



## Evaluación a fatiga del chasis de motocicleta CUB 110

### Fatigue Assessment of CUB 110 Motorcycle Chassis

José Stuardi, Guillermo Chiappero, Alejandro Giudici

Universidad Nacional de Córdoba

Departamento de Estructuras

Av. Vélez Sarsfield 1611, Ciudad Universitaria – 5016 Córdoba – Argentina

*(Recibido 8 de agosto de 2025, para publicación 15 de octubre de 2025)*

**Resumen** – Tras la ocurrencia de fallas por fatiga en el chasis de la motocicleta CUB 110 fabricada en Argentina, se realizaron estudios exhaustivos como parte de un proyecto de seguridad destinado a establecer requisitos de homologación que impactarán el control de producción local y los protocolos de prueba de componentes. La ausencia de especificaciones estandarizadas para los componentes de motocicletas, sumada a las limitadas capacidades de ingeniería local, presenta desafíos significativos en la industria. Este estudio emplea un modelo de elementos finitos calibrado del sistema motocicleta-piloto para calcular las respuestas dinámicas bajo diversas condiciones de conducción. El principal desafío radica en la determinación precisa de la carga, lo que requiere analizar la vida útil a la fatiga del chasis en diferentes categorías de carreteras caracterizadas por parámetros específicos de rugosidad y velocidades de conducción. Estos parámetros se derivan mediante supuestos limitantes de comodidad y seguridad. Se aplica un marco analítico similar para evaluar el rendimiento ante eventos viales deterministas, incluyendo baches, topes, badenes y otras medidas de moderación del tráfico. Los resultados demuestran que operar la motocicleta en carreteras estándar no compromete la vida útil a la fatiga, incluso en condiciones extremadamente severas. Esta conclusión se aplica al diseño estándar del chasis CUB 110, que utiliza acero al carbono de grado 1010 de origen local. Sin embargo, la conducción intensiva sobre obstáculos deterministas puede reducir significativamente la vida útil del chasis a fatiga, a tan solo unos pocos años. Esta limitación puede mitigarse mediante la implementación de las especificaciones de acero SAE 1118, que proporcionan márgenes de seguridad adecuados incluso en condiciones de operación inusualmente severas. Los hallazgos brindan información crucial para establecer especificaciones de materiales y requisitos de diseño adecuados para la fabricación de chasis de motocicletas en Argentina, contribuyendo así a la mejora de los estándares de seguridad y los marcos regulatorios para la industria local de motocicletas.

**Palabras clave** – Fatiga, chasis, motocicleta.

**Abstract** – Following the occurrence of fatigue failures in CUB 110 motorcycle chassis manufactured in Argentina, comprehensive studies have been conducted as part of a safety project aimed at establishing homologation requirements that will impact local production control and component testing protocols. The absence of standardized specifications for motorcycle components, coupled with limited local engineering capabilities, presents significant challenges in the industry. This study employs a calibrated finite element model of the motorcycle-rider system to calculate dynamic responses under various riding conditions. The primary challenge lies in accurate load determination, which requires analysing the fatigue life of the chassis across different road categories characterized by specific roughness parameters and driving speeds. These parameters are derived through limiting comfort and safety assumptions. A similar analytical framework is applied to evaluate performance over deterministic road events, including potholes, bumps, speed humps, and other traffic calming measures. The results demonstrate that operating the motorcycle on standard roads does not compromise fatigue life, even under extremely severe conditions. This conclusion applies to the standard CUB 110 chassis design utilizing locally sourced carbon steel grade 1010. However, intensive driving over deterministic road obstacles can significantly reduce the chassis fatigue life to only a few years. This limitation can be mitigated by implementing SAE 1118 steel specifications, which provide adequate safety margins even under unusually harsh operating conditions. The findings provide critical insight for establishing appropriate material specifications and design requirements for motorcycle chassis manufacturing in Argentina, contributing to improved safety standards and regulatory frameworks for the local motorcycle industry.

**Keywords** – Endurance, Fatigue, Chassis, Motorcycle.

## 1. INTRODUCCIÓN

Una gran cantidad de trabajo científico y experimental se ha destinado en las últimas décadas para el desarrollo, mejora y optimización de modelos de motocicletas [1-3]. En Argentina, la industria es mayoritariamente ensambladora de componentes provenientes de la República Popular China y la producción se encuentra concentrada en un producto de bajo costo como la CUB (*Cheap Urban Bike*) de 110 cm<sup>3</sup> de cilindrada. La necesidad de realizar análisis locales en aspectos teóricos y experimentales surge frente al compromiso permanente de desarrollo progresivo, de nacionalización y de sustitución de importaciones junto con la impostergable necesidad de mejorar la seguridad funcional de los vehículos que circulan por la vía pública. Resulta en este ámbito destacable la ausencia de normas internacionales y especificaciones técnicas de los productos comercializados, sumada a la escasez de ingeniería local en el tema.

El chasis de la motocicleta constituye una pieza clave en la seguridad, constatada además por la ocurrencia de algunas fallas por fatiga en puntos críticos de piezas de fabricación nacional. El presente trabajo se enmarca en un proyecto que persigue como objetivo obtener documentos técnicos específicos sobre la seguridad funcional de los chasis de motocicleta, los que deberán tenerse presente para su diseño y construcción. Se pretende establecer requisitos de homologación que afecten al control de producción y testeо de las piezas. La determinación de las cargas que actúan en los distintos componentes durante la vida útil del vehículo es el punto inevitable de partida y por ello de fundamental importancia [4,5]. Basándose en esta información, y mediante la simulación computacional [6,7], es posible el diseño y verificación de distintos componentes, incluyendo el chasis soldado. Una última etapa en este desarrollo constituye la definición de ensayos dinámicos de laboratorio para control y homologación de los productos. La ausencia de normativas internacionales al respecto, hace necesaria una activa sinergia entre las empresas y los organismos técnicos y administrativos encargados de velar por la seguridad.

## 2. OBJETIVOS

El presente trabajo se basa en utilización de un modelo computacional de Elementos Finitos (EF) calibrado disponible [8] del motovehículo, con el que es posible la simulación del comportamiento y de la respuesta dinámica del vehículo en condiciones de rodaje y considerando la presencia del piloto. El modelo resulta fiable para estudios del comportamiento dinámico y tensional y para contribuir al diseño estructural del chasis. Se estudia la vida en fatiga del chasis en puntos específicos elegidos a priori, para lo que se necesitan hipótesis de uso para la determinación de las cargas sobre el marco metálico. Las cargas y tensiones dependen de la irregularidad del terreno, de la velocidad y de las condiciones de utilización, tales como peso transportado y cantidad de pasajeros.

El estudio considera cargas aleatorias partiendo de distintas rugosidades de terreno definidas por norma y cargas deterministas basándose en imperfecciones (baches, juntas, badenes, etc.) y reductores de velocidad, para la determinación de condiciones máximas posibles de uso durante la vida útil.

El historial de tensiones obtenidas sirve para la determinación de la vida en fatiga del chasis, modificaciones estructurales y la determinación de un programa de ensayos de homologación, sin embargo, este trabajo se limita por simplicidad al análisis sobre puntos de control previamente elegidos por vía numérica y experimental. Como objetivos más generales, el trabajo pretende contribuir al diseño de chasis de motocicletas basados en premisas de seguridad, viabilidad y costo, como así también a establecer las especificaciones que deben cumplir los chasis y los medios de control de su calidad.

## 3. METODOLOGÍA

La evaluación a fatiga del chasis se realiza a partir del modelo calibrado ya disponible, suponiendo rodaje en caminos de distinta rugosidad (eventos aleatorios) y el traspaso de perturbaciones del perfil normal, tales como reductores de velocidad, badenes y otros (eventos deterministas). En la Fig. 1 se muestra un mapa conceptual de los procedimientos implementados en ambos casos. Partiendo de la selección del perfil aleatorio ó determinista, se establece una velocidad máxima de circulación ó de traspaso basándose en distintos

criterios asociados a seguridad y confort. Posteriormente calculamos la respuesta dinámica de la motocicleta, las deformaciones específicas, y asumiendo datos de uso del vehículo se estima la vida a fatiga para cada perfil un régimen de utilización previsto.

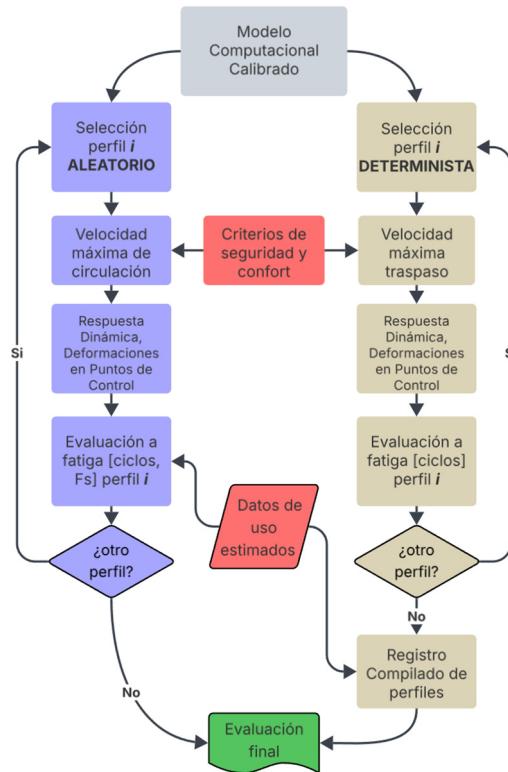


Fig. 1. Mapa conceptual de procedimientos implementados.

#### 4. CONCEPCIÓN ESTRUCTURAL DEL SISTEMA MOTO-CONDUCTOR

El modelo del motovehículo-piloto en condiciones de marcha fue desarrollado, analizado y calibrado mediante mediciones experimentales en un trabajo anterior de los autores [8]. El análisis considera distintos subsistemas, en los que se distinguen partes con propiedades dinámicas bien diferenciadas y, en consecuencia, se reconocen distintas necesidades de modelación y ajuste, en función de la imprecisión de los datos y de las posibilidades prácticas de obtenerlos. Los subsistemas citados se describen a continuación.

##### 4.1. Chasis metálico

El chasis está compuesto de tramos curvos de tubo de sección circular soldados y chapas de unión. Es una subestructura de relativamente poca masa y gran rigidez. En términos generales no necesita calibración o ajustes ya que se considera que el modelo de elementos finitos, desde el punto de vista geométrico y dimensional puede representar en forma suficientemente exacta al espécimen analizado. Por otro lado, el módulo de Young  $E$  resulta en el acero un parámetro muy estable con pocas variaciones porcentuales y el espesor es medido mediante ultrasonido con suficiente precisión. El marco metálico solo tiene una masa de apenas 9.9 kg y una primera frecuencia propia libre-libre en 95,1 Hz con un modo flexional en el plano. Está constituido por un tramo de tubo apenas curvo (tramo 1), que vincula a la horquilla delantera con la zona central de apoyapiés, ver Fig. 2. Desde la zona media de este tramo se abren dos tubos curvos hacia los laterales y hacia arriba formando un marco cerrado (tramo 2), el que llega hasta la zona de anclaje de la suspensión trasera. Finalmente, una construcción en chapa estampada solidariza el punto bajo del tramo 1 con la zona media del tramo 2, generando de esta forma un marco cerrado y proveyendo rigidez estructural. Esta construcción tiene además la función de alojar adecuadamente al propulsor de la moto.

