCIAS BÁSICAS Y LAS CIENCIAS TÉCNICAS

La columna vertebral de la ingeniería forense son las ciencias físico-matemáticas. Todo hecho de tránsito contiene una colisión como elemento central de su producción. La colisión es esencialmente un fenómeno físico, en el que coinciden el movi-

miento, la aplicación de las fuerzas y, como consecuencia de ellas, la alteración del movimiento (o del reposo) de los cuerpos en colisión y su deformación.

La Cinemática y la Dinámica forman parte de la *Mecánica Teórica*, capítulo de la física que estudia el movimiento a partir de las relaciones de fuerza, masa y aceleración, esta última como variación de la velocidad en magnitud y/o sentido.

Los cuerpos que intervienen en la colisión tienen características constitutivas derivadas de su estructura y de los materiales que las componen. Estas características son la elasticidad, la plasticidad y la rigidez. La *Mecánica del Sólido* es la disciplina teórica que estudia el comportamiento de los cuerpos sólidos y parcialmente rígidos, sometidos a la acción de fuerzas.

La Mecánica del Sólido analiza la correlación fuerza-deformación de la que deriva una clasificación del material (elástica, plástica, viscosa o frágil), y los límites y modos de ruptura de los materiales. Esta disciplina de la ingeniería es parte de la *Ciencia de los Materiales*, que, entre otras cosas, se ocupa de la interacción físico-química de los materiales entre sí y con el medio, por efecto de la acción agresiva de los agentes atmosféricos (temperatura, abrasión, erosión, corrosión, etc).

Otras disciplinas específicas, como la *informática aplicada*, la *simulación numérica*, la *biomecánica*, el *análisis de fallas* y, derivado de él, la *estimación de vida útil residual* de los equipos y estructuras, forman parte del universo de las ciencias técnicas, características de la ingeniería en todas sus especialidades.

La forma de construir un modelo, incluso el modelo del siniestro de tránsito, se lleva a cabo mediante la interpretación, descripción y magnificación de los fenómenos observados. Los fenómenos físicos se pueden describir, cuantificar y entender solo mediante representaciones intelectuales expresadas en el lenguaje matemático.

Las Matemáticas integran distintas formas de lenguajes de representación aplicables al desarrollo de la física y de las ciencias técnicas en general. Se integran en ella el *álgebra*, la *trigonometría*, la *geometría* en sus ramas *analítica* y *descriptiva* (las leyes de la representación), el *análisis matemático*, el *álgebra* y *análisis vectorial*, entre otras aplicaciones específicas para abordar el análisis de los problemas físicos y de ingeniería presentes en el suceso siniestro. El dominio de todas ellas es una condición necesaria pero insuficiente para el ejercicio de la ingeniería forense aplicada a la investigación de los siniestros del tránsito.

Los automóviles, las vías de circulación y las señales en torno de ellas, el tránsito como sistema complejo y caótico, y el hombre en la colisión como objeto (cuerpo participante) y como sujeto (conductor de cuerpos participantes), determinan el campo de las ciencias específicas de la ingeniería forense en el análisis de los si-

nuestros viales, una especialidad cuyo conocimiento, dominio y aplicación hacen al desarrollo consistente y eficaz en la reconstrucción analítica del siniestro.

1.62 LAS CIENCIAS TÉCNICAS EN INGENIERÍA FORENSE

Las secciones 2 a 5 de este libro abordan el tratamiento de las ciencias técnicas aplicadas a la investigación de los siniestros del tránsito. Cada una de ellas ha dado lugar a más de un libro denso y extenso, y el transcurso del tiempo incorpora nuevos temas, nuevos enfoques y nuevas técnicas y recursos, que permite un mayor conocimiento, tanto de las ciencias básicas como de las ciencias técnicas. Vaya entonces un breve resumen de las cuestiones tratadas a modo de introducción.

La sección 2 recupera algunos conceptos fundamentales de la mecánica, orientados al movimiento y particularmente a la colisión. Fuerza, masa y aceleración, baricentro y centro de masa, inercia y otras representaciones básicas incluyen el núcleo del tratamiento de las secciones siguientes.

Posiblemente el lector sea un ingeniero formado o un estudiante avanzado, y estos temas le sean conocidos. Pero aún así es recomendable tener presente la temática, al menos como lugar de recurrencia, con cuestiones que se plantean más adelante. Un caso importante es el concepto de centro de masa de un sistema en colisión, el que no es frecuentemente citado en la bibliografía acerca de la mecánica. De este concepto derivan otros como energía disponible, esencial para el análisis matemático de las colisiones.

Bajo la acción de movimientos anormales, bloqueos, deslizamiento lateral, etc., los neumáticos de los automotores dejan partículas de la cubierta exterior sobre el piso, conformando marcas (huellas) que describen no solo las trayectorias, sino que permiten estimar las fuerzas de interacción entre los neumáticos y el pavimento, durante el lapso en que se produjeron dichas marcas.

La elaboración teórica, a partir de los principios de la fricción de las superficies, y la aplicación del principio de conservación del impulso y de la energía total en los sistemas aislados, permite desarrollar modelos relativamente simples que vinculan las masas, las longitudes y formas de las huellas, las características de los neumáticos y del pavimento, con la variación de velocidad de los cuerpos.

Por otra parte, una vasta lista de ensayos bajo condiciones controladas, la información aportada por los fabricantes de neumáticos y por las empresas de pavimentación, conforman una batería de coeficientes y relaciones tecnológicas, algunas

de base empírica, que constituyen un amplio y confiable conjunto de herramientas aplicables a la interpretación y modelación de las huellas dejadas en el pavimento por los protagonistas de un choque, antes y después de producido el mismo.

Los vehículos automóviles poseen propiedades derivadas de su propio diseño. Una de ellas es la estabilidad durante la marcha, para una gran variación de condiciones del terreno, situaciones atmosféricas y otras circunstancias. Para cada caso, existen condiciones de marcha y valores límite de los parámetros cinemáticos y dinámicos (velocidad, radio de giro, desaceleración con los frenos). Estos valores límites son establecidos en el propio diseño y verificados en ensayos tipo, normalizados, para vuelco por desplazamiento lateral y choque con cordones y taludes, derrapes en curvas cerradas e, incluso, fenómenos como el *hidroplaneo* se asocian a la acumulación de agua en la calzada y a velocidades de circulación por encima de determinados valores, para determinadas dimensiones y condiciones de los neumáticos. Todos los resultados de los ensayos están en pública disponibilidad en las comunicaciones científicas y en la bibliografía especializada, sobre todo la editada en idioma inglés.

Los neumáticos tienen una capacidad limitada a la hora de mantener la trayectoria del vehículo bajo la acción de fuerzas laterales. El fenómeno es conocido como *deriva* y tiene un valor límite en el *ángulo de deriva*. Este valor publicitado ampliamente por los fabricantes de neumáticos proporciona otra referencia precisa para analizar fenómenos de pérdida de estabilidad lateral en la marcha, que derivan en derrapes y trompos.

Los movimientos que determinan sucesivamente el derrape, trompo y/o vuelco de los automóviles dejan huellas, como todos los fenómenos físicos presentes en un siniestro. Estas huellas pueden interpretarse y asociarse con los fenómenos cuantificados en los ensayos, determinando de esa manera si se han superado o no los límites, o conformando modelos numéricos de los desplazamientos a partir de referencias típicas dadas en los ensayos mencionados. Las huellas en el pavimento asociadas a los movimientos y las huellas en el automotor en diversas partes de la carrocería, analizadas en conjunto, constituyen una fuente insustituible para el análisis exitoso de este tipo de siniestros. De estas cuestiones trata la sección 3 de este libro.

Existe una mecánica de la colisión, que relaciona cantidad de movimiento y energía, y agrega un concepto no muy difundido: la *restitución*. Todos ellos son conceptos generales que tienen manifestaciones particulares conforme a la configuración geométrica del contacto inicial de los automóviles en una colisión. En cada confi-

guración particular son necesarias herramientas de representación particular, para poder plantear el fenómeno en un marco conceptual. Este marco se expresa en la forma simple de la colisión: la colisión colineal. Y deriva a través de modelos particulares, aplicable a configuraciones oblicuas y excéntricas de contacto, como se desarrolla en detalle en la sección 4.

La aplicación de los principios conservativos de la mecánica teórica a la interpretación de los fenómenos de deformación de los vehículos durante la colisión permite asociar cuantitativamente el *trabajo mecánico* necesario para producir la deformación, con la energía cinética perdida en el hecho. Una elaboración teórica y la realización sistemática de ensayos de impacto contra barrera (*crash test*), de acuerdo con las normas vigentes en los Estados Unidos y en Europa, suministra una fuente experimental útil y confiable para aplicar modelos específicos a este fenómeno en particular. La sección 5 aborda los problemas generales de la ciencia de los materiales y sus aplicaciones a la correlación entre deformación y energía insumida en la misma, en la colisión de automóviles.

Por último, la sección 6 resume el desarrollo de las diversas ciencias y técnicas desarrolladas dentro del concepto de modelo matemático integrador, en una perspectiva metodológica e integral del análisis. Para ello se plantean desarrollos particulares de cada una de las configuraciones analizadas en la sección 4, y sus aplicaciones y limitaciones a los casos de colisiones complejas en el plano.

Este libro se limita a considerar los movimientos que ocurren en un plano de dos dimensiones. Como tal deja fuera del tratamiento por lo menos dos temas de singular importancia: el vuelco y el atropello de peatones. Ambos merecerán un desarrollo particular en otras obras.

1.63 LA MECÁNICA EN LAS CIENCIAS BIOLÓGICAS

Los seres humanos pueden ser considerados, desde el punto de vista del sujeto (cuerpo) que participa pasivamente de una colisión, como una construcción natural. Esta consideración es la que permite incorporar, mediante la *biomecánica*, el análisis de fuerzas, aceleraciones, tensiones y deformaciones, en el movimiento del cuerpo humano (biocinemática y biodinámica), y en la producción de lesiones en las estructuras del cuerpo.

La biomecánica intenta explicar la mecánica de la vida y el vivir. Desde las moléculas

hasta los organismos, todo obedece a las leyes de la mecánica. La clarificación de la mecánica clarifica muchas cosas. La biomecánica nos ayuda a apreciar la vida. Nos sensibiliza hacia la observación de la naturaleza. Es una herramienta para el diseño y la invención de dispositivos que mejoren la calidad de la vida, es una herramienta útil, una herramienta simple, una herramienta valiosa y una herramienta inevitable. Esta definición pertenece al ingeniero mecánico Yuan-Cheng Fung, nacido en China y graduado en los Estados Unidos, considerado el "padre de la biomecánica moderna".

La biomecánica es una ciencia nueva de raíces antiguas. Galileo, Boyle, Hooke, Bernoulli, Euler, Young, Poiseuille, von Helmholtz, Fick, de Korteweg y otros desarrollaron y aplicaron los principios físicos y mecánicos, estudiando aplicaciones a la fisiología humana.

A partir de ensayos realizados a lo largo de un siglo y medio, se dispone de una información consistente para comprender la funcionalidad y los límites de resistencia y tolerancia de las estructuras, como la relación cráneo-cerebro, las articulaciones cuello-columna, hombro, codo y muñeca-mano, la capacidad restringida de deformación de la cadera y el complejo estructural rodilla-pierna-pie-tobillo, la resistencia de los huesos largos y los huesos planos a la aplicación de fuerzas de impacto e incluso, establecer relaciones específicas de *límite de esfuerzo*.

En los últimos cuarenta años, la biomecánica mostró los beneficios del enfoque mecánico en la descripción de los objetos de la biología y la medicina, y la potencia del trabajo multidisciplinario. No sólo ha crecido produciendo resultados tanto en el campo teórico como en el de las aplicaciones, sino que ha extendido sus incumbencias.

Dentro de la investigación básica trata de determinar las propiedades y características de los materiales biológicos y su dependencia respecto de las condiciones externas, las respuestas a distinto tipo de sollicitaciones, sus interacciones para formar sistemas, su capacidad de asociarse con materiales no biológicos, etc.

En el campo de la medicina ayuda a establecer condiciones para biocompatibilidad, osteointegración o biofidelidad. Trabaja a distintas escalas; trata de explicar el crecimiento y de modelar la rehabilitación. Casi todos sus resultados son transferidos rápidamente a la sociedad, muchos de ellos se generan a propósito para satisfacer necesidades del mercado.

La biomecánica tiene que ver con las ramas que la originaron: la mecánica, la biología y la medicina, pero también con el deporte, la ergonomía y la investigación de los accidentes del tránsito, incluyendo medidas de prevención y morigeración de daño a las personas. Las lesiones producidas en el atropello de un peatón adulto o de un niño, las partes del vehículo, exteriores e interiores, que contactan con

partes del cuerpo humano en el impacto, permiten definir rangos de velocidades y aceleraciones vigentes durante la colisión, y realizar estimaciones cuantitativas y cualitativas de las mismas.

En el ámbito de la ingeniería forense, la biomecánica recurre al conjunto de las disciplinas físicas y biológicas que estudian la respuesta del cuerpo humano visto como un sólido complejo, compuesto de materiales diversos, expuesto a la excitación provocada por fuerzas y aceleraciones aplicadas durante un corto lapso: el impacto. El tema específico podría denominarse *biomecánica del trauma de impacto*, que vincula la naturaleza de los daños físicos de las personas con las fuerzas, aceleraciones, tensiones y deformaciones, que resultan del movimiento inducido en los seres humanos durante una colisión.

El cuerpo humano, en el que se considera la respuesta neuromuscular, no tiene mayores posibilidades de respuesta efectiva en el tiempo de ocurrencia de los choques (menos de 0,2 segundos). Por ello la respuesta más frecuente es la *respuesta inerte*. Sin embargo algunos accidentes se producen en un tiempo mayor, en un rango que encuadra en el *tiempo biológico*. Es el caso de caídas de personas dentro de cabinas de ascensores u otros vehículos, o simplemente en caída libre, en los que la inminencia del choque es previsible con suficiente antelación. De todas maneras el impacto tiene la violencia y espontaneidad como para incluir estos casos dentro de la clasificación de trauma de impacto, pues en pocos casos y mediante entrenamiento previo específico, las personas afectadas pueden adoptar acciones defensivas que amortigüen o eliminen las consecuencias del impacto.

Pese a la gran variedad de materiales que integran el cuerpo humano, todos ellos tienen algunas propiedades físicas y mecánicas cuya dispersión está acotada. Para eventos de *tiempo muy corto* en general, se consideran a los huesos como elementos rígidos y frágiles, y los ligamentos con características elasto-viscosas.

Para las determinaciones de respuesta dinámica y tolerancia al esfuerzo, se realizan ensayos con cadáveres o *dummies*, estos últimos son maniqués que emulan las condiciones físicas del cuerpo humano. Ambos se equipan con instrumentos de medición de aceleración (acelerómetros). Una de las mayores restricciones a la identificación de los resultados de ensayos con casos reales, proviene del hecho que la tecnología no puede reproducir con suficiente fidelidad la presión interna de los fluidos en el cuerpo vivo.

Las funciones biomecánicas traumáticas han sido estudiadas por lo menos desde hace treinta años en forma cada vez más diferenciada, y en la actualidad pueden encontrarse estudios completos y consolidados del funcionamiento mecánico y la

etiología de estructuras específicas diferenciadas de la cabeza, del conjunto cuello-columna vertebral, el sistema de movimiento y restricciones en hombro, en codo, en muñeca y mano, en cadera, en rodilla y en el conjunto pie- tobillo.

Un capítulo importante es el estudio de la resistencia y tolerancia de las distintas estructuras al impacto. Estos estudios resultan de la confluencia de las características límite de los elementos constitutivos, en particular del estudio de la mecánica de la fractura en los huesos largos. Otros estudios permiten determinar la tolerancia a la aceleración en el cerebro y el umbral que lleva a la conmoción cerebral, las aceleraciones límite que determinan la probabilidad del látigazo cervical, la capacidad de absorción de impacto sin fractura en los huesos largos y la resistencia al choque con distintos tipos de impactores en tórax, abdomen y cadera. Una buena recopilación de estos estudios se encuentra en los estándares SAE J885 (HUMAN TOLERANCE TO IMPACT CONDITIONS AS RELATED TO MOTOR VEHICLE DESIGN - JUL86), SAE J1460 y SAE J1460-1 (HUMAN MECHANICAL RESPONSE CHARACTERISTICS- MAR85 Y OCT95).

El empleo de los rastros biomecánicos como evidencia en el análisis de accidentes de tránsito con personas damnificadas físicamente, resulta de gran utilidad en la determinación cierta de la mecánica del hecho.

Hay que tener presente una diferenciación de la biomecánica con el objeto más general de la medicina; la determinación específica de la lesión en el cuerpo humano, su diagnóstico, pronóstico y tratamiento. Nada de esto resulta materia o interés de la ingeniería forense. La relación con la medicina forense, se realiza en la tipología, extensión y ubicación de las lesiones o bien la *causa de la muerte*. A los efectos de la investigación del siniestro, el informe forense de los daños físicos -o la simple historia clínica del hospital o sanatorio que aplicó las primeras urgencias-, son parte de la evidencia para el estudio de las fuerzas y aceleraciones involucradas en el choque. De allí que la colaboración entre el médico y el ingeniero en la fase de investigación, puede revestir importancia e interés para la elucidación de muchos casos complejos de accidentes con humanos damnificados.

En la medida que la valoración de los daños provocados al automóvil, y de los daños provocados a las personas se realicen por separado, o dicho de otra manera, que el ingeniero y el médico operen de manera autónoma, puede generar casos de falsa valoración; tanto de las aceleraciones transmitidas al ocupante como de la energía responsable de la deformación de los rodados.

La biomecánica permite al ingeniero y al médico dialogar con lenguaje común, basado en su conocimiento científico, soportado por la experimentación y los datos

estadísticos. Con el conocimiento de la biomecánica, el ingeniero tiene la posibilidad de correlacionar la aceleración y las cargas que se han desarrollado sobre el medio mecánico en el impacto y que han sido transferidas, en un tiempo brevísimo, al ocupante del vehículo. Con los resultados a los que llega el ingeniero, conforme al cálculo que desarrolla, el médico puede profundizar su valoración por el daño provocado a las personas.

Los estudios de biomecánica han permitido desarrollar un bagaje de instrumentos teórico-experimentales, que pueden ser empleados con éxito en la investigación y dilucidación de las colisiones entre vehículos y personas, en todas las formas en que estas colisiones se pueden producir.

La biomecánica trata cuestiones relacionadas con las capacidades neuro-musculares. Próxima a ella se hallan una serie de cuestiones y fenómenos relacionados con la neurofisiología (la visión, la audición, la reacción neuromuscular), y la afectación funcional del alcohol y las drogas.

Si bien no son materia de incumbencia de la ingeniería forense, proporcionan referencias, no siempre firmes y consistentes, que pueden ayudar a definir aspectos relacionados con la producción del siniestro, en especial de su contexto (aproximación, percepciones tempranas de ciertos hechos); en la medida en que sean utilizados de modo responsable y con criterio, pueden contribuir a corroborar conclusiones obtenidas por otras metodologías, o proporcionar indicios para ahondar en la investigación.

Es conveniente tener siempre presente que las consideraciones de los aspectos neurofisiológicos de los conductores y de los peatones involucrados en los siniestros abordan el análisis del hombre-protagonista como sujeto inteligente, dueño de su voluntad y responsable de sus actos. Este aspecto relaciona el análisis y sus conclusiones con aspectos de valoración de las conductas humanas, *un campo de dictamen vedado expresamente a la ingeniería forense.*

SECCIÓN 2 **LA BASE FÍSICA DEL
MOVIMIENTO Y DE LA COLISIÓN**

El sistema como unidad de análisis

Centro de masa. Inercia

El sistema de referencia. Terna fija y móvil

Cantidad de movimiento

El cuerpo como partícula

Energía cinética y trabajo mecánico

Fuerza

Principios conservativos

Consistencia del conjunto de parámetros

2.1 EL SISTEMA COMO UNIDAD DE ANÁLISIS

En toda actividad de ingeniería el objeto de estudio es un *sistema*. En una acepción amplia del término, es todo subconjunto de elementos que se abstraen de la totalidad del ambiente natural: el medio.

La definición de la frontera que delimita el sistema del medio es un hecho arbitrario, regido exclusivamente por criterios de conveniencia y oportunidad; aquellos que simplifican la observación, medición y/o análisis del fenómeno que interesan.

La definición del sistema implica en la práctica la definición de un *interior* y un *exterior* al mismo. Y en la definición del exterior, está en juego una clara delimitación de la frontera o límite del sistema (o también el "borde"). Atendiendo que el sistema no está aislado, habrá que considerar los elementos de vínculo entre el sistema y el medio: las *condiciones de vínculo* (o también *de borde*) que son un elemento esencial en la definición del sistema.

Pero si la definición del sistema es un problema delicado, es lógico comenzar por lo más sencillo, y esto es la propia definición de los elementos que los componen, sus propiedades y los sistemas de referencia que permiten determinar en todo momento su posición.

En el análisis de la mecánica clásica, el sistema más sencillo es el cuerpo en movimiento. Ese cuerpo tiene sus dimensiones –en general tridimensional, pero a los fines de determinados estudios puede reducirse a bi o mono dimensional-. Es decir es un *cuerpo sólido discreto*, donde cada parte del mismo tiene un determinado movimiento.

Todo cuerpo material tiene una *masa* definida por el principio de masa de Newton. Y esa masa está distribuida en todo el espacio ocupado por el cuerpo. Una de las propiedades de la masa es la densidad o masa específica por unidad de volumen. Si la densidad es igual en cualquier punto del cuerpo sólido este es *homogéneo*. Pero no es un caso común en los automóviles.

Otra propiedad de la materia es la *elasticidad*, entendida como la respuesta de deformación a la acción de fuerzas en equilibrio que actúan sobre el cuerpo. Esta elasticidad puede ser variable no sólo en distintos puntos del cuerpo, sino para distintas direcciones de aplicación de las fuerzas. Cuando la relación entre fuerza y deformación es igual en cualquier sentido, se dice que ese material –en ese punto– es *isótropo*. Tampoco es esta una cualidad de los automóviles.

Idealmente puede definirse un cuerpo de dimensiones nulas; *la partícula*. Aún cuando parezca ridículo, el concepto de partícula es uno de los más usados en la concepción de modelos físicos del estudio de los movimientos de los cuerpos, incluido el estudio de las colisiones en las que intervienen automóviles. Al ser de dimensiones nulas, la masa de la partícula no tiene ni homogeneidad ni elasticidad.

La masa distribuida con sus propiedades de densidad, elasticidad, etc., forma un cuerpo sólido discreto, con diversas componentes que tendrán vínculos entre sí, y estos se relacionarán mediante velocidades relativas entre ellos. Si esas relaciones son inalterables en el tiempo (las distancias relativas entre los puntos del cuerpo no varían con el transcurrir del tiempo), el cuerpo se comporta como un *sólido rígido*. En el cuerpo sólido y rígido, pueden estudiarse ciertas propiedades que relacionan la masa y la geometría del cuerpo.

Las definiciones anteriores, en cuanto a homogeneidad e isotropía implican una *continuidad* de la materia dentro del cuerpo sólido. Esta característica es la que define al *sólido continuo*, y cuya definición alcanza a un gran número de casos en los estudios de las estructuras y los componentes mecánicos. Una barra de acero u otro material, un bloque de hormigón armado, e incluso un cable de acero trenzado pueden representarse y analizarse con razonable aproximación por el *modelo del continuo*.

En un automóvil la noción del sólido continuo se limita a algunas partes del mismo y en forma muy restringida; la masa de las ruedas, partes de la estructura, elementos de la carrocería por separado responden al modelo teórico del continuo. Pero tomado en su conjunto, el automóvil presenta un número importante de discontinuidades. Por ese motivo, todos los desarrollos que parten de asimilar al conjunto del automóvil como un sólido continuo, contienen un alto grado de error. A menudo esos errores conceptuales y sistemáticos, se manifiesta en los resultados que se obtienen al emplear dichos modelos.

2.2 CENTRO DE MASA. INERCIA

Como se sabe *momento de primer orden* M es el producto de una magnitud (la masa en nuestro caso) por la distancia de cada masa elemental o partícula, a un centro o eje de referencia de momentos. Así dado un eje de referencia cualquiera X , resultará:

$$M = \sum m_i \cdot x_i$$

donde m_i es la masa elemental y x_i la distancia de cada una de ellas al eje X de referencia adoptado. De todos los ejes existe uno y sólo uno que cumple la condición de que adoptado como eje de referencia, el momento resulta nulo:

$$\sum m_i \cdot x_{ig} = 0$$

Este eje particular contiene al *centro de masa*, o dicho de otro modo, el centro de masa pertenece a éste, y x_{ig} representa la distancia de cada partícula al mismo. Respecto de cualquier otro eje de referencia el eje particular tiene una distancia x_g . Y si se asimila idealmente a toda *la masa concentrada* en el centro de masa, podrá escribirse:

$$M = x_g \cdot \sum m_i$$

de manera tal que la distancia de un eje cualesquiera al eje al que pertenece el centro de masa x_g , también llamada la *coordenada del centro de masa*, puede calcularse matemáticamente por la expresión:

$$x_g = \frac{\sum m_i \cdot x_i}{\sum m_i}$$

Asimismo puede plantearse la existencia de tres ejes ortogonales cuyo origen es el centro de masa del cuerpo, y análogamente se tiene:

$$y_g = \frac{\sum m_i \cdot y_i}{\sum m_i} \quad z_g = \frac{\sum m_i \cdot z_i}{\sum m_i}$$

En un cuerpo homogéneo (sólido continuo de densidad constante e isótropo) el centro de masa coincide con el centro de volumen o *baricentro*. De allí que a los ejes x_g , y_g y z_g se les denomine habitualmente *ejes baricéntricos* y al centro de masas *centro de gravedad*. Pero son sólo cuestiones semánticas. Para el texto que sigue adoptamos la denominación neutra de centro de masa y salvo indicación en contrario, la notación G y el subíndice g para referirnos al mismo.

El concepto de centro de masa es aplicable a cualquier subconjunto de un automóvil; el motor, las ruedas, los ocupantes, etc., y en las estimaciones suponer que dichos elementos son masas puntuales -partículas-, concentradas en los respectivos centros de masa, sin introducir ningún error en el resultado. Esta propiedad extendida es la que permite determinar la posición del centro de masa mediante la descarga en cada una de las ruedas.

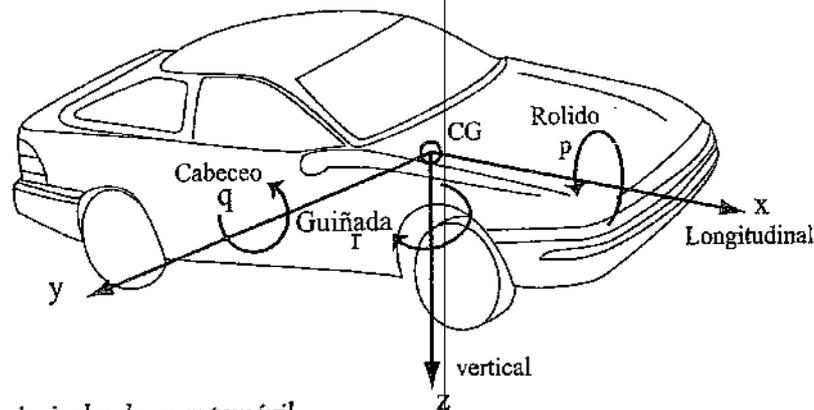


Fig. 2.1 - Ejes principales de un automóvil

Tan importante como definir el centro de masa es definir una magnitud representativa de la distribución de la masa en el cuerpo sólido. Esta característica es la propiedad o *momento de inercia* o segundo momento de la masa, y se define como el producto de la masa por el cuadrado de la distancia de cada masa elemental al eje de

referencia. El momento de inercia respecto de un eje cualquiera X se expresa como:

$$I_x = \sum m_i \cdot x_i^2$$

Una característica derivada del momento de inercia es el radio de giro i_x , cuyo valor responde a la expresión:

$$I_x = i_x^2 \cdot \sum m_i = m \cdot i_x^2$$

Habitualmente se consideran los momentos de inercia denominados baricéntricos, referidos al sistema de ejes ortogonales que tiene origen en el centro de masa, estos son los valores que pueden encontrarse en las especificaciones de los vehículos, o calcularse por algún procedimiento basado en estas ecuaciones.

Para conocer el momento de inercia respecto de un eje paralelo al eje X, ubicado a una distancia d del baricentro, se aplica el *Teorema de Steiner* (no demostrado en este texto), que expresa el momento de inercia respecto de ese eje no - baricéntrico como:

$$I_{xd} = I_x + m \cdot d^2 = m \cdot (i_x^2 + d^2)$$

2.3 EL SISTEMA DE REFERENCIA. TERNA FIJA Y MÓVIL

Otra propiedad del sistema es la que define el movimiento, entendido como el cambio de posición en el espacio –el *desplazamiento*–, en el transcurso del tiempo. Esta definición involucra dos cuestiones: a) el movimiento de un cuerpo está definido por el movimiento de cada una de las partículas; b) el cambio de posición tiene sentido y significado preciso, si previamente se ha definido un sistema de referencia respecto del cual se mide el desplazamiento.

Un sistema de referencia puede estar vinculado al medio –recordemos, la porción del universo de fenómenos del que se ha desprendido como una parte, el sistema–, y en ese caso será un sistema fijo. Como habitualmente se refiere a un sistema tridimensional o de tres ejes de referencia, se suele referir de una *terna fija*. Respecto de esta terna fija, el movimiento es absoluto.

Pero bien puede considerarse una terna vinculada –solidaria– con algún punto del sistema en movimiento, y en este caso estaremos considerando una *terna móvil*. Respecto de ellas las diferentes masas elementales del cuerpo tendrán un movimiento relativo.

En la práctica cotidiana, los dos sistemas de referencia se emplean en forma simultánea. Para evitar confusiones en el texto presente se utilizará la notación X, Y y Z para los ejes asociados al sistema móvil, y U, V y W para los ejes correspondientes de la terna fija. Las leyes del movimiento del sistema respecto de la terna fija se expresa como funciones de tiempo del tipo:

$$U = f_{1(t)} \cdot X_{(t)}; \quad V = f_{2(t)} \cdot Y_{(t)}; \quad W = f_{3(t)} \cdot Z_{(t)};$$

A modo de ejemplo. Un sistema móvil cuyo centro de masa se desplaza con movimiento uniforme en la dirección del eje U a una velocidad v_{cm} , las coordenadas en el sistema fija serán:

$$U = v_{cm} \cdot X_{(t)}; \quad V = Y_{(t)}; \quad W = Z_{(t)};$$

La notación cartesiana –que involucra un sistema de ejes ortogonales–, es sólo una forma de representación del espacio. Otras formas de representación pueden servir para el objeto de simplificar la descripción del movimiento. Una notación de uso frecuente es la *notación polar*, donde respecto de un centro de referencia, la posición de un punto cualquiera en el espacio se define por un vector o *radio polar*. Éste es un vector, con magnitud, dirección y sentido. Para ciertos movimientos de trayectoria curva en un plano, el movimiento o desplazamiento puede estar representado por la magnitud del radio polar y la dirección por el ángulo respecto de un eje de referencia:

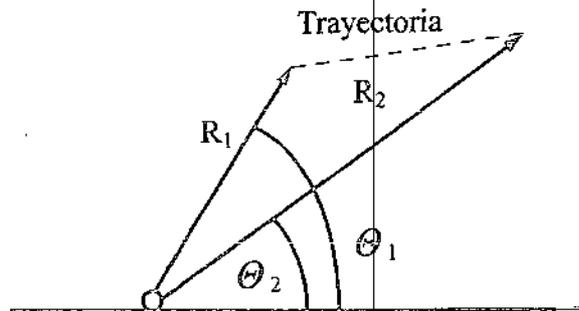


Fig.2.II – Representación polar

En este caso existen dos funciones que tienen como variable el tiempo que definen el movimiento; una función para el módulo del radio polar y otra para el ángulo de rotación:

$$R = R(t)$$

$$\theta = \theta(t)$$

Un caso común de aplicación es el movimiento circular, que responde a la condición particular de radio constante ($R = \text{cte}$).

La definición del sistema de referencia es un problema sujeto a la conveniencia propia del análisis, a la posibilidad de expresar de la manera más sencilla la complejidad del movimiento estudiado, y por lo tanto ligado estrechamente a la definición del sistema de análisis. Así por ejemplo un movimiento complejo de rotación y traslación (como los trompos y vuelcos de vehículos), pueden estudiarse con relativa sencillez adoptando un sistema de referencia polar, cuyo origen está vinculado al centro de rotación del vehículo, y una terna ortogonal fija para describir el movimiento de ese punto.

2.4 CANTIDAD DE MOVIMIENTO

Definida la trayectoria de una partícula o masa elemental, y la ley de variación en el tiempo, pueden definirse la primera derivada o *velocidad*. Así en un sistema cartesiano, se podrá definir el módulo de las componentes de velocidad en la dirección de cada uno de los ejes como:

$$v_x = \frac{dX}{dt} \quad v_y = \frac{dY}{dt} \quad v_z = \frac{dZ}{dt}$$

Se define como *cantidad de movimiento C* (también *momentum* en la bibliografía especializada), al producto de la masa por la velocidad. La masa es una magnitud escalar, en tanto que la velocidad tiene carácter vectorial. Por lo tanto la cantidad de movimiento es un vector de dirección y sentido correspondiente al de la velocidad y módulo $[m v]$, y existirán las componentes C_x , C_y y C_z correspondientes.

El primer momento de un vector \vec{V} , es el producto vectorial de ese vector por el radio vector de la distancia \vec{d} a un punto adoptado como centro de momentos. El producto vectorial dará como resultado un vector cuya dirección será normal al plano definido por \vec{V} y \vec{d} , su sentido definido por una convención (a adoptar en cada sistema analizado), y el módulo será el producto escalar de los módulos $[V d \cos \alpha]$, siendo α al ángulo formado entre los vectores.

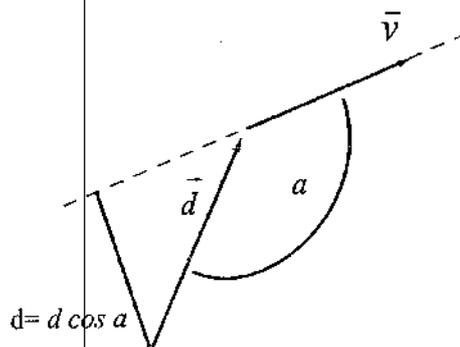


Fig. 2.III - Momento de un vector

El momento del vector cantidad de movimiento, resulta un vector cuyo módulo es $[m V d \cos a]$, siendo el producto $[d \cos a]$ la proyección de \vec{d} en la dirección normal a la recta de acción del vector \vec{V} .

Se define el momento de la cantidad de movimiento, también conocido como *momento cinético* o *momentum de momentum* en la bibliografía especializada, como un vector normal al plano definido por el centro de momentos y la recta de acción de \vec{V} , cuyo módulo es $[m V d]$. Sus unidades son $\text{kg}\cdot\text{m}^2/\text{s}$ que formalmente equivale a $[\text{N}\cdot\text{m s}]$.

Consideremos ahora una partícula en movimiento curvilíneo de radio constante (movimiento circular). En este caso la trayectoria será una circunferencia en el plano definido por el centro de rotación y el radio. La dirección de la velocidad de la partícula será siempre tangente a la circunferencia, y su módulo instantáneo será el espacio recorrido dS en el tiempo infinitesimal dt . El arco dS será proporcional al ángulo barrido $d\theta$ en el tiempo dt , por el radio r de la circunferencia; $dS = r d\theta$. A su vez, la velocidad angular será la derivada respecto del tiempo de la variación de θ , por lo que el módulo de la velocidad angular será dada por la expresión:

$$\omega = \frac{d\theta}{dt} \qquad v = \frac{dS}{dt} = \frac{r \cdot d\theta}{dt} = \omega \cdot r$$

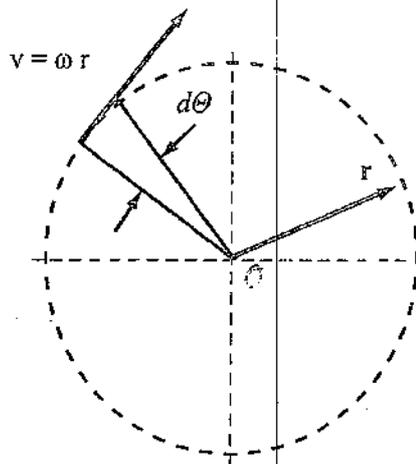


Fig. 2.IV - Movimiento circular

El momento de la cantidad de movimiento de esa partícula respecto del centro de la circunferencia será un vector perpendicular al plano de la circunferencia, que pasa por el centro de la misma, y que tendrá como módulo:

$$M_{CO} = m \cdot v \cdot r = m \cdot \omega \cdot r^2$$

Por otra parte, como la partícula es adimensional, su momento de inercia baricéntrico será nulo; luego el momento de inercia de la partícula respecto al centro O , será según Steiner:

$$I = m \cdot r^2 \qquad M_O = I \cdot \omega$$

que es la expresión del módulo del momento de la cantidad de movimiento, o *impulso angular*.

Para estas definiciones se ha tomado en consideración la masa elemental o partícula. El cuerpo sólido, incluso discontinuo y no homogéneo como es el caso de los automóviles, puede ser considerado como un conjunto discreto de partículas, cada una de ellas poseedoras de una masa m_i , y animadas de una componente de velocidad v_{ix} en la dirección del eje X (y análogamente para los demás ejes de referencia). De manera tal que el módulo C_x , resultante de la cantidad de movimiento del cuerpo, estará dado por la sumatoria de los vectores elementales:

$$C_x = \sum m_i \cdot v_{ix}$$

Si la dirección, sentido y módulo de las velocidades v_{ix} son iguales para todos los elementos de masa (equivale a decir el cuerpo se desplaza con movimiento *rectilíneo*), es válido considerar el cuerpo animado de una cantidad de movimiento producto de la masa del cuerpo por el módulo de un vector velocidad v_x aplicado al centro de masa:

$$C_x = \sum m_i \cdot v_{ix} = m \cdot v_x$$

y el momento de la cantidad de movimiento respecto de un determinado punto que tiene una distancia d a la recta de acción de v_x será:

$$M_x = m \cdot v_x \cdot d$$

Es decir que en el caso de movimiento rectilíneo, el cuerpo sólido discreto puede ser asimilado a una partícula de masa m localizada en el centro de masa.

De igual manera puede tratarse un cuerpo sólido en rotación con velocidad angular ω_x respecto a un eje Z , localizado a una distancia d del centro de masa del cuerpo. En ese caso el momento de la cantidad de movimiento será:

$$M_z = I \cdot \omega_z$$

siendo I_z el momento de inercia baricéntrico correspondiente, I es el momento de inercia dado por el teorema de Steiner, y resultará entonces:

$$M_z = m \cdot \omega_z \cdot (i_z^2 + d^2)$$

2.5 EL CUERPO COMO PARTÍCULA

Como hemos visto la definición de sólido continuo, homogéneo e isótropo, no es aplicable a un automóvil. Sólo en algunos casos de camiones de grandes dimensiones y densamente cargados, un automotor podría asimilarse a esta definición. Sin embargo, en la gran mayoría de los análisis se puede prescindir de estas diferencias. En efecto, para muchos casos la naturaleza del cuerpo sólido (dimensiones, distribución de la masa, etc.) resulta de trascendencia pequeña o nula. De la misma manera, en un amplio número de casos y para un razonable análisis de situaciones, puede asumirse que *el cuerpo se comporta como una partícula*, cuya masa es igual a la del cuerpo, *idealmente* concentrada en el centro de masa.

Estos casos son aquellos donde los parámetros del movimiento –velocidad en cuanto a magnitud, dirección y sentido, trayectoria respecto de una referencia exterior al sistema, etc.–, son iguales para todas las partículas del cuerpo. Dicho de otra manera, la cantidad de movimiento de cualquier elemento del cuerpo es proporcional a su masa, la distancia recorrida por cualquier elemento del cuerpo en un lapso es de igual magnitud, y otras regularidades. Es el caso más común del movimiento rectilíneo de un automóvil.

Obsérvese que aún en el caso del simple y habitual movimiento rectilíneo, siempre existen partes del vehículo animados de movimiento más complejos; las ruedas, volantes y bombas y otros elementos rotantes del vehículo suman a su movimiento rectilíneo en el eje, el movimiento de rotación respecto de éste. Asimismo los elementos de la suspensión, y los pistones y bielas del motor están animados de movimiento alternativo, y los fluidos como agua de refrigeración, combustibles y lubricantes están animados de movimiento respecto de algún punto fijo del vehículo. Sin embargo, en casi todos los casos de análisis de colisiones y otros movimientos anormales de vehículos, estos movimientos relativos de diferentes elementos respecto del centro de masa del vehículo no se toman en cuenta, asumiendo el error introducido por despreciar estas cantidades de *movimiento relativo*.

Un tratamiento semejante puede darse al cuerpo sólido en un desplazamiento no lineal, conociendo su radio de giro o el momento de inercia baricéntrico respecto del eje del movimiento angular. De esta manera se simplifica la descripción del movimiento y el cálculo del momento del movimiento de rotación.

La combinación de sistemas de referencias fijos y móviles –asociados al cuerpo en movimiento–, permite, incluso describir movimientos más complejos. Todo movimiento del cuerpo sólido rígido puede ser considerado la composición de movimientos de traslación de ciertos puntos singulares del cuerpo (en general el centro de rotación), y de la rotación del cuerpo en torno a estos puntos singulares.

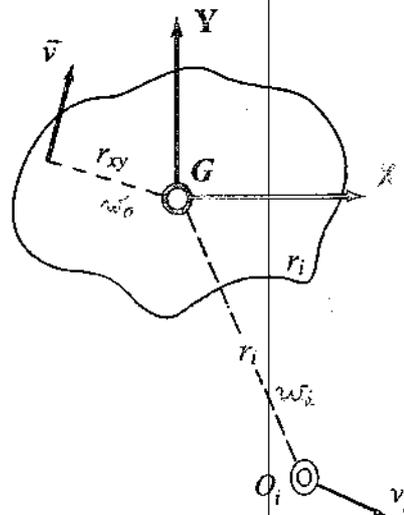


Fig. 2.V – Movimiento del cuerpo sólido rígido

Considérese un cuerpo plano (en el plano x-y) de masa m , momento de inercia I_G , cuyo centro de masa G está animado de un movimiento de rotación de velocidad angular ω_o respecto del punto O_i . El cuerpo se encuentra rotando con centro en G a una con velocidad angular ω_o . A su vez el centro de rotación O_i , distanciado de G por el radio r_i , está animado de un movimiento de traslación representado por el vector V_i .

La velocidad de cualquier partícula perteneciente al cuerpo que se encuentre a una distancia r_{xy} del centro de masa G será la suma vectorial de los vectores velocidad dados por la expresión:

$$\vec{V} = \vec{V}_i + \omega_i \cdot r_i + \omega_o \cdot r_{xy}$$

y el momento cinético respecto de un eje cualesquiera tomado como eje de referencia, ubicado a una distancia d de O_i estará dado por el producto vectorial velocidad-distancia. Sumando o integrando puede tenerse el momento de la cantidad de

movimiento de todo el cuerpo respecto al eje elegido. Procesando adecuadamente las ecuaciones, se demuestra que el módulo del momento de la cantidad de movimiento de un cuerpo en movimiento, o momento cinético generalizado, estará dado por la expresión:

$$M = m \cdot [V_i \cdot d + \omega_i \cdot (i_z^2 + r_i^2) + \omega_o \cdot i_z^2]$$

2.6 ENERGÍA CINÉTICA Y TRABAJO MECÁNICO

La energía cinética de una partícula elemental de masa m animada de una velocidad v se define por la expresión:

$$E = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2$$

Si la partícula se encuentra animada de un movimiento de rotación ω respecto de un punto separado una distancia r la velocidad respecto del centro de rotación será ωr , y la expresión se transformará en:

$$E = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2 = \frac{1}{2} \cdot m \cdot (\omega \cdot r)^2 = \frac{1}{2} \cdot I \cdot \omega^2$$

Si en lugar de una partícula tenemos un sistema de partículas que conforman un cuerpo sólido, la sumatoria del producto $m \cdot r^2$ será el momento de inercia del cuerpo respecto del eje de rotación R. De tal manera que la expresión general de la energía cinética de un cuerpo en movimiento resultará de la suma de las expresiones:

$$E = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v_R^2 + \frac{1}{2} \cdot I_R \cdot \omega^2$$

donde el subíndice R indica el eje de rotación, animado de una velocidad de traslación v_R . Si la distancia del eje baricéntrico Z, paralelo al eje R, es d , por aplicación del Teorema de Steiner, la expresión se reducirá a:

$$E = \frac{1}{2} \cdot m \cdot [v_R^2 + (i_z^2 + d^2) \cdot \omega^2]$$

Por ser el producto de magnitudes escalares, la energía cinética es también una magnitud escalar. La energía mecánica es definida como la capacidad de desarrollar

trabajo mecánico. A su vez, éste es definido como el producto escalar del vector fuerza por el vector desplazamiento. El producto escalar de dos vectores es una magnitud escalar, cuyo valor es el producto de los módulos de ambos vectores por el coseno del ángulo comprendido entre ambos, de donde resultará:

$$L = \vec{F} \times \vec{d} = F \cdot d \cdot \cos \alpha$$

Para el análisis de movimientos de un solo vehículo y otros propósitos similares, resulta conveniente emplear el concepto de energía por unidad de masa o *energía específica*, en su forma más general:

$$E' = \frac{E}{m} = \frac{1}{2} \cdot [v_R^2 + (i_z^2 + d^2) \cdot \omega^2]$$

2.7 FUERZA

Una definición general de fuerza, basada en la aplicación del primer principio de la mecánica newtoniana, establece que es la derivada de la cantidad de movimiento respecto del tiempo:

$$\vec{F} = \frac{dC}{dt} = \frac{d(m \cdot \vec{v})}{dt}$$

Si como sucede en la inmensa mayoría de los casos analizados en los siniestros viales, la masa es constante, y siendo la derivada del vector velocidad respecto del tiempo el vector aceleración, resulta la expresión más conocida:

$$\vec{F} = m \cdot \vec{a}$$

El momento de la fuerza respecto de un eje ubicado a una distancia d de la recta sobre la que actúa la fuerza, será:

$$\vec{M} = \vec{F} \times \vec{d} = \frac{d(m \cdot \vec{v} \times \vec{d})}{dt}$$

proporcional a la variación de la cantidad de movimiento.

Una consideración particular de la fuerza es la aceleración como fuerza por unidad de masa o *fuerza específica* aplicada al cuerpo sólido (o a la partícula). Siendo \vec{f} el vector fuerza específica, será entonces:

$$\vec{f} = \frac{\vec{F}}{m} \left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right]$$

Como se ve, la fuerza específica se expresa en unidades de aceleración; por ello es natural considerar a la aceleración como una fuerza específica. Si bien en prime-

ra instancia parece una trivialidad, la simplificación de fuerza específica y energía específica, simplifica el estudio de movimientos anormales en sistemas de un solo vehículo (frenado, trompo y vuelco), que normalmente transcurren sin variación de la masa.

La fuerza y su momento, tal como han sido consideradas, producen (o bien son producto de) variaciones en la cantidad de movimiento y su momento. Estas son *fuerzas exteriores* al sistema considerado, que actúan sobre el mismo, alterando el movimiento (o bien el estado de reposo), y por lo tanto alteran la inercia del sistema. De allí que la primera ley de la mecánica es llamada *ley de inercia*. Así, cuando la velocidad es constante, su derivada es nula y la fuerza aplicada será también nula.

Dentro del sistema pueden generarse sistemas de fuerzas nulos, conformados por fuerzas iguales y de sentido contrario. Lógicamente, sistemas de fuerzas nulos, generan momentos también nulos. Esta concepción, que en principio parece ridícula, es de gran aplicación en muchas consideraciones, y se funda en la aplicación de otro principio; el de *acción y reacción*. Este principio sostiene que toda fuerza aplicada sobre un cuerpo (o partícula) ejerce una acción sobre el mismo, y a su vez genera sobre el ente que la aplica, una reacción de igual magnitud y dirección, y de sentido contrario.

Considérese el conjunto de la suspensión de un vehículo. Bajo la acción de una alteración del piso sufrirá una contracción o expansión, lo que originará en el resorte una fuerza proporcional a la deformación. Esa fuerza será aplicada en el extremo del eje, hacia abajo, y en la estructura del automóvil, en el soporte superior y hacia arriba. Para cada uno de los puntos de aplicación, la fuerza es efectiva y debe ser absorbida por los elementos correspondientes. Para el *sistema automóvil* como conjunto, ambas fuerzas forman un sistema nulo.

Dicho de otra manera; estas fuerzas producirán alteraciones en el movimiento de los órganos vinculados a la suspensión respecto de algún punto fijo del vehículo. Pero no alterarán para nada el desplazamiento general del mismo. Esta es una imagen de las *fuerzas interiores* al sistema.

Resumiendo. Las fuerzas exteriores (y sus momentos) modifican el impulso alterando los parámetros cinemáticos del sistema. Las fuerzas interiores no tienen influencia sobre la cantidad de movimiento (y por consecuencia sobre la variación de la energía) del sistema.

2.8 PRINCIPIOS CONSERVATIVOS

Un sistema en movimiento (o en reposo), no altera su estado de movimiento (o de reposo) en la medida que no sean aplicadas fuerzas exteriores al mismo. Esta es la definición de *sistema aislado*, y en la medida que no se altera el estado, no existen variaciones de la cantidad de movimiento y de la energía cinética.

Un sistema aislado conserva la cantidad de movimiento y la energía cinética. En un sistema aislado se cumplen en toda su acepción los principios conservativos: conservación del momento cinético generalizado, y conservación de la energía.

Cualquier acción de una fuerza sobre el sistema lo convierte en *no-aislado*. La fuerza puede aplicarse de manera constante o variable, ser función del tiempo, función del espacio o de otras circunstancias. Al producto de la fuerza por el tiempo de aplicación también se lo denomina *impulso*. De la ecuación que relaciona la fuerza con la cantidad de movimiento puede deducirse la siguiente relación:

$$d\vec{I} = \vec{F} \cdot dt = d(m \cdot \vec{v})$$

Lo que permite expresar la ley de inercia de la siguiente forma:

El impulso de las fuerzas exteriores (o impulso lineal) es igual a la variación de la cantidad de movimiento.

El impulso es una magnitud vectorial, cuya dirección y sentido coincide con la dirección y sentido de la fuerza. Análogamente, el momento del impulso es igual a la variación del momento de la cantidad de movimiento,

$$d\vec{I} \times \vec{d} = \vec{F} \cdot dt \times \vec{d} = d(m \cdot \vec{v} \times \vec{d}) = d\vec{M}$$

Lo que permite expresar la ley de inercia en un sentido general como:

El momento del impulso de las fuerzas exteriores es igual a la variación del momento de la cantidad de movimiento.

Extendiendo el concepto de fuerza específica (o fuerza por unidad de masa), puede considerarse el impulso específico y su momento como:

$$d\vec{i} = \vec{f} \cdot dt = d\vec{v}$$

$$d\vec{i} \times d\vec{d} = \vec{f} \cdot dt \times d\vec{d} = d\vec{v} \times d\vec{d} = d\vec{m}$$

donde los vectores \vec{i} , \vec{f} , \vec{m} son respectivamente el impulso, la fuerza y el momento del impulso por unidad de masa.

Una de las manifestaciones más frecuentes de la influencia del medio exterior sobre un sistema es la acción del campo gravitatorio sobre el mismo. Considerando la cuestión reducida a la superficie de la Tierra, donde la aceleración de la gravedad es una constante simbolizada por g , y cuyo valor es $9,81 \text{ m/s}^2$, sobre cualquier masa existe una fuerza de gravedad aplicada en el sentido negativo del eje Z (hacia el piso o centro de la tierra), denominada *peso* del cuerpo, simbolizada por P y cuyo módulo es:

$$P = m \cdot g$$

En el contacto con el piso, debido a fenómenos de contacto (adherencia, rozamiento u otros), actúa una fuerza horizontal \vec{F}_h , que se opone al movimiento. Esta fuerza resulta proporcional al peso, y puede expresarse en relación al peso a través de un factor de proporcionalidad μ :

$$\mu = \frac{\vec{F}_h}{\vec{P}} = \frac{\vec{F}_f}{m \cdot \vec{g}} = \frac{\vec{f}}{\vec{g}}$$

El término f_h es la *fuerza específica horizontal* que se opone al movimiento; resulta así la aceleración negativa o *desaceleración* ejercida sobre el cuerpo en movimiento:

$$f_h = -\mu \cdot g = -a$$

El factor μ se denomina *factor de desaceleración* (o *drag factor* en inglés). Algunos autores los denominan factor de adherencia o rozamiento. Mas adelante se verá que el concepto generalizado es más amplio y combina a varios fenómenos, inclui-

da la fricción. Experimentalmente se ha demostrado que para determinados tipos de materiales en contacto durante el movimiento, en amplios rangos de variación de velocidad, y para condiciones ambientales determinadas (presión, temperatura, humedad, etc.), el valor de μ es prácticamente una constante.

Para un sistema que se desplaza inicialmente con una velocidad lineal de módulo v_0 , la aplicación de la fuerza a durante un tiempo t dará como resultado un nuevo valor de velocidad v_F , relacionados por la ecuación de impulso específico lineal, de la siguiente manera:

$$di = a dt = d(v)$$

que expresada como magnitudes escalares, resultará:

$$a \cdot t = (v_0 - v_F) = d(v)$$

El término $d(v)$ es habitualmente denominado ΔV , variación del módulo de velocidad, y resulta un parámetro significativo en un gran número de casos de estudio de siniestros en el tránsito.

2.9 CONSISTENCIA DEL CONJUNTO DE PARÁMETROS

Antes de ingresar al análisis de sistemas específicos de movimiento anormal y colisión de vehículos automotores, analicemos el grado de coherencia que tiene el conjunto de los parámetros enunciados hasta aquí, que caracterizan el cuerpo y su estado de movimiento.

Un modelo teórico -y la mecánica puede considerarse como un modelo de orden general-, es consistente si todos sus parámetros son coherentes a la hora de definir un estado o causa de variación de estado del sistema. Dicho de otra manera, si apelando a cualquiera de los principios relacionados con una definición del estado de movimiento de un cuerpo -o de su variación-, es posible arribar a iguales conclusiones. Veamos el siguiente ejemplo.

Un móvil se desplaza con una velocidad inicial v_0 en un campo gravitatorio de constante g y en contacto con una superficie que adoptada como sistema de referencia -es decir fija, sin movimiento-, ejerce una fuerza horizontal representada por el coeficiente μ . Al cabo de un tiempo t sigue en movimiento con una velocidad menor v_F . Se desea establecer la relación entre la variación de velocidad $d(v)$ y el coeficiente de desaceleración.

Del anterior desarrollo de la ecuación del impulso lineal, se sabe que:

$$a \cdot t = (v_0 - v_F) = d(v); \text{ y}$$

$$a = \mu g$$

de donde se puede expresar:

$$d(v) = \mu g t$$

y el tiempo t puede despejarse:

$$t = \frac{(v_0 - v_F)}{\mu \cdot g}$$

Como se trata de un movimiento acelerado, con aceleración negativa y constante, puede aplicarse la ecuación de la distancia d recorrida en el tiempo t será:

$$d = v_0 \cdot t - \frac{1}{2} \cdot a \cdot t^2 = v_0 \cdot t - \frac{1}{2} \cdot \mu \cdot g \cdot t^2$$

$$d = v_0 \cdot \left[\frac{v_0 - v_F}{\mu \cdot g} \right] - \frac{1}{2} \cdot \mu \cdot g \cdot \left[\frac{v_0 - v_F}{\mu \cdot g} \right]^2$$

Desarrollando esta última expresión, simplificando y ordenando términos se llega a la relación:

$$\frac{v_0^2 - v_F^2}{2} = \mu \cdot g \cdot d$$

El primer término de la ecuación representa la variación de la energía cinética específica. El segundo, el de la derecha, representa el trabajo realizado por la fuerza específica $\mu \cdot g$ en la distancia d . Operando desde la cinemática se arriba a la misma expresión práctica alcanzada por el planteo de la conservación de la energía ($\Delta E^* = \Delta t/m$).

Que por dos caminos distintos, se llegue a idéntica expresión, pone de manifiesto la unidad y coherencia del cuerpo teórico para definir la variación del movimiento. La expresión alcanzada se puede reescribir como:

$$v_0 = \sqrt{2 \cdot \mu \cdot g \cdot d + v_F^2}$$

que en el caso particular que el movimiento se agote por efecto de la fuerza horizontal, velocidad final nula, se reduce a:

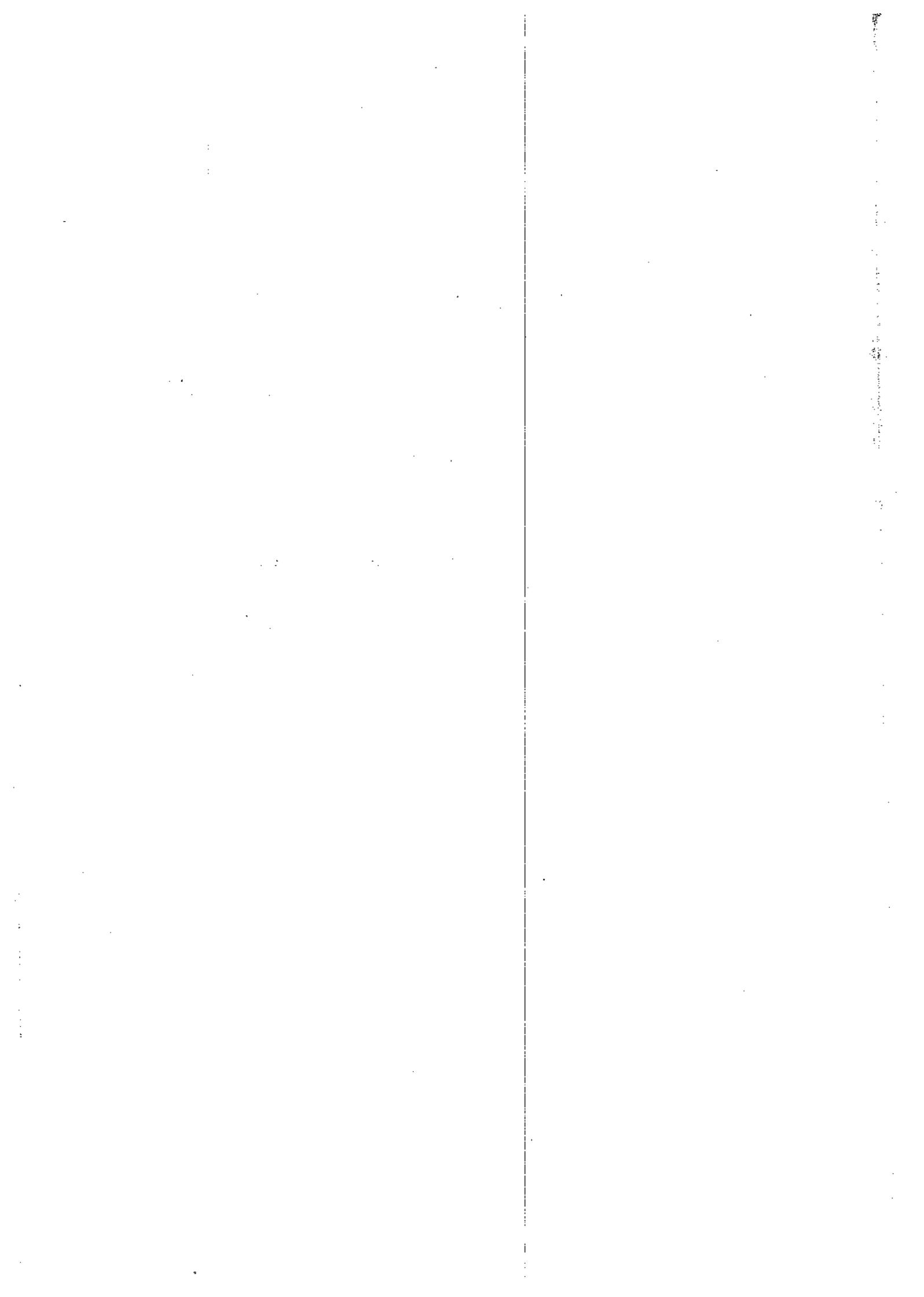
$$v_0 = \sqrt{2 \cdot \mu \cdot g \cdot d}$$

expresión que muchos analistas denominan incorrectamente la *ecuación de la velocidad*. La denominación es impropia, y constituye fuente de graves y frecuentes errores, porque como vemos, la velocidad inicial resulta de despejar en una deducción matemática, y para un caso particular, expresiones más complejas originadas en principios básicos de la mecánica newtoniana.

Obsérvese que en todo el desarrollo anterior no ha sido necesario considerar la masa del cuerpo en ningún momento, pues tratándose de un problema de una única masa invariable, todos los parámetros se han expresado como funciones de la masa unitaria.

SECCIÓN 3 **EL MOVIMIENTO
DESCONTROLADO**

El movimiento y el descontrol
El contacto neumático - pavimento
El fenómeno del frenado
Derrape y trompo
Estimación de la rotación inducida
Modelación del frenado sin huellas
Modelación de ensayos de derrape



3.1 EL MOVIMIENTO Y EL DESCONTROL

La investigación de los siniestros de tránsito incluye el estudio del movimiento de los vehículos automóviles, en condiciones de descontrol, como núcleo del proceso de análisis que conduce a comprender su secuencia y su dinámica.

Un automóvil está diseñado para circular siguiendo una trayectoria determinada por su conductor; esa trayectoria puede ser lineal o curva, puede recorrerla a una velocidad que puede ser constante o variable, pero que siempre resulta controlada.

Sea por fallas mecánicas, por acciones de conducción excepcionales (en situaciones límite) o por la aplicación de fuerzas desde otro cuerpo (la colisión), el automóvil sigue la trayectoria con variaciones extraordinarias de velocidad, o bien adopta trayectorias más complejas, que pueden incluir rotaciones. En esas trayectorias existen cambios de velocidad (aceleraciones) lineales y angulares, asociadas a fuerzas y momentos respectivamente, aplicados en intervalos de tiempo relativamente breves. El análisis de estos movimientos plantea problemas de alta complejidad.

MOVIMIENTO EN		ACELERACIÓN	FENÓMENOS
UNA DIRECCIÓN (X)	SIN ROTACIÓN	LINEAL	Frenado; deslizamiento lateral, previo a vuelco de escasa consideración
DOS DIRECCIONES (X-Y) - en el plano	SIN ROTACIÓN	LINEAL	Choque Oblicuo
	CON ROTACIÓN	LINEAL Y ANGULAR	Derrapes y trompos. Hidroplaneo como caso especial
TRES DIRECCIONES (X-Y-Z) -en el espacio	CON ROTACIÓN	LINEAL Y ANGULAR	Vuelco

Estudiar el movimiento descontrolado implica descomponerlo en partes simples para entender las características del mismo. Una primera aproximación al análisis del movimiento descontrolado requiere clasificarlo, y un criterio posible de clasificación toma como variable esencial la cantidad de coordenadas mínimas necesarias para definir el movimiento, y en un segundo nivel de importancia, el tipo de aceleraciones actuantes. Aplicando ese criterio se tiene el cuadro de la página anterior.

En esta sección se consideran los primeros dos casos, del movimiento descontrolado en una y dos direcciones, con y sin rotación. En la sección 4 se analizará la colisión en todas sus configuraciones: Colineal Centrada, Colineal Excéntrica y Oblicua, y los movimientos posteriores inducido; con y sin rotaciones. El análisis del movimiento en las tres coordenadas (el vuelco) queda fuera del alcance de este texto.

En todos los casos de siniestros que ocurren en el plano, los neumáticos están en contacto con el piso durante la trayectoria de movimiento descontrolado, por lo que el análisis incluye dos cuestiones nodales. Por un lado, la conceptualización del movimiento, en los términos de límite entre control y descontrol, en trayectorias curvas. Por el otro lado, un modelo generalizado representativo de la relación neumático - pavimento.

3.11 EL MOVIMIENTO EN EL PLANO

El movimiento de un automóvil en el plano de coordenadas X e Y presenta una dificultad cualitativamente superior al que presenta el estudio del desplazamiento en una dirección. El número de variables se multiplica, y el número de ecuaciones que las relacionan crece en relación geométrica, por lo que la reconstrucción de movimientos curvos (trompos, derrapes, fuera de pista en curvas, etc.) se vuelve compleja.

Ante las dificultades que presentan los sistemas indeterminados de más de tres ecuaciones, se desarrollaron metodologías —en general de base empírica—, cuya simplificación homologa los movimientos de rotación y traslación de cuerpos rígidos sobre trayectoria curva, con el desplazamiento del punto material, prescindiendo de la curvatura de la trayectoria. Ambas simplificaciones reducen el problema al desplazamiento lineal, en una coordenada curva.

En los fenómenos reales, la rotación del vehículo en torno a un punto incluido o no en su geometría, y el desplazamiento de ese punto en una trayectoria curva, normalmente de radio variable, interactúan entre sí. Es lo que sucede en los derrapes

y trompos; e incluso en vuelcos. En esos casos, las simplificaciones extremas como la mencionada en el párrafo anterior, incurren en serios errores sistemáticos. Por ejemplo, ignorar los fenómenos transitorios por los que pasa un vehículo automóvil que circula en una trayectoria controlada, y por causas técnicas y/o conductivas, incurre en un movimiento descontrolado donde se combinan la rotación y la traslación.

En este capítulo se aborda el análisis de la complejidad de estos fenómenos, las hipótesis en que se sustenta, de manera que el investigador disponga de elementos de juicio para decidir racionalmente hasta donde y hasta cuándo, un método de estimación simple es confiable. De esta manera el investigador se independiza de las *fórmulas-receta*, de las que en general, no se dispone de una mínima idea acerca de cómo se originaron, ni puede ofrecerse una explicación elemental de sus fundamentos.

Por otra parte, un bagaje teórico robusto y consistente, además de permitir un análisis detallado de los fenómenos, disminuye la dependencia de la precisión en el relevamiento de los rastros, dando pie a las metodologías asociadas al tratamiento de los ámbitos de incertidumbre.

3.12 DE LA RECTA A LA CURVA

En el movimiento de un sólido rígido en una dirección, las variables a tener en cuenta se limitan a la masa, la velocidad de cualquier punto del cuerpo (dado que todos los puntos del cuerpos están animados de la misma velocidad), la aceleración y las fuerzas exteriores.

Todo el movimiento en el tiempo, se desarrolla en un espacio de una dimensión. Introduciendo algunas simplificaciones (constancia de la aceleración en un valor definido como fracción de g , el valor μ o *drag factor*), la variación de velocidad es una función lineal, y el espacio recorrido una función de segundo grado.

$$F = -\mu \cdot m \cdot g$$

$$\Delta v = -\mu \cdot g \cdot \Delta t \quad v = v_0 - \mu \cdot g \cdot \Delta t$$

$$x = v_0 \cdot \Delta t - \frac{1}{2} \mu \cdot g \cdot \Delta t^2$$

$$E = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v_0^2 - \mu \cdot m \cdot g \cdot x$$

El movimiento rectilíneo uniformemente acelerado puede definirse con cinco variables, relacionadas por cuatro ecuaciones que permiten describir algunas formas sencillas del movimiento:

$$F = m \cdot a \quad \text{ó} \quad \Delta(m \cdot v) = \Delta(F \cdot t) \Delta$$

$$\Delta v = -\mu \cdot g \cdot \Delta t \quad v = v_0 - \mu \cdot g \cdot \Delta t$$

$$x = v_0 \cdot \Delta t - \frac{1}{2} \mu \cdot g \cdot \Delta t^2$$

$$E = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v_0^2 - F \cdot x$$

Cuando la trayectoria no es rectilínea, el número de variables es sensiblemente mayor. Examinando los atributos correspondientes se puede obtener el siguiente cuadro comparativo:

MOVIMIENTO EN UNA COORDENADA	MOVIMIENTO EN DOS COORDENADAS
Trayectoria rectilínea	Trayectoria curva
Desplazamiento (unidireccional)	Coordenadas x e y; ángulos de rotación α y de desviación de la trayectoria ρ
Masa	Masa; momento de inercia o radio de giro
Velocidad (unidireccional)	Componentes de velocidad V_x y V_y ; velocidad angular ω
Aceleración (unidireccional)	componentes de aceleración A_x y A_y ; aceleración angular γ
Fuerza (unidireccional)	Componentes de fuerza F_x y F_y ; Momentos

Un número de variables mayor implica un crecimiento geométrico de las relaciones entre ellas. Se necesitan más ecuaciones para describir el movimiento, con lo que el estudio de la variación de los parámetros y variables contenidas, presenta un problema más complejo. Para acotar esa complejidad en lugar de las componentes vectoriales ortogonales, se adopta un sistema de coordenadas intrínsecas, asociado al automóvil en movimiento, que sigue una trayectoria curva.

