



EL CONFORT EN VEHÍCULOS FERROVIARIOS DE PASAJEROS

GERMAN RENÉ BETANCUR GIRALDO

UNIVERSIDAD EAFIT  
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA  
ÁREA DE MANTENIMIENTO  
MEDELLÍN  
2005

# EL CONFORT EN VEHÍCULOS FERROVIARIOS DE PASAJEROS

GERMAN RENÉ BETANCUR GIRALDO

Proyecto de grado

Como parte de los requerimientos para la obtención del título de  
Ingeniero Mecánico

Asesor

Leonel Castañeda  
Ingeniero Mecánico

UNIVERSIDAD EAFIT  
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA  
ÁREA DE MANTENIMIENTO  
MEDELLÍN  
2005

A mi familia.

## AGRADECIMIENTOS

Al grupo de investigación de estudiantes de maestría de ingeniería mecánica liderado por el ingeniero y profesor Leonel Castañeda, a todos sus integrantes y amigos, Francisco Botero, Iván Abril, Juan Botero, Beatriz Gallo.

Al personal del Metro de Medellín, por la información suministrada, en especial a los ingenieros Mauricio Palacio y Augusto Marín.

## CONTENIDO

	pág.
0. INTRODUCCIÓN .....	21
1. EL CONFORT .....	23
1.1. DEFINICIÓN DE CONFORT .....	23
1.1.1. Confort psicológico .....	25
1.1.2. Confort físico .....	26
1.1.3. Confort sociológico .....	27
1.1.4. Confort tecnológico .....	28
1.2. EFECTOS DEL RUIDO EN EL CONFORT Y LA SALUD .....	29
1.3. EFECTOS DE LAS VIBRACIONES EN EL CONFORT Y LA SALUD .....	34
2. CONFORT EN SISTEMAS FERROVIARIOS .....	41
2.1. CALIDAD DE VIAJE .....	42
2.2. CONFORT DE PASAJERO O DE VIAJE .....	43
2.3. INDICADOR DE VIAJE .....	43
2.3.1. Indicador promedio .....	43
2.3.2. Indicador debido a perturbaciones .....	44
2.3.3. Indicador de mareo .....	44
2.4. GENERACIÓN DE RUIDO Y VIBRACIONES EN SISTEMAS FÉRREOS.....	45
2.4.1. Interior del vehículo .....	56
2.4.2. Exterior del vehículo .....	58
2.5. ESTUDIOS DEL CONFORT EN SISTEMAS FERROVIARIOS .....	63
2.6. INFLUENCIA DE LOS SISTEMAS FERROVIARIOS AL AMBIENTE .....	72
3. EVALUACIÓN DEL CONFORT EN SISTEMAS FERROVIARIOS .....	75

3.1.	ÍNDICE ALEMÁN ( $W_z$ ) .....	78
3.2.	NORMA ISO 2631:1997 .....	86
3.3.	NORMA CEN ENV 12299 .....	96
3.4.	NORMA UIC 518.....	100
3.5.	ÍNDICE BRITÁNICO (RI) .....	104
3.6.	NORMA BSI 6841:1987 .....	106
3.7.	OTRAS NORMATIVAS.....	108
4.	EVALUACIÓN DEL RUIDO EN SISTEMAS FERROVIARIOS.....	111
4.1.	NORMATIVA DE LA APTA .....	111
4.2.	METODOLOGÍA PROPUESTA POR PIEC.....	113
4.2.1.	Estudios de ruido al interior del vehículo durante la marcha .....	116
4.2.2.	Estudios de ruido al interior del vehículo en paradas (sin pasajeros). .....	118
4.2.3.	Estudio del ruido exterior de los vehículos durante la marcha.....	119
4.2.4.	Estudios de ruido exterior de los vehículos en parada.....	119
4.3.	RESOLUCIÓN 8321 DE 1983 DE COLOMBIA .....	120
5.	METODOLOGÍA PARA LA EVALUACIÓN DEL CONFORT EN VEHÍCULOS FERROVIARIOS .....	123
5.1.	EVALUACIÓN DEL CONFORT SEGÚN EL ÍNDICE $W_z$ .....	123
5.2.	EVALUACIÓN DEL CONFORT SEGÚN LA NORMA ISO 2631-1 .....	128
5.3.	EVALUACIÓN DEL CONFORT SEGÚN LA NORMA CEN 12299.....	130
5.4.	EVALUACIÓN DEL CONFORT SEGÚN LA NORMA UIC 518.....	134
6.	ANÁLISIS Y RESULTADOS.....	138
6.1.	EVALUACIÓN DEL CONFORT EN UNA UNIDAD DEL SISTEMA FÉRREO LOCAL.....	138
6.1.1.	Evaluación según índice $w_z$ .....	142
6.1.2.	Evaluación según la norma ISO 2631-1.....	144
6.1.3.	Evaluación según la norma CEN ENV 12299.....	144
6.1.4.	Evaluación según la norma UIC 518 .....	145

6.2. EVALUACIÓN DEL RUIDO EN UNA UNIDAD DEL SISTEMA FÉRREO LOCAL.....	146
6.2.1. Interior del tren detenido.....	147
6.2.2. Interior del tren en marcha.....	150
6.2.3. Exterior del tren detenido.....	151
6.2.4. Exterior del tren en marcha.....	154
7. METODOLOGÍA PROPUESTA PARA LA EVALUACIÓN DEL RUIDO EN EL SISTEMA FÉRREO LOCAL.....	156
7.1.1. Interior del vehículo detenido.....	157
7.1.2. Ruido interior para el vehículo en marcha.....	157
7.1.3. Ruido exterior para el vehículo en marcha.....	157
7.1.4. Ruido exterior para el vehículo detenido.....	158
8. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	159
9. DEFINICIONES.....	162
10. BIBLIOGRAFÍA.....	168
11. ANEXOS.....	172



## LISTA DE TABLAS

	pág.
Tabla 1. Valores referenciales de diferentes sonidos. ....	30
Tabla 2. Efectos a la salud humana del ruido.....	33
Tabla 3. Efectos fisiológicos de las vibraciones. ....	35
Tabla 4. Ejemplos de vibraciones propias de los órganos y partes del cuerpo humano, determinadas por un método experimental. ....	38
Tabla 5. Máximos valores r.m.s del cuantil 50% de las señales de aceleración. ....	48
Tabla 6. Consecuencias del tipo y estado de las ruedas y de los rieles sobre el ruido. Vía tangencial (recta). ....	60
Tabla 7. Tiempo admisible de acción de la vibración en el organismo. ....	72
Tabla 8. Algunas normas internacionales para la evaluación del confort del viaje.....	78
Tabla 9. Factor de corrección para $W_z$ .....	80
Tabla 10. Índice $W_z$ del confort de pasajero.....	84
Tabla 11. Índice $W_z$ de la calidad de marcha.....	85
Tabla 12. Guía para la aplicación de las curvas de ponderación frecuencial para las principales ponderaciones.....	90
Tabla 13. Guía para la aplicación de las curvas de ponderación frecuencial para factores de ponderación adicionales.....	90
Tabla 14. Sensación de confort según la aceleración ISO 2631-1.....	94
Tabla 15. Evaluación del confort promedio según CEN ENV 12299:1999.....	97

Tabla 16. Constantes para el cálculo de $P_{CT}$ .....	98
Tabla 17. Constantes para el cálculo de $P_{DE}$ .....	100
Tabla 18. Puntos de medición.....	101
Tabla 19. Determinación de cantidades estadísticas.....	102
Tabla 20. Zonas de prueba.....	103
Tabla 21. Índice del viaje (RI).....	104
Tabla 22. Sensación de confort según la aceleración BSI 6841:1987.....	107
Tabla 23. Categorías para el nivel de ruido interior en coches de pasajeros. ....	112
Tabla 24. Niveles de ruido máximos permitidos según APTA.....	113
Tabla 25. Lista de los valores recomendados del ruido exterior de los vehículos ferroviarios en marcha a una distancia de 25m. ....	114
Tabla 26. Lista de los valores recomendados de ruido exterior de los vehículos ferroviarios durante la marcha a una distancia de 7.5m durante el arranque.....	114
Tabla 27. Valor de las correcciones restadas de los valores medidos.....	118
Tabla 28. Niveles máximos permisibles para vehículos. ....	121
Tabla 29. Funciones de las ponderaciones en frecuencia para el índice $W_z$ . ....	124
Tabla 30. Índice del confort de pasajero. ....	124
Tabla 31. Calidad de marcha. ....	125
Tabla 32. Indicadores del confort obtenidos como ejemplo para $W_z$ . ....	125
Tabla 33. Límites de vibración fijados a partir de ISO 2631-1.....	129
Tabla 34. Evaluación del confort promedio según CEN ENV 12299:1999.....	132
Tabla 35. Índices de confort para diferentes tramos. ....	141
Tabla 36. SPL en el interior del vehículo detenido. ....	147

Tabla 37. Nivel de ruido interior del vehículo detenido según el estudio de la empresa especialista en aislantes acústicos. ....	149
Tabla 38. SPL en el exterior del vehículo detenido a 7.5m. ....	152
Tabla 39. SPL en el exterior del vehículo detenido a 15m. ....	152
Tabla 40. Categorización del ruido medido. ....	156

## LISTA DE FIGURAS

	pág.
Figura 1. Puntos de vista del confort.....	24
Figura 2. Área de la audición humana clasificada por la lesión acústica y las pérdidas de audición potenciales. ....	32
Figura 3. Fuentes de ruido del transporte: lineales y puntuales. ....	34
Figura 4. Sistema de acción de la vibración sobre las personas. ....	35
Figura 5. Sistema mecánico simplificado para representar el cuerpo humano. ....	37
Figura 6. Valores admisibles de aceleración dependiendo del tiempo de exposición a la vibración (ISO 2601). ....	39
Figura 7. Influencia del vehículo, vía, factores físicos y humanos en el confort.....	41
Figura 8. Esquema de un vehículo ferroviario.....	45
Figura 9. Identificación de fenómenos vibroacústicos.....	50
Figura 10. Fuentes de ruido y vibraciones .....	55
Figura 11. Vías de transmisión de ruidos y vibraciones hasta su llegada a los ocupantes de los vagones. ....	57
Figura 12. Sistema constructivo del viaducto.....	63
Figura 13. Curva del coeficiente q. ....	70
Figura 14. Ponderación en frecuencia para $W_z$ (confort de pasajero) .....	84
Figura 15. Ponderación en frecuencia para $W_z$ (confort de viaje) .....	85
Figura 16. Ejes basicéntricos del cuerpo humano .....	88

Figura 17. Curvas de ponderación principales. ....	91
Figura 18. Curvas de ponderación adicionales. ....	91
Figura 19. Determinación de las cantidades $\ddot{y}$ y $\ddot{y}$ para el cálculo de $P_{CT}$ . ....	99
Figura 20. Determinación de las cantidades $\ddot{y}_p$ y $\ddot{y}_m$ para el cálculo de $P_{DE}$ . ....	100
Figura 21. Ponderación en frecuencia para RI. ....	105
Figura 22. Comparación de las ponderaciones en frecuencia para aceleraciones verticales según ISO2631 y BSI 6841. ....	107
Figura 23. Esquema general de ubicación de micrófonos durante la medición de ruido en el exterior del vehículo en parada. ....	120
Figura 24. Evaluación de $W_z$ según Sperling. ....	125
Figura 25. Proceso de evaluación del confort de pasajero según Sperling. ....	126
Figura 26. Proceso de evaluación de la calidad de marcha según Sperling. ....	127
Figura 27. Evaluación de la aceleración global r.m.s según ISO 2631-1. ....	129
Figura 28. Proceso de análisis de las señales para la evaluación del confort según ISO 2631-1. ....	131
Figura 29. Evaluación de los indicadores N según CEN ENV 12299. ....	132
Figura 30. Proceso de análisis de las señales para la evaluación del confort según CEN ENV 12299. ....	133
Figura 31. Filtrado de la señal de aceleración con un filtro pasa banda entre 0.4 y 10hz. ....	134
Figura 32. Determinación del valor máximo, r.m.s y cuasiestático. ....	135
Figura 33. Evaluación de los valores estimados de acuerdo con UIC 518. ....	136
Figura 34. Índices de confort en una recta, considerando el centrado de los datos. ....	139

Figura 35. Índices de confort en una recta, sin considerar el centrado de los datos. ....	140
Figura 36. Índices de confort ISO según el tramo. ....	141
Figura 37. Índices de confort Wz para el confort de pasajero, para la unidad estudiada. ....	142
Figura 38. Índices de confort Wz para la calidad de marcha, para la unidad estudiada. ....	143
Figura 39. Índice de confort ISO, para la unidad estudiada. ....	144
Figura 40. Índices de confort CEN para la unidad estudiada. ....	145
Figura 41. Puntos de medición del ruido en el interior del vehículo detenido. ....	147
Figura 42. SPL en el interior del vehículo detenido, a diferentes alturas. ....	148
Figura 43. Análisis de bandas de tercio de octava en el punto A (1.2m) para el vehículo detenido. ....	148
Figura 44. SPL del ruido de fondo en el Punto A (1.20m). ....	150
Figura 45. Interior del vehículo en marcha. ....	150
Figura 46. Interior del vehículo en marcha durante 10min a diferentes velocidades. ....	151
Figura 47. Puntos de medición al exterior del vehículo detenido. ....	152
Figura 48. SPL al exterior del vehículo detenido a 7.5 y 15m. ....	152
Figura 49. Análisis de bandas de tercio de octava en el punto D en el exterior, para el vehículo detenido. ....	153
Figura 50. SPL del ruido de fondo en el exterior. ....	153
Figura 51. SPL del ruido exterior al paso del tren a 25m. ....	154
Figura 52. SPL del ruido exterior al paso de dos trenes a 25m. ....	155
Figura 53. Punto de medición del ruido en el interior del vehículo detenido. ....	157

Figura 54. Punto de medición del ruido en el exterior del vehículo detenido..... 158

## LISTA DE ANEXOS

	pág.
Anexo 1. Filtros de ponderación A, B, C y D. ....	172
Anexo 2. Frecuencias naturales de las vibraciones de flexión de la caja del tren metropolitano de Medellín.....	173
Anexo 3. Ponderaciones en frecuencia en 1/3 de octavas ISO2631-1:1997.....	174
Anexo 4. Ponderaciones en frecuencia en 1/3 octavas para el cálculo de Wz. ....	175
Anexo 5. Frecuencias centrales de bandas de octava y ancho de bandas nominales.....	176
Anexo 6. Magnitudes de bandas de tercios de octavas. ....	177
Anexo 7. Resultados del estudio del ruido generado por el sistema Metro antes y después del reperfilado de los rieles.....	178
Anexo 8. Reportes de la evaluación del confort según la norma UIC 518 para la unidad 33 del Sistema ferreo local. ....	180
Anexo 9. Reporte de la empresa local especialista en aislantes acústicos del ruido con y sin aislante. ....	190



## ORGANIZACIONES, NORMAS Y ABREVIACIONES

### Organizaciones:

APTA	American Public Transit Association.
BSI	British Standards Institution, London.
CEN	European Committee for Standardization, Brussels.
ERRI	European Rail Research Institute.
ISO	International Organization for Standardization, Geneva.
JNR	Japanese Nacional Railways
OIT	Organización Internacional del Trabajo.
ORE	Office for Research and Experiments.
UIC	International Railway Union.
VDI	Verein Deutscher Ingenieure.

### Normas:

BSI 6841:1987	British Standard guide to measurement and evaluation of human exposure to whole-body mechanical vibration and repeated shock.
CEN ENV 12299	Railway applications – ride comfort for passengers – measurement and evaluation.
ISO 2631	Mechanical vibration and SOC – Evaluation of human exposure to whole boady vibration.
UIC 512	Rail defects.
UIC 518	Testing and approval of railways vehicles from the point of view of their dynamic behavior, safety, track fatigue and ride quality.

Abreviaciones:

HAV	Hand Arm Vibrations.
NC	Nota de Confort.
$N_{MV}$	Confort promedio por método simplificado.
$N_{VA}$	Confort promedio para pasajeros sentados.
$N_{VD}$	Confort promedio para pasajeros parados.
MSDV	Motion Sickness Dose Value.
MTVV	Maximum Transient Vibration Value.
$P_{CT}$	Confort sobre curvas de transición.
$P_{DE}$	Confort en eventos discretos (vías rectas y circulares).
RQL	Riding Quality Level.
SPD	Sistema Portátil de Diagnóstico.
SPL	Nivel de presión sonora.
VDV	Vibration Dose Value.
WBV	Whole Body Vibrations.

## RESUMEN

En este proyecto se hace una conceptualización alrededor del confort, se presentan definiciones, clases o subdivisiones de confort halladas en diversas literaturas, considerando el ruido y las vibraciones las principales fuentes de incomodidad y los efectos que causan estas sobre las personas en sistemas de transporte, además se muestran algunos valores límites o admisibles para el ruido y las vibraciones en diferentes condiciones.

En el capítulo dos, Confort en sistemas férreos, se consideran los diferentes tipos de confort característicos de dichos sistemas, sus diferencias y los factores de los cuales dependen. Posteriormente se expone la generación del ruido y las vibraciones y los caminos que recorren para llegar al interior del vehículo y afectar el confort de los pasajeros. Se hace referencia a algunas cantidades características de las vibraciones que pueden ser usadas como criterios de evaluación de los efectos de éstas sobre las personas. Por último se muestra la influencia de los sistemas ferroviarios al ambiente que los rodea.

En el capítulo tres, Evaluación del confort en sistemas ferroviarios, se hace una reseña de las diferentes normas que son usadas en la evaluación del confort en estos sistemas, mencionando los trabajos realizados en esta área por organizaciones como CEN, UIC e ISO. Luego se presentan los distintos indicadores de confort en trenes establecidos por las instituciones antes mencionadas y algunas otras. Además se presenta una normativa que regula los niveles de ruido y su evaluación. Serán estos entonces los indicadores de confort usados para el análisis del presente proyecto.

En el capítulo cuatro, Evaluación del ruido en sistemas ferroviarios, se hace referencia a distintas normativas que rigen la generación de ruido de sistemas

ferroviarios, empezando por la norma APTA que establece algunos valores límite de ruido tanto en el interior como en el exterior de los vagones, luego se presenta una metodología de medición de ruido en sistemas férreos expuesta por Piec, que además de presentar la metodología, expone algunos valores límite a considerar, por ultimo se presentan algunos apartes de la resolución 8321 del Ministerio de Salud Colombiano en lo que se refiere a la generación de ruido por vehículos en general, lo cual puede ser extrapolado a los sistemas férreos.

El capítulo cinco, hace referencia a las metodologías a utilizar con el fin de evaluar el confort de los sistemas férreos, mostrando por pasos el tratamiento de las señales de aceleración, hasta encontrar el valor del indicador correspondiente, para representar esta metodología, se hace uso de una señal simulada.

En el capítulo seis, se realiza un análisis de resultados para la evaluación del confort en vehículos ferroviarios, se hace uso de las señales de aceleración medidas en la caja del vehículo, mediante el sistema de adquisición que hace parte del sistema portátil de diagnóstico (SPD), para los vehículos de pasajeros desarrollado por la universidad EAFIT.

También se analizan los resultados de la evaluación del ruido medido según la metodología propuesta por Piec, y es evaluado tanto por los límites presentados por el mismo autor, como por los valores sugeridos por la norma APTA y la resolución 8321 del Ministerio de Salud colombiano.

Por último en el capítulo siete, se presenta la metodología utilizada para las mediciones de ruido de los vehículos, la cual se deja como base para trabajos futuros.

## 0. INTRODUCCIÓN

Dado que en los sistemas de transporte, el ruido y las vibraciones son un factor determinante en la percepción de los pasajeros del confort del viaje, este proyecto esta enfocado principalmente en los efectos sobre el confort que ejercen dichos factores en el transporte ferroviario, es así como se establece el objetivo general del proyecto, la evaluación del confort en vehículos ferroviarios de pasajeros..

Son muchos los factores que generan ruido y vibración en sistemas de transporte, en especial en sistemas ferroviarios, el estado de la vía, la velocidad del vehículo y las características del mismo, juegan un papel importante en la dinámica del vehículo y por ende en el confort de los pasajeros.

Tanto el ruido como las vibraciones generan en las personas afecciones a su confort y salud, si bien el confort experimentado por una persona es un concepto bastante subjetivo, muchos autores buscan definirlo con el fin de verificar como situaciones a las que se ve expuesto el individuo, ejercen un efecto negativo en su percepción del confort.

Alrededor del tema, se ha generado una normativa nacional, internacional y empresarial, acerca de la evaluación del confort en sistemas ferroviarios, tomando en consideración las variables dinámicas del vehículo y variables geométricas de la vía, algunas de las normativas existentes y estudiadas son ISO 2631-1, UIC 518, CEN ENV 12299 y BSI 6841, y estudios como los realizados por Sperling, VDI, JNR y otros, además de normativas acerca del ruido generado por los sistemas de transporte como APTA, Resolución 8321 del Ministerio de salud Colombiano y propuestas de evaluación como la presentada por Piec (2004).

La evaluación del confort se apoya en la normativa antes mencionada, considerando el ruido y las vibraciones medidas en los vehículos de pasajeros del sistema férreo local. Los datos de aceleración de la vibración serán tomados del SPD, para luego ser analizados según las normas propuestas; en el caso del ruido generado por los vehículos, se llevan a cabo mediciones de campo para luego ser comparadas con los límites establecidos por las normas correspondientes.

El proyecto tiene como alcance la evaluación del confort, incluyendo una metodología de análisis de datos de la aceleración, de la vibración y medición de ruido, generando el software necesario para tal fin, usando el existente e integrándolo con el software desarrollado por la investigación antes mencionada.

## 1. EL CONFORT

En este capítulo se hace una conceptualización alrededor del confort, iniciando por su definición y clases o subdivisiones presentadas en la literatura, considerando el ruido y las vibraciones las principales fuentes de incomodidad (falta de confort) y los efectos que causan sobre las personas en sistemas de transporte, además se muestran algunos valores límite o admisibles para el ruido y las vibraciones en diferentes condiciones. Al final del capítulo se hace referencia a algunas cantidades características de las vibraciones que pueden ser usadas como criterios de evaluación de los efectos de estas sobre las personas.

### 1.1. DEFINICIÓN DE CONFORT

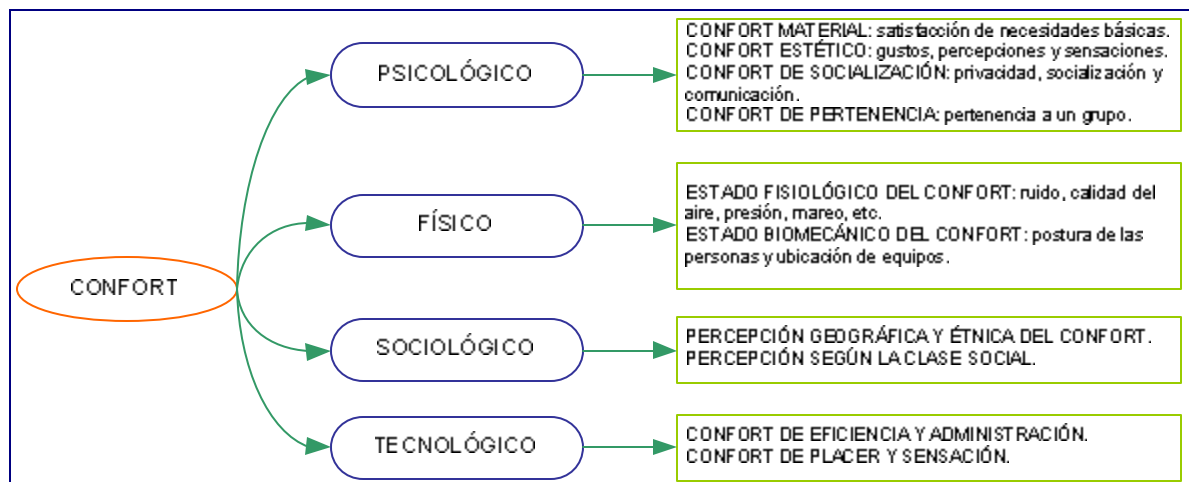
El confort es un concepto complejo, considera requerimientos de la ergonomía y las impresiones subjetivas de cada persona, por tanto no puede definirse de una manera sencilla sino que es una mezcla de factores psicológicos y fisiológicos que dependen de las necesidades propias del individuo, involucrando un sentido de bienestar relativo y la ausencia de incomodidad, tensión o dolor (Lauriks, 2000, 13).

El confort es definido a menudo como el bienestar de una persona o la ausencia de perturbaciones mecánicas en relación al ambiente. Este bienestar puede ser conseguido y también perturbado por muchos factores diferentes, fisiológicos (expectativa, sensibilidad individual, etc.) y por ambientes físicos (movimiento, temperatura, ruido, vibraciones, características del asiento, etc.) (Lauriks, 2000, 14).

Sin embargo, el confort no sólo es definido por la ausencia de factores negativos, es posible sentir una experiencia positiva de confort en varios grados. Éste involucra la evaluación, sentirse bien y por el contrario sentirse mal; la única manera de encontrar si una persona esta cómoda o no, es preguntándose lo (Förstber, 2000, 13).

Las anteriores son definiciones dadas por algunos autores en relación al confort, Dumur realizó un estudio minucioso alrededor de la definición del confort considerando varios puntos de vista, representados en la figura 1, a continuación se presentan apartes de la versión traducida del documento Designing for comfort, realizado por Eline Dumur y otros autores, el cual está referenciado al diseño de cabinas de aviones mas confortables, lo cual puede ser extrapolado a vagones de trenes.

Figura 1. Puntos de vista del confort.



De acuerdo a los diccionarios, el confort es un concepto complejo que consiste en una mezcla de sentimientos, percepción, humor y situación. Este puede ser definido como:



- Sentimiento placentero y satisfactorio un bienestar psicológico o mental libre de dolor y sufrimiento, o algo que provee estas sensaciones.
- Un sentimiento de libertad de preocupaciones o desacuerdos.
- Libertad de dificultades financieras promoviendo un estado confortable.
- Un estado de goce de tranquilidad, libre de dolor, carencia o ansiedad, y además todo lo que contribuye a cada condición.
- Bienestar material, comodidad que hace la vida más fácil y más placentera.

Lo interesante de estas definiciones es que toma tanto una aproximación negativa ( la ausencia de dolor), como positiva ( goce de tranquilidad).

El confort es una palabra muy antigua, viene del latín “confortare” que significa ayudar, asistir, ánimo, auxilio. La noción ha evolucionado y está ahora relacionada principalmente a aspectos materiales, apareció en la mitad del siglo XIX con la revolución industrial y con la habilidad de manufacturar objetos.

El concepto general de confort puede estudiarse desde diferentes puntos de vista tales como: psicológico, físico, sociológico y tecnológico.

#### 1.1.1. Confort psicológico

Psicológicamente, el sentimiento del confort se conecta con un estado de goce, de tranquilidad, un sentimiento de libertad por ausencia de preocupaciones, desilusiones, aburrimiento, dificultades financieras etc. Desde este punto de vista, el confort para los humanos está relacionado a su percepción mental, física y emocional. Algunos aspectos del confort psicológico son:

- Confort material: satisfacción básica de necesidades como comida, higiene y seguridad definiendo así una condición externa mínima de confort. Se toma en

consideración que las personas viven en condiciones materiales diferentes, y aquello que es básico para las personas en culturas y condiciones adineradas, no es necesariamente lo mismo para las personas que viven en peores condiciones.

- Confort estético: es subjetivo y depende del gusto, las percepciones de las personas y las sensaciones de formas, materiales, colores, luces, olores, sonidos, etc.
- Confort de socialización: la necesidad de ser como otros y la necesidad de privacidad, las personas quieren comunicarse con otros, pero otros quizás querrán estar aislados por sí mismos. En una cabina de avión o en un vagón de un tren, se debe encontrar un equilibrio entre estas necesidades
- Confort de pertenencia: las personas quieren sentir que pertenecen a un grupo, y no les gusta sentirse extraño. En cabinas de aviones o vagones de un tren por ejemplo, un ambiente desconocido, con gente extraña, el confort de conformidad puede jugar un importante papel para que las personas se sientan seguras.

Todos tratan de satisfacer estas cuatro categorías de confort, estas son interdependientes y pueden ser complementarias o conflictivas, una sola definición de confort no será apropiada para todas las persona, todos tienen su propia percepción de confort dependiendo de su educación, experiencias, historia, condiciones de vida, etc.

### 1.1.2. Confort físico

El estado de confort físico de una persona involucra la ausencia de dolor y sufrimiento, es un estado relajado, donde los sentimientos de bienestar físico son agradables y satisfactorios. El viaje en aeroplanos o trenes por prolongados periodos de tiempo, no es un estado natural del ser humano y tiene consecuencias

fisiológicas, las cuales pueden ser peligrosas. La calidad del aire, la presión, el ruido y la vibración, la imposibilidad de movimiento, la ansiedad acerca del viaje, etc. tienen influencia en el bienestar y en la salud de los pasajeros. Dentro de esta categoría debe considerarse las personas discapacitadas o con problemas de salud, pues éstas también suelen usar el transporte aéreo, vehicular y ferroviario. El confort físico puede subdividirse en:

- Estado fisiológico del confort: relacionado con factores que influyen en el estado fisiológico de personas como el ruido, la calidad del aire, la presión y otros como la enfermedad por movimiento (mareo), muchos de estos son causados por la construcción y el funcionamiento de las cabinas y vagones. Existen normas sobre un nivel de aceptabilidad para dichos factores.
- Estado biomecánico del confort: se refiere la postura de las personas, pasajeros sentados, especialmente durante un largo viaje, en una posición restringida por un largo periodo de tiempo, puede ser causa de dolor en el cuello, hombros, espalda, rodillas, etc., también equipos como pantallas de video pueden causar problemas sino están bien ubicadas.

### 1.1.3. Confort sociológico

Aún cuando cada individuo tiene su propia idea de confort, ésta es condicionada por el grupo, familia, o cultura a la que pertenece. Los diferentes conocimientos y experiencias que determinan las percepciones heterogéneas del confort, pueden distinguirse entre dos grandes clasificaciones:

- Percepción geográfica y étnica del confort: la noción del confort varía en gran medida entre diferentes países, regiones o culturas.
- Percepción del confort por las clases sociales: en algunas clases sociales de la población, el confort está relacionado al lujo, en otras está relacionado con la adquisición y uso dispositivos nuevos o innovadores. La idea del confort está a

veces relacionada con la percepción del valor del dinero, el cual es diferente para personas en diferentes circunstancias financieras o clases sociales.