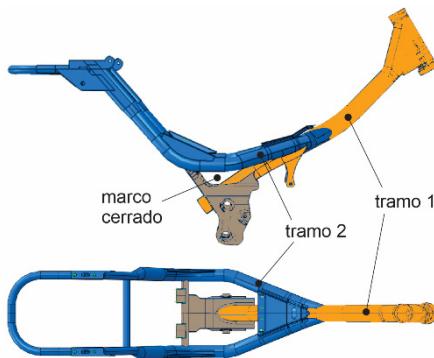


Fig. 2. Concepción del chasis de la motocicleta.

Por insertarse el tramo 2 en el tramo 1 bien abajo y lejos de la horquilla, el marco cerrado es de pequeño tamaño. Esto por un lado posibilita un acceso fácil a la moto para su abordaje, pero deja a la parte superior del tramo 1 (entre la horquilla y la inserción del tramo 2) como componente estructural único, de manera que es una zona de tensiones elevadas. Las características geométricas del tubo en el tramo 1 están provistas por el diámetro externo y el espesor. De acuerdo con ensayos realizados de espectrometría de emisión óptica según norma ASTM E 415-2014, el material de una moto japonesa ensayada era acero SAE 1118, sin embargo, otras versiones nacionales cuentan con chasis de dimensiones similares, pero de acero de inferior calidad, similares a un SAE 1010.

#### 4.2. Sistema de suspensión

Por medio del sistema de suspensión llegan las excitaciones provenientes de las ruedas al conjunto de masas suspendidas. Las suspensiones están compuestas por resortes y amortiguadores junto con los sistemas de acople y sujeción, tales como parrilla de suspensión trasera y horquilla delantera. Prescindiendo del piloto, la respuesta cinemática de la moto puede aproximarse por el movimiento de un marco rígido sobre el sistema de suspensión, que se caracteriza por una relativa baja rigidez y alto amortiguamiento en comparación con el resto. Las dimensiones y parámetros de los resortes se obtuvieron en los correspondientes ensayos de laboratorio. Los parámetros del amortiguamiento sin embargo no han podido ser conseguidos en forma de especificación certera provista por el fabricante.

El sistema de suspensión delantero está compuesto una horquilla telescópica que aloja dos conjuntos resorte-amortiguador de cada lado de la rueda delantera. El sistema de suspensión trasero es de brazo basculante y se compone de una parrilla horizontal que pivota en la zona de apoyapiés fijos y sujetada por detrás a la rueda. Este punto sirve además de anclaje inferior para un conjunto resorte-amortiguador de cada lado de la rueda, el que por otro lado presenta un anclaje en el tramo 2. Los sistemas de suspensiones fueron modelados por conjuntos resorte-amortiguador respetando las condiciones de restricciones cinemáticas que el marco les impone. Se utilizaron hipótesis de comportamiento lineal y amortiguamiento viscoso para ganar simplicidad de los modelos.

#### 4.3. Piloto

El sistema estático e inerte (sistema pasivo) para el piloto es solo una hipótesis apropiada para casos donde la interacción vehículo-piloto es baja. En este caso, el modelo del piloto y del asiento resultan sistemas de baja frecuencia propia y cercanas a las frecuencias propias generadas por las masas suspendida de la moto y el sistema de suspensión. La interacción vehículo-piloto puede despreciarse siempre que la masa del piloto y las fuerzas que genera sean pequeñas en relación a las presentes en el vehículo. Como este no es el caso en una motocicleta, se implementó un modelo de cuerpo humano sentado erecto y sin respaldo según norma [9], constituido por un sistema de 3 grados de libertad, Fig. 2. El sistema provee una masa aparente en el nodo de la masa  $m_0$  que corresponde con la respuesta aproximada de un cuerpo humano sentado sobre una mesa vibratoria. En este modelo, si bien las masas y rigideces no se corresponden en

forma directa con las estructuras fisiológicas del cuerpo humano, puede considerarse que la masa  $m_2$  se corresponde con la cabeza.

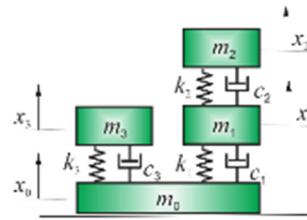


Fig. 3. Modelo vertical del piloto utilizado [9].

En base a un peso total de 75 kg, y considerando que el 73% de la masa descansa sobre el asiento, las distribuciones de masas, rigideces y amortiguamientos resultan como en la Tabla 1. Por otro lado, la función de masa aparente en módulo y fase puede ser apreciada en la Fig. 4, donde se muestran los límites máximos y mínimos del rango factible mediante las líneas extremas, mientras que la línea central es el valor promedio aproximado por el modelo utilizado.

Tabla 1. Valores de los parámetros utilizados para el modelo del piloto.

Parámetro	Masa [kg]				Rigidez [N/m]			Coef. amort. [Ns/m]		
	$m_0$	$m_1$	$m_2$	$m_3$	$k_1$	$k_2$	$k_3$	$c_1$	$c_2$	$c_3$
Magnitud	2	6	2	45	9990	3440	36200	387	234	1390

De las funciones de masa aparente puede apreciarse que, en las condiciones de operación de un motovehículo, el cuerpo humano aporta masa mayoritariamente en una frecuencia algo menor a 4 Hz con un ancho de banda importante, por lo que sus efectos sobre las frecuencias propias de la suspensión de la motocicleta deben ser tenidos en cuenta.

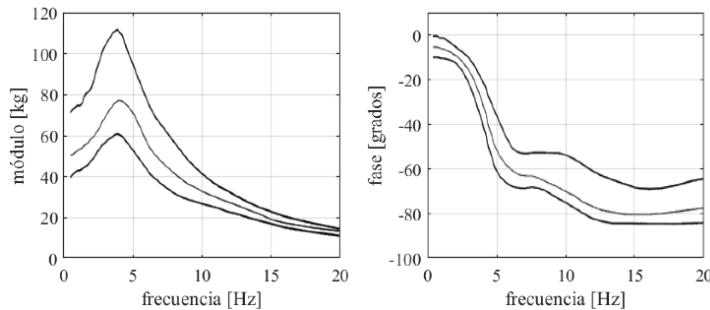


Fig. 4. Masa aparente del piloto, módulo (izq.) y fase (der.).

#### 4.4. Asiento

El asiento constituye el vínculo entre el modelo del piloto y el de la moto; se modela en forma simplificada como un sistema resorte-amortiguador, donde la masa propia se desprecia [10,11]. Este sistema vincula a un grupo de nodos en el asiento de la moto que se corresponden con la posición de la cadera del piloto -cuyos GL han sido previamente restringidos entre sí- con la masa  $m_0$  del piloto. De acuerdo con Patten [12], quien investigó las funciones de transferencia experimentales de asientos de piloto de automóviles compuestos por espuma de poliuretano y mediante el uso de una masa puntual, un modelo representativo fiel resulta no lineal en las aceleraciones debido a las características constitutivas del material expresadas por la rigidez y amortiguamiento. En general, se observa que los picos de las funciones de respuesta y la frecuencia de resonancia disminuyen con el aumento de las aceleraciones. A efectos del presente trabajo, es suficiente la consideración de un sistema lineal que genere con la masa del piloto -supuesta puntual- una frecuencia de aprox. 6 Hz con un amortiguamiento de un 35% respecto del crítico. Estos parámetros fueron

estimados a partir de las funciones de respuesta disponibles, ver ejemplo en la Fig. 5, para asientos de diferente calidad y teniendo en cuenta el peso del piloto considerado.

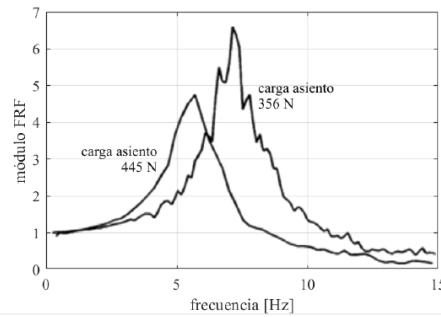


Fig. 5. Funciones de respuesta de un asiento de un automóvil para 356 N y 445 N de peso punitual sentado [12].

#### 4.5. Masas adicionales no estructurales

Las masas adicionales no estructurales son las masas vinculadas al chasis metálico, que no aportan rigidez significativa al sistema. Se incluyen en este grupo: motor, tanque de combustible, batería, asiento, manubrio, componentes de transmisión, faros, tubo de escape, etc. La magnitud de las masas traslacionales y rotacionales y el posicionamiento exacto de cada uno de estos componentes es de difícil y laboriosa determinación, ya que resultan muchos elementos de relativa poca importancia en forma individual. Por esta razón en la práctica se asumieron algunas aproximaciones. Como referencia, debido a los aportes de masa de estos componentes, la primera frecuencia propia flexional libre-libre en el plano longitudinal del chasis con los componentes citados resulta cercana a 50 Hz frente a los 95 Hz del chasis solo.

En la Tabla 2 se resumen las masas del modelo de EF. En primer lugar, se especifica la masa del modelo del chasis y luego las masas adicionales que forman parte del sistema no estructural de la motocicleta. Estas masas han sido agregadas al modelo mediante la discretización de las partes o bien mediante la inclusión de masas puntuales, tal como se indica en la tabla. El posicionamiento de las partes fue realizado de acuerdo con un relevamiento fotográfico.

Tabla 2. Resumen de masas suspendidas y no suspendidas.

Parte	masa [kg]	masa suspend. [kg]	masa no susp. [kg]	Obs.
Chasis	9.91	9.91		Discretizado
Amortiguadores Delanteros	2	1	1	Masas puntuales
Parrilla Trasera	2.24	1.24	1	Discretizado
2 Amortiguadores Traseros	2	1	1	Masas puntuales
2 Chapas intermedias entre motor-chasis	0.14	0.14		Discretizado
Motor	19.6	19.6		Discretizado
Accesorios del motor (carburador, mangueras, etc.)	1.5	1.5		Masas puntuales
Caño de escape	2.5	2.5		Masas puntuales
Manubrio	1.88	1.88		Discretizado
Horquilla telescópica, cojinetes, instrumentos, etc.	9	6	3	Masas puntuales
Asiento	4.5	4.5		Discretizado
Batería, tanque y combustible	5.5	5.5		Masas puntuales
Pedal	0.6	0.6		Discretizado
Faros de luz	1	1		Masas puntuales
Transmisión (cadena, cojinetes, etc)	5	2	3	Masas puntuales
Rueda Delantera	7.2		7.2	Masa puntual
Rueda Trasera	11		11	Masa puntual
<b>TOTAL</b>	<b>85.57</b>	<b>58.37</b>	<b>27.2</b>	

Las masas han sido clasificadas de acuerdo con su carácter en suspendidas y no suspendidas. En ciertos casos es necesaria una discriminación porcentual, ya que algunos elementos comparten masas suspendidas y no suspendidas. Téngase en cuenta que, el modelo de masas suspendidas de la motocicleta tuvo un peso total de 58.37 kg y el error de las aproximaciones en las asignaciones de masa puede ser significativo.