3.13 LA TRAYECTORIA CURVA

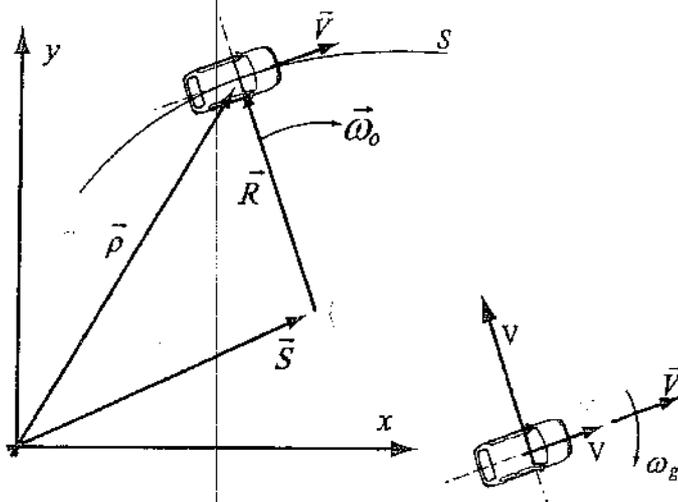


Fig. 3.1 - Movimiento en una trayectoria curva; sistema de coordenadas inerciales (x,y) y coordenadas intrínsecas (u; v)

El estudio del movimiento en una trayectoria curva, de un sólido que está animado de un movimiento de rotación respecto de un eje incluido en su geometría, demanda de las siguientes definiciones. Un centro instantáneo de rotación del centro de masa O, un radio instantáneo de rotación R, un vector posición $\vec{\rho} = \vec{S} + \vec{R}$, un vector velocidad instantánea V, una velocidad angular del centro de masa $\omega_o = V/R$, y una velocidad angular respecto del centro de masa ω_g respecto de una terna móvil [u;v] solidaria con el cuerpo en movimiento.

El vehículo tiene características propias de su masa; la cantidad absoluta m , y una distribución geométrica de esa masa representada por el momento de inercia baricéntrico I_g , cuyo radio de giro es $i^2 = I_g / m$. Adicionalmente se define un radio de rotación baricéntrico r que se justifica al considerar el movimiento simplificado de rototraslación en el parágrafo 3.41. [García, 03a].

$$r = \frac{1}{2} \cdot \sqrt{E_e^2 + t^2}$$

donde: E_e es la distancia entre ejes y t la trocha.

El radio de curvatura R y el centro de rotación O, varían a lo largo de la trayectoria (como funciones de s) y del tiempo (como funciones de t). De una manera general puede definirse la variación [$0 \leq R \leq \infty$], lo que permite entender el movimiento rectilíneo puro como un extremo del movimiento en una trayectoria curva, donde $R = \infty$, implica una trayectoria recta. En el otro extremo, un movimiento con $R = 0$ implica rotación sobre sí mismo, rotación pura, en el que se cumplen las condiciones [$\omega_g > 0; \omega_o = 0; v = 0$].

Este sistema así definido, contiene todas las posibilidades de movimiento en el plano de dos dimensiones, y permite entender fenómenos de descontrol del vehículo como un proceso continuo, donde el movimiento *controlado* previo *transita* a un movimiento *descontrolado* bajo las mismas leyes generales. El movimiento rectilíneo controlado, el movimiento curvo controlado, el movimiento curvo descontrolado, y por sobre todo, el movimiento en el lapso transitorio que va del control al descontrol; todos ellos pueden explicarse dentro de un único sistema de representación.

Un análisis dinámico elemental permite entender que un vehículo que pasa de una trayectoria recta ($R = \infty$) a una trayectoria curva de radio R constante está expuesto a una aceleración angular infinita. Por esa razón las curvas en las carreteras requieren de una transición de la curvatura desde un valor de curvatura infinito a un valor finito de R , con una variación continua.

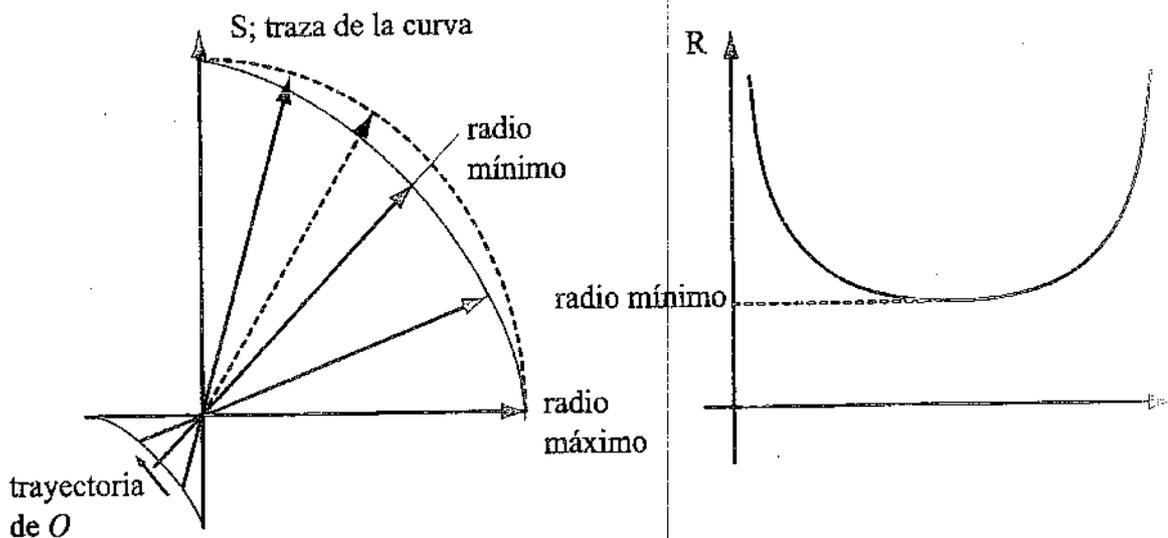


Fig. 3.II - Curvas de radio variable

La variación de la magnitud del radio implica un desplazamiento del centro de rotación O , como se indica en la figura 3.II. La variación de la curvatura puede representarse como una función de la trayectoria s ; $R = f(s)$.

Otro enfoque de las variables permite adecuar relaciones límite o determinantes de ciertas condiciones de control o de *estabilidad* del desplazamiento. En una trayectoria curva, la condición de control, estabilidad o dominio del vehículo se puede expresar como la igualdad de la velocidad angular baricéntrica respecto del centro de masa -en la terna intrínseca $[u;v]$ -, y la velocidad angular respecto del centro instantáneo de rotación O ; esto es $\omega_g = \omega_O$.

Cuando se verifica la desigualdad $\omega_g > \omega_o$, el movimiento inicia un estado incipiente de descontrol o inestabilidad, con pérdida del dominio de la trayectoria por parte del conductor, conocido como *derrape*; si $\omega_g > 0$ y $\omega_o \rightarrow 0$, el derrape tiende al *trompo*.

En el lapso *transitorio* en el que el movimiento pasa de una trayectoria rectilínea ($R = \infty$) a una trayectoria curva, un brevísimo período de algunas milésimas de segundo en el que por simplicidad se puede despreciar la magnitud y trabajo de las fuerzas exteriores al vehículo, el movimiento está descrito por ecuaciones basadas en el principio general de la *conservación del momento cinético*.

$$m \cdot \vec{V} \times \vec{R} = I_g \cdot \vec{\omega}_g + m \cdot \vec{R}^2 \cdot \vec{\omega}_o = \text{cte}$$

Donde el vector \vec{V} representa la velocidad lineal del automóvil al inicio del transitorio, ω_g y ω_o las velocidades angulares baricéntrica y del centro de masa respecto al centro de rotación O respectivamente, y R el radio de rotación inicial de la trayectoria curva del centro de masa.

De igual manera puede plantearse para un largo período de desplazamiento en una trayectoria curva, y en la hipótesis de que las fuerzas exteriores que se oponen al movimiento no fueran contrarrestadas o compensadas por fuerzas de tracción generadas por los dispositivos propios del automóvil, podría plantearse:

$$I_g \cdot \vec{\omega}_{g(i)} + m \cdot \vec{R}_{(i)}^2 \cdot \vec{\omega}_{o(i)} = I_g \cdot \vec{\omega}_{g(i+1)} + m \cdot \vec{R}_{(i+1)}^2 \cdot \vec{\omega}_{o(i+1)} + \vec{M} \cdot dt$$

Las dos ecuaciones precedentes permiten establecer la condición de conservación del control en una curva de radio variable, condición límite ideal o de máxima seguridad, para distintas condiciones: velocidad angular del centro de masa constante, velocidad del centro de masa constante y velocidad angular respecto del centro de masa constante. También permiten establecer las condiciones que limitan y separan la situación de estabilidad de la de descontrol, y de esa manera comprender y modelizar los fenómenos de alteración súbita de la trayectoria rectilínea.

3.14 EL MOVIMIENTO DESCONTROLADO EN CURVA

Puede definirse el inicio de un descontrol, como la consecuencia de un fenómeno que introduce de manera instantánea una aceleración angular baricéntrica de mag-

nitud tal que supera los *límites de tenuta* del automóvil⁽¹⁾.

Entre las causas que originan una aceleración angular baricéntrica instantánea se encuentran:

- a) la aplicación de fuerzas distintas en cada rueda, estado de desequilibrio, como resultante de una frenada violenta a alta velocidad;
- b) la pérdida de adherencia diferencial de una rueda tractora debido a un bache, un reventón en el neumático o el ingreso a un charco de agua de determinada profundidad y por encima de un límite de velocidad (hidroplaneo);
- c) un choque colineal excéntrico, oblicuo o lateral, que introduce fuerzas, cuya resultante se encuentra en una recta que pasa a una distancia d del centro de gravedad.

Cualquiera sea la causa, el módulo del vector velocidad del movimiento rectilíneo V_r , debido al cambio inicial de dirección se descompone en una componente en la dirección previa (x) y otra componente de velocidad transversal (y), la que tiene valor inicial creciente si la trayectoria es curvilínea -circular, elíptica, etc.-, en general una función de grado mayor que la unidad.

La trayectoria curvilínea está definida por una dirección que en cada instante (tiempo) y lugar definido por las coordenadas $[x,y]$. La *dirección instantánea* del movimiento es siempre una recta tangente que forma un ángulo ρ (variable) respecto de la trayectoria x previa al descontrol.

En un lapso breve, con desplazamientos cortos y fuerzas exteriores despreciables, la pérdida de energía cinética puede considerarse nula. Esta aproximación permite la aplicación del principio de *conservación de la energía cinética* en el lapso transitorio.

$$\frac{1}{2} \cdot m \cdot V_r^2 = \frac{1}{2} \cdot m \cdot V_{sd}^2 + \frac{1}{2} \cdot I_g \cdot \omega_g^2$$

$$V_{sd}^2 = V_r^2 - i_g^2 \cdot \omega_g^2$$

Por un lado se puede apreciar que el módulo de la velocidad de traslación del centro de masa en la trayectoria S de derrape, resulta menor al módulo de velocidad (rectilínea) previa.

En cualquiera de los casos, bajo la acción de las componentes de velocidad V_{sd} y de las fuerzas exteriores que se oponen al movimiento, el centro de masa del ve-

1. Los límites de tenuta de un automóvil están determinados fundamentalmente por el ángulo máximo de deriva de los neumáticos, y la rigidez de las suspensiones.

hículo describe una trayectoria curva s en el tiempo T , de longitud S hasta alcanzar el reposo en las coordenadas $[x;y]$. El origen de coordenadas se hace coincidir con el inicio de la trayectoria curva, con el eje x en la dirección y sentido de la velocidad V_r .

En el mismo lapso el automóvil describe un ángulo α por efecto de una velocidad de rotación baricéntrica ω_g ($d\alpha = \omega_g \cdot dt$). Esta velocidad de rotación resulta variable por la acción de una aceleración angular inicial γ_{sd} , y contrarrestada por la acción de un momento resistente M_f cuyo valor está dado por la expresión:

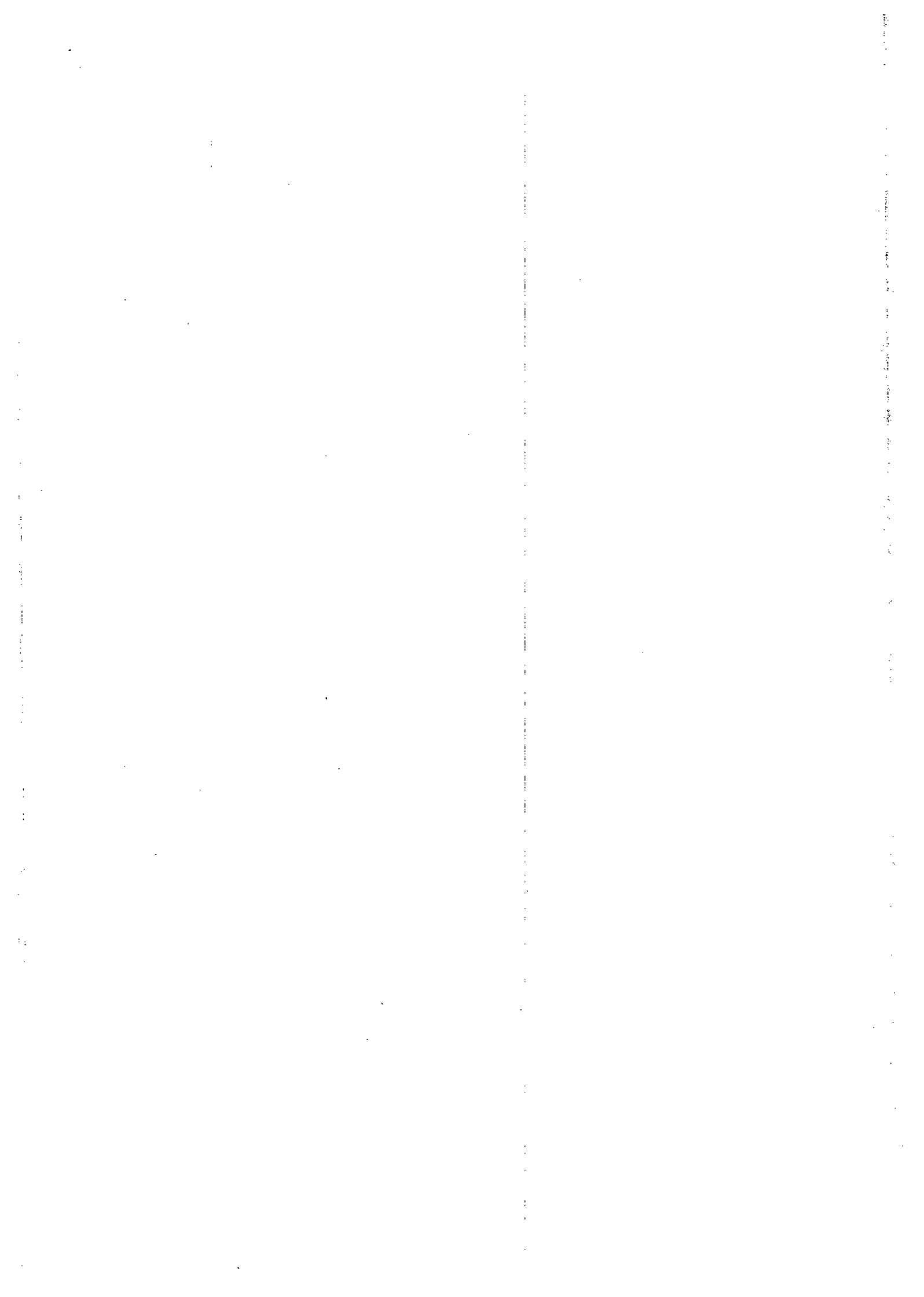
$$M_f = \mu \cdot m \cdot g \cdot r \quad \text{siendo} \quad r = \frac{1}{2} \cdot \sqrt{E_e^2 + t^2}$$

La desaceleración angular será entonces:

$$\gamma_f = \frac{M_f}{I_g} = \frac{\mu \cdot g \cdot r}{i_g^2}$$

La condición del desequilibrio se expresa matemáticamente en una velocidad angular respecto del centro de masa del automóvil mayor que la velocidad angular del centro de masa respecto del centro instantáneo de rotación. Gráficamente, significa que el ángulo α crece más rápidamente que el ángulo ρ . En consecuencia, el movimiento de deslizamiento lateral es preponderante respecto del desplazamiento debido a la tracción de las ruedas.

El sistema de ecuaciones se puede emplear al analizar casos de movimientos de derrape y trompo, temas que se tratan en los próximos capítulos. Son de aplicación también en algunas consideraciones de choque oblicuo, que se verá en la siguiente sección, y en casos de vuelco.



3.2 EL CONTACTO NEUMÁTICO - PAVIMENTO

Un vehículo automotor convencional está en movimiento normalmente por el giro de sus ruedas. El adverbio *normalmente* se refiere a un desplazamiento controlado en la dirección del eje longitudinal x . En un sentido general durante el movimiento está sometido a la acción de fuerzas en las tres direcciones.

Existen fuerzas laterales $-F_y$ en la dirección del eje Y -, inducidas por acciones externas al automóvil (viento, colisiones, etc). Existen fuerzas longitudinales F_x en la dirección del movimiento X , debidas a la resistencia del aire y a los fenómenos de fricción con el piso. Ambas guardan sendas relaciones de proporcionalidad con las fuerzas verticales F_z , como se ha visto.

En general las ruedas de los automóviles poseen una cubierta exterior de caucho, cuya composición, dureza, rugosidad (*dibujo*), etc., cumplen la función primordial de mantener un grado de solidaridad del vehículo al piso. Esta función la cumple con el auxilio de los elementos que forman la suspensión (elásticos, resortes, pulmones neumáticos y amortiguadores), y la presión de aire en el interior de la cubierta, la que además de contribuir a la función de amortiguación, modula ciertas funciones de la banda de rodamiento.

En la dirección vertical del eje Z actúa el campo gravitatorio sobre la masa del vehículo; F_z está representada por el peso $m \cdot g$. Ese peso se distribuye en las cuatro ruedas en forma no homogénea. En un sentido general cada rueda soporta una fracción del peso total, y en cada una de ellas actúa un coeficiente de desaceleración propio, definido por la relación entre la fuerza vertical y la fuerza horizontal:

$$\mu_i = \frac{F_{hi}}{k_i \cdot m \cdot g} \quad ; \quad [k_1 + k_2 + k_3 + k_4] = 1$$

Este coeficiente adquiere distintos valores según sea el movimiento relativo de la

superficie de la rueda respecto del piso, la dirección de desplazamiento, y las condiciones de ese desplazamiento. La complejidad del fenómeno impide analizarlo a menos que se descomponga el problema en desplazamientos longitudinales (en el sentido del eje x) y desplazamientos laterales (en el sentido del eje y), referidos a una terna fija a la rueda.

3.21 EL CONTACTO EN EL DESPLAZAMIENTO LONGITUDINAL

El movimiento relativo entre el neumático y el pavimento puede ser nulo. Ello sucede cuando el vehículo se encuentra detenido, y durante la marcha en *rodamiento puro*. En este último estado, la velocidad de traslación del eje de la rueda tiene el módulo de la velocidad tangencial de la misma. Como se recordará, el módulo del vector velocidad tangencial en el movimiento de rotación es el producto del módulo del vector velocidad angular ω por el radio r de la rueda. En síntesis, un movimiento de traslación con rodamiento puro cumple la condición:

$$v = \omega r$$

Durante los cambios de velocidad no se produce rodamiento puro. Tanto al acelerar como al frenar o *desacelerar*⁽²⁾ la velocidad tangencial en la banda de rodamiento (ωr) es distinta a la velocidad de traslación del eje. De manera tal que existirá siempre un deslizamiento de la banda de rodamiento respecto de la superficie del pavimento.

Se define deslizamiento S (*slip* en inglés), como la relación:

$$S = 1 - \frac{\omega \cdot r}{v_t}$$

Cuando el automóvil se desplaza en condición de rodamiento puro, resulta:

$$\omega \cdot r = v_t, \text{ donde } \frac{\omega \cdot r}{v_t} = 1 \text{ y } S = 0.$$

En el caso de que el neumático se desplace en condición de deslizamiento puro (rueda bloqueada, sin girar), $\omega = 0$ y $S = 1$.

Se puede definir una función fuerza normalizada longitudinal, variable con el

2. En el texto se generaliza con aceleración la variación de velocidad en función del tiempo, con independencia del signo y de sus efectos.

grado de resbalamiento de la siguiente manera:

$$Q_{xi(S)} = \frac{F_{x(S)}}{\mu \cdot P_i} = \frac{F_{xi(S)}}{\mu_i \cdot k_i \cdot m \cdot g}$$

Esta fuerza normalizada tiene la variación típica representada en la figura 3.III⁽³⁾

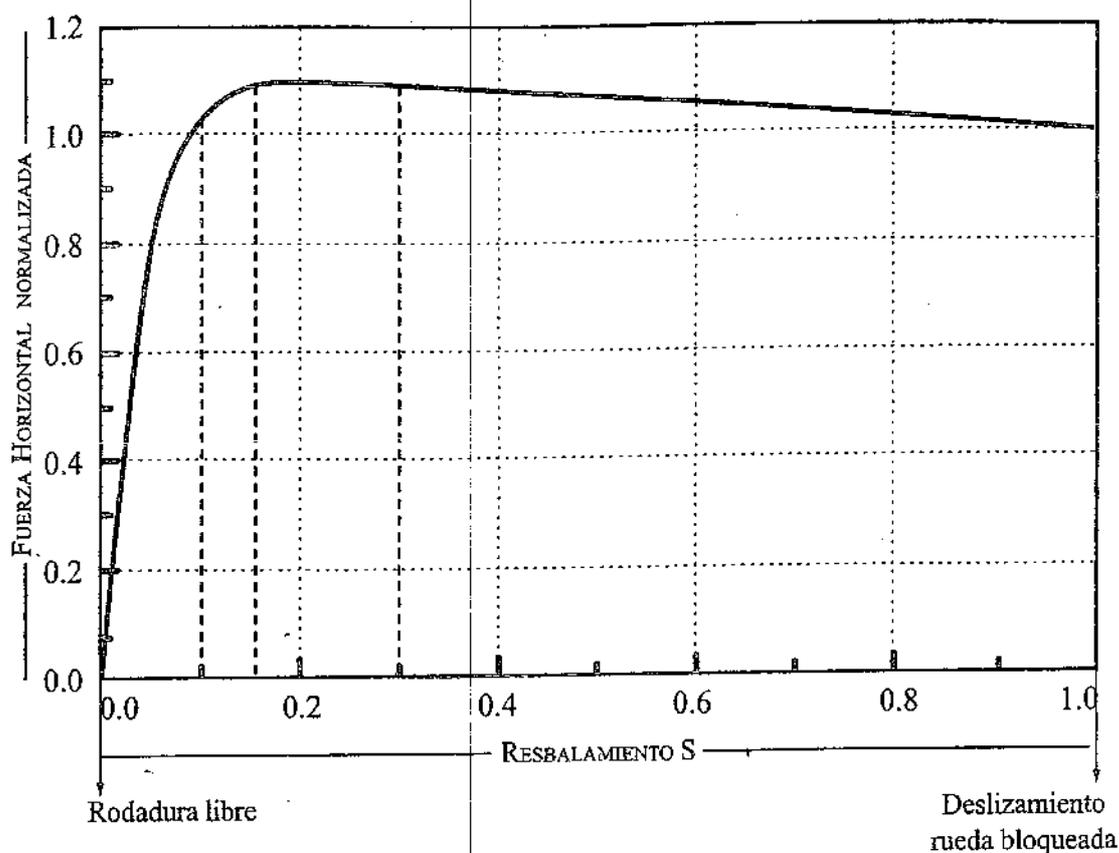


Fig. 3.III - Fuerza horizontal normalizada vs resbalamiento

El valor de la fuerza horizontal normalizada evoluciona en forma cuasi lineal hasta $S = 0,1$ aproximadamente, alcanza su máximo valor de aproximadamente 1,1 en el entorno de $[0,15 < S < 0,30]$, y decae tenuemente hasta alcanzar el valor de 1 en $S = 1$. El valor absoluto de la fuerza normalizada en este extremo, es proporcional al peso en el valor adimensional determinado en los ensayos de ruedas bloqueadas en distintos tipos de piso, sin pendiente, y son habitualmente publicadas en tablas como las que se reproducen en el siguiente capítulo. Vulgarmente este término se lo de-

3. Las curvas de fuerza horizontal normalizada que se representan en este texto son derivadas del modelo matemático desarrollado por E. Bakker, L. Nyborg y H. B. Pacejka (TYRE MODELING FOR USE IN VEHICLE DYNAMIC STUDIES. Paper SAE 870421)

nomina como coeficiente de fricción y se lo representa con el término μ . Esta denominación no es correcta, ya que como se podrá apreciar, el factor de desaceleración incluye el fenómeno de la fricción entre otros fenómenos. En este texto se adopta el nombre de factor de desaceleración, equiparado a la expresión inglesa *drag factor*.

3.22 EL CONTACTO EN EL DESPLAZAMIENTO LATERAL

Cuando se aplican fuerzas horizontales en la dirección transversal al eje de marcha -fuerzas laterales-, por aplicación del principio de acción y reacción aparecen fuerzas en el sentido horizontal, también en dirección transversal, en el contacto entre el neumático y el pavimento. Estas fuerzas son independientes de que se ejerza o no una acción de frenado sobre las ruedas.

Dentro de ciertos límites, el neumático puede deformarse y seguir rodando, manteniendo la trayectoria del vehículo. Este fenómeno de diferencia de dirección de marcha del cuerpo transportado (el vehículo) y la dirección de rodadura del neumático es conocido como *deriva*, medida por el ángulo -en general inferior a 5°. El fenómeno se manifiesta como flexión del neumático respecto de la maza de la rueda y genera fuerzas laterales de cierta significación.

A mayor ángulo de divergencia comienza a experimentarse un deslizamiento lateral. Las fuerzas laterales aplicadas al vehículo superan la capacidad de reacción lateral del neumático para mantener el equilibrio, y el movimiento resulta combinado, de rodadura y deslizamiento lateral, con fuerzas laterales crecientes a medida que crece el ángulo de divergencia.

El deslizamiento lateral es un fenómeno esencialmente de fricción, semejante al deslizamiento longitudinal de las ruedas bloqueadas, y los coeficientes de proporcionalidad son semejantes. Sin embargo la estructura del neumático para actuar frente a la acción de las fuerzas laterales, es distinta a la que absorbe las fuerzas longitudinales.

La fuerza lateral puede ser representada como una fuerza específica, función del ángulo de divergencia de marcha, o mejor aún como una fuerza normalizada lateral de la siguiente manera:

$$Q_{yi(\alpha)} = \frac{F_{xi(\alpha)}}{\mu \cdot P_i} = \frac{F_{xi(\alpha)}}{\mu_i \cdot k_i \cdot m \cdot g}$$

Cuya variación en función del ángulo de desviación se representa en la figura 3.IV.

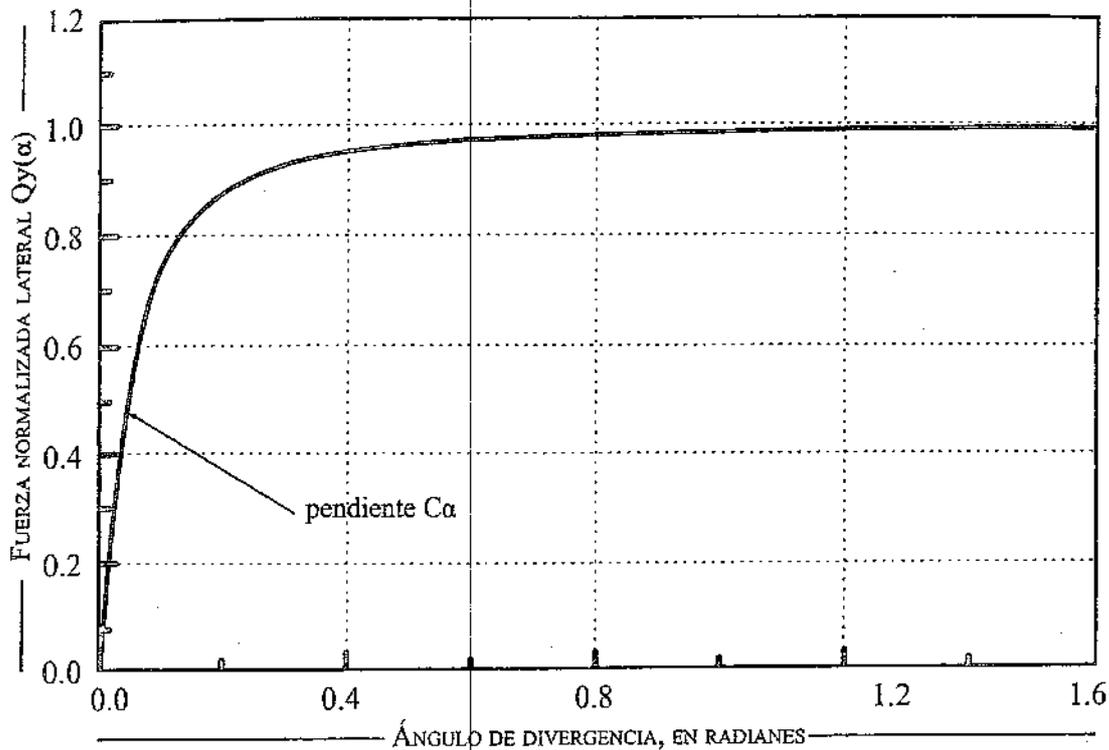


Fig. 3.IV - Fuerza normalizada lateral vs ángulo de divergencia

Puede apreciarse que hasta una divergencia de 0,07 radianes (aproximadamente 4°), la ley de variación es casi lineal, y la fuerza lateral crece hasta un 60 % del valor de deslizamiento puro. Esta es una medida de las fuerzas laterales generadas en la deriva.

El modelo teórico de Nicolas y Comstock Modificado [Brach] representado en la figura 3.IV, muestra que la fuerza lateral crece en forma pronunciada hasta un límite que la literatura establece entre $10,5^\circ$ (0,182 rad), y $18,5^\circ$ (0,323 rad). A partir de esos valores, el resbalamiento generado como consecuencia de la fuerza lateral es significativo, como para que las fuerzas longitudinales alcancen valores tales como para que el neumático se encuentre deslizando, aún cuando no se hubiera aplicado fuerzas desde el freno.

Debe tenerse en cuenta que en el desplazamiento lateral, y debido al esfuerzo de flexión, el neumático puede salirse de su encastre en la llanta, lo que se conoce como *de-talonado*. En ese caso pierde el aire y el contacto con el pavimento se produce simultáneamente con la llanta y la cubierta desinflada. En esta situación el modelo de representación indicado no resulta aplicable.

Los dos modelos mostrados son modelos puros. El de resbalamiento obedece a las acciones del freno, sin que el neumático se aparte de la trayectoria. El modelo de representación de las fuerzas laterales debido al ángulo de divergencia de marcha

respecto del plano principal del neumático, supone la ausencia de resbalamiento inducido por el freno.

La acción combinada de ambas fuerzas requiere de modelos más complejos, expuestos en la bibliografía. Para los alcances de este texto, los conceptos emitidos son esenciales para abordar la investigación de los rastros dejados por los neumáticos, con representaciones matemáticas sencillas de los fenómenos involucrados⁽⁴⁾.

3.23 INFLUENCIA DEL AGUA EN EL PAVIMENTO⁽⁵⁾

Cuando un neumático se apoya en la calzada mojada, tiene que apartar el agua de la zona de contacto para mantener el contacto con el asfalto.

Para apartar el agua de la zona de contacto, el neumático tiene que apretar con una fuerza igual a la masa de agua por la aceleración que se le quiere imprimir. La masa de agua a apartar es proporcional al espesor de la capa y al ancho de la cubierta, y como hay que moverla una distancia del orden del ancho de la cubierta en un tiempo inversamente proporcional a la velocidad del auto, la aceleración que hay que impartirle al agua es proporcional al cuadrado del ancho del neumático y al cuadrado de la velocidad del auto. El resultado es que la fuerza vertical necesaria para apartar el agua de la huella depende de la profundidad de la capa de agua y de la profundidad del ranurado de la cubierta (relación representada por un coeficiente h , del cuadrado del ancho de la cubierta A , y del cuadrado de la velocidad del auto v).

$$F_z \approx h \cdot A^2 \cdot v^2$$

Cuando la fuerza vertical es insuficiente para este equilibrio, el automóvil comienza a desplazarse sobre el agua. Ello obedece a motivos puramente inerciales; la rueda no puede apartar el agua, y ello nada tiene que ver con la fricción. Este es el fenómeno de *hidroplaneo*; al perder el contacto con la calzada, el automóvil se encuentra fuera del control del conductor.

Para evitarlo se pueden atacar los distintos factores en la expresión de arriba. Limitando el análisis a los factores relacionados con el vehículo: se puede reducir la

4. La acción combinada de fuerzas horizontales, con y sin agua en el pavimento, demanda modelos complejos, cuyo tratamiento supera los alcances de este curso. Al interesado recomendamos acudir a los trabajos citados en la bibliografía en el final de este texto.

5. Los conceptos de este apartado se deben al fallecido Dr. Ernesto Martínez (Ernesto Martínez - ACCIDENTES VIALES: LA MITOLOGÍA DEL CHOQUE - IIº Seminario Regional sobre Física Forense, Bariloche, Noviembre 2001).

velocidad (única medida al alcance del conductor, y la más efectiva); se puede aumentar la masa del rodado; y finalmente se puede reducir el ancho del neumático. Esto último se logra dividiendo un neumático de ancho A en dos de ancho $A/2$, para mantener la presión, la fuerza inercial depende de $2(A^2/2) \sim A^2/2$, es decir que se ha dividido por dos. Este efecto explica los dibujos en los neumáticos: imitan una serie de neumáticos finos en paralelo, como si el neumático original se hubiera descompuesto en una serie de ruedas de bicicleta en paralelo, como una pila de platos. El dibujo en la banda de rodamiento tiene por finalidad presentar canales que dividen el ancho del neumático, de manera que no sea necesario apartar el agua todo el ancho de la cubierta, sino una distancia mucho menor, no hasta el borde exterior, sino sólo hasta el próximo canal.

El recurso funciona, pero a un canal se le puede desviar agua sólo hasta que se llena: si la capa de agua es espesa, o la profundidad del dibujo es escasa, se presenta el hidropneumático. Es indudable que un neumático más nuevo, con dibujos más profundos, es más seguro para evitar el hidropneumático en circunstancias que el más gastado perdería el contacto con la calzada.

Experimentos publicados en el año 2001, referidos en la bibliografía [Blathe], muestran las tendencias para distintas profundidades de dibujo en el neumático. En las figuras 3.V y 3.VI se observa que tanto la fuerza longitudinal normalizada (o la fuerza longitudinal en general), como el coeficiente de desaceleración, decae con el incremento de velocidad. Pero ambas tendencias son más pronunciadas con la pérdida de profundidad del dibujo.

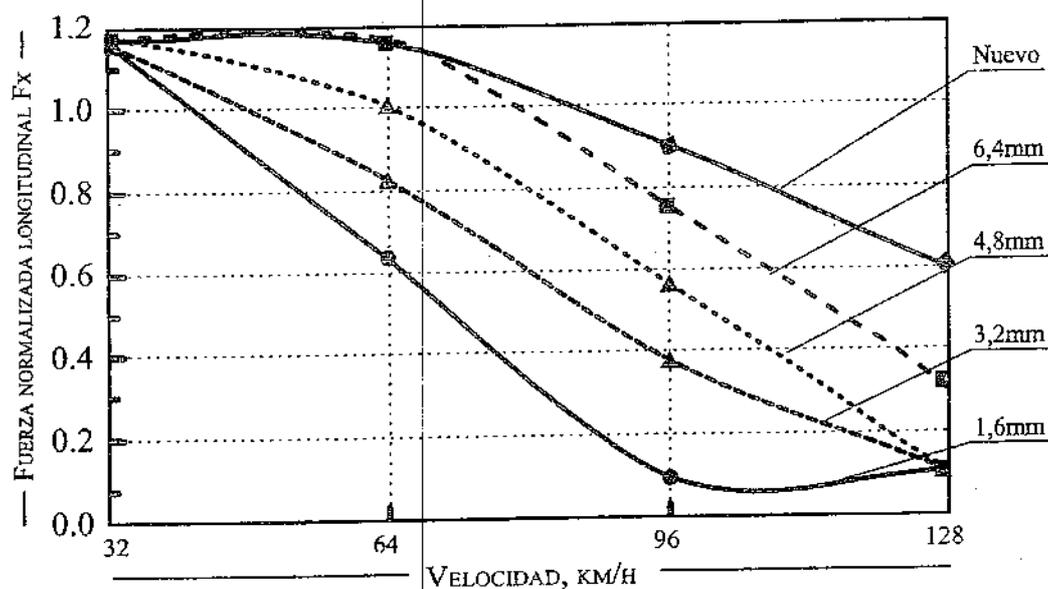


Fig. 3.V - Fuerza normalizada para 1,3 mm de agua en el pavimento, en función de la profundidad del dibujo, con datos de Blathe y Day

Las curvas representan la fuerza longitudinal normalizada derivadas de ensayos realizados con películas de agua de 1,3 mm (0,05 pulgadas) de espesor. El incremento de espesor de la película de agua agrava las condiciones. Un trabajo clásico en la materia [Navin, 95], concluye en una *velocidad crítica* —expresada como la máxima velocidad que permite la ruptura de la película de agua—, entre 80 y 100 km/h. El valor máximo corresponde a un espesor de película de agua de 5 milímetros o más, y profundidad de dibujo del neumático de 5,6 mm (nuevos); el mínimo de 80 km/h corresponde a semejantes condiciones, con neumáticos de 1,6 mm de profundidad de dibujo, correspondiente al máximo desgaste que admite la legislación de tránsito aplicable al caso.

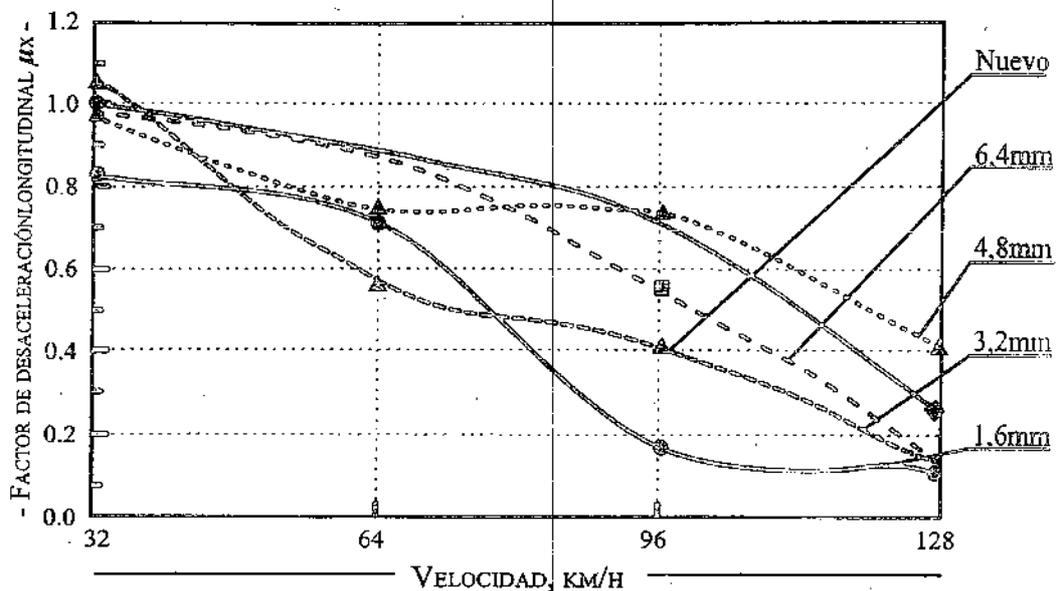


Fig 3.VI – Factor de desaceleración longitudinal para 1,3 mm de agua en el pavimento, en función de la profundidad del dibujo, con datos de Blathe y Day

3.3 EL FENÓMENO DEL FRENADO

Un automóvil en movimiento a cierta velocidad, desacelera (frena) hasta alcanzar una velocidad menor, y en general mayor o igual a 0, como consecuencia de la aplicación de una fuerza horizontal longitudinal.

La fuerza puede tener distintos orígenes: resistencia aerodinámica, gravitatoria (camino en pendiente ascendente), o ser consecuencia del contacto de los neumáticos con el pavimento. En este capítulo se trata de determinar el valor de la fuerza horizontal longitudinal y su incidencia en el cambio de velocidad del vehículo, como respuesta a una acción de frenado del conductor u otras circunstancias equiparables a ésta.

Como se ha visto también, esa fuerza horizontal se expresa en proporción a la fuerza vertical aplicada en cada una de las ruedas, mediante un coeficiente de desaceleración media, definido por la relación:

$$\mu_i = \frac{F_{xi}}{k_i \cdot m \cdot g} ; \quad [k_1 + k_2 + k_3 + k_4] = 1$$

Este coeficiente depende del resbalamiento ($S = 1 - \frac{\omega \cdot r}{v_i}$) y de un valor máximo correspondiente a la fricción entre el material del neumático y el tipo de piso. Este valor se suele determinar de manera experimental en ensayos con las ruedas bloqueadas, tal como se verá más adelante.

El frenado en general es siempre un proceso de desaceleración. Como tal, durante el mismo el cuerpo pierde energía cinética, que se transforma o disipa en otras formas de energía; térmica, acústica y mecánica, en este caso como trabajo de fricción.

Un auto que frena con las ruedas sin bloquear ($S > 0$) experimenta un fenómeno de fricción en el disco o la campana de freno. La acción del conductor de oprimir el

pedal de freno se trasmite mediante un actuador hidráulico como una fuerza variable, que pone en contacto a materiales (pastillas o ferodos con discos y campanas) cuyas características dominantes son: a) tener un alto coeficiente de fricción relativo; b) poseer alta capacidad de disipación del calor, manteniendo sus propiedades funcionales a alta temperatura.

La fuerza en el freno actúa disminuyendo la velocidad de rotación de la rueda. Esa fuerza es regulada por la presión del pie del conductor sobre el pedal de freno, y eventualmente por sistemas auxiliares. Esa fuerza puede crecer de hasta que la rueda deje de girar (bloqueo), sin que se anule la velocidad de traslación en el eje.

En un movimiento rodadura pura –que es una condición ideal-, la resistencia al avance está dada por la interacción intermolecular del área del neumático en contacto con el pavimento: el *parche de contacto*. En esta condición la disipación de energía es mínima. Mientras la rueda mantiene un alto porcentaje de su velocidad de rotación, la energía cinética disipa esencialmente como energía térmica (calor, aumento de temperatura de los elementos relacionados con la fricción en el freno), como trabajo de fricción de las ruedas contra el piso (trabajo mecánico de las fuerzas longitudinales), y como energía acústica.

A medida que crece el deslizamiento, los sectores de la banda de rodamiento que permanecen en contacto con el pavimento lo hacen en períodos cada vez más largos. La fricción entre el caucho deslizando y el pavimento produce calor, y la acción combinada de calor y trabajo sobre la banda de rodamiento produce el desprendimiento de partículas de caucho y su depósito en el pavimento, al que se fijan con un importante grado de adherencia. Cuando el deslizamiento alcanza valores máximos, ($S \approx 1$), el fenómeno de fricción dentro de la campana de freno desaparece totalmente y la forma dominante de disipación de energía se produce en el contacto del neumático con el piso. El *parche de contacto* con el pavimento es el mismo en toda la trayectoria, y ese sector de la cubierta será sometido al 100 % del esfuerzo de deslizamiento, hasta detener al vehículo.

El caucho desprendido de las cubiertas y depositado en el pavimento son rastros que evidencian acciones de frenado importantes y de larga duración, y suelen estar presentes en casi todos los escenarios en los que se desarrollan siniestros que involucran vehículos automotores. Pero no todas las improntas de caucho en el piso indican necesariamente frenado; por su forma y disposición pueden representar otros movimientos anormales, todos relacionados con el deslizamiento de los neumáticos, como el derrape, los trompos y otros movimientos de traslación y rotación de los vehículos, en torno a su eje vertical, que se analizarán en el capítulo 3.4.

Como se ha visto, las fuerzas longitudinales son máximas cuando el resbala-

miento alcanza valores muy inferiores a 1. En estas condiciones el proceso de fricción es incipiente, y el calor generado resulta insuficiente como para desprender cantidades apreciables del caucho de los neumáticos. Esta circunstancia, aplicada a la investigación de movimientos anormales de automóviles, es muy importante: *la ausencia de improntas en el pavimento no es indicador de la inexistencia de maniobras significativas de frenado.*

Por otro lado, el inicio de huellas nítidas, atribuibles a un frenado con bloqueo total de algunas ruedas, indica que antes de generarse las mismas y luego mientras se producen las huellas, actúan fuerzas longitudinales. Esas fuerzas realizan trabajo de fricción, disipan energía cinética del vehículo, y provocan una disminución proporcional de su velocidad, aún cuando no quedan registrados rastros evidentes. En estos casos, el fenómeno en su existencia y cuantificación, debe ser asumido como inferencia por el investigador.

Estas advertencias tienen por objeto llamar la atención del lector acerca de la complejidad de un fenómeno, que por el mal uso cotidiano ha caído en una suerte de banalización, y cuyo abordaje es posible a partir de las consideraciones teóricas expuestas, y los desarrollos experimentales que las soportan y justifican. El ejemplo que ilustra el capítulo 3.6, pone de manifiesto una manera posible de abordaje de estimación del rango posible de desaceleración, en el caso de vehículos que frenan sin dejar huellas de neumáticos visibles.

3.31 ALGUNOS RESULTADOS EXPERIMENTALES

La respuesta de un vehículo a la acción del freno puede estudiarse con el auxilio de acelerómetros y tacómetros, midiendo la respuesta del vehículo a la acción de frenado parcial o total (bloqueo) sobre la rueda.

Una curva de respuesta típica es la dada en la figura 3.VII. En la misma se representa la variación de la aceleración, como fracción de la aceleración de la gravedad g , en función del tiempo. El tiempo cero representa el instante en que se acciona el pedal de freno a fondo, iniciando lo que se conoce como *frenada de pánico (stop panic)*.

La respuesta inicial es una curva ascendente que se corresponde con la desaceleración angular de la rueda; la aceleración alcanza un máximo en aproximadamente 0,25 segundos y desciende hasta un valor próximo a μg en un lapso de tiempo igual. Este fenómeno se denomina transitorio, y se infiere su relación con el modelo teórico de fuerza resbalamiento visto en los capítulos anteriores. Durante el transitorio, el resbalamiento aún no alcanzó el valor de 0,15 y las ruedas no se bloquearon.

Finalizado el lapso transitorio, la evolución de la desaceleración se mantiene muy constante, con una leve variación, hasta que se detiene el vehículo en un tiempo acumulado de 2,75 segundos (la curva descendente final corresponde a un fenómeno propio del acelerómetro y del cabeceo del automóvil al finalizar el movimiento y cambia de una aceleración de unos 7 m/s^2 a cero).

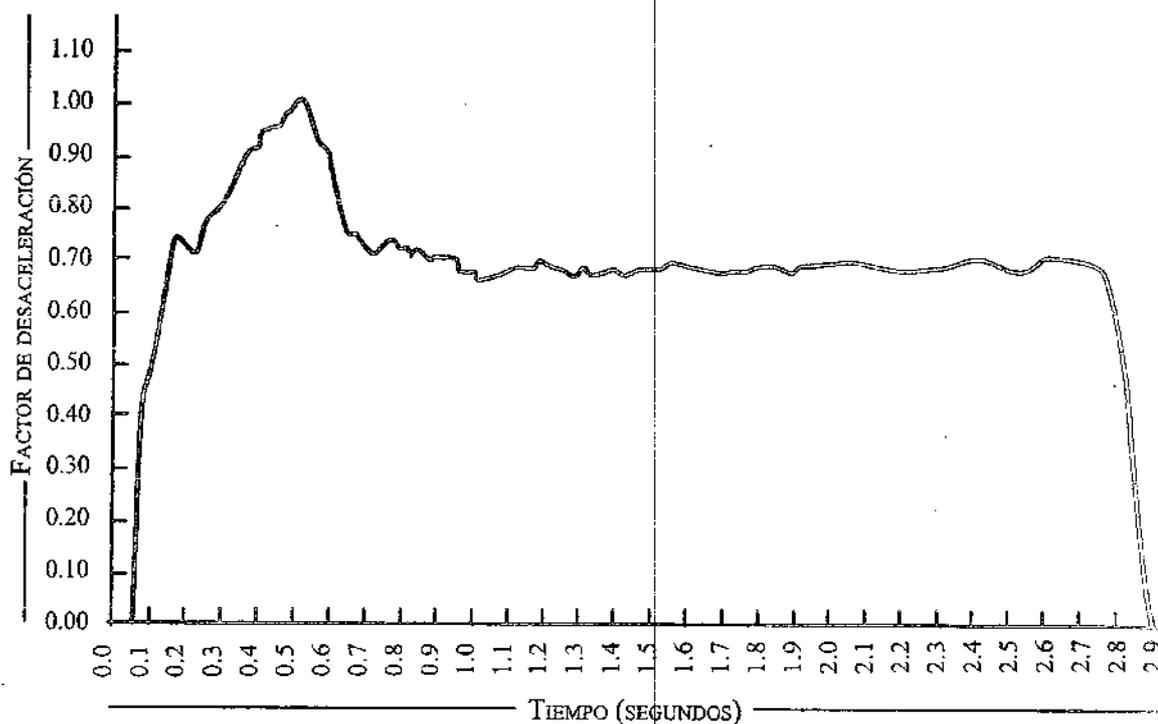


Fig. 3.VII – Factor de desaceleración durante el movimiento de frenado con bloqueo

Mientras las ruedas se encuentran rodando (resbalamiento $S > 0$), no se producen depósitos de cantidades apreciables de caucho en el pavimento. Las marcas en el piso (*skidmarks*) comienzan aproximadamente en un punto de desaceleración que se alcanza luego de superado el punto máximo, y muy poco antes de alcanzarse el bloqueo total (100 % de deslizamiento).

Midiendo simultáneamente la variación de velocidad angular de la rueda en el período transitorio (línea discontinua en el gráfico de la figura 3.VIII) y la velocidad de traslación en el eje en un diagrama de base de tiempo, se observa que en los 0,5 segundos iniciales, la desaceleración angular es creciente, con una fase final casi constante. En ese período transitorio, la variación de velocidad de traslación del eje tiene, como es de esperar, una evolución de una parábola invertida, seguida de una recta de pendiente negativa de valor $-\mu g$.

Las curvas reflejan de manera experimental la evolución de la fuerza longitudi-

nal con la variación del deslizamiento S . La disminución de la velocidad durante el período transitorio, no deja marcas identificables, pero no existen dudas de que el fenómeno tiene lugar y puede tener su significación en las estimaciones de energía y velocidad realizadas en base a los rastros en el pavimento. Un trabajo clásico [Reed y Keskin] observa que en los automóviles de pasajeros, para velocidades iniciales de 48 Km/h (30 m.p.h.), antes de comenzar a producirse las marcas de caucho se disipa entre un 15 a un 30 % de la energía cinética que el rodado que posee al aplicarse el freno. Esta variación significa una pérdida de velocidad de entre 8 y 16 % en estos rangos. Se puede demostrar que estos errores se magnifican a velocidades menores de 48 Km/h, y por el contrario, se atenúan a velocidades muy altas, en general asociadas a huellas de bloqueo de gran longitud.

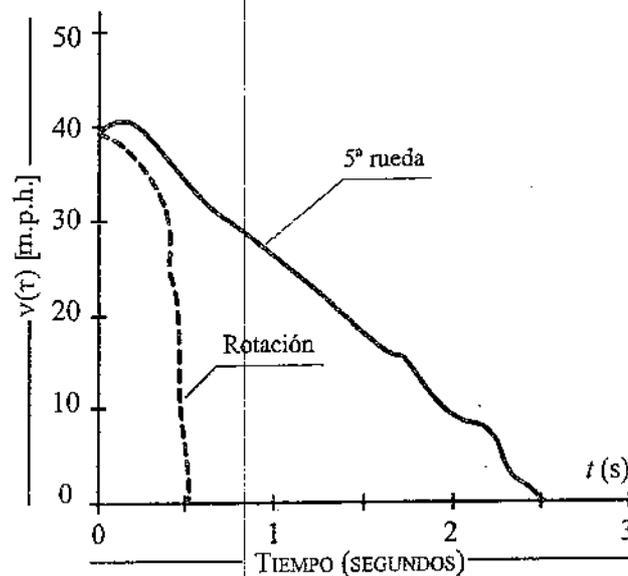


Fig. 3.VIII - Variación de velocidad y rotación de la rueda durante el movimiento de frenado con bloqueo (Reed y Keskin)

3.32 SINGULARIDADES DEL PAVIMENTO Y DE LOS VEHÍCULOS

Comparando ensayos del mismo vehículo con los mismos neumáticos, en piso seco y en piso húmedo, se encuentran valores semejantes de máxima desaceleración, con bajo resbalamiento, pero una vez comenzado el fenómeno de bloqueo la desaceleración desciende abruptamente en el caso de piso húmedo, para evolucionar en forma creciente hasta alcanzar el mismo valor en el instante final. El coeficiente promedio de desaceleración hallado por Reed y Keskin, partiendo de velocidades iniciales de 48 km/h (30 m.p.h.) es de 0,61 g en piso húmedo y 0,72 para piso seco [Reed y Keskin].

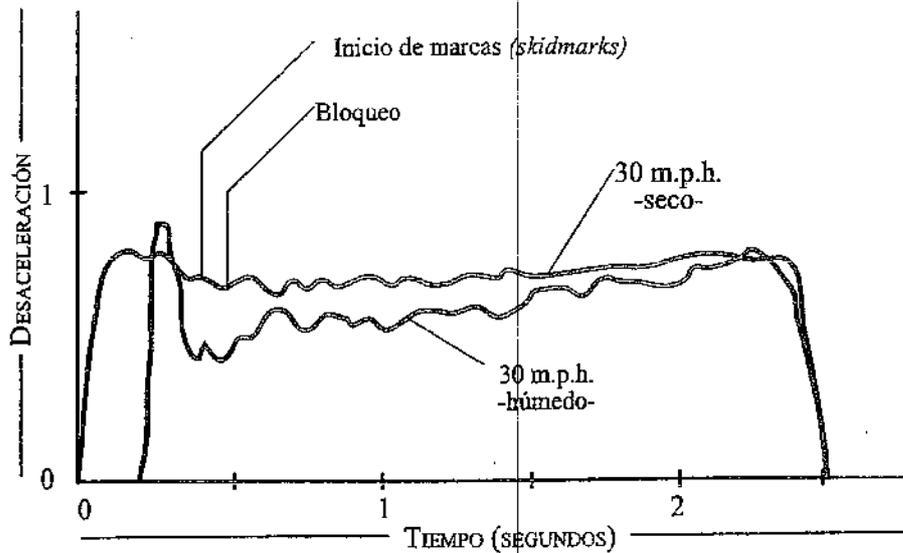


Fig. 3.IX - Factor de desaceleración con piso seco y piso húmedo, durante el movimiento de frenado con bloqueo (Reed y Keskin)

Las variaciones indicadas en la figura 3.IX, son válidas para pisos húmedos, sin agua acumulada sobre el pavimento. Esto significa que la superficie de rodadura del neumático está en contacto con el pavimento, y puede interpretarse como que la humedad depositada en el piso puede disipar una parte del calor generado durante la fricción, en forma de vaporización de las moléculas de agua.

Es conveniente distinguir el deslizamiento en un piso húmedo y un pavimento recubierto de agua. En el primer caso el fenómeno es semejante al desplazamiento en piso seco. La existencia de moléculas de agua sobre la superficie influyen en un retardo del calentamiento del parche de contacto. Su efecto es un retardo en alcanzar el valor máximo de bloqueo, y el valor medio del coeficiente es menor.

Cuando el pavimento está recubierto de una película de agua, las canaletas (*dibujo*) de la cubierta bloqueada suele ser insuficiente para romperla, como sucedería si estuviera rodando libremente. Esto determina una drástica disminución del coeficiente medio de desaceleración: la banda de rodamiento está deslizándose sobre una película de agua, que actúa como un lubricante. Esto equivale al deslizamiento sobre una película de agua, que no debe ser confundido con el fenómeno conocido como *hidroplaneo* que se trata en el último capítulo de esta sección.

Los camiones y ómnibus utilizan compuestos más duros y presiones de inflado mayores que los automóviles de pasajeros. Por estas razones, los coeficientes de desaceleración de los vehículos pesados resultan inferiores a los de los automóviles (Reed y Keskin estiman un 70 % de los valores dados para neumáticos en automóviles). Sin embargo también observaron que las huellas de depósito de caucho

en el pavimento comienzan mucho antes, con lo que la energía disipada previo al bloqueo es mínima o nula.

3.33 FRENADO CON SISTEMA ABS

El dispositivo ABS (*Anti-Block System*) evita que la rueda se bloquee, manteniendo un resbalamiento entre 0,1 y 0,2. Para ello un sistema electrónico detecta la variación de velocidad angular de la rueda, y ante un valor de resbalamiento límite, disminuye la presión en el circuito que impulsa el actuador del freno. De esta manera la presión de frenado en el disco disminuye, y con ello la rueda vuelve a girar libremente. En ese momento se restituye la presión al circuito reiniciando el ciclo. Esta secuencia en el sistema ABS tiene una frecuencia de entre 25 y 40 ciclos por segundo.

Graficando la fuerza de frenado en el eje en función del tiempo, sin escala y para una gran ampliación de la banda de tiempo resultaría:

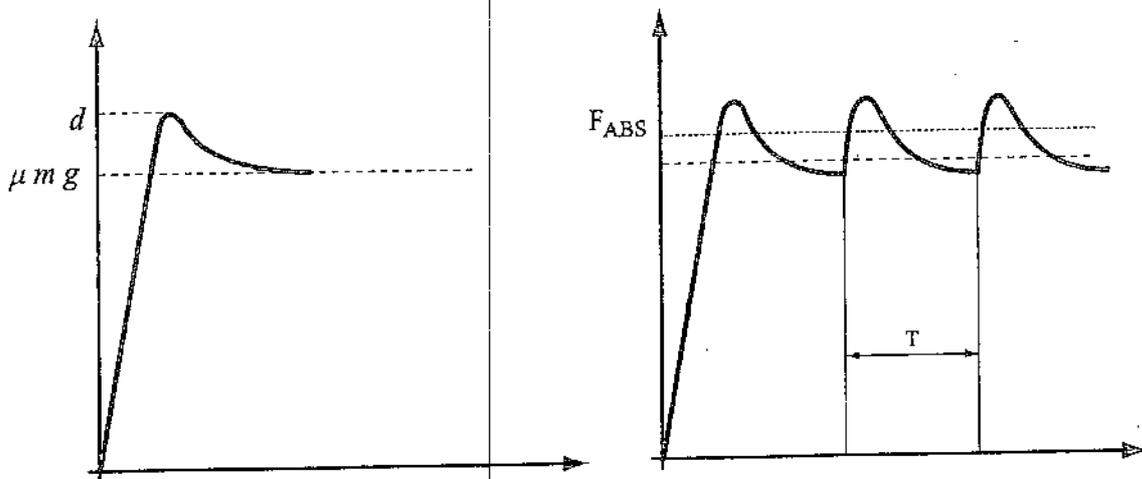


Fig. 3.X - Representación de la función desaceleración-tiempo en el frenado con sistema ABS

La fuerza media eficaz, es decir la integral de la función fuerza dividido el período, resultará un valor superior a la fuerza de fricción en bloqueo [$\mu m g$] de un sistema de freno convencional, en la fase de bloqueo, tanto mayor cuando menor sea el valor del coeficiente μ . Esta diferencia será mayor cuanto menor sea el coeficiente de rozamiento dinámico entre neumático y pavimento, sea porque el pavimento es menos rugoso, está húmedo, o porque existen partículas duras en la superficie (arena, canto rodado) que disminuyen el valor aparente de ese coeficiente, aunque en el último caso el fenómeno de interacción entre rueda y piso es de rodamiento y

no de *fricción*.

Esta explicación da cuenta de que el sistema ABS resulta más efectivo que el sistema de frenos convencional, cuanto menor es el coeficiente aparente que relaciona la adherencia neumático-piso. Resulta razonable que con buenos neumáticos, pavimento en muy buen estado y velocidades moderadas, las diferencias en la distancia de frenado sean poco apreciables. De igual manera, si la velocidad inicial fuera muy alta, la efectividad relativa del ABS respecto al sistema de freno convencional sería mayor.

Pero la ventaja real del sistema radica en que las ruedas no llegan a bloquear, por lo que durante el máximo esfuerzo de frenado, el vehículo no pierde maniobrabilidad, es decir se mantiene la plena respuesta a la dirección dada desde el volante. Y esta diferencia no es poca cosa: circular 20 o 30 metros con o sin dirección, en una situación crítica, puede ser la herramienta para evitar el choque inminente.

3.34 MODELIZACIÓN FÍSICA DEL PROCESO DE FRENADO

El conocimiento de los fenómenos que ocurren durante el frenado, provee de criterios que permiten discernir la validez de los modelos físicos y su representación matemática, que se aplicarán en la reconstrucción de los hechos asociados.

Durante el frenado se ponen de manifiesto fuerzas que se oponen al movimiento. La identificación de esas fuerzas, su valoración y duración, permiten asociar los rastros relevados en el escenario del siniestro con los hechos acaecidos, y aproximar una reconstrucción probable de los hechos.

De las fuerzas producidas en ese proceso la más importante es la fuerza longitudinal asociada a la fricción del neumático con el piso. Como se ha visto la fuerza en el freno actúa disminuyendo la velocidad de rotación de la rueda, lo que provoca el fenómeno de deslizamiento. La fuerza longitudinal crece muy rápidamente en la primera fase de deslizamiento (hasta $S = 0,2$ aproximadamente), y se atenúa mientras progresa el proceso que lleva al bloqueo total de la rueda.

La fuerza longitudinal es proporcional al peso del vehículo, concebida ésta como una fuerza vertical distribuida en las ruedas. Por efecto de diversos fenómenos, ambas fuerzas concurren en la interfase entre el piso y la periferia de los neumáticos, manteniendo una proporcionalidad que se denomina factor de desaceleración y se identifica con la letra griega μ .

Es necesario recalcar que a los efectos del estudio de los siniestros, interesa el carácter cinético de este coeficiente, que relaciona peso y disminución de la velocidad.

Algunos autores refieren coeficientes técnicos dinámicos y estáticos, identificados teórica y experimentalmente, distintos entre sí. Pero del punto de vista práctico debe ponerse en el foco de atención en el coeficiente que relaciona la interacción neumático-pavimento, y permite relacionar la variación de la velocidad con los factores de frenado.

La relación entre velocidad, fricción y frenado permite plantear una ecuación de equilibrio instantánea basada en el principio de conservación de la energía. Despreciando otras formas menores (térmica y acústica) de disipación, se asume la relación:

$$\frac{1}{2} \cdot m \cdot dv^2 + \frac{1}{2} \cdot I \cdot d\omega^2 = F_x \cdot dx + F_y \cdot dy$$

En un sentido general cada rueda soporta una fracción de la masa total y recorre una distancia en la dirección de x y de y , en principio distintas. Cada una de las ruedas posee un coeficiente de fricción propio, de manera tal que el trabajo total desarrollado por la fuerza que se opone al movimiento será:

$$F_x \cdot dx + F_y \cdot dy = k_1 \cdot m \cdot \mu_1 \cdot (dx_1 + dy_1) + \dots + k_4 \cdot m \cdot \mu_4 \cdot (dx_4 + dy_4)$$

y se cumple la condición $k_1 + \dots + k_4 = 1$

Una simplificación posible es la ausencia de desplazamientos laterales ($dy = 0$) lo que implica que los desplazamientos dx son iguales, con lo que la velocidad angular, y su variación, resultan nulas ($d\omega = 0$). Además podría pensarse en cierta simetría tal que la distribución en el eje delantero fuera uniforme en ambas ruedas en la fracción k_d y en el trasero k_t , tal que $k_d + k_t = 1$. A su vez si el coeficiente de proporcionalidad fuera uniforme en el valor μ para las cuatro ruedas⁽⁶⁾, la expresión podría reducirse a:

$$\frac{1}{2} \cdot m \cdot \Delta(v^2) = (k_d + k_t) \cdot \mu \cdot m \cdot g \cdot \Delta x$$

$$v_i^2 - v_f^2 = 2 \cdot \mu \cdot g \cdot \Delta x$$

6. Obsérvese que μ es el coeficiente de desaceleración, que sólo coincide con el de fricción f si el camino es plano. En caso de existir un camino en un plano inclinado con pendiente i , donde i es la tangente del ángulo de inclinación, y que el vehículo recorre de manera ascendente, el coeficiente de desaceleración durante el bloqueo resultará $\mu = f + i$. Análogamente si el plano fuera recorrido en sentido descendente, será $\mu = f - i$.

La ecuación deducida es la expresión general de la variación de velocidad cuando las cuatro ruedas están bloqueadas. En el caso particular de que la velocidad final fuera nula la expresión se reduce a:

$$v_i^2 = 2 \cdot \mu \cdot g \cdot \Delta x$$

Esta forma simplificada indica que, o bien las cuatro ruedas están bloqueadas, o todas ellas están ejerciendo una fuerza proporcional al peso en la relación μg . Ello es aproximadamente cierto, si alguna de las ruedas no bloquea, pero funcionan los frenos en todas ellas.

Muy distinto es el caso de que en algunas de ellas el freno esté desactivado por alguna razón mecánica (ausencia de pastilla o de ferodo en la zapata, falla en el circuito hidráulico del actuador, etc) En ese caso la acción de frenado estará reducida según sea la cantidad y disposición de las ruedas afectadas.

Si la carga en el eje delantero fuera el 60 % del peso (y por lo tanto el 40 % restante) los factores k_d y k_t serían respectivamente 0,5 y 0,4. Si los frenos que están desactivados son las delanteras, el valor de n será afectado por el factor 0,4; este valor será el coeficiente de frenado.

Si sólo una de las ruedas delanteras estuviera desactivada, n sería:

$$n = \frac{k_d}{2} + k_t = 0,5 \times 0,6 + 0,4 = 0,7$$

pero en este caso existiría un momento, cuyo vector está alineado con el eje de la rueda, cuyo módulo será:

$$M_z = k_d \cdot \mu \cdot m \cdot g \cdot t / 4$$

siendo t la trocha delantera del rodado. Este momento producirá una rotación con centro muy próximo al eje de la rueda delantera que frena, lo que deriva en el desplazamiento lateral de las ruedas traseras. Si este fenómeno es significativo, el modelo no puede aplicarse en la forma simplificada desarrollada, debiendo recurrirse a las expresiones generales indicadas en el inicio de este párrafo.

3.35 FENÓMENOS TRANSITORIOS

Como se ha visto, la longitud de las huellas dejadas en el pavimento (incluyendo las marcas incipientes en el inicio y final), se corresponden a la fase de bloqueo de las ruedas. Aún considerando la longitud más larga de ellas, queda fuera del análisis el estudio de la variación de velocidad y trabajo de fricción realizado por las fuerzas longitudinales durante la fase de deslizamiento inferior a 1, en el que las fuerzas son máximas y no dejan rastros visibles.