#### 1.1.4. Confort tecnológico

Estado material del confort referido a condiciones en el ambiente de la persona rodeada por artículos y servicios que hacen su vida más fácil y agradable. El confort se provee por medios tecnológicos, objetos manufacturados que tienen (o carecen) características confortables, las cuales son medibles.

Algunos objetos en cabinas de avión y vagones de trenes, que son fuentes de confort, pueden ser las sillas, las pantallas de video y también las paredes y en general toda la cabina o el vagón. Para el punto de vista tecnológico, todos los aspectos técnicos y funcionales de los artefactos son importantes como el visual, táctil y simbólico.

En el punto de vista físico, el énfasis está en el bienestar físico y la ausencia de dolor; el punto de vista tecnológico se enfoca en proveer placer y sensaciones agradables. Hay un espacio entre el confort dado por el ingeniero (medible) y el confort experimentado por el usuario, puesto que la medición del confort es una noción puramente técnica, mientras que el confort experimentado por el pasajero es un sentimiento subjetivo, relacionado con la aprobación.

En el punto de vista tecnológico del confort se pueden distinguir dos subdivisiones:

- Confort de eficiencia y administración: está basado en rasgos ergonómicos, como la accesibilidad a buenos asientos, un nivel del ruido aceptable, etc. Para que sea cómodo, todo debe funcionar apropiadamente, ser fácil de operar y no causar daño alguno.

- Confort de placer y sensación: el cual se refiere a la sensibilidad y percepción del cuerpo, por ejemplo una iluminación suave o un asiento liso. Artefactos como videos y juegos, pueden jugar un papel importante en la percepción del confort. Para que sean cómodos, estos deben ser atractivos, al menos para la mayoría de los pasajeros.

Este proyecto se centra en el análisis del confort desde un punto de vista físico, más concretamente, en el estado fisiológico del confort, en el cual intervienen factores como la temperatura, el ruido, la presión, las vibraciones, el mareo por movimiento, etc. para los cuales existen niveles de aceptabilidad dados por normas.

A continuación se presentan los efectos tanto del ruido como de las vibraciones en las personas, considerando estos como los principales causales de enfermedad e incomodidad.

## 1.2. EFECTOS DEL RUIDO EN EL CONFORT Y LA SALUD

El órgano auditivo de las personas es utilizado para recibir ondas de sonido de frecuencias de 16 a 20.000hz y presiones acústicas de 20 $\mu$ pa a 10pa, la máxima sensibilidad del oído humano se encuentra entre 800 y 4000hz (Piec, 2004, 186).

El nivel de presión sonora de los sonidos audibles varía entre 0 y 120dB. Los sonidos de más de 120dB pueden causar daños auditivos inmediatos e irreversibles, además de ser bastante dolorosos para la mayoría de las personas (Miyara, 2005,1).

En la tabla 1, se listan los valores referenciales en dB(A)<sup>1</sup> de algunos sonidos para relacionar mejor los valores de la escala logarítmica de decibeles con los sonidos (o ruidos) cotidianos que pueden encontrarse a diario al aire libre (Viro, 2001, 14).

Tabla 1. Valores referenciales de diferentes sonidos.

Sonido	SPL en dB(A)
Umbral de audición a 1kHz (aproximadamente)	0
Percibido como silencio total	0 a 20
Ligero movimiento de las hojas de los árboles	25 a 30
Estudio de grabación	25 a 35
Área urbana en calma, entre las 02:00 y las 04:00 a.m.	35 a 45
Dormitorio (durante la noche; idealmente)	35 a 45
Automóvil regulando, a 7.5m	45 a 55
Oficina silenciosa	50 a 60
Conversación normal	60 a 70
Ruido de tránsito	75 a 90
Interior de un subterráneo	90 a 100
Tren de carga a 100km/h, a 7.5m (motor diesel; nivel pico)	95 a 100
Discoteca (interior)	95 a 110
Despegue de avión a reacción, a 100m	110 a 115
Vuelo militar a baja altitud	105 a 120
Remachadora neumática	120
Posible lesión auditiva, incluso para cortos tiempos de exposición	>120
Umbral de dolor	130 a 140

Viro, 2001, 14

El ruido interfiere con la actividad de las personas en sus hogares y en el trabajo, y es perjudicial para la salud y el bienestar; causa problemas fisiológicos y psicológicos, en sistemas y órganos diferentes al de la audición, interrumpe el sueño y la comunicación entre las personas, molesta, pone a la gente de mal humor y afecta negativamente el desempeño y rendimiento, produciendo un estado de nerviosismo y estrés, en consecuencia, produce una serie de molestias o perjuicios que generalmente se denominan efectos no auditivos del ruido. Todos estos efectos se suman para producir el detrimento de la calidad de vida de las

<sup>1</sup> Se refiere al nivel de presión sonora con ponderación A, las curvas de ponderación son mostradas en el anexo 1.

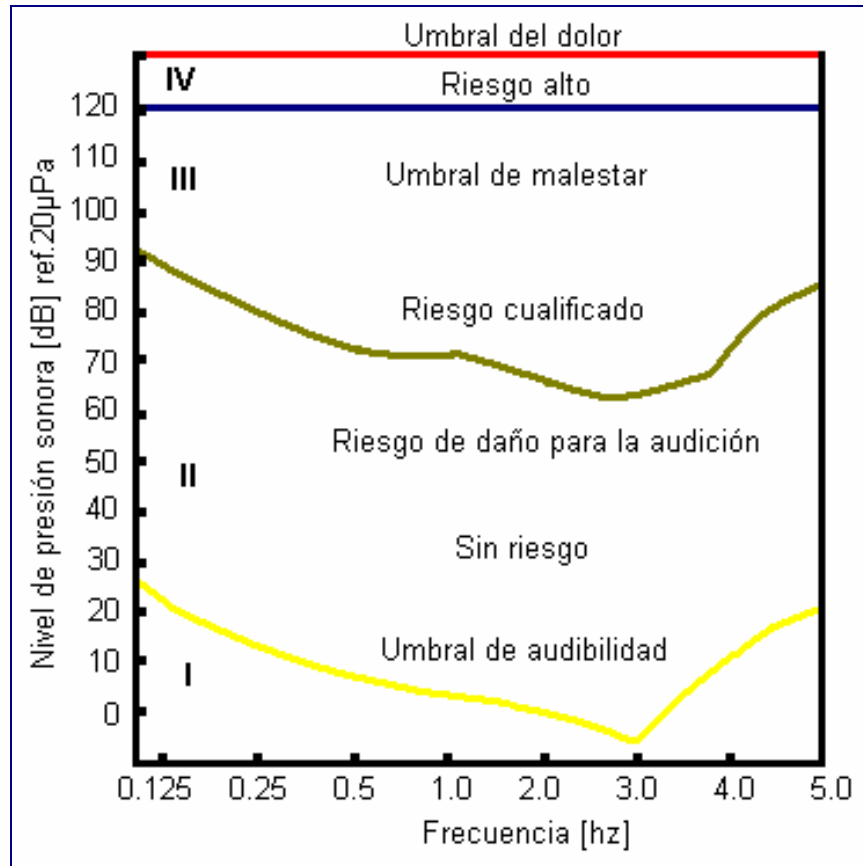
personas y del medio ambiente. Aunque a veces no se conozca con exactitud su relación causa-efecto, conviene que sean considerados como origen de problemas para la salud y el rendimiento en el trabajo y, por lo tanto, deben ser estudiados y regulados a fin de ser eliminados o al menos minimizarlos.

La investigación sobre los efectos del ruido data de los comienzos de la psicología experimental. En 1874, el psicólogo alemán Wilhelm Wundt exploró la influencia del ruido en el tiempo de reacción de las personas en su laboratorio en Leipzig, Alemania. Al igual que el trabajo desarrollado por Wundt, la mayoría de las investigaciones sobre el ruido se desarrollan principalmente en laboratorios y están enfocadas en los efectos del ruido sobre el rendimiento. El experimento típico es exponer a una serie de personas a sonidos por encima de los 115dB, mientras llevaba a cabo tareas de oficina, mecánicas, de investigación, o bien mentales, durante períodos que iban desde pocos minutos hasta algunas horas (Mondelo, 2001, 171).

Muchos de estos estudios han concluido que entre los problemas psicofísicos, se detectan efectos del ruido en la salud mental y su influencia en el desempeño y la productividad de las personas, especialmente en tareas que requieren concentración. Estos efectos son comprobables por cambios cuantificables en la presión sanguínea, ritmo cardíaco, niveles de secreción endocrina e índices de admisión a hospitales psiquiátricos (Viro, 2001, 25).

La figura 3, presenta las áreas de la audición humana clasificada por la lesión acústica y las pérdidas de audición potenciales. Los sonidos en la zona I son inaudibles, en la zona II no plantean riesgo, en la zona III representan un riesgo cualificado y en la zona IV los sonidos plantean un riesgo elevado (Harris, 1995, 46.5).

Figura 2. Área de la audición humana clasificada por la lesión acústica y las pérdidas de audición potenciales.



Harris, 1995, 46.5

En las mediciones de niveles de ruido se prefiere la curva de corrección o ponderación A (presentada en el anexo 1), dado que ésta se ajusta aproximadamente a la respuesta del oído humano. Debido a la variedad de influencias del ruido en el organismo de las personas, éste se puede dividir con respecto al nivel A, como se observa en la tabla 2.



Tabla 2. Efectos a la salud humana del ruido.

Nivel de ruido dB(A)	Efecto sobre la salud humana
< 35	No es dañino para la salud, aunque a veces es incomodo.
35 – 70	Influye negativamente en el organismo, produce cansancio del sistema nervioso, descenso de la sensibilidad de la vista, dificulta el entendimiento del habla (comunicación) e influye negativamente en el sueño y el descanso.
70 – 85	Influye negativamente en el rendimiento del trabajo y en la salud, se presenta una disminución auditiva, dolor de cabeza y perturbaciones nerviosas.
85 – 130	Es peligroso para el organismo, produce diferentes perturbaciones, entre ellas, en el sistema circulatorio y digestivo.
> 130	Produce la vibración de algunos órganos internos de las personas, generando su enfermedad y destrucción.

Piec, 2004, 183

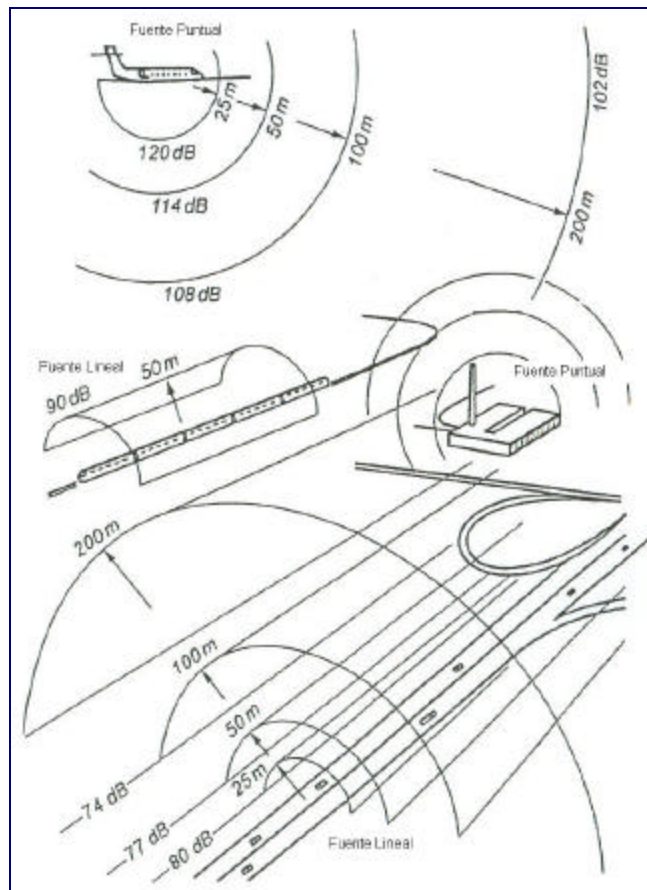
El carácter subjetivo del ruido viene dado desde la misma definición: sonido no deseado; esto significa que un ruido puede ser molesto para una persona y no serlo para otros; o resultar más molesto para unos que para otros. Generalizando, dependiendo el tipo de ruido o la característica de la fuente sonora, distintos sonidos con igual nivel de presión sonora pueden causar grados de molestia muy diferentes. Por ejemplo: iguales niveles SPL<sup>2</sup> de ruido de aeronaves y de tráfico vehicular generan diferentes molestias. Por razones subjetivas o psicológicas, el ruido de aeronaves causa una incomodidad mayor. A su vez, al igual que la intensidad sonora, el ruido de tráfico automotor causa un grado de molestia superior al del tráfico ferroviario (Viro, 2001, 14).

La figura 2 muestra los diferentes tipos de transporte como fuentes de ruido y su clasificación como generadores puntuales (aviones y fábricas) y lineales (trenes y autopistas), además presenta algunos valores típicos de ruido generados por estos a diferentes distancias.

---

<sup>2</sup> Sound Power Level. Nivel de presión sonora.

Figura 3. Fuentes de ruido del transporte: lineales y puntuales.



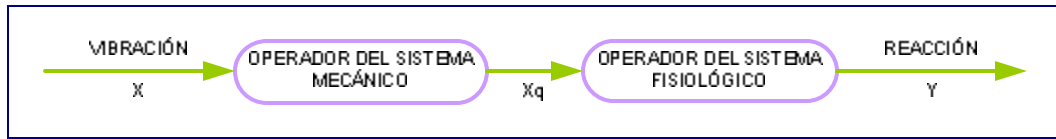
Czajka, 2000, 224

### 1.3. EFECTOS DE LAS VIBRACIONES EN EL CONFORT Y LA SALUD

La influencia de la vibración sobre las personas se puede presentar en forma esquemática como en la figura 4.

Según este esquema las vibraciones son transformadas por un operador lineal, el sistema mecánico y un operador no lineal, el sistema fisiológico.

Figura 4. Sistema de acción de la vibración sobre las personas.



Marciniak, 2000, 70

En muchos vehículos, las intensidades de las vibraciones que llegan al cuerpo de las personas a menudo exceden los niveles de percepción, limitando los sentidos y receptores, activando el sistema del equilibrio, el problema surge porque el cerebro recibe gran cantidad de información de los sentidos y receptores, la cual requiere ser manejada e interpretada, entonces dichas vibraciones pueden afectar el flujo de información hacia el cerebro, generando efectos tanto psicológicos como fisiológicos. Las vibraciones monótonas de baja frecuencia son molestas para las personas, un contenido de vibraciones transitorias también pueden llegar a las personas y causar estrés (Jönsson, 2005, 1).

Los riesgos psicológicos y fisiológicos en la salud de las personas pueden ser clasificados como agudos o crónicos; existen varias categorías para los efectos fisiológicos de las vibraciones los cuales son mostrados en la tabla 3.

Tabla 3. Efectos fisiológicos de las vibraciones.

Sistema o proceso	Efecto
Cardiovascular	Aumento en palpitaciones, presión de la sangre, etc.
Respiratorio	Incremento en la ventilación y consumo de oxígeno.
Endocrino y metabólico	Incremento en la temperatura del cuerpo
Procesos motores	Efectos sobre las funciones de músculos, tendones, etc.
Procesos sensoriales	Ilusiones momentáneas y distorsiones del equilibrio.
Sistema nervioso central	Cambios rítmicos en el EEG (electroencefalograma).
Sistema óseo	Efectos crónicos como la degeneración y efectos agudos como la fractura.

Jönsson, 2005, 2

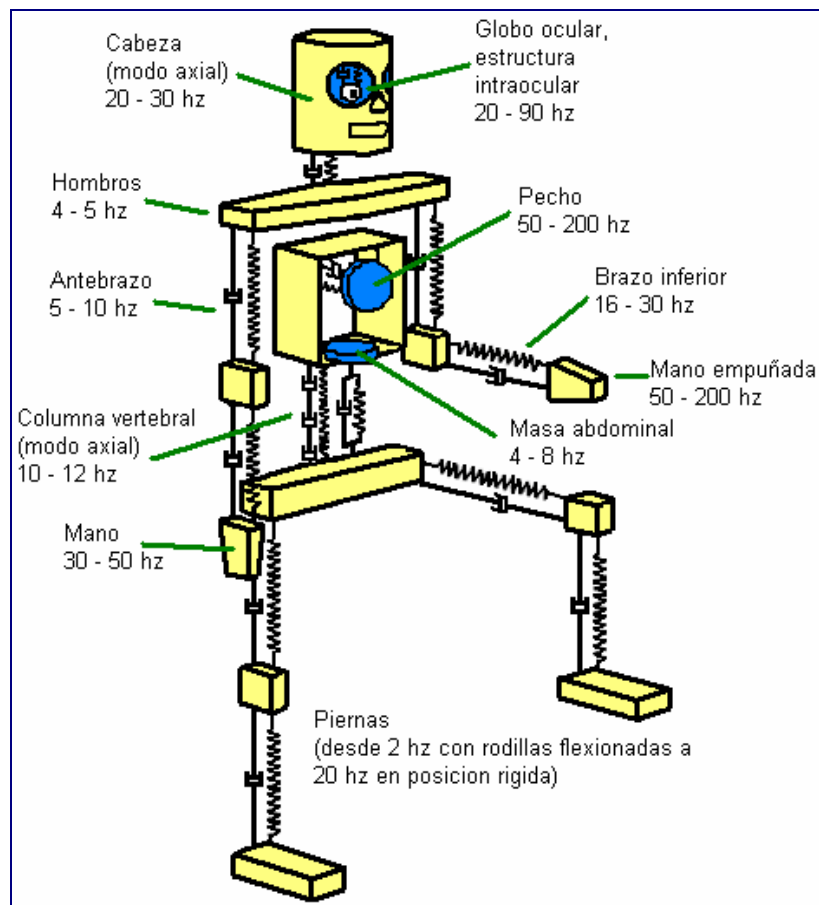
La sensación personal de falta confort o bienestar se percibe a niveles diferentes en cada una de las situaciones; sentados en una mesa de trabajo en la oficina, operando una máquina, conduciendo un vehículo, etc. La actitud de la persona también es determinante en la percepción de las oscilaciones; la costumbre de percibir las, o el hecho de ser el protagonista que crea las vibraciones (no ser una agresión externa) puede disminuir su importancia subjetiva (Terres, 2004, 62).

En la percepción de las vibraciones por parte de los individuos, influyen un gran número de factores tales como: la posición de la persona afectada (de pie, sentada o acostada), la dirección de incidencia de la vibración respecto a la columna vertebral, la actividad que se esté desarrollando la persona en ese momento (descansar, andar, correr, etc.), encontrarse solo o en grupo (algunos integrantes pueden percibir vibraciones que otros no perciben), la edad, el sexo, frecuencia de ocurrencia de las vibraciones, momento del día en que se producen las oscilaciones, tiempo de decaimiento de las oscilaciones (amortiguamiento) (Terres, 2004, 62).

Los humanos son principalmente sensibles a las vibraciones verticales en el intervalo de 5 a 15hz. La sensibilidad alcanza un máximo a 8Hz, aproximadamente. Los seres humanos son sensibles a las vibraciones laterales en el intervalo de 1 a 2hz (Carlbom, 2000, 19).

El cuerpo humano es biológica y físicamente un sistema de gran complejidad mecánica, por lo que su respuesta a las vibraciones es en general compleja y difícilmente simplificable. La figura 5, identifica las frecuencias de resonancia, para las partes más representativas del cuerpo humano.

Figura 5. Sistema mecánico simplificado para representar el cuerpo humano.



En la tabla 4, se presenta una lista de las frecuencias de resonancia de algunas partes seleccionadas del cuerpo humano, que producen fuerte incomodidad, estos valores sirven como complemento a los mostrados en la figura 5, además son complementados con algunos posibles síntomas que se pueden presentar a la acción de dichas frecuencias.

Tabla 4. Ejemplos de vibraciones propias de los órganos y partes del cuerpo humano, determinadas por un método experimental.

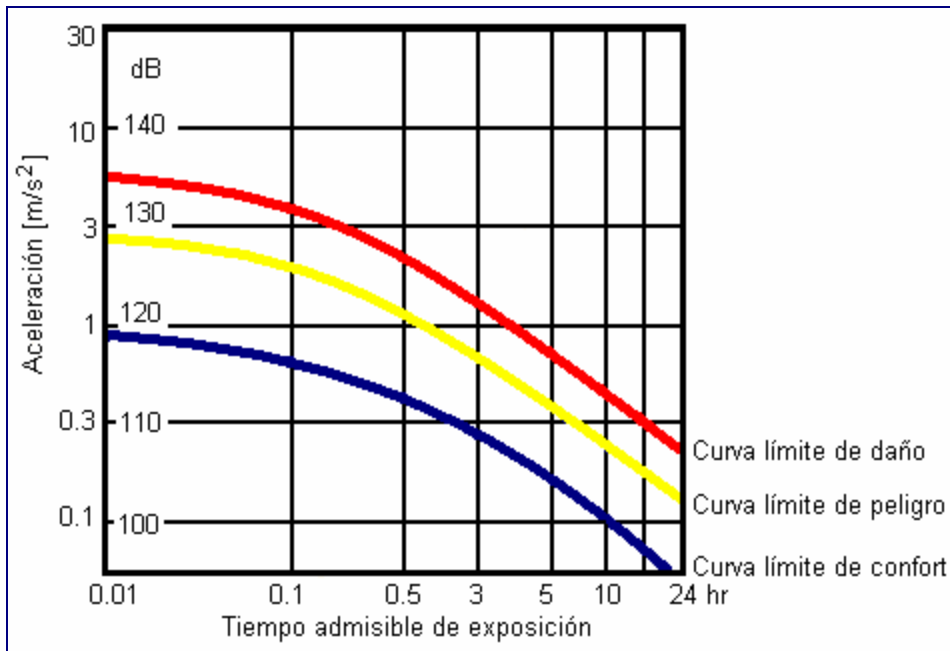
Órgano	Frecuencias	Posibles síntomas observados de enfermedad
Cabeza	4 - 5, 17 - 25	
Cabeza con cuello	20 - 30	Dolor, mareo, perturbaciones del equilibrio, sensación de ahogo, vómito, dificultades al hablar, estado general de cansancio sicofísico.
Hombros y cabeza	20 - 30	
Mandíbulas	6 - 8.	
Globos oculares	60 - 90, 40 - 90	
Órganos de la caja torácica:	4,5 - 10	Sensación de vibración de los órganos internos, dolor, vómito, sensación de saciedad, presión en la vejiga y recto, debilitamiento y cansancio, falta de ganas para trabajar.
Hígado	3 - 4	
Estomago	2 - 3	
Vejiga	10 - 18	
Riñones	6 - 8	
Pecho y pectorales	5 - 7 4 - 11	Dificultades al respirar, sensación de apriete, respiración superficial, dolores irritantes en el pecho.
Órganos del tórax:	5 - 9	Problemas de respiración, ahogo, respiraciones aceleradas, sensación de inquietud, pulso acelerado, cambio de la presión de la sangre, problemas al hablar y un malhumor general.
Pulmones	4 - 11	
Corazón	4 - 6	
Traquea, bronquios	12 - 16	
Parte superior del tronco: Hombros y cabeza	4 - 5 20 - 30	Dolor en las articulaciones y músculos, dolores en la parte trasera de la columna en la parte del cuello, aumento en la tensión de los músculos, sensación de cansancio.
Parte inferior del tronco:	4 - 6	Dolores de las articulaciones y músculos, dolores en la parte media y baja de la columna, calambres en los músculos, sensación de cansancio.
Pelvis	5 - 9	
Columna vertebral:	10 - 12	
Media	8 - 12	
Baja	8 - 12	
Huesos inferiores: Cadera Pantorrillas Pies	5 5 20 -	Dolores de las articulaciones, calambres en los músculos, músculos adormecidos y falta de circulación en los músculos.
Huesos superiores: Brazos Antebrazos Manos	4 - 5 16 - 30 4 - 6 20 - 30	Dolores de las articulaciones, calambres en los músculos, dolores en los músculos, movimientos involuntarios en las manos, dificultades para realizar tareas, calambres y convulsiones involuntarias.

Piec, 2004, 185

La respuesta subjetiva a las vibraciones del cuerpo depende de variables extrínsecas<sup>3</sup> como la magnitud, la frecuencia, la dirección, y variables intrínsecas<sup>4</sup> como la postura del cuerpo, la posición, la orientación, el peso, etc (Jönsson, 2005, 4).

La influencia de la vibración en las personas depende del tiempo de exposición, las perturbaciones de la funciones fisiológicas del organismo, se activa bajo la influencia de las vibraciones y tienen la tendencia de aumentar junto con el incremento del tiempo de acción de las vibraciones (Marciniak, 2000, 67).

Figura 6. Valores admisibles de aceleración dependiendo del tiempo de exposición a la vibración (ISO 2601).



Piec, 2004, 186

<sup>3</sup> Se refiere a variables independientes del sistema de coordenadas seleccionado.

<sup>4</sup> Se refiere a variables dependientes del sistema de coordenadas seleccionado.

En la figura 6, se muestra los valores admisibles de aceleración para el organismo humano con relación al tiempo de exposición a la vibración, considerando el límite de riesgo, de peligrosidad y de confort (Piec, 2004, 184).

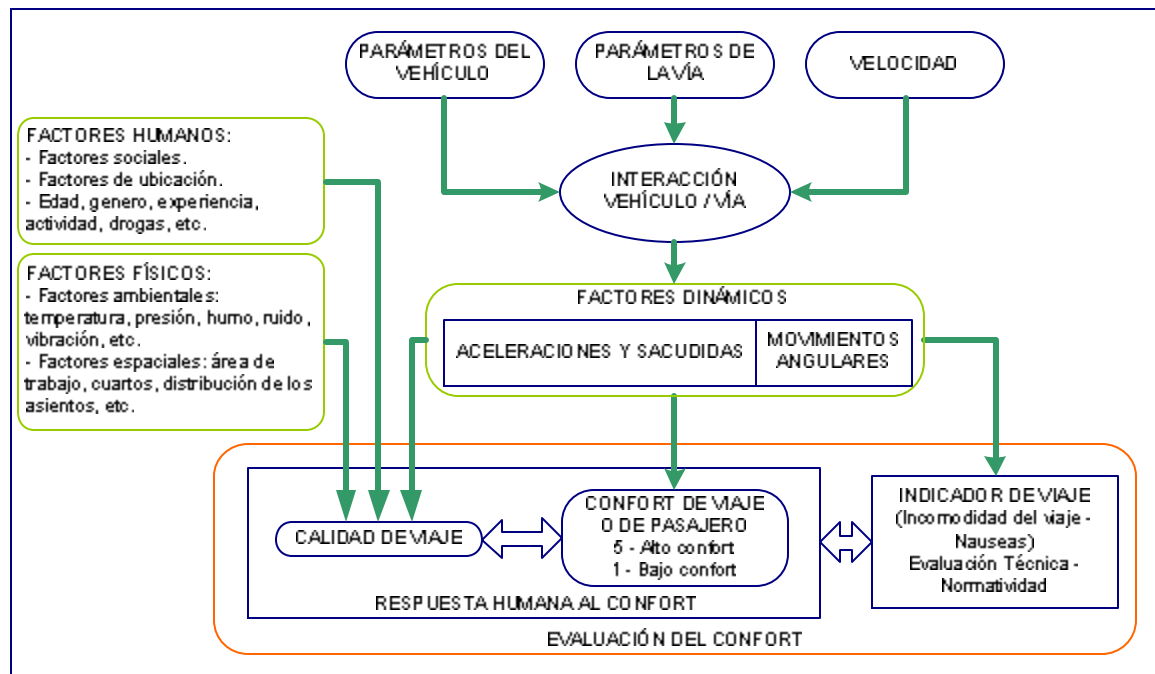
El riesgo a la salud generado por las vibraciones, es una de las razones para un interés creciente en el diseño y desarrollo de partes de vehículos que buscan reducir los efectos de éstas, considerando la exposición y el confort. El interés se ha incrementado aún mas por la legislación y el deseo de aumentar la productividad y competitividad, puesto que mejorando la calidad de los ambientes de trabajo (alto confort), aumentan la productividad y/o disminuyen los riesgos a la salud (Jönsson, 2005, 2).



## 2. CONFORT EN SISTEMAS FERROVIARIOS

En este capítulo se presenta el confort en sistemas ferroviarios, considerando los diferentes tipos de confort característicos de dichos sistemas, sus diferencias y los factores de que dependen. Posteriormente se expone la generación del ruido y las vibraciones y los caminos que recorren para llegar al interior del vehículo y afectar el confort de los pasajeros. Se hace referencia a algunas cantidades características de las vibraciones que pueden ser usadas como criterios de evaluación de los efectos de éstas sobre las personas. Por último se muestra la influencia de los sistemas ferroviarios al ambiente que los rodea.

Figura 7. Influencia del vehículo, vía, factores físicos y humanos en el confort.



Förstberg, 2000, 14

El confort en investigaciones de transporte normalmente se define como un bienestar subjetivo, aunque es una de las variables que puede contribuir al bienestar, no es una parte necesaria de éste. Existen muchos términos como confort de pasajero o de viaje, calidad de viaje e indicador de viaje, Förstberg realiza una descripción de estos tipos de confort en el transporte, los cuales se presentan en la figura 7 y son definidos a continuación.

La calidad de viaje involucra factores humanos y físicos, y movimientos dinámicos, pero el confort de viaje y la evaluación técnica (indicador de viaje) involucran variables dinámicas (movimiento) solamente; éstas son usualmente aceleración y movimientos angulares. Algunas de estas cantidades son evaluadas por normas internacionales o por normas de la compañía.

## 2.1. CALIDAD DE VIAJE

Es la reacción de una persona a un juego de condiciones físicas en un vehículo como ambiente, donde influyen variables dinámicas, ambientales y espaciales. Las variables dinámicas consisten en movimientos medidos como aceleraciones y sacudidas (cambios súbitos de aceleración) en las tres direcciones (lateral, longitudinal y vertical), movimientos angulares sobre estas direcciones (balanceo, cabeceo y serpenteo) y movimientos súbitos, como los choques y sacudidas fuertes. Las variables ambientales pueden incluir temperatura, presión, calidad del aire y ventilación, así como ruido y vibraciones de altas frecuencias, mientras que las espaciales pueden incluir área de trabajo y otras variables de los asientos. Otros factores pueden ser la conveniencia del transporte, la frecuencia, etc.