## 5. MODELACIÓN

### 5.1. Modelo de EF del marco metálico

El modelo de EF del marco fue realizado contemplando la posibilidad de análisis tensionales posteriores en distintas zonas, sin embargo, el objetivo específico de este trabajo radica en el análisis tensional concentrado en Puntos de Control (PC) situados en el tramo 1. Estos puntos fueron reportados como la ubicación de daños por fatiga en marcos comerciales de fabricación nacional y, por otro lado, coinciden con los puntos de máxima tensión calculados mediante software para dos estados de carga básicos: *a*) una carga vertical aplicada en la posición del asiento del piloto, que genera zonas de tensiones máximas indicadas en la Fig. 6 con los puntos P2 y P4, y *b*) un estado de fuerzas horizontales autoequilibradas y opuestas, aplicadas en dirección horizontal longitudinal en los ejes delantero y trasero, que similarmente determinan los puntos P1 y P3. Tanto P1 y P2 se encuentran en la generatriz superior del tubo, mientras que los puntos P3 y P4 en la inferior, los pares así definidos se hallan en la misma sección transversal y en posición diametralmente opuesta. La distancia entre el eje de horquilla y la posición de los puntos P1 y P3 es de 146 mm, en cambio para los puntos P2 y P4 es 256 mm. Los PC fueron instrumentados mediante el pegado de galgas extensiométricas para la determinación de las deformaciones específicas en forma experimental y el control del modelo (Fig. 7). De manera que, si bien los procedimientos de evaluación a fatiga son totalmente generales, han sido aplicados a sólo cuatro puntos de control en el presente trabajo.

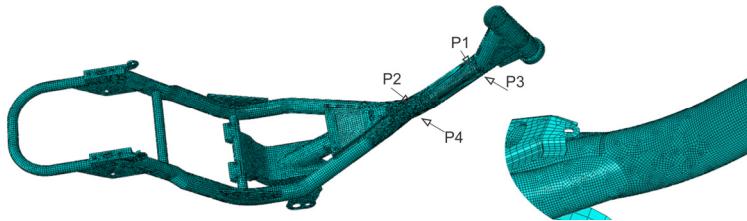


Fig. 6. Malla del chasis (izq.) y detalle de densificación (der.).

El modelo fue realizado utilizando el software Abaqus mediante elementos cuadriláteros de cáscara con 4 nodos e integración reducida, ver Fig. 6. La elección del tipo de elemento finito (EF) y su orden obedece a que, en los puntos de control, el estado tensional resulta plano y mayoritariamente definido por tensiones uniaxiales longitudinales de tracción-compresión. A pesar de la sencillez de los estados tensionales, se aseguró una adecuada densificación de la malla en las zonas críticas y se realizaron estudios de convergencia de malla para la verificación de los resultados.

El tubo donde se ubican los puntos de control resulta un tubo delgado, es decir, su espesor es reducido respecto al diámetro, y por esta razón las variaciones de tensión en el espesor son insignificantes. Para la modelación del chasis tubular se utilizaron 43929 elementos cuadriláteros y 1076 elementos triangulares, ambos lineales. Los elementos triangulares representan solo el 2.4% del total y fueron utilizados exclusivamente para lograr una malla eficiente en las zonas de uniones y de geometría complicada. Las uniones soldadas no fueron modeladas y desde este punto de vista el modelo asemeja a una pieza fundida. La razón es que el análisis se concentra en los Puntos de Control situados en el interior del tramo 1, que demostraron ser los puntos de mayor tensión y no -contrariamente a lo que se puede esperar- en los extremos soldados.

Todas las distribuciones de tensiones del tipo de la Fig. 7 indican tensiones muy bajas en la zona de soldadura del tramo 1 respecto de los puntos de máxima (zonas de color rojo). Tal comportamiento es debido al adecuado diseño de refuerzos en la unión con el tubo porta-horquilla, por un lado, y en la ubicación de las zonas de soldadura cercanas al eje neutro del tubo del tramo 1 con el tramo 2, por otro. Dicha

configuración contribuye a una tensión nominal relativa muy baja que no logra aumentar por encima de las tensiones de los puntos de control (PC), a pesar del factor de concentración de tensiones inherente al cordón.

Como ya se expuso, la densidad de malla fue elegida suficientemente fina para estudios tensionales, especialmente densificada en la porción superior del tramo 1, pero apta para estudios en todos los componentes.

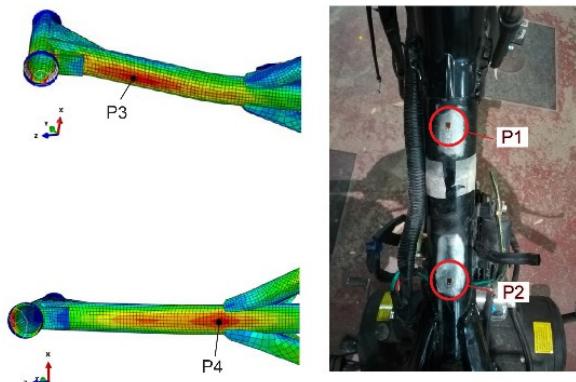


Fig. 7. Tensiones para estados de fuerzas horizontales opuestas y autoequilibradas en los ejes (izq., arriba) y estado de fuerza vertical en el asiento del piloto (izq., abajo) en una vista inferior del modelo de EF, foto de vista superior del tramo 1 (der.).

## 5.2. Modelo de EF del Sistema Moto-Piloto completo

En la Fig. 8 se muestra el modelo completo del sistema moto-piloto, donde se distingue el chasis, motor, asiento, brazo de suspensión, manubrio, etc. Se utilizaron una cantidad menor (en relación al chasis) de elementos tetraédricos cuadráticos y hexaédricos lineales para modelar los elementos auxiliares con volumen, tales como motor y asiento. El brazo de suspensión se modeló con elementos de viga lineales provistos de masa y fue vinculada mediante conectores para permitir su rotación en el chasis. En forma análoga se consideró el manubrio. Un conector del tipo deslizador fue utilizado para completar la modelación del resorte y amortiguador delanteros y lograr la restricción de los movimientos fuera de la línea de acción de los dispositivos. Otras restricciones fueron utilizadas en el asiento del piloto, para vincular el modelo humano al asiento, que solidarizaron un conjunto de puntos del asiento en concordancia con la zona de contacto del piloto en el nodo de la masa  $m_0$  (ver Fig. 3). El conjunto de masas adicionales fue considerado en la forma de masas puntuales agregadas, ya que las inercias rotacionales propias son en principio de valor poco significativo. Ejes, bulones y otros elementos pretensados no demostraron ser críticos y no fueron considerados en este trabajo. Finalmente se observa en Fig. 8 el acoplamiento del sistema de piloto sobre el asiento.

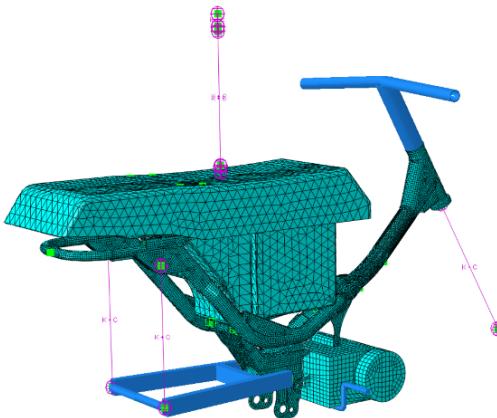


Fig. 8. Modelo de EF del sistema moto-piloto.

### 5.3. Calibración del Modelo completo

Los estudios y ensayos realizados previamente [8] demostraron la existencia de fuertes no linealidades debidas principalmente a la fricción de adherencia (*stiction*) en los componentes de la suspensión, que predominaron en el entorno de las respuestas de baja amplitud en ensayos de barrido en frecuencia realizados. La calibración del modelo linealizado fue realizada en cambio considerando el nivel de respuesta más exigente de los eventos aleatorios y deterministas, que son los que determinan la vida en fatiga y para lo cual se utilizaron valores de velocidad entre 400 – 500 mm/s. La técnica de linealización utilizada, que puede aproximar con precisión la dinámica no lineal del vehículo para los niveles de respuesta considerados, permite un procedimiento de evaluación simplificado, pero suficientemente preciso para los fines del análisis, que se describe en el apartado siguiente. Los valores finales linealizados de rigidez fueron: delantera  $k_d = 18 \text{ N/mm}$ , trasera  $k_t = 38.2 \text{ N/mm}$ , el amortiguamiento delantero  $c_d = 0.23 \text{ Ns/mm}$  y el trasero  $c_t = 0.51 \text{ N/mm}$ , todas estas magnitudes se refieren a la suma del lado izquierdo y derecho.

## 6. PROCEDIMIENTO DE EVALUACIÓN

Las condiciones de uso real y las condiciones más exigentes de uso posibles, que sirvan de base para una estimación de la vida a fatiga del chasis, precisan de un estudio de determinación de cargas, donde múltiples aspectos deben ser tenidos en cuenta, incluyendo las irregularidades del camino, características de uso y forma de conducir. En este trabajo, se utilizan perfiles longitudinales sintéticos de caminos en los que la velocidad de la moto se limita mediante parámetros asociados a la seguridad en la conducción de la motocicleta y al confort del piloto. De esta forma se consigue un espectro amplio de condiciones de carga, cuyo límite natural resulta de la imposibilidad de una conducción sustentable, confiable o segura. La determinación de las cargas dinámicas provenientes de eventos deterministas fue realizada mediante la elección de una serie de irregularidades de terreno y una determinación de velocidades máximas de sobrepaso, de forma similar al caso de distintas categorías de caminos.

### 6.1. Eventos Aleatorios: Perfiles simulados de acuerdo con la ISO 8608

La norma ISO 8608 [13] tiene como propósito establecer un método uniforme para informar los datos registrados de perfil vertical de caminos provenientes de distintas fuentes. Las irregularidades del perfil se definen como desviaciones en dirección vertical a partir de una línea de referencia recta horizontal. Los perfiles longitudinales sintéticos fueron definidos por la norma en un anexo informativo en base a clasificaciones propuestas de caminos, para ayudar a la solución de problemas de vibraciones en estructuras mecánicas, civiles y problemas de interacción entre ambos. La estacionariedad de los procesos aleatorios definidos por perfiles de camino reales ha sido investigada por una variedad de autores [14]. Las irregularidades de los caminos pueden ser considerados procesos gaussianos si se filtran los transitorios más grandes, aunque la descripción por medio de la densidad espectral de potencia funciona aún para distribuciones no gaussianas. La norma especifica distintas curvas de densidades espectrales (PSD)  $G_d(n)$  del desplazamiento vertical, que definen distintas categorías de caminos en función de una frecuencia espacial  $n$  o número de onda [ciclos/m], donde  $\lambda = 1/n$  es la longitud de onda.