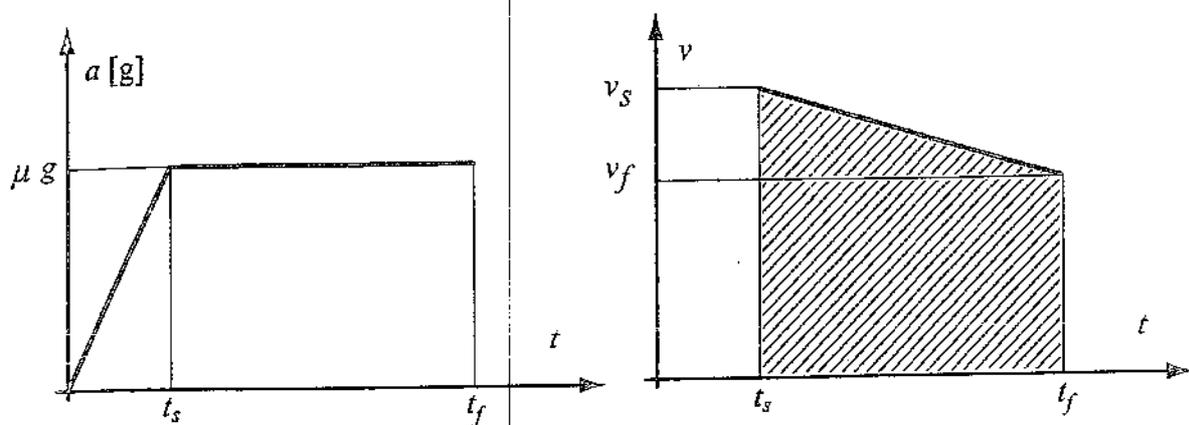


Fig. 3.XI - Aceleración y velocidad como funciones de tiempo, en el movimiento de frenado

Una forma simple de analizar este fenómeno es reducir la función aceleración a una recta ascendente en el intervalo $0 < t < t_s$, y una recta horizontal de valor μg entre $t_s < t < t_f$. En este último intervalo se cumple la condición:

$$v_i^2 - v_f^2 = 2 \cdot \mu \cdot g \cdot \Delta x$$

En esta expresión, Δx es la longitud de la huella medida, en el transcurso de la cual el vehículo alcanza la velocidad final. Graficando en un diagrama velocidad - tiempo, la función lineal es:

$$v_{(t)} = v_i - \mu \cdot g \cdot t \quad v_{(0)} = v_i - \mu \cdot g \cdot t$$

válida en el intervalo $t_s < t < t_f$, y la velocidad en el instante inicial del bloqueo resulta:

$$v_s = \sqrt{2 \cdot \mu \cdot g \cdot \Delta x + v_f^2}$$

En el intervalo $0 < t < t_s$, la función aceleración es la ecuación de la recta:

$$a_{(t)} = \mu \cdot g \cdot \frac{t}{t_s}$$

e integrando la función diferencial $a \cdot dt$ en el intervalo $0 < t < t_s$, la función velocidad puede escribirse como:

$$v_{(t)} = v_i - a_{(t)} \cdot t = v_i - \mu \cdot g \cdot \frac{t^2}{2 \cdot t_s}$$

y reemplazando se puede escribir:

$$v_i = \sqrt{2 \cdot \mu \cdot g \cdot \Delta x + v_f^2} + \frac{\mu \cdot g \cdot t_s}{2}$$

El tiempo transitorio entre el inicio de la acción mecánica del freno y el inicio de las marcas de bloqueo en el pavimento, para distintos tipos de pavimentos y velocidades fue estudiado experimentalmente [Neptune]. Si bien la variación es algo compleja, puede asumirse que entre 30 y 100 km/h, en asfalto nuevo la duración del transitorio oscila entre 0,10 y 0,20 segundos, y en asfalto usado por el tráfico entre 0,20 y 0,25 segundos.

Con estos rangos de valores se puede estimar la incidencia práctica del fenómeno transitorio según la longitud de las huellas dejadas en el pavimento (predominantemente rectas). Si para simplificar el problema, se impone la condición de velocidad final nula, y se considera un valor medio de desaceleración $\mu = 0,7$. En ese caso la velocidad al iniciarse el desplazamiento con las ruedas totalmente bloqueadas ($S = 1$) será:

$$v_s = \sqrt{2 \cdot \mu \cdot g \cdot \Delta x} = \sqrt{13,73 \cdot \Delta x}$$

$$v_i = v_s + \frac{1}{2} \cdot \mu \cdot g \cdot t_s = v_s + 3,43 \cdot t_s$$

A su vez en cada caso la energía cinética por unidad de masa será:

$$E_s = \frac{v_s^2}{2} \quad E_i = \frac{v_i^2}{2} \quad [\text{J/Kg}]$$

Con estas ecuaciones es posible cuantificar el error introducido al ignorar el período transitorio. Como ya se ha dicho, este error puede ser variable según la longitud de las huellas y el estado del pavimento. Resumiendo la magnitud absoluta y relativa de esas variaciones, se obtiene:

TIPO DE PAVIMENTO	Δx [m]	t_s [s]	v_s [m/s]	v_i [m/s]	E%(v)	E_s [J/Kg]	E_i [J/Kg]	E%(E)
ASFALTO NUEVO	45,5	0,20	25	25,7	2,7 %	312,5	330,3	5,6 %
	14,0	0,15	13,9	14,4	3,6 %	98	103,7	5,8 %
	3,6	0,10	7	7,3	4,3 %	24,5	27	10 %
ASFALTO PULIDO POR EL TRÁNSITO	14,0	0,25	13,9	14,9	7,2 %	98	110,4	12,6 %

En todos los casos el error se encuentra dentro de valores admisibles, y su magnitud no incide en las estimaciones de velocidad más que los otros factores (como por ejemplo, la incertidumbre en torno al valor de μ). Sin embargo, y debe ponerse atención en ello, las diferencias se vuelven significativas al considerar el espacio recorrido durante el proceso de frenado. Este suele ser un parámetro importante en el análisis global de los siniestros del tránsito, y su estimación es posible considerando que en el tiempo t_s el vehículo recorrerá una distancia Δx , que resultará de la integración de $v_{(t)} dt$ en el intervalo $0 < t < t_s$. De esta integración resultará la ecuación:

$$\Delta x = v_i \cdot t_s - 0,167 \cdot \mu \cdot g \cdot t_s^2$$

Aplicando esta relación al caso donde la longitud de la huella es de 14 metros en asfalto por el tránsito, la distancia adicional será de 3,8 metros, con lo que la distancia total de frenado será de $\Delta x = 17,8$ en lugar de 14 metros, con un error relativo del 27%.

3.36 LA CIRCULACIÓN PREVIA AL FRENADO

Los dos fenómenos estudiados hasta aquí corresponden a un proceso que comienza con el accionamiento del freno por parte del conductor. Este es un proceso gobernado por leyes generales de la física y aspectos tecnológicos específicos de los automotores. Pero para que ello ocurra es necesario que el conductor *perciba* una situación de riesgo, *decida* frenar, *transmita* desde el cerebro al pie una orden y éste la *ejecute* oprimiendo el pedal de freno.

Percibir, decidir y transmitir una orden son procesos *neurológicos*, y la ejecución, *neuromuscular*, todos fenómenos propios de la naturaleza humana. El desarrollo de

estos procesos demanda tiempo, y durante ese tiempo el vehículo continúa desplazándose a la velocidad v_i .

Se denomina *tiempo de reacción* t_r , al tiempo total consumido desde que el conductor recibe la primera información de la existencia de un riesgo hasta el instante en que comienza efectivamente el proceso físico de frenado. Ese tiempo es variable, depende de las condiciones personales del conductor y de la complejidad de la maniobra. El tiempo de reacción varía entre 0,5 y 2,5 segundos en general, y para reacciones predominantemente *reflejas*, como son las reacciones que determinan la frenada de pánico, para el 85 % de los conductores el rango de variación del tiempo de reacción está entre 0,5 y 1 segundo.

Si bien el fenómeno de reacción no se corresponde con el frenado, en muchos casos es necesario determinar la percepción previa del suceso, como para poder evaluar la conducta de los protagonistas y el grado de evitabilidad de los siniestros. El fenómeno de *reacción refleja* está siempre ligado a frenadas, sobre todo a frenadas de pánico, y los únicos rastros de los que se infiere su existencia y su extensión, son las huellas. Al igual que el fenómeno transitorio, la distancia y tiempo de reacción, y su ubicación topográfica en relación a los puntos singulares del hecho, están asociados a las huellas de frenado.

El fenómeno de reacción del conductor, puede estar unido a una acción de frenado que no encuadra dentro de lo que se conoce como frenada de pánico. Es un caso muy frecuente dentro de la secuencia de un siniestro, que alguno de los vehículos haya disminuido sensiblemente su velocidad sin llegar al estado de bloqueo de las ruedas, y por lo tanto sin dejar huellas nítidas de neumáticos en el pavimento.

Lo habitual en estos casos es prescindir de este rastro o indicio (disminución de velocidad en una longitud significativa), debido a la dificultad de representar estas situaciones. Sin embargo, una concepción integral del fenómeno del frenado aplicada a estos casos, permite la formulación de modelos matemáticos de doble aproximación, por exceso y por defecto, de los que se puede extraer conclusiones de certeza con una buena precisión de los resultados. El capítulo 3.6 desarrolla un caso de interés alrededor de esta cuestión.

3.37 ASPECTOS TECNOLÓGICOS DEL FRENADO

Las relaciones físicas directas y otras relaciones matemáticas, inferidas del proceso del frenado que deja huellas en el pavimento, resulta altamente dependientes del valor del coeficiente de desaceleración en condición de bloqueo μ . Este coefi-

ciente resulta siempre de una combinación de las superficies en contacto, y en el caso específico de los automotores, las superficies de la banda de rodamiento de los neumáticos y del pavimento. Las características constructivas y de conservación de ambos influyen en el valor de μ .

El pavimento influye según el material del mismo; según sea arcilla consolidada (tosca), grava consolidada (ripio), pavimentos de asfalto o de hormigón, tienen distintos efectos sobre el deslizamiento del neumático. Incluso en cada caso, el grado de desgaste (nuevo, pulido por el uso, etc.) tiene influencia en la determinación del valor del coeficiente de fricción.

Elementos depositados sobre la superficie de rodamiento, también alteran el deslizamiento: arena, pequeñas piedras sueltas, agua y/o lubricantes sobre el pavimento, disminuyen la adherencia y aumentan el deslizamiento. Ya se ha visto que la sola presencia de humedad en el pavimento, por el sólo efecto de retardar el inicio del proceso de vulcanizado en el caucho del neumático, disminuye el valor medio o aparente de este coeficiente.

Por el lado de las cubiertas, un factor determinante es la dureza del caucho. La dureza está relacionada en proporción directa con la capacidad de resistir carga mecánica (peso transmitido desde el eje al piso), y con la durabilidad. Compuestos más duros dan coeficientes de desaceleración menores.

En los automóviles, la adherencia -un factor asociado a la fricción-, es un objetivo esencial en el diseño de los neumáticos. Buena adherencia implica buena tenuta, sobre todo en curvas, y redundan en coeficientes de fricción más altos. Dado que la transmisión de carga no es una función exigente en un automóvil, una solución equilibrada determina compuestos más blandos, de mediana durabilidad.

En ómnibus, camiones y máquinas viales, los objetivos principales son admitir altas cargas específicas y en una vida útil prolongada. Estos son criterios predominantes en el diseño de los neumáticos. Ambos objetivos se satisfacen mejor con compuestos más duros que los empleados en los automóviles de pasajeros; y compuestos más duros implican coeficientes de fricción menores.

Un rol importante en la respuesta a la fricción, la da la presión de inflado. A menor presión mayor es el valor del coeficiente de fricción. En los automóviles, la presión de los neumáticos forma parte de la suspensión y la presión debe ser moderada para cumplir ese rol. En los ómnibus, y sobre todo en los camiones, la presión es muy alta, con la finalidad de absorber mayor carga específica. También en este aspecto los neumáticos de ómnibus y camiones tienen una respuesta más pobre al deslizamiento en el frenado, respecto de los automóviles.

La velocidad tiene incidencia en el valor del coeficiente de fricción. Experimental-

mente se demuestra que a mayor velocidad el coeficiente de fricción tiende a disminuir con el incremento de la velocidad. [Limpert]. Esta disminución se representa por una ecuación general del tipo:

$$\mu = f - \lambda v$$

donde f es el coeficiente máximo a velocidad cero, λ un coeficiente expresado en [h/Km] y v la velocidad en [Km/h]. Los valores correspondientes propuestos son diferenciados para el pico máximo del período transitorio y para el deslizamiento de la siguiente manera:

	PISO SECO		PISO HÚMEDO	
	Pico Máximo	Deslizamiento	Pico Máximo	Deslizamiento
f	0,95	0,85	0,75	0,70
λ	0,00105	0,0016	0,0021	0,0031

Como se aprecia la variación es lineal y de muy baja pendiente, por lo que las diferencias se vuelven significativas en siniestros en los que los rangos de variación de velocidad son importantes.

La mayor temperatura disminuye el valor del coeficiente μ . La influencia es mayor en compuestos blandos que en compuestos duros, pero el efecto es de segundo orden respecto de la composición del caucho y la presión de inflado. Otros factores tienen muy baja influencia sobre el comportamiento de los neumáticos en el deslizamiento, con cualquier superficie del piso.

Poca y ninguna función juega el dibujo en el proceso de fricción por deslizamiento. Contra una creencia generalizada, las cubiertas desgastadas, con poco o nulo dibujo (cubiertas *lisas*), participan del fenómeno de frenado tan bien o tan mal, como las nuevas, de igual material y en iguales condiciones de performance. Como se ha mencionado, el objeto de las ranuras, su forma y profundidad, persiguen el objetivo de desalojar el agua acumulada en el pavimento y permitir el contacto de la banda de rodamiento durante la rodadura. Con las ruedas bloqueadas, estas canaletas no tienen ninguna función.

En base a estas descripciones, se puede comprender el significado de las tablas en

las que se presentan rangos de valores del coeficiente μ . La más famosa compilación fue publicada en el año 1983 [Warner], que se reproduce al final de este párrafo, discrimina en columnas verticales superficies secas y húmedas, y para cada caso, un rango de baja y un rango de alta velocidad, por debajo y por encima de 50 Km/h. En filas horizontales se listan distintos tipos de pisos, y en cada uno de ellos más de un estado de conservación.

Debe prestarse atención al hecho que en cada caso se presenta un rango de valores de μ , con dispersiones de hasta un 50%. Es decir que no existe un único valor de μ para una condición dada, y ello puede ser comprendido teniendo en cuenta la multitud de factores que influyen en su determinación. Por ello la elección del valor del coeficiente de fricción debe hacerse con cuidado, y sobre todo libre de influencias por obtener un determinado resultado -o por influir en el resultado de las ecuaciones, mediante de la elección de un *coeficiente de conveniencia*-. Un uso razonable es seleccionar de la situación más próxima a los rastros identificados (estado del pavimento, tipos de vehículos involucrados), ponderarlos dentro del rango de valores máximos y mínimos, y aplicarlos simultáneamente, para determinar un rango de resultados, sea en términos de velocidad o de trabajo realizado, disipando energía cinética.

DESCRIPCIÓN DE LA SUPERFICIE DE LA CARRETERA	SECA				HÚMEDA			
	MENOS DE 50 KM/H.		MÁS DE 50 KM/H.		MENOS DE 50 KM/H.		MÁS DE 50 KM/H.	
	De	a	De	a	De	a	De	a
Concreto								
Nuevo, liso	0.80	1.20	0.70	1.00	0.50	0.80	0.40	0.75
Usado	0.60	0.80	0.60	0.75	0.45	0.70	0.45	0.65
Pulimentado por el tránsito	0.55	0.75	0.50	0.65	0.45	0.65	0.45	0.60
Asfalto o alquitrán								
Nuevo, liso	0.80	1.20	0.65	1.00	0.50	0.80	0.45	0.75
Usado	0.60	0.80	0.55	0.70	0.45	0.70	0.40	0.65
Pulimentado por el tránsito	0.55	0.75	0.45	0.65	0.45	0.65	0.40	0.60
Con exceso de alquitrán	0.50	0.60	0.35	0.60	0.30	0.60	0.25	0.55
Adoquín								
Nuevo, liso	0.75	0.95	0.60	0.85	0.50	0.75	0.45	0.70
Pulimentado por el tránsito	0.60	0.80	0.55	0.75	0.40	0.70	0.40	0.60
Piedra Compacta								
Nuevo, liso	0.75	1.00	0.70	0.90	0.65	0.90	0.60	0.85
Pulimentado por el tránsito	0.50	0.70	0.45	0.65	0.30	0.50	0.25	0.50
Grava								
Apisonada, con riego asfáltico	0.55	0.85	0.50	0.80	0.40	0.80	0.40	0.60
Suelta	0.40	0.70	0.40	0.70	0.45	0.75	0.45	0.75
Escorias								
Compactadas	0.50	0.70	0.50	0.70	0.65	0.75	0.65	0.75
Piedra								
Machacada	0.55	0.75	0.55	0.75	0.55	0.75	0.55	0.75
Hielo								
Liso	0.10	0.25	0.07	0.20	0.05	0.10	0.05	0.10
Nieve								
Compactada	0.30	0.55	0.35	0.55	0.30	0.60	0.30	0.60
Suelta	0.10	0.25	0.10	0.20	0.30	0.60	0.30	0.60
Reja metálica								
Con ranuras	0.70	0.90	0.35	0.75	0.25	0.45	0.20	0.35

Tabla de coeficientes de fricción

Fuente: Charles Y. Warner, Gregory C. Smith, Michael B. James and Geoff J. Germane

Friction applications in accident reconstruction / SAE 830612

3.4 DERRAPE Y TROMPO

Tanto el derrape como el trompo son movimientos descontrolados de *rototraslación*, en los cuales el vehículo se traslada a la par que realiza movimientos de rotación entorno a un eje. Los movimientos de rototraslación se pueden explicar adecuadamente mediante las ecuaciones desarrolladas para el análisis del movimiento en el plano, que recordamos de manera sumaria.

La aplicación del principio general de la *conservación del momento cinético* se expresa como:

$$m \cdot \vec{V}_r \times \vec{R} = I_g \cdot \vec{\omega}_g + m \cdot \vec{R}^2 \cdot \vec{\omega}_o = \text{cte}$$

donde \vec{V}_r es la velocidad lineal del automóvil al inicio del transitorio, ω_g y ω_o las velocidades angulares baricéntrica y del centro de masa respecto al centro de rotación O respectivamente, y \vec{R} el vector radio de rotación inicial de la trayectoria curva.

A su vez la aplicación del principio de *conservación de la energía cinética* en el lapso transitorio en el que la velocidad previa al descontrol \vec{V}_r se transforma en una velocidad de traslación del centro de masa V_{sd} a lo largo de una curva S, y una rotación baricéntrica ω_g . Haciendo coincidir el origen del sistema de coordenadas con el inicio de la trayectoria curva y con el eje x en la dirección y sentido de la velocidad \vec{V}_r , resultará:

$$\frac{1}{2} \cdot m \cdot v_r^2 = \frac{1}{2} \cdot (m \cdot v_{sd}^2 + I_g \cdot \omega_g^2)$$

$$v_{sd}^2 = v_r^2 - i_g^2 \cdot \omega_g^2$$

La dinámica de las fuerzas horizontales, longitudinal y lateral, responde a los crite-

rios expresados en el capítulo 3.II en el que se analizó el contacto entre neumáticos y pavimento.

No existe una definición taxativa que delimite un trompo de un derrape. En ambos casos existe un desplazamiento del centro de masa, describiendo una trayectoria en general curva, asociada a un movimiento de rotación del vehículo en el plano horizontal.

La ecuación de conservación de energía cinética en el transitorio explica que ambos movimientos están relacionados. Una gran aceleración angular dará lugar a una alta velocidad de rotación y serán necesarios varios giros para que ω_g se reduzca a cero. Por lo tanto gran parte de la energía cinética se aplica a ese movimiento, restando muy poca energía para el desplazamiento lineal del centro de masa. En consecuencia el movimiento descontrolado será claramente un trompo.

Por el contrario si la velocidad angular es muy pequeña, se verá reflejada en un ángulo de rotación total pequeño acompañado de un largo desplazamiento. Esta es la característica de un derrape, tanto más suave cuanto menor sea esa relación.

La ecuación de conservación de la energía durante el transitorio, expresada como energía específica, brinda un criterio de repartición de la distribución de energía entre el movimiento de traslación y el de rotación. La ecuación deducida puede representarse como un triángulo rectángulo, donde el elemento representativo de esta relación es el ángulo Θ , o bien su tangente, que resulta un indicador de la *severidad con que se inicia el descontrol*, y puede representar su desenlace, como derrape desacelerado, con preeminencia de la velocidad de traslación respecto de la rotación, o bien del trompo, donde el ángulo barrido por el automóvil supera -en términos comparables-, el desplazamiento del centro de masa del mismo.

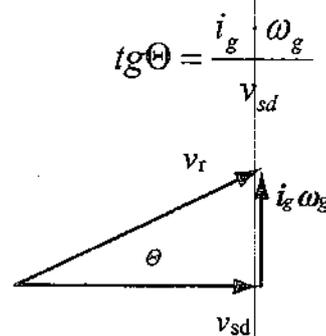


Fig. 3.XII - Relaciones de velocidad de inicio de rototraslación

Una hipótesis muy dura, que no siempre puede demostrarse, es el *isocronismo* del movimiento. Significa que a priori se considera que la rotación y la traslación duran

el mismo tiempo, se inician y finalizan en el mismo instante. También se puede proponer como hipótesis, que ambos movimientos se encuentran contrarrestados por aceleraciones lineal y angular basadas en la fricción, y por lo tanto lineales. Una representación posible de estas hipótesis se representa en la Figura 3.XIII.

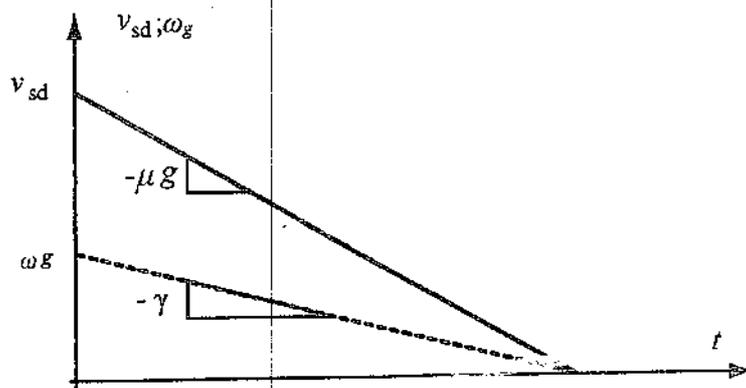


Fig. 3.XIII - Isocronismo y linealidad en la rototraslación

No siempre se verifican estas hipótesis. Muchos derrapes desembocan en desplazamientos laterales puros, o en vuelcos significativos. Si los rastros permiten deslindar claramente el límite entre el fin del derrape y el inicio del otro movimiento, y la velocidad a que se inicia el movimiento subsecuente, la hipótesis puede replantearse del modo representado en la figura 3.XIV.

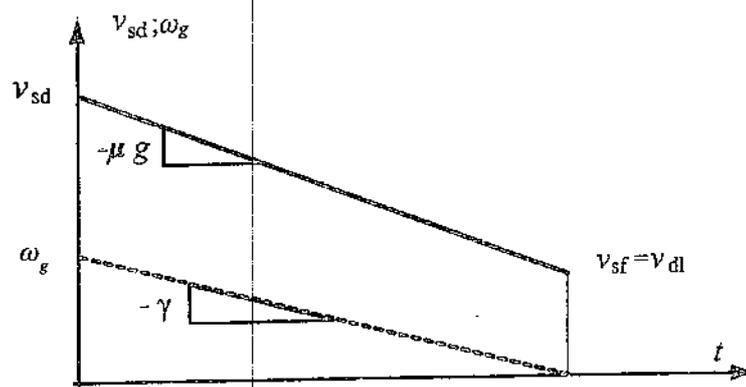


Fig. 3.XIV - Linealidad sin isocronismo en la rototraslación

Como en todo modelo derivado de ecuaciones teóricas, su aplicación resulta muy compleja, y demanda de una colecta de rastros precisa y detallada. Esta disponibilidad no es habitual, e inclina la mesa hacia soluciones más simples, como las que se abordan en el presente capítulo.

En lo que sigue se trata en primer lugar modelo de evaluación de trompos. En segundo lugar se presenta un criterio para derrapes en general como aplicaciones simplificadas. En tercer lugar se presenta el concepto de *velocidad crítica* de derrape, como recurso menos aconsejado, a partir de poner en evidencia los errores conceptuales del mismo. Por último se analiza la diferencia de adherencia en tracción como causa de inicio de derrape.

3.41 MODELO SIMPLIFICADO DE ROTOTRASLACIÓN

El análisis del movimiento de un cuerpo cualquiera, incluso un automóvil que se desplaza y rota simultáneamente con las cuatro ruedas bloqueadas y apoyadas en el piso, puede realizarse computando el trabajo de fricción debido al deslizamiento de los neumáticos contra el piso, como combinación de dos movimientos simples:

- a) La traslación del centro de masa del vehículo a lo largo de una curva s de longitud S ;
- b) La rotación Θ del rodado respecto de un sistema de referencia fijo.

Con el modelo construido sobre estas premisas, es posible estimar la energía cinética de un vehículo que realiza *trompos*, con un mínimo error. Para movimientos rototraslatorios en los que las ruedas no están bloqueadas (como sucede en un amplio número de casos de post colisión, y en algunas situaciones de derrape descontrolado), este modelo no resulta aplicable de manera directa, y requiere de otras consideraciones, como las que se desarrollan en los capítulos siguientes.

Una aplicación simplificada del principio de conservación de energía para el caso planteado, permite establecer una igualdad entre la pérdida de energía cinética en el móvil y el trabajo realizado por las fuerzas de rozamiento. Reduciendo la masa al centro de masa -criterio de la partícula material-, y llamando F_r a la fuerza lineal de rozamiento, S la longitud de la trayectoria del centro de masa, M_r el momento de las fuerzas de fricción respecto del centro de masa al girar el ángulo Θ , la expresión del trabajo total de rozamiento es:

$$\Delta E = L = F_r \cdot S + M_r \cdot \Theta = \mu \cdot m \cdot g \cdot S + M_r \cdot \Theta$$

Hemos demostrado que el valor del momento resistente al giro M_r puede ser determinado con suficiente precisión, conociendo la distancia entre ejes y la trocha del automóvil en cuestión, y su masa, mediante la ecuación:

$$M_r = \mu \cdot m \cdot g \cdot r \quad \text{siendo} \quad r = \frac{1}{2} \sqrt{E^2 + t^2}$$

una característica propia del vehículo [García, 03a]. Introduciendo este valor en la ecuación de la variación de la energía cinética en el movimiento de roto-traslación, la expresión resulta:

$$\Delta E = \mu \cdot m \cdot g \cdot (S + \Theta \cdot r)$$

y la expresión de la energía específica ($E' = E/m$)

$$\Delta E' = \mu \cdot g \cdot (S + \Theta \cdot r)$$

Si el movimiento finaliza en el reposo del rodado, el módulo de la velocidad previa al descontrol se expresa como:

$$v_r = \sqrt{2 \cdot \mu \cdot g \cdot (S + \Theta \cdot r)}$$

Es importante remarcar que el desarrollo precedente considera un desplazamiento de longitud S y una rotación absoluta Θ , donde el centro de rotación instantáneo tiene sucesivas posiciones desconocidas. Este movimiento es el que se esquematiza en la figura 3.XV.

Se supone que las huellas de los neumáticos contra el piso permiten definir la longitud de la trayectoria. La posición final del rodado y las evidencias de las huellas deben considerarse escrupulosamente del modo que lo indica la figura 3.XVI. Si se considera la distancia S' en línea recta que media entre el centro de masa del vehículo en la posición inicial y de reposo, el error que se comete es trascendental.

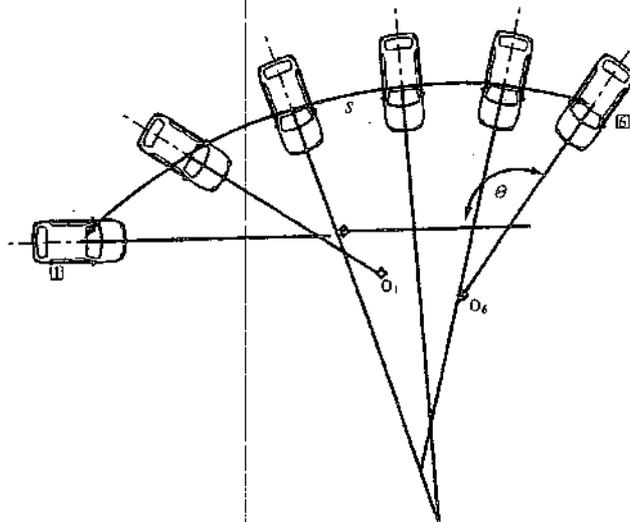


Fig. 3.XV - Computo del desplazamiento S en rototraslación

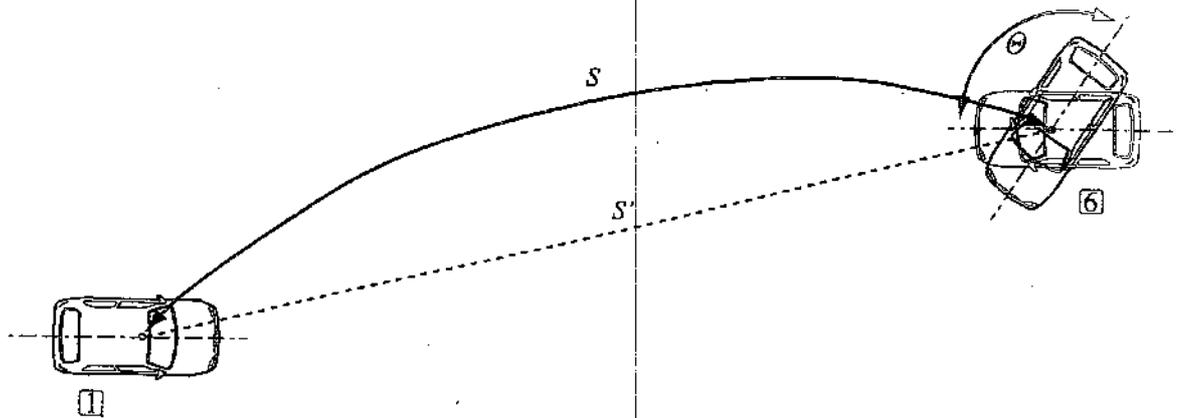


Fig. 3.XVI - Movimientos virtuales de traslación y rotación sucesivos

3.42 EL CRITERIO DE LIMPERT PARA DERRAPE

La denominación de *criterio de Limpert*, se debe al desarrollo de este autor en su manual de reconstrucción de accidentes [Limpert]. Este modelo se basa en la determinación práctica del ángulo α_i , variable a lo largo de la trayectoria S . α_i es el ángulo que las ruedas forman con la dirección del centro de masa del vehículo en un determinado instante.

El análisis considera exclusivamente la energía disipada como trabajo mecánico de fricción en el desplazamiento a lo largo de una trayectoria curva de longitud total S , ignorando la energía cinética disipada, derivada de la rotación del vehículo. En derrapes suaves, con escasa rotación y largos desplazamientos, este error pierde significación, y puede ser admitido. Esta simplificación resulta muy eficaz, puesto que reduce el problema a un movimiento desacelerado en una única dirección (la curva s), de la que sólo interesa su longitud S ; es un similar al problema de frenado analizado en el capítulo anterior.

En un automóvil que se desplaza con las ruedas girando libremente, acelerando o frenando, en una dirección s que forma con el plano de rotación de la ruedas un ángulo α , el módulo de la fuerza resultante que se opone o favorece el movimiento, y que está aplicada en una rueda en un instante i , se expresa como:

$$F_i = [f_r \cdot \text{sen}(\alpha_i) + f_{br} \cdot \text{cos}(\alpha_i)] \cdot (k_i \cdot m \cdot g)$$

donde f_{br} es el coeficiente debido al resbalamiento de la rueda (en el caso presenta

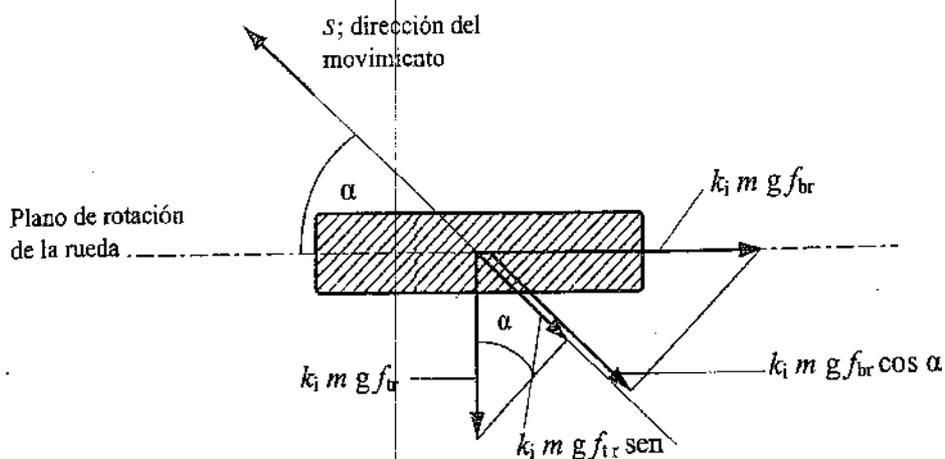


Fig. 3.XVII - Fuerzas aplicadas en el derrape

do, de frenado), y f_v el factor de desaceleración debido al deslizamiento lateral. En un desplazamiento diferencial dS_i , el trabajo desarrollado por las fuerzas de fricción F_i está dado por la expresión:

$$dL_{fi} = F_i \cdot dS_i$$

Si en lugar de un desplazamiento diferencial se considera un valor discreto y significativo, dado que α es variable, y por lo tanto F_i también lo es, con cierta aproximación se puede escribir, como valor promedio de la fuerza en ese tramo:

$$\Delta L_{fi} = \frac{F_i + F_{i+1}}{2} \cdot (S_{i+1} - S_i)$$

que puede ser igualado a la energía cinética perdida en la longitud $(S_{i+1} - S_i)$.

Limpert postula entonces que considerando la trayectoria dejada por los neumáticos, que permite estimar el desplazamiento del centro de masa S y el ángulo que forma el eje X del vehículo con la dirección S en ciertos momentos, se puede plantear:

$$\Delta E = \sum_{i=0}^n \Delta L_{fi}$$

El ángulo α_i es el ángulo medio en el tramo considerado en cada caso. La figura 3.XVIII ilustra sobre el planteo que permite estimar la velocidad de traslación al inicio del derrape.

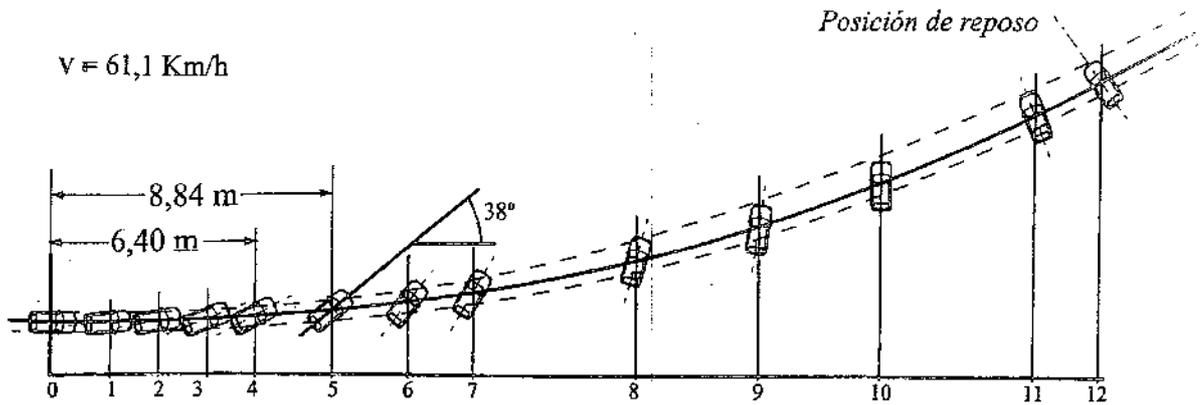


Fig. 3.XVIII - Diagrama de rastros del derrape

Una segunda simplificación es asumir que $f_{tr} = \mu$ y $f_{br} = f \cdot \mu$ siendo f un número positivo menor que uno, proporcional al resbalamiento.

Las huellas dejadas por los neumáticos en un movimiento de derrape, sobre todo por los neumáticos del lado externo de la curva, contienen estrías en una dirección muy distinta al plano central de la rueda, que permiten interpretar si el automóvil se encontraba acelerando, frenando o con las ruedas en rodadura libre.

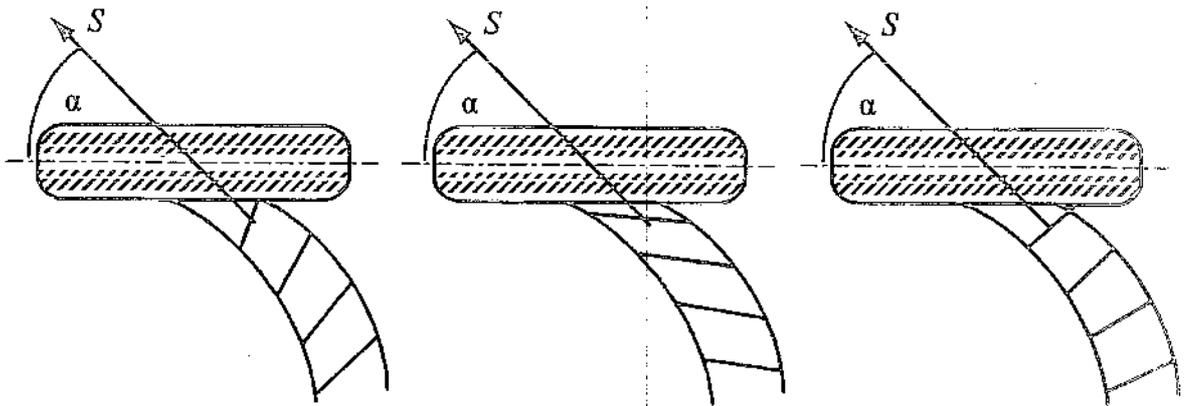


Fig. 3.XIX - Huellas de neumático en el derrape. a) frenando; b) acelerando; c) rodadura libre

Combinando la observación empírica y la expresión teórica, es posible construir modelos generales en cada caso, como se formula a continuación.

a) Derrape con ruedas frenadas de manera significativa.

En este caso tendremos la precaución de considerar que las ruedas no están bloqueadas -de ser así estaríamos en el caso más sencillo de roto-traslación pura analizado en el párrafo anterior-. Las estrías de la huellas son inclinadas, con el borde exterior más adelantado que el interior. En ese caso la expresión se puede escribir como:

$$\Delta E' = \mu g \sum_{i=1}^n (\text{sen } \alpha_i + f \cdot \text{cos } \alpha_i) \cdot \Delta S_i$$

En este caso el valor $(\text{sen } \alpha_i + f \text{cos } \alpha_i)$ debe ser menor que 1, y como $(\text{sen } \alpha + \text{cos } \alpha)$ es siempre mayor a 1, la única solución es que el valor de f sea pequeño. Cuando la expresión entre paréntesis llega a 1 el factor de desaceleración del movimiento es μ y nuevamente se tiene el caso de rototraslación simple, analizado en el párrafo anterior. En realidad, cuando el derrape se prolonga en el tiempo, sea por la acción del conductor sobre el freno, o sea por un ángulo α mayor a $18,5^\circ$, la rueda tiende a bloquear, y el derrape cae en la consideración de roto-traslación simple. Más adelante se analizará esta condición.

El hecho de que dependa de un valor f , que debe ser pequeño para satisfacer la condición de derrape, y a su vez es impredecible pone un límite al uso de esta ecuación. Sólo se puede conocer la condición límite, y las estimaciones de variación de energía cinética serán siempre menores a $\Delta E' = \mu \cdot g \cdot S$, valor que resulta equivalente al deslizamiento simple con ruedas bloqueadas. Como se verá suele ser una sobre estimación grosera.

b) Derrape acelerando.

En este caso la fuerza longitudinal tiene un sentido en el plano medio de la rueda, próximo al sentido de marcha (inverso al dibujado en las páginas anteriores). La ecuación se escribirá entonces:

$$\Delta E' = \mu g \sum_{i=1}^n (f \cdot \text{cos } \alpha_i - \text{sen } \alpha_i) \cdot \Delta S_i$$

Como resulta intuitivo en los conductores con cierta experiencia, el automóvil saldrá del derrape si se registra un incremento significativo de la velocidad. Esto significa que deberá cumplirse que $[f \text{cos } \alpha_i > \text{sen } \alpha_i]$, lo que se verifica de manera cierta para pequeños valores de α_i , aún con valores de f relativamente pequeños. Si por el contrario resultara $[\text{sen } \alpha_i > f \text{cos } \alpha_i]$, el movimiento será desacelerado, y continuará la trayectoria curva hasta alcanzar el reposo.

Nuevamente las estimaciones dependen de conocer el valor de f , cosa que no será fácil en una inmensa mayoría de situaciones que se presentan en la investigación de siniestros en el tránsito.

c) Derrape con rodadura libre.

Es la condición más sencilla, y a su vez la más frecuente. No existiendo fuerzas

longitudinales de aceleración o frenado, la expresión se reduce a:

$$\Delta E' = \mu g \sum_{i=1}^n (\text{sen } \alpha_i) \cdot \Delta S_i$$

Pese a la apariencia sencilla, esta expresión comete sucesivamente errores de sobreestimación y subestimación. Sobreestimación al valorar el factor de desaceleración lateral para ángulos pequeños. Como se ha visto, para ángulos dentro del rango de deriva del neumático ($< 5^\circ$), la desaceleración es muy inferior a la correspondiente al deslizamiento puro. Y por otro lado subestimación de ese mismo componente lateral para ángulos cercanos y superiores a $18,5^\circ$, sobre todo en el caso de rodadura libre, donde el resbalamiento tiende a 1 sin accionar los frenos.

En este último caso se puede plantear la existencia de un valor medio ponderado o *aparente* del factor de desaceleración que cumpla la condición:

$$\mu_{ap} \cdot S = \mu \cdot \sum \Delta S_i \cdot \text{sen } \alpha_i \rightarrow \mu_{ap} = \frac{\mu}{S} \cdot \sum \Delta S_i \cdot \text{sen } \alpha_i$$

con lo que se vuelve a la forma simplificada:

$$\Delta E' = \mu_{ap} \cdot g \cdot S$$

propia del movimiento uniformemente desacelerado. Esta conceptualización permite superar algunas de las limitaciones del procedimiento.

Una corrección posible es estimar la energía atribuible a la rotación, no considerada en el análisis. Como ya se puede deducir analizando el desarrollo del procedimiento de *Limpert*, la velocidad que se ha estimado es la de desplazamiento v_{sd} , ignorándose la velocidad de rotación ω_g . Para ello se puede apelar a un criterio de evaluación del trabajo de fricción debido a la rotación o a una evaluación cinemática basada en la hipótesis de isocronismo. Veamos rápidamente ambos criterios:

El automóvil ha descrito una rotación total de Θ radianes. Lo ha hecho partiendo de una velocidad de rotación inicial ω_g , y se ha desacelerado por efecto de la acción de un momento:

$$M_r = \mu \cdot m \cdot g \cdot r$$

ya deducida. El trabajo de fricción desarrollado durante la rotación será:

$$L_{f\Theta} = M_r \cdot \Theta$$

equivalente a la energía cinética de rotación, que adicionada a la calculada permite introducir la corrección.

$$\Delta E' = \mu_{ap} \cdot g \cdot S + \mu \cdot g \cdot r \cdot \Theta$$

Esta presentación es idéntica en lo formal a la ecuación de variación de energía ya deducida; la diferencia es la consideración de un valor de desaceleración aparente, menor que el valor de bloqueo, en la distancia recorrida por el centro de masa. Si las ruedas estuvieran bloqueadas, la desaceleración aparente es igual a la de bloqueo, y la identidad se vuelve absoluta.

El segundo criterio de corrección, parte de suponer que la variación de velocidad de traslación de v_{sd} a 0 se realizó en un tiempo T dado por la relación:

$$T = \frac{v_{sd}}{\mu_{ap} \cdot g}$$

En el mismo período T la velocidad de rotación pasó de ω_g a 0, en forma lineal con una desaceleración angular media:

$$\gamma = \frac{\omega_g}{T} = \frac{\mu \cdot g \cdot r}{i^2}$$

de donde despejando se obtiene:

$$\omega_g = \frac{\mu \cdot g \cdot r \cdot T}{i^2} = \frac{\mu \cdot r \cdot v_{sd}}{i^2 \cdot \mu_{ap}}$$

y operando se obtendrá:

$$\Delta E' = \frac{1}{2} \cdot i^2 \cdot \omega_g^2 = \frac{\mu}{2 \cdot \mu_{ap}} \cdot \left(\frac{r}{i}\right)^2 \cdot v_{sd}^2$$

¿Cuál es el procedimiento más correcto? La respuesta más atinada es: ninguno por sí mismo; ambos en conjunto. Aplicando los dos criterios, resultados razonablemente congruentes darán testimonio de la aplicación de un criterio razonable de corrección; si es pequeño, confirma la validez del criterio de *Limpert* para el caso bajo análisis. Si por el contrario los resultados discrepan de manera muy pronunciada, deberá interpretarse como un indicio de que algunos de los criterios y/o coeficientes empleados están errados. Entonces lo razonable será revisar críticamente todo el desarrollo del procedimiento.

El abordaje del problema del derrape con este modelo requiere de un releva-

miento detallado de las huellas dejadas por los neumáticos, para recomponer posiciones intermedias; esa es una severa limitación. No siempre se dispone de esta información detallada, y frecuentemente solo se dispone de los valores finales de desplazamiento S , su desviación máxima ρ y la rotación total Θ . De estos dos últimos se puede estimar el valor final de $\alpha = \Theta - \rho$.

El criterio se basa en la hipótesis de isocronismo; si ella se cumple y la velocidad final de desplazamiento del centro de masa en el movimiento de rotación y traslación es nula, se puede dividir S y α en un número finito n . Estas fracciones y su acumulación son proporcionales por semejanza de triángulos (véanse los diagramas de velocidad-tiempo sugeridos en las figuras 3.XIII y 3.XIV). Se tiene entonces:

$$\alpha_i = \frac{\alpha}{n}; \Delta S_i = s = \frac{S}{n};$$

y la ecuación de variación de energía cinética específica permite deducir el valor de desaceleración media aparente como:

$$\mu_{ap} = \frac{\mu}{n} \cdot \sum_{i=1}^n \left[\text{sen} \frac{i \cdot \alpha}{n} + f \cdot \cos \frac{i \cdot \alpha}{n} \right]$$

Las simplificaciones y capacidad de verificación que aporta el concepto de coeficiente aparente de desaceleración, no deben ocultar que se trata de una aproximación, y como tal introduce algún grado de incertidumbre adicional. *La simplicidad se paga con imprecisión.*

El valor de desaceleración media aparente equipara un proceso de desaceleración variable, creciente en el tiempo, con un movimiento uniformemente desacelerado. Los parámetros que se equiparan son la velocidad inicial y la distancia S recorrida. El parámetro sacrificado es el tiempo que dura el proceso; mayor en la estimación simplificada que en la realidad. El gráfico de la figura 3.XX ilustra esta diferencia.

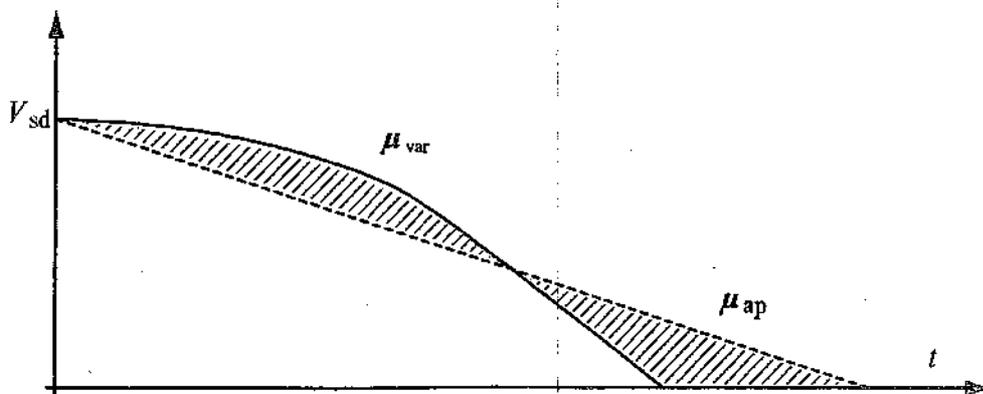


Fig. 3.XX - Desaceleración real y aparente en el tiempo

La equiparación es válida en la medida que se iguale y compense el área diferencial bajo las curvas, que representa la distancia recorrida.

Si el derrape contiene un largo desplazamiento inicial con un bajo ángulo α , puede ser conveniente realizar la equiparación en dos etapas, con un período inicial de desaceleración nula, como se representa en el siguiente gráfico. Aún cuando puede ser más laborioso, considerar una primera etapa de desaceleración nula es una mejor aproximación a la realidad del fenómeno.

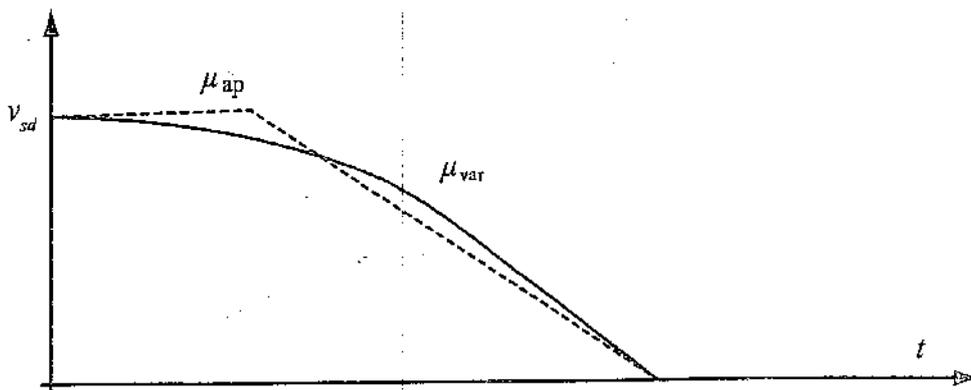


Fig. 3.XXI - Modelación de la desaceleración aparente en el tiempo

Las consideraciones sobre el valor aparente del coeficiente de desaceleración son estimaciones apoyadas con el cálculo. Por ende, el mejor criterio es establecer los márgenes extremos posibles de esos valores, y operar con un rango de valores posibles. En la medida que estas aproximaciones no satisfagan las pretensiones de la investigación en cuanto a certeza y precisión, habrá que recurrir a un modelo matemático más complejo como el que se desarrolla en capítulo 3.7, comparando los resultados de dos ensayos de derrape provocado bajo condiciones controladas. Los resultados de estos ensayos fueron utilizados para calibrar algunos de los procedimientos descritos en este capítulo.

En la mayoría de las representaciones empleadas se ha considerado procesos que terminan en el reposo: velocidad final nula. Esto no es siempre así en la práctica. Muchos derrapes continúan en colisiones laterales, algunas de ellas seguidas de vuelcos, etc. El movimiento de derrape puede también finalizar en un movimiento de rodadura libre en cualquiera de los sentidos, incluso el opuesto al sentido normal de marcha del vehículo. En estos casos se verifica que en el momento en que finaliza el derrape, la resultante de los vectores cantidad de movimiento debidos a la traslación y a la rotación, coinciden con la dirección del eje principal X del vehículo, dirección en la que la resistencia al avance es menor, debido al escaso esfuerzo de resbalamiento por rodadura de los neumáticos. En esa condición el movimiento

descontrolado pasa a traslación pura, normalmente en marcha hacia atrás.

La verificación de este último fenómeno -que las ruedas giren en el sentido contrario al inicial, respecto de una terna solidaria al vehículo-, explica de manera intuitiva, que la velocidad de rotación, al pasar de un valor positivo a uno negativo, la existencia de por lo menos un instante donde la rotación resulta nula, en tanto el desplazamiento del rodado continúa. De esta manera se puede comprender que en el movimiento de derrape, más temprano que tarde, las ruedas detienen su rodar, y el movimiento se comporta como de deslizamiento puro. Ello explica que en general todo movimiento de derrape, a partir de un cierto momento se transforma en un sencillo movimiento de roto-traslación, y la pertinencia de la representación bilineal de la desaceleración.

3.43 LA VELOCIDAD CRÍTICA DE DERRAPE

La fórmula de la *velocidad crítica*, es una concepción muy difundida en el ámbito de la reconstrucción de hechos de tránsito. El análisis parte de la determinación del radio de curvatura de las huellas dejadas por un vehículo en derrape, cuya cuerda es c y la flecha máxima m . De acuerdo a la geometría de la circunferencia, el radio será:

$$R = \frac{c^2}{8m} + \frac{m}{2}$$

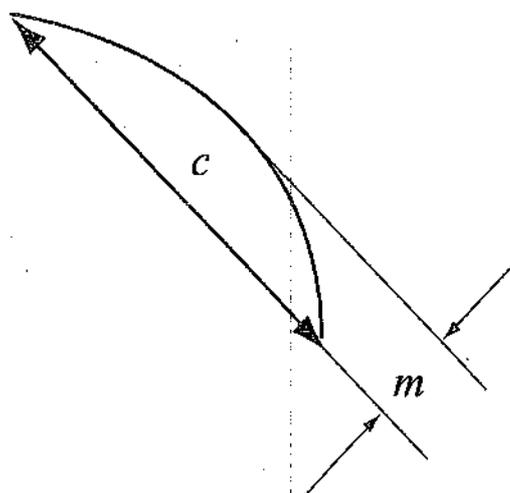


Fig. 3.XXIII - Parámetros de la velocidad crítica

Basado en el equilibrio de una partícula material que describe una trayectoria curva de radio R , siendo μ el coeficiente de desaceleración lateral, existe una velocidad límite o *crítica*, entendida como la máxima que el punto puede desarrollar descri-

biendo esa trayectoria, sin salirse de ella, contenido por las fuerzas de fricción en el sentido radial. Esa expresión es:

$$v_{cs} = \sqrt{\mu \cdot g \cdot R}$$

La curvatura a considerar en el cálculo del radio, es la dejada por la rueda delantera externa de la trayectoria. En el caso que exista una inclinación (peralte) de ángulo θ , siendo $B = \text{tg } \theta$, la expresión resultará:

$$v_{cs} = \sqrt{\frac{(\mu + B) \cdot g \cdot R}{1 - \mu \cdot B}}$$

Esta expresión, representa el equilibrio de fuerzas centrífuga y centrípeta de una masa puntual, que gira en una trayectoria de radio R constante, es totalmente ajena al fenómeno de derrape, tal como se ha visto en los capítulos anteriores. En el movimiento de rototraslación, un cuerpo sólido discreto y rígido, con momento de inercia $I > 0$, su centro de masa se desplaza siguiendo una curva s —lo que implica un centro de rotación instantáneo, variable en cada punto de la trayectoria—, en tanto el propio cuerpo gira en torno a su baricentro.

La concepción simplista de la *velocidad crítica* ha sido analizada críticamente en detalle [Semon] no sólo en el desarrollo de la fórmula y sus significados, sino evaluando ensayos y correcciones a la fórmula sugerida por otros autores.

En primer lugar, la trayectoria dejada en derrape no es una curva de radio constante, sino un segmento de curva de radio variable, parecido a una espiral que generalmente disminuye según el sentido de avance. De manera tal que el radio calculado con la expresión de la *velocidad crítica* resulta muy inferior al máximo radio real.

La expresión de la *velocidad crítica* tiende a subestimar el valor real en el orden del 15 %; esta estimación se encuentra en la observación sistemática de ensayos de derrape realizados en el entorno de los 60 km/h, empleando el coeficiente de fricción promedio, para vehículos lanzados, sin aceleración ni frenado; hay correcciones sugeridas para el caso de aceleraciones positivas y negativas, de base teórica, no comprobada mediante ensayos. En dichos ensayos se ha verificado también que el frenado durante el derrape no modifica la trayectoria curva de manera importante.

Otros fenómenos ignorados por la fórmula de la *velocidad crítica* son el desconocimiento de:

- i) la inercia o distribución de la masa;
- ii) la influencia de la rigidez de la suspensión;
- iv) el efecto de las maniobras bruscas (que en general son las que originan el derrape);

v) la altura del baricentro;

vi) de las condiciones particulares de cada rueda (sobre todo en casos de tracción diferencial, como se analiza en el parágrafo siguiente).

Como se ha visto, estas son las consideraciones que distinguen el movimiento de rototraslación en general del movimiento en una dirección. La fórmula y la concepción en general del criterio de la *velocidad crítica* pertenece a la cultura policial, una cultura de base empírica, con escaso o nulo sustento en el análisis de los fenómenos que dan lugar a la formación de las huellas durante el movimiento de derrape.

3.44 DIFERENCIA DE ADHERENCIA EN TRACCIÓN

De igual manera que al frenar, en los movimientos de aceleración positiva (aumento de velocidad) la fuerza se transmite al piso por un fenómeno de resbalamiento. El par motor, a través de la transmisión, caja de cambios y diferencial, se aplica en el eje de la rueda y se descompone en fuerza en forma proporcional al radio de la rueda (en realidad la distancia del eje al parche de contacto).

Si la rueda gira sin desplazamiento del eje, el resbalamiento es 1; es el caso de la sobre aceleración en la partida de coches de competición. A medida que el automóvil adquiere velocidad, el resbalamiento va disminuyendo hasta alcanzar el valor en el que la fuerza de tracción equipara las resistencias al avance (fricción por rodadura en el contacto con el pavimento, resistencias aerodinámicas, fuerzas laterales). Como se recordará, la fuerza específica o aceleración es proporcional al resbalamiento y al valor de adherencia de referencia μ para deslizamiento ($S = 1$, rueda bloqueada).

Un vehículo cuyas ruedas de tracción transitan en un momento dado en contacto pisos distintos que determinan valores de μ distintos sensiblemente distintos. Las

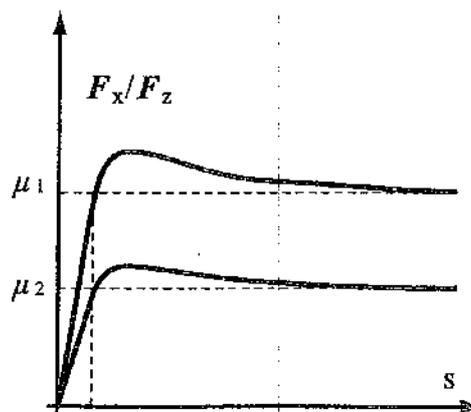


Fig. 3.XXIV - Fuerza normalizada para distintas condiciones de adherencia

curvas de fuerza horizontal/fuerza vertical de cada rueda, en función del resbalamiento será la indicada esquemáticamente en la figura 3. XXIV.

Para pequeñas aceleraciones y bajo valor de resbalamiento, las diferencias de fuerza son prácticamente despreciables, pero a valores de resbalamiento en el entorno de 0,1, la diferencia crece dramáticamente.

Una diferencia de fuerza de tracción se manifestará como un momento de rotación sobre el vehículo. Si f_i es el valor del coeficiente de proporcionalidad en un valor de resbalamiento $S = s_i$, t la trocha del eje trasero y $(T \cdot m \cdot g)$ la carga sobre el eje trasero ($T < 1$), considerando simetría de carga sobre el mismo, se puede plantear una ecuación de momento respecto de un punto del eje central del vehículo del modo siguiente:

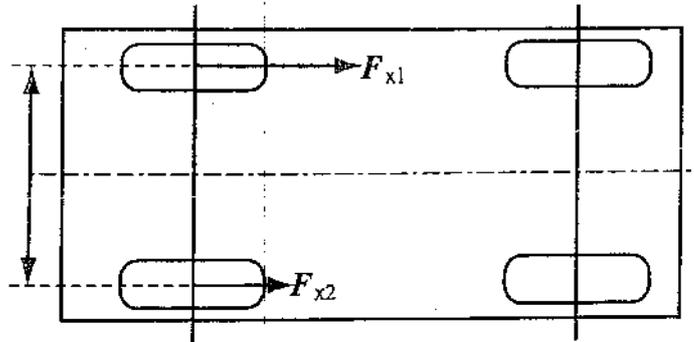


Fig. 3.XXVI - Fuerzas de tracción diferentes

$$M = \frac{1}{2} \cdot [F_{x1} - F_{x2}] \cdot t = \frac{T \cdot m \cdot g \cdot t}{4} \cdot |f_1 - f_2|_s$$

El momento actuante está relacionado con la aceleración angular por la relación:

$$M = I \cdot \gamma = m \cdot i^2 \cdot \gamma$$

y operando se obtendrá la expresión de la aceleración angular provocada por una aceleración con resbalamiento, en la diferencia de adherencia indicada:

$$\gamma = \frac{T \cdot g \cdot t}{4 \cdot i^2} \cdot |f_1 - f_2|_s$$

El término $\frac{T \cdot g \cdot t}{4 \cdot i^2}$ es una característica geométrica propia del vehículo y su estado de carga. Por lo tanto el valor de aceleración será función de la aceleración impresa a las ruedas de tracción y la diferencia de adherencia de cada una de ellas, represen-

tada en el término $|f_1 - f_2|_{gr}$. Esta aceleración angular puede ser el origen de movimientos de trompo y derrape.

Diferencias de adherencia se presentan cuando un automóvil circula con una de sus ruedas en una banquina no asfaltada y el conductor oprime el acelerador para reingresar al pavimento. En ese caso el derrape se produce hacia fuera de la pista y suele degenerar en vuelcos debido a las diferencias de nivel y de piso en las zonas de banquina y de préstamo aledañas a las rutas. El derrape es diferente en el caso de un volantazo para reingresar, que puede originar un derrape en el sentido contrario, hacia el centro del camino.

Otro caso de adherencia diferencial es el *hidroplaneo*. En este caso, una de las ruedas pierde adherencia por ingresar a una zona en la que la película de agua alcanza un valor crítico para la velocidad y la profundidad de dibujo del neumático. En el parágrafo 3.23 se mostraron variaciones de la fuerza horizontal para distintas velocidades y profundidades de dibujo, para distintos espesores de película de agua.

Los movimientos originados por diferencia de la adherencia en los neumáticos derivan generalmente en trompos y derrapes. Su dilucidación, sobre todo la estimación de la velocidad angular inicial, permite vincular el movimiento consecuente con la causa, estimando el valor de aceleración angular. Son procedimientos laboriosos y estimaciones que requieren de precauciones y verificaciones detalladas para establecer las causas originarias del movimiento de descontrol con rotación y traslación simultáneos.

3.45 CONSIDERACIONES SOBRE EL MOVIMIENTO DESCONTROLADO

El descontrol es la consecuencia de un fenómeno que introduce de manera instantánea una aceleración angular baricéntrica de magnitud tal que supera los límites de tenuta del automóvil. Estos límites de tenuta son fundamentalmente el ángulo máximo de deriva de los neumáticos, y la rigidez de las suspensiones.

Entre las causas que originan una aceleración angular baricéntrica instantánea, se encuentra la aplicación de fuerzas desequilibradas por efecto de una frenada violenta a alta velocidad; la pérdida de adherencia diferencial de una rueda tractora debido a un bache, un reventón en el neumático o el ingreso a una charco de agua de determinada profundidad y por encima de un límite de velocidad (hidroplaneo); un choque colineal excéntrico, oblicuo o lateral, que introduce fuerzas cuya resultante se encuentra en una recta que pasa a una distancia d del centro de gravedad, etc.

El movimiento en el plano de dos dimensiones puede ser analizado, y los rastros

pueden alimentar una reconstrucción razonable en términos de certeza y precisión, en la medida en que el investigador forense esté consustanciado con los recursos teóricos y procedimentales. Una colecta de rastros incompleta, parcial, incluso imprecisa, no es obstáculo para la aplicación de modelos específicos, basados en la composición de los distintos movimientos y la interacción entre ellos.

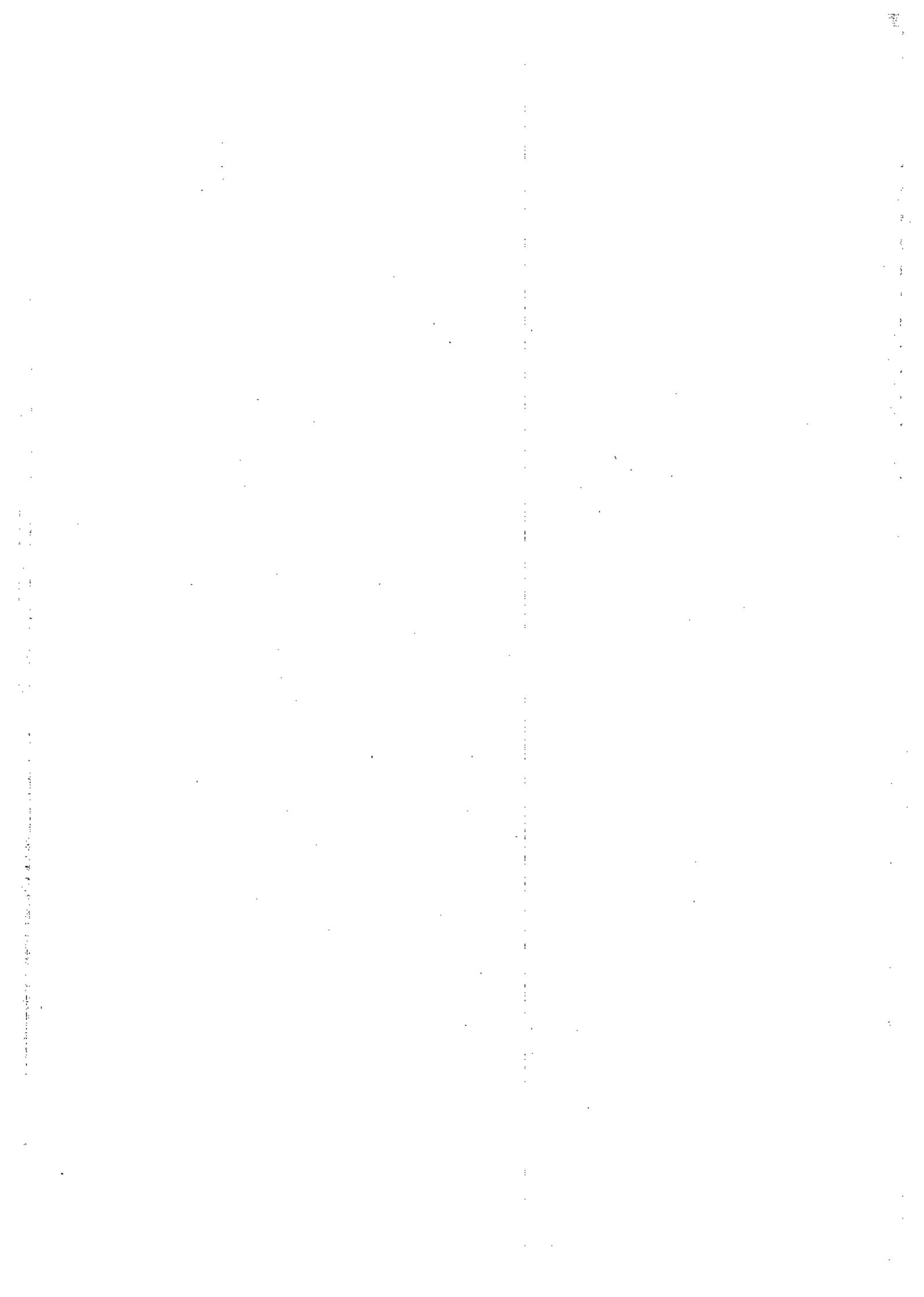
Los modelos clásicos como la determinación de la velocidad crítica y el coeficiente aparente de fricción en derrape, contienen errores e incertezas en su propia génesis. Además están fuertemente condicionados, dependen de una muy buena calidad de la colecta de los rastros. Pero incluso, si esta colecta fuese perfecta, la necesidad de estimar los parámetros de proporcionalidad –el factor de desaceleración por ejemplo–, que no pueden ser verificados, establecen una condición permeable a la manipulación de los cálculos y de los resultados.

Los modelos más complejos de reconstrucción analítica, basados en el análisis físico del movimiento, su cinemática y su dinámica, dependen de algunos rastros que son fáciles de medir e incluso pueden estimarse como rangos posibles. El tratamiento con ese modo de ingresar datos agrega la posibilidad de análisis de sensibilidad y error, e independizan el análisis y las conclusiones, de las exigencias especiales de precisión en el levantamiento de rastros. Por otra parte, la asignación de parámetros está condicionada por la necesaria convergencia de los resultados geométricos, como se ha visto.

De todas maneras, debe tenerse en cuenta en la reconstrucción analítica, en ningún caso es posible obtener resultados exactos. En cualquier condición se hace imprescindible realizar simplificaciones y desestimar algunos fenómenos secundarios. *La simplicidad se paga con imprecisión*, y esto es necesario aceptarlo.

La profusión de variables de análisis aparece en principio como un obstáculo. Sin embargo, tan pronto como se comienza a operar con ellas, se aprecia que la abundancia permite realizar simulaciones que en su complejidad ofrecen nuevas sendas para abordar problemas. Como si en la diversidad abrevara la multiplicidad de herramientas y de soluciones.

Muchos son los temas abiertos que deberán abordarse para tener un control absolutamente confiable del problema del movimiento de dos dimensiones. Quizá el principal sea encontrar procedimientos para reconstruir la trayectoria curva con unos pocos datos de contexto. Los métodos sugeridos en los capítulos 3.6 y 3.7 apuntan en esa dirección, pero no pueden ser considerados una verdad consolidada; apenas si son mojones en el camino del análisis forense.



3.5 ESTIMACIÓN DE LA ROTACIÓN INDUCIDA

En las colisiones no colineales, la magnitud de la velocidad de rotación post impacto puede ser importante, nada despreciable entre los movimientos post impacto. Como ya se ha establecido, son las trayectorias de los vehículos entre el fin del contacto y hasta alcanzar el reposo, la única fuente de datos disponible para estimar las velocidades lineal y angular post impacto, y para ello es necesario contar con herramientas adecuadas para interpretar los rastros y formar la evidencia que mejor represente los posibles movimientos reflejados en huellas y otros indicios.

En los capítulos 3.1 y 3.4 se han realizado sendos análisis de los movimientos complejos, como secuencia del movimiento descontrolado de un solo vehículo. Sin perjuicio de la validez de lo expresado en ese capítulo, es importante tener en cuenta que en las colisiones no alineadas, las velocidades lineal y angular (*spinout* en inglés) que inician el movimiento de roto traslación están relacionadas entre sí y con las características de la colisión, tal como se verá en los capítulos 4.2 y 4.3, son el estado de post impacto, y su determinación resulta esencial para analizar la colisión.