La calidad de viaje, involucra no sólo cantidades de movimiento, sino también variables de interacción humana. Estas pueden ser de un tipo social o circunstancial. Las variables humanas modificables incluyen edad, género, postura, experiencia y actividad mental. Las variables psicológicas son importantes

y pueden modificar la severidad de las respuestas humanas. Entre éstas está la expectación y la sugestión, efectos específicos condicionados y habituales de experiencias pasadas, efectos de actividades y emociones concurrentes.

## 2.2. CONFORT DE PASAJERO O DE VIAJE

El término confort de pasajero, confort de viaje o confort de viaje promedio o estimado, es usado por muchos como un grado sobre una escala con respecto a la influencia de variables dinámicas. Normalmente esta escala está entre 1 y 5 puntos, entonces, un alto grado sobre la escala (5 puntos) significa un mejor confort de viaje, mientras que bajos grados sobre la escala (1 punto) significa un menor confort de viaje.

## 2.3. INDICADOR DE VIAJE

Puede ser usado como una evaluación técnica de cantidades dinámicas (movimientos del vehículo) de acuerdo con normas emitidas por CEN, ISO, BSI y UIC. Estas técnicas de evaluación están basadas sobre reacciones humanas a esas cantidades dinámicas. Sin embargo, existen muchos argumentos concernientes a la apariencia de estas reacciones, diferencias en las curvas de ponderación, fórmulas de evaluación y aproximación estadística. El indicador de viaje puede ser dividido en diferentes categorías:

### 2.3.1. Indicador promedio

Relaciona solo aceleraciones (longitudinal, lateral y vertical) en un intervalo de frecuencias de 0.5 a 80hz. Los valores promedio altos muestran un incremento del indicador de viaje (bajo confort). Ejemplos de estos indicadores son:  $W_z$  (Sperling y Betzhold), Índice de viaje (RI), N (CEN 1996), la evaluación de acuerdo a la norma ISO 2631-1 y la norma UIC.

### 2.3.2. Indicador debido a perturbaciones

Es causado por movimientos como altas aceleraciones horizontales, sacudidas y choques, estas perturbaciones se dividen en dos tipos:

El primero es una perturbación del confort directa causada por un movimiento súbito del vehículo, llamado evento discreto, resultando en incomodidad, como dificultades para caminar, sentarse, leer o escribir. Puede tener un contenido tanto de altas como bajas frecuencias y pueden ser causadas por el paso de un cambio de vías o algún tipo de irregularidad en el alineamiento de la vía. Los eventos discretos son también perturbaciones al confort causadas por la combinación de efectos de altas fuerzas laterales en curvas circulares e irregularidades de la vía.

El segundo tipo de perturbación es causado por altas aceleraciones laterales y/o sacudidas laterales mientras se vencen las curvas de transición. Estas aceleraciones y sacudidas son el resultado de una geometría cambiante de la vía (alineamiento horizontal y canto) junto con el cambiante ángulo de inclinación (trenes con sistema de inclinación).

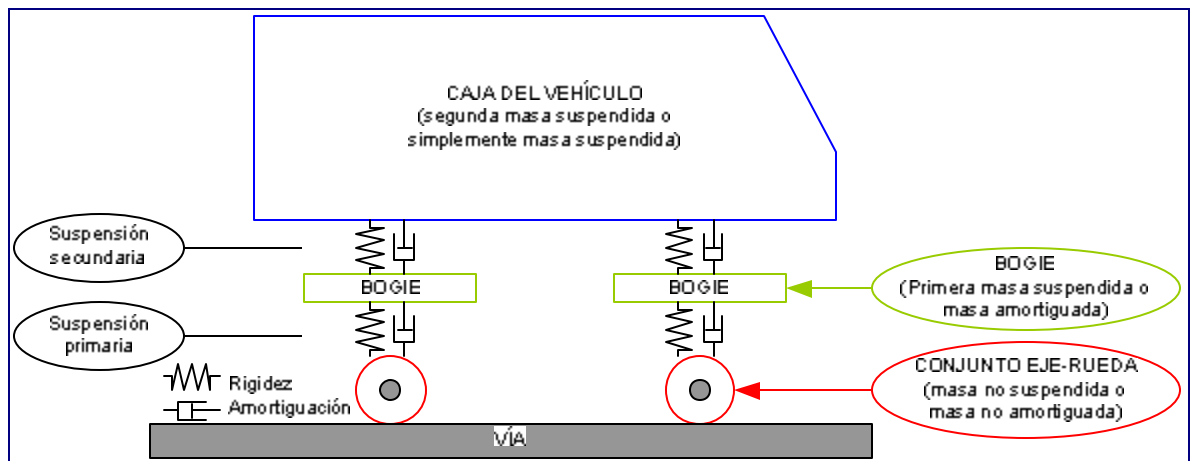
### 2.3.3. Indicador de mareo

Malestar por movimiento, debido a prolongadas bajas frecuencias ( $<0.5\text{Hz}$ ) y/o movimientos angulares. Este tercer tipo de incomodidad resulta en mareo, dolores de cabeza y/o náuseas después de un corto o largo periodo de viaje. Existen diferentes términos para esta indisposición dependiendo del ambiente provocador. Términos típicos son mareo, malestar o enfermedad de viaje.

## 2.4. GENERACIÓN DE RUIDO Y VIBRACIONES EN SISTEMAS FÉRREOS

La figura 8, da a conocer la terminología usada en la dinámica del vehículo férreo, describiendo las principales partes que influyen en esta y que deben ser tenidas en cuenta al analizar la generación y transmisión de las vibraciones.

Figura 8. Esquema de un vehículo ferroviario.



Las vibraciones son causadas principalmente por las irregularidades en los rieles, de ellos se transmiten a los bogies luego al vagón y de este último a los pasajeros.

En algunos casos, la flexibilidad estructural del vagón es responsable de la mitad de las vibraciones percibidas, el resto es debido a los movimientos del cuerpo rígido (Carlbom, 2000, 1).

El vagón juega un papel importante en la dinámica del vehículo ferroviario. El interés primario es el confort que experimenta el pasajero, considerado las vibraciones sobre los 20Hz; en este rango de frecuencia, la flexibilidad estructural del vagón es de preocupación. El confort depende en gran medida de la caja del vehículo y el sistema de suspensión entre la caja y los bogies (Carlbom, 2000, 1).

Las principales propiedades de las vibraciones que se presentan en líneas ferroviarias y que las diferencian de otras ramas del transporte son su rango estrecho de frecuencias naturales, bajos niveles de aceleración de la vibración y baja estacionalidad de las señales de vibración.

A continuación se presenta el análisis desarrollado por Chudzikiewicz alrededor de las propiedades de las vibraciones que se generan en sistemas férreos, junto con aportes de otros autores consultados.

El rango de frecuencias naturales del vagón está entre 0.5 a 2Hz la mayor cantidad de vibración es transmitida en dirección lateral y vertical al eje de la vía. Esto se relaciona con las características elásticas del primer y segundo grado de suspensión. Considerando un sistema reducido de dos masas de un vehículo ferroviario con los parámetros:

M1: masa del bogie.

M2: masa de la caja.

K1: rigidez vertical en el primer grado de suspensión.

K2: rigidez vertical del segundo grado de suspensión.

De esta forma se calculan las frecuencias de vibración propias, relacionadas con las características de suspensión en dirección vertical, según la siguiente ecuación:

$$f_{1,2} = 1/2\pi \sqrt{\frac{M_1 K_2 + M_2 (K_1 + K_2) \pm \sqrt{M_1^2 K_2^2 + (K_1 + K_2)^2 + 2M_1 M_2 K_2 (K_2 - K_1)}}{2M_1 M_2}}$$

Por lo general, para los vagones de pasajeros la frecuencia de vibración propia más pequeña está cercana al valor de 1Hz, en cambio la mayor frecuencia puede llegar a los 8hz.

Los vagones de pasajeros, considerando su longitud, puede ser tomados como una viga apoyada en dos elementos elásticos, la primera frecuencia propia de este tipo de modelo está dada por:

$$f_1 = 1/2\pi \sqrt{\frac{31.43EI}{mL^3}}$$

Donde:

E: módulo de Young.

I: momento de inercia.

M: masa de la viga.

L: longitud de la viga.

Para vagones nuevos o modernos la frecuencia de vibración de flexión de la caja es de alrededor de 8Hz. Se busca que dicha frecuencia esté alrededor de este rango, puesto que la influencia negativa de las vibraciones en el organismo de las personas, se presenta para vibraciones verticales en un rango de 4 a 8hz, estudios realizados han ampliado dicho rango entre 6 y 16Hz.

En el caso de las vibraciones laterales, su frecuencia se determina principalmente por la rigidez lateral del segundo grado de suspensión, que es menor a la rigidez del primer grado.

En el anexo 2 se presentan las frecuencias naturales de las vibraciones de flexión de la caja del tren metropolitano de Medellín, mediciones realizadas el 26 de Junio de 1986, en el cual la primera frecuencia de flexión es de 8.93Hz.

El nivel de aceleración de la vibración que se presentan en vagones de pasajeros es por lo general pequeño. Para material rodante proyectado en los últimos años el valor r.m.s de las señales de la aceleración de la vibración medidas entre 0 a

25hz es por lo general menor a  $0.4\text{m}/\text{seg}^2$ ; en la tabla 5 se presentan los valores máximos de la función de distribución de r.m.s de las señales de aceleración para el cuantil del 50%.

Se puede afirmar que las señales de aceleración medidas en la caja de los vagones de pasajeros tienen un nivel pequeño en los valores r.m.s, en la dirección vertical y transversal; la energía principal de vibración es transmitida en un rango hasta de 1hz.

Tabla 5. Máximos valores r.m.s del cuantil 50% de las señales de aceleración.

Señal de la medición	Valor máximo
Vibraciones longitudinales en el piso	0.06
Vibraciones verticales en el piso	0.2
Vibraciones laterales en el piso	0.4
Vibraciones longitudinales en el asiento	0.13
Vibraciones laterales en el asiento	0.2
Vibraciones longitudinales en el espaldar	0.17

Chudzikiewiez, 2002, 2

Las señales de aceleración medidas en la caja del vagón varían durante el viaje debido al cambio de los parámetros como la velocidad del tren y geométricos de la vía. Las excitaciones verticales de la vía tienen un carácter aleatorio y pueden ser aproximadas a una clase de proceso gaussiano. El aumento de la velocidad de viaje, el ancho del rango de frecuencias y la densidad de probabilidad de estas excitaciones, se convierten en una distribución normal asimétrica con un máximo puntiagudo. Las irregularidades verticales de la vía no pueden ser consideradas periódicas.

En consecuencia las vibraciones en los vehículos ferroviarios no pueden ser en base tratadas como un proceso estacionario. Además, las vibraciones en los vehículos ferroviarios debido a la construcción de la vía y propiedades dinámicas



de primero y segundo grado de suspensión del vehículo (bogie y caja respectivamente) se caracterizan por un espectro con una energía concentrada sobre todo en un intervalo por debajo de 3hz. Las propiedades enunciadas anteriormente hacen que se considere el vehículo ferroviario como una fuente de la excitación de la vibración (Groll, 1992, 31).

Kozubek realiza un análisis de la influencia de irregularidades de la vía en los fenómenos vibroacústicos generados en sistemas férreos; apartes de estos estudios se muestran a continuación.

Los fenómenos vibroacústicos que se presentan en vehículos ferroviarios de pasajeros son producidos por el movimiento del vehículo a través de la vía. Tanto la vía como los elementos de rodadura del vehículo férreo presentan irregularidades geométricas. La generación de vibraciones se divide en tres clases:

- Alta frecuencia, mayor a 1000hz.
- Frecuencia media entre 100 – 100hz.
- Baja frecuencia, menor a 100hz.

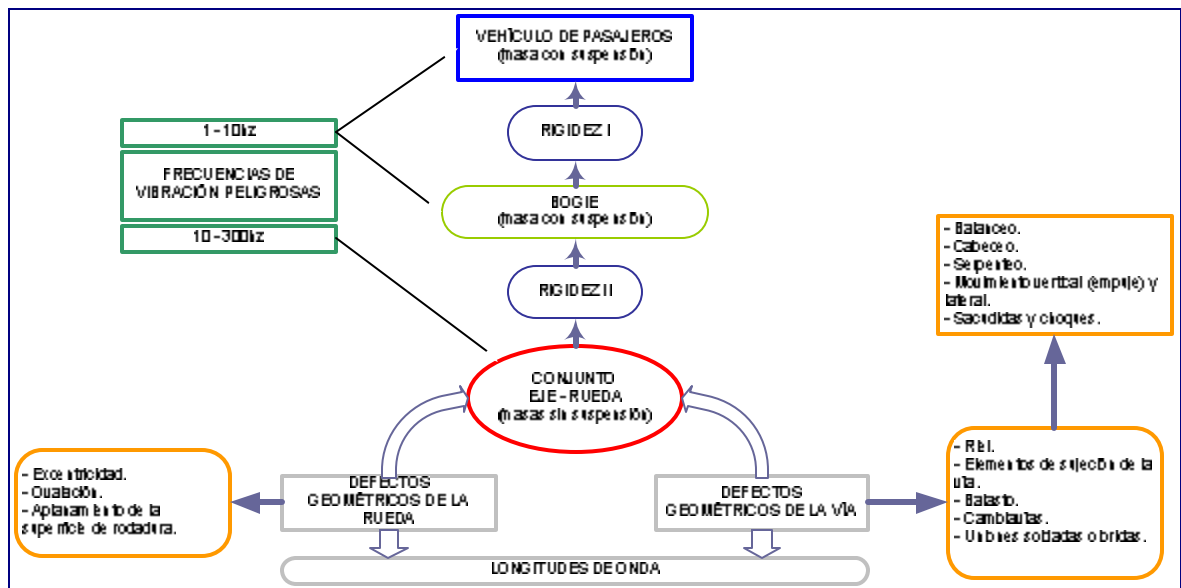
Las vibraciones de alta frecuencia influyen más que todo en el aumento de emisión de ruido e influyen perjudicialmente en el estado técnico de los vagones y de la vía, las vibraciones de altas frecuencias se presentan por lo general en los elementos no suspendidos del vehículo. Las vibraciones se transmiten más en las direcciones vertical y lateral debido a los sistemas de suspensión de los vehículos ferroviarios.

La vía férrea es el origen de muchos efectos vibroacústicos, los factores que la afectan son: el riel, las sujeciones, los cambiavías, uniones soldadas y/o bridas,

etc., pueden suscitar desplazamientos e inclinaciones laterales, movimientos longitudinales, saltos, sacudidas y choques, cabeceo, balanceo y serpenteo.

La figura 9, presenta como los defectos geométricos de la rueda y la vía que generan vibraciones, las cuales son transmitidas a través del vehículo, iniciando en el conjunto eje – rueda, hasta llegar al vehículo, además se muestran las frecuencias de vibración que pueden generar peligro tanto en el vehículo como en el conjunto eje – rueda.

Figura 9. Identificación de fenómenos vibroacústicos



Kozubek, 2002, 2

La longitud de onda de las irregularidades de la vía, peligrosas para las masas suspendidas están entre 3 y 100m (ondas largas) y para masas no suspendidas entre pocos centímetros a 3m (ondas cortas) las ondas largas en el riel son ocasionadas por la falta de nivel del riel, mientras que las ondas cortas pueden ser

producidas por defectos del riel o corrugaciones de la vía (desgaste ondulatorio de rieles).

El desgaste ondulatorio (corrugación), es un tipo de desgaste del riel caracterizado por la presencia de una serie de deformaciones de longitud de onda variable en la cabeza del riel, en algunos casos puede detectarse a simple vista por la presencia de franjas brillantes (crestas) intercaladas con líneas de color normal (valles).

El desgaste ondulatorio aparece en general por los siguientes motivos:

- Rigidez y amortiguamiento variable en la superestructura y en capa de asiento.
- Causado por el material rodante: irregularidades de las pestañas de la rueda, explotación de vehículos de características y velocidades de marcha similares, utilización de diferente tracción, influencia de las fuerzas longitudinales en el arranque y frenado de los vehículos de tracción y explotación de locomotoras de gran potencia.
- Causado por la superestructura: rieles nuevos, variabilidad de la rigidez y amortiguamiento de la construcción en la longitud de la vía. La explotación de rieles endurecidos volumétricamente pueden detener el desgaste.

El desgaste ondulatorio puede incrementarse por las siguientes razones:

- Irregularidades de la superficie de rodadura de rieles nuevos.
- Tratamiento térmico del riel (más susceptibles al desgaste ondulatorio son los rieles de mayor dureza, los aceros Bessemer y los martensíticos)
- Composición química del acero de riel (rieles de manganeso y silicio o manganeso y cromo detienen el desgaste, mientras que el nitrato lo facilita)

La norma UIC 712 (Rail defects), relacionada a los defectos en los rieles, considera los defectos en las cabezas de los rieles como corrugación de corta inclinación (30 a 80mm) y de larga inclinación (80 a 300mm). A continuación se presentan las consideraciones dadas por la norma y los aportes realizados por otros autores al problema.

La corrugación de corta inclinación, es un defecto debido a las cargas del tráfico, es caracterizada por una secuencia pseudo-periódica de cantos y valles en la superficie de rodamiento, el corrugado en esta clasificación oscila entre 30 y 80mm. En este largo de longitudes de onda, las cimas de la onda son luminosas y brillantes y los hundimientos o valles son oscuros (color mate). Es posible detectarlo por una inspección visual y de sonido, por observaciones basadas en grabaciones hechas por inspección de vehículos en la vía o por grabaciones realizadas por vehículos principales, construidos con tal propósito.

La profundidad de la corrugación es de varias micras de metro, aparece en tramos de vía tangente y eventualmente en curvas de grandes radios ( $R > 1000m$ ). La norma recomienda, rectificar los rieles cuando la corrugación esté en una escala perjudicial para el mantenimiento de la vía, los rodamientos de los engranajes de los vehículos, el confort de los pasajeros o cuando sea perjudicial para el medio ambiente (altos niveles de ruido causados por el movimiento de los trenes).

La corrugación de larga inclinación, también es debida a las cargas del tráfico, en este tipo de corrugación, no hay diferencia en la apariencia de los claros y los agujeros (valles).se caracteriza por depresiones en la superficie de rodamiento, que están más o menos pronunciadas e irregulares en relación a un perfil rectilíneo ideal.

El corrugado de este tipo oscila entre 80 y 300mm aproximadamente y ocurre generalmente en el ensanchamiento interior de las curvas. Es posible detectarla

de igual manera a como se hace para la corrugación de corta inclinación y la norma da las mismas recomendaciones de rectificación de los rieles.

Tiene una profundidad aproximada de 10mm, aparecen en curvas de radio  $R < 500m$ , se conocen con el nombre de ondas de deslizamiento, tienen una apariencia de rayas transversales en todo el ancho del riel, se deben principalmente al deslizamiento del conjunto eje – rueda cargado y al cambio de las fuerzas longitudinales de tracción y son características de los sistemas Metro y tranvías. Para prevenir la aparición de este tipo de ondas, se lubrica la superficie de rodadura del riel, además se aconseja el uso de rieles de mayor dureza y placas elásticas.

Desgaste ondulatorio de longitud de onda entre 200 a 300mm (que corresponde a una frecuencia de alrededor de 30hz para marcha de vehículos de carga), aparecen en vías de gran intensidad de tráfico y cargas en el eje por encima de 150Ton. La generación de este tipo de desgaste empieza en lugares de irregularidades locales (por ejemplo juntas o uniones de riel) y se presenta más en los rieles exteriores de vías curvas sin importar el radio de estas. En la zona de desgaste el material del riel se deforma y aparecen ralladuras en la cabeza del riel. Un indicio característico de la presencia de este desgaste, es la acelerada destrucción del balasto debido a la resonancia de las masas no suspendidas de los vagones de carga con la masa de la superestructura. También este tipo de desgaste es generado por considerables sobrecargas dinámicas periódicas y repetitivas, que generan grandes esfuerzos de contacto. Con el fin de detener la evolución de este desgaste, se recomienda montar rieles de gran dureza, con un buen acabado de la superficie de rodadura, sin embargo, el uso de rieles con mayor dureza puede ocasionar una mayor deformación en las zonas de unión de los rieles, para condiciones en donde se presentan grandes cargas en los ejes.

El desgaste ondulatorio de longitudes de onda entre 150 a 450mm y amplitudes de 0.5 a 2mm, se presenta en vías curvas por las que circulan trenes de carga. El desarrollo de este desgaste está enlazado con la aparición de micro grietas en la superficie del riel y por la deformación plástica generada en el proceso de fatiga del material del riel. Como medio para prevenir este tipo de desgaste se encuentra la lubricación del riel y perfilado de la cabeza del mismo, lo que permite un mejor acople del conjunto de ruedas durante la marcha sobre curvas y un mejor ajuste del perfil de la rueda en el riel, con lo que se disminuye los esfuerzos de contacto.

Desgaste ondulatorio con una onda de deformación de alrededor de 500mm, aparecen por lo general en vías curvas de radios  $R < 400m$ , por lo general donde se ha utilizado sistemas que buscan amortiguar las vibraciones de los durmientes.

Se presenta un desgaste ondulatorio de longitudes de onda entre 250 y 800mm, en vías rectas o curvas de grandes radios por las que circulan trenes a gran velocidad y con poca carga en los ejes. En este caso existe una suave correlación entre la longitud de onda de desgaste y la velocidad de marcha. Este tipo de desgaste se encuentra en vías de alta explotación férrea y por lo general se caracteriza por la aparición en la superficie del riel de crestas luminosas y valles opacos. Antes de aparecer esta luminosidad, se presentan franjas continuas, que muestran la generación de martensita en la superficie del riel. Son más susceptibles a este tipo de desgaste los rieles fabricados de acero Bessenmer. La causa del desgaste son las vibraciones de la rueda acompañadas de vibraciones de resonancia que dependen de la longitud de onda de la deformación. Con el fin de prevenir este tipo de desgaste, se recomienda un buen perfilado y la lubricación del riel con agentes que disminuyan la fricción entre la rueda y el riel, como también garantizar una ubicación simétrica del conjunto de ruedas en los bogies.

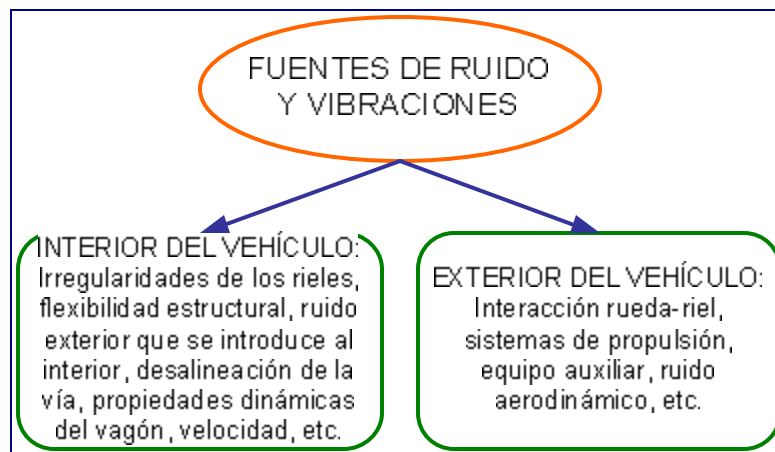
Un desgaste ondulatorio de longitud de onda entre 500 a 1500mm (la longitud característica es de 700mm) y amplitudes de alrededor de 1mm o más, se

presenta por lo general en rieles livianos (no se presenta en rieles con una masa de 60kg/m o más). Este desgaste es producido por la resonancia de las masas no suspendidas del vehículo con la superestructura, sobre todo en las zonas de unión del riel. Este tipo de desgaste debiera generarse en rieles con buena resistencia a la flexión y producidos de acero con límite de plasticidad alto. Ondas largas, de 600 a 2000mm y profundidad de hasta 500 $\mu$ m, por lo general son producidas por una defectuosa rectificación del riel.

Actualmente según las exigencias de la organización UIC, en la recepción de rieles destinados a líneas de rápida circulación, la amplitud de las irregularidades de la banda de rodadura es limitada hasta 0.3mm para una longitud de 3m.

El ruido y las vibraciones percibidas por los pasajeros y operarios de los vehículos ferroviarios, son generadas como se muestra en la figura 10 tanto en el interior como en el exterior del vehículo (gran parte de éstas llegan al interior del vehículo por la estructura del mismo); a continuación se hace una presentación de las fuentes de ruido y vibraciones tomadas del manual de medidas acústicas y control de ruido de Harris, en el capítulo 46 (ruido y vibraciones del transporte por ferrocarril).

Figura 10. Fuentes de ruido y vibraciones



#### 2.4.1. Interior del vehículo

Los trenes urbanos suelen disponer de interiores fabricados con superficies duras fáciles de limpiar, pero incapaces de absorber el sonido. Los niveles sonoros en su interior van normalmente desde los 65 a los 105dB(A) durante trayectos normales y en el interior de túneles. Este amplio rango es debido a las diferencias de construcción y mantenimiento de los ejes de tracción y del vagón, además de la velocidad. En el interior de un vagón, los niveles sonoros son superiores, normalmente entre 3 y 4dB(A) encima de las ruedas que en el centro del vagón.

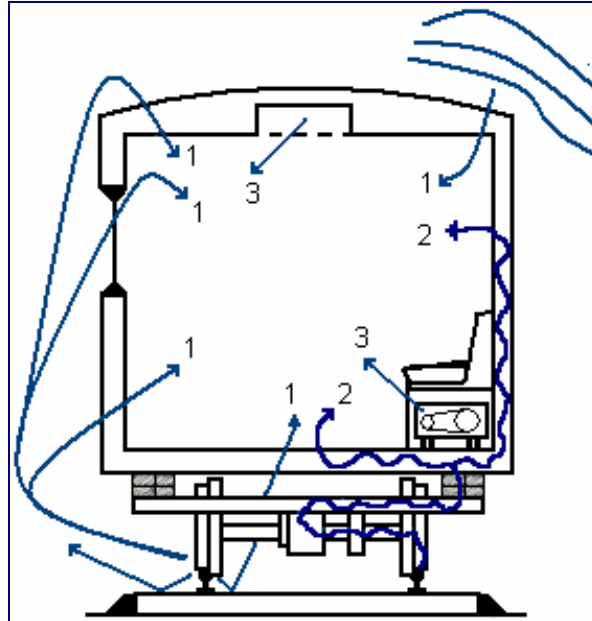
Para ruido interior en los vehículos, se esperan niveles de presión sonora cercanos a los 70dB(A) y para ruido exterior están próximos a 80dB(A), medidos a una distancia de 15m de la fuente moviéndose a 80km/h (INDISA, 1998, 11).

Debido a las imperfecciones de la interfase vía - vehículo, junto con las propiedades dinámicas específicas de los vagones del tren, un conjunto de aceleraciones aleatorias se transmite al cuerpo humano y un poco de incomodidad se genera. Se acepta que para una calidad de la vía dada y un vagón dado, la incomodidad crece con la velocidad, hasta una cierta velocidad en que la respuesta dinámica del vagón repentinamente se estabiliza (Lauriks, 2000, 19).

En la figura 11 se describen las vías de transmisión que pueden seguir los ruidos y las vibraciones hasta llegar a los pasajeros del vagón.



Figura 11. Vías de transmisión de ruidos y vibraciones hasta su llegada a los ocupantes de los vagones.



(1) El sonido en el exterior y las corrientes turbulentas causan una fluctuación de la presión en la cubierta del vagón, parte de la cual es transmitida al interior. (2) Ruedas, motores e instalaciones inferiores del vagón transmiten a través de vías sólidas una vibración estructural a las superficies interiores, que como consecuencia vibran y provocan ruidos en el interior. (3) El sonido generado en el interior del mismo vagón.

Harris, 1995, 46.26

A medias y bajas velocidades, predomina el ruido generado por el contacto rueda riel, pero a velocidades altas la participación de los motores y la transmisión es de igual importancia y en algunos casos son predominantes. La causa de su predominancia se origina debido a que tanto los motores como la transmisión se soportan en los bogies que sustentan la caja de los coches, por eso debe aislarse de la caja que lleva los pasajeros; para ello los diseñadores modernos utilizan la suspensión neumática compensada, con balones de sustentación muy eficaces para interrumpir la transmisión de las vibraciones del bogie a la caja; además, los pisos de los vagones son de diseño rígido (construcción sólida) de buen espesor y cuentan con una capa de material que absorbe el ruido, con el fin de reducir la

transmisión del ruido existente en torno a los bogies hacia el interior del coche y así evitar situaciones molestas para los pasajeros (INDISA, 1998, 12).

#### 2.4.2. Exterior del vehículo

Las fuentes de ruidos de los sistemas ferroviarios se describen normalmente en términos de niveles de presión sonora a una distancia fija de las vías y a una altura fija sobre el terreno. El nivel de potencia sonora y la dirección del sonido, utilizados a menudo para describir otras fuentes de ruido, son difíciles de medir para elementos de gran tamaño como son las locomotoras o los vagones.

Las fuentes de ruido principales son:

- La interacción entre las ruedas y los rieles.
- El sistema de propulsión de vagones y locomotoras.
- El equipo auxiliar.
- Viaductos.
- En el caso de los trenes de alta velocidad, el ruido aerodinámico.

La causa dominante de los ruidos provocados por los trenes en la mayor parte de su gama de velocidades radica en la interacción entre las ruedas y los rieles. Como consecuencia, la mayor parte de la dispersión de datos sobre ruidos de trenes a una velocidad dada se debe a las diferencias en las condiciones de sus ruedas y rieles. El incremento del ruido causado por ruedas y rieles sobre vías tangenciales (o sea, rectas) es por lo general atribuible a irregularidades en la superficie. Los trenes que circulan sobre ruedas lisas y rieles continuos soldados regularmente (sin articulaciones) emiten un ruido constante de banda ancha, llamado a veces ruido de rodadura.