Las  $G_d(n)$  que quedan definidas por líneas rectas en escala doble logarítmica y en función de la frecuencia espacial debido a la ecuación

$$G_d(n) = G_d(n_0) (n / n_0)^{-w} \quad [\text{m}^3/\text{ciclos}] \quad (1)$$

donde  $G_d(n_0)$  [ $\text{m}^3/\text{ciclos}$ ] es el índice de irregularidad del camino (*unevenness index*), esto es, la densidad espectral para una frecuencia espacial de referencia  $n_0$  [ciclos/m], y  $w$  es la ondulación (*waviness*) adimensional. En la Fig. 9 se muestran en líneas continuas los límites entre las categorías de caminos y en líneas de trazos las medias geométricas asumidas como densidades espectrales representativas de las distintas categorías de caminos, desde la A hasta la H en orden creciente de rugosidad y en función de la frecuencia espacial  $n$ . De acuerdo con la experiencia, estas densidades espectrales resultan buenas

aproximaciones de los valores registrados experimentalmente en distintos tipos de caminos, si bien otras descripciones pueden resultar más exactas [15]. Los límites de la frecuencia espacial sugeridos en un anexo de la norma son  $n = 0.011$  ciclos/m ( $\Omega = 0.063$  rad/m) y  $n = 2.83$  ciclos/m ( $\Omega = 17.77$  rad/m). Además, se sugiere una ondulación  $w = 2$  como pendiente de la recta de la ecuación (1). Este valor tiene como propiedad, que la densidad espectral de la velocidad de la irregularidad resulta constante  $G_v(n) = G_v(n_0)$  en virtud de la misma ecuación. La clasificación de los caminos queda representada por los parámetros de la Tabla 3, en los que se muestra el Índice de irregularidad de distintas categorías de camino definidos en base a una referencia de  $n_0 = 0.1$  ciclos/m.

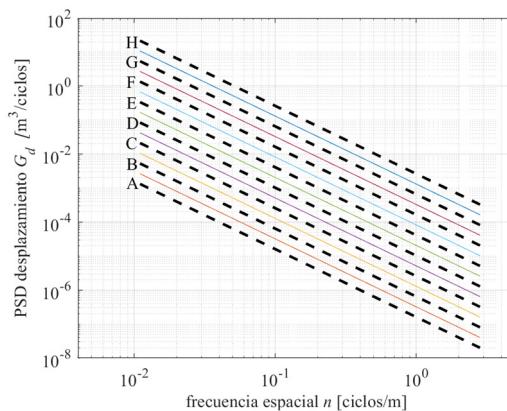


Fig. 9. Perfiles de caminos definidos en la norma ISO 8608.

Tabla 3. Índices de irregularidad del camino para distintos tipos de caminos definidos en norma ISO 8608.

Categ.	$G_d(n_0) 10^{-6} [\text{m}^3/\text{ciclo}]$ ( $n_0 = 0.1$ ciclos/m) límite inferior-límite superior	Media geométrica (*) asumida
A	< 32	16*
B	32 - 128	64
C	128 - 512	256
D	512 - 2048	1024
E	2048 - 8192	4096
F	8192 - 32768	16384
G	32768 - 131072	65536
H	> 131072	262144*

A pesar de que muchos investigadores ya han utilizado estas definiciones de tipos de caminos de norma, estas no están aun debidamente correlacionadas con caminos reales o con caminos estandarizados, ni siquiera con definiciones cualitativas tales como muy bueno, bueno, satisfactorio, etc.

Haciendo una comparación con la norma MEE/158/3/1 [16], que hace una categorización verbal cualitativa de las clases (y aunque la definición de las categorías es solo similar), las categorías A y B corresponderían con autopistas/autovías mientras que caminos menores entran en las clases C a E, correspondiendo esta última a caminos no pavimentados. La norma ISO amplia las categorías desde la F hasta la H, las que deben entenderse como caminos rurales en mal y pésimo estado. A manera de control, se representan en los gráficos de la Fig. 10 realizaciones aleatorias para las distintas categorías de caminos.

Mientras que el índice de irregularidad establece el nivel de la curva mediante una especie de ordenada al origen de la recta, la ondulación establece la relación entre las densidades espectrales de distinta magnitud. El valor de 2 responde en forma general a la relación amplitud vs. frecuencia espacial de las irregularidades de caminos, sin embargo, es necesario definir dos rectas o cambiar la pendiente para representar más exactamente algunos casos.

En todo caso, las clasificaciones espaciales de caminos de la norma resultan en definiciones bien razonables para la determinación de las muestras temporales de los caminos a los que será sometida a prueba la motocicleta, cuando son combinadas con velocidades máximas posibles que aseguren condiciones de

bienestar físico de los ocupantes, de maniobrabilidad y seguridad en la conducción. Para esto en primer lugar, se define la densidad espectral temporal como

$$G_d(f) = G_d(n) / v \text{ [m}^2 \text{ / Hz]} \quad (2)$$

donde  $f$  es la frecuencia en Hz y  $v$  es la velocidad de circulación en [m/s].

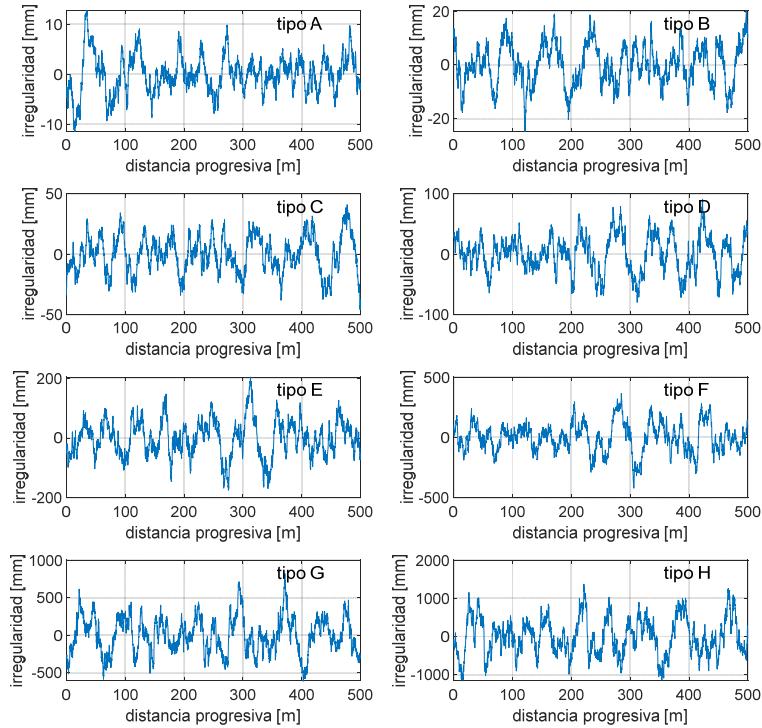


Fig. 10. Ejemplos de realización de perfiles de camino simulados para distintas categorías de caminos.

### 7.1.1 Determinación de PSD temporales para distintas categorías de caminos

De acuerdo con la ecuación (2), las densidades espectrales en función de la frecuencia temporal se definen en función de una velocidad de circulación, que es distinta para cada PSD espacial considerado. En este trabajo, la determinación de las velocidades resulta del análisis de las condiciones de circulación para el piloto y el vehículo, a saber:

#### *Bienestar físico del piloto*

Las condiciones de bienestar físico del piloto fueron evaluadas mediante el cálculo de las aceleraciones sobre el asiento de piloto de acuerdo con normativas ISO 2631-1 [17] e ignorando el ingreso de vibraciones por pies y manos, esto por simplicidad y considerando que las contribuciones en estos puntos son pequeñas. En el Apéndice C (Informativo) de citada norma se establecen recomendaciones para la aceptabilidad de vibraciones y la formulación de los límites tolerables en diversos ambientes. De acuerdo con la norma, es posible evaluar los efectos del confort a las vibraciones en ciertos ambientes, tales como medios de transporte, utilizando la raíz de la media cuadrática (rms) de la aceleración afectada por un filtro  $W_k$  y comparando con valores generales provistos, que representan las reacciones usuales de usuarios del transporte público. La Tabla 4 indica los valores de aceleración ponderados de acuerdo con la norma y su nivel de confortabilidad.

Las aceleraciones sobre el asiento del piloto  $\ddot{Z}_{ck}$  pesadas por el filtro de norma  $W_k$  son obtenidas mediante

$$\ddot{Z}_{ck} = W_k \omega^2 (FRF_{cd} Z_{gd} + FRF_{ct} Z_{gt}) \quad (3)$$

donde  $FRF_{cd}$ ,  $FRF_{ct}$  son las funciones de respuesta en frecuencia (FRF) entre los desplazamientos del piloto y los desplazamientos de la rueda delantera y trasera, respectivamente, y  $Z_{gd}$ ,  $Z_{gt}$  son las transformadas de Fourier (TF) de los desplazamientos del suelo delanteros y traseros, respectivamente.

Tabla 4. Valores rms de aceleraciones ponderadas y su evaluación cualitativa, según ISO 2631-1.

rms [m/s <sup>2</sup> ]	Nivel
< 0.315	no inconfortable
0.315 – 0.63	un poco inconfortable
0.5 – 1	débilmente inconfortable
0.8 – 1.6	Inconfortable
1.1 – 2.5	muy inconfortable
>2	extremadamente inconfortable

En la Fig. 11 se muestran las  $FRF_{cd}$ ,  $FRF_{ct}$  en valor absoluto y fase, obtenidas mediante el modelo de EF del sistema moto-piloto de la Fig. 8. Se observa una amplificación máxima en 2.6 Hz con un ancho de banda indicativo del amortiguamiento logrado especialmente por el asiento.

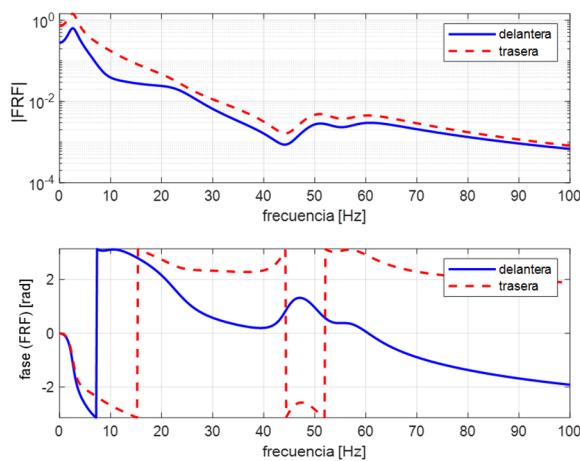


Fig. 11. FRF del asiento piloto respecto del movimiento del neumático delantero y trasero.