En este capítulo se agregan un análisis de las rotaciones de naturaleza empírica, que también relacionan las velocidades lineal y angular en una trayectoria de rototraslación. Estos análisis se han extraído un paper frecuentemente citado en la literatura especializada [McHenry, 75]. El mismo se funda en la energía disipada durante la colisión, y los cambios en posición y orientación entre la separación (post colisión) y el reposo. El trabajo que se resume a continuación considera los casos tanto de rotación libre de las ruedas como de bloqueo de las mismas.

En el caso de libre rotación de ruedas, las velocidades lineal v' del centro de masa y angular ω' desaceleran alternativamente, según los cambios de dirección en el frente respecto de la dirección de la velocidad lineal. Cuando el vehículo desliza lateralmente, las fuerzas laterales de las ruedas delanteras y traseras tienden a la misma dirección debido a la existencia de una velocidad angular (vector ω'_z en la

dirección del eje vertical Z). De manera tal que durante esa fase del movimiento ω' tiende a un valor constante, en tanto v' disminuye. Cuando el eje longitudinal está alineado con la dirección de v' , las fuerzas laterales en las ruedas traseras y delanteras actúan en la dirección opuesta y ω' disminuye, en tanto v' tiende a permanecer constante. Esta variación se observa en una simulación de variación de v' y ω' en el tiempo, realizada con un programa de computación elemental del año 1972 (SMAC) para ruedas libres (Fig. 3.XXVII). Puede observarse que la hipótesis de desaceleración lineal empleada en el parágrafo 3.42 es una curva promedio de esta representación.

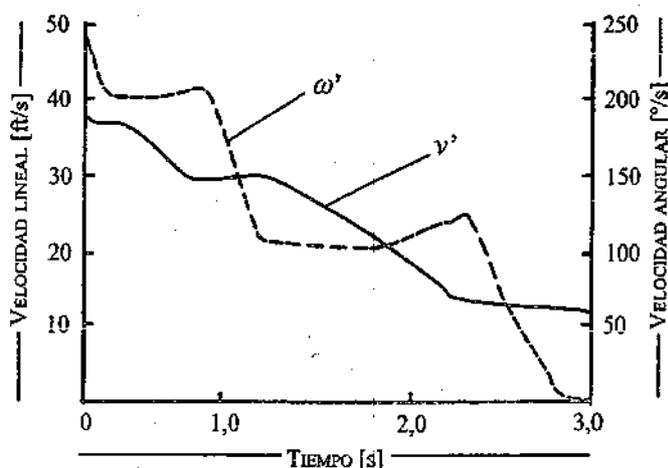


Fig. 3.XXVII - Velocidades lineal y de rotación según McHenry

En los experimentos se encontró frecuentemente una velocidad lineal residual al finalizar el movimiento de rotación. Esto equivale a decir que la hipótesis de isocronismo no es perfecta. En consecuencia los rangos efectivos de aceleración en las dos formas de movimiento, son menores a los correspondientes con el valor absoluto del coeficiente de fricción. El programa SMAC emplea una velocidad lineal residual al final del movimiento de rotación, y coeficientes empíricos, en la forma de funciones polinómicas del rango inicial de velocidades lineal y angular, que le provee de múltiples soluciones. La solución para la que se ajusta mejor a los resultados de los ensayos, es aquella en la que la velocidad lineal residual se aproxima con la distancia recorrida desde el final del movimiento de rotación.

Todos los autores asumen que los desplazamientos angulares y lineales (representado por las áreas bajo las curvas) pueden ser homologado al triángulo de la línea media, tal como se representó en el parágrafo 3.42. Con esa simplificación, se confirma la aceleración angular ya deducida:

$$\gamma = \frac{\mu \cdot g \cdot r}{i^2}$$

con la salvedad de que en general los autores emplean la mitad de la distancia entre ejes ($E_e/2$) en lugar de el factor r . En base a las consideraciones de resistencia al avance lineal en función del ángulo, para ángulos entre 45° y 90° , el valor medio del coseno es 0,85, de donde puede aproximarse la expresión de la aceleración lineal media como:

$$a = 0,85 \mu g$$

Sustituyendo y operando se llega a una ecuación diferencial, que resuelta quedará expresada como:

$$\frac{2 \cdot \theta}{\omega^2} = \frac{2 \cdot i^2}{2 \cdot \mu \cdot g \cdot r} + \frac{S}{0,85 \cdot \mu \cdot g \cdot \theta}$$

de la que se puede despejar la velocidad angular como:

$$\omega' = \sqrt{\frac{\mu \cdot g \cdot \theta^2}{2 \cdot \theta \cdot \frac{i^2}{r} + \frac{S}{1,7}}}$$

en la que ω' tiene el signo del ángulo θ . La velocidad lineal resulta por otra parte:

$$v' = 1,7 \cdot \left(\frac{\mu \cdot g \cdot \theta}{\omega'} + \frac{2 \cdot i^2 \cdot \omega'}{r} \right)$$

Para el caso de ruedas bloqueadas, se propone una solución formal diferente, en las que el rango del desplazamiento lineal y angular durante la rototraslación se usa para determinar coeficientes empíricos. El criterio esencial en la introducción de un coeficiente f que represente la fracción decimal del frenado o daño que bloquea la rueda ($0 < f < 1$). En ese caso, la desaceleración lineal será:

$$a = 0,85 f \mu g$$

con lo que la velocidad en la fase post impacto es reducida según la expresión:

$$v_1 = v' - 0,85 \cdot f \cdot \mu \cdot g$$

Con estas consideraciones las ecuaciones anteriores para las ruedas bloqueadas to-

tal o parcialmente quedan expresadas como:

$$\omega' = \sqrt{\frac{\mu \cdot g \cdot \theta^2}{2 \cdot \theta \cdot \frac{i^2}{r} \cdot (1-f) + \frac{S}{1,7}}}$$

$$v' = 1,7 \cdot \left[\frac{\mu \cdot g \cdot \theta}{\omega'} + \frac{2 \cdot i^2 \cdot \omega' \cdot (1-f)}{r} \right]$$

Adviértase que si el valor de f es 0, las ecuaciones originales quedan intactas, y si $f = 1$ (ruedas totalmente bloqueadas), las expresiones se reducen a:

$$\omega' = \sqrt{\frac{1,7 \cdot \mu \cdot g \cdot \theta^2}{S}}$$

$$v' = \frac{1,7 \cdot \mu \cdot g \cdot \theta}{\omega'} = \sqrt{1,7 \cdot \mu \cdot g \cdot S}$$

Que guarda una forma similar a la ecuación del deslizamiento puro, afectado por un valor $\sqrt{0,85}$ que resulta de promediar el valor del coseno en el rango de 45 a 90°, como ya se ha visto.

Las ecuaciones deducidas de las observaciones empíricas, satisfacen las condiciones generales teóricas, que postulan la transformación del movimiento de traslación puro en movimiento de rotación y traslación combinados, como un proceso de conservación de energía cinética. La velocidad de traslación es la que corresponde a un simple deslizamiento con ruedas bloqueadas, y parte de la energía cinética se ha invertido en energía cinética debido a la rotación de magnitud ω . Deberá recordarse asimismo que la velocidad previa de traslación pura v , propia o consecuencia de un impacto no colineal, que deriva en la roto-traslación, resultará de la expresión:

$$v^2 = v'^2 + i^2 \cdot \omega'^2$$

3.6 MODELACIÓN DEL FRENADO SIN HUELLAS

Sea el caso de un ómnibus con 25 pasajeros, que luego de impactar a una motocicleta, se detiene a 46 metros del punto de impacto, sin dejar huellas de neumáticos en su trayectoria. En las constataciones realizadas se pudo determinar por un lado que no se produjeron lesiones entre los pasajeros, y además se comprobó que los frenos funcionaban normalmente y que el coeficiente de desaceleración para el deslizamiento con ruedas bloqueadas en la situación concreta es $\mu = 0,6$.

El hecho que el micro se haya detenido a 46 m de distancia luego de haber embesido la moto, implica un proceso de desaceleración. Tenía una cierta velocidad en el punto donde colisionó la moto. Y se detuvo luego de recorrer la distancia indicada. Por lo tanto hay *plena evidencia* de un proceso de frenado.

¿Se puede estimar la velocidad del ómnibus al finalizar el impacto con los datos proporcionados? Y de hacerlo ¿con qué grado de precisión? ¿cuál es el rango posible?

No hay duda de que estamos ante un caso de frenado (desaceleración) en *movimiento normal o controlado*, muy parecido al que sucede cotidianamente en infinidad de casos; y por tanto es la situación opuesta al *movimiento anormal*, que resulta ser el estudiado en la reconstrucción de hechos de tránsito.

Ante la ausencia de rastros específicos, la investigación, como proceso de *construcción de evidencia*, deberá guiarse en dirección a determinar los *contornos posibles* del hecho. Esos contornos pueden ser expresados de la manera siguiente:

- 1) Hubo desaceleración; es decir existe una velocidad inicial, que es la velocidad post impacto V_0 , que va disminuyendo según alguna ley desconocida de desaceleración. Una manera de representar esa ley matemáticamente y de manera general es:

$$V(t) = V_0 - A(t) \cdot t^n$$

Donde $V(t)$ y $A(t)$ son funciones continuas de velocidad y aceleración en función del tiempo, cuya validez está limitada al entorno:

$$0 < t < T$$

2) Existe un límite físico de la aceleración; no puede superar el valor de bloqueo (o siendo más sofisticados lo puede superar en un valor limitado, digamos de hasta un 10%, considerando el pico en el entorno de un resbalamiento $S \sim 0,15$). Por lo tanto puede escribirse la inecuación siguiente:

$$\mu \leq 0,66$$

3) Existe un límite biomecánico dado por el hecho que en el universo de 25 pasajeros no existe un solo lesionado. Ello requiere plantear un segundo límite; como el sugerido:

$$\mu \leq 0,35$$

que refleja un valor razonable de frenada controlada (La desaceleración adecuada para que los pasajeros no sufran daños es $3,4 \text{ m/s}^2$ según "Determination of Stopping sight Distance" NCHRP Report Nr 400 - Transportation Research Board, 1997).

Por lo tanto se puede expresar el objetivo de la investigación de la manera siguiente:

- ¿Es posible determinar un límite máximo de velocidad posible y probable?
- Esa determinación ¿tendrá una indeterminación significativa, como reflejo del amplio rango de incertidumbre o imprecisión en la formación de la evidencia?

Las respuestas dependen de desarrollar el mejor procedimiento analítico posible para procesar esa evidencia. Es lo que haremos de aquí en más.

El primer problema que se presenta es: ¿con qué variables representar la aceleración?

Lo usual es plantear una función del espacio recorrido (46 metros). Las fórmulas disponibles, derivadas de la equiparación de variación de energía cinética con el trabajo de fricción, tientan a resolver fácilmente por este procedimiento. Pero en este caso no conduce a ninguna salida aceptable.

El planteo de la desaceleración como una función del tiempo proporciona mejores puntos de vista para analizar el posible fenómeno, en todas sus posibilidades. En este caso se deberían responder varias preguntas, construyendo expresiones matemáticas de representación.

La primera cuestión es: ¿cómo progresa el frenado? Un conductor que desea frenar sin perder el control de su vehículo, presionará de manera progresiva el pedal de freno; con ello la presión en el sistema y la fuerza aplicada en la rueda (o el momento de frenado), irá creciendo hasta un límite máximo que se alcanza cuando la rueda deja de girar; y como no hay indicios de bloqueo, es razonable suponer que ese límite, si se alcanza, lo será cuando se detenga el vehículo; es decir cuando:

$$t = T \quad \text{y} \quad x = 46 \text{ m}$$

El tema es como representar matemáticamente esa progresión de fuerza-momento-tiempo-distancia recorrida. Y como hacerlo de manera tal que puede explorarse en el mismo modelo la función de "frenado suave" y "frenado medio". Y ya que estamos, "frenado en pánico" que produce bloqueo. Si bien no es nuestro caso podrá permitirnos apreciar un "techo" del problema a manera de referencia. Y de ser posible, incluir en ese modelo un eventual tiempo de retardo debido a la reacción neuro-muscular del conductor y la inercia del sistema de frenado del vehículo; el denominado *tiempo de reacción*.

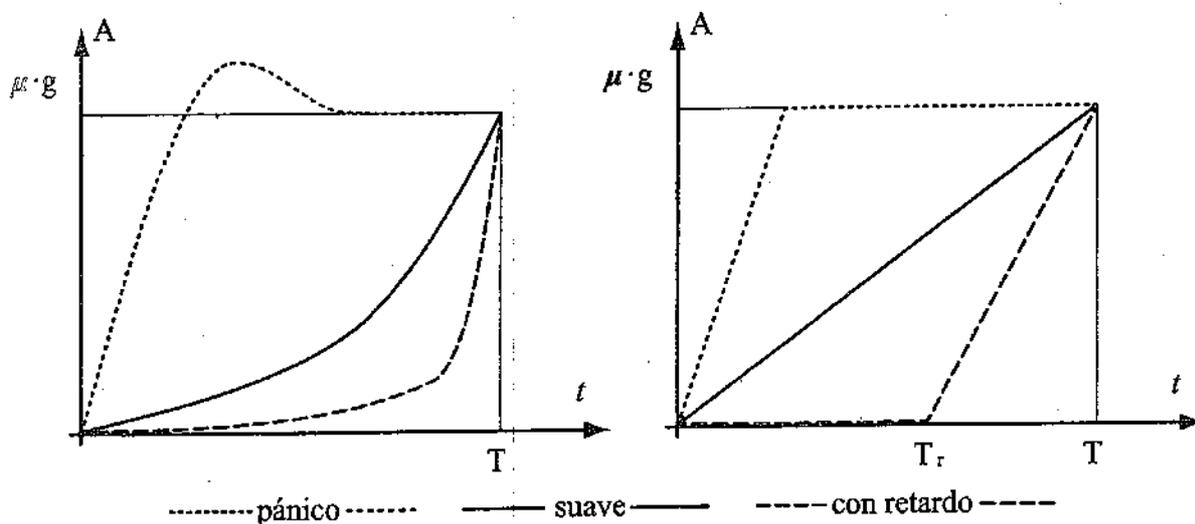


Fig. 3.XXVIII - Emulación de la aceleración en el tiempo

Imaginemos posibles modos de variación de aceleración en el tiempo, sin preocuparnos de los valores por ahora. Los gráficos de la figura 3.XXVIII muestran una forma teórica, gráfico de la izquierda, y una forma simplificada de los distintos tipos de frenado en un diagrama $A(t)$.

Observemos que no estamos asumiendo ninguna hipótesis mecánica de qué es lo que produce el par de frenado; si la acción del freno propiamente dicho, o el par motor, o la combinación de ambos. Cualquiera de esas situaciones se verá reflejada en el movimiento como una función de desaceleración versus tiempo.

Como hipótesis simple, consideremos la función $A(t) = k \cdot t^n$ en el rango $0 < t < T$, con la condición que en $t = T \rightarrow A(T) = -\mu \cdot g$. Es decir que al final del proceso ha llegado al extremo superior de la desaceleración posible. Resulta en ese caso:

$$A(t) = -\mu \cdot g \cdot \left(\frac{t}{T}\right)^n$$

La integral indefinida de esta función es la función velocidad $V(t)$:

$$-\mu \cdot g \int \left(\frac{t}{T}\right)^n dt = -\mu \cdot g \frac{t^{n+1}}{(n+1) \cdot T^n} + C$$

donde la constante de integración se puede deducir de las condiciones extremas. En $t = 0$ se verifica $C = V_0$. Y para la condición final $t = T \rightarrow V(T) = 0$, resulta:

$$V_0 = \frac{\mu \cdot g \cdot T}{n+1} \quad \text{y} \quad V_{(t)} = \frac{\mu \cdot g}{n+1} \cdot \left(T - \frac{t^{n+1}}{T^n}\right)$$

Integrando la ecuación general de la velocidad en el intervalo entre 0 y T, se obtiene la expresión de la distancia total recorrida como:

$$d = 46 = \int_0^T V_{(t)} dt = \frac{\mu \cdot g \cdot T^2}{n+2}$$

de donde es posible despejar el tiempo total insumido $T = \sqrt{\frac{d \cdot (n+2)}{\mu \cdot g}}$

Hasta aquí hemos logrado despejar un sistema de dos ecuaciones con dos incógnitas V_0 y T , función de los parámetros μ y n , en una función continua, monótona y creciente cuyo valor máximo se alcanza en el final del proceso ($t = T$). Pero hay más todavía. El modelo que hemos desarrollado nos permite también estimar valores de desaceleración media como:

$$A_{med} = \frac{1}{T} \int_0^T A_{(t)} dt = \frac{V_0}{T} = \frac{\mu \cdot g}{n+1}$$

Y además estimar el valor del pulso P, como derivada de la aceleración respecto del

tiempo, en los momentos en que se vuelve máximo. ¿Para qué nos sirve el pulso? Es un indicador de la *severidad* de la aceleración. En ingeniería el concepto de *impacto* está relacionado con la velocidad o *gradiente* de aplicación de la fuerza. Y como la fuerza está relacionada con la aceleración, el gradiente de aceleración (su derivada), es el indicador numérico de la dinámica de la frenada en relación a la probabilidad de lesiones entre los pasajeros. Derivando la ecuación original de la aceleración resultará:

$$P_t = -(n-1) \cdot \mu \cdot g \cdot \frac{t^{n-1}}{T^n}$$

Recopilando. Se tienen ecuaciones para determinar la velocidad inicial del movimiento, el tiempo que insume el mismo, la aceleración media y el pulso en un instante determinado. Todo ello está en función del factor de desaceleración máximo μ , que puede alcanzar hasta un 10 % por encima del valor de bloqueo si el resbalamiento S alcanza el orden de 0,15 (Bakker, Nyborg y Pracejka). Y como variable, el exponente n de la ecuación. Haciendo cálculos para $\mu = 0,66$, se obtiene la siguiente secuencia de valores.

valor de $\mu = 0,66$				d = 46		
n	T	Vo		Amed	Pmax	
	s	m/s	Km/h	m/s ²	m/s ³	
0	3,8	24,4	88	6,47	infinito	Bloqueo
0,2	4,0	21,3	77	5,40	111,4	Máximo P en t = 0
0,4	4,1	19,1	69	4,62	51,8	
0,6	4,3	17,4	63	4,05	18,3	
0,8	4,5	16,0	58	3,60	5,8	
1	4,6	14,9	54	3,24	1,7	P = cte
2	5,3	11,5	41	2,16	2,8	Máximo P en t = T
3	6,0	9,6	35	1,62	3,6	
4	6,5	8,5	30	1,29	4,3	
5	7,1	7,6	27	1,08	5,0	

El análisis de los valores obtenidos. El exponente $n = 0$ corresponde a la condición de bloqueo, es solo una referencia. En el rango $0 < n < 1$ el movimiento se corresponde a una desaceleración inicial violenta que no llega a bloquear. El valor singular $n = 1$ se corresponde a una variación lineal de desaceleración constante $[-\mu \cdot g \cdot t]$. Y para valores de $n > 1$ ($n = 0,2, 1, 2, 3$ y 5), la desaceleración como función del tiempo relativo (t/T), con $\mu = 0,66$ presenta las variaciones del gráfico de la figura 3.XXIX.

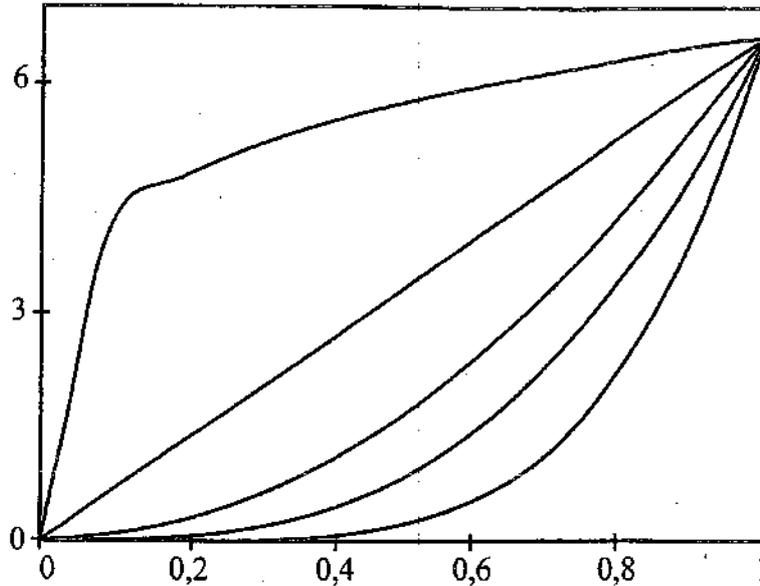


Fig. 3.XXIX - Variantes de la función aceleración-tiempo

En general la secuencia del exponente n creciente se corresponde con velocidad inicial V_0 y aceleración media decrecientes, y tiempos de frenado más prolongados. Se puede apreciar que a medida que crece el valor de n , por encima de 1, existe un período inicial de desaceleración casi nula, equiparable al tiempo de reacción Tr . Ese lapso para $n = 2$ es $0,1 \cdot (t/T)$, de donde resulta $Tr = 0,1 \cdot 4,6 = 0,46$ s. Para $n = 3$ es $0,2 \cdot (t/T)$; $Tr = 0,2 \cdot 5,3 = 1,06$ s, etc. Todos estos indicadores dan idea de la mayor o menor probabilidad de cada caso, en la representación de la posible realidad desconocida.

Un frenado suave, iniciado en el mismo momento de fin de la colisión (tiempo de reacción preexistente a la colisión) se puede representar con una curva de aceleración de frenado suave $n = 2$, $Tr = 0,46$; esa curva se corresponde a una velocidad post impacto $V_0 = 11,5$ m/s (41 Km/h). Una consideración semejante pero con tiempo de reacción del orden de 1 segundo, se asimila a la curva $n = 3$, $Tr = 1,06$ s y $V_0 = 9,6$ m/s (35 Km/h). Si no hubiera retardo por reacción (la percepción fuera anterior al impacto) el proceso podría haberse aproximado a $n = 1$, con un valor máximo de velocidad de 14,9 m/s (54 Km/h).

Valores de n menores a 1 son matemáticamente posibles, pero con pulsos instantáneos muy altos, incompatibles con la no producción de lesiones entre los pasajeros; esta opción conduce a situaciones de muy baja probabilidad. Por ese motivo esos rangos son improbables en el marco de la evidencia *no-lesión*. Valores de n superiores a 3 son también matemáticamente posibles, pero implican tiempos de reacción muy altos, no compatibles con la conducta esperable de un conductor profesional una situación de post impacto.

En síntesis y en primera aproximación, existe un marco de posibilidad de ocurrencia entre 41 y 54 Km/h. Pero este rango es dependiente de una suposición muy fuerte y difíciles de comprobar: la aceleración final es $-\mu g$; Las cuentas fueron hechas para un valor máximo de $\mu = 0,66$. ¿Cómo influye la variación de ese coeficiente?. ¿Qué sucedería si ese tope fuera menor? Consideremos ahora el valor de μ variable con los valores posibles de $n = 2$ y 3; obtendremos los siguientes resultados:

$n = 2$				$n = 3$		
μ	T	V_0		T	V_0	
	s	m/s	Km/h	s	m/s	Km/h
0,35	7,3	8,4	30	8,2	7,0	25
0,40	6,8	9,0	32	7,7	7,5	27
0,45	6,5	9,5	34	7,2	8,0	29
0,50	6,1	10,0	36	6,8	8,4	30
0,55	5,8	10,5	38	6,5	8,8	32
0,60	5,6	11,0	39	6,3	9,2	33
0,66	5,3	11,5	41	6,0	9,6	35

Si bien las variaciones son importantes, el rango sólo se ha ampliado unos 10 Km/h en el extremo inferior; de 35 - 41 pasó a 25 - 41 Km/h. Estos son valores posibles matemáticamente, pero si observamos el tiempo insumido para los valores menores, vemos que hipótesis de muy bajo μ incluyen la suposición de una respuesta muy tranquila del conductor luego de haber atropellado a un motociclista. Podría ser un exceso de conservadurismo de nuestra parte aceptar esa variante.

Resumiendo. Si bien no podemos brindar un valor preciso de la velocidad inmediatamente posterior al impacto, es posible establecer un *rango posible* de velocidad V_0 de entre 35 y 54 Km/h, con *alta probabilidad* de un valor medio en torno a los 41 km/h. Y este es el mejor resultado que se puede aproximar. Satisfactorio si se toma en cuenta una evidencia de tan alto grado de incertidumbre.

En el caso analizado, la ausencia de huellas (rastros físicamente identificables y mensurables), impide establecer una evidencia firme. Pero la mera noción de distancia recorrida hasta la detención, es un parámetro suficiente para establecer un rango acotado de valores probables del fenómeno realmente ocurrido, en tanto y en cuanto el análisis no sea encerrado en las estrechas limitaciones de una "fórmula".

Al modelar (representar matemáticamente) los movimientos físicamente posibles a través de una única expresión general, se generan funciones que permiten

establecer una diversidad de parámetros. Ese universo proporciona variados ciertos límites lógicos, compatibles con la evidencia formada desde distintos puntos de vista, aún cuando parte de ella, o toda ella, sea borrosa.

El ejemplo desarrollado muestra la diferencia conceptual existente entre modelar y aplicar fórmulas. Modelar es explorar a partir de relaciones representativas de los hechos, tal como ocurrieron, identificando variables y operando con ellas. Por el contrario, las fórmulas aplicadas de a ciegas, tienden a alejar la mirada del hecho ocurrido, tal como éste se manifiesta en los rastros.

Muchas veces las fórmulas disponibles, como en el caso que se ha analizado, no pueden representar la cuestión a investigar. Al modelar matemáticamente, se identifica, se exhibe el desconocimiento natural del investigador en el inicio de la investigación. Y esa exhibición pone en claro las preguntas que deben formularse. Esas preguntas incentivan el desarrollo de procesos exploratorios, algunos de los cuales pueden explicar desde el lenguaje de la físico-matemática el siniestro en términos de magnitudes *posibles, probables y comprobables*.

Las fórmulas a secas suelen expresar un prejuicio; una manifestación de sabiduría aparente.

3.7 MODELACIÓN DE ENSAYOS DE DERRAPE

Los ensayos de derrape como los que se emulan en el presente apartado, son originados por una acción violenta del volante, maniobra que en algunas ocasiones, bajo situaciones límite, realizan los conductores con consecuencias semejantes. En los dos casos que se estudian [Shelton], el conductor fuerza el movimiento anormal con una maniobra particular y luego deja al automóvil en movimiento libre, sin aceleración ni freno, incluso con la palanca de cambio en punto muerto. De esta manera se logra un fenómeno de derrape "libre" que permite verificar la validez y grado de precisión de las ecuaciones propuestas por Limpert. Ese objetivo se desarrolla en el trabajo de referencia, y se ha obviado en este capítulo.

Los resultados de estos ensayos serán empleados para emular una reconstrucción a partir de la propuesta teórica general del movimiento en el plano. El objeto es analizar como evoluciona un movimiento rectilíneo a velocidad v_r que desemboca en un movimiento de derrape, definido por la velocidad inicial del centro de masa v_{sd} que sigue una trayectoria curva s , y es acompañada por una rotación inicial ω_g del vehículo en torno al centro de masa.

La trayectoria curvilínea está definida por una dirección que en cada instante (tiempo) y lugar (coordenadas $x; y$), resulta una recta tangente que forma un ángulo ρ (variable) respecto de la dirección x , de la trayectoria previa al descontrol.

Como ya se ha deducido, por aplicación del principio de *conservación de la energía cinética* en el período transitorio la velocidad inicial de traslación del centro de masa en la trayectoria s de derrape está dada por la ecuación:

$$v_{sd}^2 = v_r^2 - i^2 - \omega_g^2$$

Como se ha visto, esta relación puede representarse geoméricamente como un triángulo rectángulo, donde el ángulo θ , o bien su tangente, resulta el indicador de la *severidad* con que se inicia el descontrol.

En resumen, la proposición teórica indica que con las componentes de velocidad iniciales y bajo la acción de las fuerzas exteriores que se oponen a la mismas, el centro de masa del vehículo describe una trayectoria curva S de longitud S en el tiempo T , hasta alcanzar el reposo en las coordenadas $[X;Y]$, describiendo un ángulo α por efecto de una velocidad de rotación baricéntrica $[d\alpha = \omega_g \cdot dt]$. La velocidad de rotación resulta variable por la acción de una aceleración angular inicial, contrarrestada por la acción de un momento resistente cuyos valores están dados por las expresiones:

$$M_r = \mu \cdot m \cdot g \cdot r \qquad \gamma_r = \frac{\mu \cdot g \cdot r}{i^2}$$

siendo r una característica geométrica del automóvil relacionada con la distancia entre ejes y la trocha. El origen del sistema de coordenadas se hace coincidir con el inicio de la trayectoria curva, con el eje x en la dirección y sentido de la velocidad v_r .

El ángulo α crece mucho más rápidamente que el ángulo ρ ; es la condición del desequilibrio. En consecuencia, el movimiento de deslizamiento lateral va siendo preponderante sobre el desplazamiento debido a la tracción de las ruedas. El análisis de Limpert explica que el factor de desaceleración resulta proporcional al seno del ángulo que forman el eje del automóvil rotando y la trayectoria ($\alpha-\rho$). La desaceleración lineal, de acuerdo a estos postulados, en un determinado momento resulta entonces proporcional a un factor de desaceleración variable, dado por la expresión:

$$\mu_{\alpha-\rho} = \mu \cdot \text{sen}(\alpha - \rho)$$

Este postulado ignora que bajo la acción de la aceleración angular de rotación del centro de masa, el valor de fricción se incrementa en las ruedas "exteriores". En la literatura sobre el tema se identifica un valor límite del ángulo ($\alpha-\rho$), a partir del cual el deslizamiento bloquea el giro de la rueda. Según diversos autores ese ángulo límite se encuentra en un rango entre $10,5^\circ$ (0,182 radianes) y $18,5^\circ$ (0,323 rad). Estos modelos pueden expresarse con cierto grado de simplificación, de la forma:

$$\mu_{\alpha-\rho} = 7,312 \cdot \mu \cdot (\alpha - \rho)^{1,76} \qquad \text{en el rango } 0 < (\alpha-\rho) < 0,323 \text{ rad}$$

$$\mu_{\alpha-\rho} = \mu \quad (\alpha-\rho) > 0,323 \text{ rad}$$

En resumen, se puede apreciar que el movimiento de traslación se vuelve *crecientemente desacelerado* por cuanto varía -crece- el factor de desaceleración. Cuando el

ángulo ($\alpha-\rho$) se aproxima a los $18,5^\circ$ ($0,323$ rad), el movimiento de traslación tiende al deslizamiento puro, pues las ruedas han dejado de girar.

3.71 DATOS E HIPÓTESIS PARA LA MODELACIÓN

Partiendo de las ecuaciones resumidas, se trata de emular dos casos de *derrape descontrolado* en los que las velocidades finales de desplazamiento del centro de masa y de rotación son nulas.

$$v_{sdf} = 0 \qquad \omega_{gf} = 0$$

En ambos casos, de los rastros del movimiento de derrape se han tomado en cuenta cuatro datos: las coordenadas X, Y que definen la posición final de reposo, y los máximos valores de rotación α_f y ρ_f . Un quinto valor, la longitud S de la trayectoria curva, será utilizado como parámetro de control en la resolución del modelo. Todos estos parámetros son relativamente fáciles de determinar en el lugar del siniestro de manera directa, o al menos puede ser estimados por indicios, y procesados en distintas alternativas del modelo, verificando la sensibilidad de las indeterminaciones de los rastros, en los resultados buscados.

Una condición de borde a determinar es la variación en el tiempo de la velocidad angular baricéntrica $\omega_{g(t)}$. Para ello es necesario establecer una hipótesis, de la que se deducirá la posición angular del móvil. Tres tipos de funciones, desde el punto de vista de una modelación matemática viable, resumen la variación posible:

	VELOCIDAD ANGULAR BARICÉNTRICA	VARIACIÓN DEL ÁNGULO DE ROTACIÓN
Lineal	$\omega_{g(t)} = \omega_g - \gamma_f \cdot dt = \omega_g - \frac{\mu \cdot g \cdot r}{i^2} \cdot dt$	$\alpha_{(t)} = \omega_g \cdot t - \frac{\mu \cdot g \cdot r}{i^2} \cdot t \cdot dt$
Senoidal	$\omega_{g(t)} = \frac{\alpha_f \cdot T \cdot \pi}{2} \cdot \text{sen}\left(\frac{\pi \cdot t}{T}\right)$	$\alpha_{(t)} = \frac{\alpha_f}{2} \cdot \left(1 - \cos\left(\frac{\pi \cdot t}{T}\right)\right)$

Una segunda condición de borde necesaria, es la ley de la curva que representa a la trayectoria del centro de masa, entre las coordenadas [0;0] y [X;Y]. Existen varias

maneras de determinar una trayectoria curva que cumpla la condición de pasar por los puntos extremos, con un valor dado de su derivada en esos puntos (pendiente de la recta tangente a la trayectoria en el inicio y final de la curva); los métodos pueden verse en cualquier buen manual de geometría analítica. Adicionalmente la curva determinada deberá cumplir la condición de que su longitud sea igual al valor de S , medido en el lugar del siniestro.

Las ecuaciones generales y las condiciones de borde establecen relaciones cinemáticas y dinámicas generales del movimiento simultáneo de rotación y traslación en trayectorias curvas en el plano (x,y) , para el caso particular del derrape. A estas ecuaciones particulares deben agregarse las ecuaciones del movimiento uniformemente acelerado, en la medida en que puede ser aplicado.

3.72 UN MODELO REPRESENTATIVO DEL DERRAPE

Los dos casos de derrape controlado que se toman como referencia han sido realizados bajo condiciones homologables al laboratorio. En ambos casos, un vehículo tripulado fue lanzado a velocidad conocida, a desarrollar un movimiento de derrape inducido por dos volantazos opuestos y sucesivos. De esa manera se ha generado un desplazamiento libre hasta el punto de reposo, sin accionar ni el acelerador ni el freno.

En ambos casos se midió el coeficiente de desaceleración media con ruedas bloqueadas, inmediatamente después del derrape, a fin de minimizar las diferencias de temperatura y presión de inflado. En uno de los ensayos, el vehículo fue equipado con un acelerómetro triaxial, registrándose así las curvas de aceleración longitudinal y lateral en el tiempo.

La reconstrucción analítica del movimiento parte de la hipótesis de que los movimientos de rotación y traslación se iniciaron de manera instantánea cuando se alcanzaron las velocidades iniciales de traslación y de rotación, velocidades que se han anulado en el mismo instante T (criterio de isocronismo). Además, todas las variables se pueden representar en funciones continuas y derivables en el intervalo de T con los valores de los ángulos α y ρ en la posición final, y de la longitud S en la trayectoria s del centro de masa.

Se opta por una variación uniformemente desacelerada de la rotación, definida anteriormente como función lineal, así como la variación de la trayectoria con la expresión:

$$\rho(t) = \rho_f \cdot \frac{t}{T}$$

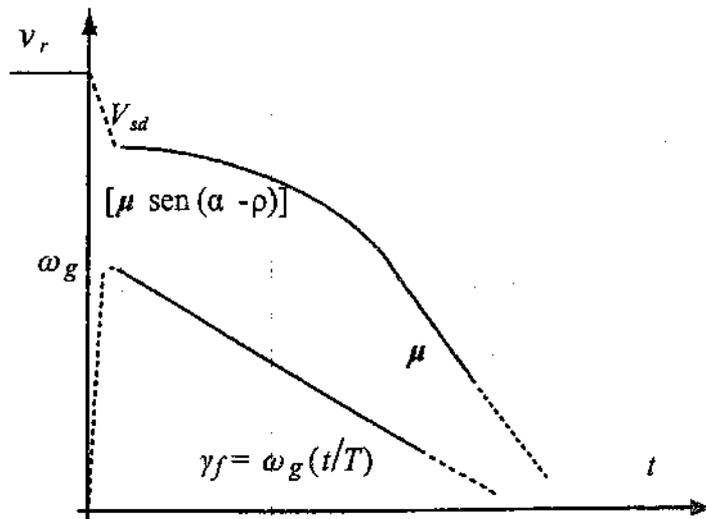


Fig. 3.XXX - Hipótesis de las funciones velocidad-tiempo

Graficando las hipótesis se podrá deducir la función lineal de la velocidad angular como:

$$\omega_g = \omega_g - \frac{\omega_g \cdot t}{T} = \omega_g \cdot \left(1 - \frac{t}{T}\right)$$

el ángulo barrido en el tiempo T será:

$$\alpha_f = \frac{\omega_g \cdot T}{2}; \quad \text{de donde} \quad \omega_g = 2 \cdot \frac{\alpha_f}{T}$$

y el ángulo como función del tiempo será:

$$\alpha_{(t)} = \alpha_f \cdot \left(\frac{t}{T}\right)^2$$

De esta manera, despreciando el desplazamiento y el ángulo recorridos en el período transitorio, el ángulo de rotación resulta una función cuadrática de la relación (t/T) , en tanto la tangente de la trayectoria es una función lineal de ese factor. En consecuencia el ángulo variable que define la desaceleración resulta:

$$(\alpha - \rho) = \alpha_f \cdot \left(\frac{t}{T}\right)^2 - \rho_f \left(\frac{t}{T}\right)$$

Aún sin conocer el valor real del tiempo que dura el movimiento descontrolado (T), es posible conocer el valor del coeficiente de desaceleración en un *tiempo normalizado* (t/T), que inevitablemente varía entre 0 y 1. Dividiendo (*truncando*) el intervalo en i partes de igual duración, se podrá analizar cada tramo como un elemento simple del movimiento.

En el intervalo $t_i \rightarrow t_{i+1}$, si el tiempo es suficientemente pequeño, puede admitirse como buena aproximación una trayectoria rectilínea en la dirección ρ_i con el móvil deslizándose en un ángulo medio del intervalo $\alpha_i \rightarrow \alpha_{i+1}$, y por lo tanto puede determinarse un valor medio de desaceleración con la ecuación:

$$\mu_i = \mu_l \cdot \text{sen}(\alpha_i - \rho_i) + \mu_r \cdot \text{cos}(\alpha_i - \rho_i)$$

donde μ_l es el valor de desaceleración correspondiente al deslizamiento lateral, y μ_r el que corresponde al resbalamiento, teniendo el cuidado de limitar el valor de μ_i al máximo valor de la elipse de fricción para el ángulo $(\alpha_i - \rho_i)$.

El desplazamiento en el intervalo $t_i \rightarrow t_{i+1}$ puede asimilarse a un movimiento uniformemente desacelerado con $\mu_i \cdot g = \text{cte}$. Visto en el sentido cronológico inverso, desde $t_{i+1} \rightarrow t_i$ se puede plantear:

$$v_i = v_{i+1} + \mu_i \cdot g \cdot (t_{i+1} - t_i) = v_i + \mu_i \cdot g \cdot \Delta t_i \quad d_i = v_{i+1} \cdot \Delta t_i + \frac{1}{2} \cdot \mu_i \cdot g \cdot \Delta t_i^2$$

El cálculo se inicia en el punto de reposo, el final de la trayectoria S ($i = n$). En este punto son conocidos: $v_i = 0$; $\alpha_i = \alpha_f$; y $\rho_i = \rho_f$. Lo que se ignora es el tiempo total T , insumido en recorrer la distancia S . Para ello se puede suponer un hipotético tiempo $T' = 1$ segundo, insumido para recorrer una longitud de referencia $S' = \sum d_i$, y postular la existencia de la relación aproximada:

$$\frac{S}{S'} = \left(\frac{T}{1s} \right)^2 \quad \text{de donde se deduce} \quad T = \sqrt{\frac{S}{S'}}$$

La figura 3.XXXI muestra la curva de referencia S' en línea punteada, derivada de la reconstrucción para un tiempo $T' = 1$ segundo, y dos de las infinitas curvas que cumplen la condición de tener una longitud igual a la relevada, y es igual a la tangente (ángulo final) relevada. Las dos curvas difieren en las coordenadas finales $[X; Y]$. Ajustando estos parámetros a los realmente determinados en el relevamiento, se ajusta el cálculo con un razonable grado de racionalidad.

El análisis necesario para realizar el ajuste debe considerar que las distancias

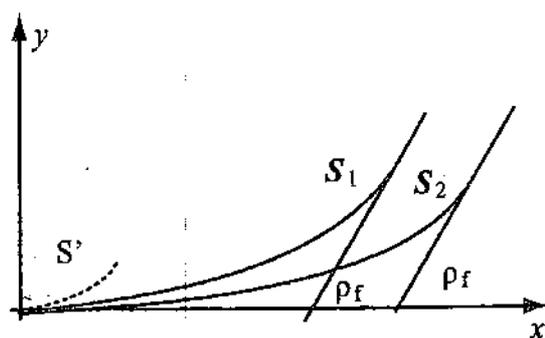


Fig. 3.XXXI - Corrección con las curvas de trayectoria

recorridas, son función de los valores de μ_i , y en la primera etapa, donde el ángulo $(\alpha_i - \rho_i)$ es pequeño, resulta preponderante el componente de rodadura μ , de la desaceleración. Un valor excesivo de X, indicará que este último ha sido subestimado. A su vez un valor de Y menor al relevado, indicará un exceso en la ponderación del coeficiente de fricción lateral μ_l , ya que el desplazamiento lateral se incrementa en la parte final del movimiento, donde son elevados los valores del ángulo de la trayectoria ρ_i , y componentes de desplazamiento lateral, preponderantes. Cuando se adquiere cierta práctica en el procedimiento de corrección, se aprecia fácilmente que para ajustar la curva S_2 a la curva S_1 es necesario disminuir el valor de μ , y aumentar el de μ_l .

El cálculo es interactivo, como lo son todos los modelos indeterminados, donde el número de ecuaciones es inferior al de incógnitas. Para ello se puede recurrir a una planilla de cálculo comercial, armar la secuencia de cálculo parametrizada en los coeficientes de desaceleración lineal y lateral. Una vez armada la planilla de este modo, se pueden ir ajustando los parámetros, y resolver el problema en unos pocos minutos.

Con este procedimiento es posible determinar la velocidad inicial de traslación. Como ya se ha analizado, para estimar la velocidad de desplazamiento del automóvil al inicio de derrape es necesario agregar la cantidad de movimiento o energía cinética transformada en movimiento de rotación. Aplicando las ecuaciones ya deducidas, se llega a la expresión final.

$$v_r = \sqrt{v_{sd}^2 + \left(\frac{2 \cdot \alpha_f \cdot i}{T} \right)^2}$$

Con este procedimiento se ha realizado la emulación de los dos experimentos mencionados. En el primer ensayo, un automóvil Chevrolet Caprice 1989 recorrió una trayectoria curva de 216,83 pies (66,09 metros) con un giro total $(\alpha_f) = 194^\circ$, y

una desviación máxima de la trayectoria $\rho_f = 87^\circ$. El coeficiente de fricción medido con acelerómetro después del derrape es 0,73. La velocidad medida al inicio de la maniobra fue 52 mph (83,2 km/h - 23,1 m/s).

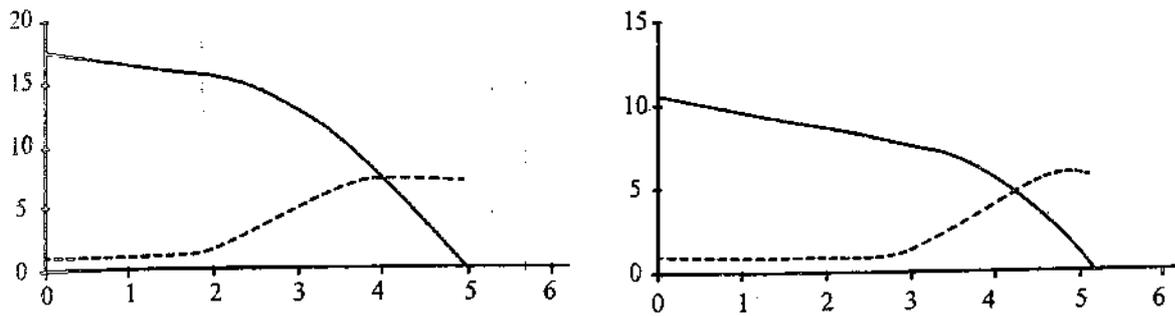
En el segundo ensayo, un automóvil Ford Mustang 1988 recorrió una trayectoria de 139,85 pies (42,63 metros), con un giro total $\alpha_f = 137^\circ$, y una desviación máxima de la trayectoria $\rho_f = 89^\circ$. El coeficiente de fricción medido después del derrape es 0,69. La velocidad medida al inicio de la maniobra fue 42 mph (67,2 km/h - 18,2 m/s).

La reconstrucción realizada con el modelo mencionado, con ajuste limitado al coeficiente de desaceleración de rodadura, arroja los resultados siguientes (comparación entre valores medidos y calculados); las curvas muestran la variación de velocidad de traslación y del factor de desaceleración, ambas en función del tiempo, derivadas de este modelo en ambos casos.

	ENSAYO N° 1					ENSAYO N° 2			
	Valores		Δ	error		Valores		Δ	error
	Medido	Calc.				Medido	Calc.		
X [m]	49,69	49,90	0,21	0,4%	X [m]	28,73	29,70	0,97	3,4%
Y [m]	32,06	28,17	3,89	12,1%	Y [m]	24,02	23,05	0,97	4,0%
Vo [m/s]	23,1	23,2	0,08	0,3%	Vo [m/s]	18,7	17,2	1,50	8,0%
S [m]	59,14	57,31	1,83	3,1%	S [m]	37,45	37,60	0,15	0,4%
α - ρ [°]	32,8	29,4	3,39	10,3%	α - ρ [°]	39,9	37,8	2,08	5,2%
T [s]	5,1	5,02	0,10	1,9%	T [s]	4,3	5,15	0,84	19,5%

La observación de los resultados obtenidos, comparados a los medidos o calculados directamente de valores de ensayo, permiten ver que se puede obtener una aproximación más que razonable, empleando los criterios desarrollados. Y aún así la exactitud es imposible, y ello puede ser atribuido a la existencia de fenómenos secundarios, como el cambio de rigidez en los neumáticos de acuerdo a la orientación, la influencia del trabajo mecánico de las suspensiones, la inercia de elementos móviles dentro de los rodados que modifican su inercia, etc., fenómenos descartados o simplificados en las hipótesis.

El gráfico de la figura 3.XXXII es una representación de las funciones deducidas del segundo ensayo, con base en el tiempo. En él se representa la variación de velocidad de desplazamiento del centro de masa, la velocidad angular baricéntrica, la energía



cinética específica que resulta de ambas, y en línea punteada, una posible variación de velocidad para una hipotética masa puntual.

Como puede observarse la hipótesis de variación de velocidad angular se aproxima más a las alternativas de velocidad constante o variación senoidal -no consideradas en la reconstrucción analítica precedente-, con velocidad angular inicial nula. Es evidente que el problema tiene mayor complejidad que la que se ha formulado. El análisis precedente revela algunas claves relacionadas a la comprensión del movimiento curvo y el caso particular del derrape. La más importante es la diferente magnitud de la aceleración en las distintas fases del movimiento de derrape. Observando las curvas velocidad-tiempo modeladas, se verá que hay una primera fase de baja desaceleración con baja rotación, más prolongada en el segundo caso. A su vez se aprecia una fase final de desaceleración constante, asimilable a un deslizamiento puro, más breve en el segundo caso respecto del primero.

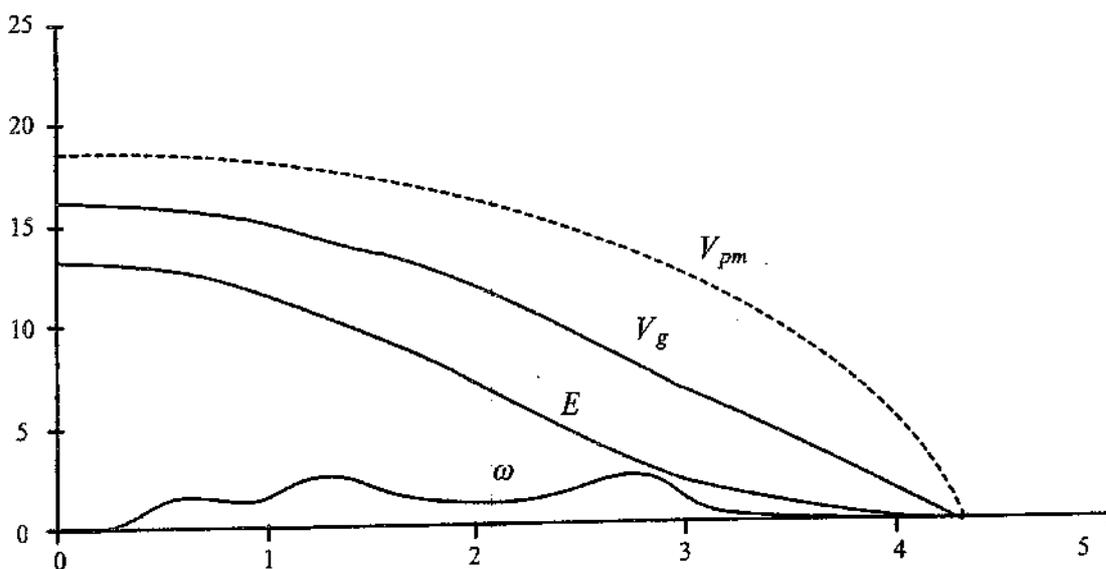
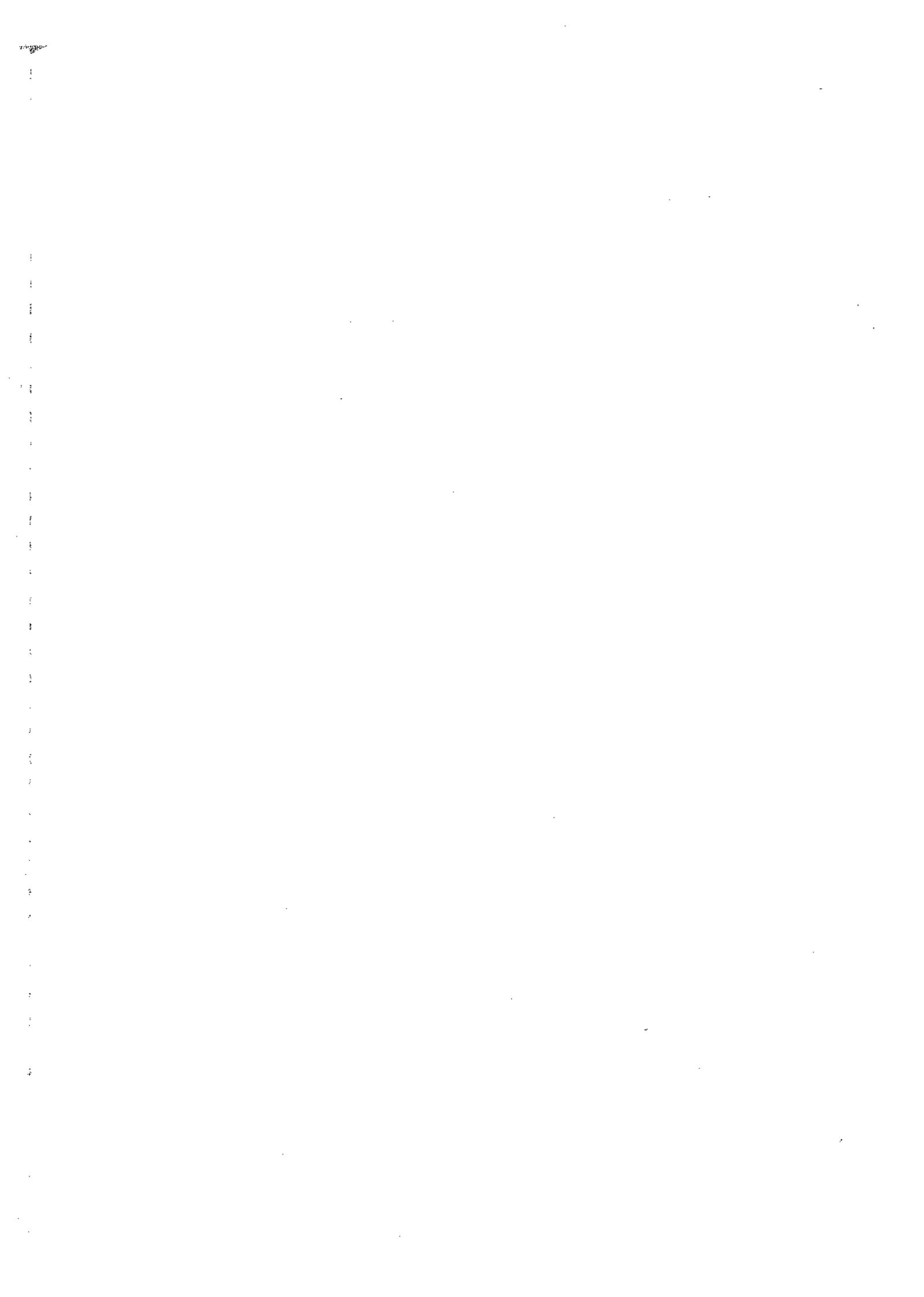


Fig. 3.XXXII - Representación del Ensayo N° 2 (Shelton)

Esta consideración permite deducir que la mayor velocidad inicial (un 25 % mayor en el primer ensayo que en el segundo) incide en un proceso más violento de descontrol, y se refleja en mayor rotación y desvío de la trayectoria. También permite entender que los procesos de descontrol más severo, son más accesibles de modelar con estas hipótesis, y presentan menor error en los resultados.



SECCIÓN 4 **CINEMÁTICA DE LA COLISIÓN**

La colisión colineal

La colisión oblicua

La colisión excéntrica

Estimación del error sistemático

4.01 EL FENÓMENO FÍSICO DE LA COLISIÓN

La colisión es un proceso dinámico de duración discreta, algunas pocas décimas de segundo, lo que equivale a decir *no instantáneo*. Durante ese lapso ocurren fenómenos físicos; los más importantes son de naturaleza mecánica y se relacionan con el cambio de velocidad (aceleración) de los cuerpos, la consecuente variación (pérdida y ganancia) de la energía cinética de cada uno de ellos, y la deformación elasto-plástica de los mismos cuerpos en colisión.

El tiempo de duración de la colisión está determinado por la acción recíproca de los cuerpos en contacto, acción que se representa a través de fuerzas aplicadas por cada uno de los cuerpos sobre el otro, y aceleraciones inducidas por esas fuerzas en cada uno de ellos. Este sistema de fuerzas, iguales y de sentido contrario, conforma un sistema nulo mientras dura la colisión. El principio de la colisión está entonces determinado por la aparición de este sistema de *fuerzas interiores*, y su conclusión, por la extinción de las mismas y de sus efectos.

Otras fuerzas pueden actuar sobre los cuerpos durante la colisión, antes, durante y una vez concluido el contacto entre los cuerpos. Esas fuerzas estarán determinadas por el entorno en el que se mueven los cuerpos; son *fuerzas exteriores*, y su existencia puede estar relacionada a fenómenos propios derivados de la colisión.

La colisión puede analizarse como una *función de estado* para cada uno de los diferentes parámetros; de hecho, en la gran mayoría de la literatura especializada en análisis y reconstrucción de siniestros del tránsito, la velocidad, la cantidad de movimiento, la energía cinética, pueden medirse al inicio del contacto (suele aplicarse el subíndice *i* de *inicial* o escribir los símbolos respectivos en forma simple, v para velocidad, por ejemplo), y volver hacerlo al finalizar el contacto (utilizando el subíndice *f* de *final* o agregando un tilde al símbolo, v' por ejemplo).

La consideración de la colisión como una función de estado simplifica el análisis por omisión del análisis del proceso dinámico, la sucesión de fenómenos y variaciones que se desarrollan *durante* la colisión. Y esta simplificación no es gratuita. Oculta al analista una serie de fenómenos y procesos que determinan los valores iniciales y finales de los parámetros en cuestión. Así por ejemplo la forma y magnitud en que varía la aceleración en cada uno de los cuerpos y otras manifestaciones de la acción fuerzas recíprocas, incluso la misma duración del proceso, quedan vedados en el análisis de la colisión como función de estado. La omisión de la *dinámica de impacto* pone un límite rígido e incómodo al analista, para determinar algunas de las características cinemáticas de los vehículos intervinientes al final de la colisión. Un ejemplo de ello es la dirección del vector velocidad del centro de masa de cada uno de los cuerpos, en el instante en que finaliza el contacto.

En la colisión se disipa energía cinética y se producen deformaciones y roturas, como consecuencia del desarrollo de trabajo mecánico. En consecuencia la deformación es un indicador de la pérdida de energía cinética, y puede ser evaluado dentro del criterio de función de estado, y más claramente, en una enfoque de la *dinámica de la colisión*.

Este texto analiza los límites de aplicación de los principios conservativos de la mecánica clásica o newtoniana al estudio de siniestros, en los que los fenómenos están relacionados con colisiones de cuerpos sólidos deformables elasto-plásticamente, en el campo gravitatorio, y para diversas condiciones. En primer lugar se analiza la mecánica de la colisión de cuerpos que se mueven, antes y después del impacto, en un único eje; es la denominada *colisión colineal*. En este espacio simplificado es posible analizar conceptualmente los problemas derivados de los principios de conservación de cantidad de movimiento y de energía, enfocados desde los movimientos pre y post impacto y su relación. En este enfoque, el concepto de energía disipada (o absorbida) en trabajo de deformación, se aplica como una entidad, abstrayendo la magnificación, lo que se reserva para su tratamiento en detalle en los capítulos siguientes.

Con el desarrollo de los conceptos nodales de la colisión, se abordan otras configuraciones de choques de vehículos, en direcciones oblicua y excéntrica. En todos estos casos, el enfoque está limitado al análisis de la *cinemática de la colisión* en un plano de coordenadas x,y , incluyendo el balance de energía disipada, como una función de estado. El abordaje de fondo de la *dinámica de la colisión* es objeto de la segunda parte de esta sección.

4.02 SISTEMAS DE DOS CUERPOS

Como se ha visto, un cuerpo sólido rígido es un sistema de partículas unidas entre sí. Sus propiedades (volumen, densidad, masa e inercia, como índice de la distribución de masa), pueden considerarse de manera tal de representar el cuerpo con un punto, el centro de masa, en el que se concentra *idealmente* toda la masa del cuerpo (o sistema).

En un cuerpo todas las partículas están animadas de un movimiento; la vinculación entre ellas y su posición respecto de una terna de referencia, determina la velocidad de cada una de las partículas que lo componen. Así, si el movimiento es lineal acelerado, todas las partículas están animadas en todo momento de igual velocidad e igual aceleración. Y si el movimiento es de rotación, con velocidad angular uniforme, la magnitud y dirección de la velocidad en un momento dado estará determinado por la posición de cada partícula respecto al centro de rotación: el vector radio en un sistema de representación polar. Las posibilidades de movimiento en el plano son variadas, combinando estos dos movimientos elementales.

En un sentido general, un cuerpo animado de un movimiento de rotación que instantáneamente tiene una velocidad angular ω con centro en el punto C, el cual a su vez se desplaza en una trayectoria tal que en un determinado instante posee una velocidad representada por el vector velocidad \bar{v} , el momento de la cantidad de movimiento respecto de un punto fijo O ubicado a una distancia r del vector \bar{v} , estará representada por la expresión:

$$M = (m v r) + I \omega$$

donde es I el momento de inercia respecto del punto C, que como se recordará, por aplicación del teorema de Steiner, se escribe como:

$$I = m \cdot (i_z^2 + d^2)$$

siendo d la distancia del centro de masa al punto C.

4.03 SISTEMA DE CUERPOS MÚLTIPLES

Análogamente puede considerarse un sistema de múltiples cuerpos, representados por partículas de masa concentrada en el centro de masa de cada uno de ellos. En un momento determinado cada cuerpo ocupa un lugar en el espacio, y puede imaginarse un *centro de masa del sistema de cuerpos*, -que identificamos con G_s -, cuyas coordenadas respecto de una terna fija estarán determinadas por las siguientes ecuaciones.

$$X_{G_s} = \frac{m_1 \cdot x_1 + \dots + m_n \cdot x_n}{m_1 + \dots + m_n}$$

$$Y_{G_s} = \frac{m_1 \cdot y_1 + \dots + m_n \cdot y_n}{m_1 + \dots + m_n}$$

$$Z_{G_s} = \frac{m_1 \cdot z_1 + \dots + m_n \cdot z_n}{m_1 + \dots + m_n}$$

Pero a diferencia del cuerpo rígido, estas partículas no están vinculadas entre sí, y su movimiento no guarda ninguna relación recíproca, a menos que tomen contacto entre ellos. Es decir que cada cuerpo posee su propia cantidad de movimiento.

$$\vec{M}_1 = m_1 \cdot v_1 \cdot r_1 + I_{C_1} \cdot \omega_1$$

$$\vec{M}_2 = m_2 \cdot v_2 \cdot r_2 + I_{C_2} \cdot \omega_2$$

.....

$$\vec{M}_n = m_n \cdot v_n \cdot r_n + I_{C_n} \cdot \omega_n$$

En la medida que cada uno de los cuerpos-partícula se está moviendo, con su propia trayectoria, velocidad y aceleración, la posición del centro de masa del sistema varía en cada instante. *Es decir que el centro de masa del sistema está animado de movimiento, y por lo tanto existe una trayectoria, una velocidad y una aceleración del centro de masa.* Y por definición del centro de masa, puede suponerse en todo momento la masa del sistema (suma de las masas de los cuerpos que lo integran), está concentrada en el centro de masa.

$$m_s = m_1 + \dots + m_n$$

Y existe una cantidad de movimiento del sistema, que resulta la suma vectorial de los vectores cantidad de movimiento correspondientes a cada uno de los cuerpos:

$$M_s = M_1 + \dots + M_n$$

A este sistema le son aplicables los principios generales de la mecánica newtoniana, vistos para un cuerpo sólido rígido. Así, en ausencia de *fuerzas exteriores*, será nulo el *impulso* de las fuerzas exteriores, y puede plantearse la *conservación de la cantidad de movimiento del sistema*. Es decir que:

$$M_s = M_1 + \dots + M_n = \text{cte}$$

La cantidad de movimiento del centro de masa será el producto de la masa del sistema (supuesta como concentrada en un punto) y la velocidad del centro de masa v_{cs} podrá ser calculada en cada momento por la relación:

$$M_s = m_s \cdot v_{cs} \cdot d_{cs}$$

donde d_{cs} es la distancia del vector v_{cs} al centro de momentos considerado. Si existe masa y velocidad, existe un valor definido de *energía cinética del centro de masa*, cuyo valor será:

$$E_{cs} = \frac{1}{2} \cdot m_s \cdot v_{cs}^2$$

Esta energía cinética será función de la velocidad del centro de masa. No debe confundirse *energía del centro de masa* (del sistema) con la *energía del sistema*, considerada esta última como la suma de la energía cinética de cada cuerpo, para un momento dado, que en términos generales se expresa como:

$$E = \frac{1}{2} \cdot m \cdot \left[v^2 + (i_z^2 + d^2) \cdot \omega^2 \right]$$

Dado que la energía es un escalar, de valor positivo en todos los casos, y la cantidad de movimiento y la velocidad son magnitudes vectoriales, cuya suma no es la suma de sus módulos, deberá cumplirse siempre:

$$E_{CS} < E$$

Por otra parte, si el impulso del centro de masa es constante, por ausencia de fuerzas exteriores, y la masa del sistema no varía, será también constante la velocidad del centro de masa y consecuentemente, *en un sistema aislado la energía del centro de masa será constante.*

Una consecuencia de esta constancia de la energía cinética del centro de masa, es que en ausencia de fuerzas exteriores, el sistema podrá perder energía cinética (a expensas de realizar trabajo mecánico) hasta el límite de alcanzar el valor de la energía del centro de masa. En otras palabras, *en un sistema aislado de varios cuerpos en movimiento, la energía cinética del centro de masa es la mínima energía a la que puede reducirse la energía del sistema.* Este corolario es de gran importancia en el estudio de la colisión, fenómeno dominante en todo siniestro vial.

4.04 LA COLISIÓN COMO SISTEMA

Una colisión es siempre la alteración del movimiento de *un sistema de dos* (o más) *cuerpos.* Como ya se ha dicho, colisión es el proceso en el cual dos cuerpos en movimiento interactúan entre sí, aplicándose recíprocamente fuerzas iguales y de sentido contrario (principio de acción y reacción).

De manera tal que durante la colisión, el cuerpo 1 aplica una fuerza F sobre el cuerpo 2, y este ejerce sobre el primero una fuerza $-F$. El sistema de fuerzas F y $-F$ es un sistema *nulo.* Tomado cada uno de los cuerpos como un sistema por separado, F altera el movimiento del cuerpo 2, y análogamente, $-F$ el del cuerpo 1. Pero considerado el sistema compuesto por ambos cuerpos, F y $-F$ son *fuerzas interiores al sistema.* Y las fuerzas interiores no tienen incidencia sobre la cantidad de movimiento del sistema.

De tal manera que existe un *inicio de la colisión,* determinado por el inicio del contacto de dos cuerpos de masas m_1 y m_2 , radios de giro i_1 y i_2 , animados de velocidades de traslación v_1 y v_2 , y de movimientos de rotación ω_1 y ω_2 , de manera tal que en forma sintética, y con respecto a un centro de referencia, la cantidad de movimiento general del sistema será $M_S = M_1 + M_2$.

Durante un *período de tiempo T ,* en el cual los cuerpos se mantienen en contacto, ejercen recíprocamente fuerzas interiores F_i y $-F_i$. Estas fuerzas son variables durante el lapso T , con una fase inicial de magnitud creciente hasta alcanzar un máximo o pico de fuerzas, y una fase final donde el módulo de fuerzas va decrecien-

do. En todo instante se cumple la condición de acción y reacción, que determina la nulidad de la resultante.

Durante el mismo período de tiempo T , el medio ejerce sobre el sistema un conjunto de fuerzas exteriores cuya resultante es F_e , que respecto del centro de referencia adoptado determinan un momento M_e , que multiplicado por T , dará como resultado el impulso angular I .

Al finalizar la colisión, cuando cesa la interacción de fuerzas entre los cuerpos, estos estarán animados de velocidades de traslación v'_1 y v'_2 , y de rotación ω'_1 y ω'_2 , de manera que respecto a un centro de referencia, el momento del sistema será:

$$M'_s = M'_1 + M'_2 = M_s - I$$

$$M_1 + M_2 = M'_1 + M'_2 + I$$

Si los cuerpos son de naturaleza *elasto-plástica*, durante la aplicación de las fuerzas interiores se producirán deformaciones. Siendo las fuerzas de igual magnitud, la deformación progresará en cada uno de los automóviles, en función inversa de la rigidez: a mayor rigidez menor deformación, en tanto las fuerzas sean crecientes, lo que ocurre en la primera parte del período de colisión. Y cuando en la fase final del contacto las fuerzas sean decrecientes, una porción de esa deformación se recuperará, resultado una deformación residual D_1 y D_2 .

Las fuerzas desplazándose producen trabajo mecánico. En la fase creciente produciendo trabajo positivo, a expensas de consumir energía cinética, y al disminuir su módulo, restituyendo energía al sistema. Este fenómeno será estudiado en detalle más adelante. Pero lo que interesa es que el balance —en la medida que la deformación residual sea mayor que cero—, dará como resultado en cada uno de los vehículos, un trabajo mecánico de deformación L_1 y L_2 .

A su vez las fuerzas exteriores producirán trabajo mecánico, proporcional a su módulo y al desplazamiento del centro de masa durante el tiempo T . Independientemente del cálculo de este valor, el trabajo L_e de las fuerzas exteriores será positivo.

La aplicación del principio general de conservación de la energía, establece que la totalidad del trabajo producido en el sistema durante la colisión lo será a expensas de consumir energía cinética. Es decir que la energía cinética del sistema disminuirá desde el valor E correspondiente al inicio de la colisión, a un valor E' , lo que se expresa como:

$$E = E' + L_1 + L_2 + L_e$$

4.05 COLISIONES IDEALES Y REALES

Las ecuaciones derivadas de las expresiones anteriores contienen demasiados términos desconocidos (*incógnitas*), respecto de lo que puede inferirse de los rastros de un siniestro vial. Muy rara vez puede conocerse con precisión la velocidad lineal post colisión de los vehículos, tanto en magnitud como en dirección; y con mucha menos frecuencia las velocidades de rotación. A su vez la duración de la colisión (el tiempo T), y el trabajo de deformación puede estimarse muy borrosamente, a partir valores medios, derivados de inferencias estadísticas.

Estas indefiniciones han presionado en el sentido de la *simplificación*. Y aquí merece diferenciarse simplificación de *banalización* de los principios físicos aplicables. En el primer caso nos referimos a análisis de error acotado, a la aplicación de hipótesis comprobables y cualquier otro procedimiento que permita establecer objetivamente el grado de apartamiento entre el fenómeno físico y su modelización matemática. Con banalización incluimos a todos los procedimientos no científicos de asignación a priori de atributos (numéricos, de proporcionalidad o de cualquier otro tipo) que no puedan ser demostrados y justificados, antes o después de realizado el cálculo.