Los trenes modernos están dotados de sistemas de antipatinaje y antibloqueo. El antipatinaje actúa durante el arranque de los trenes evitando el deslizamiento de las ruedas por falta de adherencia y el antibloqueo actúa durante el frenado controlando cualquier detenimiento de las ruedas antes de la parada del tren; en ambos casos se ocasionarán daños en la superficies rodantes, como surcos sobre el riel y plenitudes en las ruedas, que contribuyen al aumento el ruido generado.

Los sistemas modernos utilizan rieles continuos unidos mediante soldadura y fijados a los durmientes con anclajes elásticos; todos estos atributos constructivos reducen la emisión de ruido (INDISA, 1998, 11).

Las irregularidades en rieles y ruedas son casuales de ruido y vibración en la mayoría de los casos, ya que las superficies se hacen más rugosas con el uso. Cuando estas empiezan a parecer, el nivel sonoro con ponderación A aumenta (tabla 6, condiciones 1 y 2). A veces surgen estrías con el desgaste de las superficies de rodamiento del riel, a menudo en curvas o cerca de las estaciones. Una rueda que gire sobre tales superficies está sujeta a oscilaciones casi periódicas que originan unos niveles sonoros mayores que los correspondientes a la rodadura sobre rieles lisos (tabla 6, condición 3).

Cuando existen zonas planas en las ruedas (tabla 6, condición 4) o cuando los vagones ruedan sobre superficies discontinuas del riel, por ejemplo, articulaciones o puntos especiales, como cambios de vía (tabla 6, condiciones 5 y 6), el ruido producido por el rozamiento del riel con las ruedas consiste en una sucesión de impactos de banda ancha, que resuenan normalmente con un tiempo de elevación de 0,01 segundos y una duración de 0,05 segundos (dentro de un rango de 10dB con respecto al máximo).

Tabla 6. Consecuencias del tipo y estado de las ruedas y de los rieles sobre el ruido. Vía tangencial (recta).

Ítem	Condición mas ruidosa	Condición mas silenciosa	Nivel sonoro dB(A)	
			Diferencia típica	Rango
1	Riel soldado sin tratamiento	Riel soldado amolado y liso	4	3 – 6
2	Rueda sin tratamiento	Ruedas rectificadas y lisas	5	3 – 10
3	Riel corrugado	Riel sin ondulaciones	10	5 – 15
4	Ruedas con zonas planas	Ruedas rectificadas y lisas	12	7 – 15
5	Rieles sin soldar	Rieles soldados		
	(a) Vagones de pasajeros		7	2 – 10
	(b) Vagones de mercancías en línea principal		8	0 – 3
	(c) Vagones de mercancías en línea secundaria		6	2 – 8
6	Cambia vía	Sin cambia vía	6	5 – 10
7	Ruedas estándar	Ruedas con amortiguamiento viscoelástico	1	0 – 2
8	Ruedas estándar	Ruedas con anillo de amortiguación	1	0 – 1
9	Ruedas estándar	Ruedas con reborde elástico de montaje	2	0 – 3

Harris, 1995, 46.5

Los sistemas de trenes modernos cuentan con máquinas para rectificar las ruedas y los rieles, para mantener las superficies de rodadura en buen estado, dichas máquinas son conocidas como esmeriladoras o reperfiladoras, en el anexo 7 se presenta los resultados de un estudio realizado en el sistema férreo local, en el cual se hace una comparación entre el ruido generado por el tren antes y después del proceso de reperfilación de los rieles.

Para trenes que circulan en curvas de un radio inferior a unos 100m, el ruido predominante, a menos que se tomen medidas preventivas, es un chirrido de alta frecuencia. La característica dominante del espectro para tal tipo de sonidos es la abundancia de componentes de frecuencias discretas. Las formas del espectro varían considerablemente, incluso para vagones del mismo tipo en la misma curva, o para el mismo vagón en días diferentes. También pueden producirse estos chirridos sobre curvas de radios mayores. El nivel sonoro con ponderación A del chirrido en las curvas en sistemas ferroviarios urbanos (a una distancia de

30m) es de 89dB(A) con oscilaciones dentro de un intervalo de  $\pm 10$ dB(A) para casos individuales.

El ruido de alta frecuencia se produce debido al deslizamiento de las ruedas (además del rodamiento) al girar sobre la curva. El deslizamiento ocurre cuando:

- Un vagón de doble eje convencional mantiene sus ejes paralelos. La ejecución de la curva fuerza a las ruedas del vagón a deslizarse de modo perpendicular a la dirección de rodadura.
- En una curva, la rueda exterior debe recorrer un camino más largo que la interior, pero ambas giran la misma distancia debido a que están unidas por el mismo eje. La diferencia en longitud debe ser compensada con un deslizamiento en dirección paralela al movimiento de rodadura.
- La pestaña de la rueda roza con el riel cuando está cortada adecuadamente en chaflán. Esta oblicuidad puede darse en curvas cerradas.
- A veces se instala un riel de contención en la parte interior de la vía cuando forma una curva, con el fin de ayudar a guiar el vagón en su giro, presionando hacia el centro de la curva en los laterales de las ruedas, provocando como consecuencia un rozamiento.

En cada una de estas condiciones puede chirriar cualquier rueda convencional fabricada en metal. Los factores que afectan la emisión de chirridos son el radio de curvatura, la velocidad del vagón, la geometría y rigidez del bogie, la amortiguación de las ruedas, y las características del rozamiento del contacto con la superficie.

Las frecuencias discretas dominantes corresponden a menudo aproximadamente a las naturales de la rueda cuando no está en contacto con el riel. Como el chirrido en las curvas se produce normalmente debido a la inestabilidad de los elementos

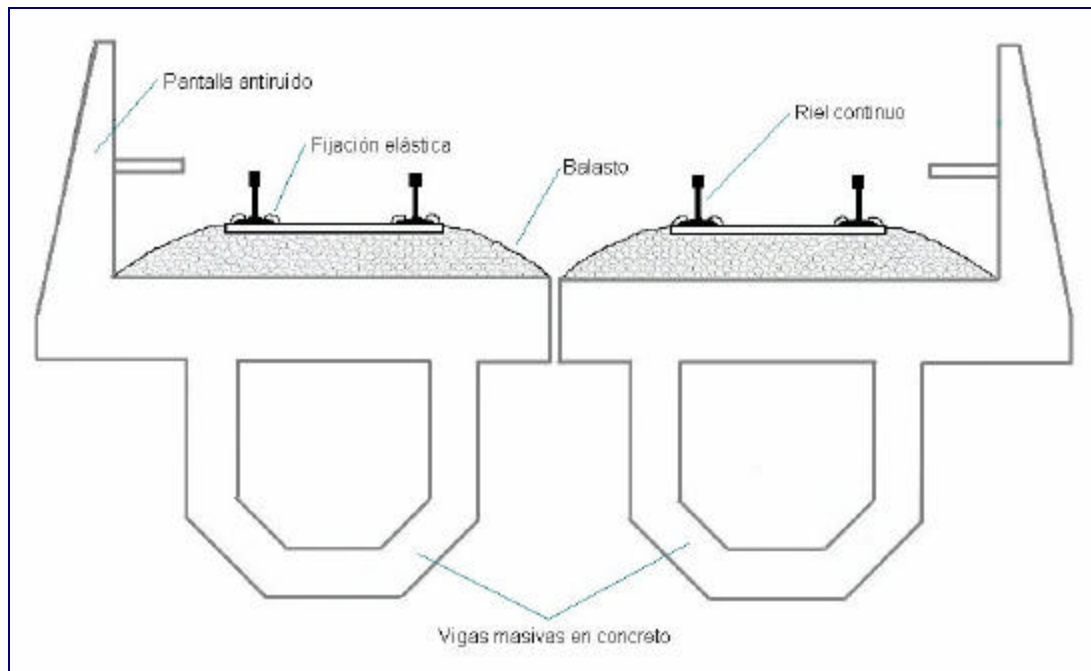
rodantes, puede originarse grandes amplitudes de vibración correspondientes a uno o más modos de vibración naturales de la rueda, particularmente en los modos no planos. Esta vibración tiene como consecuencia la emisión de sonido procedente de las superficies de vibración.

El viaducto como tipo de estructura tiene una influencia definitiva sobre la emisión de ruido de un sistema férreo local, algunos como el de Nueva York, tienen viaductos en estructura metálica con niveles de ruido exagerados. Otros sistemas constructivos usan placas de concreto sobre vigas cajón de acero. Las vigas de cajón de estas estructuras pueden generar resonancias propias con algunos componentes de baja frecuencia, obligando aplicar técnicas de aumento de la rigidez y a la insonorización que incrementan los costos constructivos requiriéndose además evaluaciones de campo (INDISA, 1998, 13).

El mejor sistema constructivo lo conforma la estructura totalmente en concreto con vigas masivas, improbables de resonar a las frecuencias audibles; además son apoyadas sobre placas de elásticas que mejora el comportamiento vibratorio. También se tiene la vía separada del viaducto con balasto que ayuda a reducir la transmisión de vibraciones a las vigas, como se muestra en la figura 12 (INDISA, 1998,13).

Los trenes con mucha velocidad producen solturas en las uniones del riel. Esto puede aumentar el ruido en el vagón incluso en 4dB(A), otra fuente de generación de vibración son las agujas de cambio de vía y cruces. El aumento de la velocidad produce un aumento de las cargas dinámicas de los elementos de la vía y del vehículo (Kozubek, 2002, 3).

Figura 12. Sistema constructivo del viaducto.



INDISA, 1998, 15

## 2.5. ESTUDIOS DEL CONFORT EN SISTEMAS FERROVIARIOS

Los estudios de los vehículos ferroviarios dependiendo del método y las condiciones de realización se pueden dividir en:

- Estudios estacionarios (modelos matemáticos o físicos y estudios de laboratorio).
- Estudios móviles bajo unas condiciones determinadas o normal explotación.

Los estudios estacionarios se realizan a través de modelos matemáticos o físicos, la ventaja los modelos matemáticos, es la facilidad de cambiar los parámetros en un rango muy amplio, utilizando los medios técnicos, la desventaja es que las conclusiones de este modelo pueden estar lejos de la realidad.

El modelo físico consiste en estudiar un prototipo, maqueta o simulador de los vehículos o sus subsistemas o elementos, realizados en diferentes escalas, la ventaja de este modelo es que es independiente de las limitaciones asociadas a una descripción matemática de los fenómenos, la desventaja en cambio es la poca posibilidad de cambiar los parámetros del modelo y encontrar una relación correcta entre el sistema real y las condiciones de estudio.

Los estudios de laboratorio son muy costosos, pero permiten definir muchas características dinámicas e incluso de uso de los vehículos y sus subsistemas en una carga definida. Los estudios móviles permiten definir la influencia del vehículo y sus subsistemas en condiciones cercanas a las naturales, todas estas mediciones se hacen en vehículos especiales de medición.

El método de estudio puede apoyarse en una medición directa o indirecta, o en alguna norma, definiendo las características del experimento para luego hacer el cálculo del confort.

El método de medición de vibración usual consiste en la medición de aceleraciones en el asiento y se ha denominado método directo. A diferencia del método directo el trabajo del comité ERRI B153 se propuso desarrollar un método indirecto de medición de vibración. Este método consiste en (Groll, 1992, 31):

- Medición en condiciones de laboratorio de transmisión (función de paso o transferencia) del asiento.
- Medición en condiciones reales de aceleración exclusivamente en el piso.
- Utilización de la función de transferencia para el cálculo de la respuesta del sistema dinámico, como lo es el asiento a la excitación, lo cual establece las aceleraciones medidas en el piso.



- Cálculo de los indicadores de confort de marcha o grado de daño de la influencia de la vibración en el organismo humano con base en las cantidades calculadas de aceleración en el asiento.

El método indirecto en comparación con el método directo presenta muchas ventajas tales como (Groll, 1992, 31):

- Posibilidades de limitar los costos de los estudios (no es necesario que en los estudios participen “verdaderos pasajeros”).
- Posibilidad de selección, entre todos los asientos ofertados por la industria, muebles de una determinada característica, sin llevar a cabo estudios móviles.
- Posibilidades de analizar y sintetizar el sistema dinámico del asiento, utilizando métodos de simulación, con propósito de optimización de sus características.

Las posibilidades de utilizar el método indirecto exige el cumplir 5 condiciones básicas (Groll, 1992, 32):

- El sistema dinámico pasajero asiento debe ser lineal.
- Las vibraciones que excitan (medidas en el piso) y las respuestas del sistema deben ser estacionarias.
- La influencia de movimientos no controlados del pasajero durante el estudio deben ser eliminados.
- La característica dinámica del asiento debe ser representativa para todos los tipos de excitación.
- El cálculo del confort debe ser posible con base en valores r.m.s de la señal.

Procediendo al estudio de utilizar el método indirecto se asume, que las cuatro primeras condiciones se cumplen, en cambio la quinta limitación es posible bajo la

condición, de que el valor r.m.s de la señal para 5 segundos de los segmentos de medición, no venga calculada con base en la densidad espectral de potencia de señal, sino con base en los valores instantáneos. Esto se relaciona con el hecho de que el estimador de densidad espectral de potencia de la señal para este tipo de segmentos cortos de medición, requiere conservar una resolución de 0.2hz, y por lo general está acompañado de un error del 100%.

No siempre en la realidad estas limitaciones van a ser cumplidas, su afirmación se presenta en el caso de resultados negativos en la utilización de métodos indirectos y con el fin es explicar las causas de diferencia entre resultados (Groll, 1992, 32).

Los parámetros más universales, que caracterizan la intensidad de la vibración en el organismo humano son (Marciniak, 2000, 67):

- Valor promedio cuadrático de la aceleración de la vibración, se obtiene tomando la raíz cuadrada de la media de la suma de los cuadrados de las aceleraciones instantáneas medidas durante el tiempo de medida. Si el valor r.m.s es calculado en un intervalo de tiempo relativamente largo, este se relaciona con la energía de la vibración (Br?el & Kjær, 2).
- Factor de cresta: es la relación del valor máximo de la serie con su valor promedio cuadrático, durante el tiempo de medida, mientras más impulsiva o aleatoria sea la vibración, más alto será su factor de cresta, por lo general este factor no debe sobrepasar de 4. Como se considera que las vibraciones impulsivas son más dañinas que las vibraciones no impulsivas, el factor de cresta es un buen indicador de la severidad de la vibración (Br?el & Kjær, 3).
- Densidad de potencia de la señal de aceleración.
- Curvas de sensibilidad a la vibración.
- Tiempo de exposición del organismo a la vibración.

- Energía de la vibración transmitida al cuerpo de la persona.

Los métodos de medida de confort de viaje se componen de las siguientes fases:

- Mediciones de aceleraciones en unos puntos seleccionados del vehículo.
- Filtrado de la señal con óptimos filtros de corrección.
- Desarrollo de un modelo estocástico adecuado, en el cual las señales de entrada serán las señales de aceleraciones seleccionadas y las señales de salida serán los indicadores de confort.
- Desarrollo de un adecuado modelo psicotécnico apoyado en la sensación de las personas, para el cual las señales de salida serán los indicadores de confort.
- Comparación de los datos de salida de los ambos modelos y optimización del modelo estocástico.

El cambio o aumento de las perturbaciones fisiológicas del cuerpo humano causadas por la influencia de las vibraciones, depende de la cantidad de energía de vibración, la cual es proporcional al tiempo de exposición, a la superficie de contacto del cuerpo con el elemento vibratorio y la intensidad de la vibración. En este punto autores como Marciniak y Czajka han realizado estudios que buscan evaluar la cantidad de energía que absorbe el cuerpo humano.

La energía de la vibración está dada por:

$$E = V^2 |Z| T$$

Donde:

E: energía de la vibración transmitida el cuerpo de la persona [N.m].

T: tiempo de exposición a la vibración [s].

V: velocidad de la vibración en el punto de aplicación de la vibración [m/s].

|Z|: módulo de impedancia en el punto de aplicación de la excitación [N.s/m].

El producto  $V^2$ , es igual a la potencia total (aparente). Se compone por la potencia activa (absorbida por el organismo y gastada en forma de calor) y pasiva, que regresa a la fuente de vibración. El módulo de impedancia está relacionado con la superficie de contacto entre la persona y la fuente superficie vibrante mediante la intensidad de la vibración, definida como el flujo de energía por unidad de tiempo.

$$J = V^2 \frac{|Z|}{S}$$

Donde:

J: Flujo de energía [N/m.s]

V: velocidad de la vibración [m/s]

|Z|: módulo de impedancia [N.s/m]

S: superficie de contacto [m<sup>2</sup>]

Por lo tanto la energía de la vibración transmitida por la superficie de contacto puede determinarse mediante:

$$E = JST$$

La impedancia mecánica es una función inversa de transferencia<sup>5</sup>, dada por la siguiente expresión:

$$Z = \frac{F}{V}$$

Donde:

Z: impedancia mecánica [N.s/m]

---

<sup>5</sup> En el glosario se amplía el concepto de función de transferencia.

F: fuerza transmitida [N]

V: velocidad de la vibración [m/s]

Con lo expuesto anteriormente puede llegarse a la siguiente expresión para la energía de la vibración transmitida a la persona:

$$E = VFT$$

Como criterio de evaluación de la vibración se propone la potencia de dispersión  $Q_R$ , la cual se podría calcular con la siguiente relación (Marciniak, 2000, 69):

$$Q_R = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T F(t) \cdot V(t) dt$$

Donde:

F(t): función temporal de fuerza.

V(t): función temporal de velocidad.

Ambas funciones son evaluadas en el punto de contacto de la persona con la superficie vibrante. Para vibraciones armónicas la percepción de esta, es expresada con la siguiente relación (Czajka, 2000, 23):

$$Q = \left( \frac{E}{E_0} \right)^r$$

Donde:

E: energía de la vibración estudiada.

$E_0$ : energía de referencia, que corresponde al umbral de percepción de la vibración para una frecuencia de 1hz.

r: coeficiente de percepción, por ejemplo, para la percepción del tacto  $r=0.95$ .

Para vibraciones estocásticas (aleatorias) la percepción de la vibración es menor en 6dB, en relación a la percepción de las vibraciones armónicas.

En la transmisión de las vibraciones, desde el lugar en donde se aplican hasta los receptores en el cuerpo humano, algunas bandas de frecuencia se amplifican y otras se debilitan. El siguiente análisis es realizado por Marciniak, quien relaciona las aceleraciones del asiento y la cabeza de la persona con el tiempo de exposición. En la figura 13 se presenta la curva del coeficiente q de transmisión de la vibración en el sistema cabeza–asiento, para vibraciones verticales en una banda de frecuencias de 2 a 6hz, este coeficiente esta dado por:

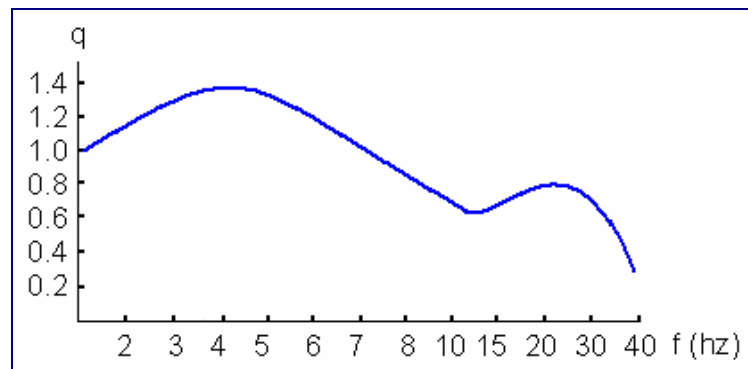
$$q = \frac{A_1}{A_2}$$

Donde:

$A_1$ : amplitud de vibración de la cabeza.

$A_2$ : amplitud de vibración del asiento.

Figura 13. Curva del coeficiente q.



Marciniak, 2000, 67

El coeficiente q en una frecuencia de 4hz equivale a 1.4, esto significa que la vibración en la cabeza es mayor en un 40% a la vibración en el asiento.

Marciniak propone un método de evaluación de la influencia de la vibración sobre las personas, tomando como base en la aceleración de la cabeza, considerando, que la aceleración de la cabeza está relacionada con la aceleración del asiento mediante:

$$S_g = S_s \cdot g_r(w)$$

Donde:

$g_r(w)$  : modulo de la función de transmisión.

$S_s$ : valor promedio cuadrático de la aceleración del asiento.

$S_g$ : valor de la aceleración en la cabeza.

La relación admisible del tiempo de acción de la vibración en el organismo humano se puede terminar mediante:

$$\tau_d^{-1} = \sum \varphi_i \cdot S_{\tau n}^{\alpha_i}$$

Donde:

$\tau_d^{-1}$  : tiempo admisible de exposición [min]

$\varphi_i$  : función que depende de unos coeficientes constantes.

$S_{\tau n}^{\alpha_i}$  : función característica de la frecuencia.

Las ecuaciones anteriores expresan la relación del tiempo admisible de acción de la vibración en el organismo humano con el valor promedio cuadrático de la aceleración del asiento. Una función análoga se puede obtener con base en análisis experimentales que es presentan en la tabla 7 y que se pueden aproximar a la siguiente ecuación:

$$\tau_d^{-1} = 2.96 \cdot 10^{-3} \cdot S_s^{0.827} + 8.51 \cdot 10^{-3} + 0.235 \cdot 10^{-3} \cdot S_s^{6.33}$$

Tabla 7. Tiempo admisible de acción de la vibración en el organismo.

Aceleración del asiento $S_s$ (m/s <sup>2</sup> )	$\tau_d$ (min)		Diferencia entre ambas (%)
	Según los datos de ISO	Según PN(normas polacas)	
0.118	1440	1516	5.3
0.180	960	941	2.0
0.265	600	586	2.3
0.315	480	469	2.3
0.375	378	372	1.6
0.530	240	225	4.6
0.710	150	148	1.3
0.950	96	93.6	2.5
1.180	60	64.5	7.0
1.500	40	40	0.0
1.800	25	25.4	1.6
2.130	16	14.8	7.5
2.360	10	9.91	0.9
2.650	6.3	5.89	6.8

Marciniak, 2000, 71

## 2.6. INFLUENCIA DE LOS SISTEMAS FERROVIARIOS AL AMBIENTE

El transporte ferroviario en comparación con otros medios de transporte representa uno de los menos perjudiciales al ambiente, esto se nota en particular en donde existen vías ferroviarias eléctricas, sin embargo, debido a la masificación de estos sistemas, el aumento de la velocidad de la marcha y la cantidad y carácter de las cargas transportadas, hacen que se presenten nuevos riesgos que no se pueden pasar por alto y los cuales deben ser contrarrestados, Piec presenta el siguiente estudio de la influencia de los vehículos ferroviarios al ambiente.

Entre los riesgos directos en el proceso de utilización de vehículos ferroviarios se pueden calificar:

- Ruidos y vibraciones.



- Emisión de sustancias peligrosas, que resultan tanto del vehículo de tracción como de los elementos transportados.
- Contaminación de las vías ferroviarias.
- Influencia de campos magnéticos y otros.

A diferencia de los vehículos automotores, los vehículos ferroviarios tienen una construcción y funcionamiento diferente, los cuales tienen una influencia sobre el entorno tanto los vehículos de tracción (combustión y eléctricos) como los vagones (pasajeros y carga).

La cantidad de contaminación emitida por las locomotoras de combustión es poca con respecto a la contaminación producida por el transporte automotor, pero mayor a la producida por los vehículos férreos eléctricos, que no producen gases tóxicos que afecten al ambiente, a la comunidad o a los pasajeros.

Los vehículos ferroviarios de combustión, son los más ruidosos de todos los medios de transporte terrestre, debido principalmente al escape. El ruido producido por estos vehículos es muy arduo tanto para pasajeros, personal de servicio en las estaciones y habitantes de edificios ubicados cerca de las líneas y estaciones ferroviarias.

El máximo nivel de ruido generado por medios de transporte en general no debe sobrepasar los 70dB y 80dB. Estos valores se refieren a vehículos nuevos. A medida que envejecen, el nivel de ruido aumenta en varios decibeles.

Como ejemplo se da el nivel de ruido generado por algunos vehículos ferroviarios:

- Tren de pasajeros de combustión para velocidades de 80 a 100km/hr, implica un ruido de 95 a 100dB(A).

- Vehículos de carga con velocidades entre 15 y 20km/h, generan 75dB(A) y para 50km/h alrededor de 85dB(A).
- Pasos en cambiavías o curvas cerradas entre 90 y 100dB(A).

### 3. EVALUACIÓN DEL CONFORT EN SISTEMAS FERROVIARIOS

En el presente capítulo se hace una reseña de las diferentes normas que son usadas en la evaluación del confort en sistemas ferroviarios, mencionando los trabajos realizados en esta área por organizaciones como CEN, UIC e ISO. Luego se presentan los distintos indicadores de confort en trenes establecidos por las instituciones antes mencionadas y algunos otros. Además se presenta una normativa que regula los niveles de ruido y su evaluación. Serán estos los indicadores de confort usados para el análisis del presente proyecto.

La siguiente descripción de la normativa internacional alrededor del confort es desarrollada por Förstberg en su tesis doctoral titulada Ride Comfort and Motion Sickness.

Investigaciones con respecto al confort del pasajero, calidad del viaje o confort del viaje en vías férreas, han generado muchos trabajos analíticos y han sido llevados a cabo desde 1930 y la década de los 40 como los realizados por Helberg y Sperling 1941, Schramm 1937 y Sperling y Betzhold 1956.

Igualmente compañías y organizaciones como UIC, el anterior ORE y el nuevo ERRI, han llevado a cabo investigaciones sobre el confort. Bajo los comités ERRI B153 y luego B207, muchas investigaciones trataron de entender mejor la evaluación del confort tanto en líneas tangentes como curvas (ERRI 1989, ERRI 1993, ERRI 1998, ORE 1986, ORE 1987, ORE 1989a, ORE 1989b, ORE 1990). CEN publicó una norma en borrador basada en la investigación de ORE/ERRI (CEN 1996a, CEN 1999) y ha habido algunas publicaciones de los miembros del comité (CEN 1996a, Cléon 1986 y Cléon y Lauriks 1996). Si bien ISO es responsable de la evaluación del confort para todos los tipos de ambientes en movimiento, no sólo para vehículos férreos, un número específico de normas ISO

aplicadas a vías férreas han sido recientemente publicados (ISO 1996a, ISO 1996b, ISO 1997 e ISO 1999).

Independientemente de ORE y ERRI, las vías férreas Británicas y Suecas han llevado a cabo investigaciones sobre el confort, en particular las perturbaciones del confort sobre curvas. Los japoneses han tenido un trabajo extenso sobre el confort y las náuseas, ambos en trenes de muy alta velocidad y trenes con sistema de inclinación. Un estándar para la predicción de la incidencia al vomito (VI) para aceleraciones verticales ha sido aceptado como el valor debido al mareo por movimiento (MSDV) por ISO (1997).

Comités de ERRI (B153 y B207) investigaron la aplicación de esta norma en las vías férreas, teniendo en cuenta la práctica en ferrocarriles para la estimación de confort. Los comités han publicado varios informes, el resultado más importante fue una propuesta para la evaluación del confort, usando un método aceptado por la UIC.

La comunidad europea publicó la norma CEN ENV 12299 mencionando todos los trabajos europeos recientes en esta área. Las conclusiones de todos los antiguos estudios son integradas en esta norma europea. Sin embargo, las reglas de la evaluación son válidas para vía recta y las reglas de la evaluación publicadas para el viaje sobre curvas circulares y curvas de transición no son mutuamente complementarias.

En el pasado, el confort ha sido calculado para el dominio de las frecuencias y la máxima amplitud de esas frecuencias ha sido multiplicada por su correspondiente factor de ponderación en frecuencia (ISO y  $W_z$ ). Equipos modernos han hecho posible filtrar la aceleración con curvas de ponderación y luego calculan el valor r.m.s sobre un periodo de tiempo (1min) o una longitud de la vía (1km).

Desde 1978 rige la norma ISO 2631 en donde se introducen las evaluaciones de las vibraciones en los organismos humanos, conceptos relacionados con, el confort, la salud, la percepción y el mareo. Luego hubo propuestas de cambio para la norma ISO pero a pesar de asumir nuevos niveles de vibración y filtros de corrección se mantuvo la clasificación antes mencionada (Groll, 1992, 30).

Con base en la norma ISO 2631 de 1978 en Polonia se trabajaron las normas generales de la influencia de las vibraciones en el organismo de las personas y las normas alrededor de la influencia de la vibración en locomotoras eléctricas de dos cabinas, en estas normas se diferencian límites de peligrosidad y límites de daño de la vibración a las cuales están sometidos los operadores de los vehículos de tracción. Esta norma a diferencia de la norma ISO define cual debe ser la dosis admisible de vibración con respecto a la defensa de la salud de las personas, pero desprecian el concepto de confort. Al igual que la norma ISO 2631 la evaluación de la vibración es realizada con respecto a sus valores r.m.s. a de la norma ISO, la norma polaca contiene un mayor parte espectral para evaluar la vibración tales como (Groll, 1992, 30):

- Métodos para la evaluación dosimétrica.
- Método para la evaluación espectral.
- Método para evaluación dosimétrica compleja.

Otros países europeos que se basan en sus propias normas alrededor de la evaluación del confort, pero no acerca de la influencia de la vibración en la salud humana. Se debe citar sobre todo Francia y Gran Bretaña. La norma francesa define el tiempo admisible que puede ser sometida una persona a las vibraciones generales y propone tres niveles admisibles de vibración que tienen importancia para la salud, asumiendo filtros de corrección de acuerdo a la norma ISO 2631. La

norma inglesa define únicamente nivel de confort de viaje tomando en cuenta un mayor número de puntos de medición a los propuestos (Groll, 1992, 31).

En la tabla 8 se muestra los diferentes estándar de confort, aplicables para diferentes condiciones sobre ambientes de vías férreas.

Tabla 8. Algunas normas internacionales para la evaluación del confort del viaje.

Norma o índice de confort	Cantidad a evaluar
Sperling y Betzhold (Wz)	Aceleraciones verticales. Aceleraciones laterales.
Índice de viaje (RI)	Aceleraciones verticales. Aceleraciones laterales.
ISO 2631- 1	Método normal. Método MTVV Método VDV MSDV (enfermedad de movimiento – mareo)**
BSI 6841	Equivalente a la ISO.
UIC 518	Valor máximo de las aceleraciones. Valor r.m.s de las aceleraciones. Aceleración cuasiestática lateral.
CEN ENV 12299:1999	Confort Promedio * $N_{VA}$ : para pasajeros sentados. $N_{VD}$ : para pasajeros parados. $N_{MV}$ : método simplificado.
	Confort local $P_{DE}$ : sobre vías rectas y circulares. $P_{CT}$ : sobre curvas de transición.