A su vez  $Z_{gd}(f)$  se obtiene de la PSD  $G_d(f)$ , en función del tiempo total de la muestra  $T$ ,

$$Z_{gd}(f) = \sqrt{G_d(f)/T} \quad (4)$$

Algunas consideraciones de error estadístico por utilizar esta ecuación se realizan más adelante. Mientras que  $Z_{gt}$  se encuentra temporalmente desfasado de la señal delantera en  $\Delta t = L/v$ , siendo  $L$  la distancia entre ejes de la motocicleta, por lo que según las propiedades de la TF es

$$Z_{gt}(f) = Z_{gd}(f) e^{-i2\pi f \Delta t} \quad (5)$$

### Seguridad de conducción

La seguridad en la conducción es evaluada mediante el Coeficiente de Carga Dinámica en las ruedas (DLC), que representa el cociente del valor rms de las fuerzas dinámicas del neumático  $\sigma_F$  dividido la carga estática  $F_s$

$$DLC_i = \frac{\sigma_{Fi}}{F_{si}} \quad (i = d, t) \quad (6)$$

Basado en las hipótesis del modelo *quarter car*, el neumático es modelado ignorando su amortiguamiento, ya que su influencia es pequeña para los cálculos de interacción con el terreno. Por este motivo, la fuerza

dinámica fue calculada como el producto de la rigidez del neumático por el desplazamiento relativo del eje de la rueda respecto a la señal del terreno.

$$F_i(f) = k_i (Z_i(f) - Z_{gi}(f)) \quad (i = d, t) \quad (7)$$

Los desplazamientos absolutos de la rueda delantera  $Z_d$  y trasera  $Z_t$  pueden ser obtenidos en el dominio de la frecuencia mediante las funciones de respuesta en frecuencia apropiadas

$$\begin{Bmatrix} Z_d(f) \\ Z_t(f) \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} FRF_{dd} & FRF_{dt} \\ FRF_{td} & FRF_{tt} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} Z_{gd}(f) \\ Z_{gt}(f) \end{Bmatrix} \quad (8)$$

donde  $FRF_{ij}$  representa a la FRF medida en el eje  $i$  para la excitación en la rueda  $j$ ,  $(i = d, t), (j = d, t)$ .

Las fuerzas estáticas resultaron

$$F_{si} = k_i z_{si} \quad (i = d, t) \quad (9)$$

Los valores de rigidez y desplazamiento estático resultaron según las mediciones

$$\begin{aligned} k_d &= 70 \text{ N/mm} ; k_t = 100 \text{ N/mm} \\ z_{sd} &= 7.02 \text{ mm} ; z_{st} = 8.33 \text{ mm} \end{aligned} \quad (10)$$

Por lo que las fuerzas estáticas son

$$F_{sd} = 491.4 \text{ N}; F_{st} = 833 \text{ N} \quad (11)$$

La Fig. 12 muestra las  $FRF_{ij}$  en valor absoluto (adimensionales) y fase, provenientes del modelo de EF calibrado.

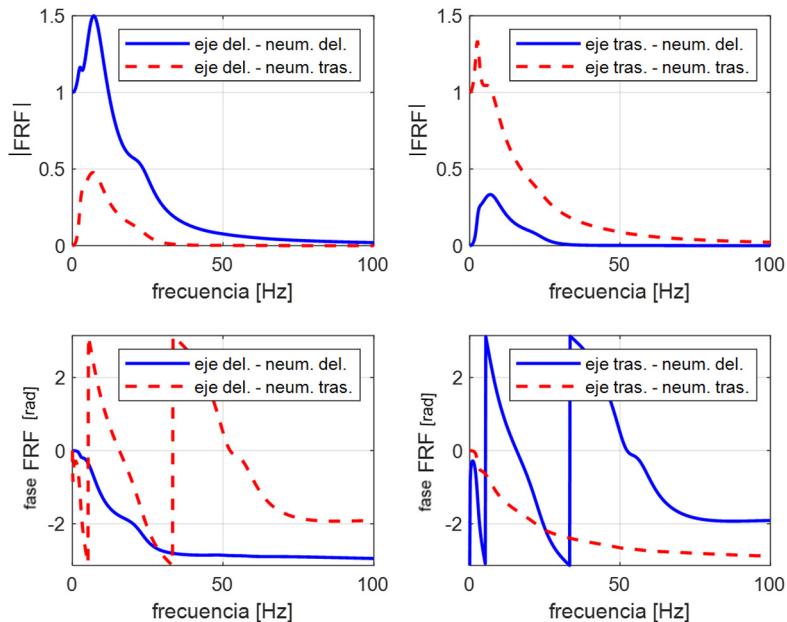


Fig. 12. FRF del eje delantero y trasero en función de las excitaciones en los neumáticos delantero y trasero.

El coeficiente de carga dinámica está basado en el control de la pérdida de adherencia del neumático durante la conducción. La pérdida de carga del neumático imposibilita una conducción segura, ya que las fuerzas de deriva y frenado dependen de la adherencia, entendida esta como el cociente de la fuerza de contacto dividida la carga estática.

Si bien los valores de referencia de *DLC* no son encontrados en normas, es posible obtener valores a partir de la suposición que las fuerzas poseen una distribución normal [18]. Aceptando que el límite está dado por la ecuación

$$F_s = 3 \sigma_F, \quad (12)$$

esto es, la fuerza estática es igual a tres desviaciones estándar de la fuerza dinámica; se tiene así que la probabilidad de pérdida de contacto de la rueda con el suelo es de sólo 0.135%. De esta manera, de acuerdo con las ecuaciones (12) y (6) se obtiene un *DLC* = 0.333 que representa una seguridad de 99.865% de no pérdida de contacto. Debe tenerse aquí en cuenta que, si bien este porcentaje resulta muy alto, la adhesión instantánea del neumático, esto es la relación entre la carga remanente real y la carga estática, se verá perjudicada.

#### *Consideraciones sobre el error estadístico del cálculo*

El cálculo se efectuó basado en la *realización* de perfiles de camino de acuerdo con la norma, que resulta una muestra de datos de un modelo estadístico. Estos perfiles son transitados a velocidades determinadas para cada tipo de perfil y actúan desfasados en las ruedas delantera y trasera un tiempo que resulta dependiente de la velocidad de circulación. La utilización de muestras conlleva a un error estadístico que puede ser minimizado mediante el promediado de las señales, por ejemplo, en los espectros considerados. Llamando  $\varepsilon_r$  al error estadístico, resulta

$$\varepsilon_r = n^{-1/2} \quad (13)$$

donde  $n$  representa al número de promedios realizados. En el presente trabajo, se utilizó un promedio de 60 muestras, que provee un error estadístico menor al 13%, lo que se considera suficiente en virtud del carácter aleatorio de los cálculos.

#### *Cálculo de las velocidades máximas para cada clasificación de camino*

En la Fig. 13 se observan las aceleraciones rms calculadas sobre el asiento piloto para distintas clasificaciones de caminos en función de la velocidad de circulación. La línea roja de trazos horizontales representa el límite establecido según norma ISO 2631-1, [17]. Las intersecciones de las distintas curvas de aceleraciones con el límite definen las velocidades máximas a considerar según el criterio de bienestar físico del piloto. Se observa que para la categoría A no se alcanza al límite aún para las velocidades máximas posibles de la motocicleta. Por otro lado, para las categorías más altas las velocidades son de unos pocos km/h.

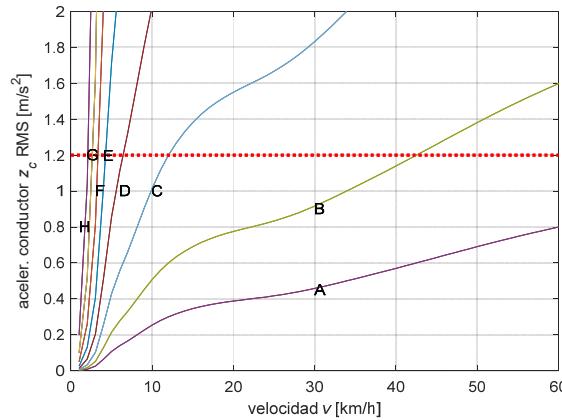


Fig. 13. Aceleraciones rms sobre el piloto en función de la velocidad para distintas categorías de caminos.

En la Fig. 14 se observa el coeficiente dinámico de carga de las ruedas delantera y trasera en función de la velocidad de la motocicleta y para distintas categorías de terreno. Además, los límites de *DLC* quedan indicados de la misma forma que en el gráfico anterior.

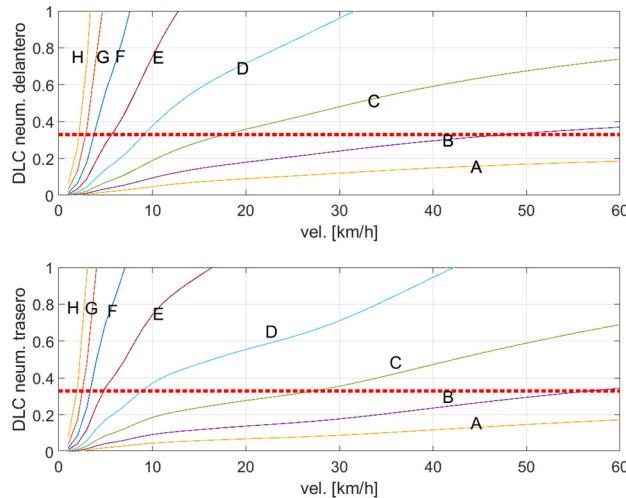


Fig. 14. Coeficiente dinámico de carga en ruedas delantera y trasera para distintos caminos.

#### Valores de velocidad máxima elegidos

Los valores de velocidad límite, utilizados para definir una densidad espectral temporal de acuerdo con la ecuación (2), fueron elegidos teniendo en consideración algunos aspectos adicionales. Para la categoría A se supuso una velocidad máxima posible de 72 km/h atento a que las dos condiciones impuestas no presentan límites en el rango analizado. Para las categorías B y C se adoptaron las velocidades límites obtenidas por la condición de aceleración sobre el piloto, ya que resultaron mínimas y es de suponer que el piloto permanece sentado sobre el asiento en todo momento. Para las categorías D y E se adoptaron los valores de los límites DLC de rueda trasera, a pesar que resultaron algo mayores que los de aceleración del piloto, en virtud de suponer que para velocidades bajas y terrenos de mala calidad el piloto pueda conducir despegado del asiento. El resto de las categorías (F, G, H) presenta velocidades máximas muy pequeñas, menores a 3 km/h, lo que evidencia que este tipo de terrenos -asociados a caminos no asfaltados en muy mal estado- no pueden ser transitados a velocidad y consecuentemente, la frecuencia máxima de excitación se ve acotada a frecuencias no mayores a 3 Hz considerando la frecuencia espacial máxima de 2.83 ciclos/m de la norma ISO. Finalmente, en la Tabla 5 se indican las velocidades máximas adoptadas para cada categoría de camino y criterio utilizado mediante celdas sombreadas.