Hecha la salvedad, consideremos la *simplificación física* de la colisión. Descansa en la suposición de sistemas aislados y conservativos, es decir, en la inexistencia de fuerzas exteriores al sistema. De tal manera, resulta nulo el momento y el impulso angular, con lo que la conservación del impulso puede expresarse reducida a:

$$M_1 + M_2 = M'_1 + M'_2$$

y la conservación de la energía como:

$$E = E' + L_1 + L_2$$

Estas expresiones son compatibles con colisiones reales de media y alta severidad de impacto. En estos casos la relación entre fuerzas interiores al sistema y fuerzas exteriores hace despreciables a estas últimas. En efecto, las fuerzas exteriores son en general debidas a la fricción de neumáticos y metales con el pavimento, y de metales entre sí. Estas fuerzas son proporcionales a fracciones de la aceleración de la gravedad (inferiores a $1g$). En tanto las fuerzas desarrolladas durante la colisión por la acción recíproca de los cuerpos, alcanza picos de entre 10 y $80g$, con valores medios del orden de 20 a $40g$.

Esta aproximación resulta mayor cuanto menor es la velocidad del centro de masa. Este valor puede tender a valores muy pequeños, incluso anularse en ciertos casos singulares de choques frontales de vehículos de masas similares. En ese caso el desplazamiento del centro de masas es muy pequeño, y el trabajo de las fuerzas exteriores tiene un segundo término de minimización.

Es decir que la idealización física de un sistema de colisión aislado resulta bastante aproximado a las situaciones reales en casos de choques a media y alta velocidad. Y en choques de baja velocidad, el error cometido puede ser estimado con suficiente aproximación como para minimizarlo con algunos análisis complementarios, como los que se enuncian en el final de este texto. Sin embargo, este grado de simplificación resulta insuficiente para comprender el fenómeno de la colisión. Por ello en la modelización simple de la colisión, y en los ensayos de choques contra barrera, o de dos vehículos entre sí, se recurre a la simplificación de la *colisión colineal*.

4.1 LA COLISIÓN COLINEAL

4.1.1 ANÁLISIS DE INGENIERÍA DEL IMPACTO

En un análisis de ingeniería forense prima como objetivo obtener un resultado aproximado -un orden de magnitud que permita establecer el ámbito físico de producción del hecho investigado-, con la precisión suficiente como para extraer conclusiones concretas y adoptar decisiones de peso. Estas decisiones pueden ser de orden privado (acceder a un reclamo en una compañía de seguro) o de orden público, como una imputación penal o una sentencia judicial, modificar la normativa vigente, etc.

A diferencia de la Física, cuyo objeto es explicar *a grandes rasgos, las tentativas de la mente humana para encontrar una conexión entre el mundo de las ideas y el mundo de los fenómenos*, mediante relaciones y leyes expresadas de la forma más generalizada posible, la Ingeniería persigue la resolución de determinados problemas concretos con un aceptable grado de error, por encima del objetivo de alcanzar un estado de *verdad absoluta*.

Esta diferenciación adquiere significación en la investigación de siniestros en general, y de siniestros viales en particular, regidos por fenómenos físicos. Por un lado la Ingeniería se aproxima a la Física en cuanto debe desarrollar procedimientos de investigación regidos por los preceptos del método científico. A su vez la Física debe ajustarse a ciertos criterios de aproximación propios del análisis ingenieril, a expensas de la alcanzar una certeza absoluta con el mejor grado de precisión posible en los resultados.

Se ha visto cómo una simplificación de ingeniería, permite plantear la colisión como un sistema ideal aislado y por ende conservativo, que supone la inexistencia de fuerzas exteriores al sistema. Este es un postulado básico de la Mecánica de Newton. Como se ha visto, esta suposición coincide con un hecho que lo vuelve

una situación de buena aproximación de ingeniería; la insignificancia de las fuerzas exteriores respecto de las interiores en la colisión en choques de gran severidad, y la escasa magnitud de la velocidad del centro de masa en los choques de baja velocidad.

Sin embargo esta simplificación resulta insuficiente para abordar el análisis de una colisión. Si bien puede establecerse la conservación de la cantidad de movimiento y de la energía, la solución de los problemas concretos no está al alcance del investigador aún.

La ecuación general de conservación de momento cinético de manera desarrollada, de acuerdo a las premisas ya establecidas:

$$M_1 + M_2 = M'_1 + M'_2 = M_s$$

donde cada término quedará expresado como:

$$M_1 = m_1 \cdot [v_1 \cdot r_1 + (i_1^2 + d_1^2) \cdot \omega_1]$$

$$M_2 = m_2 \cdot [v_2 \cdot r_2 + (i_2^2 + d_2^2) \cdot \omega_2]$$

$$M'_1 = m_1 \cdot [v'_1 \cdot r_1 + (i_1^2 + d_1^2) \cdot \omega'_1]$$

$$M'_2 = m_2 \cdot [v'_2 \cdot r_2 + (i_2^2 + d_2^2) \cdot \omega'_2]$$

y reemplazando, resultará la expresión:

$$\begin{aligned} & m_1 \cdot [v_1 \cdot r_1 + (i_1^2 + d_1^2) \cdot \omega_1] + m_2 \cdot [v_2 \cdot r_2 + (i_2^2 + d_2^2) \cdot \omega_2] = \\ & = m_1 \cdot [v'_1 \cdot r_1 + (i_1^2 + d_1^2) \cdot \omega'_1] + m_2 \cdot [v'_2 \cdot r_2 + (i_2^2 + d_2^2) \cdot \omega'_2] \end{aligned}$$

Si se conocen las velocidades de post impacto de traslación y de rotación, y con la certeza de que previo al impacto la rotación de ambos cuerpos es nula $[\omega_1 = \omega_2 = 0]$, se tiene una ecuación con dos incógnitas (los vectores velocidad pre impacto v_1 y v_2), que no tiene una solución definida.

Repitamos el proceso hasta desarrollar la ecuación de conservación de la energía, con la suposición de nulidad de las velocidades de rotación de pre impacto:

$$E_1 = \frac{1}{2} \cdot m_1 \cdot v_1^2 \qquad E_2 = \frac{1}{2} \cdot m_2 \cdot v_2^2$$

$$E'_1 = \frac{1}{2} \cdot m_1 \cdot [v_1'^2 + (i_1^2 + d_1^2) \cdot \omega_1'^2] \quad E'_2 = \frac{1}{2} \cdot m_2 \cdot [v_2'^2 + (i_2^2 + d_2^2) \cdot \omega_2'^2]$$

y considerando el trabajo de deformación desarrollado en ambos cuerpos durante la colisión, se obtendrá la relación:

$$m_1 \cdot v_1^2 + m_2 \cdot v_2^2 = m_1 \cdot [v_1'^2 + (i_1^2 + d_1^2) \cdot \omega_1'^2] + m_2 \cdot [v_2'^2 + (i_2^2 + d_2^2) \cdot \omega_2'^2] + 2 \cdot L_d$$

otra ecuación con las mismas dos incógnitas v_1 y v_2 , expresadas en forma cuadrática.

Una simplificación adicional ofrece la consideración del caso especial de la *colisión colineal*.

4.12 LA COLISIÓN COLINEAL

Un caso en el que el análisis físico del impacto resulta sencillo de visualizar es la *colisión colineal*. Este se define como aquél caso en que los vectores velocidad pre impacto se encuentran alineados sobre la recta que une los centros de masa de cada uno de los cuerpos. En consecuencia el centro de masa del sistema y su vector velocidad se encuentran sobre la misma recta, al igual que los vectores velocidad post-impacto. Como consecuencia de la inexistencia de rotación previa, resulta nula la rotación post impacto de ambos vehículos; $[\omega'_1 = \omega'_2 = 0]$.

Por otra parte al estar alineados los vectores velocidad la suma de vectores es igual a la suma de sus módulos. A su vez, las distancias a un punto de referencia cualquiera, el centro de momentos, es igual en todos los casos de pre y post impacto, lo que simplifica las ecuaciones desarrolladas anteriormente, que adquieren respectivamente la forma:

$$m_1 \cdot v_1 + m_2 \cdot v_2 = m_1 \cdot v'_1 + m_2 \cdot v'_2$$

$$m_1 \cdot v_1^2 + m_2 \cdot v_2^2 = m_1 \cdot v_1'^2 + m_2 \cdot v_2'^2 + 2 \cdot L_d$$

Donde la velocidad está expresada como una magnitud escalar, el módulo del vector, usando el signo + ó - para expresar el sentido. Llamamos velocidad a secas, *velocidad relativa* o *velocidad de impacto*, sin subíndice, a la diferencia de velocidad entre los móviles 1 y 2.

$$v = v_1 - v_2$$

Este concepto es propio del choque colineal; la velocidad absoluta de cada uno de los móviles resulta insignificante frente a la diferencia de velocidad a que entran en contacto los vehículos. Así si un automotor que circula a 120 km/h, alcanzara a otro que circula en la misma dirección y sentido a 100 km/h, será un choque a $v = 20$ km/h. Y los fenómenos físicos serán similares al caso de que el segundo automóvil estuviera detenido, y el primero lo impactara a una velocidad de 20 km/h. Las diferencias se manifiestan en los movimientos posteriores a la colisión.

Durante la colisión el vehículo 1 pasa de una velocidad v_1 a una velocidad v'_1 menor, y simultáneamente el embestido pasa de v_2 a v'_2 . Las curvas de velocidad en función del tiempo son funciones continuas y derivables y tienen un punto en común; en el tiempo t_c ambos móviles alcanzan la velocidad v_c , derivada de la ecuación de conservación de la cantidad de movimiento:

$$v_c = \frac{m_1 \cdot v_1 + m_2 \cdot v_2}{m_1 + m_2}$$

La colisión colineal se desarrolla en la dirección de un único eje, lo que simplifica todas las consideraciones de modelización matemática de los procesos involucrados. La simpleza del modelo permite comprender fácilmente los fenómenos físicos implícitos en la colisión, especialmente el proceso de transferencia de energía de un móvil a otro, la pérdida de energía total del sistema y su conversión en trabajo mecánico de deformación, asociado con la deformación residual.

4.13 EL TRABAJO MECÁNICO DE DEFORMACIÓN

Como se recordará, se denomina *trabajo mecánico* al producto escalar de los vectores Fuerza y desplazamiento. Es decir que $L_d = \vec{F} \cdot \vec{d}$ es una magnitud escalar cuyas unidades son [fuerza-distancia; N·m = Joule]. Por aplicación del producto escalar resulta:

$$L_d = F \cdot d \cdot \cos \alpha$$

siendo α el ángulo formado por los vectores \vec{F} ; \vec{d} .

En el choque colineal, a consecuencia de la alineación de los vectores velocidad, también estarán alineados los vectores fuerzas y desplazamientos, el ángulo α será

nulo y su coseno igual a 1. En general resultará entonces, $L_d = F \cdot d$.

Si X es el eje a lo largo del cual se desarrollan todos los vectores, y x es la variable de distancia, se puede graficar la función fuerza-desplazamiento $F(x)$, en la que el trabajo será el área debajo de la curva entre los puntos x_i y x_o .

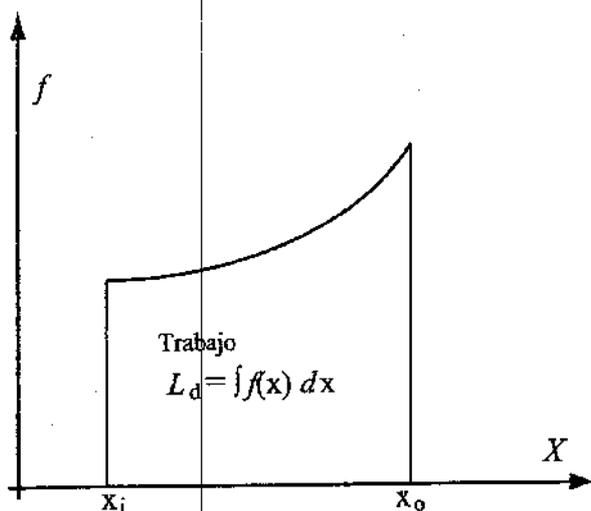


Fig. 4.1 - Función $F(x)$. Trabajo Mecánico

Toda fuerza cuyo punto de aplicación se desplaza como efecto de la aplicación de la fuerza, desarrolla trabajo mecánico; y todo trabajo mecánico se realiza a expensas de consumir algún tipo de energía. En los casos de choques de automóviles, la fuente para producir trabajo mecánico es la energía cinética de los vehículos al momento de tomar contacto. Por aplicación del *principio de conservación de la energía*, en tanto pueden despreciarse la energía disipada como calor, sonido u otras formas, toda la energía cinética perdida en una colisión choque se aplicará al desarrollo de trabajo mecánico.

El trabajo desarrollado, cuando tiene signo positivo, ha sido a expensas de consumir energía cinética. Las unidades de trabajo, Joule, son las mismas de las unidades de energía. En el sistema MKS un newton (N) es $[Kg \ m/s^2]$ y multiplicado por la distancia [m] nos da una unidad $[Kg \ (m/s)^2]$, igual a la de la energía cinética.

¿Cuánto de la energía cinética del sistema se transforma en trabajo mecánico de deformación, y cuánto queda en el sistema? En principio sabemos que la energía post impacto no puede ser mayor que la preexistente; no existe en la colisión una fuente de producción de energía. Por lo tanto un extremo es que la energía cinética post impacto fuese igual a la de pre impacto; sin consumo de la misma. El problema puede resumirse en la expresión:

$$E = E'; \quad m_1 \cdot v_1^2 + m_2 \cdot v_2^2 = m_1 \cdot v_1'^2 + m_2 \cdot v_2'^2$$

y reagrupando los términos de cada vehículo:

$$m_1 \cdot [v_1^2 - v_1'^2] = m_2 \cdot [v_2^2 - v_2'^2]$$

El primer término expresa la pérdida de energía del primer móvil, a expensas del trabajo mecánico desarrollado por la fuerza ejercida en sentido contrario al de la velocidad v_1 . El segundo término de la igualdad expresa la energía ganada, por efecto de un trabajo realizado por una fuerza de igual magnitud y de sentido contrario.

Acabamos de definir el choque *perfectamente elástico* como una simple *transferencia de energía* de un vehículo a otro, en el que *las fuerzas resultan el medio por el que se realiza esa transferencia*.

El otro extremo posible a considerar en el choque, es que la energía del sistema se reduzca al valor de la energía del centro de masa del sistema; recordemos que este es el valor mínimo que puede alcanzar la energía en el sistema durante la colisión. Esta suposición implica que ambos vehículos queden unidos, y continúen juntos el movimiento, a la velocidad v_c . En este caso la expresión de conservación de la energía se puede escribir como:

$$m_1 \cdot v_1^2 + m_2 \cdot v_2^2 = [m_1 + m_2] \cdot v_c^2 + 2 \cdot L_d$$

que reagrupando, queda como:

$$m_1 \cdot [v_1^2 - v_c^2] + m_2 \cdot [v_2^2 - v_c^2] = 2 \cdot L_d$$

Este segundo extremo es la definición del choque permanentemente plástico. Toda la energía puesta en juego en la colisión se ha consumido como trabajo de deformación. Simbólicamente:

$$E - E' = E - E_c = L_d$$

Todo choque de cuerpos reales (por oposición a cuerpos ideales), tienen características que determinan situaciones intermedias entre las definidas anteriormente. Es el caso del choque *elasto-plástico*. En este caso también existe un proceso de transferencia de energía cinética del vehículo 1 al vehículo 2, *más una pérdida de energía cinética del sistema*, empleada para desarrollar el trabajo de deformación L_d .

Qué fracción de la energía cinética se transfiere como tal de un rodado a otro, y que fracción se consume como trabajo de deformación, depende de las características de rigidez de los materiales en los planos de contacto, y de las características cinemáticas y dinámicas específicas en cada choque. El índice representativo de estas fracciones es el *coeficiente de restitución*.

4.14 LA RESTITUCIÓN

En cualquier choque de dos cuerpos sólidos, el grado de *anelasticidad* del impacto está representado por el coeficiente de restitución e . En el caso general de un choque colineal de dos vehículos a velocidades v_1 y v_2 (a velocidad de impacto $v = v_1 - v_2$) que se separan a velocidades v'_1 y v'_2 , (donde $v' = v'_1 - v'_2$ es la *velocidad de post-impacto*), el coeficiente de restitución del choque se expresa mediante la relación:

$$e = \frac{v'_2 - v'_1}{v_1 - v_2} = \frac{v'}{v}$$

El término *anelasticidad* indica el apartamiento de la condición ideal de *choque elástico* ($e = 1$) o de proximidad al caso opuesto, también ideal, de *plasticidad absoluta* ($e = 0$).

El concepto de restitución está asociado a la recuperación elástica, propia de la descarga en todo proceso de tensión-deformación en la mayoría de los materiales (al menos en los que tiene una respuesta elasto-plástica). Este problema será desarrollado en el capítulo 5.5. Sin embargo, el coeficiente de restitución e , tal como se ha definido en la ecuación anterior, es de naturaleza cinemática.

En el concepto de restitución se produce la vinculación entre los fenómenos del *movimiento* (velocidad, aceleración) y los fenómenos de la *deformación* de los materiales (tensión y deformación). El elemento físico de vinculación es la *fuerza*.

4.15 MODELO FÍSICO DE COLISIÓN CONTRA BARRERA

Para facilitar la comprensión de la colisión se han realizado sucesivas simplificaciones. En primer lugar se ha aceptado la irrelevancia de las fuerzas exteriores frente a las fuerzas desarrolladas en el sistema de dos cuerpos en contacto. Luego se redujo el espacio de producción del fenómeno a un eje; la colisión colineal. De tal manera

quedaron eliminados los problemas de la rotación, y con ellos, la necesidad de tomar un centro de momentos y trabajar en un espacio vectorial.

Hay todavía una simplificación posible. Considérese que uno de los cuerpos participantes (el 2 en la nomenclatura adoptada) tiene masa infinita y velocidad nula, de tal manera que la velocidad del centro de masa del sistema resulte siempre nula. Este modelo tiene vigencia cuando un automóvil choca contra cualquier elemento rígido solidario a la Tierra: un paredón, un árbol, una columna, etc. Por esa vinculación solidaria, la masa del objeto es la masa de la Tierra, infinitamente más grande que la del cuerpo móvil más grande que pueda imaginarse.

Más aún; podemos suponer que la rigidez del cuerpo 2 es infinita; es decir que cualquiera sea la fuerza aplicada sobre el mismo, no experimentará deformación alguna. Este modelo es el que se aplica en los ensayos de choque de vehículos contra barreras rígidas. La masa de la barrera es muy grande respecto de la masa del automóvil ensayado (*masa infinita*), la rigidez respecto de la rigidez de la estructura ensayada es también muy grande (*rigidez infinita*), su velocidad previa y posterior al impacto es nula. La cantidad de movimiento del centro de masa del sistema resulta nula, y la expresión del coeficiente de restitución queda reducida a:

$$e = -(v' / v)$$

que resultará una característica propia del automóvil ensayado.

En el instante inicial de la colisión la velocidad es v y al finalizar $v' = -e v$. La variación de velocidad total resulta entonces:

$$\Delta V = v(1 + e)$$

lo que permite entender que a mayor plasticidad, menor será la variación de velocidad en el choque. La energía cinética puesta en juego en la colisión es función de la velocidad v del automóvil al momento del impacto. Así se tendrá:

$$E_i = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2 \quad E_f = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v'^2 = \frac{1}{2} \cdot m \cdot (e \cdot v)^2$$

Como la velocidad del centro de masa es nula, lo será la energía cinética del centro de masa del sistema. Luego toda la relación de energía y trabajo será:

$$E - E' = L_d = \frac{1}{2} \cdot m \cdot (v^2 - e^2 \cdot v^2)$$

$$L_d = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2 (1 - e^2) = E \cdot (1 - e^2) \rightarrow \frac{L_d}{E} = 1 - e^2$$

En este caso, E representa simultáneamente toda la energía cinética del sistema, y la energía puesta en juego en la colisión o energía disponible, como se ha definido. Ello se debe a que en el caso particular del choque de barrera la velocidad del centro de masa del sistema es nula. En un caso más general, operando, se puede demostrar la generalización de la relación entre trabajo de deformación, energía cinética y coeficiente de restitución siguiente:

$$\frac{L_d}{E - E_c} = 1 - e^2$$

Operando matemáticamente, se demuestra que la cantidad de energía cinética transformada en trabajo mecánico de deformación, puede escribirse también como:

$$L_d = \frac{1}{2} \cdot \frac{m_1 \cdot m_2}{m_1 + m_2} (v_1 - v_2)^2 \cdot (1 - e^2)$$

donde por identidad resulta la energía disponible:

$$E_d = E - E_c = \frac{1}{2} \cdot \frac{m_1 \cdot m_2}{m_1 + m_2} (v_1 - v_2)^2$$

4.16 ANÁLISIS DE LA COLISIÓN COLINEAL

En la colisión colineal representada en la figura 4.II, el sistema está compuesto por dos masas puntuales (partículas ideales) localizadas en el centro de masa de uno de los cuerpos en movimiento. Los vectores velocidad pre y post impacto, se alinean sobre la recta que une las partículas, y por lo tanto el centro de masa se desplaza en la misma recta.

Las velocidades v_1 y v_2 , y los vectores cantidad de movimiento compuestos, dan como resultante un vector cuyo módulo es $(m_1 + m_2) \cdot v_c$. Considerando un sistema aislado y conservativo, al finalizar la colisión la velocidad del cuerpo 1 será nula, y la del cuerpo 2, positiva.

Este análisis considera solo los estados: inicial y final de la colisión. El proceso es considerado como una *función de estado* en el instante inicial ($t = 0$) y final ($t = T$). De esta manera es posible visualizar el resultado, pasando por alto lo que sucede durante el proceso, es decir ha quedado fuera del análisis la dinámica de la colisión.

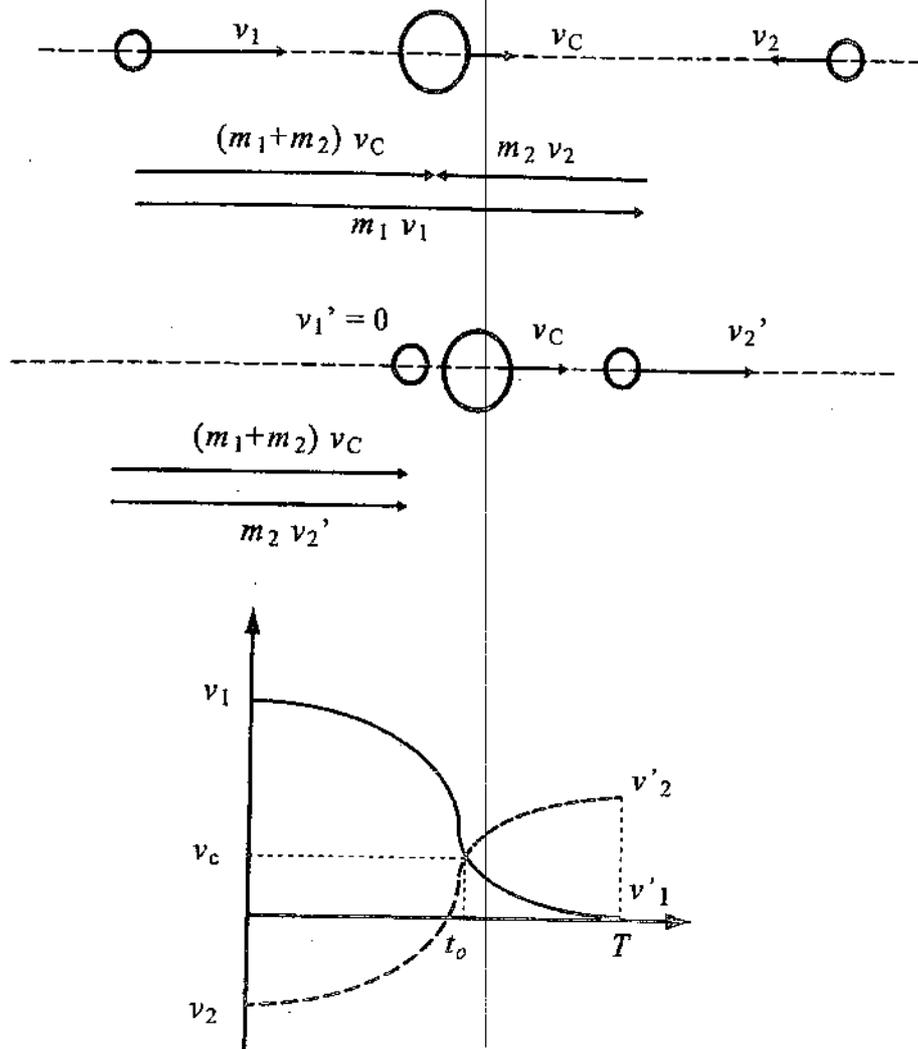


Fig. 4.II - Representación de la colisión colineal

Esta visión de la colisión como función de estado es suficiente para un primer análisis, donde el objetivo perseguido es determinar el orden de las velocidades previas al impacto de dos automóviles. Sin embargo, el análisis de siniestros del tránsito, puede incluir casos donde interesa la *segunda colisión*, como golpes y daños en ocupantes de automotores, ascensores y otros elementos de transporte, problemas de impacto contra personas (atropellos con automotores, lesiones con elementos de máquinas y fallas de estructuras), que en general requieren de un análisis dinámico del fenómeno de la colisión.

Para ello se puede intentar una representación de la función velocidad-tiempo [función $v(t)$], en el intervalo $[0 < t < T]$ donde las velocidades pasan de v_i y v_i' , con un instante intermedio t_c en el que ambos vehículos alcanzan la velocidad v_c del centro de masa.

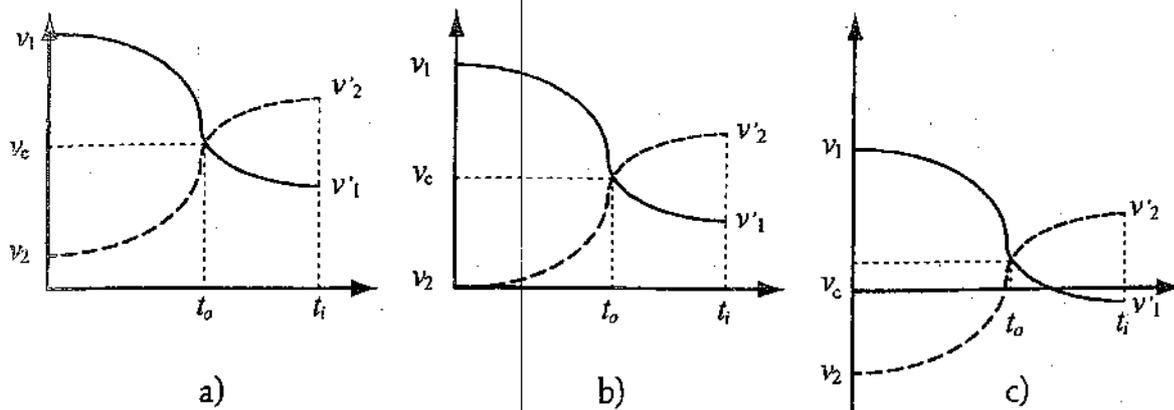


Fig. 4.III - Velocidades v_1 y v_2 al inicio y al final del choque; a) $v_2 > 0$; b) $v_2 = 0$; c) $v_2 < 0$;

Estas funciones del tiempo dependen de los índices de rigidez y de restitución de ambos cuerpos. Se trata de un análisis avanzado de la colisión que se tratará en la sección 5. Sin embargo, conviene rescatar el concepto, y para ello lo mejor es tener una representación gráfica de las velocidades v_1 y v_2 en el intervalo de colisión. Obsérvese que en todos los casos se verifican las siguientes inecuaciones:

$$v_1 > v_c > v_2 \quad \text{y} \quad v'_1 < v_c < v'_2$$

La figura 4.III esquematiza tres casos de colisión colineal con distintos valores de v_2 ; la primera con $v_2 > 0$ es el caso de un choque de dos cuerpos en movimiento en igual sentido. La segunda $v_2 = 0$, representa la colisión con uno de los cuerpos detenido. La última con $v_2 < 0$ es la representación de un choque frontal, con velocidades previas opuestas. En todos los casos sugiere que no hay desaceleración previa al contacto.

En el mundo de los siniestros que realmente ocurren en el tránsito, los automóviles y sus conductores tratan de escapar de las simplificaciones e idealizaciones de los analistas. Se "niegan" a mantener la alineación perfecta cuando chocan, y si durante la aproximación se cumpliera alguna de las reglas de la colisión colineal, los conductores, en su "rebeldía", se desviarían, adoptarían trayectorias curvas, y en el intento de evitar el choque, realizarían complicadas maniobras, de manera tal que si al finalmente chocaran, lo harían con partes de sus vehículos, que nunca coinciden con el ancho total del frente o de la parte trasera, y en direcciones "caprichosas". En estos casos las entidades vectoriales no pueden reducirse a escalares, y la ignorancia o desprecio del momento de inercia puede conducir a errores groseros.

Sin embargo, los criterios de simplificación adoptados para la configuración del

modelo de colisión colineal, pueden ser extendidos para el análisis de choques entre cuerpos (o automóviles) en direcciones *no alineadas*, y aplicar en ellos todas las características de la colisión, deducidas para el caso del choque colineal. Esto implica la validez del concepto de restitución y su relación con la variación de la energía cinética durante (o a consecuencia) de la colisión, con algunas funciones adicionales. El estudio de las colisiones oblicuas y excéntricas serán el objeto de los próximos capítulos.

4.17 SOLUCIÓN GENERAL DE LA COLISIÓN COLINEAL

En la resolución de choques colineales, los cuerpos son considerados partículas de momento de inercia nulo, lo que le quita importancia a la rotación post impacto. A partir del desplazamiento de ambos cuerpos desde el punto de impacto al punto de reposo, identificadas como d_i , realizados bajo desaceleraciones cuyo valor medio sea asimilable a un valor $[\mu_i \cdot g]$, se origina un sistema de cinco ecuaciones, resumidas a continuación:

i) conservación de la cantidad de movimiento:

$$m_1 \cdot v_1 + m_2 \cdot v_2 = m_1 \cdot v'_1 + m_2 \cdot v'_2 = (m_1 + m_2) \cdot v_c$$

ii) conservación de la energía y del trabajo mecánicos intercambiada y desarrollado durante la colisión:

$$m_1 \cdot v_1^2 + m_2 \cdot v_2^2 = m_1 \cdot v_1'^2 + m_2 \cdot v_2'^2 + 2 \cdot L_d$$

en donde L_d es la cantidad de energía cinética convertida en trabajo mecánico de deformación, y que puede escribirse alternativamente como:

$$L_d = \frac{1}{2} \cdot \frac{m_1 \cdot m_2}{m_1 + m_2} (v_1 - v_2)^2 \cdot (1 - e^2)$$

iii) la relación o *coeficiente de restitución*:

$$e = \frac{v'_2 - v'_1}{v_1 - v_2} = \frac{v'}{v}$$

iv y v) las velocidades post impacto son proporcionales a la distancia recorrida desde el punto de colisión al punto de reposo de cada uno de los vehículos:

$$v'_1 = \sqrt{2 \cdot \mu_1 \cdot g \cdot d_1} \qquad v'_2 = \sqrt{2 \cdot \mu_2 \cdot g \cdot d_2}$$

Este sistema posee ocho incógnitas: v_1 ; v_2 ; v'_1 ; v'_2 ; e ; L_d ; μ_1 y μ_2 , y por lo tanto, desde un punto de vista estrictamente físico, resulta indeterminado de grado tres. Por ello deben encontrarse tres ecuaciones adicionales, suministradas por un saber técnico relacionado con algunas de las incógnitas.

Una fuente de información para determinar valores posibles de los coeficientes de desaceleración μ_1 y μ_2 es aportada por ensayos normalizados de autos en desaceleración sobre distintos tipos de pisos (pavimentados, de ripio, césped, secos y húmedos, etc.), e incluso de ensayos de neumáticos y otros materiales, deslizando contra pisos similares. Como se ha visto en el capítulo 3.3, estos ensayos proveen bandas de valores posibles para distintas situaciones, que dependen del tipo de materia de la superficie de contacto, presión de inflado de neumáticos, temperaturas, y rango de velocidades. Es decir que dos ecuaciones pueden ser reemplazadas por rangos posibles de soluciones para estos coeficientes.

Otra fuente es la magnitud, morfología y localización de las deformaciones. En base a esta información, empleando algoritmos basados en experimentaciones específicas de choques contra barreras rígidas, puede obtenerse un rango posible del valor de la cantidad de energía cinética convertida en trabajo mecánico de deformación L_d que se desarrolla en el capítulo 5.6.

Combinando el conocimiento científico y técnico, con los rangos posibles de los parámetros μ_1 , μ_2 y L_d , el sistema de cinco ecuaciones resulta determinado. Como los parámetros se pueden establecer como valores posibles dentro de un rango, los resultados serán dados también como rangos con su *valor medio* y su *margen de error*.

Sin perjuicio de dominar las técnicas de estimación de los coeficientes de desaceleración y de energía disipada asociada al trabajo mecánico de deformación, es una buena práctica familiarizarse con metodologías de investigación y reconstrucción que hagan independientes las soluciones del *saber* del analista. No siempre es posible conocer las reales condiciones de los fenómenos que se desarrollan en torno a la colisión y el movimiento descontrolado de post colisión.

Por ello es importante analizar algunos métodos como el que se propone a continuación, en los que los parámetros se expresan en forma relativa, un modo de estimación de los mismos que introduce menor error de la consideración final.

Considérese el caso particular en que uno de los vehículos está detenido en el inicio de la colisión ($v_2 = 0$). Para simplificar las operaciones, se adoptan las relaciones de masa siguientes:

$$m = \frac{m_2}{m_1} \qquad M = \frac{m_1 \cdot m_2}{m_1 + m_2}$$

Integrando a las ecuaciones iv) y v) en la ecuación i), resultará:

$$m_1 \cdot v_1 = m_1 \cdot v'_1 + m_2 \cdot v'_2$$

$$v_1 = v'_1 + m \cdot v'_2 = \sqrt{2 \cdot \mu_1 \cdot g \cdot d_1} + m \cdot \sqrt{2 \cdot \mu_2 \cdot g \cdot d_2}$$

Por otra parte, de la ecuación que define el coeficiente de restitución es posible pasar términos de manera que:

$$e = \frac{v'_2 - v'_1}{v_1} = \frac{v'_2 - v'_1}{v'_1 + m \cdot v'_2}$$

Reemplazando el valor absoluto de los coeficientes de desaceleración, por su valor relativo o coeficiente relativo ($\mu_1 / \mu_2 = u$). Y las distancias recorridas post impacto por su cociente ($d = d_1 / d_2$), reemplazando las velocidades post impacto por las relaciones de iv) y v) y operando, se llega a la expresión:

$$e = \frac{1 - \sqrt{u \cdot d}}{m + \sqrt{u \cdot d}}$$

de donde el coeficiente de restitución resulta de una relación de las distancias recorridas post colisión y de las relaciones de masa y de los coeficientes de desaceleración entre ambos rodados. Si ambos se hubieran desplazado en condiciones de igual adherencia (por ejemplo deslizamiento de neumáticos sobre el mismo pavimento) resultará $u = 1$, la ecuación se simplifica aún más:

$$e = \frac{1 - \sqrt{d}}{m + \sqrt{d}}$$

Conocido el coeficiente de restitución, siempre dentro de las simplificaciones asumidas, será posible operar con la segunda forma de la ecuación ii) y despejar el valor de v_1 como:

$$v_1 = \sqrt{\frac{2 \cdot L_d}{M \cdot (1 - e^2)}}$$

Es decir que en la medida que se disponga de una técnica que permita estimar el valor de la energía absorbida en deformación L_d , o se pueda corroborar la pertinencia del valor de coeficiente de restitución e , es posible tener un instrumento de verificación independiente de los resultados.

4.2 LA COLISIÓN OBLICUA

4.21 ANÁLISIS DE COLISIONES CUASI COLINEALES

En el mundo de los fenómenos, el mundo real en que ocurren los siniestros, las entidades vectoriales no pueden reducirse a escalares, y la ignorancia del momento de inercia conduce errores groseros.

Pese a ello, los criterios de simplificación adoptados para la configuración del modelo de colisión colineal, pueden ser extendidos para el análisis de colisiones entre automóviles en direcciones *no alineadas*, y aplicar en ellos todas las características deducidas para la colisión colineal; esto es la aplicación de los principios conservativos y de la restitución.

En algunos casos la condición de *colinealidad* se cumple plenamente. Es el caso de un choque lateral en el que el eje del vehículo embestidor 1, yace en una recta que contiene al centro de masa del vehículo embestido 2, y este se encuentra detenido ($v_2 = 0$).

En otros casos la condición de *colinealidad* se cumple con cierta aproximación. Sería el caso anterior, con pequeñas diferencias entre la recta que contiene el eje longitudinal del vehículo 1 y la recta paralela pasa con el centro de masa de 2, y/o con pequeño valor del módulo de velocidad del segundo rodado.

En el segundo de los casos mencionados, las rotaciones serán pequeñas, y los vectores velocidad tendrán componentes despreciables en direcciones distintas a la de la recta de acción de v_1 . En ese caso el caso puede considerarse *cuasi colineal*, y ser tratado con los mismos criterios planteados en el módulo anterior. Es el primer abordaje, que provee de recursos de análisis que ayudan a desentrañar algunas variables esenciales de la cinemática del caso.

Un caso particular es el de las colisiones de dos vehículos en movimiento cuyos vectores cantidad de movimiento están en direcciones distintas, y en los que las ro-

taciones post impacto son despreciables respecto la velocidad post impacto. Estos casos se pueden considerar como partículas materiales (despreciar el momento de inercia), debiendo tener la precaución de considerar la geometría de los cuerpos al momento de considerar la posición del centro de masa en la colisión y en el reposo.

4.22 COLISIÓN OBLICUA DE MASAS PUNTUALES

Considérese el caso de dos vehículos de masa m_1 y m_2 , que toman contacto en direcciones no alineadas, representadas por los vectores v_1 y v_2 . Cada uno estará dotado de la cantidad de movimiento $\vec{C}_i = m_i \cdot \vec{v}_i$ y el sistema tendrá una cantidad de movimiento \vec{C}_s representada por la composición vectorial siguiente:

$$\vec{C}_s = m_1 \vec{v}_1 + m_2 \vec{v}_2$$

Si se puede despreciar el momento angular $I_i \cdot \omega_i$ de cada uno de los móviles después del impacto, porque no existe o es muy pequeño, la conservación de la cantidad de movimiento del sistema, se aplicará como:

$$\vec{C}_s = m_1 \vec{v}'_1 + m_2 \vec{v}'_2$$

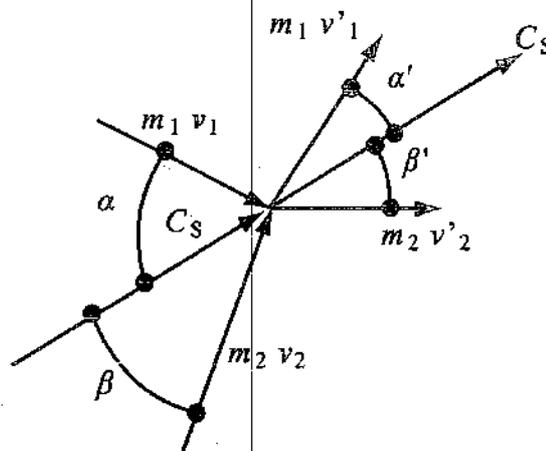


Fig. 4.IV - Composición vectorial de la colisión oblicua

La dirección de los vectores velocidad y cantidad de movimiento de cada uno de los cuerpos, antes y después de la colisión está definida por los ángulos α , β , α' y β' . En base a estas direcciones puede definir el rango de elasticidad de la colisión.

Existe un límite de elasticidad cuando $\alpha' = \alpha$ y $\beta' = \beta$. En ese caso, la conservación de la cantidad de movimiento determina que las velocidades pre y post impacto tienen además de la misma dirección el mismo módulo: $v_1 = v'_1$ y $v_2 = v'_2$, y consecuentemente será constante la energía del sistema: $E = E'$. Este caso es como

puede evaluarse considerando el problema de la restitución en la colisión oblicua.

En primera aproximación, se puede concebir la deformación que sufran los respectivos cuerpos, relacionada con el trabajo que realizan las componentes de fuerzas que se oponen entre sí. Fuerzas que a su vez deberán estar relacionadas con componentes de velocidad alineadas en esa dirección.

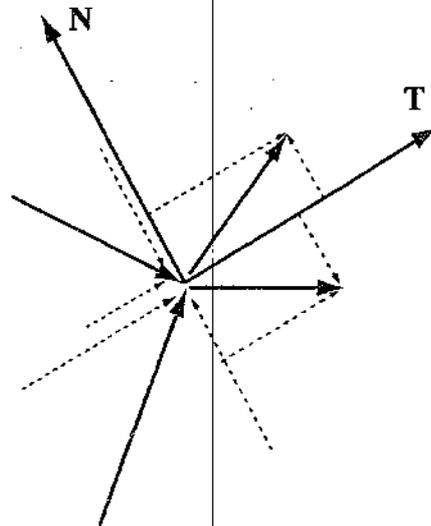


Fig. 4.VI - Ejes principales de la colisión oblicua

Considérese un sistema de dos ejes de referencia, N y T ortogonales, tal que T coincida con la dirección del vector \vec{C}_S . Siendo los ángulos α y β los que forman los vectores pre colisión con la dirección de T, y α' y β' los que forman los vectores post colisión. Se puede escribir el módulo de las componentes vectoriales de velocidad y cantidad de movimiento *normales* en la dirección de N y *tangenciales* en la dirección de T:

$$\begin{aligned}
 v_{1n} &= v_1 \cdot (-\text{sen} \alpha) & v_{1t} &= v_1 \cdot \text{cos} \alpha \\
 v_{2n} &= v_2 \cdot \text{sen} \beta & v_{2t} &= v_2 \cdot \text{cos} \beta \\
 v'_{1n} &= v'_1 \cdot \text{sen}(-\alpha') & v'_{1t} &= v'_1 \cdot \text{cos}(-\alpha') \\
 v_{2n} &= v'_2 \cdot [-\text{sen}(-\beta')] & v'_{2t} &= v'_2 \cdot \text{cos}(-\beta')
 \end{aligned}$$

Con el criterio definido se puede postular la existencia de dos coeficientes de restitución; uno normal e_n y uno tangencial e_t , que, con la definición cinemática dada anteriormente, resultarán:

$$e_n = \frac{v'_{2n} - v'_{1n}}{v_{1n} - v_{2n}} \quad e_t = \frac{v'_{2t} - v'_{1t}}{v_{1t} - v_{2t}}$$

Se verifica simplemente que el *coeficiente de restitución normal* e_n tiene valores extremos de 1 para caso elástico puro, y 0 para puramente plástico. En ese sentido cumple con los criterios considerados para la colisión colineal. El *coeficiente de restitución tangencial* tiene un significado más complejo, cuyo análisis incluye el análisis de rotaciones combinadas con traslaciones que escapan a la definición de choque *cuasi colineal*. El rango de variación de este coeficiente es de -1 a $+1$.

El problema debe ser analizado en su complejidad. Pero no puede ignorarse una visión elemental del mismo. Así como se consideraron los ejes N y T, coincidente con la dirección del vector cantidad de movimiento del sistema, pueden considerarse dos ejes ortogonales cualesquiera X e Y, donde los vectores velocidad pre impacto forman ángulos α y β respecto del eje X respectivamente, estos vectores pueden representarse mediante los versores \tilde{i} y \tilde{j} de la siguiente forma:

$$v_1 = [v_1 \cdot \cos \alpha] \cdot \tilde{i} + [v_1 \cdot \text{sen} \alpha] \cdot \tilde{j}$$

$$v_2 = [v_2 \cdot \cos \beta] \cdot \tilde{i} + [v_2 \cdot \text{sen} \beta] \cdot \tilde{j}$$

Multiplicando por las masas respectivas se tendrá el vector cantidad de movimiento, y sumándolos se tendrá el vector cantidad de movimiento del sistema:

$$\vec{C}_s = [m_1 \cdot v_1 \cdot \cos \alpha + m_2 \cdot v_2 \cdot \cos \beta] \cdot \tilde{i} + [m_1 \cdot v_1 \cdot \text{sen} \alpha + m_2 \cdot v_2 \cdot \text{sen} \beta] \cdot \tilde{j}$$

Si a su vez los vectores post impacto forman con el eje X los ángulos α' y β' respectivamente, la aplicación del principio de la conservación del impulso, reducida a la forma simple la colisión cuasi colineal, resultará:

$$\vec{C}_s = [m_1 \cdot v'_1 \cdot \cos \alpha' + m_2 \cdot v'_2 \cdot \cos \beta'] \cdot \tilde{i} + [m_1 \cdot v'_1 \cdot \text{sen} \alpha' + m_2 \cdot v'_2 \cdot \text{sen} \beta'] \cdot \tilde{j}$$

Dado que el vector \vec{C}_s es el mismo, serán iguales sus componentes, y en consecuencia podrá plantearse:

$$[m_1 \cdot v_1 \cdot \cos \alpha + m_2 \cdot v_2 \cdot \cos \beta] = [m_1 \cdot v'_1 \cdot \cos \alpha' + m_2 \cdot v'_2 \cdot \cos \beta']$$

$$[m_1 \cdot v_1 \cdot \text{sen} \alpha + m_2 \cdot v_2 \cdot \text{sen} \beta] = [m_1 \cdot v'_1 \cdot \text{sen} \alpha' + m_2 \cdot v'_2 \cdot \text{sen} \beta']$$

Este sistema, en la medida que se conocen los términos correspondientes (por ejemplo módulo y dirección de las velocidades post impacto), resulta un sistema determinado de dos ecuaciones con dos incógnitas. Y de esta manera se puede prescindir del análisis y cálculo del trabajo de deformación para considerar la variación de energía cinética durante la colisión. O en caso de disponer de ese valor, emplearlo como elemento de verificación de los resultados.

Esta es una versión extremadamente simplificada del choque oblicuo. Se puede aplicar en la medida en que concurren dos condiciones extremadamente particulares: a) que las rotaciones sean realmente despreciables; y b) que las deformaciones sean pequeñas, con lo que pudiera ser despreciable la cantidad de energía disipada en la colisión. En una cantidad significativa de casos se presentan ambas condiciones, y la solución simplificada puede dar resultados más que aceptables.

4.23 MODELO GENERAL DE LA COLISIÓN OBLICUA

A diferencia de la configuración colineal del choque, la colisión oblicua como colisión oblicua tiene tres consecuencias; la deformación de los vehículos, el desplazamiento lineal post impacto, y el desplazamiento relativo con fricción de los cuerpos, una de cuyas consecuencias es la rotación a la salida del impacto. Como en el caso colineal, en la medida que la colisión es un sistema aislado, sin acción de fuerzas exteriores, se cumplen los principios de conservación de cantidad de movimiento y de la energía mecánica.

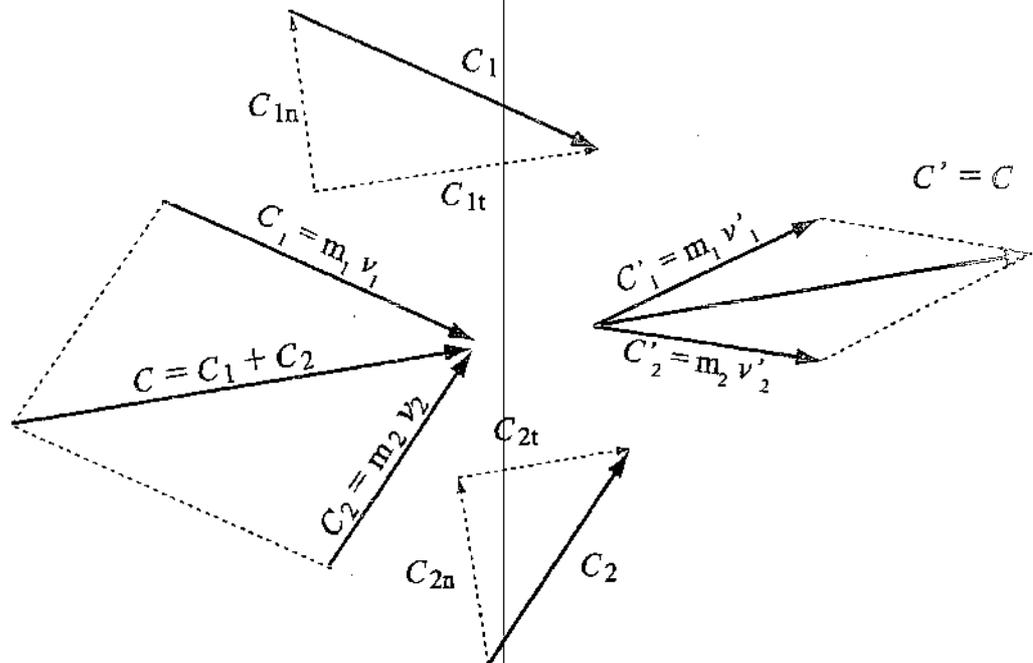


Fig. 4.VII - Descomposición de la colisión oblicua en los ejes principales N y T

La colisión de dos masas puntuales moviéndose en cualquier dirección, puede plantearse como una resolución de vectores cantidad de movimiento ($\vec{C}_i = m_i \cdot \vec{v}_i$), cuya resultante es un vector suma \vec{C} del sistema.

En el sistema de ejes ortogonales N y T, en el que el segundo coincide con la dirección de \vec{C} , se pueden plantear las ecuaciones escalares de conservación de cantidad de movimiento en cada eje, con las componentes \vec{C}_i pre y post impacto siguientes:

$$\begin{array}{ll} \vec{C}_{1n} = m_1 \cdot \vec{v}_{1n} & \vec{C}_{2n} = m_2 \cdot \vec{v}_{2n} \\ \vec{C}_{1t} = m_1 \cdot \vec{v}_{1t} & \vec{C}_{2t} = m_2 \cdot \vec{v}_{2t} \\ \vec{C}'_{1n} = m_1 \cdot \vec{v}'_{1n} & \vec{C}'_{2n} = m_2 \cdot \vec{v}'_{2n} \\ \vec{C}'_{1t} = m_1 \cdot \vec{v}'_{1t} & \vec{C}'_{2t} = m_2 \cdot \vec{v}'_{2t} \end{array}$$

Para el análisis conviene hablar de la *variación* de la cantidad de movimiento o *impulso* J , tal que se puede escribir de manera generalizada $J_{id} = m_i \cdot (\vec{v}'_{id} - \vec{v}_{id})$, y reagrupar para descomponer el choque oblicuo en dos choques simultáneos. Por un lado un choque *normal* en el eje N;

$$J_{1n} = m_1 \cdot (\vec{v}'_{1n} - v_{1n}) \qquad J_{2n} = m_2 \cdot (\vec{v}'_{2n} - v_{2n})$$

donde por conservación de *variación* de cantidad de movimiento (o del impulso), resultará:

$$J_{1n} = J_{2n}$$

y por otra parte, un choque o roce *tangencial* en el eje T;

$$J_{1t} = m_1 \cdot (\vec{v}'_{1t} - v_{1t}) \qquad J_{2t} = m_2 \cdot (\vec{v}'_{2t} - v_{2t}) \qquad J_{1t} = J_{2t}$$

La colisión normal es de naturaleza colineal, y por lo tanto se tiene una relación de restitución:

$$e_n = \frac{v'_{2n} - v'_{1n}}{v_{1n} - v_{2n}}; \text{ y una relación de energía: } 1 - e_n^2 = \frac{L_d}{E_{ndis}}$$

Por otro lado, la colisión en la dirección tangencial, se pueden plantear también relaciones de restitución y energía.

$$e_t = \frac{v'_{2t} - v'_{1t}}{v_{1t} - v_{2t}}$$

$$1 - e_t^2 = \frac{L_f}{E_{dis}}$$

En la colisión en la dirección tangencial, el trabajo mecánico que disipa energía cinética es trabajo de fricción entre ambos cuerpos, como consecuencia de fuerzas aplicadas en forma normal y un coeficiente μ_f . La disipación de energía implica que $v_{1t} \neq v_{2t}$. En el caso particular de ambas componente fueran iguales, no se produciría rozamiento entre los rodados en la colisión.

Los autores americanos H. Joseph Weaver y Raymond M. Brach [Weaver] plantean un modelo original de colisión oblicua de masas puntuales en base a dos características de la misma: la relación entre impulso tangencial e impulso normal $r = J_t / J_n$; la relación entre fuerzas aplicadas $\mu_f = F_t / F_n$; y una relación de pre impacto p dada por:

$$p = \frac{v_{1t} - v_{2t}}{v_{1n} - v_{2n}}$$

El modelo de incorpora las características de la variación de *velocidad relativa tangencial* ($\vec{v}_{1t} - \vec{v}_{2t}$), que disminuye en el curso de la colisión. Esta variación puede desembocar en dos situaciones:

- a) al final de la colisión no se ha alcanzado una velocidad tangencial común ($\vec{v}_{1t} \neq \vec{v}_{2t}$). En ese caso se demuestra que el valor de r tiende al valor de fricción μ_f entre las partes en contacto de los rodados
- b) En algún momento de la colisión, incluso al final de la misma, se alcanza una velocidad común ($\vec{v}_{1t} = \vec{v}_{2t}$). En ese caso los autores demuestran que el valor de r alcanza un valor crítico r_c , que responde a la ecuación:

$$r_c = \frac{p}{1 + e_n} = \frac{J_t}{J_n}$$

Los tres parámetros definen la colisión oblicua de partículas de un modo general. En ella se incluyen un número restringido de posibilidades concretas, vinculadas a la forma en que rozan los vehículos durante la colisión.

Para comprender mejor este fenómeno, se debe recordar que la fuerza normal F_n varía a lo largo del tiempo de colisión según una función de tiempo $F_n = f(t)$ y que la magnitud del impulso (o variación de la cantidad de movimiento) en la dirección normal, está dada por la integral $\int F_n \cdot dt$. Graficando una variación posible

en la función fuerza, el valor del impulso normal estará representado por el área encerrada bajo la curva. (Fig 4.VIII)

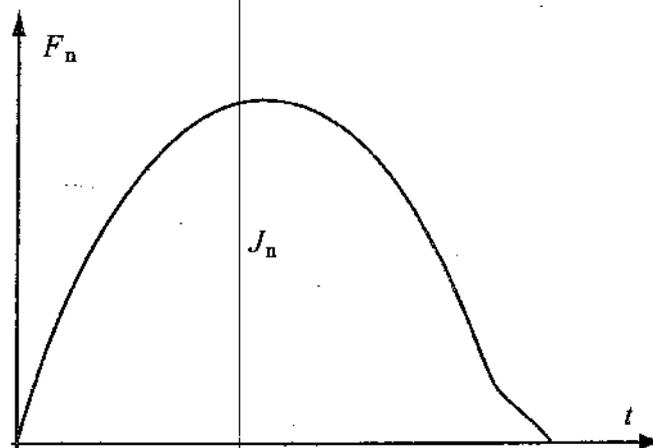


Fig. 4.VIII - Fuerza e impulso normal en la colisión

En caso que el contacto sea de rozamiento puro a lo largo del período de contacto, con lo cual la velocidad relativa tangencial post impacto resulte *no nula*. La relación entre impulso tangencial y normal depende de la relación $r < r_c$ (Fig 4.IX).

Una condición límite es que la velocidad relativa tangencial alcance el valor nulo en el instante final de la colisión. Pero la condición más frecuente es que los vehículos alcancen la velocidad relativa tangencial nula antes de finalizar la colisión. Ello se produce cuando por efecto de la deformación, y la existencia de elementos de rigidez muy distinta en el frente de contacto, los vehículos se *enganchan*. Ello deriva en la finalización del movimiento relativo en la dirección de T, antes de la finalización de la colisión. En ambos casos el modelo de Weaver y Brach se identifica por la condición $r = r_c$ (Fig 4.X).

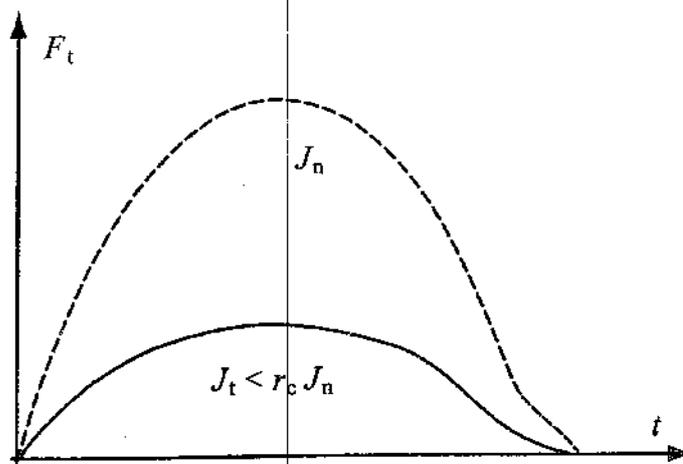


Fig. 4.IX - Impulso tangencial sub-crítico

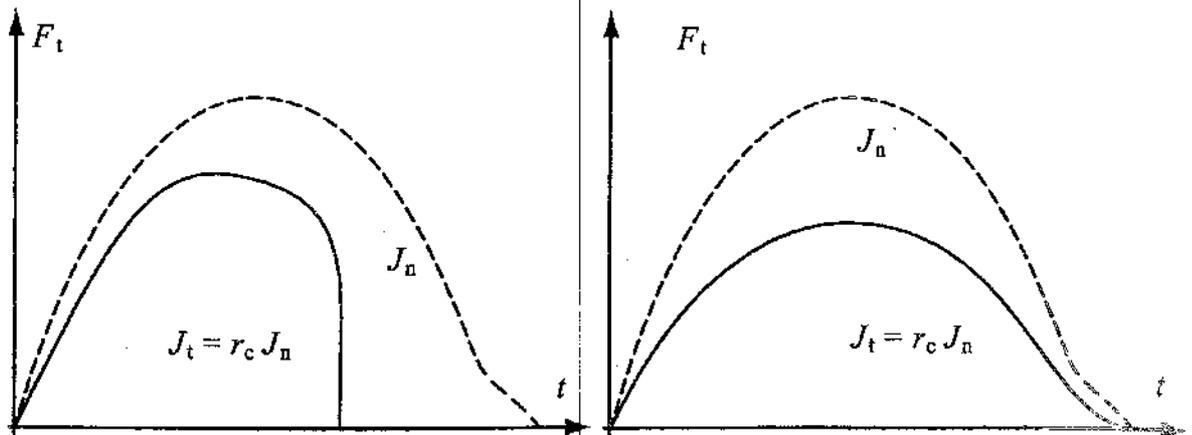


Fig. 4.X - Impulso tangencial crítico

Es importante observar que en la mayoría de los casos donde $r = r_c$ la velocidad de rotación post impacto de ambos rodados es muy baja, y sobre todo de módulo semejante entre ambos. En cambio, cuando la velocidad tangencial relativa no se anula durante la colisión, uno de los rodados o ambos, alcanzan valores de velocidad de rotación significativos.

En base a las relaciones p , r_c y e_n , la ecuación del trabajo mecánico de deformación y fricción en forma generalizada, deducida por Weaver y Brach para el caso del choque oblicuo es:

$$L = \frac{1}{2} \cdot \frac{m_1 \cdot m_2}{m_1 + m_2} \cdot (v_{2n} - v_{1n})^2 \cdot (1 + e_n) \cdot [(1 - e_n) + 2 \cdot r \cdot p - (1 + e_n) \cdot r^2]$$

donde el término:

$$(1 + e_n) \cdot [(1 - e_n) + 2 \cdot r \cdot p - (1 + e_n) \cdot r^2]$$

incluye la singularidad de la colisión choque como un caso particular del choque oblicuo, en lo que hace a la energía cinética transformada en deformación durante el choque. Si como sucede en el choque colineal no hubiera componente en el sentido transversal a las direcciones de las velocidades pre impacto ($J_t = 0$), será $r_c = 0$, con lo que quedará reducido a:

$$(1 + e_n) \cdot (1 - e_n) = (1 - e_n^2)$$

dando lugar a la relación ya deducida para la colisión colineal. Un corolario de esta consideración es que el trabajo de fricción, que puede estimarse como la diferencia

algebraica entre trabajo total y trabajo de deformación, es la fracción determinada por el factor:

$$(1 + e_n) \cdot [2 \cdot r \cdot p - (1 + e_n) \cdot r^2]$$

4.3 LA COLISIÓN EXCÉNTRICA

4.3.1 COLISIÓN FRONTAL EXCÉNTRICA

Entre las configuraciones no colineales de la colisión se encuentran las colisiones alineadas y excéntricas. Un caso frecuente son las colisiones frontales en rutas abiertas de doble carril. En estos casos la rotación post impacto es el movimiento mas importante y en algunos casos casi el único registrable en los rastros relevados en el sitio.

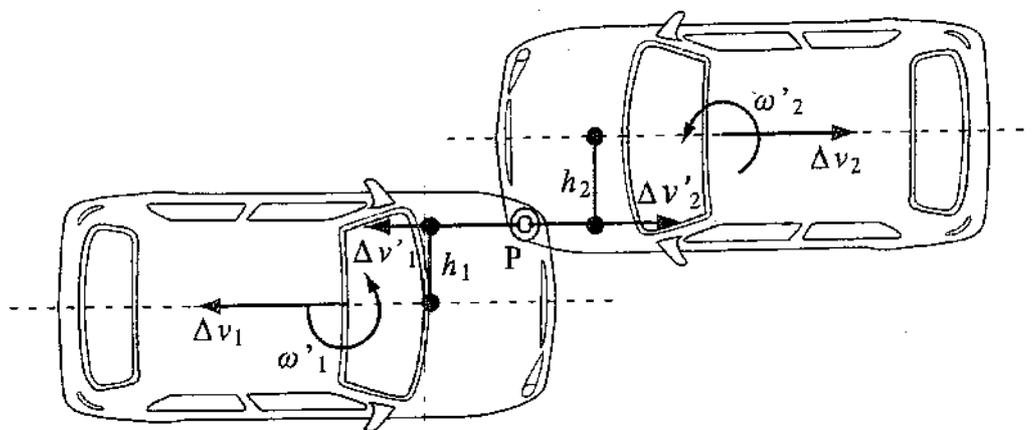


Fig. 4.XI – Esquema de la colisión excéntrica

El análisis que se desarrolla a continuación sigue los lineamientos de un trabajo del año 1975, ampliamente citado en la literatura especializada [McHenry, 75]. La evaluación considera tanto la variación de velocidad en el centro de masa Δv_i de cada vehículo, como la variación $\Delta v'_i$ en el centro de referencia elegido para tomar momentos. Ese centro de referencia, denominado P , se ubica en el centroide de la zona de contacto deformada de ambos vehículos. En el punto P en un determinado instante, ambos rodados alcanzan la misma velocidad, lo que equivale a plantear

que para ese instante y ese punto, la velocidad relativa es nula.

La fuerza actuante sobre el vehículo 1 durante la colisión puede escribirse como:

$$F_x = -m_1 \cdot a_1 = -m_1 \cdot (-h_1 \cdot \gamma_1)$$

donde h_1 es el brazo de momento o *excentricidad*, y γ_1 la aceleración angular. El momento cinético con respecto del centro de masa del vehículo 1 será:

$$F_x \cdot h_1 = -I_{z1} \cdot \gamma_1 = -m_1 \cdot (i_{z1}^2 \cdot \gamma_1)$$

de donde es posible despejar la aceleración angular como:

$$\gamma_1 = \frac{F_x \cdot h_1}{m_1 \cdot i_{z1}^2}$$

y sustituyendo, se tendrá la aceleración media en P para el vehículo 1 como:

$$a_{1P} = \frac{F_x}{m_1} \cdot \frac{i_{z1}^2 + h_1^2}{i_{z1}^2}$$

Llamando G_1 al término:

$$\frac{i_{z1}^2}{i_{z1}^2 + h_1^2}$$

la expresión de la aceleración en el punto P puede referirse a una masa ficticia $m_1 \cdot G_1$, y como el factor G_1 es siempre menor que uno, suele denominarse *masa reducida* o *masa efectiva* de colisión m_{ef} , y G factor de reducción de masa. El producto $[m \cdot G]$ es una identidad ideal que permite comparar la energía cinética transferida al conjunto del vehículo, en el centro de masas, a partir de la velocidad puntual en el centroide del área de impacto. De esa manera, la aceleración lineal en el centro de masa del vehículo resulta:

$$a_1 = \frac{F_x}{m_1} = a_{1P} \cdot \frac{i_{z1}^2}{i_{z1}^2 + h_1^2} = a_{1P} \cdot G_1$$

Integrando la ecuación diferencial $\int a_1 \cdot dt$ en el tiempo en que ambos alcanzan la misma velocidad en el punto P, se tendrá:

$$\Delta v_1 = \Delta v'_{1P} \cdot G_1$$

en la que $\Delta v'_{1P}$ es el cambio de la velocidad durante la colisión en el punto P. Extendiendo el concepto de masa efectiva m_{ef} que actúa en el punto P como $m_{ef1} = m_1 \cdot G_1$ y $m_{ef2} = m_2 \cdot G_2$, y siendo L_d la suma de la energía disipada en trabajo de deformación de ambos vehículos y sustituyendo, se tendrá la expresión de la variación de la velocidad durante la colisión en el punto P:

$$\Delta v'_{1P} = \sqrt{\frac{2 \cdot L_d}{m_{ef1} \cdot \left(1 + \frac{m_{ef1}}{m_{ef2}}\right)}}$$

$$\Delta v'_{2P} = \sqrt{\frac{2 \cdot L_d}{m_{ef2} \cdot \left(1 + \frac{m_{ef2}}{m_{ef1}}\right)}}$$

y la variación de velocidad en el centro de masa:

$$\Delta v_1 = \sqrt{\frac{2 \cdot L_d \cdot G_1}{m_1 \cdot \left(1 + \frac{m_{ef1}}{m_{ef2}}\right)}}$$

$$\Delta v_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot L_d \cdot G_2}{m_2 \cdot \left(1 + \frac{m_{ef2}}{m_{ef1}}\right)}}$$

Estas ecuaciones permiten tratar el choque excéntrico como un simple choque colineal simple. A su vez se puede probar que la rotación inducida en el centro de masa será:

$$\omega'_1 = (\Delta v'_{1P} - \Delta v_1) \cdot h_1 \quad \text{y} \quad \omega'_2 = (\Delta v'_{2P} - \Delta v_2) \cdot h_2$$

Para tener una imagen práctica del significado de la masa efectiva, y de la equiparación del choque excéntrico con el choque colineal, comparemos dos casos de colisión contra un poste a una velocidad de impacto v ; en el primer caso centrado

y en el segundo caso, con una excentricidad h . En ambos casos, el poste no resulta arrancado por efectos de la colisión.

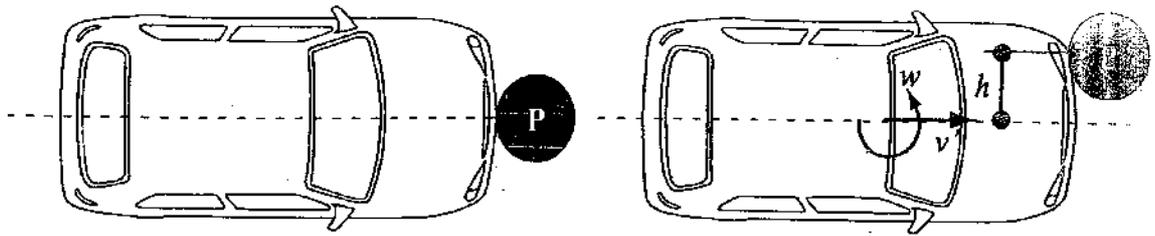


Fig. 4.XII - Colisión polar centrada y excéntrica

En el primer caso, la energía del automóvil al impactar ($E = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2$), será totalmente consumida al momento en que la velocidad del mismo sea nula. Si el coeficiente de restitución fuera menor de 0,1, el trabajo de deformación será $L_d = E \cdot (1 - e^2) > 0,98 \cdot E$. Y la energía de rebote será $E' < 0,02 E$. Es decir, el automóvil quedará detenido muy próximo al poste.

En el segundo caso, luego de finalizada la colisión, quedará una energía cinética remanente materializada en la velocidad angular ω' , con centro de rotación en P. El factor de reducción de masa G , indica que la energía disponible para ser consumida en el choque, reducida a la masa efectiva será:

$$E_D = \frac{1}{2} \cdot m_{ef} \cdot v^2$$

Y la energía remanente post impacto será:

$$E' = \frac{1}{2} \cdot (m - m_{ef}) \cdot (1 + e^2) \cdot v^2 = (1 - G) \cdot (1 + e^2) \cdot E$$

El choque excéntrico ejemplificado, se puede idealizar con dos automóviles de masas m_{ef} y $(m - m_{ef})$, solidarios entre sí a la velocidad v . Mientras el primero queda detenido, el segundo trata de seguir su marcha, y a consecuencias de la solidaridad entre ambos, arrastra al primero en un movimiento de rotación a una velocidad angular dada por:

$$\omega' = v \cdot \sqrt{\frac{(1 - G) \cdot (1 + e^2)}{i_z^2 + h^2}}$$

Esta ecuación surge de igualar la energía remanente con la de rotación. Se puede verificar que se arriba a la misma expresión aplicando la conservación del momento cinético.