\* El confort promedio es medido sobre al menos periodos de cuatro test de 4 minutos cada uno.

\*\* El tiempo necesario para desarrollar el mareo por movimiento (Nausea) es de al menos 10 – 20min sobre circunstancias reales.

(Förstberg, 2000, 19).

### 3.1. ÍNDICE ALEMÁN ( $W_z$ )

La primera norma internacional sobre confort en el viaje y las vibraciones del cuerpo se publicó en 1975, pero ya en 1941 el contorno de confort equivalente se había producido, el cual establece las curvas de ponderación para vibraciones en el rango de frecuencias de 1 a 12hz para personas sentadas. Estas curvas fueron

desarrolladas para convertirse en el Wertungsziffer (Wz), que durante mucho tiempo, se usó ampliamente en las vías férreas europeas, el cual describe la percepción humana de los movimientos de aceleración (Carlbon, 2000, 2).

Wz (índice adimensional) fue originalmente definido para vibraciones sinusoidales, como:

$$Wz = 2.7 \sqrt[10]{a^3 f^5}$$

Donde:

a: amplitud del desplazamiento de un movimiento armónico [cm].

f: frecuencia de vibración [hz].

Ya que el organismo humano reacciona de diferente forma a la vibración de diferentes frecuencias, con base en estudios se introdujo un factor de corrección, que depende de la frecuencia F(f); después de introducir este factor, el indicador de la calidad de marcha se define de la siguiente forma:

$$Wz = 2.7 \sqrt[10]{a^3 f^5 F(f)}$$

Su equivalente para vibraciones armónicas es:

$$Wz = 0.896 \sqrt[10]{\frac{b^3}{f} F(f)}$$

Donde:

F(f): factor de corrección.

a: amplitud del desplazamiento [cm].

b: amplitud de la aceleración en un movimiento armónico [cm/s<sup>2</sup>].

f: frecuencia de la vibración [hz].

Las amplitudes del desplazamiento y de la aceleración, a y b respectivamente, se relacionan de la siguiente manera:

$$b = a(2\pi f)^2$$

La función de sensibilidad de la persona (factor de corrección) se puede definir, como se muestra en la tabla 9.

Tabla 9. Factor de corrección para Wz.

Vibraciones verticales		Vibraciones laterales	
Frecuencias (hz)	F(f)	Frecuencias (hz)	F(f)
0.6 - 5.9	$0.325f^2$	0.5 - 5.4	$0.8 f^2$
5.9 - 20	$400/f^2$	5.4 - 25	$650/f^2$
Por encima de 20	1	Por encima de 25	1

Esta última expresión para Wz no es adecuada para análisis de procesos aleatorios en una banda ancha de frecuencias, de este tipo de procesos son las señales de aceleración que se presentan en los vagones férreos, por tal motivo para el cálculo de los indicadores Wz se utilizan cada vez más instrumentos de medida análogos o digitales.

Debido a la dificultad de medir las vibraciones de bajas frecuencias, en la técnica de medición para determinar el indicador Wz se utiliza amplitud de aceleración. Las aceleraciones en las direcciones vertical y lateral son medidas en el piso del vagón encima del eje trasero.

Ya que la amplitud y frecuencia de las vibraciones del vagón cambian junto con la velocidad de marcha, la medición Wz por lo general es realizada para diferentes velocidades de marcha en un rango de 60km/h hasta la velocidad máxima de operación.



Las vibraciones en el compartimiento dependen también del estado de la vía sobre la cual se mueve el vehículo estudiado; por esta razón, el viaje de medición se presenta por lo menos en segmentos de vía de 2km en el cual el estado de mantenimiento es conocido.

Los resultados de medición son registros de aceleraciones verticales y laterales con sus respectivas demarcaciones de tiempo y camino. Estos registros se leen aproximando su forma a mitades de periodos a vibraciones armónicas. Después estas mitades se agrupan según su amplitud y según su frecuencia. Obteniendo de esta forma, las cantidades usadas en la formula que define el valor discreto del indicador Wz.

$$Wz = 0.896 \sqrt[10]{\frac{1}{2T} \sum_{i=1}^6 \sum_{j=i_{\min}}^{i_{\max}} \frac{F(f_i)}{f_i^2} n_{ij} \cdot b_j^3}$$

Donde:

T: tiempo total de medición [s].

F(f<sub>i</sub>): factor de corrección.

f<sub>i</sub>: frecuencia central de la banda [hz].

n<sub>ij</sub>: numero de medios periodos de vibración en j grupos de amplitud e i bandas de frecuencia.

b<sub>j</sub>: valor de la aceleración para j grupos de amplitud [cm/s<sup>2</sup>].

Los resultados obtenidos de esta forma están acompañados de errores causados no únicamente por la imprecisión de la lectura de los registros, sino sobretodo por los errores del mismo método. De acuerdo con el procedimiento descrito, este método exige dividir la señal en mitades de vibraciones armónicas. Debido a la complejidad de las señales, que se presentan en la realidad, una división precisa es muy difícil, por que no es posible dividir simultáneamente las vibraciones que

aparecen a diferentes frecuencias o simplemente vibraciones no periódicas, y estas precisamente son las que aparecen en los resultados de los estudios.

Se utilizan cada vez más instrumentos análogos en los cuales la señal eléctrica es proporcional a la aceleración en el punto de medición, usando este tipo de instrumentos el índice Wz puede ser calculado mediante la siguiente relación:

$$Wz = 0.896 \sqrt[6.67]{\frac{1}{T} \int_0^T b^2(t) H^2(f) dt}$$

Donde:

$H^2(f)$ : función de ponderación en frecuencia.

$b$ : amplitud de la aceleración [ $\text{cm/s}^2$ ].

$f$ : frecuencia de la vibración [hz].

$T$ : tiempo de medición [s].

La función de ponderación en frecuencia esta dada por:

$$H^2(f) = \left( \frac{F(f)}{f} \right)^{\frac{2}{3}}$$

Modernos equipos han hecho posible filtrar la aceleración con curvas de ponderación y luego calcular el valor r.m.s sobre un periodo de tiempo o una longitud de la vía (por ejemplo 1s ó 1km).

$$Wz = 4.42 \sqrt[6.67]{\frac{1}{T} \int_0^T b_H(t)^2 dt} = 4.42 (b_{H,rms})^{0.3}$$

Donde:

$b_H$ : amplitud de la aceleración ponderada [ $\text{cm/s}^2$ ].

$b_{H,rms}$ : valor eficaz de la aceleración ponderada [ $\text{cm/s}^2$ ].

El índice de viaje  $W_z$ , introducido por Sperling es la manera clásica de evaluar la calidad de viaje en vehículos y el confort del pasajero. Usando herramientas de análisis modernas, el factor  $W_z$  es evaluado multiplicando la función de densidad espectral de potencia (PSD<sup>6</sup>) por el módulo de la función de ponderación e integrando este resultado sobre todo el rango de frecuencias de interés para obtener la varianza en dicha banda, por medio de la siguiente ecuación (Esveld, 2001, 155):

$$\sigma^2 = \int_0^F G_a(f) |H(f)|^2 df$$

Donde:

$\sigma^2$ : varianza en el intervalo de frecuencias de interés, que corresponde con el área bajo la curva del PSD [ $\text{cm/s}^2$ ].

$G_a(f)$ : función de densidad espectral de potencia (PSD), de la aceleración medida en el piso del vehículo [ $\text{cm/s}^2$ ].

$|H(f)|$ : módulo de la función de ponderación  $H(f)$ .

$f$ : frecuencia de la vibración [hz].

Finalmente el indicador  $W_z$  se encuentra mediante:

$$W_z = 0.896(\sigma^2)^{\frac{1}{6.67}} = 0.896 \sqrt[6.67]{\int_0^F G_a(f) |H(f)|^2 df}$$

Para el confort de pasajero las curvas de ponderación están dadas por:

Para la dirección vertical:

---

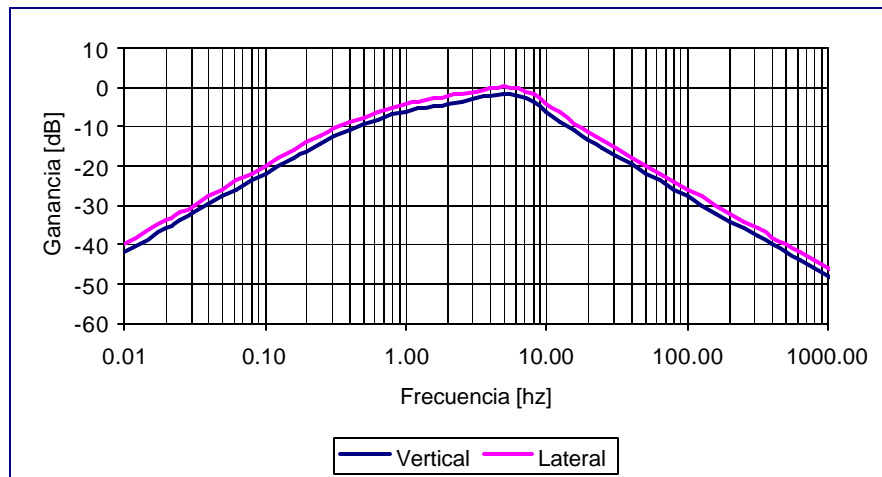
<sup>6</sup> Power Spectral Density.

$$H(f) = H_{CV} = 0.588 \left[ \frac{1.911f^2 + (0.25f^2)^2}{(1 - 0.277f^2)^2 + (1.563f - 0.0368f^3)^2} \right]^{\frac{1}{2}}$$

Para la dirección lateral:

$$H(f) = H_{CL} = 1.25H_{CV}$$

Figura 14. Ponderación en frecuencia para Wz (confort de pasajero)



Förstberg, 2000, D-8

Tabla 10. Índice Wz del confort de pasajero.

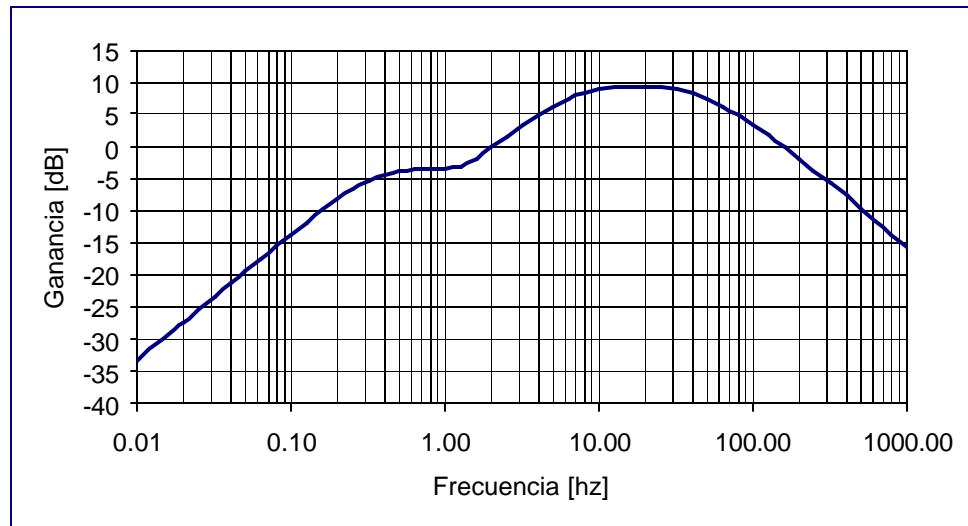
Wz	Confort de pasajero
1	Apenas notable
2	Claramente notable.
2.5	Más pronunciado pero placentero.
3	Fuerte, irregular, pero tranquilamente tolerable.
3.25	Muy irregular
3.5	Extremadamente irregular, no placentero, molesto; prolongada exposición intolerable.
4	Extremadamente no placentero; exposición prolongada nocivo

Förstberg, 2000, D-1

Para el caso de la calidad de marcha del vehículo, las ponderaciones en frecuencia para las direcciones vertical y lateral son las mismas y están dadas por:

$$H(f) = H_{RV} = H_{RL} = 1.14 \left\{ \frac{\left[ (1 - 0.056f^2)^2 + (0.645f^2)^2 \right] (3.55f^2)}{\left[ (1 - 0.252f^2)^2 + (1.547f - 0.00444f^3)^2 \right] (1 + 3.55f^2)} \right\}^{\frac{1}{2}}$$

Figura 15. Ponderación en frecuencia para Wz (confort de viaje)



Förstberg, 2000, D-8

Tabla 11. Índice Wz de la calidad de marcha.

Wz	Calidad de marcha
2.0	Muy buena.
2.0 – 2.50	Buena.
2.5 – 3.00	Suficiente para vehículos de pasajeros.
3.0 – 3.25	Límite para vehículos de pasajeros.
3.0 – 3.50	Suficiente para las locomotoras.
3.5 – 3.75	Límite para las locomotoras.
3.5 – 4.00	Suficiente para vagones de carga.
4.0 – 4.25	Límite para vagones de carga.
4.5	Límite para personas con problemas fisiológicos.
5.0	Riesgo de descarrilamiento.

Förstberg, 2000, D-1

En el anexo 4 se muestran los puntos a partir de los cuales pueden construirse las curvas de ponderación anteriores.

### 3.2. NORMA ISO 2631:1997

A continuación se presenta una serie de consideraciones alrededor de esta norma, basándose principalmente en el documento de MacMillan, Assessment and control of whole-body vibration, y otros autores consultados.

La Norma ISO 2631-1:1997 Mechanical vibration and SOC – evaluation of human exposure to whole body vibration (part 1: general requirements), Vibraciones y choques mecánicos. Evaluación de la exposición humana a las vibraciones globales del cuerpo (parte 1. Requisitos generales), establece criterios de aceptación para las vibraciones en función de su afección a la salud, su percepción, afección al confort y enfermedad por movimiento (Terres, 2004, 65). La evaluación de las vibraciones de cuerpo completo envuelve la evaluación de riesgos asociados con la exposición a la vibración. La norma internacional describe los métodos para evaluar la vibración en relación a la salud humana, interferencias con actividades, incomodidad (falta de confort) y la posibilidad de enfermedad de movimiento (mareo). Los métodos de evaluación se aplican a movimientos transmitidos al cuerpo completo a través de superficies de soporte como son, el piso para una persona parada o para una persona sentada, por los glúteos, pies y espalda. Se consideran aceleración, frecuencia, dirección y duración de las vibraciones transmitidas, así como la localización y duración de las mediciones. La norma no presenta límites de exposición a la vibración pero provee guías que pueden ser usadas como la base para ajustar límites.

Como se mencionó anteriormente, la parte 1 trata las especificaciones generales y los criterios para vibraciones de 1 a 80hz del cuerpo entero. La parte 2 se refiere a la aplicación específica al caso de las vibraciones en edificios en igual rango de

frecuencia, y la parte 3 trata las vibraciones de muy baja frecuencia, 0.1 a 0.63hz, que tiene lugar en vehículos tales como buques o aviones (Miyara, 2005, 1).

Las respuestas humanas a las vibraciones pueden dividirse en vibraciones de cuerpo completo (WBV) y vibraciones transmitidas a las manos (HAV), división dada por ISO 2631-1 a la que hacen referencia muchos de los autores estudiados en particular OIT (2001) y Jönsson (2005).

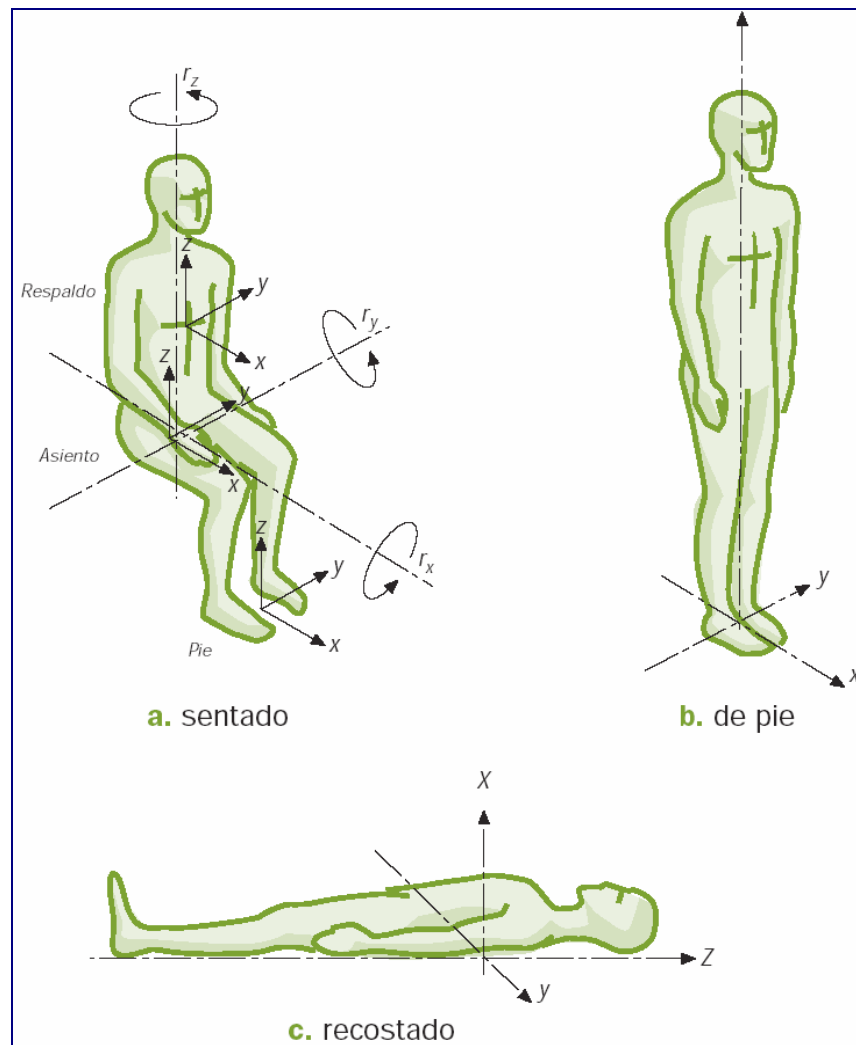
- WBV: ocurren cuando el cuerpo está apoyado en una superficie vibrante (por ejemplo, cuando se está sentado en un asiento que vibra, de pie sobre un suelo vibrante o recostado sobre una superficie vibrante). Las vibraciones de cuerpo completo se presentan en todas las formas de transporte y cuando se trabaja cerca de maquinaria industrial (OIT, 2001, 50.2).
- HAV: son las vibraciones que entran en el cuerpo a través de las manos. Están causadas por distintos procesos de la industria, la agricultura, la minería y la construcción, en los que se agarran o empujan herramientas o piezas vibrantes con las manos o los dedos. La exposición a las vibraciones transmitidas a las manos puede provocar diversos trastornos (OIT, 2001, 50.2).

El origen de este sistema de referencia, denominado biodinámico, se ubica en el corazón. También es posible un sistema basicéntrico, con el origen ubicado en la superficie de apoyo, pero al ser los ejes de ambos sistemas paralelos, su uso no afecta a las componentes de la aceleración (Miyara, 2005, 9).

Las vibraciones pueden producirse en tres direcciones lineales y tres rotacionales. En el caso de personas sentadas, los ejes lineales se designan como eje X (longitudinal), eje Y (lateral) y eje Z (vertical) (los ejes X y Y son los ejes transversales), los movimientos en este último eje son conocidos como empuje. Las rotaciones alrededor de los ejes X, Y y Z se designan como  $r_x$  (balanceo),  $r_y$

(cabeceo) y  $r_z$  (serpenteo), respectivamente. Las vibraciones suelen medirse en la interfase entre el cuerpo y las vibraciones (OTI, 2001, 50.2).

Figura 16. Ejes basicéntricos del cuerpo humano



Arana, 2004, 18

La norma define los medios para evaluar vibraciones periódicas, aleatorias y transitorias, con respecto a las respuestas humanas: salud, confort, percepción y enfermedad de movimiento (mareo). La norma también especifica la dirección y



localización de las mediciones, el equipamiento ha ser usado, la duración de las mediciones y las ponderaciones en frecuencia, así como los métodos para evaluar las mediciones. La norma usa la aceleración como la cantidad primaria de la magnitud de la vibración; en ciertos casos, cuando la vibración es baja y los rangos de frecuencias también lo son, pueden hacerse mediciones de velocidad, para luego ser transformadas en aceleración.

El transductor debe colocarse en la superficie de contacto entre el elemento vibrante y el cuerpo, prefiriéndose el lado del cuerpo en aquellos casos en que existan separadores resilientes (tales como almohadillas, asientos ergonómicos). En algunos casos puede ser conveniente adosar el transductor a una chapa metálica liviana en contacto con el cuerpo (Miyara, 2005, 10).

Para vibración vertical en el asiento (eje Z), la aceleración ponderada  $W_k$  tiene gran sensibilidad en el rango de 4 a 13hz, para vibraciones horizontales en el asiento (ejes X y Y), la aceleración ponderada  $W_d$  tiene gran sensibilidad en el rango de 0.5 a 2hz.

En la evaluación del mareo, las ponderaciones  $W_k$ ,  $W_d$ ,  $W_c$ ,  $W_e$  y  $W_j$  son usadas para un rango de frecuencias de 0.5 a 80hz, mientras que la ponderación  $W_f$  es usada para un rango de 0.1 a 0.5hz. La norma requiere que la evaluación incluya mediciones de la aceleración r.m.s ponderada, expresada en  $m/s^2$  para vibraciones traslacionales y en  $rad/s^2$  para vibraciones rotacionales.

Los efectos de la vibración sobre el confort para una persona expuesta a vibraciones periódicas, aleatorias o transitorias se evalúan en un rango de frecuencias de 0.5 a 80hz, son usadas las ponderaciones en frecuencia  $W_c$  (espaldar),  $W_d$  (ejes X y Y),  $W_e$  (rotacional),  $W_j$  (bajo la cabeza para una persona acostada) y  $W_k$  (eje Z).

Las tablas 11 y 12 muestran una guía de selección de las curvas de ponderación dependiendo del efecto a evaluar, salud, confort, percepción o mareo.

Tabla 12. Guía para la aplicación de las curvas de ponderación frecuencial para las principales ponderaciones.

Ponderación frecuencial	Salud	Confort	Percepción	Mareos
Wk	Eje Z; asiento	Eje Z; asiento Eje Z; de pie Recostado vertical Ejes X, Y y Z; pie (sentado)	Eje Z; asiento Eje Z; de pie Recostado vertical	-----
Wd	Eje X; asiento Eje Y; asiento	Eje X; asiento Eje Y; asiento Ejes X y Y; de pie y espaldar Recostado horizontal	Eje X; asiento Eje Y; asiento Ejes X y Y; de pie Recostado horizontal	-----
Wf	-----	-----	-----	Vertical

Arana, 2004, 17

Tabla 13. Guía para la aplicación de las curvas de ponderación frecuencial para factores de ponderación adicionales.

Ponderación frecuencial	Salud	Confort	Percepción	Mareos
Wc	Eje X; espalda sentado	Eje X; espalda sentado	Eje X; espalda sentado	-----
We	-----	Ejes rx, ry y rz; asiento	Ejes rx, ry y rz; asiento	-----
Wj	-----	Recostado vertical	Recostado vertical	-----

Arana, 2004, 18

Las figuras 17 y 18 muestran las ponderaciones en frecuencia principales y adicionales dadas por la norma, en el anexo 3 se presentan los puntos a partir de los cuales se construyen las curvas.

Figura 17. Curvas de ponderación principales.

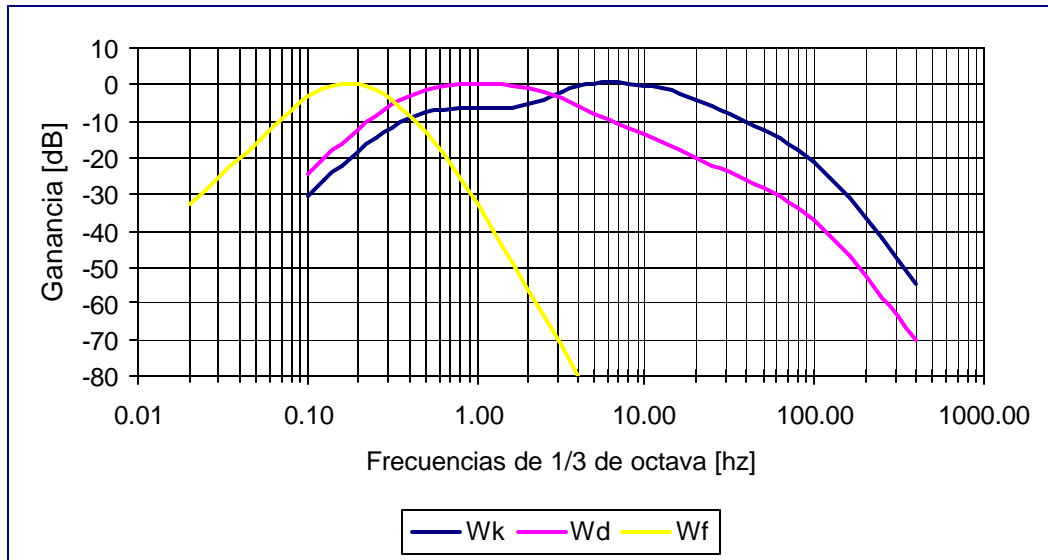
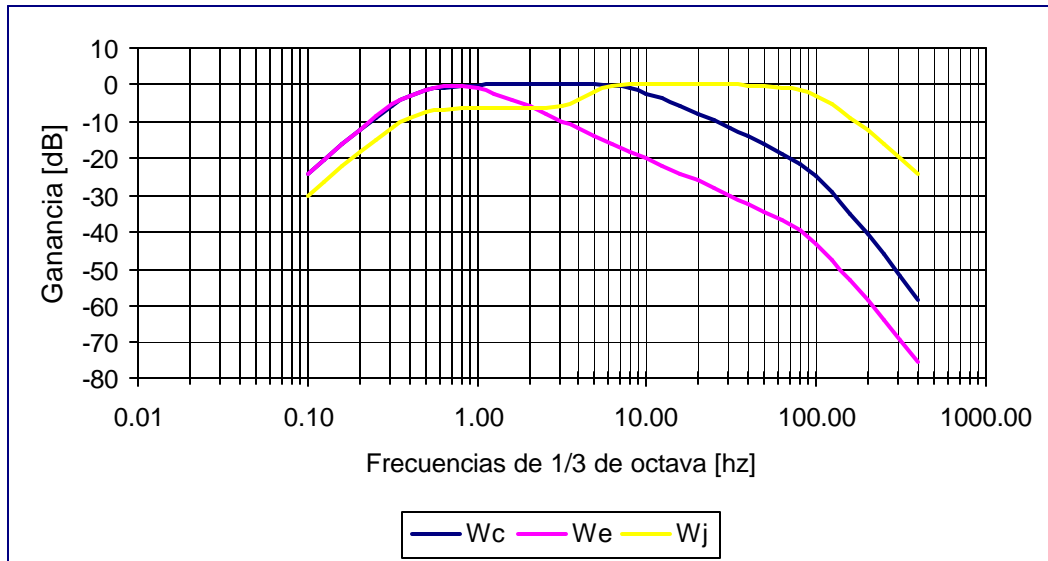


Figura 18. Curvas de ponderación adicionales.



Diferentes versiones previas de la norma publicadas en 1974 y 1985, y la reciente ISO 2631-1 (1997), presentan ecuaciones de alto orden para describir las curvas de ponderación, sin embargo ponderaciones de bajo orden aproximadas son

preferidas en aplicaciones prácticas, facilitando el procesamiento de los datos mediante la programación en computador.

Muchos autores han propuesto funciones de transferencia para las curvas de ponderación dadas en la norma ISO, Zuo propone las siguientes funciones de transferencia para las ponderaciones en frecuencia principales, con  $s = 2\pi jf$  :

$$W_k^{(5)}(s) = \frac{87.72s^4 + 1138s^3 + 11336s^2 + 5453s + 5509}{s^5 + 92.6854s^4 + 2549.83s^3 + 25969s^2 + 81057s + 79783}$$

$$W_d^{(4)}(s) = \frac{12.66s^3 + 163.7s^2 + 60.64s + 12.79}{s^4 + 23.77s^3 + 236.1s^2 + 692.8s + 983.4}$$

$$W_f^{(5)}(s) = \frac{0.1457s^4 + 0.2331s^3 + 13.75s^2 + 1.705s + 0.3596}{s^5 + 7.757s^4 + 19.06s^3 + 28.37s^2 + 18.52s + 7.230}$$

El resultado final de una evaluación se obtiene ponderando los resultados obtenidos para cada banda de tercio de octava por los factores de ponderación de los filtros mostrados en las figuras anteriores, mediante la expresión (Arana, 2004, 20):

$$a_w = \sqrt{\sum_i (W_i a_i)^2}$$

Donde:

$a_w$ : aceleración ponderada en frecuencia [ $m/s^2$ ].

$W_i$ : factor de ponderación para la banda de tercio de octava  $i$ .

$a_i$ : valor eficaz (r.m.s) de la aceleración para la banda de tercio de octava  $i$  [ $m/s^2$ ].

La ecuación anterior está expresada en el dominio de la frecuencia, la expresión equivalente en el dominio del tiempo es (Arana, 2004, 20):

$$a_w = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T a_w^2(t) dt}$$

Donde:

$a_w(t)$ : aceleración ponderada [ $m/s^2$ ] ó [ $rad/s^2$ ].

T: duración de las mediciones [s].

Cuando se evalúan los efectos sobre el confort todas las direcciones relevantes de vibración deben ser incluidas y un valor total global de la vibración se obtiene, mediante:

$$a_w = \sqrt{k_x^2 a_{wx}^2 + k_y^2 a_{wy}^2 + k_z^2 a_{wz}^2}$$

Donde:

$a_{wx}$ ,  $a_{wy}$  y  $a_{wz}$ : aceleraciones r.m.s. ponderadas sobre los ejes X, Y, Z respectivamente.