Tabla 5. Velocidades máximas para distintas condiciones de confort y seguridad de la motocicleta.

Condic./ Categ.	A	B	C	D	E	F	G	H
Acel. Cond.	-	11.94	3.33	1.66	1.11	0.83	0.83	0.55
DLC del.	-	13.61	5	2.5	1.66	1.11	0.83	0.55
DLC tras.	-	16.11	7.77	2.5	1.38	0.83	0.83	0.55
Vel. máx. [m/s]	20	12	3.33	2.5	1.38	0.83	0.83	0.55

A partir de las velocidades de la tabla anterior, en la Fig. 15 se muestran las densidades espectrales de potencia en función de la frecuencia temporal de las distintas categorías de caminos utilizadas. Se observa que los límites superior e inferior de los contenidos de frecuencia para distintas categorías no coinciden.

#### Cálculo de deformaciones específicas

La Fig. 16 muestra las  $FRF_{\sigma_d}(f)$  de las tensiones longitudinales en el punto de control P4 del chasis - elegido como representativo del conjunto de puntos-, en magnitud (izq.) y fase (der.). Se observan dos picos en las frecuencias de 11.7 y 25.7 Hz. Las deformaciones en el dominio del tiempo son calculadas mediante

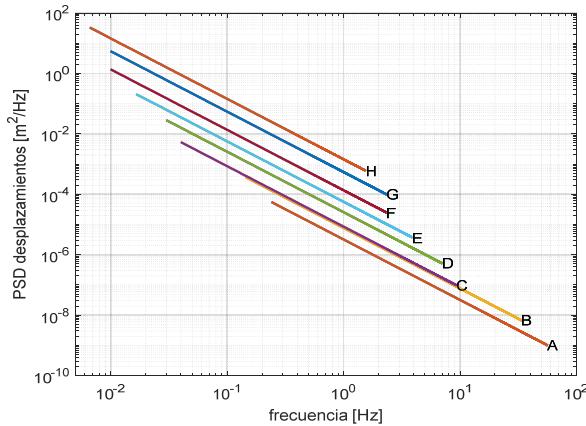


Fig. 15. Densidad espectral de potencia de las distintas categorías de caminos utilizadas.

$$\varepsilon(t) = \text{IFFT} \left( FRF_{\sigma d}(f) Z_{gd}(f) + FRF_{\sigma t}(f) Z_{gt}(f) \right) / E \quad (14)$$

es decir, la transformada inversa de la suma de las contribuciones delantera y trasera, las que se calculan como el producto de las FRF por la transformada de la excitación sobre la rueda correspondientes.

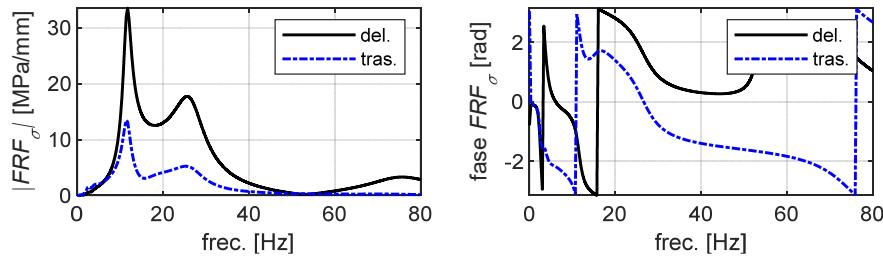


Fig. 16. FRF de tensiones longitudinales en el punto de control.

Los contenidos de frecuencia para los caminos más irregulares son extremadamente bajos debido a la baja velocidad y limitan la respuesta a partir de aprox. 1 Hz ya que las amplificaciones de las FRF se verifican en frecuencias mucho mayores.

## 6.2. Eventos deterministas: Perturbaciones y discontinuidades del perfil normal.

La consideración de irregularidades en el camino relacionada con badenes, juntas, baches, reductores de velocidad y otros contribuye en la zona del espectro de mayor frecuencia espacial e incluso en frecuencias espaciales mayores que el límite previsto en la norma. Su importancia se incrementa en eventos donde no se cumplen las condiciones previstas de confort y seguridad en la conducción, esto es, cuando por diversas razones tales como imprudencia, impericia o descuido se atraviesan estas irregularidades en forma forzada. Desde el punto de vista de la fatiga del chasis, se analizan estos eventos asociados a la conducción habitual en un cálculo de máxima, para lo que se hará una elección de irregularidades y velocidades de sobrepaso posibles y comunes en nuestro medio, mientras que el cálculo resulta determinista. En este caso, el cálculo de la periodicidad de sobrepaso de estos eventos es elegida solo con criterio de uso en condiciones extremas.

Para el cálculo de los eventos deterministas se utilizaron  $N = 2^{16}$  puntos con un intervalo de tiempo de  $dt = 0.001$  s, lo que completa un tiempo total de  $T = 65.54$  s, una frecuencia máxima de  $f_m = 500$  Hz y un intervalo de frecuencia  $df = 0.015$  Hz. Para una velocidad máxima considerada de 30 m/s, la frecuencia espacial máxima es suficientemente alta de  $n_m = 16.7$  ciclos/m. Los eventos considerados fueron: a) badén, b) lomada trapezoidal estándar para 30 km/h, c) lomada senoidal, d) atenuador tipo de viga plástica y e) junta. Las geometrías de estas irregularidades del perfil del camino fueron definidas -excepto la lomada

senoidal- mediante la interpolación lineal de seis puntos y son mostradas en la Fig. 17, de la que se pueden extraer sus magnitudes.

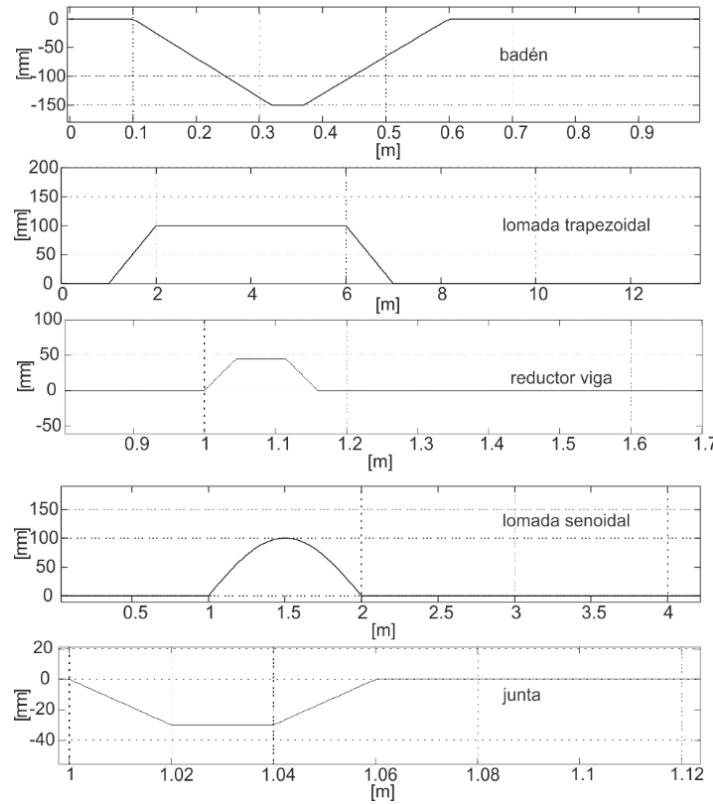


Fig. 17. perfiles de distintos eventos deterministas considerados.

#### Modelo de contacto neumático-suelo

Para el estudio de este tipo de eventos resulta importante el uso de un adecuado modelo de contacto neumático-suelo para tener en cuenta el efecto de envolvente del parche de contacto del neumático actuando sobre las irregularidades del camino. De acuerdo con la norma no se necesitan correcciones para irregularidades mayores a  $0.1 R$ , donde  $R$  es el radio de la rueda. Sin embargo, para irregularidades más pequeñas, un filtro pasivo con una constante de tiempo  $\tau = R / (12v)$  provee un adecuado efecto de envolvente. Teniendo en cuenta que la frecuencia de corte del filtro resulta  $\omega_c = 1 / \tau$ , la frecuencia temporal de corte es

$$f_c = \frac{1}{2\pi} \frac{12v}{R} = \frac{6}{\pi R} v = n_c v \quad (15)$$

Considerando un radio de rueda de  $R \approx 0.3$  m, resulta entonces  $n_c = 6.36$  ciclos/m, que representa la frecuencia espacial de corte del filtro sugerido por la norma para el radio de rueda especificado. Se implementó un filtro pasa bajos de bajo orden  $n = 3$  con la frecuencia espacial de corte  $n_c$  sugerida por la norma para el cálculo de la respuesta. En forma alternativa y debido a, entre otros, la facilidad de implementación es posible utilizar un filtro del tipo de promedio móvil. La implementación de este filtro necesita de la definición de la longitud de base  $B$  (*base length*), valor en principio cercano a la longitud del parche de contacto del neumático. Teniendo en consideración este aspecto, se decidió tomar como referencia la longitud de base del filtro equivalente promedio móvil del filtro de norma. Puesto en términos de un filtro equivalente del tipo promedio móvil, donde la frecuencia espacial circular de corte  $\Omega_c$  de un filtro rectangular con duración  $N$  intervalos de longitud  $\Delta L = 1 / n_s$  ( $n_s$  es la frecuencia de muestreo) resulta, para  $n \gg 1$ , [19]

$$\begin{aligned} \Omega_c = 2\pi n_c &= \frac{2.7831}{\sqrt{N^2 - 0.8603}} n_s \square \frac{2.7831}{N} n_s \\ n_c &\square \frac{0.443}{N} n_s \square \frac{0.443}{N} \frac{1}{\Delta L} \square \frac{0.443}{B} \end{aligned} \quad (16)$$

Entonces, para  $n_c = 6.36$  ciclos/m es aproximadamente  $B \approx 0.07$  m. Este es el valor que fue adoptado para los cálculos y, aparte de representar a la longitud del parche de contacto con buena aproximación, provee resultados equivalentes cuando ambos filtros se aplican sobre la señal que representa la irregularidad.