A medida que el valor de excentricidad relativa al radio de giro (h/i) crece, la

colisión se vuelve más excéntrica, y por lo tanto G tiende a 0. La consecuencia es que se gasta menos energía disponible en producir deformaciones (su cuantificación en términos de energía absorbida estará asociada a la masa efectiva m_{ef}), y se incrementa la rotación post impacto. Los choques frontales altamente excéntricos tienen la característica de ser choques de muy baja absorción de energía, y consecuentemente, movimientos de rotación muy importantes.

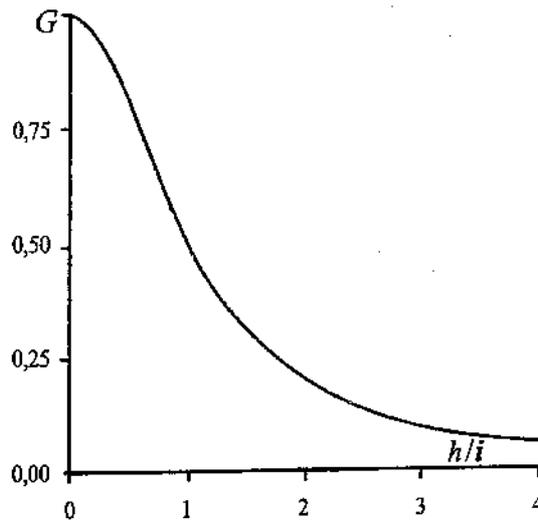


Fig. 4.XIII- Variación del factor G en la colisión excéntrica

4.32 COLISIÓN LATERAL

Una forma simplificada de colisión lateral no centrada, se presenta cuando el automóvil embestido se encuentra detenido al momento de iniciarse el contacto. A consecuencia del impacto, se acelera hasta una velocidad v_i en el punto de impacto. Analizando el movimiento post impacto limitado a la rotación del vehículo, con prescindencia de otros fenómenos cinemáticos, producido en un punto alejado una distancia h del eje baricéntrico, de un automóvil de masa m y momento de inercia I_z , como secuencia se tendrá un movimiento de rotación en torno al centro O con una velocidad ω . Por igualdad de momentos, las velocidades en el punto de impacto v_i y en el centro de masa v_c están relacionadas de la siguiente manera:

$$\frac{v_i}{h^2 + i_z^2} = \frac{v_c}{i_z^2}$$

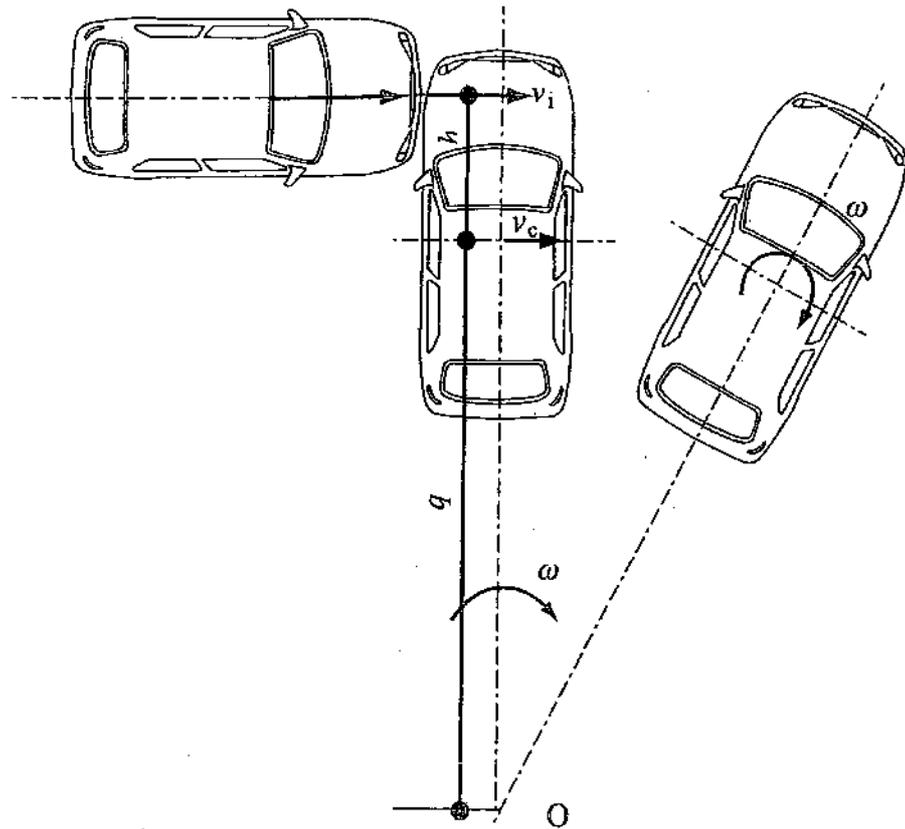


Fig. 4.XIV- Variación del factor G en la colisión excéntrica

que puede re escribirse como:

$$v_c = v_i \cdot \frac{i_z^2}{i_z^2 + h^2} = v_i \cdot G$$

La energía cinética adquirida por el automóvil colisionado será:

$$E = \frac{1}{2} \cdot m \cdot (v_c^2 + i_z^2 \cdot \omega^2) = \frac{1}{2} \cdot [m \cdot G] \cdot v_i^2 = \frac{1}{2} \cdot m_{ef} \cdot v_i^2$$

El término G tiende a 1 cuando la excentricidad de la colisión h tiende a 0. Es decir, que cuando el choque tiende a una condición colineal, la masa efectiva tiende al valor de la masa real.

El concepto de masa efectiva permite aplicar el principio de conservación de la cantidad de movimiento como si se tratara de un choque colineal simple:

$$m_1 \cdot v_1 = m_1 \cdot v_1' + m_{ef2} \cdot v_{i2}$$

y la velocidad del centro de masa será:

$$v_{c2} = v_{i2} \cdot G$$

en tanto la velocidad de rotación impresa será :

$$\omega'_2 = (v_{i2} - v_{c2}) \cdot h$$

Una característica del choque excéntrico (oblicuo, alineado o lateral), reside en el hecho de que la velocidad post impacto del centro de masa no alcanza el valor del módulo de velocidad post impacto del automóvil embestidor. La figura 4.XV representa gráficamente en un diagrama de velocidad-tiempo durante la colisión esa característica.

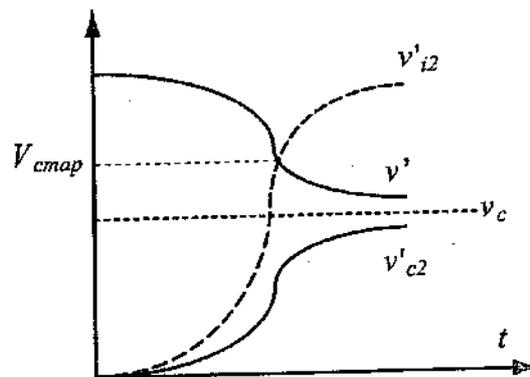


Fig. 4.XV - Representación de la colisión excéntrica. Velocidad local y del centro de masa

La velocidad del centro de masa del sistema en colisión v_c , resulta menor a la velocidad aparente del centro de masa, considerando el automóvil ideal de masa reducida m_{ef} . Esta diferencia no tiene significación en el análisis cinemático, pero resulta esencial cuando debe analizarse la energía absorbida por deformación, y homologar los casos bajo investigación con los ensayos impacto contra barreras rígidas.

Un análisis más complejo de colisión lateral demanda en el caso en que es significativo el efecto de roce lateral. Se trata de la misma configuración, con el vehículo 1 que embiste, animado de una velocidad v_1 muy pequeña, que se anula al finalizar el impacto; la suficiente como para introducir un contacto con fuerza de rozamiento en el lateral del vehículo embestido. Y por su parte, el segundo vehículo está animado de una velocidad v_2 de magnitud significativa.

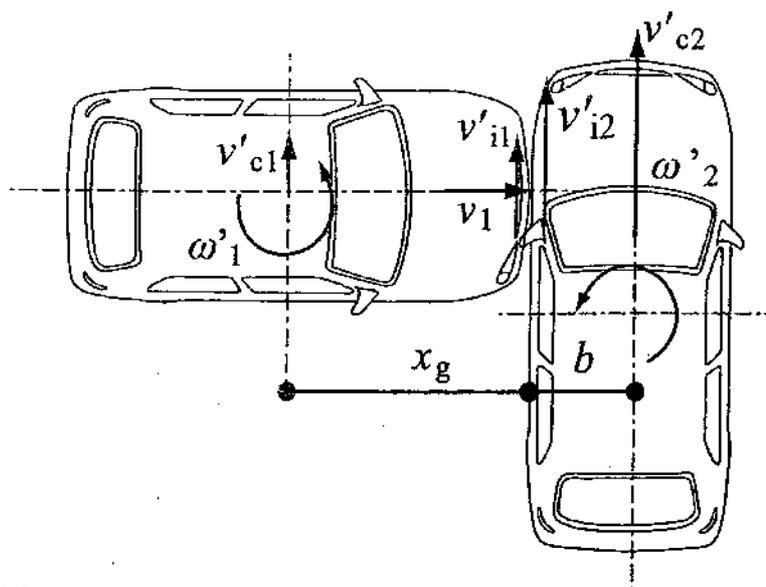


Fig. 4.XVI - Colisión excéntrica; vehículo colisionado a alta velocidad

En el punto de contacto, y mientras dura el mismo, se produce una fuerza de rozamiento $F(t)$, igual y de sentido contrario en ambos rodados, cuyo valor medio es F . Al finalizar el impacto, en la zona de contacto, los vehículos estarán animados de velocidades v'_{i1} y v'_{i2} , y en sus centros de masa, velocidades v'_{c1} y v'_{c2} respectivamente. El brazo de palanca o excentricidad de la colisión, momento cinético de la fuerza, será la distancia del frente al centro de gravedad x_g en el vehículo 1, y b , la mitad del ancho del vehículo 2. Se cumplirán las relaciones:

$$v'_{i1} > v'_{c1} \quad \text{y} \quad v'_{i2} < v'_{c2}$$

El momento del impulso de la fuerza $F(t)$ respecto al centro del contacto —equivalente al momento cinético de la colisión—, altera la cantidad de movimiento de ambos rodados. Para el vehículo 1, que en el sentido de marcha de 2 está detenido, la ecuación correspondiente es:

$$m_1 \cdot v'_{c1} \cdot x_g + m_1 \cdot [(i_1^2 + d_1^2) \cdot \omega'_1] = F \cdot T \cdot x_g$$

siendo T la duración del impacto. Para el vehículo 2, animado de una velocidad inicial v_2 :

$$m_2 \cdot (v_2 - v'_{c2}) \cdot b - m_2 \cdot (i_{z2}^2 + b^2) \cdot \omega'_2 = F \cdot T \cdot b$$

Operando de manera tal de igualar ambas ecuaciones en el valor $F T$, y haciéndolas independientes del mismo, se tendrá:

$$m_1 \cdot v'_{c1} + m_1 \cdot \omega'_1 \cdot \frac{i_{z1}^2 + x_g^2}{x_g} = m_2 \cdot (v_2 - v'_{c2}) - m_2 \cdot \omega'_2 \cdot \frac{i_{z2}^2 + b^2}{b}$$

Dividiendo por m_1 ambos miembros ($m_2/m_1 = m$), y despejando se tendrá:

$$v_2 = v'_{c2} + \frac{i_{z2}^2 + b^2}{b} \cdot \omega'_2 + \frac{1}{m} \cdot (v'_{c1} + \frac{i_{z1}^2 + x_g^2}{x_g} \cdot \omega'_1)$$

Los valores v'_{c1} , ω'_1 , v'_{c2} y ω'_2 pueden ser estimados en base a la trayectoria post impacto de ambos vehículos, y las velocidades angulares resultantes pueden ser verificadas como:

$$\omega'_1 = (v'_{i1} - v'_{c1}) \cdot x_g \quad \text{y} \quad \omega'_2 = (v'_{c2} - v'_{i2}) \cdot b$$

Por otra parte, si la velocidad de 2 es muy grande respecto de 1, y las masas de los vehículos no son muy diferentes (o mejor, si la *magnitud de los vectores cantidad de movimiento son muy disímiles*), por aplicación del modelo de Weaver y Brach para el caso particular de que las velocidades finales sean iguales en el punto de contacto ($r = r_c$), deberá verificarse:

$$p \approx \frac{v_2}{v_1}; \quad r_c = \frac{p}{1+e} = \frac{J_t}{J_n} = \frac{m_2 \cdot (v_2 - v'_{c2})}{m_1 \cdot v_1} = \frac{m_1 \cdot v'_{c1}}{m_1 \cdot v_1}$$

$$\frac{v_2}{v_1 \cdot (1+e)} = \frac{v_2 - v'_{c2}}{m \cdot v_1} = \frac{v'_{c1}}{v_1}$$

$$\frac{v_2}{(1+e)} = \frac{v_2 - v'_{c2}}{m} = v'_{c1}$$

Esta deducción es válida, hay que recordarlo, para la condición particular $r = r_c$. En el caso de que velocidad tangencial de separación entre ambos vehículos fuera sustancialmente distinta ($r < r_c$), la velocidad del automóvil 2 representará un valor máximo, no alcanzado en la colisión.

La colisión lateral en las condiciones extremas enunciadas, un caso frecuente en choques en las intersecciones urbanas, es posiblemente el caso de colisión en dos

direcciones más complejo de analizar. Las ecuaciones precedentes, proveen de recursos abundantes para comprender la relación entre rotación y velocidad pre impacto. Si a ello se le adiciona un conocimiento técnico acerca de la energía absorbida en deformación y del parámetro de restitución e , el procedimiento aplicable, no exento de laboriosidad y riesgo, permite arribar a conclusiones certeras y precisas sobre las condiciones de la cinemática de la colisión.

4.4 ESTIMACIÓN DEL ERROR SISTEMÁTICO

Ningún análisis físico o de ingeniería está agotado sin estimar el grado de error cometido en el cálculo, sea éste originado en la medición de las variables (incertidumbre en cuanto a los rastros y su interpretación), o provenga de errores sistemáticos como los que generan las simplificaciones del planteo teórico.

Los métodos desarrollados anteriormente, y los que se verán en los próximos capítulos, incluyen un margen de error propio del sistema, originados en las simplificaciones que permiten que modelos complejos puedan reducirse a sistemas de ecuaciones más o menos simples. Por provenir de incertidumbre generadas en el mismo sistema de análisis, son *errores sistemáticos*, y se pueden calcular -o al menos estimar- para introducir la corrección necesaria.

La primera simplificación realizada, como fuente de error, es la consideración de irrelevancia de las fuerzas exteriores. Esas fuerzas se originan esencialmente en los rozamientos de los cuerpos con el piso, donde suelen ser proporcionales al peso $[m \cdot g]$ y función de un coeficiente de fricción f , siempre menor a la unidad.

Es decir que durante una colisión de duración de T segundos, las fuerzas exteriores del sistema de masa m , alterarán la cantidad de movimiento del centro de masa por la acción del impulso M_e de magnitud:

$$M_e = dC_c = [m \cdot g] \cdot f \cdot T$$

y el error relativo será:

$$\frac{dC_c}{C} = \frac{m \cdot g \cdot f \cdot T}{m \cdot v_c}$$

Teniendo en cuenta que la duración de la colisión en general es inferior a 0,2 segundos, el error relativo de aplicar un criterio de conservación del impulso será aproximadamente:

$$E_{r1} \approx \frac{2 \cdot f}{v_c}$$

Como se aprecia, siendo el factor f un valor menor a la unidad, el error absoluto dC_c será fácil de estimar. A su vez se observa que el error relativo crecerá en forma exponencial a medida que se vuelve mínima la velocidad del centro de masa v_c . Esto significa que la aplicación del criterio de conservación de la cantidad de movimiento se vuelve más exacto a mayor valor del módulo de velocidad del centro de masa.

Un criterio similar puede plantearse respecto a la aplicación del principio de conservación de la energía. Se trata de un error nacido al desprestigiar energía disipada de otros modos distintos al trabajo mecánico de deformación. Mientras dura la colisión el sistema se desplazará una distancia aproximada al producto $[v_c \cdot T]$. La fuerza $[m \cdot g \cdot f]$ realizará un trabajo de fricción de magnitud:

$$L_f = [m \cdot g \cdot f] \cdot [v_c \cdot T]$$

Este trabajo de fricción disminuirá la energía del centro de masa del sistema, (y por supuesto la del sistema). Ello significa que la pérdida total de energía cinética durante la colisión será:

$$dE = L_d + L_f$$

por lo que el error relativo sistemático debido a la aplicación de un criterio de conservación de energía y trabajo será:

$$E_{r2} = \frac{L_f}{L_d + L_f}$$

El valor del trabajo de fricción L_f tiende a cero cuando la velocidad del centro de masa v_c es pequeña o nula. Esta condición tiende a cumplirse en los choques colineales frontales (velocidades de distinto signo) y a velocidades de impacto medianas y altas (que generan altos valores de L_d).

Las ecuaciones de error relativo descriptas, permiten en un segundo nivel de análisis, verificar la incidencia de las consideraciones ideales sobre los resultados obtenidos, y comprobar la validez y propiedad de esas consideraciones, o hacer las correcciones pertinentes. La interpretación gráfica de las mismas es la indicada en la figura 4.XVII (en línea punteada la correspondiente al caso ideal y en línea llena al caso corregido).

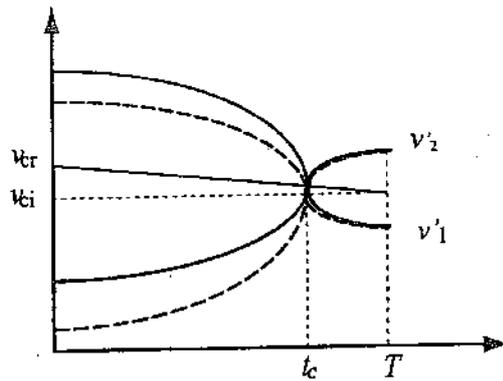


Fig. 4.XVII - Corrección de la velocidad del centro de masa al inicio de la colisión

A iguales velocidades de post impacto v'_1 y v'_2 , con una diferencia de velocidad del centro de masa real respecto de la determinada en las condiciones ideales, la corrección es:

$$v_{cr} = v_{ci} + f \cdot g \cdot T$$

y las velocidades iniciales v_1 y v_2 resultan mayores en el caso real que en el caso ideal, manteniendo la relación que determina la velocidad del centro de masas. Se puede verificar que el coeficiente de restitución es el mismo en ambas situaciones.

Con criterios semejantes, se puede estimar el error introducido por despreciar el momento cinético y la energía cinética del movimiento de rotación, en el instante final de la colisión de choques no colineales.

Por efecto de la aplicación de impulsos excéntricos (fuerzas cuyas rectas de acción no pasan por el centro de masa del cuerpo móvil analizado), los vehículos describen un movimiento de rotación, en simultaneidad con el desplazamiento lineal del centro de masa, ya considerado en el caso de choques cuasi colineales.

El movimiento de rotación tiene una velocidad inicial ω que va disminuyendo hasta anularse luego de recorrer un ángulo Θ . La disminución de velocidad angular puede asimilarse a una desaceleración angular constante, debida a la fricción de los neumáticos contra el piso. Esto permite asumir con cierta aproximación el criterio de isocronismo para ambos movimientos.

El tiempo que media entre el final de la colisión y el momento en que el cuerpo alcanza el reposo es el cociente entre la velocidad post colisión y la aceleración; en valores absolutos:

$$t = \frac{v'}{f \cdot g}$$

En el mismo tiempo, partiendo de una velocidad ω' y con desaceleración supuesta constante, el vehículo barre un ángulo Θ . Se deberá cumplir la ecuación de movimiento uniformemente acelerado;

$$\Theta = \frac{1}{2} \omega' t$$

De ambas ecuaciones podrá despejarse un valor muy aproximado de la velocidad de rotación ω' :

$$\omega' = \frac{2 \cdot \Theta \cdot f \cdot g}{v'}$$

El problema será determinar que incidencia tiene haber despreciado este valor, en relación con el valor total de la cantidad de movimiento y de la energía. Para ello se debe considerar en forma genérica la ecuación general:

$$M = m \cdot [(v \cdot h) + (i_o^2 + h^2) \cdot \omega]$$

donde despreciando la velocidad angular queda reducida a:

$$M_r = m \cdot (v \cdot h)$$

y el error absoluto cometido con la simplificación es:

$$dM = m \cdot [(v \cdot h) + (i_o^2 + h^2) \cdot \omega] - m \cdot (v \cdot h) = m \cdot (i_o^2 + h^2) \cdot \omega$$

Reemplazando el valor de velocidad angular y operando, el error relativo quedará expresado como:

$$E_{r3} = \frac{1}{1 + \frac{h}{i_o^2 + h^2} + \frac{v^2}{2 \cdot \Theta \cdot f \cdot g}}$$

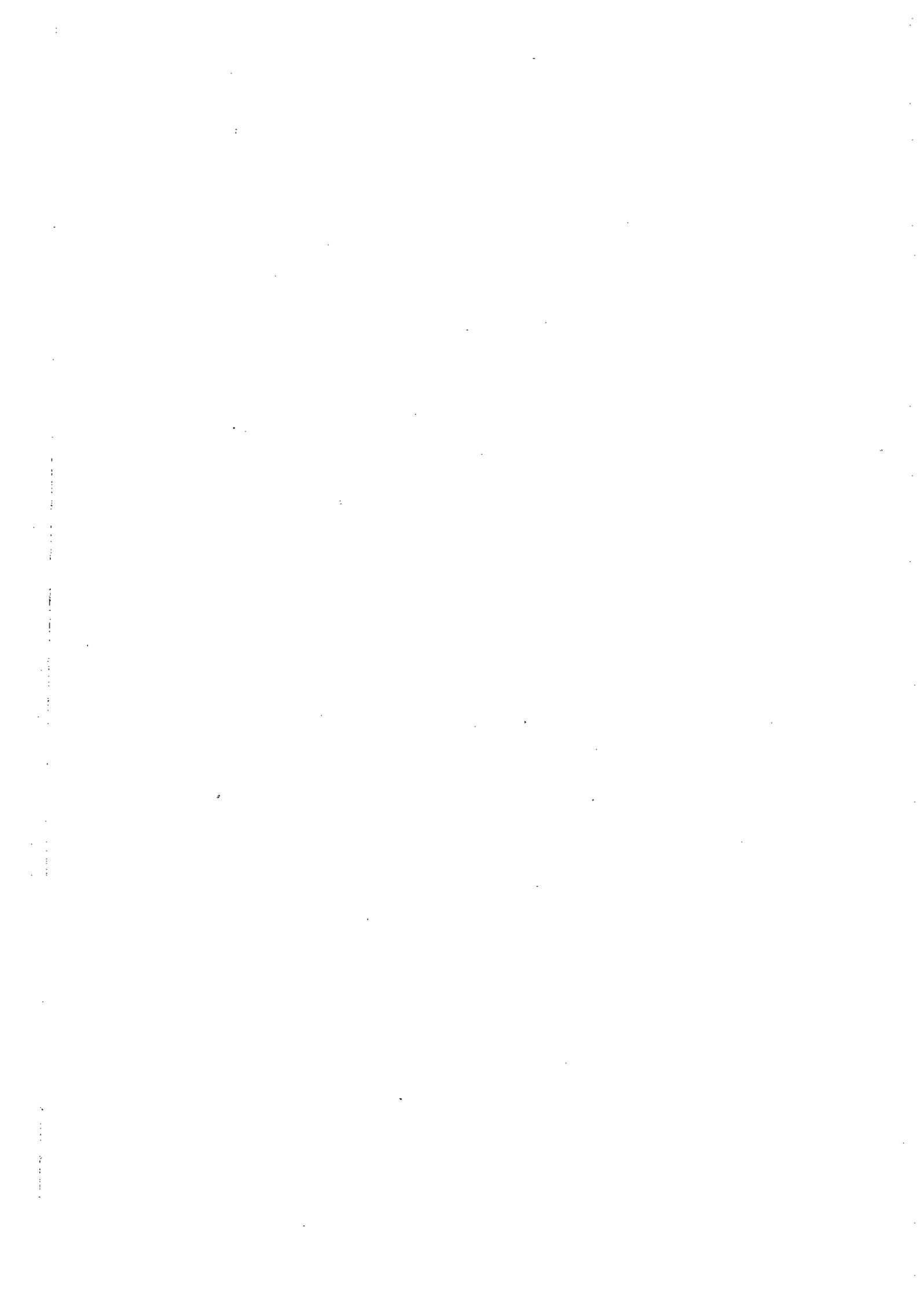
De manera similar puede analizarse la influencia de la omisión de la velocidad angular en la estimación de energía. Como se recordará la expresión general, referida al centro de masa, la energía cinética será:

$$dE = \frac{1}{2} \cdot m \cdot [i^2 \omega^2] \quad E = \frac{1}{2} \cdot m \cdot [v^2 + i^2 \omega^2] \quad E_r = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2$$

y resultará el error relativo:

$$E_{r4} = \frac{1}{1 + \frac{v^3}{(2 \cdot \Theta \cdot f \cdot g \cdot i_o)^2}}$$

En ambos casos se verifica que cuando la relación v^2 / Θ es muy grande (lo que equivale a decir grandes velocidades lineales frente a pequeños desplazamientos angulares), el error relativo tiende a cero, y las consideraciones del modelo de masas puntuales tienden a resultados muy aproximados.



SECCIÓN 5 **DINÁMICA DE LA COLISIÓN**

Generalización de la colisión

Rigidez y deformación

Estructuras de deformación progresiva

Ensayos de impacto (crash test)

Estimación del coeficiente de restitución

Modelos de deformación

La dinámica de la colisión

Aplicaciones de la dinámica de la colisión

5.1 GENERALIZACIÓN DE LA COLISIÓN

En los capítulos anteriores se ha abordado desde un enfoque físico la colisión colineal y no colineal en todas sus variantes. En todos los casos, se han desarrollado los principios conservativos de la colisión; cantidad de movimiento y energía mecánica, y el concepto de restitución como un indicador del grado de elasticidad y plasticidad del choque.

Conservación de la cantidad de movimiento, de la energía y restitución son conceptos generales de la mecánica, y caracterizan la colisión. Están presente en las colisiones de automotores, cualesquiera sean sus masas y características técnicas: automóviles de turismo, ómnibus y camiones, bicicletas, etc. Incluso el cuerpo humano de las personas atropelladas, cuando toman contacto con vehículos en movimiento, interactúa físicamente conforme a una manera concreta de expresión de estos principios.

La manifestación de los principios conservativos se encuentra en la relación de los vehículos con el piso. Así desde el concepto de coeficiente de desaceleración o *drag-factor*, es posible interpretar los movimientos descontrolados de los vehículos como consecuencia de una colisión o de maniobras límite de los conductores.

Es importante observar que el coeficiente de desaceleración μ es un valor tecnológico; un coeficiente de proporcionalidad determinado empíricamente a través de ensayos, que hace viable la aplicación de los principios físicos al análisis de casos concretos de la vida real. El factor de desaceleración incluye también a otros factores como la pendiente, y puede ser también un valor medio de distintos fenómenos relacionados entre sí.

Lo mismo ocurre con la cantidad de energía absorbida como trabajo de deformación L_d y con el valor del coeficiente de restitución e . Son además de conceptos generales, valores específicos, relacionados con rastros dejados en la colisión, y cuya determinación es netamente experimental.

Se trata de *interpretar* antes que *aplicar a ciegas* una receta mágica. De eso trata esta sección. En primer lugar, se presenta un examen conceptual desde el punto de vista de las Ciencias de los Materiales y de las Estructuras, cuando ellas son sometidas a la acción dinámica que experimentan los automóviles en una colisión. Con estas referencias se desarrollan los *modelos clásicos* de base empírica, empleados en la estimación de la cantidad de energía representada en una determinada deformación residual de un automóvil.

Estos algoritmos y la pertinencia de sus coeficientes de proporcionalidad han sido motivo de arduas controversias entre los investigadores y los autores. El nudo de la discusión radica en la incertidumbre o grado de indeterminación de los resultados. Como ya se ha visto, la incertidumbre es el material de trabajo del investigador. Así como ocurre con el valor verdadero de μ , que sólo son determinados como un rango acotado de valores altamente probables, el valor de L_d y el de e son valores que puede ser estimados con mayor o menor precisión. Y con esas indeterminaciones se deberá trabajar.

El eje de muchas de las controversias aludidas radica en la incomprensión de los fenómenos. Esta incomprensión resta la base conceptual imprescindible adonde referir la información técnica generada en los ensayos. Al abordar esa temática desde los conceptos, se abre el campo para ir un paso más allá, e ingresar a un punto de vista desde donde echar una mirada al interior de la colisión, como fenómeno dinámico. Así se agrega complejidad a la mirada del investigador sobre la colisión, en la certeza de que *la complejidad disminuye la incertidumbre*.

5.2 RIGIDEZ Y DEFORMACIÓN

La cuestión de la rigidez en la estructura de los automóviles de pasajeros modernos, sigue el curso de evolución general de la tecnología, asociada a unidades más compactas, de menor peso, más económicas y funcionales a las complejidades del tránsito urbano y carretero.

El concepto moderno de estructuras de monocasco, con un criterio de deformabilidad controlada frente al impacto, encuentra su origen en el desarrollo de la industria automotriz europea posterior a la Segunda Guerra Mundial.

Hasta ese entonces, la ingeniería de diseño automotriz estuvo orientada a los problemas de encontrar soluciones a plantas motrices y transmisiones eficientes, la gobernabilidad y la seguridad activa (frenos, dirección, visibilidad). Por el lado del confort y seguridad de los tripulantes, los parámetros paradigmáticos fueron la amplitud de espacio, asociados a estructuras y carrocerías de gran rigidez.

El concepto de rigidez establece la relación entre fuerza (o tensión) y deformación, y expresado en forma rigurosa, la variación de la deformación con la variación de fuerza. En una función fuerza-deformación $F(x)$, la rigidez k será la derivada de fuerza respecto del desplazamiento.

$$k = \frac{d(F(x))}{dx}$$

La rigidez de una estructura tiene estrecha relación con la capacidad de amortiguación durante un impacto. Como se verá más adelante, la absorción de energía durante el impacto reduce la desaceleración del vehículo, y retarda la transmisión de las fuerzas hacia la parte más alejada del frente de choque. Una estructura menos rígida resultará más benévola en su comportamiento respecto de los ocupantes de un vehículo durante un choque.

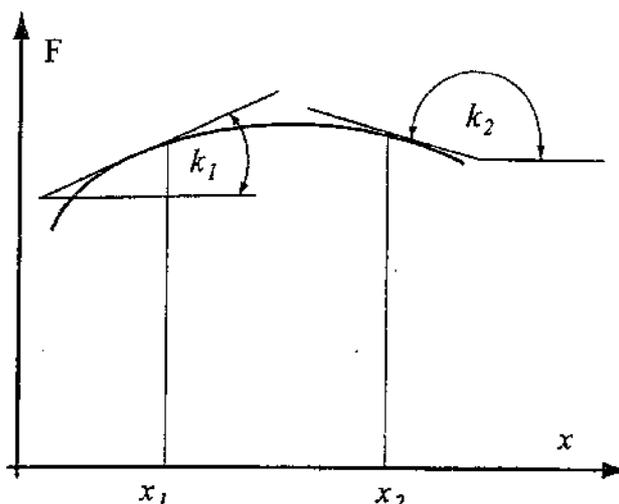


Fig. 5.1 - Representación de la rigidez

En un choque colineal, como simplificación que permite la mejor comprensión de los fenómenos, la variación de velocidad -y la desaceleración implícita en ella-, es inversamente proporcional a la masa del rodado. Esta aseveración no es sino la conclusión de la aplicación del principio de conservación de la cantidad de movimiento, del que resulta:

$$m_1 \cdot \Delta v_1 = m_2 \cdot \Delta v_2$$

De allí que el problema de resolver el diseño de una estructura de rigidez acotada, cuya respuesta sea variable de acuerdo a la severidad del impacto, es una necesidad asociada con vehículos de menor masa. Para la industria automotriz norteamericana, hasta entrados los años '70, éste no era un problema. Unidades de un largo superior a los 5 metros, con chasis sumamente rígidos y carrocerías construidas con chapa de acero de casi 2 mm de espesor, es decir automóviles donde los ocupantes están protegidos por la gran masa y resistencia estructural de los automóviles. A lo sumo un tapizado acolchado interior puede resultar suficiente para absorber el impacto de la segunda colisión. Sobre todo en unidades cuyas velocidades no pasaban de los 100 km/h.

La posguerra en Europa impone nuevos parámetros de eficiencia al desarrollo automotriz. Para atenuar el consumo de materiales y combustibles, los automóviles no deben sobrepasar los 1.000 kg. Para ello las dimensiones deben reducirse, en particular las dimensiones entre el paragolpes y el habitáculo, y el material empleado debe adelgazarse. Siguiendo estos parámetros, las plantas motrices requieren

menos potencia, y a su vez, ésta puede lograrse a expensas de la velocidad de rotación de los motores, reduciendo el momento impulsor. El resultado: automóviles más pequeños, más veloces y con mayor capacidad de aceleración.

Estos modelos de reducidas dimensiones protegen pobremente a sus ocupantes en casos de choque, sobre todo en casos de choques con automóviles tradicionales, de grandes dimensiones. Como se revela de la conservación de la cantidad de movimiento, la seguridad está del lado de los grandes vehículos. A fines de los años '50, los diseñadores europeos tuvieron ante sí el desafío técnico de desarrollar la seguridad en el interior de automóviles de masa reducida. Entre los desarrollos positivos el más antiguo que se registra, figura una patente de Mercedes Benz del 23 de enero de 1951, que registra los criterios de diseños *deformables* entre los avances en materia de seguridad.

Nace el concepto de *seguridad pasiva*, que incorpora los criterios de rigidez controlada en el chasis de los autos, con uniones fusibles y elementos esbeltos diseñados para deformarse por pandeo en determinados límites de fuerza, correlacionando la capacidad de deformación con el perfil delantero de los automóviles. Este es la génesis de las estructuras de deformación progresiva programada. Las estructuras incorporan la capacidad de absorber energía por deformación y trabajo mecánico concentrada en ciertas zonas, limitando o impidiendo la deformación del habitáculo. Este criterio de diseño progresivamente se va integrando y complementando con sistemas de amortiguación en la parte delantera del habitáculo, incorporación de los cinturones de seguridad, y hacia nuestros días, los *air bags*.

En 1962 Fiat comienza el lanzamiento del modelo 1600, uno de los primeros modelos que incorpora en su diseño el concepto de *deformación progresiva programada* desarrollado por Giacossa, Locatti y Franchini. Estos investigadores analizaron en el Laboratorio de Fiat modelos teóricos que incorporaron al diseño los conceptos ya conocidos de la dinámica de la colisión, a la par que desarrollaron procedimientos de ensayos con carrocerías y automóviles completos, para estudiar la amortiguación de la desaceleración en el habitáculo mediante una progresión de la rigidez de la estructura por delante y por detrás de él.

De esta manera desarrollaron un modelo teórico asociado al desarrollo experimental que, por la sencillez propia de una primera gestión en la materia, resulta muy ilustrativa del proceso de determinación de la rigidez. En la última parte de esta sección se hace un desarrollo de esta conceptualización.

5.21 ENSAYOS DE IMPACTO

La simplificación de los ensayos introduce *la barrera*. Un automóvil es lanzado contra un muro de gran porte y rigidez. Idealmente la barrera de ensayo tiene masa y rigidez *infinitas*. El concepto de *infinito* en este caso significa que frente a los valores reales correspondientes en el móvil que impacta, la masa y la rigidez son sustantivamente mayores, de manera tal que la velocidad post impacto y la deformación de la barrera resultan nulas. En estos casos son de aplicación –con menor grado de error–, las ecuaciones de conservación de la cantidad de movimiento.

En muchos casos la barrera es reemplazada por un *impactor*, una estructura de acero de gran rigidez, cuya masa es *finita* y de magnitud semejante al automóvil ensayado, que está animada de una velocidad controlada, en tanto el automóvil ensayado se encuentra detenido al momento del impacto. Este equipamiento demuestra ser muy confiable, y mucho más económico de instrumentar. Y por sobre todo muy flexible para ensayos de impacto colineales, oblicuos y laterales.

La *rigidez infinita* en realidad implica una rigidez k_b , tal que bajo las fuerzas desarrolladas el material de la barrera se mantenga dentro del período elástico, de manera que tanto en la barrera como en el impactor no se registren deformaciones permanentes. De esta manera, toda la energía transferida durante el choque es restituida al finalizar el mismo. La materialización de la *masa infinita* demanda que la barrera esté vinculada rígidamente al piso. De esa manera el automóvil en el ensayo impacta contra la masa de la Tierra. Se comprende así por qué el concepto de masa infinita no se aplica en los ensayos con impactores móviles.

La colisión colineal contra un cuerpo de masa infinita en reposo, que permanece en reposo, es un sistema de cantidad de movimiento nula. En efecto, para desplazamientos pequeños del móvil ensayado –cosa que ocurre *durante* el impacto–, el centro de masa del sistema realiza desplazamientos infinitésimos, cuyo orden crece con la relación de masa entre la barrera y el móvil.

Por ser nula la velocidad del centro de masa, lo es también la energía del centro de masa. En consecuencia, la energía puesta en juego en la colisión, la *energía disponible*, es la del móvil al momento del inicio de la colisión ($E = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v_i^2$), y coincide con la energía del sistema, de donde la energía transformada en trabajo de deformación: $E - E' = L_d$

el coeficiente de restitución resulta entonces: $e = \frac{v'}{v}$

y se cumple la relación: $L_d = E \cdot (1 - e^2)$

donde el valor de restitución e es una característica propia del vehículo, medida como magnitud relativa frente a una rigidez infinita.

El objeto de estos ensayos, tal como se aplica sistemáticamente en nuestros días, es introducir mejoras en el diseño del modelo en estudio, con la finalidad de mejorar la respuesta en seguridad frente a los choques. Bajo ningún aspecto, los ensayos de impacto persiguen el estudio de los parámetros dinámicos propios de la investigación de un accidente de tránsito; esta aplicación es siempre una utilización secundaria de los resultados de los ensayos de impacto.

5.22 RIGIDEZ Y ACELERACIÓN DE IMPACTO

El objeto de los ensayos y modificaciones en el diseño deformable de la estructura de los automóviles, dentro del concepto de seguridad pasiva, es disminuir la desaceleración en el habitáculo en el caso de colisiones colineales. Uno de los primeros estudios, del año 1968, ampliamente citado en la bibliografía [Emori], recopila las curvas de aceleración en función del tiempo durante un choque frontal contra una barrera y con dos vehículos entre sí. Las curvas responden a diversos modelos de automóviles norteamericanos de los años 1949 a 1956, y las velocidades de impacto oscilan entre 40 y 56 km/h. En todos los casos, las curvas empíricas de desaceleración muestran picos de 40 g antes de los 50 milisegundos. En un caso de choque frontal a 84 km/h, la aceleración llega a 60 g. A su vez observa que en una serie de choques traseros los picos de aceleración no superaron los 10 g.

Los investigadores de FIAT de los años '60 y '70 llegaron por caminos independientes a semejantes conclusiones [Locati] [Franchini]. Observaron que en rodados en los que no se verifica deformación apreciable de la estructura del habitáculo, para impactos entre 40 y 60 km/h, a distancias de 1,40 m o superiores medidas desde el paragolpes, la desaceleración pico es independiente de la velocidad de impacto, entre 22 y 40 g. Algunas otras conclusiones alcanzadas en estas investigaciones son:

- La deformación elástica es un 1/10 de la deformación total.
- En los ensayos con autos de diferente tamaño y masa se obtuvieron resultados coincidentes con buena aproximación.
- La deformación residual se manifiesta a partir de velocidades de impacto de 5-10 km/h y está localizada en el paragolpes.

Las mismas determinaciones se realizan para el choque trasero, comprobándose mayor amortiguación respecto del delantero, lo que puede ser atribuido a la menor masa contenida en el baúl (trasero) que en el vano motor (delantero).

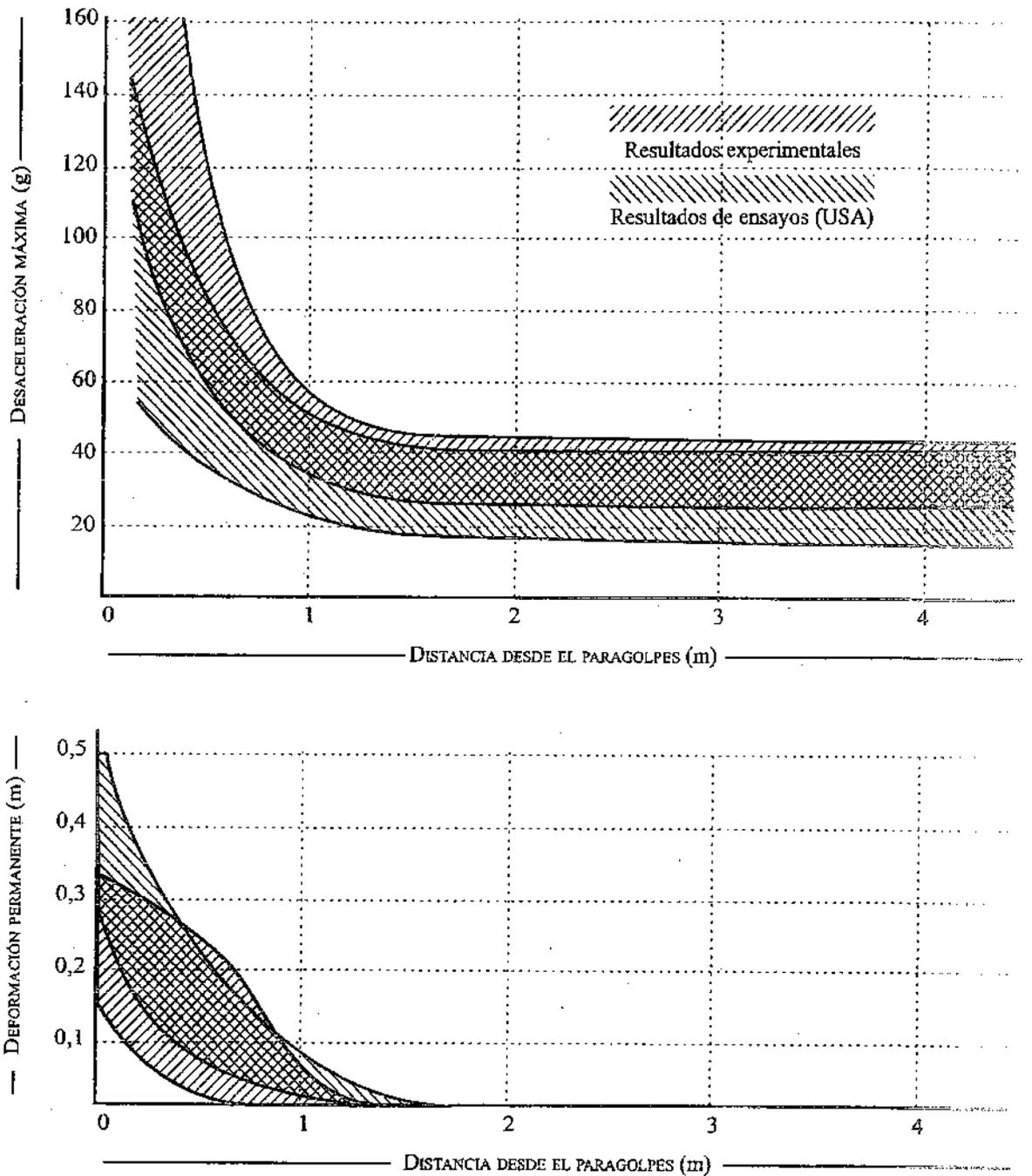


Fig. 5.II - Desaceleración y deformación según Locatti

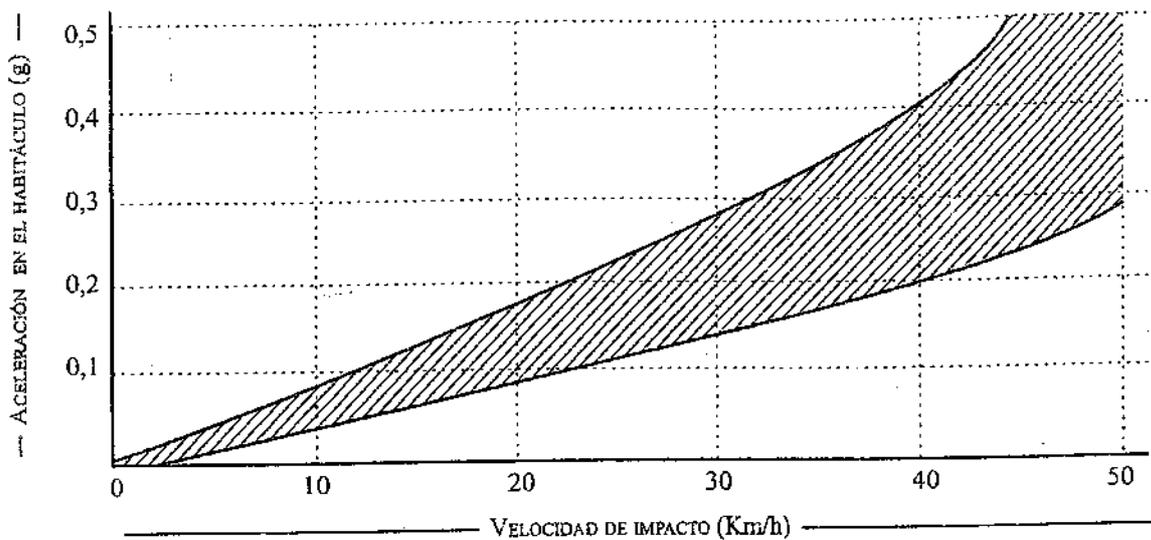


Fig. 5.III - Desaceleración en el habitáculo según Locatti

5.23 SEGURIDAD Y REPARABILIDAD; NORMAS Y ENSAYOS

Junto a la seguridad pasiva incluida en el diseño estructural, los proyectos europeos de los años 60 y 70 incorporaron el concepto de *reparabilidad*. Es un hecho de que la mayoría de los choques se producen a baja velocidad. Desde el punto de vista del interés de los fabricantes y los usuarios, la capacidad de absorción de energía, al tiempo que asegura bajas desaceleraciones en el habitáculo, aumenta el grado de deterioro después de un choque. Esto determina un segundo límite: el de la *deformabilidad* de una estructura, como para asegurar que en la mayoría de los choques, las deformaciones no impidan la recuperación del vehículo chocado; o de otra manera, que esa recuperación no demande un costo excesivo.

En un trabajo publicado en 1964 se analiza el costo de reparación del rodado siniestrado, como fracción del costo del rodado nuevo, en función de la velocidad de impacto [Franchini]. Y se concluye que en el entorno de los 40 km/h, esa relación es del 50 %. Es decir que para velocidades de colisión mayores no resulta rentable un diseño *reparable*. El objeto es entonces construir estructuras deformables capaces de absorber la máxima energía, que a velocidades de impacto menores de 40 km/h, concentren la deformación en pocas piezas fácilmente reemplazables. La expresión en nuestros días de estas lejanas determinaciones son los paragolpes elasto-plásticos y elasto-viscosos, y sus vinculaciones con la estructura, intermediadas con elementos absorbedores de choque. Paralelamente, se ha desarrollado un instrumental sofisticado, los bancos de estiraje computarizados, para recuperar la deformación estructural incipiente.

Con estos criterios se fue desarrollando en los países centrales la normativa hoy vigente para la inserción de nuevos modelos en el mercado. Como ejemplo de ello, se realizan en forma habitual, ensayos de impacto contra barreras rígidas (*crash test*) normalizados en tres gamas: ensayos a baja velocidad (10 mph - 16 km/h) para determinar el *Índice de Reparabilidad*; ensayos a media velocidad (30 mph - 48 km/h) y alta velocidad (40 mph - 64 km/h) para determinar el *Índice de Habitabilidad*, y la aptitud de los elementos de protección de los ocupantes (cinturones de seguridad, air bags, etc.). Por encima de un impacto equivalente contra una barrera a más de 64 km/h, no existe sistema de seguridad pasiva garantizada en ninguno de los modelos, cualquiera sea su equipamiento.

En los estudios y ensayos referidos a la habitabilidad se trata de asegurar en primer lugar, que los vehículos se deformen de manera controlada para limitar la desaceleración en los ocupantes. Dentro del rango de aceleración remanente, se estudia la denominada "segunda colisión": el impacto interno del ocupante contra el interior del vehículo. Para ello se emplean maniquíes (*dummies*) diseñados para representar respuestas inerciales de seres humanos en situaciones de choque.

Existen varias entidades que normalizan ensayos de aptitud al impacto en relación a los pasajeros. En los Estados Unidos, todo modelo para ser habilitado al mercado debe tener la certificación gubernamental que satisface las normas FMVSS (*Federal Motor Vehicle Safety Standards*). En éstas por ejemplo, el ensayo a 30 mph (48 km/h - FMVSS 208) es mandatorio para determinar el *Índice de aceleración límite en la Cabeza* (*Head Injury Criterion - HIC*) como máximo hasta 1000, para una aceleración del habitáculo de 60 g, una compresión del habitáculo de 3 pulgadas y una fuerza máxima en el fémur de 2250 libras.

El programa europeo NCAP especifica un ensayo de impacto frontal a 35 mph (56 km/h) para calificar la aptitud de seguridad al impacto de un modelo, en un sistema de 1 a 5 estrellas (más de 45 % a menos de 10 % de probabilidad de la producción de lesiones serias). Esta calificación refiere tanto al vehículo como a los ocupantes.

Ninguno de los ensayos mencionados ha sido pensado e instrumentado como fuente de datos para la investigación de siniestros de tránsito. Pese al alto grado de instrumentación que equipa a los automóviles y *dummies* de ensayos, muy pocos datos son publicados. En general puede relevarse muy fácilmente vía Internet coeficientes que relacionan la velocidad de impacto contra barreras rígidas (o bien con impactores) con la deformación. Algunos ensayos se realizan exponiendo al impacto un 40 % del ancho del vehículo, especialmente en aquellos ensayos dirigidos a determinar la reparabilidad del rodado. Los diagramas de aceleración, fuerzas y

constantes de pulsación pertenecen en general al secreto industrial de los fabricantes, y sólo se publican cuando el modelo está discontinuado en la producción, o fuera del mercado.

En estos casos se pueden encontrar publicaciones con ensayos de choques entre automóviles cuya relación de masas varía de 1,5 a 4, con varios ocupantes de diverso tamaño y masa, registrando deformaciones transitorias y permanentes, desplazamientos durante el impacto y posteriores a él, movimientos en el plano vertical y aceleraciones en diversas partes del cuerpo de los ocupantes. Los registros se realizan con fotografía ultrarrápida e instrumentación electrónica, y se relevan gráficas de aceleración en función del tiempo.

5.3 ESTRUCTURAS DE DEFORMACIÓN PROGRESIVA

5.3.1 MODOS DE FALLA DE MATERIALES

Toda aplicación de sistemas de fuerzas en equilibrio sobre un sólido rígido genera un estado de tensión. Ese estado de tensión depende del tipo de esfuerzo, que determina la forma de aplicación del sistema de fuerzas, y de la forma y dimensión de la sección del cuerpo considerada. Bajo la acción de un estado de tensión, el cuerpo adopta un estado de deformación, cuya magnitud dependerá de las características de rigidez del material que compone el sólido.

La teoría de resistencia de los materiales acepta como hipótesis más frecuente, cuerpos homogéneos e isotropos, y períodos definidos donde existe cierta relación de proporcionalidad entre tensión y deformación, representada en un gráfico $\sigma = \sigma_e$. Puesto que la tensión σ guarda relación con la fuerza aplicada, y la deformación específica ϵ con la deformación ΔL , la ecuación diferencial $\sigma = d\epsilon$ representa el trabajo de deformación por unidad de volumen. En un sentido general toda gráfica *fuerza-deformación* $F(x)$ será equivalente a la de σ_e y viceversa.

En un proceso dinámico como es la colisión, las fuerzas varían en función del tiempo. Ello significa que crecen y decrecen mientras dura la misma, por lo que la representación gráfica deberá comprender los procesos de *carga* (crecimiento) y *descarga* del sistema de fuerzas sobre el sólido. Como hemos visto, durante la carga, la fuerza realiza trabajo a expensas de consumir energía cinética y genera lo que por convención se denomina *trabajo positivo*; análogamente, durante el proceso de descarga la fuerza adoptará un sentido contrario al que tenía durante la carga, y realizará por lo tanto *trabajo negativo restituyendo energía cinética* al sistema. La función $F(x)$ –o bien σ_e –, dependerá de las características de *respuesta* del material. En la figura siguiente la carga sigue el proceso OAC, realizando el trabajo representado por el área bajo la curva OACe, en tanto la descarga sigue la secuencia CDB,

realizando el trabajo $CBDC_c$, que resulta de menor magnitud que el primero.

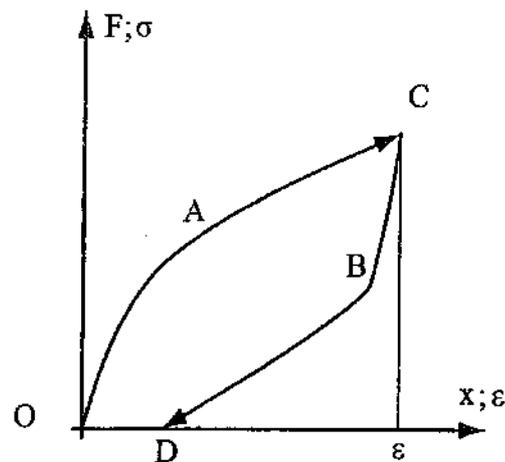


Fig. 5.IV - Fuerza, tensión y deformación; ciclo de carga y descarga

Durante el proceso de carga el sistema *disipa* energía mecánica, parte de la cual es *restituida* al sistema durante la descarga. La diferencia de trabajo entre la carga y la descarga, entre la disipada y la restituida, representa la energía *absorbida* en el proceso de impacto. Es la suma del trabajo de deformación, positivo y negativo.

Durante el proceso de carga la deformación alcanza el valor ϵ que disminuye a D durante la descarga. El primero es una deformación *transitoria* o *dinámica*, en tanto que la segunda es la deformación *permanente* que resulta del proceso de carga y descarga del sistema de fuerzas sobre el sólido.

Este tipo de representación puede modelarse matemáticamente, y expresar funciones y algoritmos que relacionen la deformación, la fuerza y la energía absorbida por trabajo de deformación. En base a las características matemáticas de representación, se considera cuatro modos de respuesta de un material a un estado de tensión: (i) elástico; (ii) plástico; (iii) visco-elástico, y (iv) frágil; y los que resultan de las posible combinaciones entre ellos.

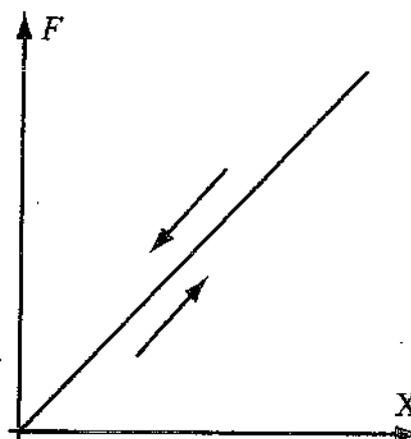


Fig. 5.V - Respuesta elástica ideal

En el modo de *respuesta elástica* la deformación guarda una relación lineal con la tensión. La función de carga y descarga sigue la misma curva, por lo que la totalidad de la energía consumida en el trabajo de deformación resulta completamente recuperada en la descarga: luego la energía absorbida en el proceso es nula. El elemento que mejor representa este modelo simple es el resorte perfecto. Una gran cantidad de materiales tienen un comportamiento elástico hasta un cierto valor de tensión.

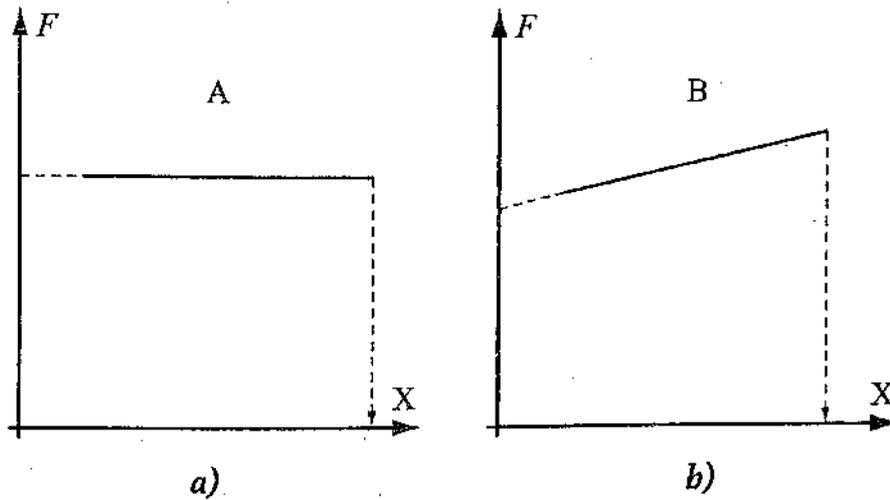


Fig. 5.VI - Respuesta Plástica. a) flujo plástico ideal b) flujo plástico real

En el modo de *respuesta plástica* (suele mencionarse como un proceso de *flujo plástico*) la deformación progresiva durante la carga, no se recupera en la descarga. En el diagrama el camino de carga es siempre diferente al de descarga. El flujo plástico perfecto se representa por un valor límite el cual, una vez alcanzado determina la deformación continua hasta que se produce la descarga. En realidad muy pocos materiales tienen este comportamiento. La deformación produce el fenómeno de *rigidización progresiva* por deformación cuya representación, en primera aproximación, es una función lineal.

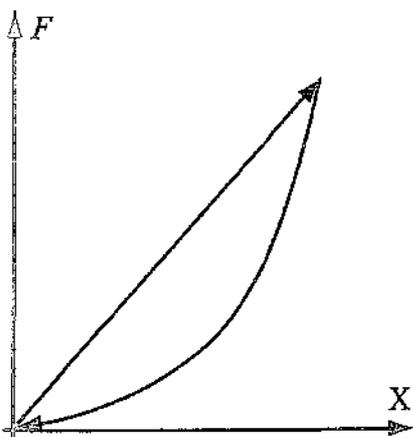


Fig. 5.VII - Respuesta visco-elástica

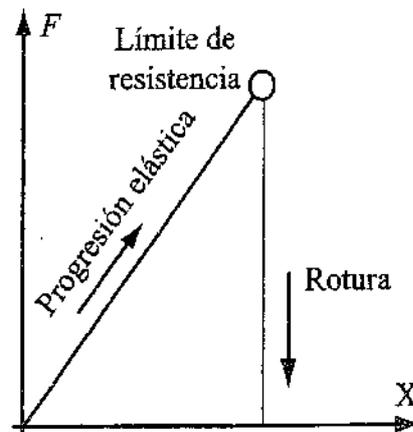


Fig. 5.VIII - Respuesta frágil

No debe confundirse una respuesta plástica con los mal llamados "materiales plásticos" conformados por polímeros orgánicos, que adquieren propiedades de *fluencia plástica* a baja temperatura. En realidad todos los materiales fluyen plásticamente por encima de una determinada temperatura.

Cuando un material sometido a un estado de tensión se deforma, y al descargarse recupera su geometría inicial recorriendo un camino de descarga diferente al de carga, que implica absorción de energía, el fenómeno o modo de respuesta se denomina *visco-elástico*. La energía absorbida se transforma normalmente en calor. En este modo de respuesta se encuentran la mayoría de los elastómeros empleados como absorbedores de choque, en los sistemas de monómeros expandidos conteniendo pequeñas burbujas de aires empleados en los modernos paragolpes, y en los neumáticos.

En los procesos de deformación elástica y plástica se asume que el punto de máxima tensión no sobrepasa el valor de tensión de rotura del material. Ello sucede en la mayoría de los casos, pues la rotura o colapso final del material ocurrirá luego de un proceso de gran deformación (en general plástica) del material. Sin embargo algunos materiales, frecuentes en las construcciones de autos como plásticos rígidos, vidrios, aleaciones de zinc y aluminio, etc., presentan la llamada *respuesta frágil* en la que la rotura sucede en un punto de una curva que representa hasta ese punto, un proceso de deformación elástica.

Como surge de la propia definición, no hay curva de descarga, por lo que el trabajo de deformación y la energía absorbida para su desarrollo *no son restituidos al sistema*. En realidad se trata de una respuesta de rotura y no de deformación propiamente dicha. Sin embargo, por la frecuencia que aparece en los casos de colisión, se la suele incluir dentro de los modos de respuesta de fuerza-deformación.

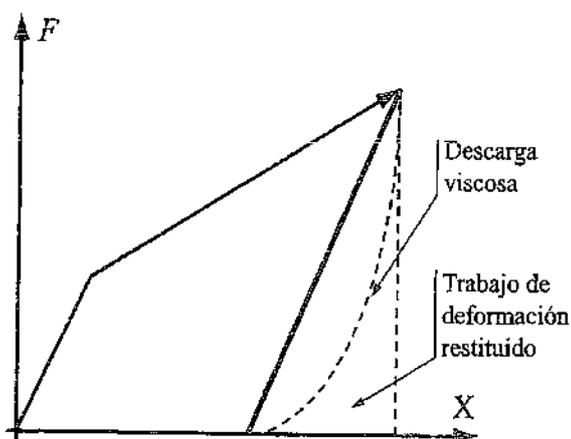


Fig. 5.IX - Respuesta combinada elasto-plástico-viscosa

En la realidad los materiales sometidos a estados de tensión responden deformándose de manera tal que combinan dos o más de los cuatro modos de respuesta básicos enunciados, en distinto grado. La forma más frecuente de combinación es *elasto-plástico-viscosa*. El material bajo un determinado estado de tensión comienza a deformarse siguiendo una ley lineal hasta que al alcanzar un determinado valor de tensión, llamado comúnmente *límite de proporcionalidad*, la deformación sigue con una ley creciente tensión-deformación lineal, o de orden superior.

El límite de proporcionalidad es el valor de tensión hasta el cual, de iniciarse la descarga recorrerá la misma ley de crecimiento, pero en sentido contrario; es decir que *hasta el límite de proporcionalidad la respuesta será puramente elástica*. Si la deformación superara el límite aludido, la curva de descarga seguirá una recta de igual pendiente, y al alcanzar el valor de tensión nula, la deformación *residual* será mayor que cero.

En este caso el proceso sería simplemente elasto-plástico. Si la descarga siguiera una curva de grado mayor que uno, la respuesta será elasto-plástico-viscosa, con una mayor absorción final de energía que en el caso anterior.

La introducción de los conceptos de la Resistencia de Materiales en el análisis de la deformación de los automóviles durante y después del choque, requiere tomar algunas prevenciones. En primer lugar considerar que los ensayos de materiales – representados en las gráficas anteriores –, se realizan a muy baja velocidad, de forma tal que los valores se aproximan a cargas estáticas o *cuasi-estáticas*.

La aplicación súbita de carga se denomina *impacto*. El fenómeno *dinámico* del impacto disminuye sensiblemente la resistencia mecánica de los aceros, y de los materiales en general – respecto de las cargas estáticas –, hasta la mitad del valor de tensión de fluencia y en menor medida los valores de tensión máxima y de rotura. Sin embargo la velocidad con que se aplica la carga, el grado de *severidad de impacto*, poco tiene que ver con la modificación de las características de ductilidad.

La segunda prevención a adoptar, es la consideración que en un choque de automóviles, se procesan simultáneamente fenómenos de tensión-deformación y de rotura de materiales de diversos tipos de respuesta; diferencias cuantitativas y cualitativas. Cada pieza tiene su propia respuesta y genera su propia fuerza. Los fenómenos observados en conjunto sólo pueden realizarse mediante modelos complejos (por ejemplo matrices de elementos finitos), que son los que permiten hacer las discriminaciones y su consideración; se requiere de otra conceptualización.

Dentro de todas las modelaciones posibles de imaginar, una de las más utilizadas, y a su vez la más sensible a introducir errores, es la de asimilar el volumen

global deformado como integrante de un *único material idealizado* como homogéneo e isótropo. Los errores pueden potenciarse si la modelización no incluye los fenómenos dinámicos dentro de la respuesta de los materiales. Para atenuar las distorsiones de la necesaria idealización, se puede considerar la influencia de la geometría en el proceso dinámico de tensión y deformación generado en la colisión.

5.32 MODOS DE FALLA DE MATERIALES Y DE ESTRUCTURAS

Muchas estructuras, constituidas por materiales de respuesta elasto-plástica, cuya rotura se produce luego de una gran deformación como en el caso de los aceros, bajo determinadas condiciones de esfuerzo, fallan con apariencia de fractura frágil. Es decir que se produce la rotura sin que se experimente una gran deformación permanente. La apariencia frágil de la falla resulta de la concentración de una gran deformación en un elemento singular de la estructura, mientras el resto de los componentes permanecen en estado elástico.

Una de las formas de concentrar la falla en un punto de una estructura es la inserción de elementos *fusibles*, elementos cuya forma y disposición favorecen la concentración de tensiones y/o la formalización de un tipo de esfuerzo ante el cual la respuesta tiene un bajo período plástico. Las secciones circulares sometidas a esfuerzos de torsión pura o de corte puro, sin flexión (o mejor, con *mínima flexión*) se rompen en forma muy próxima a una respuesta frágil.

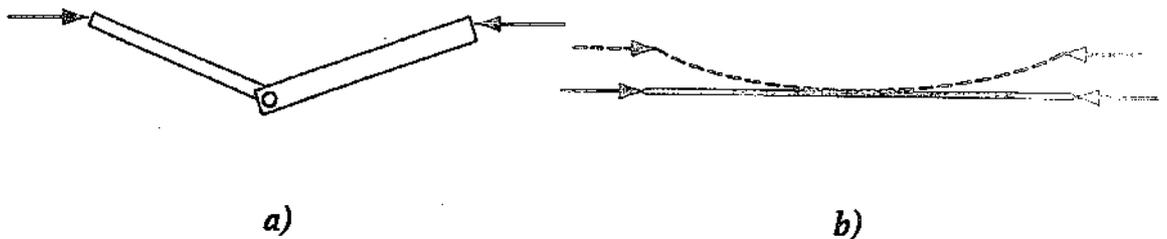


Fig. 5.X - Respuesta frágil aparente a) Torsión en un perno solidario con dos barras. b) La barra delgada sometida a un esfuerzo de compresión

Otra forma de falla aparentemente frágil, es la producida por *inestabilidad elástica*, fenómeno conocido como *pandeo* debido al aspecto formal de la deformación. El proceso ocurre en columnas esbeltas, placas y láminas sometidas a esfuerzos de compresión, ya sea por excentricidad original de la carga, o bien debido a que las primeras deformaciones dan lugar a la aparición de momentos flexores. Bajo la acción del momento flexor, se incrementa la curvatura de la barra lo que aumenta

el valor de momento, generando un proceso auto alimentado que lleva irremediablemente al colapso. El estudio del fenómeno ha determinado la existencia de una carga inicial crítica de pandeo, carga que de aplicarse, llevará irremediablemente al colapso. El valor de la carga crítica P_{cr} desarrollado por el matemático Euler es:

$$P_{cr} = \frac{\pi \cdot E \cdot J}{(u \cdot l)^2}$$

donde u es un coeficiente de reducción de la longitud l , que depende de las condiciones de sustentación de la barra. Al valor de $(u \cdot l)^2 / J$ se lo denomina *esbeltez de la barra*, y resulta un índice de la sensibilidad a la inestabilidad de la misma.

Partiendo de la respuesta de la columna simple sometida a pandeo, se puede elaborar una hipótesis estructural asociada a un modelo de colisión que interprete el carácter dinámico de la misma. Para ello se parte de la hipótesis de que el impulso generado en el impacto se absorbe dinámicamente como deformación elasto-plástica, fundamentalmente en los largueros y elementos estructurales principales del automóvil. Para ello puede representarse el frente del automóvil (o su sector trasero) como un pórtico cuya vinculación es articulada al frente (viga conformada por travesaño y paragolpes delantero) y empotrada en la estructura reticulada del habitáculo.