$k_x=1.4$ ,  $k_y=1.4$  y  $k_z=1.0$

A igual aceleración, la respuesta es 1,4 veces mayor en los ejes transversales, en comparación con el eje longitudinal. Para efectos de la aplicación de criterios, se obtiene la magnitud del vector aceleración, luego este es multiplicado por un factor de 1,4 para las componentes transversales de la aceleración ponderada (Miyara, 2005, 11).

El valor r.m.s. global de la aceleración ponderada en frecuencia puede ser comparado con la siguiente guía.

Antes de hacer la comparación es importante recordar que reacciones de varias magnitudes de vibración dependen de varios factores como son la expectativa de

confort, molestia y tolerancia. Por lo tanto, los valores anteriores deben ser tratados solo como guías.

Tabla 14. Sensación de confort según la aceleración ISO 2631-1.

Aceleración (m/s <sup>2</sup> )	Sensación de confort
< 0,315	Confortable
0,315 - 0,630	Un poco inconfortable
0,500 - 1,000	Bastante inconfortable
0,800 - 1,600	Inconfortable
1,250 - 2,500	Muy inconfortable
> 2,000	Extremadamente Inconfortable

Terres, 2004, 66

La norma recomienda varios métodos de cálculo de las aceleraciones ponderadas dependiendo de las características de la vibración, para esos tipos de vibración que contienen impactos, cuando el factor de cresta es mayor a 9, se recomienda un método adicional de evaluación como el valor máximo de la vibración transitoria (MTVV) o el método del valor máximo de la dosis de vibración (VDV), si el factor de cresta es menor o igual a 9, el método básico de evaluación es normalmente suficiente.

En situaciones donde la vibración es transitoria, por ejemplo, cuando es de corta duración causada por impulsos, el r.m.s desestima la vibración y por eso el factor de cresta (valor pico máximo dividido por el r.m.s) describe mejor la vibración.

- Método MTVV: este método toma en consideración impulsos ocasionales y vibraciones transitorias mediante el uso de una corta integración de tiempo constante:

$$\text{MTVV} = \max[a_w(t_o)]$$

$$a_w(t_o) = \sqrt{\frac{1}{\tau} \int_{t_o-\tau}^{t_o} (a_w(t))^2 dt}$$

Donde:

$a_w(t)$ : aceleración instantánea ponderada en frecuencia.

$\tau$ : tiempo de integración, normalmente de 1s.

$t$ : tiempo (variable de integración).

$t_o$ : tiempo de observación (tiempo instantáneo).

- Método VDV: este método es más sensible a picos que el método básico de evaluación, porque usa una cuarta potencia instantánea de una segunda potencia de un registro histórico de aceleración. El valor de dosis de la cuarta potencia de la vibración es expresado en  $m/s^{1.75}$  o  $rad/s^{1.75}$ .

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

Donde:

VDV: valor de dosis de vibración.

$a_w(t)$ : aceleración instantánea ponderada en frecuencia.

T: duración de la medición.

- Método MSDV: es usado para evaluar el valor de dosis de enfermedad por movimiento, la aceleración r.m.s ponderada es determinada para el eje Z sobre un rango de frecuencias de 0.1 a 0.5hz, una ponderación simple en frecuencia  $W_f$  se recomienda. Existen dos métodos alternativos de cálculo:

Mediciones sobre todo el periodo de exposición

$$MSDV_z = \sqrt{\int_0^T [a_w(t)]^2 dt}$$

Donde:

MSDV<sub>Z</sub>: es el valor de la dosis de mareo.

$a_w(t)$ : aceleración ponderada en frecuencia en la dirección Z.

T: periodo total de tiempo durante cada movimiento que pueda ocurrir [s].

### 3.3. NORMA CEN ENV 12299

La norma CEN ENV 12299:1999 (Railway applications – ride comfort for passengers – measurement and evaluation), es un método estadístico, tomando en cuenta la distribución de los valores r.m.s muestreados, de las aceleraciones ponderadas (Förstberg, 2000, D-3).

La norma hace diferencia entre dos tipos de confort:

- Confort promedio: evalúa el confort en el lapso de 5min, tomando el valor r.m.s cada 5s. En principio el confort promedio puede ser evaluado para todos los tipos de vías, pero las medidas son sólo válidas para vías principalmente rectas y no lo son en vías que contienen un número relativamente alto de curvas (Lauriks, 2003, 9).

Los criterios definidos para el confort promedio son:

$N_{VA}$ : confort promedio para pasajeros sentados.

$$N_{VA} = 4(a_{ZP95}^{Wb}) + 2\sqrt{(a_{YA95}^{Wd})^2 + (a_{ZA95}^{Wb})^2} + 4(a_{XD95}^{Wc})$$

$N_{VD}$ : confort promedio para pasajeros parados.

$$N_{VD} = 3\sqrt{16(a_{XP50}^{Wd})^2 + (a_{YP50}^{Wd})^2 + (a_{ZP50}^{Wb})^2} + 5(a_{YP95}^{Wd})$$

$N_{MV}$ : confort promedio por método simplificado.



$$N_{MV} = 6\sqrt{(a_{XP95}^{Wd})^2 + (a_{YP95}^{Wd})^2 + (a_{ZP95}^{Wb})^2}$$

Donde:

a: Aceleración r.m.s medida en dirección X,Y o Z.

W<sub>i</sub>: Filtro de ponderación

i=b, dirección vertical Z, de acuerdo a ISO 2631.

i=d, dirección horizontal (X,Y) , de acuerdo a ISO 2631.

i=c, dirección horizontal X espaldar, de acuerdo a ISO 2631.

X,Y y Z: dirección del acelerómetro (X,Y o Z)

P: acelerómetro montado sobre el piso.

A: acelerómetro montado sobre la interfase del asiento (direcciones Y y Z)

D: acelerómetro montado sobre la interfase del espaldar (dirección X)

50: percentil 50% de la distribución de los valores r.m.s. pesados muestreados cada secuencia de 5 segundos durante un test de 5 min.

95: percentil 95% de la distribución de los valores r.m.s. pesados muestreados cada secuencia de 5 segundos durante un test de 5 min.

Tabla 15. Evaluación del confort promedio según CEN ENV 12299:1999.

Índice	Evaluación
N < 1	Muy confortable
1 = N = 2	Confortable
2 = N = 4	Medio
4 = N = 5	Inconfortable
5 = N	Muy inconfortable

Förstberg, 2000, D-3

- Confort local: El confort local evalúa la comodidad en situaciones locales sobre un periodo de un máximo a unos pocos segundos. El confort con respecto a eventos discretos locales, puede ser usado para describir el comportamiento en puntos y cruces, curvas de transición y curvas circulares (esta es una

propuesta no obligatoria de la norma CEN). Los criterios que lo definen son (Lauriks, 2003, 14):

$P_{CT}$ : confort sobre curvas de transición.

$$P_{CT} = \text{Max}(A.\ddot{y} + B.\dot{\ddot{y}} - C; 0) + D.\dot{\phi} \text{ [%]}$$

Donde:

$\ddot{y}$ : aceleración lateral máxima absoluta en el cuerpo del carro de la entrada de la curva de transición hasta su fin (+1.6seg) [%g].

$\dot{\ddot{y}}$ : sacudida lateral máxima absoluta sobre la curva de transición, calculada como  $\text{max}(\ddot{y}(t + 1) - \ddot{y}(t))$  (señal filtrada con un filtro paso bajo de 2hz), [%g/seg].

$\dot{\phi}$ : máxima velocidad absoluta de balanceo sobre la curva de transición [°/seg].

A,B,C y D: constantes que dependen de la posición de la persona, son mostradas en la tabla 15.

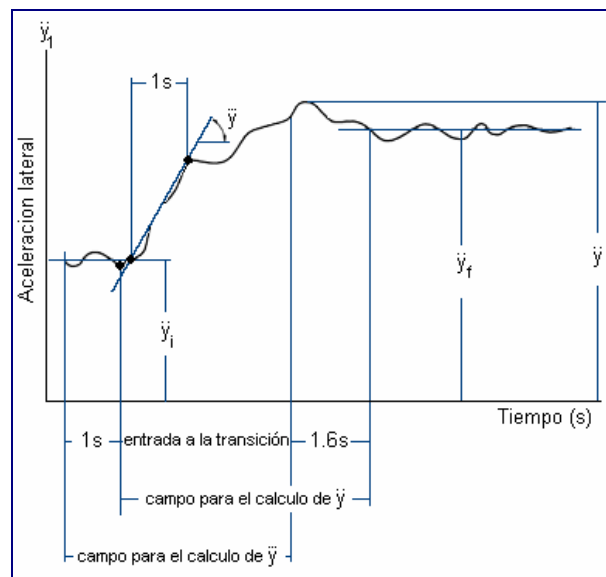
Tabla 16. Constantes para el cálculo de  $P_{CT}$ .

	A	B	C	D	E
Parado	2.80	2.03	11.10	0.185	2.283
Sentado	0.88	0.95	5.90	0.120	1.626

Förstberg, 2000, D-4

La figura 19 muestra la definición de la máxima aceleración lateral absoluta y la máxima sacudida absoluta para el cálculo de  $P_{CT}$ .

Figura 19. Determinación de las cantidades  $\ddot{y}$  y  $\ddot{y}_f$  para el cálculo de  $P_{CT}$ .



Förstberg, 2000, D-5

$P_{DE}$ : confort en eventos discretos sobre vías rectas y circulares.

$$P_{DE} = a \cdot \ddot{y}_P + b \cdot \ddot{y}_m - c \quad [\%]$$

Donde:

$\ddot{y}_m$ : valor absoluto del valor medio de la aceleración lateral, medida en una ventana de tiempo de 2s y filtrada con un filtro pasa bajo de 2hz, [%g].

$\ddot{y}_P$ : valor pico a pico de la aceleración lateral bajo la misma ventana de tiempo y filtrada con un filtro pasa baja de 2hz. [%g].

a, b y c: constantes que dependen de la posición de la persona, las cuales son mostradas en la tabla 17.

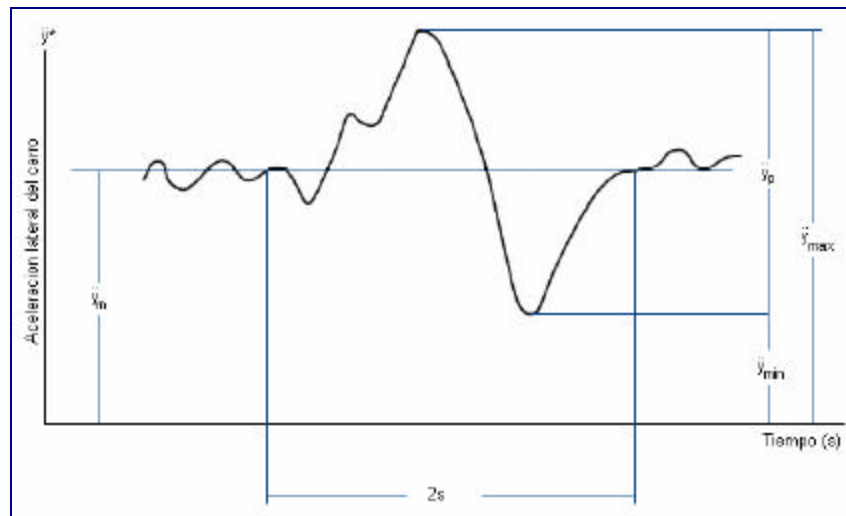
Tabla 17. Constantes para el cálculo de  $P_{DE}$ .

	a	b	C
Parado	1.63	2.65	37.0
Sentado	0.83	1.28	21.7

Förstberg, 2000, D-4

La figura 20 muestra la definición del valor pico a pico y el valor máximo del valor medio de la aceleración lateral en el cálculo de  $P_{DE}$ .

Figura 20. Determinación de las cantidades  $\ddot{y}_p$  y  $\ddot{y}_m$  para el cálculo de  $P_{DE}$ .



Förstberg, 2000, D-5

### 3.4. NORMA UIC 518

La Norma UIC 518 (Testing and approval of railway vehicles from the point of view of their dynamic behaviour, safety, track fatigue and ride quality), entrega unos valores límite de aceleración al evaluar el comportamiento de la marcha. Estos

valores son aplicables a vehículos de pasajeros con suspensión en condiciones normales (UIC, 2003, 30).

- Valores máximos de las aceleraciones:  $(\ddot{y}_q^*)_{lim} = 2.5m/s^2$   $(\ddot{z}_q^*)_{lim} = 2.5m/s^2$
- Valores r.m.s. para las aceleraciones:  $(s\ddot{y}_q^*)_{lim} = 0.5m/s^2$   $(s\ddot{z}_q^*)_{lim} = 0.75m/s^2$
- Aceleración cuasiestática lateral:  $(\ddot{y}_{qst}^*)_{lim} = 1.5m/s^2$

La tabla 17 muestra los puntos de medición especificados por la norma, para la evaluación del comportamiento de la marcha (confort).

Tabla 18. Puntos de medición

Dato	Punto de medición	Descripción
$\ddot{y}_1^*$	Piso de la caja a lo largo del eje longitudinal, sobre el primer bogie.	Aceleraciones laterales (m/s <sup>2</sup> )
$\ddot{y}_4^*$	Piso de la caja a lo largo del eje longitudinal, sobre el segundo bogie.	
$\ddot{z}_1^*$	Piso de la caja a lo largo del eje transversal, sobre el primer bogie.	Aceleraciones verticales (m/s <sup>2</sup> )
$\ddot{z}_4^*$	Piso de la caja a lo largo del eje transversal, sobre el segundo bogie.	

El procesamiento para la evaluación de las cantidades mencionadas anteriormente es un proceso automatizado basado en registros. Las frecuencias de muestreo deben ser al menos de 200hz. El procesamiento se ejecuta para cada una de las tres zonas de pruebas presentadas en la tabla 19 (UIC, 2003, 24).

La tabla 18 presenta la determinación de cantidades estadísticas a utilizar (método normal).

Tabla 19. Determinación de cantidades estadísticas

Cantidad de evaluación	Filtrado antes de procesar (frecuencia de corte)	Procesamiento estadístico por sección (percentil que se debe utilizar)	Procesamiento estadístico por zona de prueba (agrupación de datos)			K
			Vía tangente	Curvas grandes radios	Curvas pequeños radios	
$\ddot{y}_q^*$ y $\ddot{z}_q^*$ extremos I y II	0.4 – 10hz*	$F_1=0.15\%$ $F_2=99.85\%$	Para cada cantidad y cada extremo, un total de $ X_i(F_1) $ y $X_i(F_2)$			2.2
		Valores r.m.s. $s\ddot{y}_q^*$ y $s\ddot{z}_q^*$	Para cada cantidad y cada extremo, valores r.m.s.			2.2
$\ddot{y}_{qst}^*$ extremos I y II	20hz**	$F_0=50\%$	-----	Para cada extremo un total de: - sobre la derecha $X_i(F_0)$ - sobre la izquierda $ X_i(F_0) $	0	

\* Filtro pasa banda de -3dB, gradiente =24dB/octava, tolerancia de  $\pm 0.5$ dB dentro de la banda,  $\pm 1$ dB fuera de la banda.

\*\* Filtro pasa banda de -3dB, gradiente =24dB/octava, tolerancia de  $\pm 0.5$ dB hasta la frecuencia de corte,  $\pm 1$ dB más allá de ese valor.

$F_0$ : Centil correspondiente al 50% de la función de distribución de un parámetro para cada sección de vía dada (%).

$F_1$ : Centil correspondiente al 0.15% de la función de distribución de un parámetro para cada sección de vía dada (%).

$F_2$ : Centil correspondiente al 99.85% de la función de distribución de un parámetro para cada sección de vía dada (%).

$X(F_n)$ : Valor estadístico del parámetro x correspondiente al centil  $F_n$ .

UIC, 2003, 56

El máximo valor estimado de una evaluación se calcula usando un método de procesamiento estadístico unidimensional, bajo este método se debe calcular primero los siguientes parámetros (UIC, 2003, 65):

- Media aritmética  $\bar{x}$ .
- Desviación estándar S.

Tabla 20. Zonas de prueba

Zonas de prueba		Velocidad de Prueba	Insuficiencia de peralte	Numero de secciones*	Longitud de cada sección
Vías Tangentes y con grandes radios de curva		$V=1.1V_{lim}$ $V_{min}=V_{lim}+10\text{km/hr}$ $Tol=\pm 5\text{km/hr}$	$l=40\text{mm}$	$N=25$	$L=250\text{m}, V_{lim}=220\text{km/hr}$ $L=500\text{m}, V_{lim}>220\text{km/hr}$ $Tol= 10\% L_{min}=N.l=10\text{km}$
Curvas de grandes radios	Secciones de curva completa.	$V_{lim}=V=1.1V_{lim}$ $Tol=\pm 5\text{km/hr}$	$0.75l_{adm}=l=1.1l_{adm}$ (N1) $l=1.1l_{adm}$ (N2) $Tol=\pm 0.05l_{adm}$	$N1=25$ $N2=0.2N1$	$L=100\text{m}, V_{lim}=140\text{km/hr}$ $L=250\text{m}, 140=V_{lim}=220\text{km/hr}$ $L=500\text{m}, V_{lim}>220\text{km/hr}$ $V=160\text{km/hr}, L=100\text{m}$ $Tol=10\% L_{min}=N.L=10\text{km}$
	Secciones con curvas de transición.		- Incluye todas las curvas de transición relevantes para las curvas seleccionadas. - Secciones individuales por transición.		
Curvas de pequeños radios**	$400\text{m}=R=600\text{m}$ $R_{prom}=500\pm 50\text{m}$	$80\text{km/hr}<V<120\text{km/hr}$	$0.75l_{adm}=l=1.1l_{adm}$ (N1) $l=1.1l_{adm}$ (N2) $Tol=\pm 0.05l_{adm}$	$N1=50$ $N2=0.2N1$	$L=100\text{m}$ $Tol=10\%$
	$250\text{m}=R=400\text{m}$ $R_{prom}=300_{-20}^{+30}\text{m}$		$N1=25$ $N2=0.2N1$		

\* Se aplica solo el método de procesamiento estadístico unidimensional

\*\* Las curvas de transición también deben ser analizadas separadamente, lo que resulta en un total de cuatro operaciones de procedimiento. Es necesario separar el procesamiento de las transiciones relevantes para las curvas seleccionadas en cada categoría.

$l_{adm} = 150\text{mm}$  (II- Trenes de pasajeros, diseño convencional) Apéndice C: Insuficiencia de peralte

UIC, 2003, 13-16

Para las cantidades  $X_i$  agrupadas como se especifica en la tabla 18, estos valores estadísticos sirven para determinar el valor máximo estimado, usando la siguiente ecuación (UIC, 2003, 65):

$$\hat{X}_{\max} = \bar{X} + kS$$

Donde  $k$  es un factor que depende, entre otras cosas del nivel de confianza seleccionado y es dado en la tabla 18 (UIC, 2003, 65).

### 3.5. ÍNDICE BRITÁNICO (RI)

El índice de viaje RI es la versión Británica del índice alemán Wz. En la tabla 20, se presentan los límites sugeridos para RI al evaluar el confort de pasajeros

Tabla 21. Índice del viaje (RI)

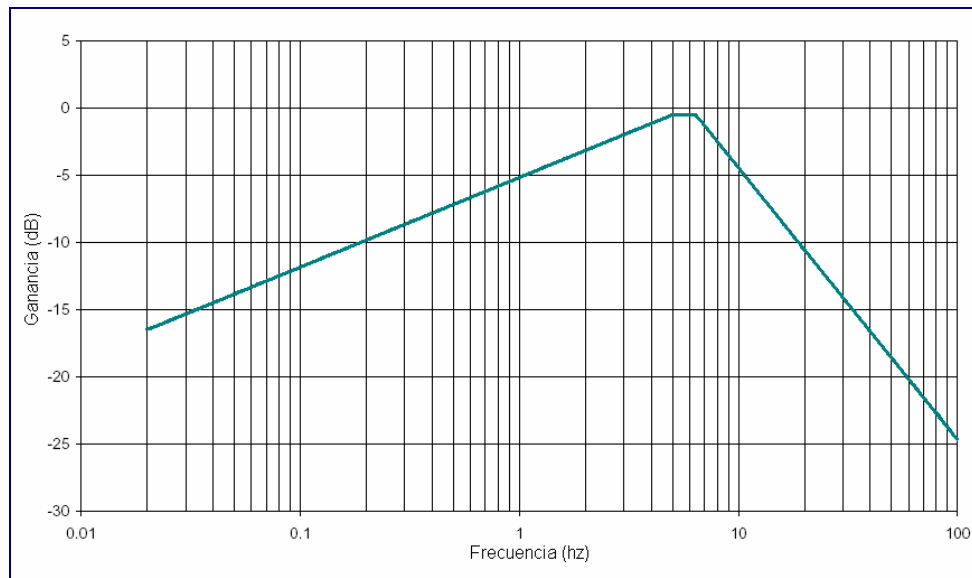
RI	Confort de pasajero
1.0	Muy bueno
1.5	Casi muy bueno
2.0	Bueno
2.5	Casi bueno
3.0	Satisfactorio
3.5	Apenas satisfactorio
4.0	Tolerable
4.5	Intolerable
5.0	Peligroso

Förstberg, 2000, D-2

La figura 21, presenta el filtro de ponderación para el índice RI en un rango de 0.02 a 100hz.



Figura 21. Ponderación en frecuencia para RI



Förstberg, 2000, D-8

Índice de viaje vertical:

$$RI_z = 7.5(a_{rms})^{0.3} \left( \frac{f_c}{5.9} \right)^{\frac{1}{3}} \quad f_c \leq 5.9\text{Hz}$$

$$RI_z = 7.5(a_{rms})^{0.3} \left( \frac{5.9}{f_c} \right) \quad f_c > 5.9\text{Hz}$$

Índice de viaje lateral:

$$RI_y = 8.1(a_{rms})^{0.3} \left( \frac{f_c}{5.9} \right)^{\frac{1}{3}} \quad f_c \leq 5.9\text{Hz}$$

$$RI_y = 8.1(a_{rms})^{0.3} \left( \frac{5.9}{f_c} \right) \quad f_c > 5.9\text{Hz}$$

Donde:

$a_{rms}$ : Aceleración r.m.s en banda de octava [g].

$f_c$ : Frecuencia central de banda de octava [hz].

### 3.6. NORMA BSI 6841:1987

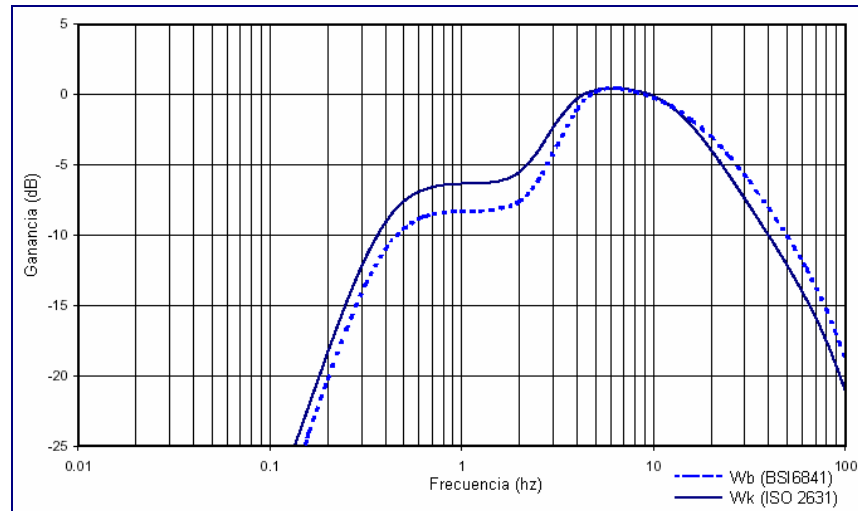
La norma Británica 6841 (BSI 1987b), es una norma alternativa a la norma internacional ISO 2631, la cual propone una metodología para la evaluación de la exposición del cuerpo humano a la vibración. La norma es aplicable a la vibración global del cuerpo humano en un rango de frecuencias comprendido entre 0.5 a 80hz (Corradi, 6).

La adquisición, el posicionamiento de los transductores y la dirección de medición, es semejante a los previstos por ISO. El cambio reside en el tratamiento de los datos adquiridos, la norma prevé la ponderación de la aceleración medida con un filtro en frecuencia del tipo Butterworth, con una asíntota de 12dB por octava, entre 0.4 y 100hz. Se tienen entonces, para la aceleración vertical  $W_b$  y para la lateral  $W_d$ . En la figura 22 se muestra la ponderación  $W_b$  de BSI, comparada con la ponderación  $W_k$  de ISO (Corradi, 6).

El valor r.m.s de las aceleraciones en cada eje puede combinarse con la siguiente formula, que define un valor único, que representa una estimación del nivel de vibración relativo al punto de medida, la norma presenta unos valores indicativos limites del nivel de vibración.

$$a = \sqrt{a_{xw}^2 + a_{yw}^2 + a_{zw}^2}$$

Figura 22. Comparación de las ponderaciones en frecuencia para aceleraciones verticales según ISO2631 y BSI 6841



Förstberg, 2000, D-7

Tabla 22. Sensación de confort según la aceleración BSI 6841:1987.

a (r.m.s) (m/s <sup>2</sup> )	Sensación de confort
< 0,315	Confortable
0,315 - 0,630	Un poco inconfortable
0,500 - 1,000	Bastante inconfortable
0,800 - 1,600	Inconfortable
1,250 - 2,500	Muy inconfortable
> 2,000	Extremadamente Inconfortable

El valor de la dosis de vibración puede considerarse como la magnitud de la vibración de un segundo de duración que sea de igual intensidad que la vibración medida. En el valor de la dosis de vibración se utiliza una dependencia temporal elevada a la cuarta potencia para calcular la intensidad de vibración acumulada durante el período de exposición, desde el choque más corto posible hasta una jornada completa de vibración (BSI 6841):

$$VDV = \left[ \int_{t=0}^{t=\infty} a(t)^4 dt \right]^{\frac{1}{4}}$$

El procedimiento del valor de la dosis de vibración puede utilizarse para valorar la intensidad de la vibración y de los choques repetitivos. Esta dependencia temporal elevada a la cuarta potencia es más fácil de usar que la dependencia temporal contemplada en la Norma ISO 2631.

La Norma Británica 6841 ofrece la siguiente orientación. Valores altos de la dosis de vibración causan malestar intenso, dolor y lesiones. Los valores de la dosis de vibración indican también, de modo general, la intensidad de las exposiciones a las vibraciones que los han producido. Con todo, actualmente no existe una opinión unánime sobre la relación precisa entre valores de dosis de vibración y riesgo de lesión. Se sabe que las magnitudes y duraciones de las vibraciones que producen valores de dosis de vibración en la región de  $15 \text{ m/s}^{1.75}$  causan generalmente malestar intenso. Es razonable suponer que un aumento de la exposición a las vibraciones irá acompañado de un mayor riesgo de lesión (BSI 1987b).

### 3.7. OTRAS NORMATIVAS

La norma VDI 2057 usa el siguiente grupo de ecuaciones como curvas de ponderación para la vibración y calcula el valor r.m.s de esta entre 1 y 80hz.

$$K_z = 10 \frac{a_z}{f}, \text{ con } 1 \leq f \leq 4\text{hz}$$

$$K_z = 20a_z, \text{ con } 4 \leq f \leq 8\text{hz}$$

$$K_z = 160 \frac{a_z}{f}, \text{ con } 8 \leq f \leq 80\text{hz}$$

Donde:

f: frecuencia [hz]

$a_z$ : aceleración vertical [ $m/s^2$ ]

La mayor diferencia entre ISO y VDI es que ISO solo se refiere a la frecuencia (tercio de octava) con el mayor valor ponderado, mientras que VDI toma el valor total r.m.s ponderado entre 1 y 80hz.

La JNR (Japanese Nacional Railways) hace la evaluación con el RQL (Riding Quality Level) definido por la siguiente expresión (Corradi, 8):

$$RQL = 10 \log \left( \frac{a_{rms}}{a_{ref}} \right)$$

RQL: Riding Quality Level.

$a_{rms}$ : valor eficaz de la aceleración filtrada.

$a_{ref}$ : aceleración de referencia  $a_{ref}=10^{-5}m/s^2$ .

Las líneas ferroviarias francesas presentaron el SNCF, el método considera la duración de la exposición y el tiempo de fatiga, este método calcula el NC (nota de confort), mediante:

$$NC = 10^{Z_2}$$

Con:

$$Z_2 = \frac{-0.6667Z_1^2 + 1.6667Z_1 - 0.084396}{Z_1 - 0.7033}$$

$$Z_1 = \log(a)$$

Donde:

NC: nota de confort. [h]

a: valor r.m.s de la aceleración ponderada [m/s<sup>2</sup>].

Esta nota es calculada comúnmente en cada dirección, sin embargo es posible calcular un valor global mediante:

$$NC_{gl} = \sqrt{a_x^2 + a_y^2 + a_z^2}$$

## 4. EVALUACIÓN DEL RUIDO EN SISTEMAS FERROVIARIOS

En este capítulo se hace referencia a distintas normativas que rigen la generación de ruido de sistemas ferroviarios, empezando por la norma APTA (American Public Transit Association) que establece algunos valores límite de ruido tanto en el interior como exterior de los vagones, luego se presenta una metodología de medición de ruido en sistemas férreos expuesta por Picc, que además de presentar la metodología, expone algunos valores límite a considerar, por último se presentan algunos apartes de la resolución 8321 del ministerio de salud colombiano en lo que se refiere a la generación de ruido por vehículos en general lo cual puede ser extrapolado a los sistemas férreos.

### 4.1. NORMATIVA DE LA APTA

Se presenta en este apartado apartes de la norma APTA, presentados en el informe elaborado por INDISA para el Metro de Medellín llamado Programa de Evaluación y Seguimiento del Efecto de la Operación del Metro en el Ruido Ambiente, desarrollado en Abril de 1998.

Generalmente el ruido en el interior y exterior de los coches tienen estándares diferentes relacionados con la calidad constructiva del tren. El objetivo de los estándares presentados en las normas de la APTA, es que los coches sean fabricados de modo que minimicen el ruido que emiten al exterior y mantengan un ambiente acústico apropiado en el interior para los pasajeros.