#### *Determinación de la velocidad de sobrepaso*

Los eventos deterministas son irregularidades consideradas imperfecciones del camino (badenes, pozos, juntas, etc.) y reductores de velocidad (lomadas circulares, lomadas trapezoidales, reductores de resaltos en forma de vigas plásticas, tortuguitas, etc.). En este caso los parámetros utilizados para la determinación de las velocidades de sobrepaso fueron:

a) Vibration Dose Value (VDV) sobre el piloto. La norma ISO 2631-1 [17] y la norma BS 6841 [20] establecen el cálculo del parámetro VDV en lugar de la aceleración ponderada rms cuando el factor de cresta excede el valor de 6.0, ya que en estos casos la severidad de la vibración queda subestimada. El VDV se calcula como

$$VDV = \left[ \int_0^T a_w^4(t) dt \right]^{1/4} \quad (17)$$

Donde  $a_w^4(t)$  es la aceleración filtrada en frecuencia adecuadamente y  $T$  es el intervalo de medición de la exposición a la vibración sobre la que se calcula la dosis. En el caso de exposición a vibraciones en diferentes partes del cuerpo se utilizan diferentes filtros y factores de peso y el resultado final corresponde con la raíz cuarta de la suma de los VDV a la cuarta potencia. En este caso particular, se consideró sólo el ingreso por la pelvis, ignorando los ingresos de vibraciones por los pies y por las manos. Los valores de exposición admisibles y los límites de dosis diarias para una jornada laboral fueron establecidos por la norma ISO 2631-1 y por directivas de la Unión Europea 2002/44/EC como 14.8 y 21 m/s<sup>1.75</sup>, valores que pueden ser utilizados como primera referencia.

b) Factor de Carga Dinámica en los neumáticos (FCD). El FCD se calcula como la relación del máximo valor instantáneo del valor de pico de la fuerza sobre los neumáticos a la fuerza estática máxima de diseño. Si bien no se dispone de valores máximos de referencia es posible juzgar la severidad del sobrepaso del evento mediante este parámetro, también tomando en consideración los valores máximos recomendados para el neumático.

c) Porcentaje de tiempo de rueda despegada durante el sobrepaso (FRD). Este parámetro está relacionado con la maniobrabilidad y constituye un índice que representa en forma directa la severidad de la maniobra. Se calcula como el cociente entre el tiempo en el que las suspensiones superan en tracción al desplazamiento estático al tiempo total del transitorio que constituye el sobrepaso.

La velocidad de sobrepaso se elige en función de un análisis de los tres parámetros en función de la velocidad que se realiza para cada evento considerado.

## 7. RESULTADOS

En la Fig. 18 se observan las microdeformaciones específicas [ $\mu\epsilon$ ] calculadas para las distintas combinaciones de categorías de caminos y su velocidad máxima asociada de Tabla 5. Se muestra sólo 10 s de los 100 s de las señales temporales generadas, las que resultan una realización aleatoria de la respuesta, calculadas con la amplitud de la transformada y una fase aleatoria para cada frecuencia discreta.

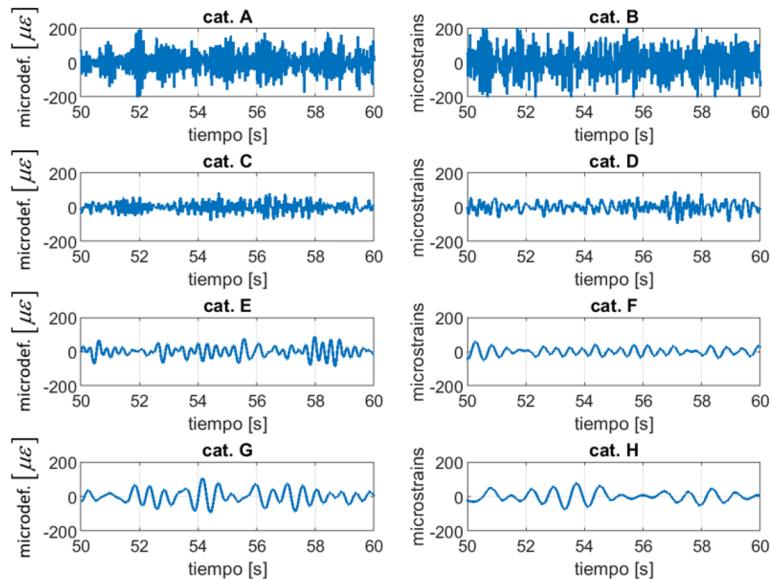


Fig. 18. Microdeformaciones específicas de una realización de la respuesta del chasis para las combinaciones categoría de caminos – velocidad máxima (ampliación de 10 s de señal).

La Tabla 6 muestra la vida a fatiga cuantificada en ciclos de repetición de cada señal sintética de 100 s y para la utilización de acero SAE 1010. En todos los casos los resultados muestran la inexistencia de daño, lo que asegura una vida ilimitada del chasis para cualquier combinación de condiciones de uso basados en estas señales. Las deformaciones temporales fueron procesadas mediante un algoritmo de *rainflow cycle counting* para la obtención de histogramas de ciclos de rango-media, diagramas que discriminan la cantidad de ciclos -indicados en la segunda columna de la tabla- en función de las deformaciones medias y alternas. La estimación de vida a fatiga estuvo basada en una relación de vida a deformación uniaxial y un factor de concentración de tensiones unitario, por detalles de implementación véase [21]. Adicionalmente se consideró un nivel de deformación específica que corresponde a la carga estática igual a  $150.5 \mu\epsilon$  efectuando una corrección del nivel medio de tensión según lo propuesto por Smith-Watson-Topper [21]. En la tabla también se muestran resultados del análisis de sensibilidad vs. vida: un factor de seguridad  $F_s$  para 292.E03 y 29.2E03 horas de uso. Este factor puede ser considerado como un factor de escala de la señal debido a una concentración de tensiones y corresponde con 100 y 10 años de uso diario de 8 horas, respectivamente.

Los resultados indican que la categoría con menor  $F_s$  resulta la B, aunque las magnitudes resultan suficientemente seguras. Idénticas conclusiones, pero con mayores  $F_s$  pueden ser inferidas del cálculo con el uso de acero SAE 1118.

Tabla 6. Vida a fatiga, material SAE 1010.

Cat.	Ciclos señal 100 s	Vida a fatiga (ciclos repet.)	$F_s$ 292.E03 h	$F_s$ 29.2E03 h
A	1724	Ilimitada	1.48	3.2
B	1819	Ilimitada	1.19	1.45
C	836	Ilimitada	3.29	3.71
D	554	Ilimitada	2.71	3.57
E	332	Ilimitada	2.71	3.43
F	201	Ilimitada	3.57	4.57
G	197	Ilimitada	2.29	2.71
H	124	Ilimitada	3.43	4.71

A continuación, se presentan los resultados obtenidos para el cálculo de eventos deterministas:

## 7.1. Badén

Los valores de los parámetros calculados para el caso de sobrepaso de badén son mostrados en la Fig. 19. En función de los gráficos, se establece una velocidad de sobrepaso de 7 km/h, que produce un VDV de 12 m/s<sup>1.75</sup> (57% de la dosis total diaria admitida por la Unión Europea), un FDN trasero de 5.7 (380 kg, excede 100% el valor máximo de rodaje del neumático) y un tiempo de despegue de rueda trasera de 31%.

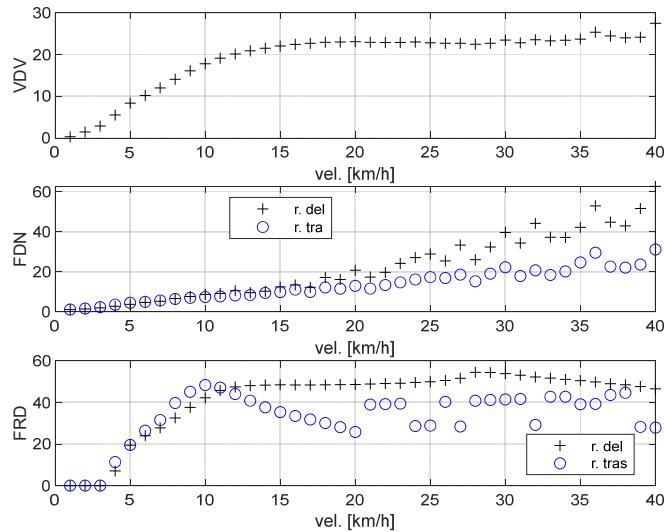


Fig. 19. Parámetros de control en función de la velocidad para badén.

Calculado la vida a fatiga en las condiciones anteriormente descriptas para la rodadura de caminos en descripción aleatoria, un evento de estas características puede repetirse 281.4E03 ciclos.

## 7.2. Lomada trapezoidal

Para el caso de la lomada trapezoidal, se asume una velocidad de 35 km/h y los resultados se pueden observar en la Fig. 20. Se obtiene un VDV de 6.6 m/s<sup>1.75</sup>, un FDR trasero de 3.5 y un 22% de rueda trasera despegada, con lo que la vida en fatiga resulta 540.E03 ciclos de repetición.

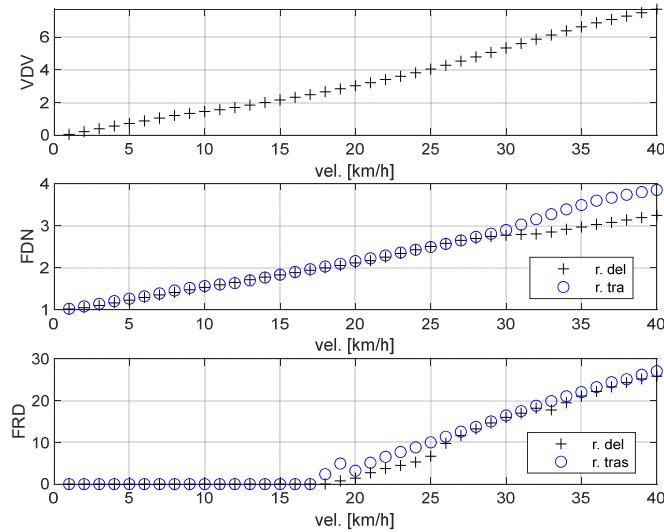


Fig. 20. Parámetros de control en función de la velocidad para lomada trapezoidal considerada.

### 7.3. Lomada perfil senoidal

Se considera en este caso una velocidad de sobrepaso de aprox. 17 km/h, que produce un VDV de 9.4 m/s<sup>1.75</sup>, 33.9% de rueda despegada delantera, y un factor dinámico de neumático 4.1. La vida útil a fatiga resulta 480.6E03 ciclos de repetición. Estos resultados se muestran en Fig. 21.

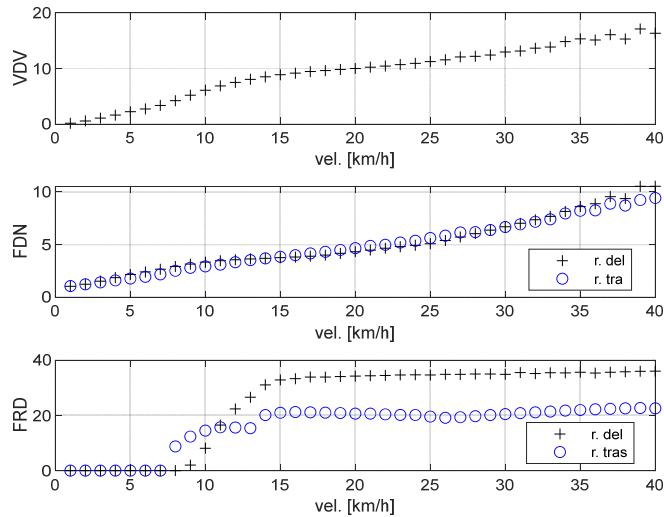


Fig. 21. Parámetros de control en función de la velocidad para lomada senoidal considerada.