En estas columnas puede asimilarse en forma simplificada el proceso de puntales esbeltos sometidos a esfuerzos de flexo-compresión o pandeo, conformado por dos o más elementos articulados entre sí mediante articulaciones de alta resistencia elástica a la flexión hasta un cierto valor o *límite de colapso*. De esta manera la función dinámica fuerza-deformación, se transforma en una función momento flexor en la articulación en la articulación: $F_d \rightarrow M_\theta$

Este proceso se desarrolla inicialmente como una función de deformación angular elástica, progresiva y continua, hasta alcanzar el límite de colapso de la articulación. En este punto la función alcanza la rotura (como una respuesta frágil). A este modelo se lo denomina *articulación escalón*. Cada uno de los elementos articulados del modelo simplificado propuesto se representa esquemáticamente en la figura 5.XI, sin escala.

Se aprecia que la existencia de un límite de fuerza o momento en el cual la estructura cede totalmente, genera la imagen de una fuerza límite máxima porque puede admitir el conjunto estructural. Por debajo de ese valor, y hasta el límite de colapso de la articulación -que con propiedad se puede denominar *la fase elástica-*, el sistema funciona como un puntal sometido a un estado de flexo compresión, donde se cumple la ley de Hooke. Existe una constante de rigidez k específica para

esa relación carga-deformación y que en términos técnicos es constante, y se cumple la relación $\omega^2 = k/m$ siendo m la masa de la estructura sometida a esfuerzo y ω la frecuencia propia de la estructura, una característica de la misma.

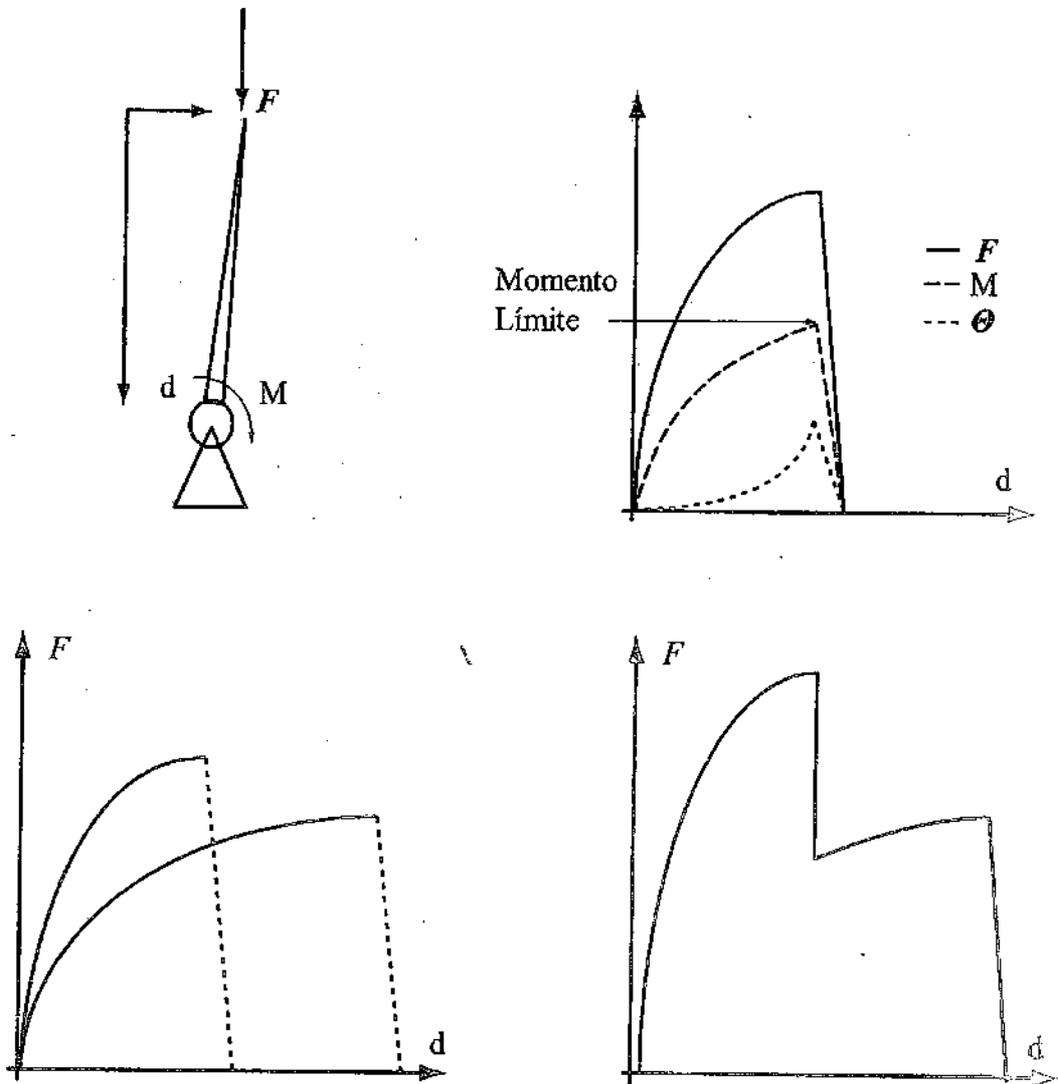


Fig. 5.XI - Modelación de la respuesta dinámica

Este modelado se corresponde con un sistema de un puntal con dos *articulaciones escalón* en serie (uno a continuación de otro), tal que cada una de ellas tiene un valor límite relativamente mayor. Cada articulación, presenta un diagrama elástico $[F - M]_d$, del tipo representado en el diagrama de la izquierda. De la figura 5.XI El efecto combinado de ambos está representado en el diagrama de la derecha de la misma.

Compárese este diagrama, desarrollado a partir de una especulación teórica, con el diagrama de desaceleración-tiempo registrado en un choque contra barrera, en

el diagrama de la izquierda de la figura 5.XII ($A \text{ (m/s}^2) - t \text{ (s)}$). La aceleración es proporcional a la fuerza, de manera que los picos y valles se corresponden con una variación de fuerza aplicada a lo largo del tiempo de colisión.

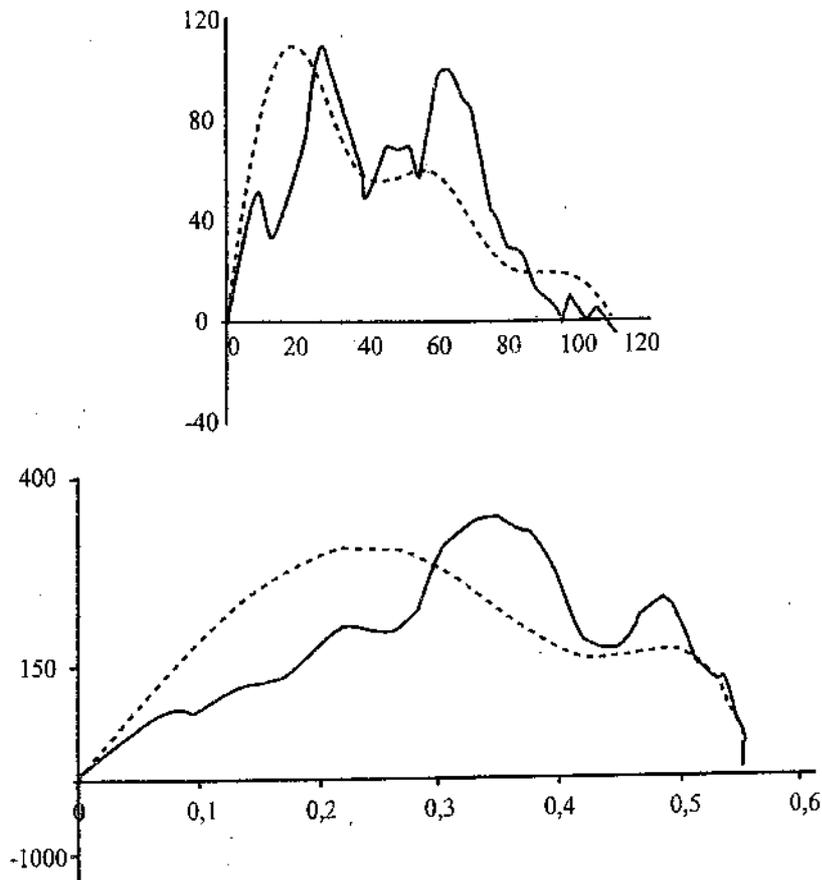


Fig. 5.XII - Aceleración y Fuerza-deformación en un ensayo de impacto contra barrera

El diagrama a la derecha de la figura 5.XII representa fuerza-deformación [$F(\text{KN}) - x(\text{m})$], derivado de los diagramas de aceleración y desplazamiento en un ensayo de choque contra barrera. En ambos diagramas en línea punteada se representa en la misma escala la curva homóloga de un modelo dinámico de colisión, de carácter teórico que se desarrolla en el capítulo 5.7, que toma en cuenta las características de respuesta de una estructura en un proceso de inestabilidad elástica, como la descrita anteriormente.

5.33 MODELACIÓN DE LA RESPUESTA ELÁSTICA

Modelar un fenómeno físico se resume en alcanzar una función de una o más variables. Modelar la respuesta elástica es combinar el modo de respuesta del material y el tipo de esfuerzo aplicado en cuerpos de características de respuesta compleja. Para llegar a ello, se debe recurrir a aproximaciones mediante modelos simples. Un modelo simple es la elección de un modo de respuesta combinado de elementos simples como se aprecia en los ejemplos siguientes.

El modelo de respuesta elástica más simple es el resorte ideal, cuyo estado de tensión deformación responde a una ecuación lineal del tipo $f(x) = k x$. El resorte *helicoidal* sólo admite esfuerzos normales (colineales con el eje del resorte); existen también resortes de flexión (*ballestas*). Los elastómeros tienen respuestas elásticas lineales que los asimilan a resortes helicoidales. Un cuerpo sólido, constituido por material de respuesta elástica dentro de un rango de tensión-deformación, puede ser concebido como una sucesión de resortes paralelos, de constante k igual para todos ellos, vinculados lateralmente entre sí de manera tal de actuar con algún grado de solidaridad.

Considérese en primer lugar un par de resortes con sus ejes paralelos, separados por una cierta distancia, y unidos por dos barras muy rígidas a la flexión, de manera tal que la aplicación de fuerzas en un punto de ellas no inducirá deformación de la barra (Figura 5.XIII). Por comodidad se considera que una de las barras está empotrada, de manera tal que puede admitir cualquier tipo de esfuerzo sin desplazarse.

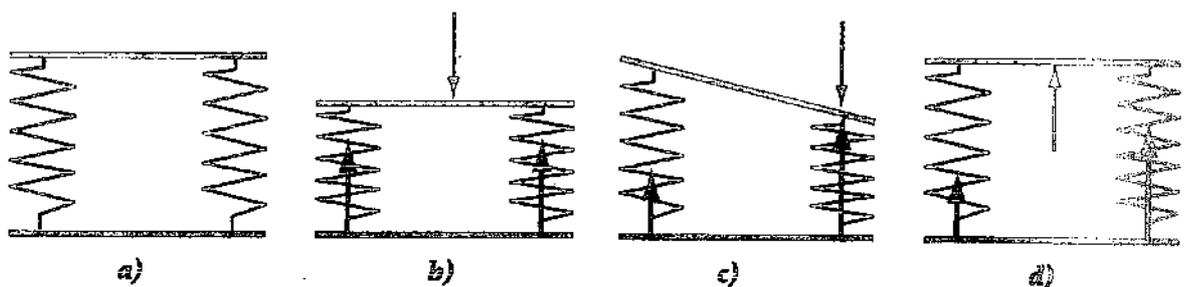


Fig. 5.XIII - a) Sistema de resortes en paralelo. b) dos resortes iguales cargados con carga simétrica; c) ídem con carga asimétrica; d) dos resortes distintos sometidos a igual deformación

Si ambos resortes son iguales —es decir tiene igual longitud inicial y la misma constante de rigidez—, y la carga se aplica en el centro de la distancia entre ambos, las reacciones serán iguales a la mitad de la carga aplicada, con lo que la deformación será un desplazamiento $x_0 = F/2k$ (figura b). Si en el mismo sistema la carga se aplica descentrada, las reacciones serán proporcionales a la inversa de las distancias

del punto de aplicación, con lo que la deformación será un desplazamiento y un giro (figura c).

Considérese ahora dos resortes de constante de rigidez k distinta (figura d). Supongamos que a la barra superior se le impone un desplazamiento x_0 ; ambos resortes serán deformados en la misma longitud, por lo que la fuerza de reacción de cada uno será proporcional a su constante k . La resultante de ambas reacciones estará a una distancia tal entre ambos de manera que resulte proporcional a la relación inversa al cociente de las constantes de cada uno de los resortes. Es como si se aplicara una carga asimétrica semejante a la del caso c). Considérese el caso de aplicación de una carga simétrica en el conjunto de dos resortes del caso d).

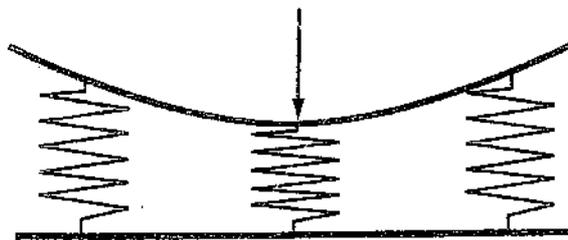


Fig. 5.XIV.- Sistema de tres resortes en paralelo con carga simétrica y barra deformable

Considérese por último el caso de tres resortes iguales en paralelo. A diferencia de los casos anteriores, la barra que los vincula posee una elasticidad a la flexión dada por la función $d = m \cdot l^2$, donde m es constante y d es el descenso relativo (deformación) de un punto a distancia l de uno de los extremos. Si sobre el centro de la barra se aplica una fuerza puntual, el sistema adoptará una deformación tal que se cumpla:

$$F = k \cdot (2 \cdot x_1 + x_2) \quad \text{y} \quad x_2 - x_1 = \frac{1}{4} \cdot m \cdot L^2$$

donde L es la longitud de la barra flexible, x_1 la deformación de los resortes extremos y x_2 la del resorte central.

Considérese ahora el caso de dos resortes de distinta rigidez, unidos en serie. F_0 es la máxima fuerza admisible en el resorte de constante k_1 . La condición de este sistema es que hasta tanto no se alcance ese valor, no se trasmite carga al resorte de constante $k_2 < k_1$. Aplicando una fuerza $F > F_0$ la curva de tensión-deformación seguirá el camino graficado en la gráfica de la derecha de la figura 5.XV.

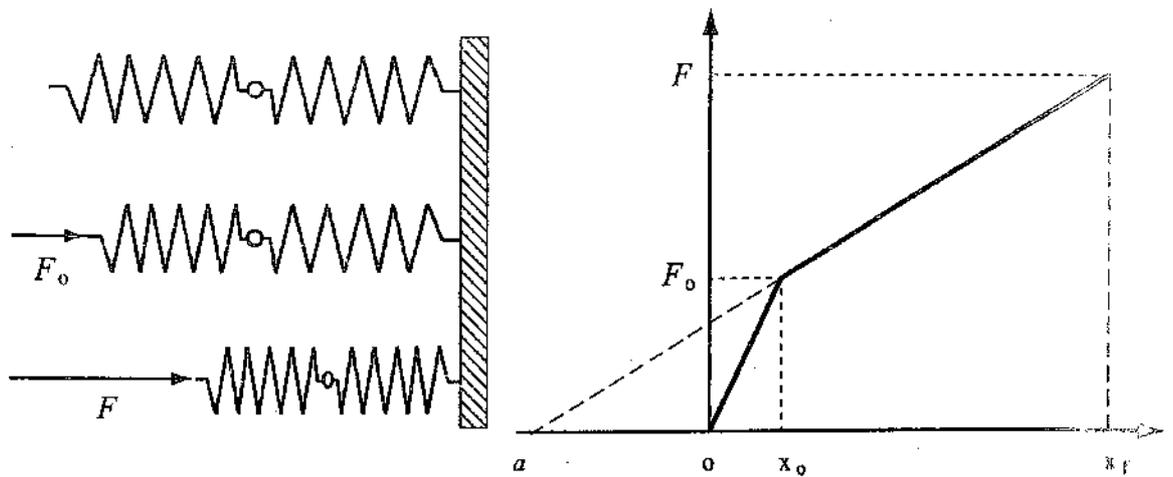


Fig. 5.XV.- Sistema de resortes en serie

La función fuerza-desplazamiento puede escribirse como:

$$f_{1(x)} = k_1 \cdot x \quad \text{para el rango: } 0 < x < x_0;$$

$$f_{2(x)} = k_2 \cdot (x + a) \quad \text{para el rango: } x_0 < x < x_f$$

Por semejanza de triángulos puede plantearse:

$$\frac{k_1 \cdot x_0}{k_2 \cdot a} = \frac{x_0 + a}{a};$$

de donde resulta:

$$k_1 \cdot x_0 = k_2 \cdot (x_0 + a)$$

El trabajo de deformación puede calcularse como el área bajo la curva $f(x)$ entre 0 y x_f . Este área resulta la suma de las tres sub áreas siguientes:

$$A_1 = \frac{1}{2} k_1 x_0^2 \quad A_2 = k_1 x_0 (x_f - x_0)$$

$$A_3 = \frac{1}{2} [k_2 (x_f + a) - k_1 x_0] \cdot (x_f - x_0)$$

Sumando las tres sub áreas, reemplazando con la ecuación y operando se obtiene la ecuación del trabajo desarrollado por el sistema como:

$$L_s = \frac{1}{2} k_2 \cdot a \cdot \left[x_0 + 2 \cdot x_f + \frac{x_f^2}{a} \right]$$

Los ejemplos anteriores ponen en evidencia que pese a la simplicidad del resorte, su utilización criteriosa permite representar la respuesta de situaciones más complejas, que a medida que se progresa en la complejidad, se aproximan satisfactoriamente a las situaciones de la vida real. Los casos de las figuras anteriores permiten considerar los casos de sólidos de sección variable o compuestos por materiales de distinto grado de elasticidad. El modelo de los resortes en serie, puede representar los casos de deformación elasto-plástica. La combinación de ambos reúne las características más significativas de los casos de deformaciones de los automóviles en las colisiones.

El modelo del resorte ideal incluye un proceso de alivio de fuerza (descarga) que sigue la misma curva de carga; es una respuesta elástica pura, donde la deformación residual es nula. Una respuesta elasto-plástica (más aproximada a la colisión de un automóvil), se puede representar asumiendo una curva de descarga, paralela a la curva de carga inicial hasta el valor F_0 , o bien una curva propia de una descarga viscosa, de modo tal que en todos los casos, el punto de reposo se alcanza en un valor de deformación final D , menor que x_f , como se grafica en la figura 5XVI.

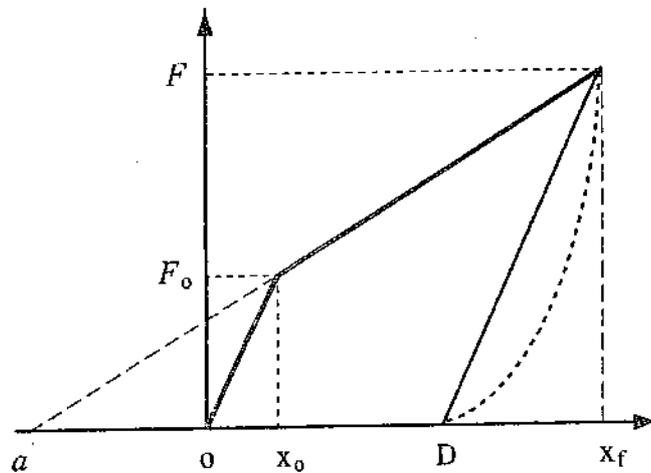


Fig. 5.XVI - Representación gráfica de la deformación elásto-plástica con descarga

El camino lineal entre B y D responde a la ecuación del tipo $r_{(x)} = k_1 \cdot (x - D)$ entre D y x_f y el módulo del trabajo de restitución se expresa como:

$$L_r = \frac{1}{2} k_1 \cdot (x_f - D)^2$$

La energía cinética puesta en juego es igual al máximo trabajo de deformación, que como se dedujo para el caso de dos resortes en serie resulta:

$$L_T = \frac{1}{2} k_2 \cdot a \cdot \left(x_o + 2 \cdot x_f + \frac{x_f^2}{a} \right)$$

Y el trabajo de deformación residual resultará:

$$L_D = L_T - L_r = \frac{1}{2} \left[k_2 \cdot a \cdot \left(x_o + 2 \cdot x_f + \frac{x_f^2}{a} \right) - k_1 (x_f - D)^2 \right]$$

Como se ha visto, en el caso singular de choque contra barrera de masa infinita, y rigidez también infinita, se verifica la relación entre energía disponible y trabajo de deformación:

$$L_D = L_T (1 - e^2)$$

De manera que puede relacionarse el coeficiente de restitución, que como característica cinemática se expresa como $e = (v'/v)$, con el fenómeno de deformación de la estructura.

La distinción entre energía total y trabajo de restitución puede ser despreciada en colisiones a alta velocidad, pero se vuelve importante a medida que decrece la severidad del impacto. La energía de impacto está asociada con la máxima deformación dinámica, que es temporaria y solo es medible con fotografía de alta velocidad. En tanto que la energía absorbida está asociada con las deformaciones permanentes.

5.34 MODELACIÓN DINÁMICA DE LA RESPUESTA ELÁSTICA

Las consideraciones del párrafo anterior remiten a una visión estática de la aplicación de fuerzas; la función tensión-deformación es independiente del tiempo. Esto equivale a decir que se ha ignorado el aspecto dinámico de la aplicación de las cargas. Así, el análisis resulta incompleto para integrar el análisis del fenómeno de la deformación bajo tensión en el choque de automóviles.

Los modelos de movimiento derivados de un valor constante de aceleración resultan inapropiados para estudiar la aplicación dinámica de las fuerzas durante el choque. Funciones de aceleración de grado superior, resultan erráticas y de difícil operación para modelos más o menos sencillos de interpretar. Las ecuaciones del movimiento oscilatorio son las que mejor se aproximan al caso del choque.

El movimiento oscilatorio describe el desplazamiento de una partícula vincula-

da elásticamente, que es apartada del punto de equilibrio en una magnitud $x=A$, de manera tal que se genera una fuerza de oposición del tipo $k x$. Se genera una aceleración que impulsa a la partícula hacia el punto de equilibrio, y aproximándose al mismo, mientras aumenta la velocidad, disminuye la fuerza de retracción y con ella la aceleración. Al llegar al punto de equilibrio, la velocidad es máxima y la aceleración es nula, por lo que la partícula se aleja del punto, genera una fuerza en el sentido contrario que desacelera la partícula. En este proceso la partícula pasa repetidamente por extremos máximos de desplazamiento a ambos lados del punto de equilibrio.

La función del movimiento resulta similar a la proyección sobre el eje de ordenadas de una partícula que realiza un movimiento circular de radio A , a una velocidad ω , de manera tal que en un tiempo cualquiera t , el ángulo barrido es ωt .

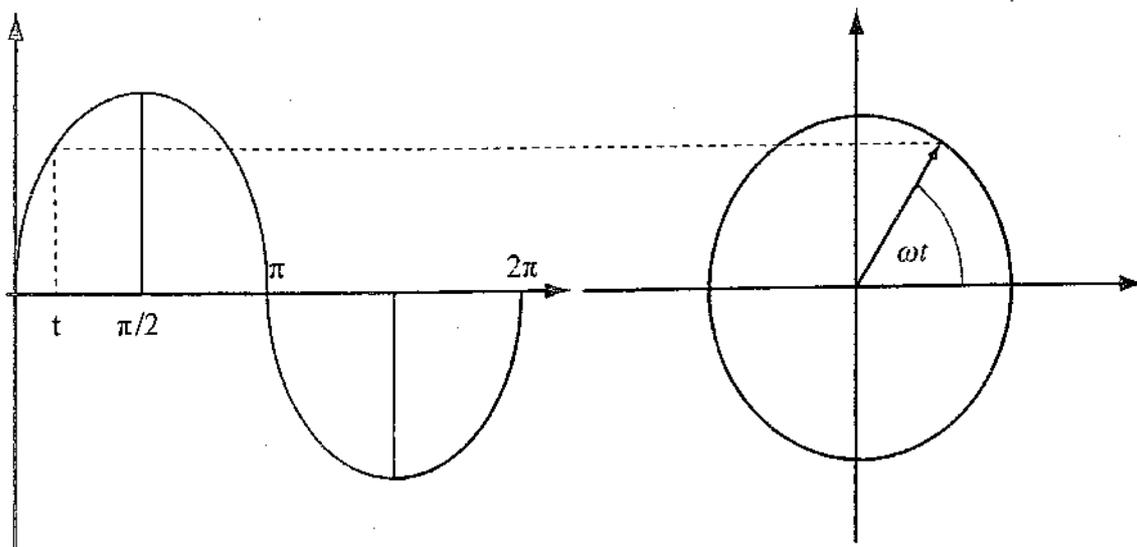


Fig. 5.XVII - Movimiento oscilatorio armónico

La función del espacio recorrido resulta:

$$x_{(t)} = A \cdot \text{sen } \omega t$$

Las funciones velocidad y aceleración resultan derivadas de la anterior:

$$v_{(t)} = \dot{x}_{(t)} = A\omega \cdot \text{cos } \omega t \quad a_{(t)} = \ddot{x}_{(t)} = -A\omega^2 \cdot \text{sen } \omega t$$

Cada tiempo T , llamado el período, la partícula pasa por el mismo punto con la misma dirección, velocidad y aceleración, luego de recorrer un ángulo $2\pi T$; se denomi-

na frecuencia a la inversa del período ($f = 1/T$), de la que se deduce $\omega = 2\pi f = 2\pi/T$.

El equilibrio de fuerzas en un movimiento oscilatorio sin excitación exterior, es una ecuación diferencial de la que se deducen las relaciones dinámicas. Resulta:

$$m \cdot \ddot{x} + c \cdot \dot{x} + k \cdot x = 0$$

donde m es la masa de la partícula, $c \cdot \dot{x}$ es la componente de amortiguación y k tiene el significado ya indicado de constante elástica del vínculo de la partícula. Dividiendo por m , el coeficiente del término no derivado es por definición $\omega^2 = k/m$, donde ω es la pulsación propia o natural del sistema.

Cuando el coeficiente c es nulo, la amplitud del movimiento A es constante; en caso contrario se reduce progresivamente según una función $[(c/2m) t]$. Cuando el cuerpo alcanza una deformación x_f , la velocidad es nula, pero la aceleración y la fuerza de reacción es máxima. La energía de impacto transformada en trabajo mecánico, y representada por la deformación máxima x_f , o *energía disponible* para deformación, se expresa como:

$$L_D = \frac{1}{2} k_2 \cdot x_f^2$$

5.4 ENSAYOS DE IMPACTO (CRASH TEST)

En los ensayos de choque de vehículos contra barreras de *masa y rigidez infinitas*, se evalúa la capacidad de absorción de energía de la estructura (*crashworthiness*) y su relación con la respuesta dinámica, representada por la desaceleración durante la colisión, y a consecuencia de ello, las fuerzas desarrolladas en ese lapso.

La información de los ensayos está disponible vía Internet en diversos formatos. La NHTSA tiene en su página web extensos informes de evaluación de centenares de modelos lanzados al mercado norteamericano desde 1981, que exceden la temática de la deformación resultante del impacto. Otros institutos y empresas privadas disponen de información más resumida, esencialmente perfiles de deformación residual y coeficientes de rigidez, expresados en el formato del modelo *CRASH3*, que se verá más adelante.

De toda la información recopilada, resultan de interés para su empleo los perfiles de deformación, los coeficientes de rigidez y la respuesta dinámica de aceleración-fuerza-velocidad-deformación durante el desarrollo del fenómeno de la colisión.

5.4.1 DEFORMACIÓN RESIDUAL

La información más frecuentemente difundida de los ensayos de impacto, junto con la velocidad y masa de ensayo, es el perfil de deformación residual del sector ensayado; con mayor frecuencia del sector delantero. Esta información está sistematizada en el acortamiento en seis puntos equidistantes, dos de ellos correspondientes a los extremos. Un ejemplo de este tipo de información y su interpretación se reproduce en la figura 5.XVIII.

Perfil de Deformación BMW 325i modelo 1995

Impacto frontal contra barrera a una velocidad de 47,5 km/h (13,2 m/s)

Masa de ensayo de 1.681 kg .

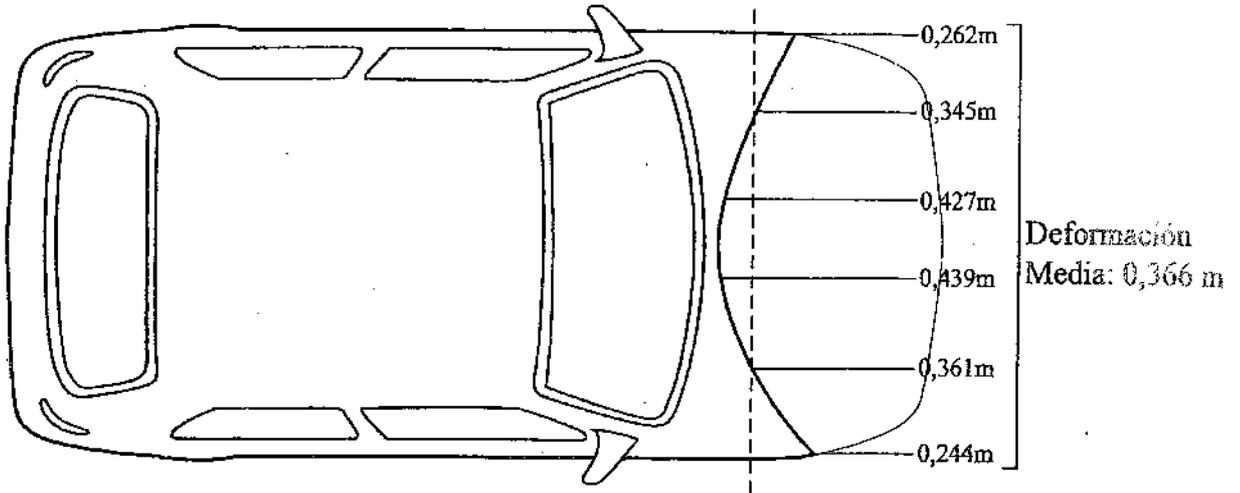


Fig. 5.XVIII - Perfil de Deformación

Se observa que pese a haber impactado contra un frente plano e indeformable como es la barrera de rigidez infinita, la deformación es sensiblemente mayor en el centro del ancho, que en los extremos. Esta diferencia sólo puede ser explicada por una característica de restitución diferente, mayor en los elementos laterales de la estructura frontal. Obsérvense en la figura 5.XIX los resultados en un vehículo similar, a una velocidad de impacto levemente superior, de 56,7 km/h (15,7 m/s).

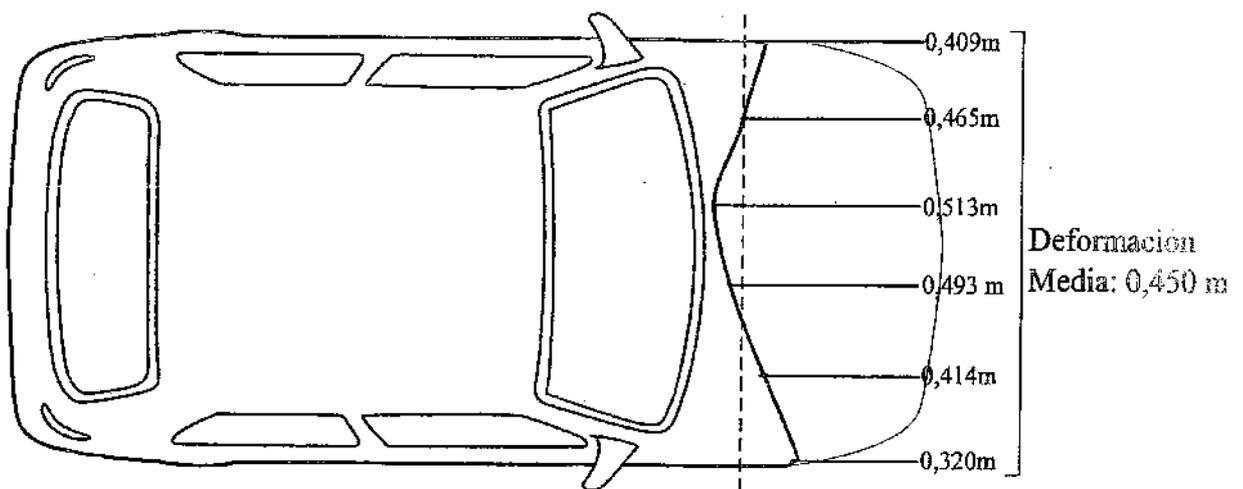


Fig. 5.XIX - Perfil de Deformación

La comparación entre ambos ensayos, permite intuir que a mayor velocidad y energía cinética de impacto, la deformación residual es mayor, y la diferencia de deformación entre los elementos externos y los centrales tiende a atenuarse, con menos dispersión respecto del valor medio de deformación residual. Esta observación llevó a los investigadores a pensar la restitución como un fenómeno cuya magnitud es inversamente proporcional a la velocidad de impacto. Dicho de otro modo: a medida que la velocidad neta de impacto crece, la respuesta de la estructura evoluciona progresivamente a formas de respuesta predominantemente plástica.

5.42 CURVAS DE ACELERACIÓN, VELOCIDAD Y DEFORMACIÓN

Con frecuencia, los informes de ensayo proveen también las funciones de aceleración leídas con acelerómetros ubicados en diversos puntos del vehículo ensayado y que registran su variación durante el impacto, a intervalos del orden de los 2 milisegundos. Un ejemplo de estas curvas es el diagrama aceleración - tiempo de la figura 5.XX, derivado de un ensayo de impacto contra barrera a 35,2 mph (15,7 m/s) (NHTSA - Ensayo V0206 - Ford Escort 1981).

En la misma se grafican tres curvas correspondientes a tres diferentes lugares del automóvil ensayado: el centro de la parte inferior del motor, el centro de la pared cortafuego entre el vano motor y el habitáculo -sobre el panel de instrumentos-, y la tercera curva originada en un acelerómetro próximo a la palanca de cambios, coincidente con el centro de masa del automóvil.

Se observa que cuanto más próximo se encuentra el acelerómetro del frente de impacto, el fenómeno de aceleración es más intenso, con picos más altos y duraciones más breves de la oscilación. Para el centro de masa se aprecia un tiempo de duración de la colisión de 120 milisegundos.

La integración sucesiva de la curva aceleración-tiempo permite obtener la variación de velocidad y la deformación acumulada en el intervalo de duración de la colisión, tal como se observa en las figuras 5.XXI y 5.XXII. En ambos casos se aprecia que la severidad del impacto varía sensiblemente según donde se evalúe. A los efectos de la seguridad de las personas, el ámbito de estudio es el interior del habitáculo. Desde el punto de vista del interés en la dinámica del impacto, la referencia del centro de masa resulta la de mayor interés. Por ello en toda la literatura especializada, cuando se refiere a las curvas de desplazamiento (deformación), velocidad, aceleración y fuerza, salvo que se indique específicamente lo contrario, se considera el valor medido o calculado en el centro de masa del vehículo.

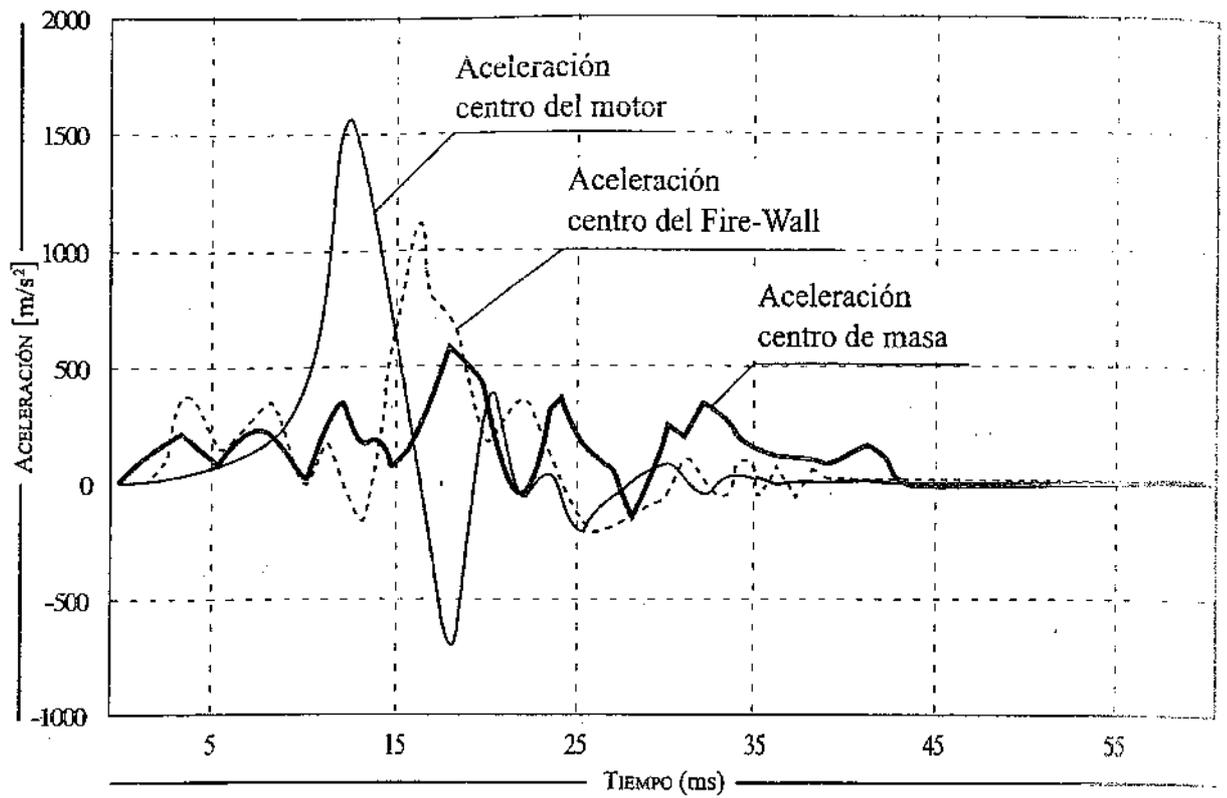


Fig. 5.XX - Aceleración en la colisión, en distintos puntos de la estructura

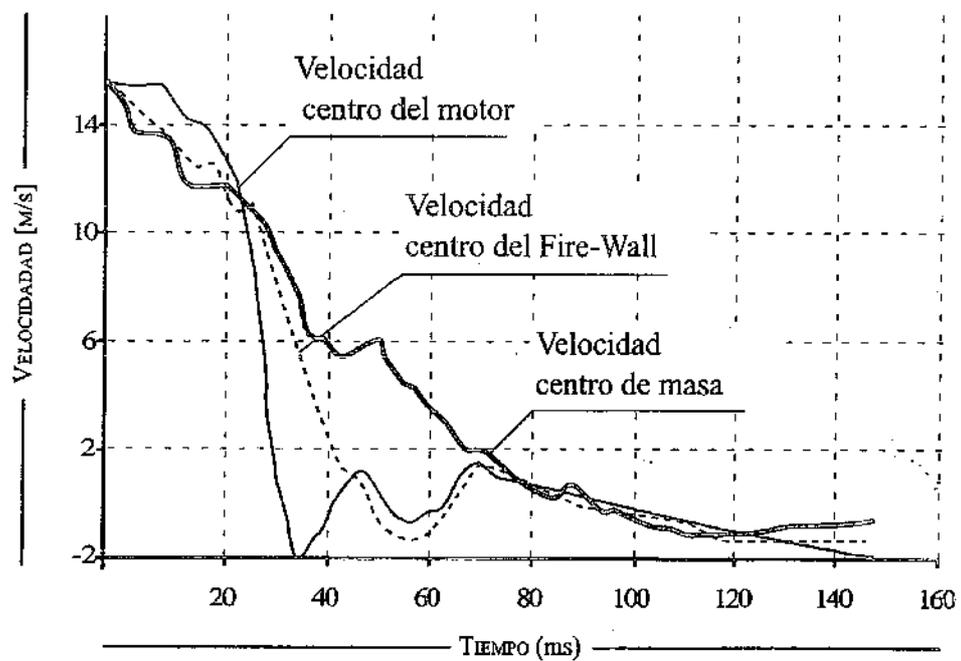


Fig. 5.XXI - Variación de velocidad en la colisión

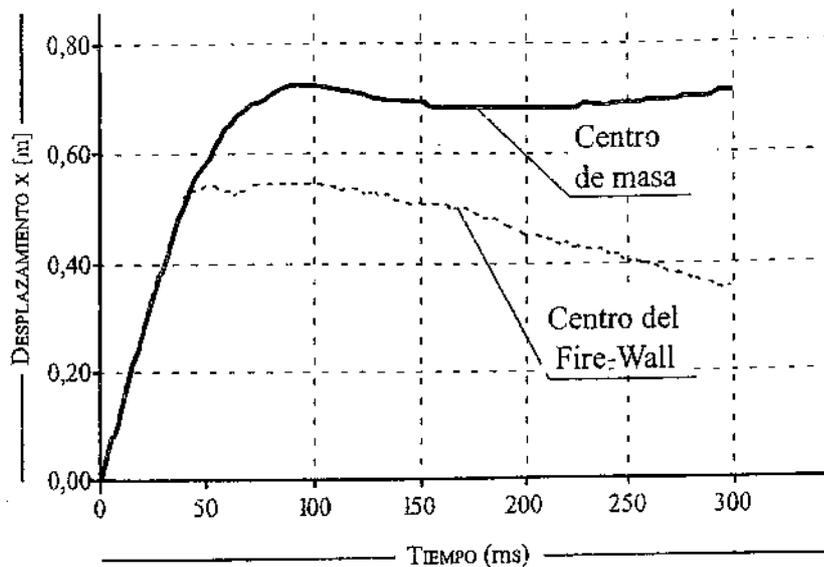


Fig. 5.XXII - Deformación durante la colisión

5.43 DISTRIBUCIÓN DE FUERZAS DURANTE EL IMPACTO

Algunos ensayos de impacto se realizan contra barreras equipadas con celdas de carga, distribuidas de manera tal que se puede medir y registrar el esfuerzo instantáneo en todos los puntos del plano de contacto. Estas celdas de carga se sitúan formando una grilla de seis unidades a lo ancho y tres en altura, o sea 18 sensores de fuerza en una superficie que abarca todo el frente de impacto.

La figura 5.XXIII grafica la variación de fuerza en el tiempo, agrupando los registros en las seis celdas extremas del ancho (curvas a y b), y las seis que se alinean al centro de un automóvil pequeño que impacta contra una barrera instrumentada de la manera aludida (curva c).

La evolución del módulo de las fuerzas en los extremos muestra que entre el 40 y el 50 % del valor total de la fuerza en cualquier instante se concentra en cada uno de los extremos, y menos del 20 % se registra en el centro. El valor medio de los extremos es 78,5 KN en ambos casos (46 % del total), con máximos de 205 y 187 KN, en tanto el valor medio en el centro es de 13,1 KN (8 % del total), con valores por debajo de 31 KN en todos los casos.

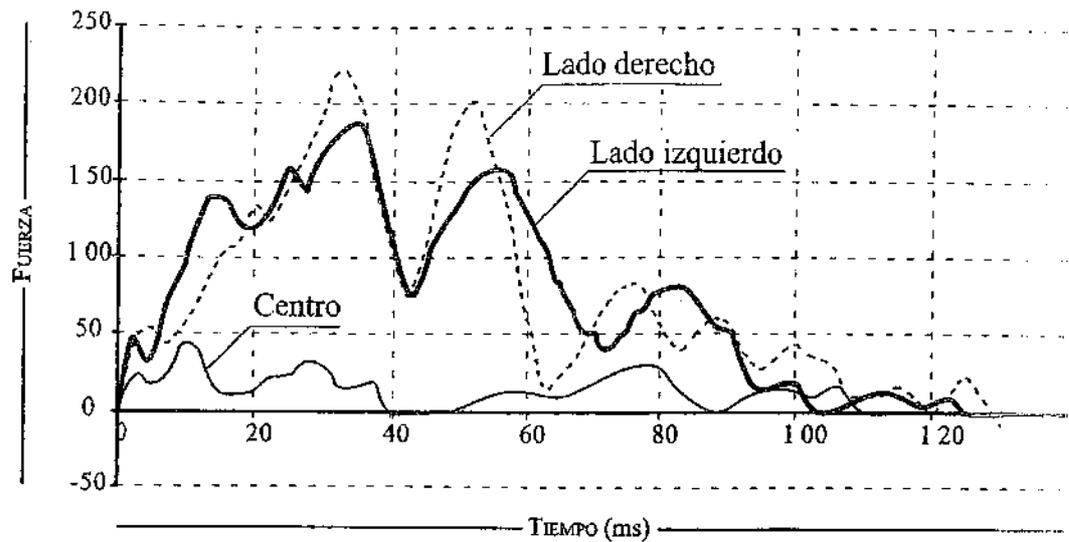


Fig. 5.XXIII - Variación de Fuerzas durante la colisión. Ensayo de impacto contra barrera con celdas de carga (NHTSA - Ensayo V0206 - Ford Escort 81 - 35,2 mph)

Una mejor apreciación de este fenómeno se obtiene representando la fuerza total como fracción de la fuerza máxima y sumando la fuerza en ambos laterales por un lado y en el centro (figura 5.XXIV).

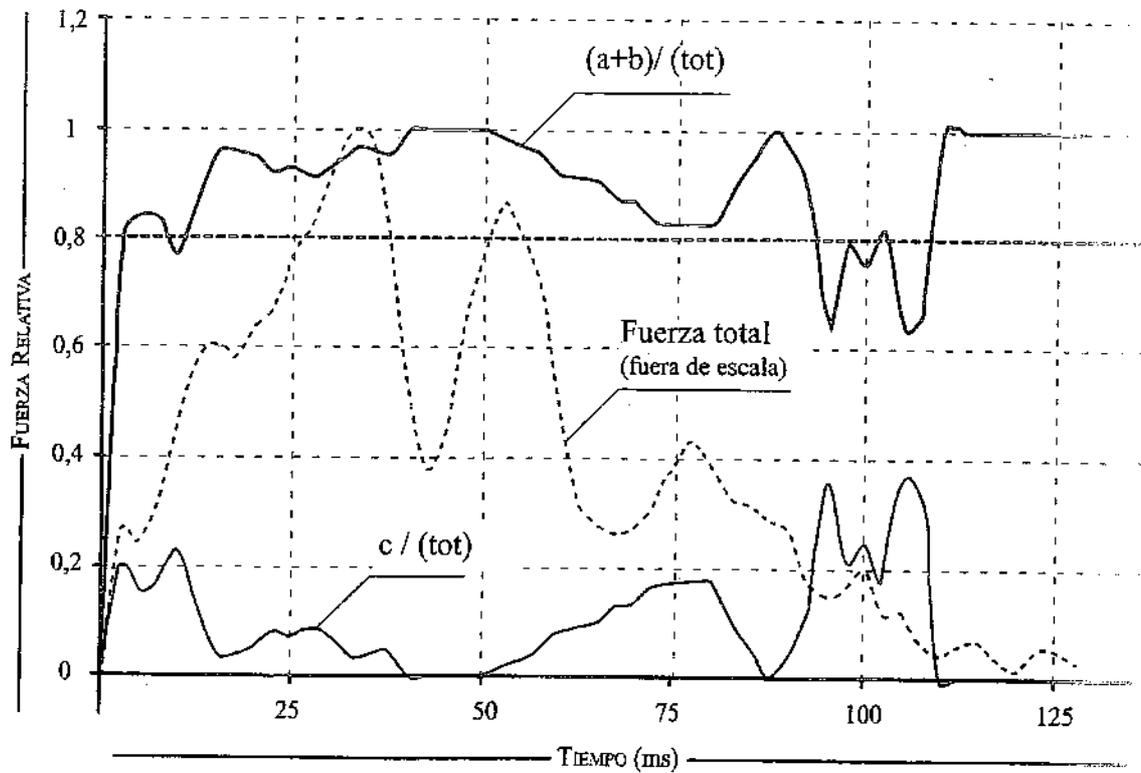


Fig. 5.XXIV - Variación relativa de Fuerzas durante la colisión

La concentración de la fuerza resistente en los extremos puede interpretarse del siguiente modo: la energía cinética disponible en el impacto tiene una respuesta elasto-plástica en los largueros y otros elementos de estructura, capaces de absorber en un estado de tensión – deformación esa energía. La masa de los elementos dispuestos en el vano motor bajo el capot, poco y nada pueden aportar al proceso de absorción de energía como trabajo de deformación.

Esta sencilla verificación, permite simplificar el análisis del choque, cuando su análisis parte de la deformación residual del vehículo. Como muy buena aproximación y para un choque frontal con el 100 % del ancho, puede asumirse que el 50 % de la misma se concentra en cada uno de los largueros de la estructura.

Dicho de otra manera; en cualquier choque frontal o trasero, en el que la deformación involucre a uno solo de los largueros (deformación parcial), puede estimarse la función fuerza-tiempo puesta en juego durante la colisión y sus derivaciones (aceleraciones, impulso, etc.), como las que resultan de considerar el 50 % de la misma deformación en todo el frente.

La simplificación mencionada, hace más sencilla la medición de la deformación y, aplicada a la estimación de velocidades de impacto, arroja valores más consistentes que los que resultan de la aplicación de complicadas integraciones y algoritmos al análisis de la deformación de la zona central de la masa deformada en el choque.

5.44 ENSAYOS CON ANCHO PARCIAL

Muchos ensayos de impacto colisionan parcialmente el frente del vehículo. En general se somete al contacto contra la barrera al 40 % del ancho del lado izquierdo. Esta particularidad responde a dos objetivos; la primera es la coincidencia de la mayor frecuencia de casos reales coincidente con este tipo de contacto parcial. La segunda es que los choques cotidianos de automóviles tienen una tendencia a situarse en el orden por debajo de los 40 km/h, con contactos que no superan la fracción mencionada.

De esta singularidad deriva el *índice de reparabilidad*, dado por la relación de costo de reparación versus el valor original del automóvil, para esta configuración del impacto. Es sabido que en un ensayo de *reparabilidad*, se generan deformaciones en vehículos lanzados a una velocidad de 16 km/h contra una barrera, alineada de modo tal que impacta con el 40 % del ancho del frente del vehículo (*40 % off-set*). Idénticamente se producen impactos traseros lanzando estructuras de masa igual a 1.000 kg, altamente rígidas, a una velocidad de 16 Km/h.

Aplicando los criterios de corrección de masa para el choque oblicuo con una excentricidad $h = 0,3 \cdot W$ (W es el ancho del automóvil ensayado), la energía disponible en el impacto es minorada por el factor G (ver capítulo 4.31). Este valor resulta de un valor muy estable ($G \approx 0,87$ en promedio), considerando los valores medios de la más amplia gamma de datos de automóviles sistematizados [Siddall], como se aprecia en la tabla de valores.

Cat	masa	I_z	W	i_z^2	i_z	0,3·W	G
	Kg	kg·m ²	m				
1	947	1524,3	1,65	1,61	1,27	0,50	0,87
2	1.121	1953,3	1,72	1,74	1,32	0,52	0,87
3	1.334	2710,8	1,77	2,03	1,43	0,53	0,88
4	1.671	3310,2	1,88	1,98	1,41	0,56	0,86
5	1.758	3359,4	1,89	1,91	1,38	0,57	0,86

La energía específica de impacto portada por el vehículo a 16 Km/h es 9,88 J/Kg; el 87 % de esa energía es absorbida en uno solo de los largueros, ya que la deformación en el larguero más lejano al punto de impacto es mínima. El trabajo de deformación, con restitución menor a 0,12, es aproximadamente 8,5 J/Kg decir que desde el punto de vista de la deformación dinámica, el ensayo equivale a un ensayo frontal contra barrera con todo el ancho de 21 Km/h, con una energía de impacto del orden de 17 J/kg. Asimilando el ensayo de barrera a un ensayo frontal de dos vehículos de masas y rigidez semejantes, equivale a un choque frontal pleno a 42 km/h, valor que se encuentra próximo al máximo estadístico de los siniestros viales ocurridos en zonas urbanas.

5.5 ESTIMACIÓN DEL COEFICIENTE DE RESTITUCIÓN

El enfoque mecánico de la colisión (Newton) asocia la restitución al cociente de velocidad relativa post y pre impacto. La teoría matemática de la elasticidad (Poisson) la vincula a la respuesta elástica de los materiales. Ambos enfoques confluyen en el análisis de la deformación bajo cargas dinámicas o de impacto.

Históricamente se ha relacionado de modo intuitivo el valor del coeficiente de restitución e con el grado de *severidad* del impacto. Si bien el concepto de *severidad de impacto* nunca ha sido definido en forma rigurosa, se lo ha relacionado tanto con la variación de velocidad del vehículo durante el choque (Δv), como con el módulo de la velocidad relativa de impacto v . En este contexto conceptual, el primer planteo registrado de una función de restitución vs severidad de impacto, data del año 1967, y es la ecuación empírica propuesta por T. Sato [Tani]:

$$e = 0,574 \cdot \varepsilon^{(-0,1419 \cdot v)}$$

donde v es el módulo de la velocidad de impacto expresado en m/s y ε es la base de los logaritmos naturales o neperianos ($\varepsilon = 2,7183\dots$). En el original la velocidad está expresada en millas por hora (m.p.h), por lo que el exponente es $-0,1634 \cdot v$.

Los trabajos de investigación teórica y experimental de recopilación y sistematización estadística de ensayos de choques contra barreras rígidas y de automóviles entre sí, los desarrollos de elementos absorbedores de energía cinética en los paragolpes y su relación con las estructuras de los automóviles, la resistencia o tolerancia del cuello de los ocupantes al impacto trasero, y otros, recopilados de la bibliografía publicada por la *Society of Automotive Engineers*, dividen el campo de estudio en choques de baja velocidad, menos de 8,5 m/s (30 km/h), y de alta velocidad, a más de 15 m/s (50 km/h).

Denis Wood planteó originalmente una aproximación simplificada, corroborada

con datos experimentales, en el que la velocidad de rebote v' crece linealmente para velocidades de impacto entre 0 y 10 km/h, y entre 20 y 40 km/h, y tiene un valor constante en el intervalo entre 10 y 20 (velocidad de rebote constante en aproximadamente 3 km/h), y otra zona constante (velocidad de rebote de alrededor de 6,5 km/h), para velocidades de impacto de entre 40 y 60 km/h, para caer abruptamente a órdenes de 3 km/h en impactos a más de 60 km/h [Wood, 04].

Cotejados con 121 ensayos de choque contra barrera de automóviles fabricados entre los años 1960 y 1990, Wood encuentra dispersiones de los valores calculados dentro del 1,5 %. El modelo teórico indica que el coeficiente de restitución decrece con la mayor velocidad de impacto, pero que lo hace *en forma discontinua*. Estas discontinuidades están asociadas con la rigidez diferente que va encontrando el frente de choque a medida que progresa la deformación de la estructura. La expresión de Wood más actualizada es la siguiente:

$$e = \frac{2,9}{v} \cdot \left[1 - 1,47 \cdot \sqrt{\left(\frac{v - 4,6}{119,1} \right)^3} \right] \quad \text{con } v \text{ expresada en m.p.h}$$

En los choques a baja velocidad la deformación es muy pequeña y en algunos casos nula. En este ámbito del problema, Howard, en base a 13 ensayos de choque de cuatro tipos de vehículos contra barrera y entre sí a baja velocidad, menos de 3,5 m/s (12 km/h), ajusta el criterio de Sato a una expresión exponencial, en la que el exponente es una ecuación de tercer grado [Howard]. Este desarrollo se aproxima al de Antonetti de 1998, en una muestra a 53 ensayos con 23 tipos de vehículos diferentes, en velocidades de impacto entre vehículos con y sin amortiguadores de impacto, a velocidades de entre 0,5 y 8,8 m/s (2 y 32 km/h) [Antonetti]. La ecuación propuesta por este último resulta:

$$e = 0,5992 \cdot e^{F(v)} \quad \text{con} \quad F(v) = -0,2508 \cdot v + 0,01934 \cdot v^2 - 0,001279 \cdot v^3$$

Comparando las expresiones precedentes se puede concluir que todas las propuestas resultan concurrentes; la ecuación propuesta por Sato satisface con muy buena aproximación los casos de automóviles de modelos anteriores a los años '70, para valores de e inferiores a 0,3 (velocidades de impacto mayores de 20 km/h), la curva de Howard presenta resultados muy confiables en el entorno de 10 a 30 km/h. Las ecuaciones presentan su zona de gran dispersión por debajo de velocidades de impacto menores a 10 km/h.

Basándonos en estas características hemos sugerido dividir la expresión de la siguiente manera [García, 03b]:

$$e = 0,45 \cdot \varepsilon^{(-0,145 \cdot v)} \quad \text{para } v < 15 \text{ m/s; y} \quad e = 0,12 \cdot \varepsilon^{(-0,055 \cdot v)} \quad \text{para } v > 15 \text{ m/s}$$

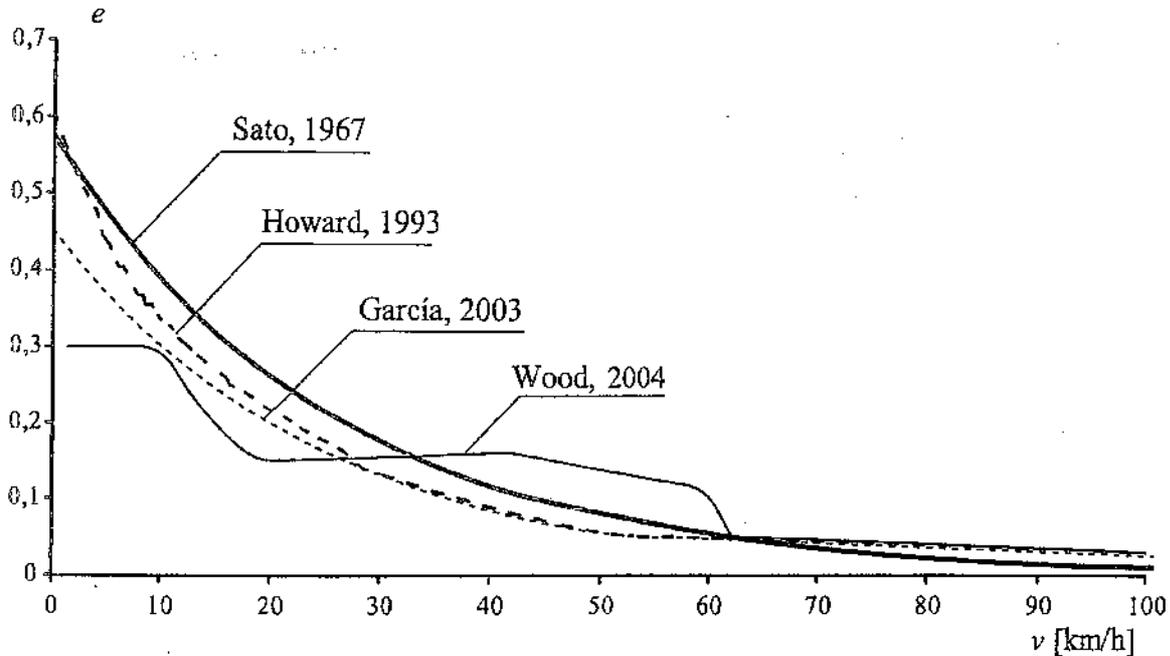


Fig. 5.XXV – Variación de la restitución con la severidad de impacto

En todos los casos, la determinación del coeficiente de restitución, corresponde a situaciones de choques colineales de ancho total (*full-width*) contra barreras rígidas, en los que las componentes de rotación en los movimientos post impacto son nulos, o al menos lo suficientemente pequeños para ser ignorados en el análisis.

En el caso de choques entre vehículos, se pueden realizar estimaciones para cada uno de los vehículos, tomando el valor de velocidad de impacto v de las ecuaciones, como la velocidad relativa a la velocidad del centro de masa. En aquellos casos de colisiones entre vehículos de masas marcadamente distintas, por la mera aplicación del principio de conservación de la cantidad de movimiento, esas velocidades relativas serán sensiblemente distintas, en relación inversa a sus masas; menor para el vehículo de mayor porte.

En esos casos es aplicable la deducción de los investigadores Richard P. HOWARD, John BOMAR y Cleve BARE, según la cuál, el coeficiente de restitución del choque resulta de la expresión [Howard]:

$$[m_1 + m_2] \cdot (e^2 - 1) = [m_2 \cdot (e_1^2 - 1) + m_1 \cdot (e_2^2 - 1)]$$

donde m es la masa y los subíndices 1 y 2 refieren a cada uno de los vehículos. En choques complejos donde se combinan desplazamientos lineales y de rotación a consecuencia del contacto, el coeficiente de restitución normal se puede estimar con alguna de las modelaciones precedentes. El valor de restitución tangencial y el coeficiente de fricción entre los móviles μ , se pueden relacionar a través de las ecuaciones de Weaver y Brach.

5.6 MODELOS DE DEFORMACIÓN

Uno de los problemas más complejos ha sido encontrar una representación del modelo del sólido rígido, que emule con buena aproximación el comportamiento de la estructura frontal y trasera de un automóvil durante una colisión. La mejor aproximación ha sido la disposición de resortes paralelos, en general de distinta rigidez, para homologar la respuesta elástica diferenciada que se observa experimentalmente en los largueros (extremos laterales) y en los elementos centrales del vano motor.

Para que el modelo responda a las características elasto-plásticas de las estructuras de los automóviles, cada uno de los resortes en paralelo debe estar constituido por dos o más resortes en serie, cuya representación analítica se desarrolló en el párrafo 5.33 Y además considerar que la "barra" de vinculación transversal de los resortes es muy flexible. Sólo si se tratara de un choque colineal en todo el ancho del vehículo, y el "obstáculo" fuera muy rígido, la deformación será forzosamente homogénea. En ese caso, y *solamente en ese caso*, se podrá plantear una deformación residual D uniforme en todo el ancho; y por razones de simetría, la resultante, solamente en ese caso, pasará por el eje principal del vehículo.

Es necesario tener en cuenta los párrafos anteriores, y tomar con reserva los conceptos algo forzados de homogeneidad aparente que implican la idea de *fuerza por unidad de ancho* o *rigidez por unidad de ancho*, que se emplearán más adelante. Habitualmente se los acepta con ligereza, dejándose llevar por las simplificaciones que proveen estas conceptualizaciones. El precio se pagará en ese caso, al intentar aplicar los conceptos a la complejidad del mundo real de las reconstrucciones de siniestros de tránsito.

Nada más errado que asimilar los automóviles a sólidos rígidos; y mucho menos sólidos de acero. La máxima deformación elástica admisible en el casco, sin defor-

mación residual una vez finalizada la colisión, es inferior a los 15 mm. Y la máxima fuerza aplicable no supera los 20 KN. Estos valores permiten tener una idea del punto crítico de coordenadas $(F_0; x_0)$ en un diagrama fuerza-deformación como el de la siguiente página. La constante k_1 de la ecuación tendría entonces un valor del orden de 2.000.000 N/m.

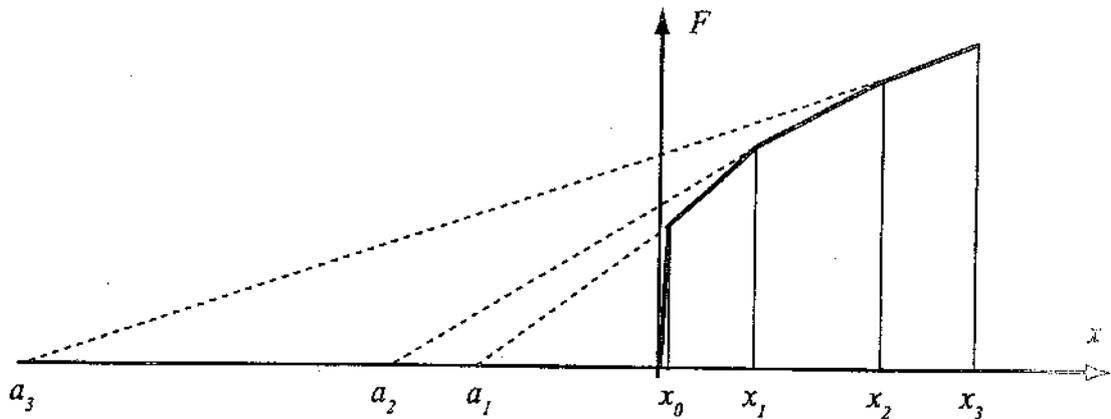


Fig. 5.XXVI - Representación de la rigidez en la deformación progresiva

Un automóvil cuyo diseño estructural, siguiera los lineamientos conceptuales de deformación progresiva programada, podría asimilarse a un modelo de varios resortes en serie, figura 5.XXVI, tal que se cumpla:

$$k_1 > k_2 > k_3 > \dots > k_n$$

Además debería cumplirse la condición que hasta que no se alcanzara el valor de carga F_i los resortes de constante $k_{(i+1)}$ y sucesivos no experimentan deformaciones. La función *Fuerza-Deformación* podría escribirse como una sucesión de ecuaciones lineales:

$$\begin{aligned} f_{0(x)} &= k_0 \cdot x && \text{en} && [0 < x < x_0] \\ f_{1(x)} &= k_1 \cdot (x + a_1) && \text{en} && [x_0 < x < x_1] \\ f_{2(x)} &= k_2 \cdot (x_1 + a_2) && \text{en} && [x_1 < x < x_2]; \text{ etc.} \end{aligned}$$

En el primer tramo se puede establecer muy *aproximadamente* :

$$k_1 \approx F_0 / a_1; \text{ por lo que si } a_1 / x_0 > 10 \Rightarrow k_2 / k_1 \leq 0,1$$

la pendiente de la función cambia muy abruptamente. Este cambio abrupto atenúa el error de considerar al resto de la función lineal con una constante de proporcionalidad media k .

Si la deformación permanente es de unos pocos centímetros, lo que sucede en los choques de baja velocidad, despreciar el trabajo de deformación introduce serios errores. Estos errores se atenúan a medida que la deformación pasa al orden de los 10 cm (0,1 m). Lo mismo ocurre con el trabajo de restitución al finalizar el choque.

Sin embargo, debido al alto valor de la constante de rigidez elástica la consideración del valor fuerza en $x = 0$ para determinar la constante de rigidez media, en cualquier caso no genera error apreciable; equivale a considerar la constante de rigidez elástica de valor infinito y la deformación elástica nula:

$$k_0 = \infty; \dots x_0 = 0$$

lo que permite determinar la función-fuerza deformación en una expresión sencilla.

Estas representaciones son importantes de tener en cuenta al abordar el estudio de los *modelos clásicos de deformación*. En esta definición se incluyen el desarrollo empírico de Kenneth Campbell [*Campbell*], y las mejoras introducidas por otros autores, con el objeto de relacionar la deformación residual con la energía cinética disipada en la colisión, y transformada en trabajo mecánico de deformación.

Estos modelos prescinden de consideraciones teóricas como las que se han formulado en el capítulo anterior. Esa prescindencia restringe la capacidad de aplicarlos en forma amplia. Por un lado, se pueden aplicar sólo a choques de media y alta velocidad, con deformaciones residuales mayores a 10 cm. Por otro lado son limitados a deformaciones que incluyan ángulos de choque pequeños respecto del eje longitudinal, y en las deformaciones laterales y oblicuas, su aplicación es por demás azarosa.

5.61 COLISIONES DE MUY BAJA VELOCIDAD

En el choque de automóviles, la deformación inicial se experimenta en el paragolpes. En la hipótesis de choque colineal y en el ancho total del vehículo, la deformación por efecto del contacto súbito resulta distribuida en todo ese ancho.

El paragolpes se deforma hacia atrás incrementando la fuerza de reacción en el

apoyo que se encuentra en la proyección de los largueros del chasis. La fuerza sobre la estructura se trasmite a los largueros como una función de deformación del paragolpes; la respuesta es *lineal* (elástica pura) en el caso de los paragolpes metálicos de los automóviles antiguos, camiones y camionetas, y *no lineal* (visco-elástica) en el caso de los paragolpes de los automóviles modernos.

La estructura resistente del automóvil se dimensiona para admitir una deformación puramente elástica, hasta el valor de fuerza límite del paragolpes. Es decir, que en términos generales, hasta tanto no se supere el valor máximo de diseño en el paragolpes, la estructura del casco no experimentará deformación permanente a consecuencias del choque.

En un choque a velocidad inferior a la velocidad límite de diseño del paragolpes, pueden generarse pequeños daños en la carrocería del frente (o el portón de cola) y hasta leves deformaciones en la carrocería. En esos casos resulta probable que el contacto se produzca entre partes de la carrocería y de la superestructura de los rodados que colisionan. La ausencia de deformación a que se hace mención en este análisis se refiere a la estructura del casco o del chasis, según el tipo de vehículo.

Las normas europeas y americanas establecen que los paragolpes deben diseñarse para cierta velocidad límite v_L que suele ser fijada en 8 km/h (2,22 m/s) en la mayoría de los casos de automóviles medianos y grandes, y de 4 km/h (1,11 m/s) en los modelos compactos. En choques a velocidades mayores, la deformación progresa hacia la estructura, inicialmente como plastificaciones locales en los puntos donde el paragolpes contacta la estructura, seguida del colapso de la estructura y de las partes de carrocería asociadas. A medida que progresa la deformación, se amplía el número de partes incorporadas al proceso, absorbiendo energía hasta que la fuerza alcanza el valor máximo y decae a cero.