La norma recomienda los niveles de tope máximos de ruido operando a máxima velocidad (sobre vías construidas en balasto y durmiente o en viaductos), junto con los niveles de ruido máximo para las partes que generan ruido en los coches

cuando éste está detenido. De este modo las normas aseguran la permanencia de los niveles de ruido apropiados y qué equipos específicos del coche no sean excesivamente ruidosos.

Los niveles globales de ruido recomendados en el interior de los coches operando a máxima velocidad oscilan desde un rango mínimo de 70dB(A), en una vía construida sobre balasto y durmiente en campo abierto, hasta un máximo de 80dB(A) en vías subterráneas la tabla 22 presenta las categorías para evaluar el ruido interior en los coches propuestos por M.E. Bryan, fundamentados en los criterios de diseño para ruido interior en coche según APTA.

Tabla 23. Categorías para el nivel de ruido interior en coches de pasajeros.

Categoría	Nivel de ruido no excede dB(A)
Silencioso	67
Audible	73
Notorio	79
Molesto	85
Muy molesto	91

INDISA, 1998, 16

La tabla 23 presenta valores de ruido máximo permitidos por la APTA en la construcción de trenes de acuerdo a características propias de operación del sistema como son: el tipo de vía y el tipo de construcción para las estaciones, estableciendo valores adecuados para los niveles de ruido permisibles en el exterior e interior de los coches.



Tabla 24. Niveles de ruido máximos permitidos según APTA.

Detalle	Valores óptimos dB(A)			
Niveles de ruido en el interior de vehículos (coches vacíos):				
- En cielo abierto (balasto y durmientes) a máxima velocidad sobre riel soldado en línea recta (+5dB(A) sobre riel con uniones pernadas).	70			
- En cielo abierto (viaducto) a máxima velocidad.	74			
Ruido en estaciones: plataforma a nivel (trenes ingresando y saliendo):				
- Balasto y vía con durmientes.	75 – 80			
- Viaducto.	80 – 85			
Niveles de ruido exterior: a 15m respecto al eje de la vía, en espacio abierto, sin reflexión de ondas, vía recta, sobre balasto a nivel (respuesta rápida del sonómetro).				
	Velocidad:	Número de coches		
	(km/h)	2	4	8
	130	80	86	87
	95	80	82	83

INDISA, 1998, 17

#### 4.2. METODOLOGÍA PROPUESTA POR PIEC

Se presenta una metodología sugerida por Piec para la evaluación del ruido producido por vehículos ferroviarios, el análisis se basa en la medición de ruido tanto en el interior como en el exterior del vehículo, además de considerar si este está en marcha o se encuentra detenido, Piec establece algunos límites de nivel de presión sonora para las condiciones antes mencionadas.

En las tablas 24 y 25 se presentan los valores recomendados de ruido externo de los vehículos ferroviarios cuando están en marcha. Durante la parada del vehículo sin pasajeros, el ruido interior en el vehículo no debe sobrepasar:

- 55dB(A), en el caso de ruido ocasionado por equipos de ventilación y calefacción en vagones de pasajeros de primera clase, vagones dormitorios, dormitorios con sillas para dormir y salones de restaurante.

- 60dB(A), en el caso de ruido ocasionado por equipos de ventilación y calefacción en vagones de pasajeros de segunda clase y en el resto de vehículos, en los cuales se encuentran lugares para pasajeros.

Tabla 25. Lista de los valores recomendados del ruido exterior de los vehículos ferroviarios en marcha a una distancia de 25m.

Ítem	Velocidad de marcha (km/hr)	Valores recomendados de nivel de ruido dB(A)	
		Vehículos de tracción	Vehículos de pasajeros
1	60	84	-
2	80	87	87
3	100	90	90
4	120	93	93
5	140	95	95
6	160	96	96
7	180	98	98
8	200	99	99

Piec, 2004, 188

Tabla 26. Lista de los valores recomendados de ruido exterior de los vehículos ferroviarios durante la marcha a una distancia de 7.5m durante el arranque.

Item	Potencia (kw)	Valores recomendados de nivel de ruido dB(A)	
		Vehículos de tracción eléctrica	Otros vehículos de tracción
1	< 300	82	87
2	300 - 1000	86	91
3	> 1000	90	95

Piec, 2004, 189

Durante la marcha el ruido interno en los vehículos no debe sobrepasar:

- 70dB(A), en la cabina del conductor y ayudante del conductor del vehículo de tracción.

- 70dB(A), en los lugares de los vehículos de tracción y vagones de pasajeros, destinados a transportar pasajeros en trayectos locales.
- 68dB(A), en lugares de segunda clase, vagones de pasajeros destinados a trayectos largos y en espacios de trabajo de vagones de correo, maletero y restaurante.
- 65dB(A), en espacios de primera clase de vagones de pasajeros destinados a trayectos largos, en vagones dormitorios y de salón.

La regla para medir el ruido en vehículos ferroviarios en la cual se presentan las siguientes mediciones:

- Estudio del ruido al interior de los vehículos durante la marcha.
- Estudio del ruido al interior de los vehículos en paradas (sin pasajeros).
- Estudio del ruido en el exterior del vehículo durante su marcha.
- Estudio del ruido en el exterior del vehículo en parada.

Se recomienda una vía de medición en tramo recto. En el caso de presentarse tramos curvos, el radio de la curva no debe ser menor a 1000m, la inclinación de la vía no debe sobrepasar el 5%. Los rieles no deben estar unidos por juntas y no deben presentar rugosidad.

Los durmientes deben ser de hierro-concreto, con grava seca y no congelada. Se aceptan durmientes de madera. El tramo de la vía no debe pasar por ninguna zanja, puente, viaducto, túnel o espacio construido. El lado de la vía se debe limpiar de la nieve y de altas hierbas. La construcción y el estado técnico de la vía deben cumplir con las posibilidades de marcha con una velocidad admisible para un vehículo dado. La vía no debe tener cambiavías.

Los estudios se deben de realizar en terrenos planos que garanticen una propagación libre del ruido de  $\pm 2$ dB. En este terreno no debe haber en un perímetro de 50m ningún obstáculo que refleje el sonido (por ejemplo, construcciones, montículos, presas, rocas grandes, etc.).

Las condiciones atmosféricas no deben influir en los resultados del estudio. No se deben realizar estudios de ruido en el exterior cuando la velocidad del aire este por encima de 5m/s, en particular, cuando la distancia entre el micrófono y el vehículo estudiado es grande.

Para medir el ruido se deben utilizar equipos de medición de clase 1 ó 2 y filtros de tercio y octava. En los puntos de medición el nivel de presión acústica A de ruido se debe definir en bandas de octavas con frecuencias centrales 31,5 a 8000hz o en bandas de tercio centrales de 25 a 1000hz, la medición de nivel de sonido A en dB se debe realizar teniendo conectada la característica dinámica designada como F (rápida).

#### 4.2.1. Estudios de ruido al interior del vehículo durante la marcha

En la cabina del maquinista del vehículo de tracción y en los vagones remolques, se direcciona el micrófono en el sentido del origen del ruido y se debe colocar en la mitad de la cabina.

En vehículos de tracción con dos cabinas de maquinista, las mediciones deben ser realizadas en ambas cabinas, siempre la medición debe realizarse en la cabina delantera (tomando como referencia la dirección de marcha del tren). En los lugares para pasajeros sin compartimientos, en vagones de personas y de tracción, los micrófonos deben estar distribuidos en tres puntos ubicados a lo largo del eje del vagón, por encima del nivel del piso a una altura de 1.2m, en vagones con lugares para sentarse, y de 1.6m en vagones donde las personas van paradas. Dos micrófonos deben estar colocados en los puntos de rotación del

pivote (bogie) y otro en la línea vertical que atraviesa el centro geométrico del vagón. Si en el punto de rotación de bogie no hay compartimientos de pasajeros, el micrófono se debe de ubicar en los lugares de pasajeros más cercanos al bogie.

En los vagones de pasajeros con compartimientos y en vagones especiales, los micrófonos de medición se deben ubicar en tres compartimientos: Uno en el compartimiento de la mitad del vagón, dos en los compartimientos de los puntos de rotación del bogie o lo más cercano posible, garantizando que se debe colocar a lo largo de la línea vertical que atraviesa el eje longitudinal simétrico del vagón a una altura de 1.2m del nivel del piso.

En vagones de dormitorios, se deben realizar unas mediciones adicionales a una altura de 0.2m, a la altura de la almohada donde se acuesta el individuo, en los lugares que estén más expuestos en los compartimientos. En los vagones de trabajo tipo pasajero, los micrófonos deben estar ubicados a lo largo de la línea vertical que atraviesa el eje longitudinal de simetría del vagón a una altura de 1,6m del piso.

Los estudios de nivel de presión acústica del ruido se deben realizar en un tramo de vía con velocidades constantes:

- $80\pm 5\text{km/h}$ , con velocidad máxima en el caso de un material rodante para cursos de líneas de alto recorrido.
- $60\pm 5\text{km/h}$ , con velocidad máxima para el material rodante local.
- Velocidades que sean equivalentes a dos tercios de la potencia nominal de los vehículos con tracción de combustión.

Las mediciones en vehículos eléctricos de tracción se deben realizar con su voltaje nominal en la red ferroviaria y con la potencia nominal del vehículo.

En el caso de un material rodante nuevo o modernizado, en cada ubicación del micrófono se deben realizar tres mediciones de ruido auditivo. El tiempo de medición no debe ser menor a 10seg. Como resultado de la medición, se debe elegir el valor máximo del nivel de presión acústica en dB(A) y se debe aproximar a un número entero. Si los resultados de una medición realizada en las mismas condiciones, difieren en más de 3dB las mediciones se deben repetir.

En estudios periódicos de material rodante se debe llevar a cabo una sola medición. Se deben considerar como positivos si no hay una diferencia mayor a 3dB con relación al valor establecido en los estudios de recepción de vehículos.

#### 4.2.2. Estudios de ruido al interior del vehículo en paradas (sin pasajeros).

En el material rodante nuevo o modernizado, para cada micrófono montado se deben realizar tres mediciones, en estudios periódicos se debe realizar una sola medición. El tiempo de medición no debe ser menor a 10s.

Si en los puntos de medición la diferencia entre el nivel de presión acústica medida y el nivel de presión acústico de perturbación o ruido ( $\Delta L$ ) es menor a 10dB, se debe restar de los valores medidos del nivel de presión acústica los valores de corrección  $\Delta L$  según la tabla 26.

Tabla 27. Valor de las correcciones restadas de los valores medidos.

Diferencia entre el nivel de presión acústica medido y el nivel de presión acústica del ruido $\Delta L$		Corrección $\Delta$ (dB)
Por debajo (dB)	Hasta (dB)	
10	6	-1
6	4	-2
4	-	-3

Piec, 2004, 191

#### 4.2.3. Estudio del ruido exterior de los vehículos durante la marcha.

Las mediciones se deben de realizar en dos ubicaciones de los micrófonos a ambos lados de la vía a una distancia de 7.5m y 25m del eje de la vía de medición. Los micrófonos deben estar ubicados a una altura de 1.6m sobre la superficie de las cabezas de los rieles. Si en la parte superior de los vehículos estudiados se encuentra una considerable fuente de ruido por ejemplo un equipamiento de fuerza, se debe adicionar mediciones con una ubicación del micrófono a una altura de 3.5m de la superficie de la cabeza del riel.

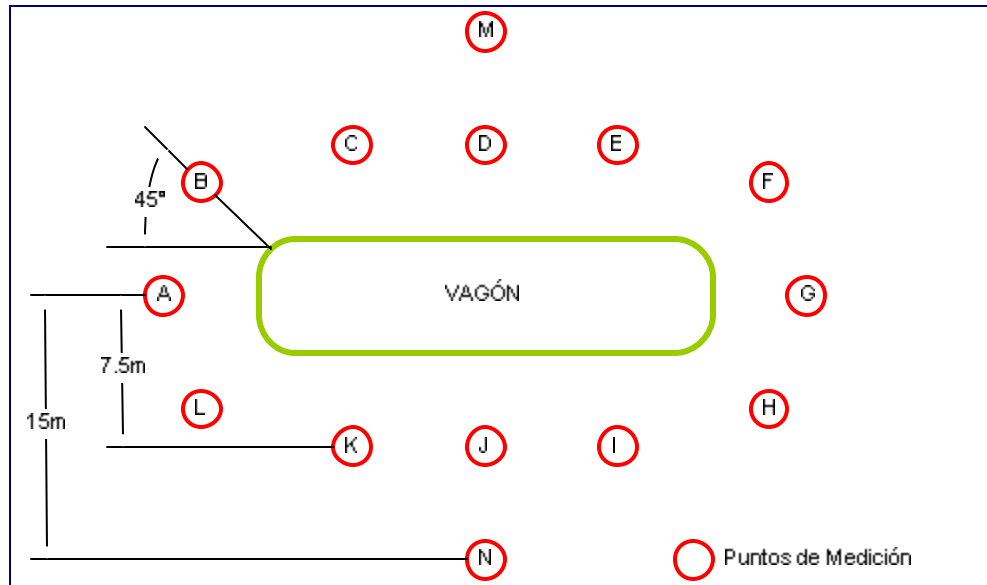
#### 4.2.4. Estudios de ruido exterior de los vehículos en parada.

Los micrófonos se deben colocar perpendiculares al segmento de la vía, a una distancia de 7.5m y 15m del eje de la vía. Alrededor de todo el vehículo se debe conservar la distancia entre la pared lateral del vehículo y el micrófono. La distancia entre las posiciones de los micrófonos ubicados paralelamente a la pared lateral del vehículo, debe equivaler de 3 a 5m por ambos lados del vehículo, se recomiendan tres posiciones del micrófono. En vehículos unitarios en los cuales la longitud no sobrepasa los 20m se recomienda al menos 6 posiciones.

Entre A y L los micrófonos son ubicados a una altura de 1.6m de la cabeza del riel, en M y N los micrófonos son ubicados a una altura de 1.6 y 3.5m de la cabeza del riel. Los micrófonos deben ser ubicados paralelamente a las ventanas laterales de la caja del vehículo de acuerdo con la figura 23

En estudios de vehículos de tracción se debe ubicar adicionalmente a una distancia de 3.5m del eje del tramo de vía, a una altura de 1.6m por encima de la superficie de la cabeza del riel, en una superficie perpendicular a la vía, que pase por la ventana de la cabina del maquinista, en este caso el motor debe de trabajar a revoluciones de marcha en vacío, los equipos auxiliares en normales ciclos de explotaciones y el compresor deben estar desconectado.

Figura 23. Esquema general de ubicación de micrófonos durante la medición de ruido en el exterior del vehículo en parada.



Piec, 2004, 192

#### 4.3. RESOLUCIÓN 8321 DE 1983 DE COLOMBIA

Por medio de esta resolución se dictan normas sobre protección y conservación de la audición de la salud y el bienestar de las personas, por causa de la producción y emisión de ruidos, a continuación se presentan algunos aparte de dicha resolución.

En el capítulo 4 se dictan normas especiales de emisión de ruido para algunas fuentes emisoras, el artículo 36 dicta: ninguna persona ocasionará o permitirá la operación de vehículos de motor, motocicletas o cualquier otro similar, en las vías públicas y en cualquier momento de tal forma que los niveles de presión de sonido emitidos por tales vehículos excedan los niveles máximos permisibles establecidos en la tabla 28.



Tabla 28. Niveles máximos permisibles para vehículos.

Tipo de vehículo	Nivel sonoro dB(A)
Menos de 12 toneladas	83
De 2 a 5 toneladas	85
Mas de 5 toneladas	92
Motocicletas	86

Resolución 8321, 1983, 5

Para determinar los niveles de presión sonora que se establecen en este artículo, se emplearán las técnicas y normas de medición que se indican a continuación:

- Los niveles sonoras máximos permisibles que se indican en la tabla anterior se aplicaran a vehículos estacionados o en movimiento a una velocidad de 50km/h.
- El sitio de medición se localizará en una zona de campo abierto libre de superficies reflectantes (edificios, vehículos estacionados, avisos o vallas), por lo menos dentro de un área de 20m de radio desde el micrófono y el vehículo de prueba.
- Los niveles sonoros se obtendrán con un medidor de nivel sonoro calibrado, en respuesta rápida con filtro de ponderación A y con el micrófono colocado a 1.2m de altura sobre el nivel del piso y a una distancia de 7.5m del vehículo.
- Las mediciones se efectuarán en sitios con un nivel sonoro de fondo de 10dB(A) con relación al producido por el vehículo en prueba. Se empleará un protector contra viento para evitar errores en las lecturas.
- La trayectoria por donde transite el vehículo en prueba debe ser uniforme, construida preferiblemente en concreto o asfalto.

El artículo 39 prevé que para la construcción y ubicación de estaciones, terminales de vehículos de servicio público para el transporte de pasajeros y carga, se tendrá en cuenta lo dispuesto en el respectivo plan de zonificación de la ciudad y se establecerán las medidas de control que eviten y reduzcan al mínimo la emisión de ruido molesto o peligroso para el personal de trabajadores y para la población en general.

En el capítulo 3 (normas generales de emisión de ruido para fuentes emisoras), en el artículo 30 se establece que: en toda instalación ferroviaria, sus vías y estaciones, se ubicarán de acuerdo con lo señalado en el reglamento de zonificación respectivo para cada población y se aplicarán las normas técnicas convenientes para reducir y controlar el ruido que escape hacia las zonas habitadas.

## 5. METODOLOGÍA PARA LA EVALUACIÓN DEL CONFORT EN VEHÍCULOS FERROVIARIOS

El presente capítulo, hace referencia a las metodologías a utilizar con el fin de evaluar el confort de los sistemas férreos, mostrando por pasos el tratamiento de las señales de aceleración, hasta encontrar el valor del indicador correspondiente, para representar esta metodología, se hace uso de una señal simulada.

### 5.1. EVALUACIÓN DEL CONFORT SEGÚN EL ÍNDICE WZ

A continuación se presenta el procedimiento general de análisis del confort según Sperling.

1. Tomar las señales de aceleración provenientes de la caja del vehículo en las tres direcciones, medidas en el piso en  $\text{cm/s}^2$ .
2. Calcular el PSD de cada señal de aceleración de la vibración en cada dirección.
3. Ponderar en frecuencia con el filtro respectivo dependiendo de si la dirección es longitudinal o transversal y de si se busca evaluar el confort del pasajero o la calidad de marcha, las ecuaciones que describen estos filtros se muestran en la tabla 29.
4. Cálculo de los  $W_z$  mediante la siguiente expresión:

$$W_z = 0.896(\sigma^2)^{\frac{1}{6.67}} = 0.896 \sqrt[6.67]{\int_0^F G_a(f) |H(f)|^2 df}$$

Donde:

$G_a(f)$ : función de densidad espectral de potencia (PSD), de la aceleración medida en el piso del vehículo  $[cm/s^2]$ .

$|H(f)|$ : módulo de la función de ponderación  $H(f)$ .

$f$ : frecuencia de la vibración  $[hz]$ .

Tabla 29. Funciones de las ponderaciones en frecuencia para el índice  $W_z$ .

Confort de pasajero	Ejes X y Y	$H(f) = H_{CL} = 1.25H_{CV}$
	Eje Z	$H(f) = H_{CV} = 0.588 \left[ \frac{1.911f^2 + (0.25f^2)^2}{(1 - 0.277f^2)^2 + (1.563f - 0.0368f^3)^2} \right]^{\frac{1}{2}}$
Confort de viaje	Ejes X, Y y Z	$H(f) = H_{RV} = H_{RL} = 1.14 \left\{ \frac{[(1 - 0.056f^2)^2 + (0.645f^2)^2](3.55f^2)}{[(1 - 0.252f^2)^2 + (1.547f - 0.00444f^3)^2](1 + 3.55f^2)} \right\}^{\frac{1}{2}}$

5. Comparación del numero adimensional  $W_z$  con las tablas que indican los límites

Tabla 30. Índice del confort de pasajero.

$W_z$	Confort de pasajero
1	Apenas notable
2	Claramente notable.
2.5	Más pronunciado pero placentero.
3	Fuerte, irregular, pero tranquilamente tolerable.
3.25	Muy irregular
3.5	Extremadamente irregular, no placentero, molesto; prolongada exposición intolerable.
4	Extremadamente no placentero; exposición prolongada nocivo

Las figuras 25 y 26 muestran el proceso de evaluación del confort de pasajero y confort de viaje, con base en el método antes descrito.

Tabla 31. Calidad de marcha.

Wz	Calidad de marcha
2.0	Muy buena.
2.0 – 2.50	Buena.
2.5 – 3.00	Suficiente para vehículos de pasajeros.
3.0 – 3.25	Límite para vehículos de pasajeros.
3.0 – 3.50	Suficiente para las locomotoras.
3.5 – 3.75	Límite para las locomotoras.
3.5 – 4.00	Suficiente para vagones de carga.
4.0 – 4.25	Límite para vagones de carga.
4.5	Límite para personas con problemas fisiológicos.
5.0	Riesgo de descarrilamiento.

Figura 24. Evaluación de Wz según Sperling.

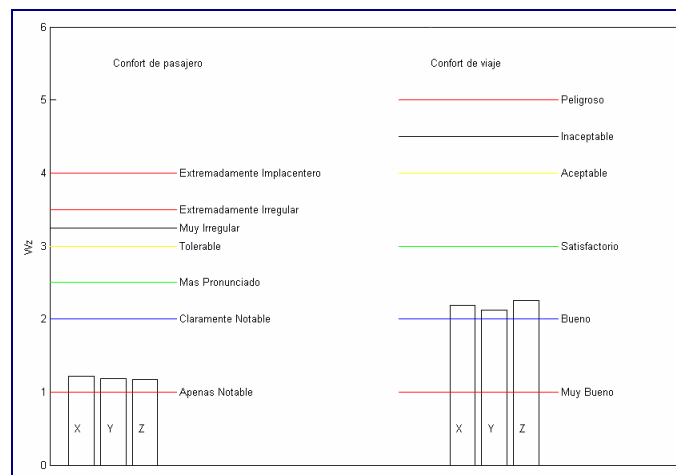


Tabla 32. Indicadores del confort obtenidos como ejemplo para Wz.

Confort evaluado	Notación	Índice Wz
Wz confort de pasajero eje X	Wzpx	1.2188
Wz confort de pasajero eje Y	Wzpy	1.1808
Wz confort de pasajero eje Z	Wzpz	1.1729
Wz confort de viaje eje X	Wzvx	2.1900
Wz confort de viaje eje Y	Wzvy	2.1219
Wz confort de viaje eje Z	Wzvz	2.2535

Figura 25. Proceso de evaluación del confort de pasajero según Sperling.

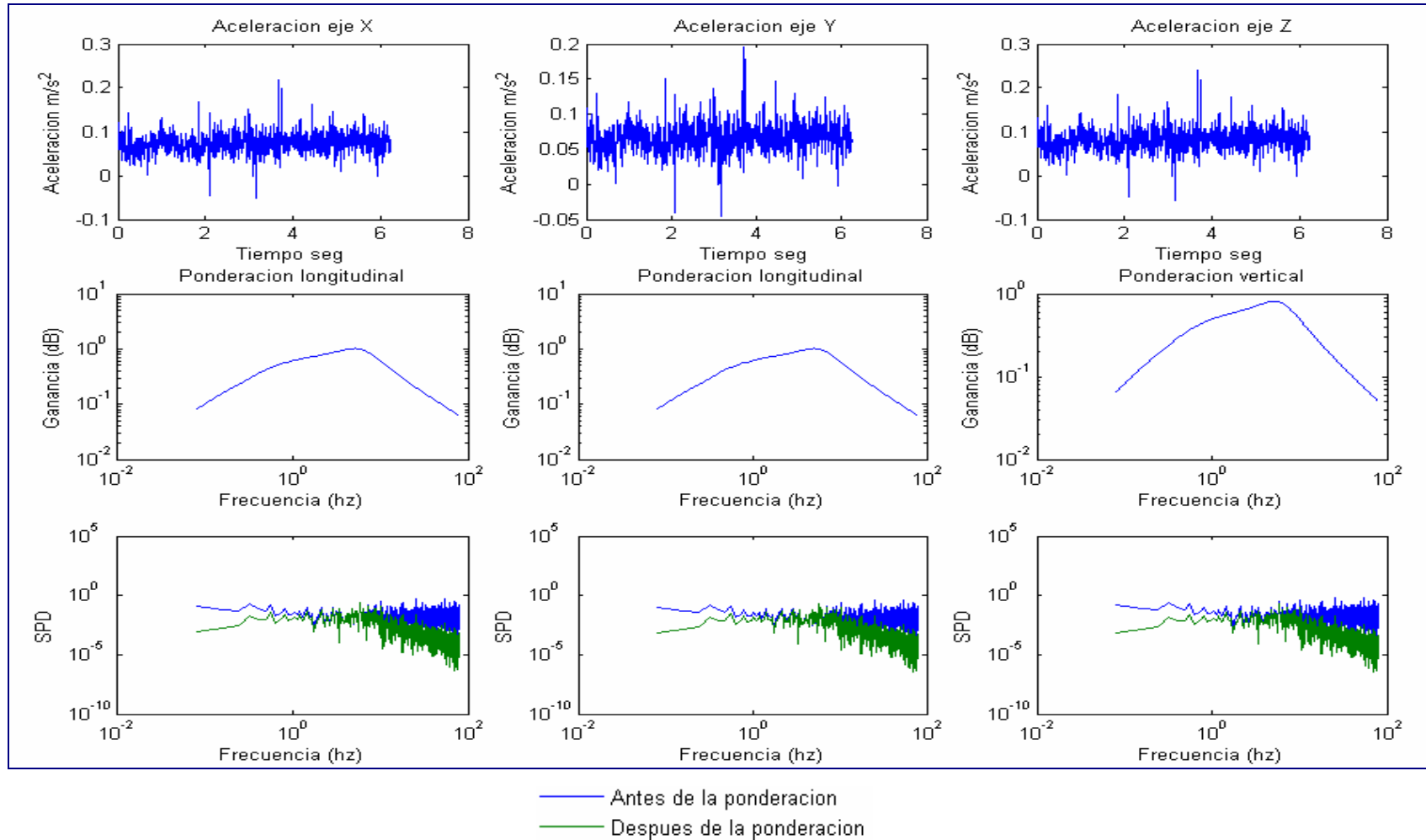
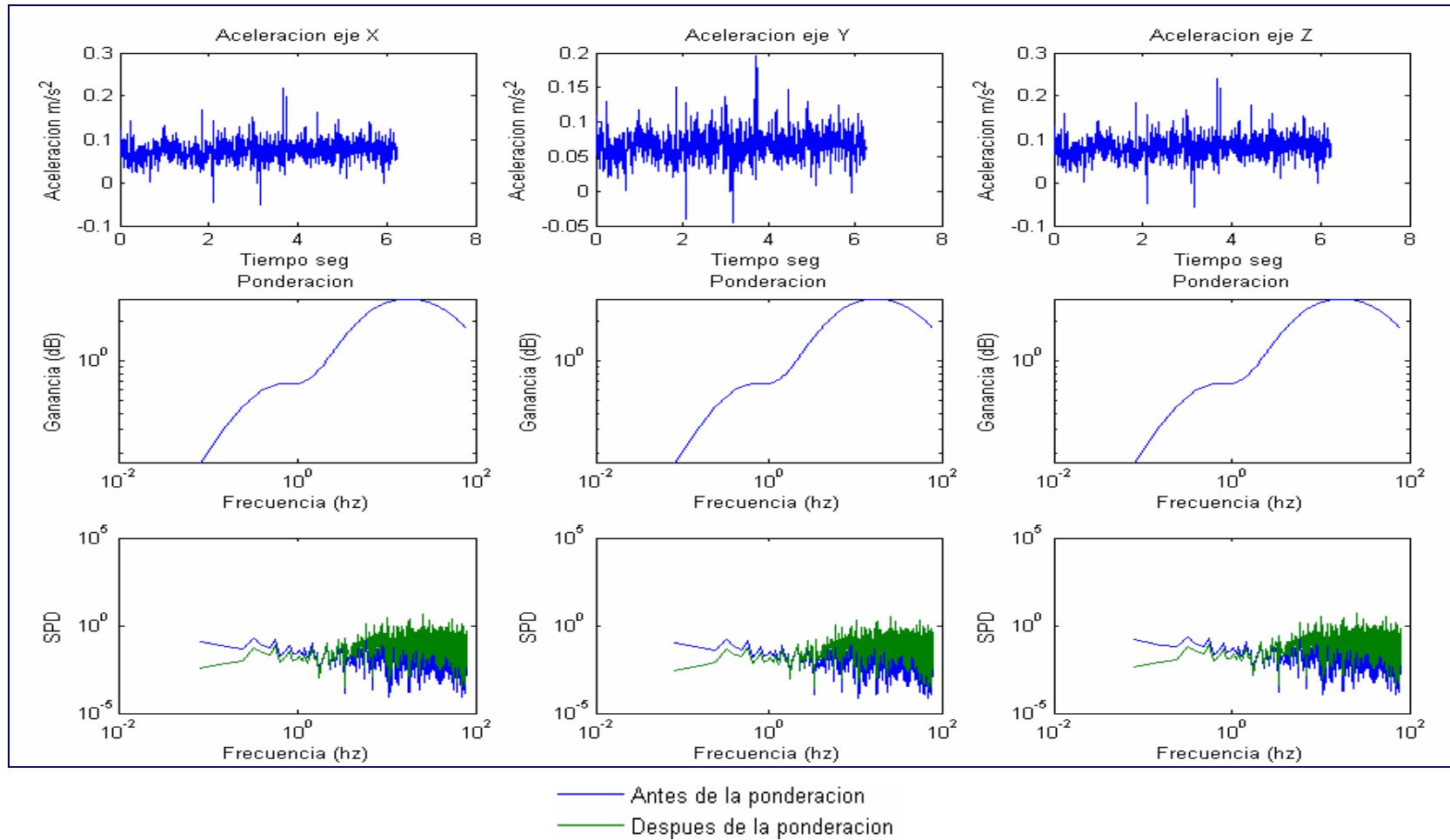


Figura 26. Proceso de evaluación de la calidad de marcha según Sperling.



## 5.2. EVALUACIÓN DEL CONFORT SEGÚN LA NORMA ISO 2631-1

A continuación se presenta el procedimiento general de análisis del confort según la norma internacional ISO 2631-1.