### 7.4. Atenuador viga plástica / resalto

En la Fig. 22 pueden observarse los parámetros de control calculados para este caso, para el que se asume velocidad de 30 km/h, que genera un VDV de 10 m/s<sup>1.75</sup>, un FDR delantero de 7.6 y un FDR de 17.9%. La vida a fatiga resulta de 45.8E03 ciclos.

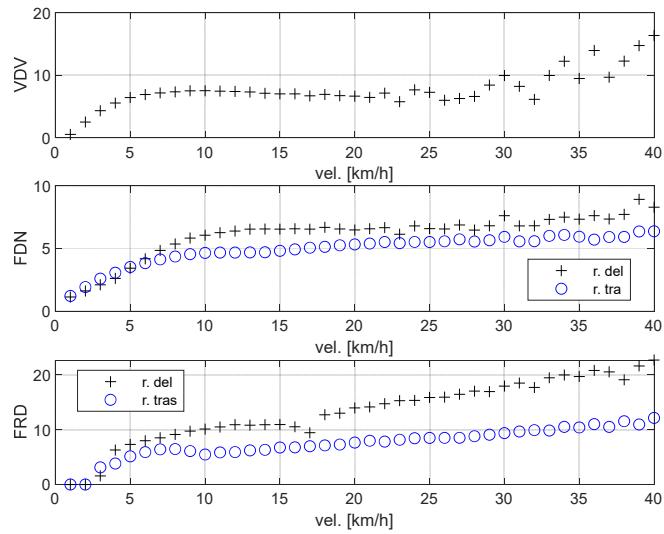


Fig. 22. Parámetros de control en función de la velocidad para el atenuador viga plástica.

### 7.5. Junta

Para el caso de sobrepaso de junta, los resultados se ven en la Fig. 23. La velocidad considerada es de 35 km /h, entregando un VDV de 21 m/s<sup>1.75</sup>, un FDR delantero de 7 y un FDR de 7.4%. Esto entrega una vida a fatiga de 6.1E06 ciclos.

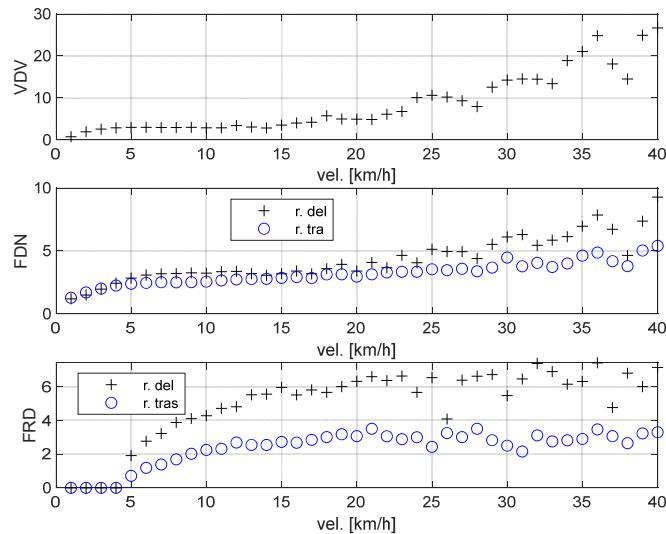


Fig. 23. Parámetros de control en función de la velocidad para el caso de sobrepaso de junta.

## 7.6. Vida útil para un registro compilado de irregularidades

En función de los antecedentes se construye un registro único temporal de deformaciones específicas compilado a partir de los registros individuales obtenidos en el apartado anterior. Este registro se deriva de la hipótesis de una frecuencia horaria de eventos no superable por un uso extremadamente rudo que establece proporciones entre las irregularidades consideradas. La Tabla 7 muestra la frecuencia horaria y proporción relativa de eventos, que se extiende por un cuarto de hora de utilización de la motocicleta en terrenos desfavorables.

La vida útil para este registro de proporción de muestra resulta 22.8E03 ciclos en el caso de SAE 1010, lo que equivale a aproximadamente 2 años de vida con una utilización diaria de 8 horas en las condiciones previstas. Los ciclos aumentan en un factor de más de 20 con SAE 1118 respecto al caso anterior, lo que eleva al diseño a una calidad de vida prácticamente indefinida bajo las condiciones de uso supuestas.

Tabla 7. Frecuencia y proporción de eventos elegidos para la estimación de vida útil.

Evento	Cantidad ocurrencias/hora	Cant. ocurrencias registro (1/4 hora)
Badén	20	5
Lomada trapezoidal	12	3
Lomada senoidal	12	3
Atenuador viga	4	1
Junta	20	5

### Ensayos experimentales

Las velocidades máximas fueron corroboradas mediante algunos ensayos experimentales, en la Fig. 24 se muestra el caso de sobrepaso de lomada senoidal (izq.) y atenuador de viga (der.). Mediante cámara de alta velocidad y software adecuado se constataron los tiempos de rueda despegada en varios casos, los que aproximan al cálculo con un error medio menor al 6.4%.



Fig. 24. Fotos de ensayos experimentales.

## 8. CONCLUSIONES

Para el análisis de vida a fatiga del chasis de motocicleta se emplea un modelo de elementos finitos calibrado del sistema motocicleta CUB 110-piloto, el cual permite el cálculo de tensiones y deformaciones en los puntos críticos previamente identificados. El desafío fundamental radica en la determinación de las cargas operativas a las que se encuentra sometido el chasis durante su vida útil. Las cargas estocásticas son determinadas basándose en las solicitudes generadas al transitar por categorías de caminos establecidas por la norma ISO 8608. Se implementa el criterio de velocidad de circulación máxima admisible, calculada mediante criterios de seguridad vehicular y confort ergonómico del piloto para cada categoría de superficie. Adicionalmente, se analiza el tránsito sobre irregularidades viales que constituyen eventos deterministas caracterizados por frecuencias espaciales superiores a las consideradas en la norma. Para este escenario, se requiere establecer de manera relativamente arbitraria la frecuencia y tipología de irregularidades, definiendo posteriormente una velocidad de tránsito basada en parámetros de seguridad y confort específicos para eventos deterministas.

Los resultados obtenidos demuestran que el tránsito de la motocicleta por las distintas categorías de superficies viales no genera tensiones que comprometan la vida a fatiga del chasis, incluso bajo condiciones operativas extremadamente severas. Esta conclusión es válida para el diseño estándar del chasis CUB 110 fabricado con acero SAE 1010. No obstante, el análisis del tránsito sobre eventos deterministas revela que la vida a fatiga del chasis se reduce significativamente a pocos años de servicio cuando se opera bajo condiciones extremadamente intensivas, particularmente durante el tránsito sobre dispositivos de moderación de velocidad, juntas de dilatación o baches a velocidades límite, utilizando acero SAE 1010.

Estas conclusiones son consistentes con la experiencia operativa en Argentina, donde únicamente un número reducido de chasis fabricados con SAE 1010 han presentado fallas por fatiga. Es importante destacar que la implementación de un acero de especificaciones superiores, como el SAE 1118, genera una mejora sustancial al minimizar limitaciones de vida a fatiga en todos los escenarios analizados, proporcionando márgenes de seguridad superiores frente a variabilidades constructivas o de fabricación.

Los resultados obtenidos pueden implementarse en fases posteriores para desarrollar protocolos de ensayos de laboratorio destinados a la homologación de chasis equivalentes y diseños alternativos para motocicletas CUB 110.

## REFERENCIAS

- [1] Cossalter, V., *Motorcycle Dynamics*, segunda edición, Lulu ed. (2006)
- [2] Craig, R.R., Kurdila, A.J., *Fundamentals of Structural Dynamics*, New Jersey, Wiley & Sons. Inc. (2006)
- [3] Foale, T., *Motorcycle Handling and Chassis Design*, España, Tony Foale Designs (2012)
- [4] Petrone, N., Saraceni, M., “Field Load Acquisition and variable amplitude fatigue testing on maxi-scooter motorcycles”, *Frattura ed Integrità Strutturale*, 30, 226-236 (2014)
- [5] Tuluie, R., Erickson, G., “Racing Motorcycle Design Process Using Physical and Virtual Testing Methods”, SAE Technical Paper, 2000-01-3576 (2000)

- [6] Mauro, L., Meneghetti, G., Petrone, N., "Structural analysis and fatigue life prediction on a welded tubular motorcycle frame", *Virtual prototyping today: industrial impact and future trend*, Bergamo, 341-352 (2002)
- [7] Zhang, L., Lu, C., Kiet, T.A., "Fatigue Analysis of a Motorcycle Frame System Based on a Road Test and the Finite Element Method", *Materials Science Forum*, 773-774, 842-850 (2013)
- [8] Stuardi, J., Chiappero, G., Giudici, A., "Calibración de Modelo Dinámico en Sistema altamente no lineal mediante Mediciones Experimentales". *Revista Mecánica Computacional*, Asociación Argentina de Mecánica Computacional, XXXIX, 623-632 (2022)
- [9] ISO Standard 5982, "Mechanical vibration and shock, Range of idealized values to characterize human biodynamic response under whole-body vibration", International Standardization Organization, Geneva, Switzerland (2019)
- [10] Fairley, T.E., Griffin, M.J., "A test method for the prediction of seat transmissibility", Society of Automotive Engineers International Congress and Exposition, SAE Paper 860047, 24-28 (1986)
- [11] Griffin, M.J., *Handbook of Human Vibration*, ISBN 0-12-303040-4, Academic Press (1990)
- [12] Patten, W.N., Sha, S., Mo, C., "A Vibrational Model of Open Celled Polyurethane Foam Automotive Seat Cushions", *Journal of Sound and Vibration*, 217(1), 145-161 (1998)
- [13] ISO Standard 8608, "Mechanical vibration - Road surface profiles - Reporting of measured data", International Standardization Organization, Geneva, Switzerland (2016)
- [14] Dodds, C.J., Robson, J.D., "The description of road surface roughness", *Journal of Sound and Vibration*, 31(2), 175-183 (1973)
- [15] Andrén, P., "Power spectral density approximations of longitudinal road profiles", *International Journal of Vehicle Design*, 40, 1-3 (2006)
- [16] MEE/158/3/1 "Proposals for generalized road inputs to vehicles." BSI 72/34562, British Standard Institution (BSI), London, UK (1972)
- [17] ISO Standards 2631-1, "Mechanical Vibration and Shock-Evaluation of Human Exposure to Whole Body Vibration, Part 1 General Requirements", International Standardization Organization, Geneva, Switzerland (1997)
- [18] Mücka, P., "Proposal of road unevenness classification based on the road elevation spectrum parameters", *J. Test. Eval.*, 44(2), 930-944 (2016)
- [19] Smith, S., *Digital Signal Processing*, Elsevier Science (2003)
- [20] British Standard BS6841, "Measurement and evaluation of human exposure to whole-body mechanical vibration and repeated shock" (1987)
- [21] Dowling, N.E., *Mechanical Behavior of Materials*, Cuarta Edición, Pearson (2013)