En la mayoría de los automóviles de diseño moderno, la velocidad límite en el paragolpes que protege a la estructura de las deformaciones permanentes, determina en el habitáculo una aceleración de entre 6 y 12 g, con una variación lineal previa del tipo del resorte que crece muy rápidamente. Superado el valor límite, el factor de crecimiento de fuerza aplicada se atenúa. En los impactos de alta velocidad el pico de aceleración se incrementa en forma lineal, a consecuencia de la respuesta de rigidización progresiva por la deformación.

Antes del choque, y después de éste, los móviles seguirán en movimiento según sea la acción de las fuerzas exteriores que actúen sobre cada uno de ellos. Durante el choque la ley de variación del movimiento dependerá *fundamentalmente* de la rigidez de cada uno de los móviles, o mejor aún, de la rigidez relativa entre ellos. De

esas características dependerá la deformación máxima y la deformación residual o permanente, y el coeficiente de restitución de energía cinética del sistema durante la descarga de las fuerzas generadas en el contacto.

El modelo de choque colineal, conservación de la cantidad de movimiento, transformación de parte de la energía cinética en trabajo de deformación y el proceso inverso final, la restitución, son parte de un desarrollo *físico teórico* en el ámbito de la cinemática.

La determinación de los coeficientes de rigidez y las funciones propias de la relación fuerza-deformación en cada modelo de automóvil, atento a la complejidad de organización de los materiales, es un desarrollo netamente *experimental*. Su comprensión profunda, demanda de una firme *concepción teórica* de los modos de deformación y falla de los materiales y las estructuras. Un resumen de esos conceptos fueron brindados en capítulos precedentes.

5.62 EL DESARROLLO EXPERIMENTAL DE CAMPBELL

En 1974 Kenneth L. Campbell presentó lo que es considerado el primer modelo clásico de deformación en el área de influencia cultural de la *Society of Automotive Engineers* (SAE) [Campbell]. Lo hizo en el transcurso de la *Tercera Conferencia Internacional en Protección del Ocupante*, como fruto de las investigaciones experimentales orientadas a identificar *la severidad de la colisión*.

En la mencionada presentación, Campbell expresa la necesidad de *tipificar la magnitud de las colisiones* a partir de los *rastros* que ellas dejan en el automóvil: la *deformación residual*. Para ello postula que todos los automóviles tienen la misma capacidad de absorber energía por unidad de masa. Ello significa que la energía específica absorbida es constante; $E/m = \text{cte}$, postulado que conlleva como corolario que todos los vehículos poseen "*igual coeficiente de restitución*". Desde estos postulados, la tesis central propone verificar que la energía absorbida puede determinarse conociendo la magnitud y forma del daño producido (la *deformación permanente* o *residual*) y las características de la relación fuerza-deformación (*rigidez*) del vehículo analizado.

Una contribución original introducida por Campbell es la consideración de la irregularidad del perfil de la deformación residual, como un valor medio equivalente. El perfil de la deformación (*damage profile*) de un vehículo que ha disipado una cierta cantidad de energía y ha sufrido una deformación parcial o total en el ancho, tiene un valor medio equiparable al valor medio de otro similar que impacta contra

una barrera rígida con todo el ancho y en forma normal a una barrera rígida a una velocidad equivalente de barrera (EBS - *equivalent barrier speed*), tal que esa EBS equivale a la energía absorbida. En este capítulo se desarrolla esta idea de manera detallada.

En síntesis, el análisis de Campbell se orienta a:

- Determinar una relación de regularidad entre la velocidad de impacto y la deformación permanente;
- Desarrollar una técnica para estimar la energía absorbida con perfiles de deformación irregular en la zona de contacto en el impacto, aplicable a colisiones oblicuos y excéntricos, con ancho parcial.

El trabajo se basa en resultados de ensayos realizados en varios modelos distintos de General Motors, fabricados entre 1971 y 1974, que impactan con todo el ancho contra una barrera rígida, a velocidades entre 24 y 97 km/h (15 - 60 mph). El registro de los valores medidos, dentro de una muy razonable aproximación, permite establecer una relación lineal en el ámbito de validez de los resultados, aplicable a cada modelo con bastante precisión, de la forma:

$$v_i = b_0 + b_1 \cdot D$$

donde v_i es la velocidad de impacto. El coeficiente b_0 , la ordenada al origen, resulta de la extrapolación de la función para valores de velocidad inferiores a 24 Km/h (15 mph), tiene unidades de velocidad, y representa el valor de la misma a la cual no se produce deformación permanente. El valor de b_1 representa la pendiente de la recta, en unidades de velocidad por longitud de deformación permanente. La variable D representa el valor de la deformación permanente. Los valores publicados por Campbell se indican en la Figura 5.XXVII, con la expresa salvedad del este autor, de que se trata de *coeficientes simplificados al extremo para estimar la energía absorbida en la deformación plástica*, (en unidades inglesas - m.p.h. y pie).

Grupo	b_0	b_1	W
Full size (71 - 72)	6,85	0,88	4.500
Full size e intermedio (73 - 74)	7,5	0,9	4.500
Compacto (73 - 74)	3,0	1,35	3.400
Subcompacto (73 - 74)	3,0	1,35	2.500

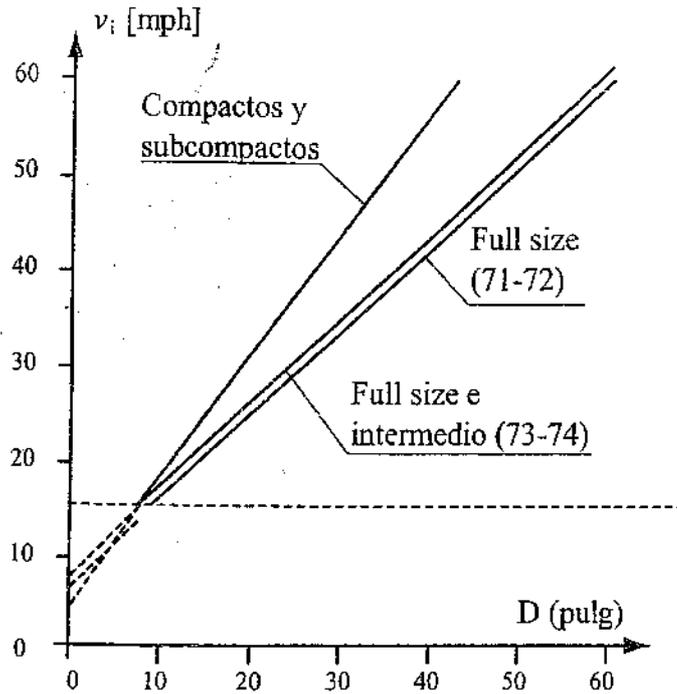


Fig. 5.XXVII - Coeficientes de rigidez según Campbell

La variable en la ecuación es la deformación residual, con lo que empíricamente se correlaciona la deformación residual en el ancho del vehículo después del impacto, con la velocidad de impacto contra la barrera de masa y rigidez infinitas. La aclaración después del impacto es pertinente para diferenciarla de la función de deformación durante el impacto.

La hipótesis funcional que agrega Campbell es una relación lineal de la fuerza por unidad de ancho de la deformación. Asume que las fuerzas actúan en forma perpendicular a la superficie deformada. Esta hipótesis equivale a asumir una rigidez uniforme en todo el ancho del vehículo, y aún cuando en principio no aparece razonable, se demuestra válida en choques que involucran por lo menos un cuarto del ancho total. La fuerza elemental, por unidad de ancho, queda definida por la ecuación:

$$f(D) = \frac{m}{W} \cdot (b_0 \cdot b_1 + b_1^2 \cdot D)$$

donde $f(D)$ es fuerza por unidad de ancho de deformación, m la masa del vehículo, y W el ancho total del vehículo. Para estimar la energía de deformación para deformaciones irregulares, la ecuación diferencial que iguala esa energía con el trabajo realizado por la fuerza unitaria en un ancho infinitesimal dw en una penetración dD . Resulta:

$$dL_d = f(D) \cdot dw \cdot dD$$

La primera integración indefinida de esta ecuación diferencial, para un valor D de deformación del vehículo resulta:

$$dL_d = \frac{m}{W} \cdot [b_0 \cdot b_1 \cdot D + \frac{b_1^2 \cdot D^2}{2}] \cdot dw + E_0$$

donde el último término E_0 es la constante de integración, que Campbell propone expresar como:

$$E_0 = \frac{1}{2} \cdot m \cdot b_0^2$$

Esta nueva ecuación diferencial representa la energía absorbida por unidad de ancho. La definición de *velocidad equivalente de barrera* (EBS), como la velocidad a la cual la energía cinética del vehículo iguala a la energía absorbida en la deformación en el ancho parcial dw y profundidad D ;

$$L_d = \frac{1}{2} \cdot m \cdot (\text{EBS})^2$$

y operando resultará:

$$(\text{EBS})^2 = \frac{2 \cdot b_0 \cdot b_1 \cdot D + \frac{1}{2} \cdot b_1^2 \cdot D^2}{W} \cdot dw + b_0^2$$

Esta ecuación diferencial, integrada en un ancho parcial $A < W$, dará como resultado el cuadrado de la velocidad de barrera equivalente a un choque cuya energía absorbida en todo el ancho sea igual a la energía absorbida en el choque parcial donde se deforma A , con profundidad D . La expresión $(2 \cdot b_0 \cdot b_1 \cdot D + \frac{1}{2} \cdot b_1^2 \cdot D^2)$ representa la energía cinética de impacto absorbida por unidad de ancho. Para el caso singular de un choque colineal con el ancho total y deformación permanente de profundidad uniforme D , resultará:

$$(\text{EBS})^2 = (2 \cdot b_0 \cdot b_1 \cdot D + \frac{1}{2} \cdot b_1^2 \cdot D^2) + b_0^2$$

La ecuación anterior es la expresión del cuadrado de la velocidad de impacto en el ensayo. Esta igualdad justifica en el terreno de las operaciones algebraicas, las proposiciones de Campbell acerca de la formalización de la fuerza y la energía uni-

tarias. El modo de operar prácticamente, evitando la integración de la propuesta teórica, será analizada con detalle en el párrafo 5.66.

La teoría desarrollada por Campbell ofrece un margen de reserva en el tratamiento de las ecuaciones apuntadas, incluyendo entre ellos la recurrencia al concepto de homogeneidad de la estructura: la fuerza y la energía unitaria en el automóvil son constantes.

En primer lugar cabe considerar los límites de validez de la linealidad energía-deformación. Por encima de 24 km/h (15 mph), y de deformaciones de 8 a 9 cm, ponen a resguardo de los problemas más complejos, como los que resultan de considerar los problemas de deformación, energía y restitución en choques a baja velocidad. Asociar al parámetro b_0 con la "velocidad sin daños" o su equivalente, que la energía cinética absorbida asociada a ese valor sea constante cuando la deformación permanente es sensiblemente mayor a cero, no resulta aceptable, al menos como concepto.

Algo similar ocurre con los valores de deformación permanente a la máxima velocidad que resultan de la aplicación de las ecuaciones. Longitudes de 1 metro en los compactos y 1,4 – 1,5 metros en los más grandes, resultan valores muy altos de deformación para los automóviles modernos. Esas deformaciones ya contienen a la estructura del habitáculo, donde la rigidez cambia tan radicalmente, que no es posible integrar la deformación en la ecuación lineal.

Cabe consignar que los valores de deformación permanente y velocidad de impacto son valores reales de una serie de modelos que abarcan un amplio espectro de la producción de General Motors entre 1971 y 1974. Cuando las curvas derivadas de las ecuaciones de Campbell se superponen a las curvas de Giacosa, establecidas de manera idéntica en modelos Fiat de la primera mitad de la década del '60, los valores de deformación permanente de los modelos GM se encuentre siempre por debajo. Ello es un indicador firme de que la estructura de estos últimos es mucho más rígida. Claro está que los primeros diseños de GM incorporando el concepto de deformación progresiva programada comienzan con los estudios de Campbell, con 10 años de atraso respecto de la industria europea.

Por lo demás, el modelo de deformación de Campbell es un modelo empírico, con fuertes lagunas conceptuales en el marco de un análisis de rigurosidad física y de ingeniería. Las reservas formuladas en el texto por el propio Campbell respecto al alcance de sus proposiciones, no son suficientes para comprender las limitaciones del trabajo, sobre todo concebido como una herramienta de estimación de energía absorbida en el choque.

En primer lugar no tiene en cuenta la dinámica de la deformación. El valor de deformación permanente D es siempre inferior al de la máxima deformación dinámica, y aún que con velocidades de impacto altas esa diferencia tiende a atenuarse (sobre todo en términos relativos), el error no siempre es despreciable.

Las hipótesis simplificativas de Campbell son aplicables a estructuras de automóviles muy rígidas, como los GM '70, a velocidades de impacto altas, que determinen deformaciones del orden de 30 pulgadas (76 cm) o superiores. Por debajo de ese rango la teoría se vuelve errática, y francamente errónea en choques a baja velocidad, del orden de la *velocidad sin daños*. A baja velocidad de impacto, el coeficiente de restitución tiende a valores apreciables (del orden de 0,3), y las diferencias entre deformación residual y máxima deformación dinámica se acrecientan en términos sustantivos incluso en los automóviles más rígidos.

El criterio de *fuerza o rigidez unitaria uniforme por unidad de ancho* merece algunas reservas particulares. Campbell sostiene que ha verificado una respuesta con errores razonablemente admisibles en cálculos comprobados experimentalmente, incluso con deformaciones que interesaron sólo el 25 % del ancho total del vehículo.

Esta afirmación resulta razonable, aunque en primera instancia aparecen más nítidas las diferencias de rigidez, que la homogeneidad implícita en el criterio de Campbell. En toda deformación que involucre la estructura frontal o trasera, los largueros, que conforman la columna vertebral de la estructura, están unidos por vigas transversales o *traversas*, de gran rigidez a la flexión. De esa manera, la fuerza aplicada en un sector tiende a distribuirse con cierta homogeneidad a lo largo de la travesa, es decir a lo ancho del vehículo, y la función $f(D)$ adquiere una forma de función continua. De esa forma, aún con una fuerza aplicada en un sector del frente, resiste el conjunto homogeneizando la respuesta. La excepción sería la aplicación de cargas concentradas, lejos de los puntos de contacto entre las traversas y los largueros; es el caso de los choques contra postes, árboles o columnas. Estos casos quedan muy evidentemente fuera del alcance postulado por Campbell.

Con mayor razón debería advertirse en el caso de choques frontales y traseros oblicuos. Los largueros son sometidos a esfuerzos combinados de flexión y compresión (*flexión compuesta*), lo que disminuye la resistencia aparente, en una relación mayor que las expresiones trigonométricas empleadas como factor de corrección.

La crítica a la teoría de Campbell es en realidad una crítica a la extensión de algunas de sus simplificaciones al análisis de energía cinética absorbida como trabajo mecánico de deformación. En la introducción del trabajo de 1974, Campbell declara su objetivo: *establecer a través de la estimación de la energía absorbida un índice de severidad de impacto para tipificar las colisiones*. A diferencia de la mayoría de los traba-

jos que lo suceden, no se propone como un modelo de reconstrucción de accidentes. Esta condición le ha sido atribuida por otros autores que emplearon algunos de los principales criterios de Campbell en ese campo.

Los estudios sobre la rigidez y la respuesta al impacto de los automóviles en los Estados Unidos, fueron originalmente subsidiarios de los estudios dinámicos dentro del habitáculo, y sólo alcanzan una independencia de desarrollo, a partir de los planteos fundantes de este y otros autores de la época. El examen realizado sobre el trabajo de Campbell, así como otras evidencias halladas en otros trabajos contemporáneos del mismo, permiten concluir que en general tienen una base esencialmente empírica. Es decir son comunicaciones de ensayos sistematizados y registrados con rigurosidad estadística. En ese aspecto son consistentes, y en tanto se los aplique al ámbito reducido de la experimentación concreta, no presentan objeciones mayores.

Al carecer de un modelo físico teórico consistente desarrollado previamente, debilita las deducciones derivadas en esos trabajos. El caso de la confusión entre *fuerza máxima aparente después del impacto*, asimilada como *fuerza dinámica durante el impacto*, implica errores inaceptables para cualquier fin. Simplificaciones como la de restitución nula, llevadas al análisis de choques reales, induce a serios errores conceptuales y numéricos. El trabajo de *Campbell*, debería ser considerado una investigación empírica, cuyo objeto es una idealización; *la velocidad equivalente de barrera como un índice de la severidad del impacto*.

Una advertencia final. En muchos casos de colisiones entre automotores, la deformación es importante, mas no interesa la estructura. Hay choques frontales que interesan menos del 15 % del ancho y resultan externos a la estructura, choques laterales hasta cierta profundidad de deformación que no llegan a deformar seriamente los largueros, choques de autos pequeños contra paragolpes traseros de camiones (cuando la carrocería se "sumerge" debajo del camión), y el llamado *efecto submarino*, donde por efecto de la desaceleración previa y el consiguiente trabajo de las suspensiones; el automóvil baja la trompa y eleva la cola. En todos estos casos es frecuente que la deformación sea importante por encima de la estructura resistente, es decir donde la carrocería es arrasada por encima del nivel superior del paragolpes, e incluso puede resultar arrancada de la estructura, dando una imagen de gran deformación e induciendo a estimaciones de velocidad de impacto y energía absorbida elevadas. Una aplicación de estos modelos de deformación, considerando la rigidez por unidad de ancho uniforme, ayuda a sostener ese tipo de errores; la carrocería tiene una rigidez muy baja respecto de la estructura.

5.63 EL MODELO DE RECONSTRUCCIÓN DE MCHENRY

En 1970, como funcionario del *Cornell Aeronautical Laboratory*, Raymond R. McHenry expone ante la Conferencia Internacional de Seguridad del Automóvil, el estado del arte en la aptitud de las estructuras de asimilar el impacto (*crashworthiness*). Presenta este atributo como la capacidad de los vehículos de proveer protección de supervivencia a los ocupantes en el caso de una colisión. Sostiene que la performance de un determinado vehículo frente al impacto, *está determinada por la forma en la cual se absorbe, disipa o convierte la energía cinética durante una colisión. La dimensión última de la aptitud de asimilación debe ser expresada en términos de riesgo de daño resultante para los ocupantes [McHenry, 70].*

En el trabajo aludido se encuentran referencias que vinculan tempranamente a McHenry con la simulación mediante computadora de los siniestros de tránsito (*Computer Simulation of Single Vehicle Accident*, 11th Stapp Car Crash conference, 1967). En 1973, ya como funcionario de *Calspan Corp.*, y bajo un contrato para la *National Highway Traffic Safety Administration* (NHTSA), dirige el desarrollo del programa de computación *Simulation Model of Automobile Collisions* (SMAC), con el propósito declarado de sistematizar el uso de las técnicas analíticas para la interpretación de las evidencias físicas en la investigación de un siniestro vial.

McHenry parte del hecho que los cálculos manuales aplicados en las técnicas de simulación demandan simplificaciones excesivas. A modo de ejemplo, plantea que el análisis manual, separa el impacto de la trayectoria previa y posterior al mismo, sobre la base de que la fricción resulta despreciable durante el impacto, y no antes y después de él. Este criterio de simplificación induce a errores significativos en choques a velocidad moderada, especialmente en choques en direcciones perpendiculares seguidos de un contacto lateral entre ambos vehículos, como consecuencia de la rotación inducida en el contacto (el movimiento relativo conocido como *aplausos*) [McHenry, 73].

SMAC es posiblemente el primer programa informático de reconstrucción de colisiones entre automóviles. Fue implementado por lo menos un año antes de la publicación del trabajo de Kenneth Campbell, y en tal sentido es una referencia fundamental en el estudio histórico del fenómeno. Como tal, interesa saber que la hipótesis de automóvil del modelo es un cuerpo que antes de deformarse es un *rectángulo isótropo* de material *homogéneo* cuya respuesta es *elasto-plástica*. La simplificación del automóvil como un sólido rígido y homogéneo, dice McHenry, se verifica en las comparaciones de ensayos de choque contra barrera y contra columnas. Desde el punto de vista de las constantes físicas el modelo considera la conservación

de la cantidad de movimiento, fuerzas actuantes solamente en el plano horizontal, una *presión dinámica* (fuerza por unidad de ancho y de altura) creciente en forma lineal con la profundidad de la penetración, y un coeficiente de restitución, cuyo valor está asociado a la máxima deflexión.

SMAC opera con una "biblioteca" de cuatro vehículos tipo, definidos por las dimensiones, masa, posición del centro de masa y momento de inercia horizontal. Cada vehículo tipo se define como una *categoría* y, ordenado de menor a mayor, se clasifica en *subcompacto*, *compacto*, *intermedio* y *full-size*; que agrupa a los modelos típicos que circulaban en los Estados Unidos en la época.

En 1975 se comunica la disponibilidad de la primera versión del programa CALSPAN *Reconstruction of Accident Speeds on the Highway* (CRASH), desarrollado por McHenry.

¿Qué es CRASH?. La gran popularidad de este programa, en todas sus versiones, ha dado lugar a múltiples caracterizaciones, laudatorias y críticas, objetivas o intencionadas. Así se lo ha calificado como un programa de reconstrucción *pensado para ser usado por cualquiera que sepa manejar una cinta métrica*. O bien limitado a la estimación con cierta aproximación del parámetro Δv como un índice de la severidad de impacto. Lo cierto es que este programa fue financiado y distribuido por la NHTSA y por la *Motor Vehicle Manufacturer Association* (MVMA), y ha sido empleado por la mayoría de los institutos de investigación en Universidades y agencias privadas de los Estados Unidos a lo largo de los últimos 30 años.

El programa funciona en dos modos. En el modo "*Trayectoria*" opera como un programa típico de reconstrucción de accidentes. Al decir de su autor, CRASH es un programa cuyo ámbito de certidumbre es del orden de más o menos 12 %, en tanto que SMAC garantiza un error menor al 5 %. Ello se debería a que en tanto SMAC se basa en el coeficiente de restitución, CRASH considera el diagrama de Campbell, con un valor de velocidad de impacto en el origen distinto de cero. También señala que SMAC aplica una rutina de iteración sucesiva hasta encontrar resultados consistentes, en tanto CRASH parte de una estimación de la energía cinética absorbida en la deformación.

El otro modo en que opera el programa CRASH es "*Solo Daño*" y sirve exclusivamente para estimar la energía absorbida como trabajo de deformación permanente en un choque. La ecuación diferencial en un ancho dw , cuya penetración residual (o deformación permanente) es C , la energía cinética de impacto está dada por la expresión:

$$dL_d = \left(A \cdot C + \frac{B \cdot C^2}{2} + G \right) \cdot dw$$

donde A , B y G son coeficientes empíricos obtenidos en los ensayos de impacto. Representando el "modelo" como un resorte ideal precargado, los coeficientes representan: A la pre carga del resorte, B la energía absorbida en deformación plástica o constante del resorte, y G la energía absorbida en el rango elástico de la estructura $G = \frac{A^2}{2B}$, en todos los casos por unidad de ancho deformado.

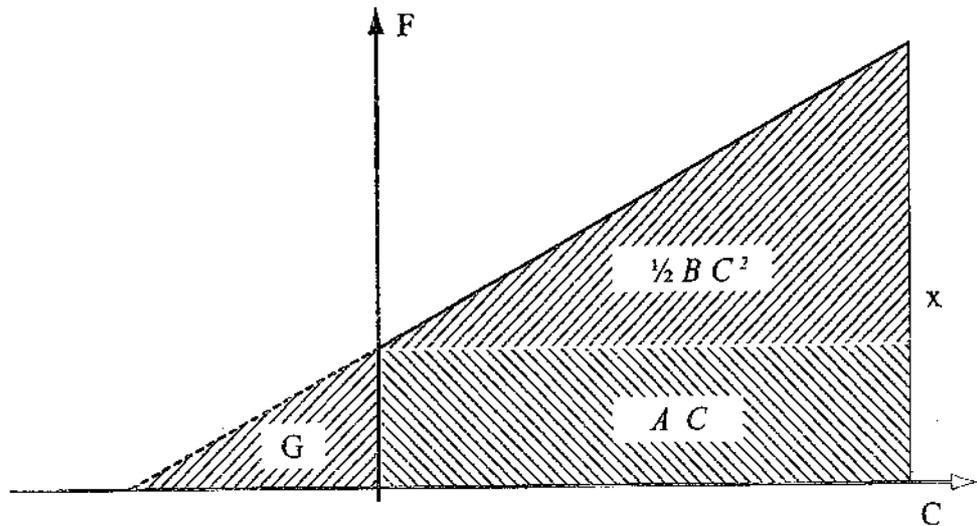


Fig. 5.XXVIII - Significado de los coeficientes de CRASH

En el diagrama $F(x)$, como se ha visto, el área encerrada bajo la curva representa el trabajo desarrollado por la fuerza. El gráfico de la figura 5.XXVIII muestra la compatibilidad de la proposición de McHenry con este criterio, y permite entender el significado de los coeficientes, y sus limitaciones.

Comparando las ecuaciones de Campbell y de McHenry -integradas para deformación uniforme-, se pueden establecer las relaciones:

$$A = \frac{m}{W} \cdot b_0 \cdot b_1 \qquad B = \frac{m}{W} \cdot b_1^2$$

La diferencia radica en el coeficiente G que en CRASH es función del ancho deformado, y en Campbell un término independiente producto de la integración. Esta diferenciación se relaciona con que Campbell analiza energía *absorbida* en el choque, y CRASH mide la energía *total* de impacto.

5.64 CRÍTICAS AL PROGRAMA CRASH

La ecuación fundamental de McHenry y sus derivaciones no tienen una justificación teórica preliminar, ni una demostración empírica previa. Es una proposición, cuyo objeto es producir alguna corrección observada en las hipótesis de Campbell, a partir de comprobar que la definición de velocidad equivalente de barrera (EBS) difiere del parámetro ΔV , debido a la no consideración del coeficiente de restitución. Según McHenry, la extrapolación de los valores de ensayo de Campbell sugiere un período de funcionamiento elástico, no resuelto en las ecuaciones de éste.

CRASH propone un procedimiento diferente en el cálculo de la integral de la ecuación para deformaciones no uniformes. Divide el ancho del vehículo en partes iguales (cuatro en la versión original de 1975), asimilando las áreas deformadas a trapecios, cuya evaluación deriva en un algoritmo analítico no considerado en este texto.

El desarrollo de CRASH se apoya en los experimentos comunicados por Campbell en 1974. Define cuatro categorías, a partir de la coincidencia entre las definidas en SMAC y el espectro de los cuatro modelos GM ensayados entre 1971 y 1974. Los parámetros A , B y G frontales se calculan a partir de los parámetros correspondientes de las ecuaciones de Campbell, la división del ancho del vehículo se mantiene en cuatro, posiblemente asumiendo la constancia de los valores unitarios de fuerza y energía por unidad de ancho hasta el 25 % de éste, informada por Campbell. Los mismos parámetros, pero para choque trasero y lateral, son estimados, y en palabras del autor, resultan *aproximaciones groseras*.

Por su identidad con los criterios e hipótesis de *Campbell*, los parámetros y procedimientos propuestos por McHenry en una revisión posterior [McHenry, 75], son igualmente objetables. En primer lugar la relación lineal fuerza-deformación, y la confusión entre fuerza dinámica durante el impacto y fuerza aparente después del impacto, observados en el capítulo anterior. Algunas de estas debilidades originaron fuertes críticas, observaciones agudas y sucesivas modificaciones durante la siguiente década en el programa CRASH.

La versión CRASH2 fue distribuida por NHTSA entre 1978 y 1980. Lo mismo ocurrió con la versión CRASH3 desde 1981. El objeto de la difusión del programa realizado por la entidad administradora de la seguridad en las autopistas tenía finalidades estadísticas, relacionadas con la determinación de los parámetros de severidad de impacto y el estudio de las lesiones a los ocupantes. La utilización en la investigación de accidentes individuales es una aplicación secundaria, poco difundida hasta muy avanzados los años 1980.

En este contexto resulta comprensible que las críticas al programa, sus procedimientos, la certidumbre sobre los parámetros y la exactitud en los resultados, se encuadren razonablemente en discusiones de orden científico. Si bien estas características están presentes en los años siguientes, empiezan a imbricarse cada vez más con intereses comerciales relacionados a otros programas, cuya comercialización ahora es en carácter de tal; se vende el software para su aplicación por los propios usuarios en sus computadoras personales. Las críticas teñidas, o probablemente influidas por intereses no científicos, obliga a tomarlas con ciertas precauciones.

En gran medida las críticas en general, y las asociadas a las ventajas comparativas que diferencian a un determinado software de los demás, en gran parte se refieren al tratamiento de algoritmos propios de la implementación de las ecuaciones de los principios conservativos de la Mecánica Teórica, como los que se han examinado en la sección 4. Solo un reducido número de críticas remiten a la consideración del modelo de deformación, en el sentido de las correcciones de las insuficiencias de Campbell o bien a una mejor aproximación a un análisis dinámico de simulación del fenómeno del choque elasto-plástico de automóviles. Algunas otras críticas remiten a los parámetros de rigidez de CRASH, la incertidumbre de su valor y de su determinación. Algunos pocos remiten a la identificación del valor del coeficiente de restitución en función de la deformación remanente. De los innumerables artículos escritos e investigaciones realizadas se resumen los que ponen en evidencia puntos de partida para una comprensión superadora del modelo de McHenry.

5.65 LA PROPOSICIÓN DE STROTHER Y EL MODELO DE PRASAD

En 1990 Strother, Woolley, James y Warner, basándose en más de 1.000 ensayos sistematizados y registrados por la NHTSA, plantearon que el modelo CRASH magnifica la fuerza aplicada en el impacto, y resulta alejada de la fuerza dinámica de impacto [Strother]. Los autores, recurriendo a los trabajos de Emori, proponen dos modelos simplificados para considerar la variación de la fuerza durante el impacto, considerando una deformación dinámica máxima x_f , la deformación permanente D y una longitud de restitución resultante de la diferencia entre ambas.

Strother et al describen la ecuación de energía de Campbell reformulada por McHenry. La integración de la ecuación para una deformación uniforme C en todo el ancho W del vehículo, y con las relaciones de los coeficientes G con A y B , es:

$$L_d = \left(A \cdot C + \frac{B \cdot C^2}{2} + G \right) \cdot W = \left[\sqrt{B} \cdot C + \sqrt{A/B} \right]^2 \cdot \frac{W}{2}$$

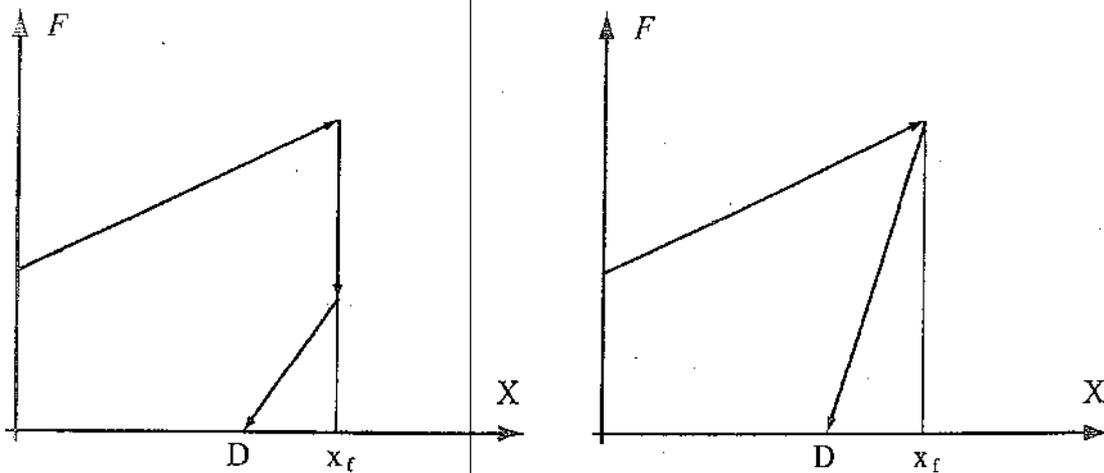


Fig. 5.XXIX - Modelos de fuerza-deformación según Strother et al

Reagrupando los términos de manera tal que la función quede expresada como una ecuación lineal de la deformación residual C , resulta:

$$\sqrt{\frac{2 \cdot L_d}{W}} = \sqrt{B} \cdot C + \sqrt{\frac{A}{B}}$$

El primer término para el caso particular de los choques frontales con todo el ancho y fuerza normal al frente del vehículo se reduce a:

$$\sqrt{\frac{m}{W}} \cdot v_i$$

lo que revela que el criterio de Strother propende a un reordenamiento algebraico de la ecuación de Campbell, cuya utilidad se puede probar al estimar la deformación cuando ésta sigue funciones complejas.

La segunda corrección introducida por Strother ajusta el valor de la ordenada al origen al correspondiente a la energía de la velocidad límite de absorción del paragolpes. En los Estados Unidos este valor está normalizado en los 8 km/h (5 mph), por lo que se introduce el término E_5 como la cantidad de energía cinética equivalente. De tal manera resultará:

$$\sqrt{\frac{A}{B}} = \sqrt{\frac{2 \cdot E_5}{W}}$$

Los autores, basándose en los criterios de variabilidad de la función fuerza-deformación enunciados previamente, dependientes de la rigidez y el tamaño del vehículo [Navin, 87], formulan algunos modelos alternativos. Asumen que existe un valor

límite de la deformación C^* , a partir del cual la rigidez cambia de función. Uno de esos modelos lo constituyen dos rectas de diferente pendiente –modelo *bilineal*–, y otro que denomina de saturación, en el que más allá de la deformación C^* la fuerza se vuelve constante, como si se tratara de una deformación plástica ideal.

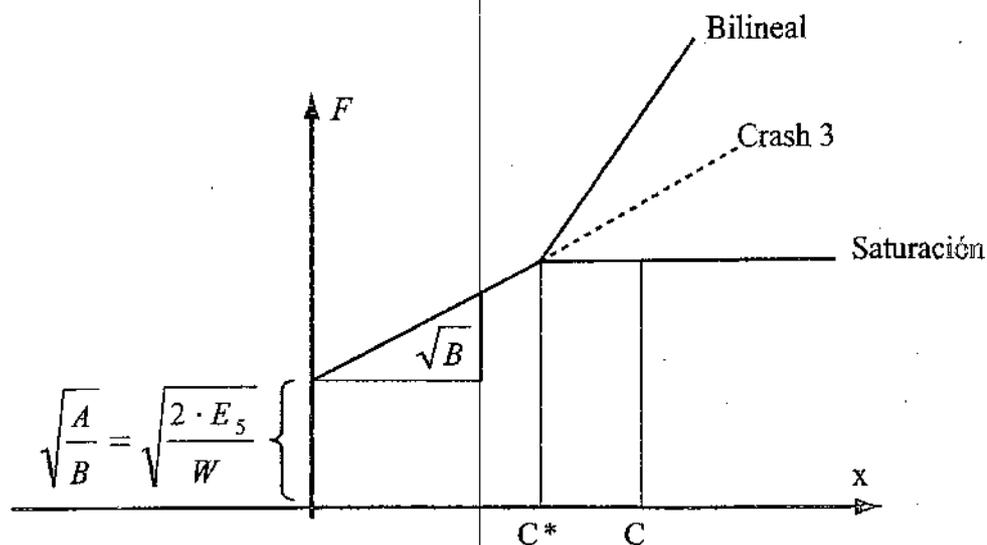


Fig. 5.XXX – Modelos alternativos según Strother et al

La formulación propuesta por Strother y la admisión de estos supuestos, permite expresar ecuaciones relativamente simples de la relación entre la magnitud de energía absorbida y la deformación. A modo de ejemplo se transcribe –obviando su demostración–, la ecuación para un modelo de saturación, colisión colineal con todo el ancho del vehículo, que se expresa:

$$\sqrt{\frac{2 \cdot L_d}{W}} = \sqrt{2 \cdot (A + B \cdot C^*) \cdot C + \frac{A^2}{B} - B \cdot C^{*2}}$$

El ingeniero rumano Alok K. Prasad tomó la reformulación de Strother para plantear un nuevo algoritmo de resolución de la ecuación de CRASH3 [Prasad]. En el análisis del nuevo algoritmo, Prasad realizó una validación global del modelo con 9 ensayos de choque a alta velocidad entre vehículos de escaso porte (Honda Accord 1984 y Renault Fuego 1983, a 50 mph). La reformulación planteada por este autor interesa en la integración de la ecuación diferencial, para choques parciales y oblicuos.

La aplicación del modelo para una deformación del ancho parcial w , cuya profundidad medida en metros en n puntos equidistantes en el ancho son correlativamente $[D_1, D_2, \dots, D_n]$, y donde $d_0; d_1$ son constantes del modelo, la energía ciné-

tica convertida en trabajo mecánico de deformación se determina con las siguientes expresiones:

$$L_d = \frac{1}{2} \cdot [d_0^2 + d_0 \cdot d_1 \cdot k_1 + d_1^2 \cdot k_2] \cdot w$$

$$k_1 = \frac{1}{n-1} \cdot [D_1 + 2 \cdot (D_2 + \dots + D_{(n-1)}) + D_n]$$

$$k_2 = \frac{1}{3(n-1)} \cdot [D_1^2 + 2 \cdot (D_2^2 + \dots + D_{(n-1)}^2) + D_n^2 + D_1 \cdot D_2 + \dots + D_{(n-1)} \cdot D_n]$$

Por lo demás, y en palabras del autor "el nuevo algoritmo usa un modelo lineal ... lo cual es esencialmente el mismo modelo de Campbell usado en CRASH3". El Modelo de Prasad para una deformación uniforme C en todo el ancho del vehículo, está formalizado mediante la ecuación:

$$\sqrt{\frac{2 \cdot L_d}{W}} = d_0 + d_1 \cdot C \text{ en la que los términos son } d_0 = \sqrt{\frac{A}{B}} \text{ y } d_1 = \sqrt{B}$$

y donde A y B son los parámetros de rigidez del modelo CRASH de McHenry.

5.66 APLICACIÓN DE LOS MODELOS CLÁSICOS

En la reconstrucción de los siniestros de tránsito se denominan *modelos clásicos* a los algoritmos derivados de los desarrollos de McHenry (CRASH3) y de Prasad. Ambas proposiciones parten de los desarrollos originales de *Kenneth Campbell* de 1974, con base experimental en los resultados de los ensayos de impacto contra una barrera de masa y rigidez infinitas.

Es decir que desde hace más de treinta años la investigación y reconstrucción de colisiones entre vehículos automotores, cuenta con expresiones matemáticas normalizadas para estimar la fracción de energía cinética transformada en *trabajo mecánico de deformación* durante el impacto. Estos modelos clásicos procesan la deformación residual -medida en forma normalizada-, con coeficientes de rigidez característicos de los vehículos, obtenidos experimentalmente, y consistidos estadísticamente.

La forma normalizada actual de modelar matemáticamente la deformación se basa en medir el valor de deformación en seis puntos separados por igual distancia: la quinta parte del ancho total del vehículo.

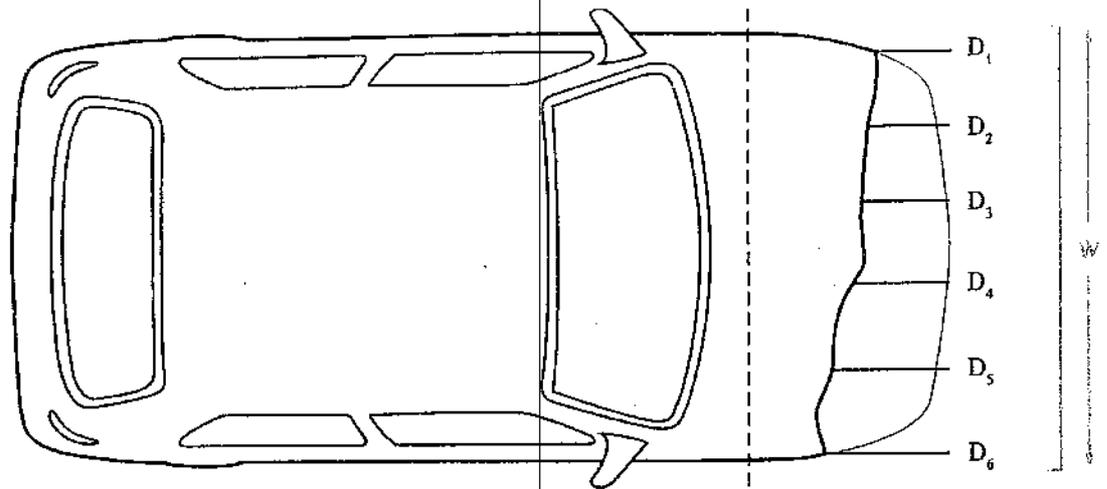


Fig. 5.XXXI - Medición de la deformación residual

El diferencial de ancho dw , que ha experimentado una deformación residual o permanente c , se materializa en cinco trapezoides irregulares de ancho w y cuya deformación promedio es:

$$C_i = \frac{D_i + D_{i+1}}{2}$$

La integración de la ecuación de energía se transforma en la sumatoria de cinco elementos, donde la superficie de cada uno de ellos será $[C_i \cdot w]$. Con este criterio es posible procesar la integral del perfil irregular como la sumatoria, y así determinar un valor de deformación media C expresado por:

$$C = \frac{1}{10} \cdot [D_1 + 2 \cdot (D_2 + \dots + D_5) + D_6]$$

Esta sencilla expresión, introducida en la ecuación de McHenry da como resultado un extenso polinomio sin sentido práctico, muy difundido en la literatura de divulgación, contribuyendo a ocultar la naturaleza y alcance del problema. Por esos motivos se la obvia en este texto.

Conocido el valor de deformación media equivalente de un perfil, el problema se reduce a determinar los parámetros de rigidez A y B . Éstos se obtienen en ensayos de colisión de la estructura, trasera y delantera contra barrera o impactores. Los coeficientes están disponibles en Internet para una muy amplia variedad de modelos, y existen varios trabajos de recopilación y sistematización de valores obtenidos en ensayos.

De estos últimos es de destacar el publicado en 1996 por Donald E. SIDDALL y Terry D. DAY [Siddall]. En el mismo se sistematizan los parámetros de rigidez para más de 2.000 ensayos acumulados en alrededor de 15 años, tipificando cinco categorías de automóviles de turismo, dos categorías de camionetas y dos categorías de utilitarios (vans, furgones, etc).

La tipificación de Siddall demuestra que la rigidez *tiende estadísticamente* a uniformarse como una función de la masa y de las dimensiones de los vehículos. Esto que en principio pareciera ser casual, obedece a dos razones. Una de naturaleza teórica, está implícita en las hipótesis de Campbell: la capacidad de absorción de energía por unidad de masa es igual en todos los automotores. La segunda razón estriba en el alto grado de competencia que se experimenta en la industria automotriz. A consecuencia de ella, los vehículos tienden a uniformarse en muchos aspectos, entre ellos la concepción estructural. Debido a esta propiedad, es posible encuadrar a los vehículos por sus características geométricas con un cierto grado de precisión, y es posible procesar la deformación de cualquier vehículo como perteneciente a una banda determinada entre dos categorías contiguas.

En la bibliografía se encontrarán valores de los coeficientes para choque lateral, sin respaldo en ensayos que permitan establecer un grado de confiabilidad. Los coeficientes laterales en general son estimados, y en palabras del propio McHenry, resultan *aproximaciones groseras*. De allí que la mejor recomendación sea prescindir del modelo para estimar energía de impacto a partir de la deformación lateral de un vehículo.

El valor de energía absorbida estimada de esta manera, supone un embestimiento frontal o trasero puramente colineal. Para choques oblicuos, se ha propuesto un coeficiente de corrección representando por la expresión $(1 + \text{tg}^2 \alpha)$, en la que α representa el ángulo de impacto.

Esta corrección ha sido muy discutida, dado que lo que está representando este coeficiente de corrección, es la fricción entre las superficies en contacto durante la colisión. Por razones tecnológicas, la fricción entre metales no debería superar el valor de 0,3, por lo que el ángulo α no debería superar los 29°. Se ha aceptado este valor como límite de aplicación del modelo, referido a la desviación respecto del eje principal, de la posición relativa de los vehículos.

En forma análoga se procesa el modelo de Prasad. El análisis de los términos k_i permite rápidamente establecer que son el resultado de operar con la expresión de la deformación media equivalente, ya comentada.

Los cálculos son laboriosos, y lo normal es que deban repetirse con distintos parámetros de deformación (reflejando la incertidumbre de la medición de ésta), y

con distintos parámetros de rigidez, reflejando la incertidumbre en la categorización precisa del automóvil. Para este menester, el del cálculo propiamente dicho, es recomendable utilizar planillas de cálculo informáticas. Años atrás hemos desarrollado una de ellas –denominada *TMDef04*, de difusión gratuita por Internet–, que estima la energía cinética absorbida en un vehículo en la deformación delantera o trasera, empleando simultáneamente los modelos de McHenry y de Prasad.

Esta planilla de cálculo está diseñada como herramienta auxiliar del investigador de siniestros viales. Basta con introducir los datos de las dimensiones y masa propia del vehículo, y la planilla, mediante una serie de algoritmos, agiliza la ubicación del vehículo en estudio dentro de los límites establecidos por dos categorías de rigidez contiguas, y calcula la energía atribuible a la deformación de los vehículos en ambas categorías, con las restricciones propias de los modelos. Devuelve cuatro valores de energía absorbida, dos por cada modelo de análisis, relacionado con dos categorías de automóviles, dentro de las cuales sin duda se encuentra el siniestrado.

5.67 ALGUNAS CONSIDERACIONES ACERCA DE LOS RESULTADOS

Los resultados que se obtienen de aplicar los modelos de estimación del trabajo de deformación se inscriben dentro del proceso de la colisión; no resuelven de por sí la cinemática de un choque, sino a un aspecto del mismo: la energía cinética disipada del sistema como trabajo mecánico de deformación.

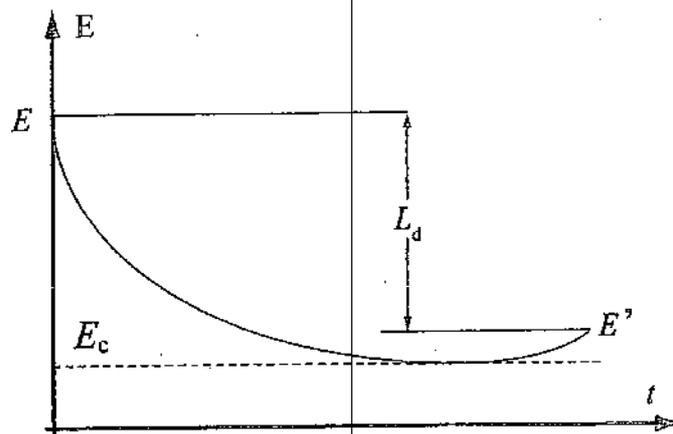


Fig. 5.XXXII – Variación de la energía cinética en la colisión

Antes de la colisión el sistema conformado por los dos vehículos en movimiento (al menos uno de ellos) posee una energía cinética total E . Finalizada la misma, esa energía ha disminuido a un valor menor E' , en general mayor que cero y siempre

mayor o igual a la energía del *centro de masa* del sistema. La diferencia entre E y E' es el trabajo mecánico de deformación realizado por las fuerzas puestas en juego durante la colisión. La variación de la energía a lo largo del tiempo, que se grafica, responde a la relación aritmética:

$$E - E' = L_d$$

Los modelos analizados sólo proveen la magnitud de la energía disipada, por lo que puede ser de mucho interés conocer el valor la energía del centro de masa del *sistema colisión*. Sólo en casos muy particulares esta energía es nula.

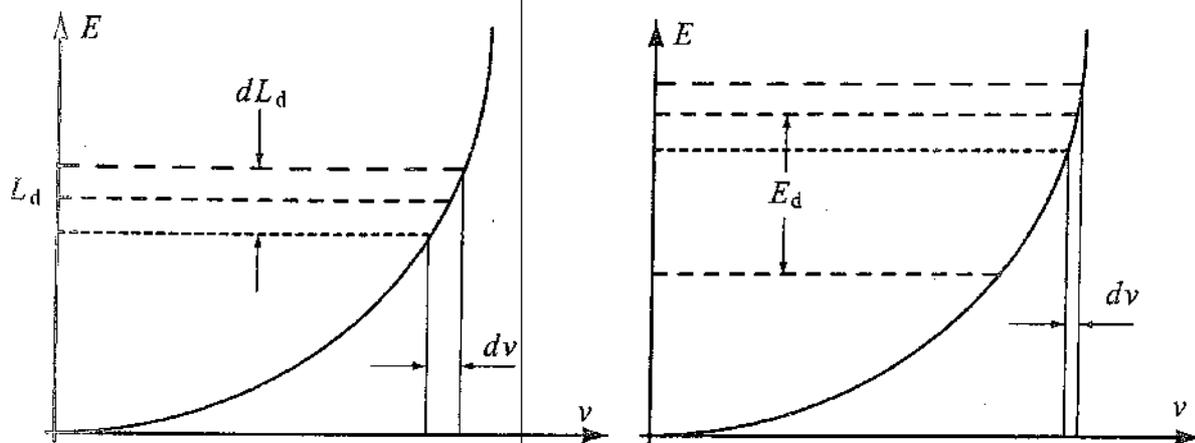


Fig. 5.XXXIII - Energía absorbida y variación de velocidad

El segundo problema a tener en cuenta es acerca de la precisión de los resultados. McHenry atribuye a CRASH3 un error de $\pm 12\%$; otros autores han encontrado dispersiones de hasta $\pm 20\%$ en ensayos de choque entre vehículos y contra barrera. Es posible que en los trabajos de investigación se cometan errores de estimación de energía disipada mayores aún.

Estos errores en la estimación de energía disipada o absorbida no se trasladan en forma lineal a los resultados cinemáticos. La energía cinética es una función cuadrática de la velocidad, y por lo tanto su variación es una parábola de segundo grado. Si se tratara del caso particular que el centro de masa del sistema estuviera detenido, como en el caso de un choque contra barrera, para un error de $\pm 10\%$, la incidencia en la velocidad será un $4,8\%$ en más y un $5,2\%$ en menos. En números redondos, una imprecisión de un 20% en la estimación de energía redonda en un 10% de error en la estimación de velocidad.

Pero si el caso en estudio fuera un choque donde el valor del trabajo de deformación fuera igual a la energía del centro de masa, el mismo error de estimación de $\pm 10\%$ en el error de estimación en el valor del trabajo de deformación, el error de

estimación de velocidad es menor al 5 % (entre valor mínimo y máximo).

Es decir que los valores son cada vez menos dispersos a mayor energía total de impacto, o lo que es lo mismo, cuando la velocidad del centro de masa del sistema en colisión es alta.

5.68 EL MODELO DE WOOD

A partir de la *teoría del colapso* desarrolladas por los estructuralistas ingleses (Pugsley, Thornton, Postletwaite y Mills y otros) en los años 60 y 70, el investigador escocés Denis P. Wood realizó en el año 1992 un planteo que por primera vez, en los últimos treinta años, parte de bases conceptuales distintas a las de Campbell de 1974 [Wood, 92] [Wood, 04].

La teoría desarrolla el concepto de la *tensión última* como la tensión que precede al colapso de la estructura. La variación de la tensión-deformación en materiales dúctiles como el acero, en la zona próxima a la rotura, es prácticamente una tensión constante; esta observación es compatible con la *fuerza de saturación* de Strother.

El modelo simplificado de Wood se basa en considerar una fuerza variable $F_x = \sigma_x \cdot S$ en un material homogéneo de densidad γ y longitud l . La ecuación que equipara la energía absorbida con el trabajo de deformación en esta hipótesis es:

$$E = \frac{1}{2} \cdot m \cdot v^2 = F_x \cdot D = \sigma_x \cdot S \cdot D = \frac{1}{2} \gamma \cdot g \cdot S \cdot l \cdot v^2$$

y la energía específica, por unidad de masa: $\frac{E}{m} = \frac{v^2}{2} = \frac{1}{2} \cdot \frac{\sigma_x}{\gamma g} \cdot \frac{D}{l}$

denominando *tensión específica* a la tensión por unidad de masa dada por la expresión:

$$\frac{\sigma_x}{\gamma g} = \sigma_{ef}$$

En los cuerpos deformados parcialmente tal que una parte de la masa se deforma absorbiendo energía y otra parte de la masa que queda inalterada, la teoría del colapso demuestra que en relación con la tensión última, la tensión específica es un valor característico que puede expresarse con un coeficiente complejo del siguiente modo:

$$\frac{\sigma_x}{\gamma g} = \sigma_{ef} = \frac{\sigma}{\gamma g} \cdot \frac{r \cdot s^n}{1+B}$$

donde σ tiene el valor de la tensión última, y los términos del coeficiente complejo significan: r una constante de proporcionalidad; s es el cociente entre la sección transversal de la pieza y su perímetro, y n es un número adimensional.

Retomando el concepto de velocidad equivalente de barrera, las ecuaciones anteriores permiten plantear:

$$(\text{EBS}) = \sqrt{\frac{2 \cdot E}{m}} = \sqrt{\sigma_{ef} \cdot \frac{D}{l}}$$

La teoría del colapso demuestra que la energía específica E/m es idéntica en estructuras diferentes que tengan la misma densidad y el mismo orden de tensión de fluencia (*crumpling stress*). Este criterio es extensivo a las estructuras de los automóviles de calle, como ya lo planteara Campbell en 1974.

Cuando se buscan indicadores de la relación con características geométricas de los automóviles (distancia entre ejes, trocha, ancho, distancia media del frente al centro de masa del motor y a la pared cortafuego), se encuentran relaciones muy constantes. A su vez, estas dimensiones características guardan proporciones también muy constantes con la masa propia y las fuerzas límite de deformación.

Una aplicación estricta del modelo teórico no satisface plenamente la respuesta verificada realmente en los automóviles ensayados. Pero la constancia de las relaciones mencionadas, permite establecer una única respuesta en los ensayos de colisión contra barreras rígidas, resueltas en ecuaciones únicas que responden con aceptable dispersión estadística.

Wood recopiló los resultados de 122 ensayos de barrera de ancho completo (*full-width*), ejecutados con 26 modelos distintos, a una velocidad de impacto (EBS) hasta 60 mph (96 km/h - 27 m/s), y obtuvo la ecuación:

$$(\text{EBS}) = 2,88 + 74,4 \cdot \sqrt[3]{\frac{D^2}{l^2}} \quad \text{en m/s}$$

con una desviación estándar de 1,65 m/s. Ampliada la muestra para 202 ensayos, con 67 modelos distintos de los años 1950 a 1986, la ecuación resultante hallada fue:

$$(\text{EBS}) = 2,46 + 77,5 \cdot \sqrt[3]{\frac{D^2}{l^2}} \quad \text{en m/s}$$

En ambos compilados se confirma que la capacidad de absorción de energía especí-

fica proporcional a la masa. Ello explica el por qué los ocupantes de los autos pequeños están más expuestos a lesiones, debido a la menor masa del vehículo, conclusión que resulta coherente con una multitud de hechos verificados empíricamente.

Las ecuaciones son aplicables a choques frontales con la totalidad del ancho del automóvil. Cuando el perfil de deformación no es homogéneo, la deformación tiene un valor medio D , dado por la integración de profundidad de deformación-ancho, en un algoritmo semejante al utilizado por McHenry, y un valor máximo D_m .

Pero el análisis de Wood va más allá; asimila la estructura del automóvil a un conjunto de tubos delgados paralelos, solidarios entre sí. Este modelo de representación presenta dos características estructurales. La primera es que los tubos no solicitados en la colisión, vecinos a los sometidos a fuerzas de compresión, se deforman parcialmente con los primeros, absorbiendo parte de la fuerza. Una parte de la estructura no solicitada, hasta ciertos límites, colabora ampliando la zona que actúa respondiendo a la carga, y deformándose en menor medida. A su vez los tubos sometidos a esfuerzos de flexión absorben mínima energía.

Esta representación por un lado, permite plantear una forma normalizada de relación entre la energía específica y la *deformación estándar* representada por la relación logarítmica entre la longitud inicial l y el acortamiento $[l - D]$. Por otra parte, la representación divide a la estructura en dos partes; una de ellas comprometida en la deformación (la *masa deformada*), y otra ajena a ella (la *masa no-deformada*). Para el caso de un perfil de deformación no uniforme, Wood postula la existencia de un factor de corrección de la masa en función de la máxima deformación residual D_m .

$$\frac{m}{m_d} = \frac{l}{D_m} \cdot \ln \frac{l}{l - D_m}$$

Operando algebraicamente se llega a la expresión de la energía específica absorbida:

$$\frac{E}{m} = A \cdot \left\{ \frac{D}{D_m} \cdot \ln \frac{l}{l - D_m} + B \right\}$$

Donde A y B son constantes determinadas en los ensayos de barrera. En el análisis de estos resultados, Wood y otros autores descubren que en la representación logarítmica existen dos zonas; una para la relación $D/l < 0,05$ y otra para la relación $D/l > 0,05$; es decir la vigencia del modelo bilineal postulado por Strother, con un quiebre definido que separa dos regiones.

En unidades MKS [J/Kg], la energía específica dada por un perfil de deformación irregular será:

$$\frac{E}{m} = 529 \cdot \left\{ \frac{D}{D_m} \cdot \ln \frac{l}{l - D_m} + 0,0072 \right\} \quad \text{para } D/l < 0,05$$

$$\frac{E}{m} = 1.178 \cdot \left\{ \frac{D}{D_m} \cdot \ln \frac{l}{l - D_m} - 0,0235 \right\} \quad \text{para } D/l > 0,05$$

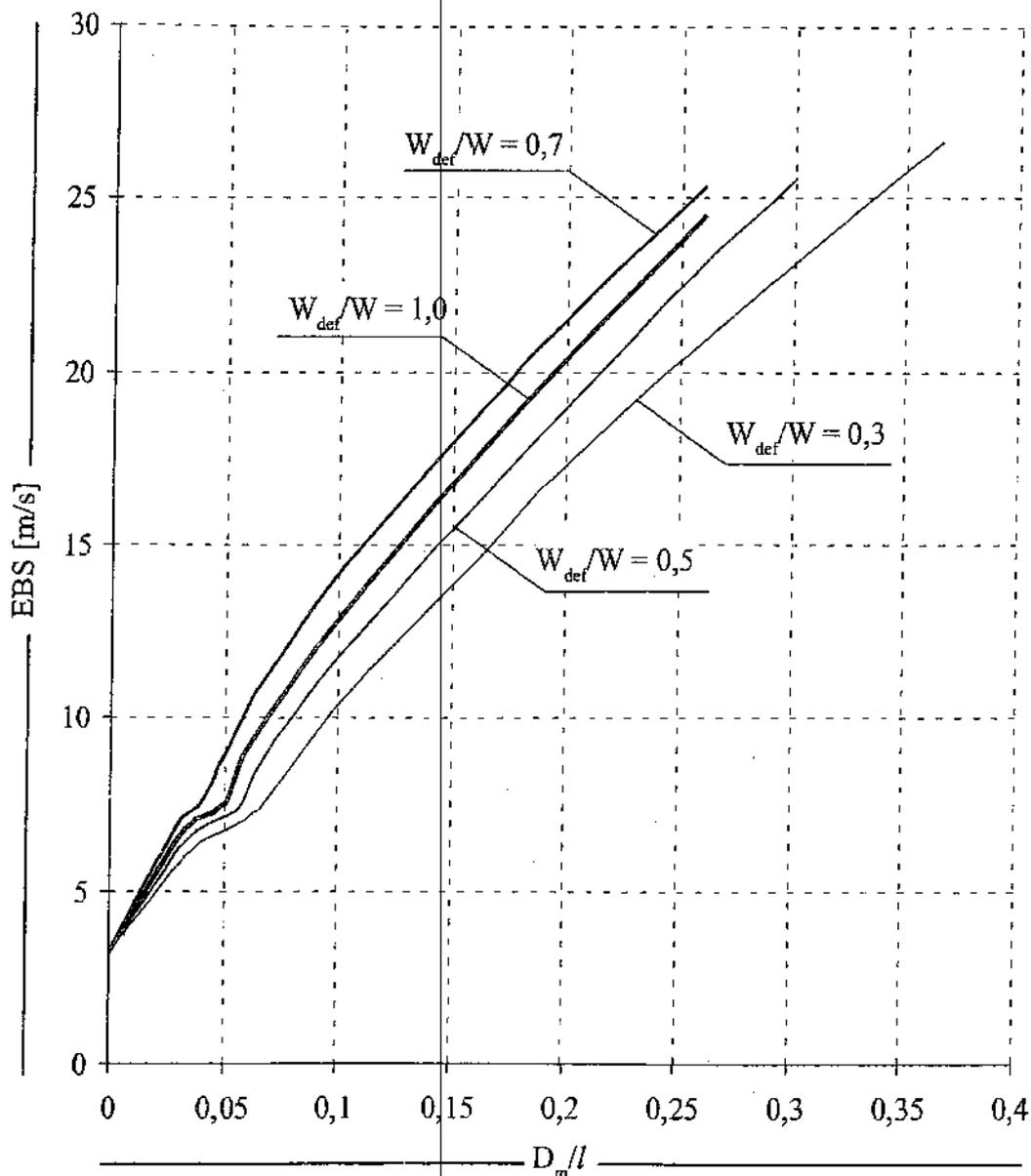


Fig. 5.XXXIV - Ábaco de Wood para deformación normalizada. Choques completos y parciales

Si bien las ecuaciones anteriores lucen complejas, la energía específica está expresada en términos normalizados. Gracias a ello es posible construir ábacos únicos para relaciones de la velocidad equivalente de barrera respecto de la máxima deformación. Esta relación se puede aplicar a deformaciones de todo el ancho, de ancho parcial y deformaciones irregulares. Y con algunas correcciones, a deformaciones localizadas con postes y columnas.

El modelo de Wood es un refinamiento de la ecuación original de Campbell, basado en una conceptualización teórica (la teoría del colapso), y apoyada experimentalmente en los ensayos de colisión contra barrera. Por cierto que la teoría del colapso se compadece mejor con los fenómenos reales que suceden en la estructura de un automóvil en un choque. Y por ello su alcance supera los límites de los modelos empíricos de Campbell, McHenry y Prasad.

Las ecuaciones de los modelos empíricos basados en las postulaciones de Campbell, están limitados a deformaciones que interesan por lo menos la cuarta parte del ancho del vehículo. En tal carácter no resultan de aplicación cuando se trata de colisiones contra objetos puntuales, donde la fuerza aplicada resulta concentrada (*pole collision*).

La generalización de Wood resulta aplicable a estos casos. La relación entre energía específica absorbida con la deformación media y la deformación máxima residual D_m , relacionados con la longitud total del rodado l . El desarrollo extensivo del modelo de Wood en el caso específico de colisiones localizadas ha sido objeto de

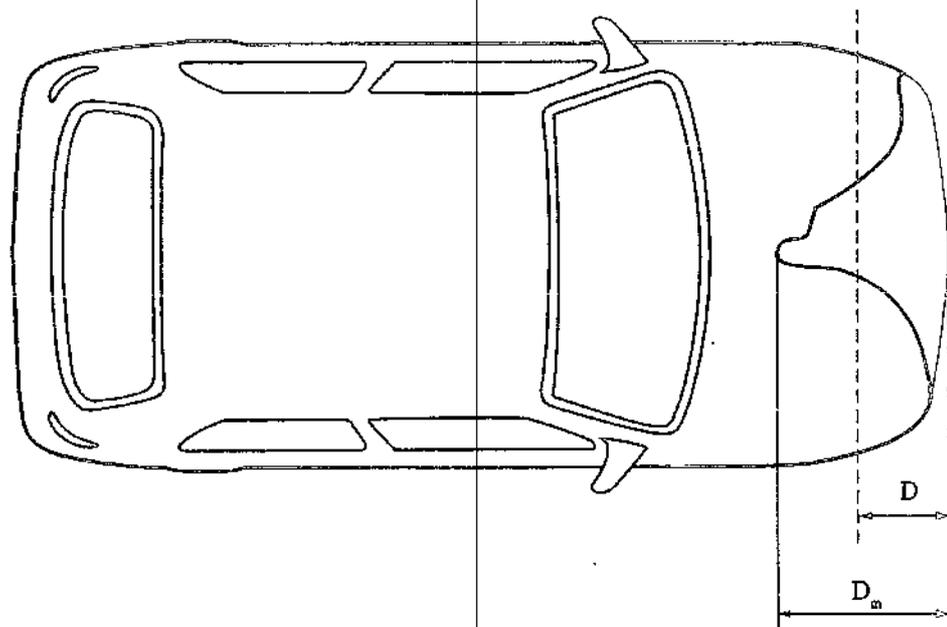


Fig. 5.XXXV - Colisión localizada. Deformación media y máxima

diversas publicaciones en idioma castellano, siendo el más completo el del ingeniero Daniel François, que incluye una comparación de cálculo en casos experimentales, dando una idea de la magnitud de error potencial [François].

Los ábacos de las figuras 5.XXXIV y 5.XXXVI permiten estimar rápidamente la energía específica con la deformación específica, tanto para deformaciones que abarcan todo el ancho del vehículo como para anchos parciales y colisiones localizadas.

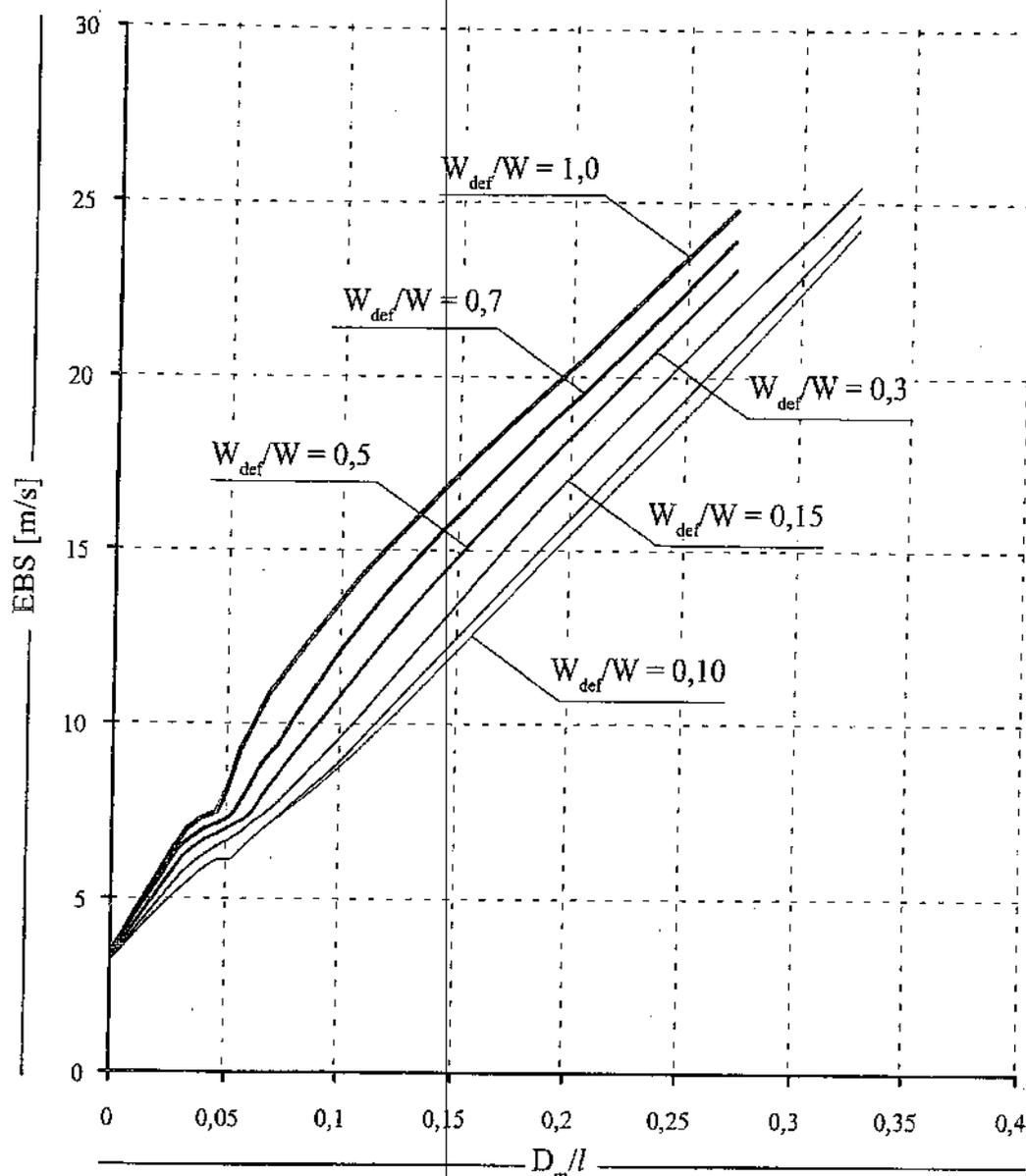


Fig. 5.XXXVI - Ábaco de Wood para deformación normalizada Colisiones localizadas