1. Tomar las señales de aceleración de la vibración provenientes de la caja del vehículo en las tres direcciones.
2. Realizar el análisis en bandas de 1/3 de octava de las señales de aceleración en cada eje, en un rango de frecuencias de 0.5 a 80hz, rango en el cual el pasajero es más sensible a las vibraciones.
3. Ponderación en frecuencia de la señal en bandas de 1/3 de octavas con los filtros respectivos  $W_k$  para el eje Z y  $W_d$  para los ejes X y Y.
4. Calculo del índice de confort y comparación con los límites propuestos: para evaluar el confort se calcula el valor global de la vibración, el cual contiene todas las direcciones relevantes de vibración, mediante la expresión:

$$a_w = \sqrt{k_x^2 a_{wx}^2 + k_y^2 a_{wy}^2 + k_z^2 a_{wz}^2}$$

Donde:

$a_{wx}$  : aceleración r.m.s ponderada en el eje X.

$a_{wy}$  : aceleración r.m.s ponderada en el eje Y.

$a_{wz}$  : aceleración r.m.s ponderada en el eje Z.

$k_x=1.4$

$k_y=1.4$

$k_z=1.0$



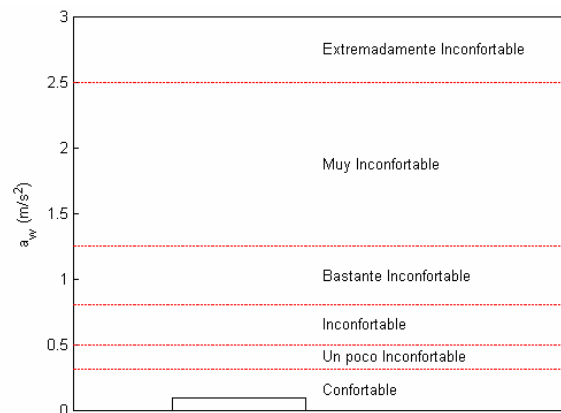
Dado que los valores que sirven como guía para evaluar el confort según la norma ISO tienen unos rangos que se traslapan y la norma recomienda fijar valores límites, se considera que para valores de  $a_w$  contenidos en dos rangos diferentes, se tomara la sensación mas incomoda, por lo tanto los límites quedan fijados como se muestra en la tabla siguiente.

Tabla 33. Límites de vibración fijados a partir de ISO 2631-1.

$a_w$	Sensación
< 0.315	Confortable.
0.315 – 0.5	Un poco incomfortable.
0.5 – 0.8	Bastante incomfortable.
0.8 – 1.25	Incomfortable.
1.25 – 2.5	Muy incomfortable.
> 2.5	Extremadamente incomfortable.

- El anterior es conocido como el método normal de evaluación del confort, para el análisis serán utilizados también los métodos MTVV y VDV presentados por la norma (generalmente se usan cuando el factor de cresta es menor o igual a 9) y el valor de dosis de mareo MSDVz.

Figura 27. Evaluación de la aceleración global r.m.s según ISO 2631-1.



En la figura 28, se muestra el proceso de evaluación del confort según la norma ISO. Para el ejemplo mostrado  $a_w=0.0889\text{m/s}^2$ , este valor está en el rango de confortable para el pasajero, el valor de dosis de vibración fue  $\text{VDV}=0.0062 \text{ m/s}^{1.75}$  y la dosis por mareo fue de  $\text{MSDV}_z= 0.0021 \text{ m/s}^2$ .

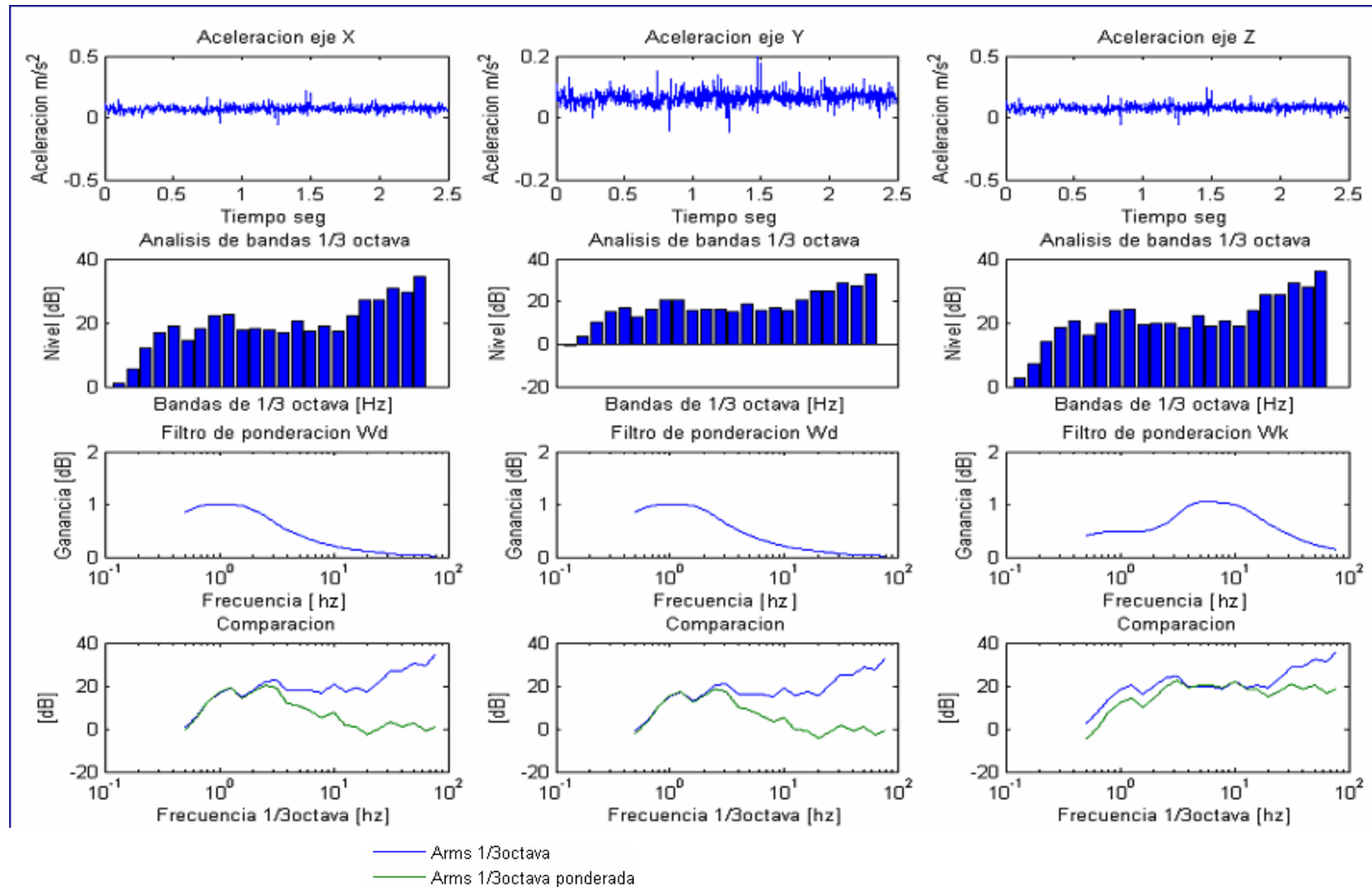
### 5.3. EVALUACIÓN DEL CONFORT SEGÚN LA NORMA CEN 12299

A continuación se presenta el procedimiento general de análisis del confort.

1. Tomar las señales de aceleración provenientes de la caja del vehículo en las tres direcciones.
2. Ponderar en frecuencia con el filtro respectivo dependiendo de si la dirección de la vibración. Para esto se usaran las mismas ponderaciones ISO como lo sugiere Förstberg, siendo  $W_b$  (BSI 6841) equivalente a  $W_k$  (ISO 2631).
3. Hallar el valor r.m.s cada segundo, para la aceleración de la vibración medida en las tres direcciones.
4. Construir el histograma respectivo de la distribución de los valores r.m.s de las aceleraciones ponderadas.
5. Con base en las distribuciones anteriores se calculan los percentiles 95% y 50%.
6. Se procede al calculo del confort promedio mediante el método simplificado  $N_{MV}$  y el confort promedio para los pasajeros parados  $N_{VD}$ , dado que estos parten de las mediciones realizadas en el piso del vehículo

$$N_{MV} = 6\sqrt{\left(a_{XP95}^{Wd}\right)^2 + \left(a_{YP95}^{Wd}\right)^2 + \left(a_{ZP95}^{Wb}\right)^2}$$

Figura 28. Proceso de análisis de las señales para la evaluación del confort según ISO 2631-1.



$$N_{VD} = 3\sqrt{16(a_{XP50}^{Wd})^2 + (a_{YP50}^{Wd})^2 + (a_{ZP50}^{Wb})^2} + 5(a_{YP95}^{Wd})$$

Donde:

a: Aceleración r.m.s medida en dirección X,Y o Z.

W<sub>i</sub>: Filtro de ponderación

i=b, dirección vertical Z, de acuerdo a ISO 2631.

i=d, dirección horizontal (X,Y) , de acuerdo a ISO 2631.

X,Y y Z: Dirección del acelerómetro (X,Y o Z)

P: acelerómetro montado sobre el piso.

A: acelerómetro montado sobre la interfase del asiento (direcciones Y y Z)

50 y 95: Percentil 50 o 95% de la distribución de los valores r.m.s.

7. Por ultimo se comparan los valores obtenidos anteriormente con los límites descritos por la norma.

Tabla 34. Evaluación del confort promedio según CEN ENV 12299:1999.

Índice	Evaluación
N < 1	Muy confortable
1 = N = 2	confortable
2 = N = 4	Medio
4 = N = 5	inconfortable
5 = N	Muy inconfortable

Figura 29. Evaluación de los indicadores N según CEN ENV 12299.

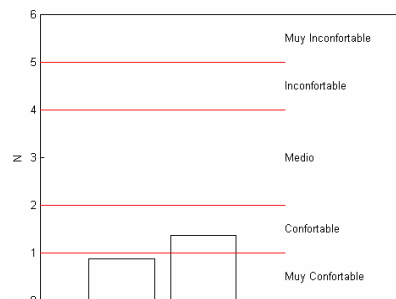
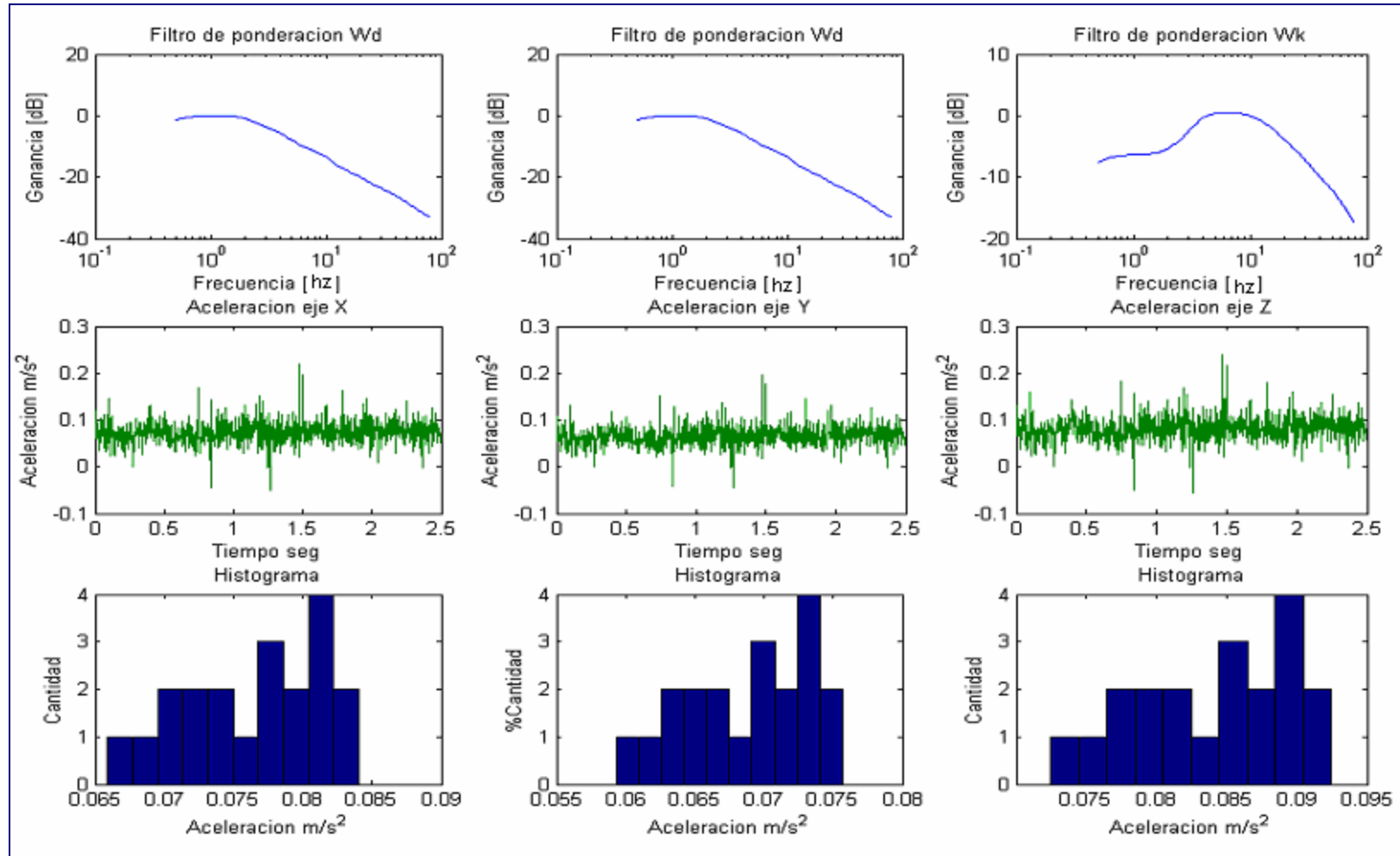


Figura 30. Proceso de análisis de las señales para la evaluación del confort según CEN ENV 12299.

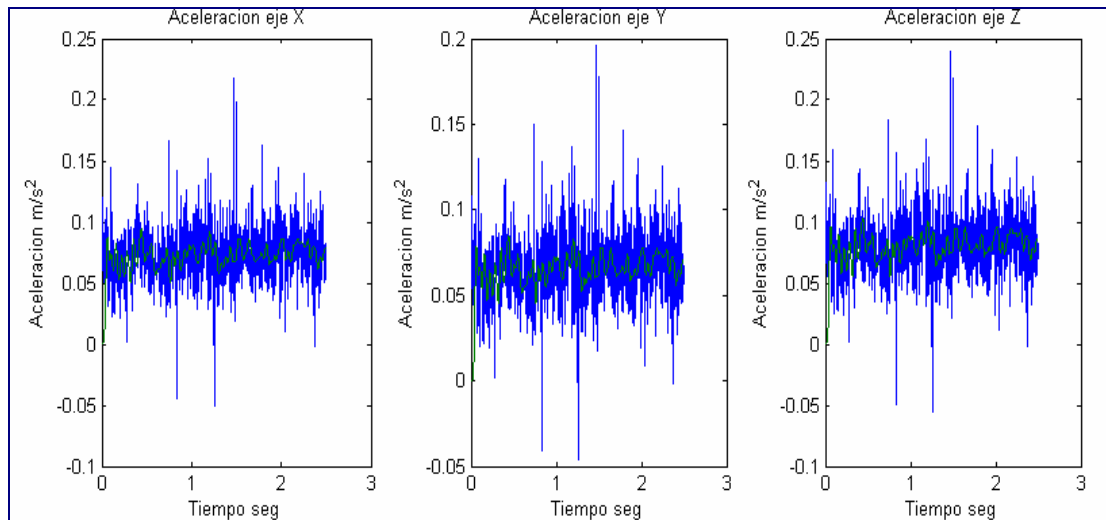


#### 5.4. EVALUACIÓN DEL CONFORT SEGÚN LA NORMA UIC 518

A continuación se presenta el procedimiento general de análisis del confort.

1. Tomar las señales de aceleración provenientes de la caja del vehículo en las tres direcciones.
2. Filtrar la señal de aceleración según los filtros establecidos por la norma, para cada conjunto de datos seleccionados en el punto anterior, en la figura 31 se muestra como ejemplo el filtrado de las señales de aceleración de la vibración con un filtro pasa banda entre 0.4 y 10hz.
3. Separar los datos por zonas (vía recta, grandes radios y pequeños radios).
4. Extraer los tramos de velocidad constante.

Figura 31. Filtrado de la señal de aceleración con un filtro pasa banda entre 0.4 y 10hz.



- A cada tramo determinar el valor máximo, r.m.s. y cuasi-estático, en la figura 31 se presenta como ejemplo los valores máximo, r.m.s y cuasi-estático para la señal de aceleración de la vibración en dirección X, para cada tramo seleccionado.
- Determinar el valor estimado, mediante la siguiente expresión:

$$\hat{x}_{\max} = \bar{x} + kS$$

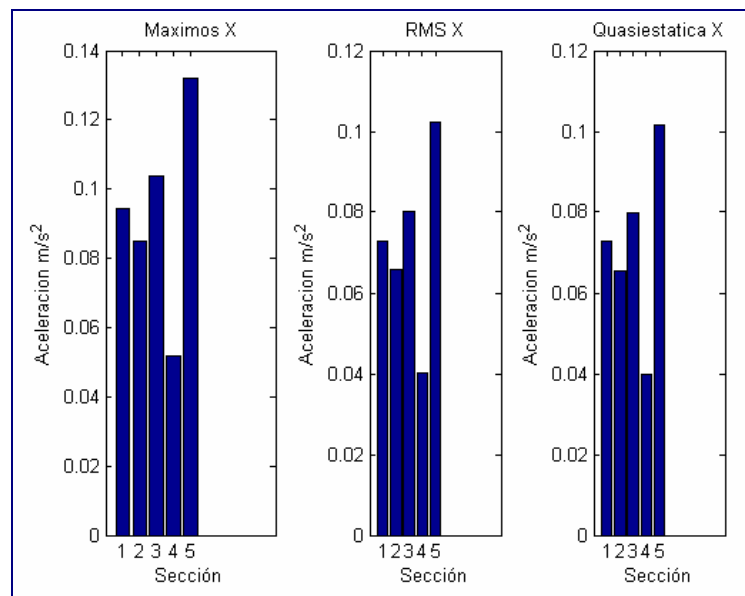
Donde:

$\bar{x}$ : media aritmética.

S: desviación estándar.

k: constante, dada en la tabla 18.

Figura 32. Determinación del valor máximo, r.m.s y cuasiestatico.



- Comparar el valor estimado con los límites, para valores máximos de las aceleraciones  $(\ddot{y}_q^*)_{\lim} = 2.5\text{m/s}^2$   $(\ddot{z}_q^*)_{\lim} = 2.5\text{m/s}^2$ , para valores r.m.s. de las

aceleraciones  $(\ddot{y}_q^*)_{lim} = 0.5m/s^2$   $(\ddot{z}_q^*)_{lim} = 0.75m/s^2$  y para la aceleración cuasi-estática lateral  $(\ddot{y}_{qst}^*)_{lim} = 1.5m/s^2$ .

Para el ejemplo tomado se tienen los siguientes valores límite:

Valor estimado máximo eje X = 0.1572 m/s<sup>2</sup>

Valor estimado máximo eje Y = 0.1226 m/s<sup>2</sup>

Valor estimado máximo eje Z = 0.2359 m/s<sup>2</sup>

Valor estimado r.m.s eje X = 0.1218 m/s<sup>2</sup>

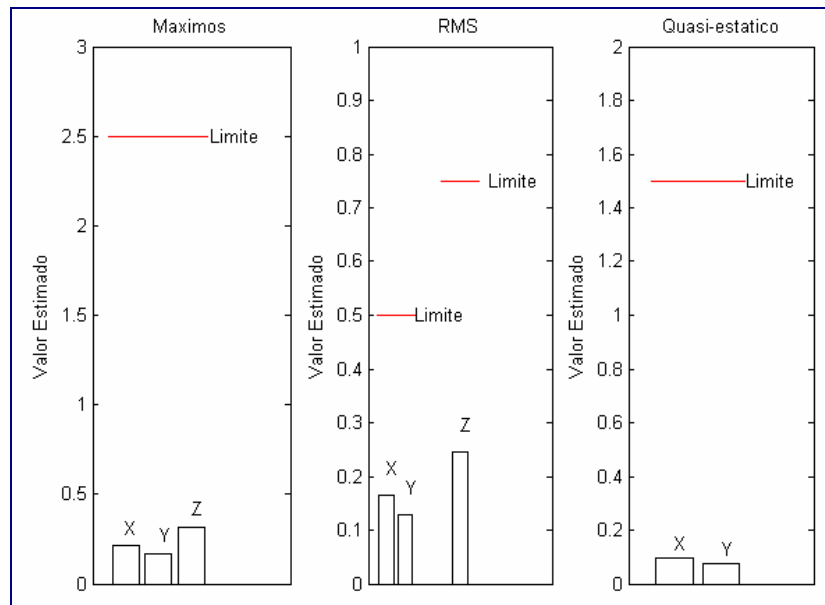
Valor estimado r.m.s eje Y = 0.0950 m/s<sup>2</sup>

Valor estimado r.m.s eje Z = 0.1827 m/s<sup>2</sup>

Valor estimado cuasi-estático eje X = 0.0944 m/s<sup>2</sup>

Valor estimado cuasi-estático eje Y = 0.0736 m/s<sup>2</sup>

Figura 33. Evaluación de los valores estimados de acuerdo con UIC 518.





La siguiente tabla muestra en resumen y a modo de comparación el proceso de cálculo determinado por los diferentes métodos estudiados.

Wz	ISO 2631-1	CEN ENV 12299	UIC 518
Aceleración en el piso de la caja			
$\text{cm/s}^2$	$\text{m/s}^2$	$\text{m/s}^2$	$\text{m/s}^2$
Calculo del PSD en cada dirección.	Análisis en bandas de 1/3 de octava.	---	---
Ponderación en frecuencias 0.01 y 80hz.	Ponderación según la dirección, por un filtro entre 0.5 y 80hz.	Ponderación usando los filtros ISO.	Filtrado 0.4 a 10 hz y hasta los 20hz
Calculo de la varianza en el intervalo de frecuencia de interés.	---	Hallar el r.m.s cada 5 segundos cada 5min (en el presente proyecto se tomara para la duración de un recorrido).	Separar los datos por tramos.
		Generar histograma de la distribución de los valores r.m.s.	Separar los tramos de velocidad constante.
		Calcular los percentiles 95% y 50%	Calcular el r.m.s, el valor máximo y el cuasi-estático para cada tramo.
Calculo de los indicadores			
Wz adimensional	Aw ( $\text{m/s}^2$ )	$N_{VD}$ y $N_{MV}$ ( $\text{m/s}^2$ )	valor estimado ( $\text{m/s}^2$ )
Calculado para todo un recorrido del sistema Metro			Calculado para cada tramo
Comparar con los límites establecidos			

## 6. ANÁLISIS Y RESULTADOS

En el presente capítulo se realiza un análisis de los resultados obtenidos al evaluar el confort de una unidad del sistema férreo local, mediante el uso de las metodologías de descritas en el capítulo anterior, con el fin de caracterizar el confort experimentado por los pasajeros, en la última parte del capítulo se presentan las mediciones de ruido realizadas a la unidad en análisis.

### 6.1. EVALUACIÓN DEL CONFORT EN UNA UNIDAD DEL SISTEMA FÉRREO LOCAL

Para la evaluación del confort, se hace uso de las señales de aceleración medidas en la caja del vehículo, mediante el sistema de adquisición que hace parte del sistema portátil de diagnóstico (SPD), para los vehículos de pasajeros, desarrollado por la Universidad EAFIT.

El sistema (SPD) está integrado por los siguientes módulos: módulo de sensores, módulo de procesamiento de señal, módulo de vigilancia de la condición, módulo de detección incipiente de fallos en la interfase rueda – riel, módulo de evaluación de estado, módulo de pronóstico, módulo de apoyo de decisiones y de presentación. Utilizando un modelo regresivo de diagnóstico técnico se relacionan los parámetros geométricos de la vía y el vehículo que actualmente se miden en las rutinas de mantenimiento, con las cantidades dinámicas que evalúan el confort y la seguridad en vehículos férreos recomendados por la norma internacional UIC 518.

El equipo de medición utilizado para el experimento es de tecnología alemana y americana, que consiste en un hardware compuesto de un procesador de datos y

un conjunto de tarjetas de registro de datos, a las cuales son conectados 13 sensores para medir aceleración y fuerza en diferentes puntos del vehículo de pasajeros y variables de funcionamiento del vehículo como la velocidad.

Las mediciones de aceleración en la caja del vehículo se hace a través de dos acelerómetros triaxiales cada uno ubicado en el sector de los bogies, de tal manera que el eje X es positivo en la dirección de la marcha del vehículo, el eje Z es positivo verticalmente y Y es ortogonal a los otros dos.

En la figuras siguientes se muestra el comportamiento del confort considerando el centrado de los datos de aceleración en los tres ejes en las figura 34, mientras que en las figuras 35, se presentan los resultados sin considerar el centrado de los datos, es decir variando alrededor de cero, para ilustrar la diferencia, se evaluó el confort en una vía recta .

Figura 34. Índices de confort en una recta, considerando el centrado de los datos.

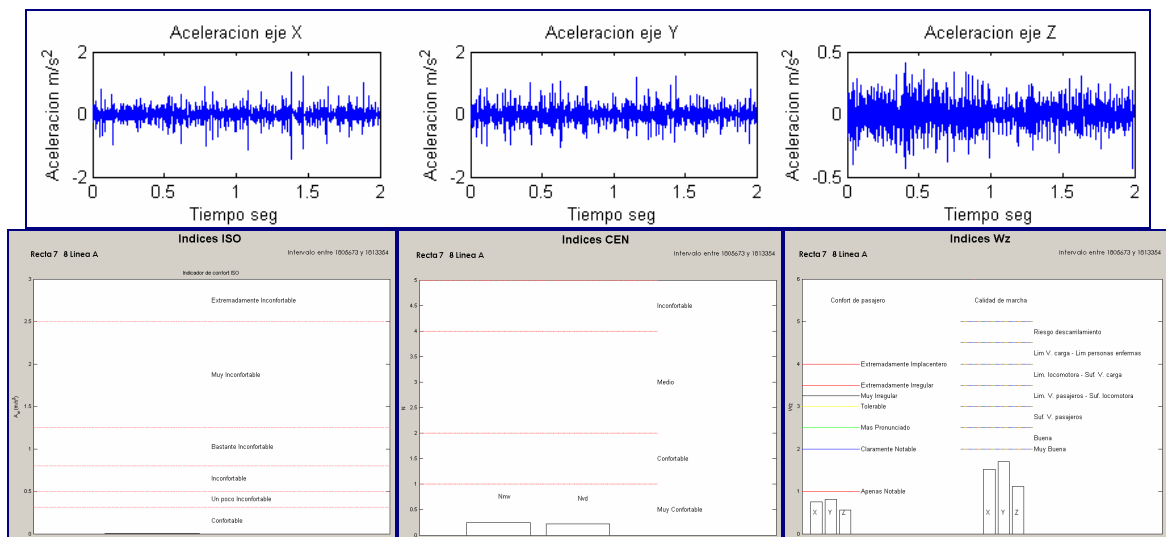
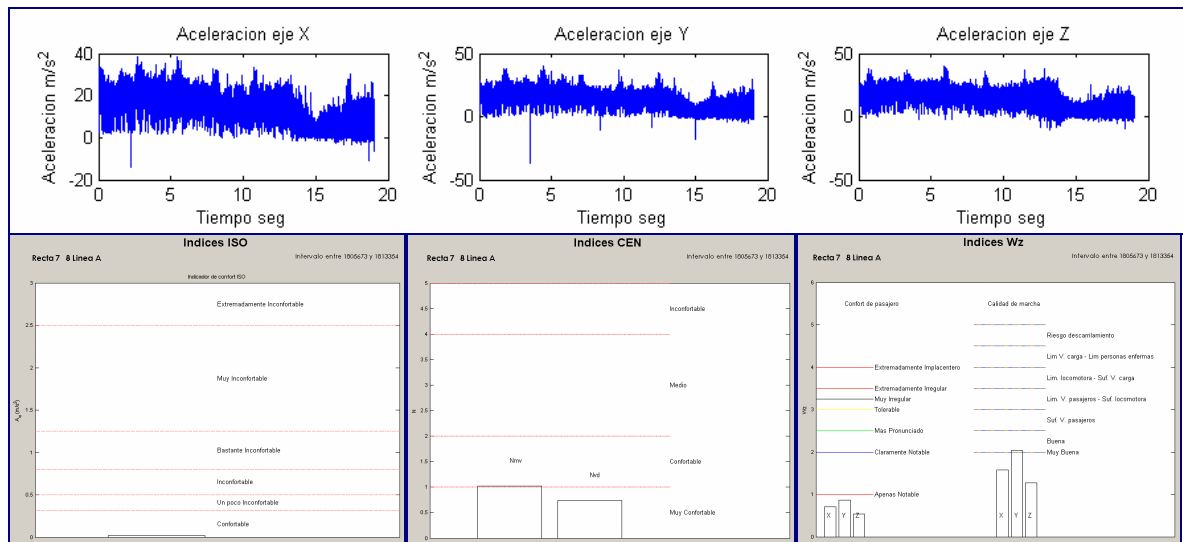


Figura 35. Índices de confort en una recta, sin considerar el centrado de los datos.



Se puede observar que con el centrado de los datos, el nivel de confort disminuye, viéndose mas afectado por el centrado los índices calculados por Wz y un menor cambio en el índice ISO, por lo tanto para los análisis siguientes, se considerará en centrado de los datos alrededor de cero.

A continuación se presenta la comparación de cada indicador, dependiendo del tipo de tramo, considerando las curvas de radios entre 250 y 400m, 400 y 600m y mas de 600m, además de las vías tangentes o rectas.

El índice de confort ISO, está entre unos valores de 0.003 y 0.0065, en la mayoría de los tamos, sin presentarse una diferencia significativa dependiendo del tipo de tramo, como se muestra en la figura 36.

Un análisis similar fue realizado para los demás indicadores, la tabla 35, presenta los resultados del análisis, para cada tipo de tramo, los indicadores de confort varían en el mismo rango.

Figura 36. Índices de confort ISO según el tramo.

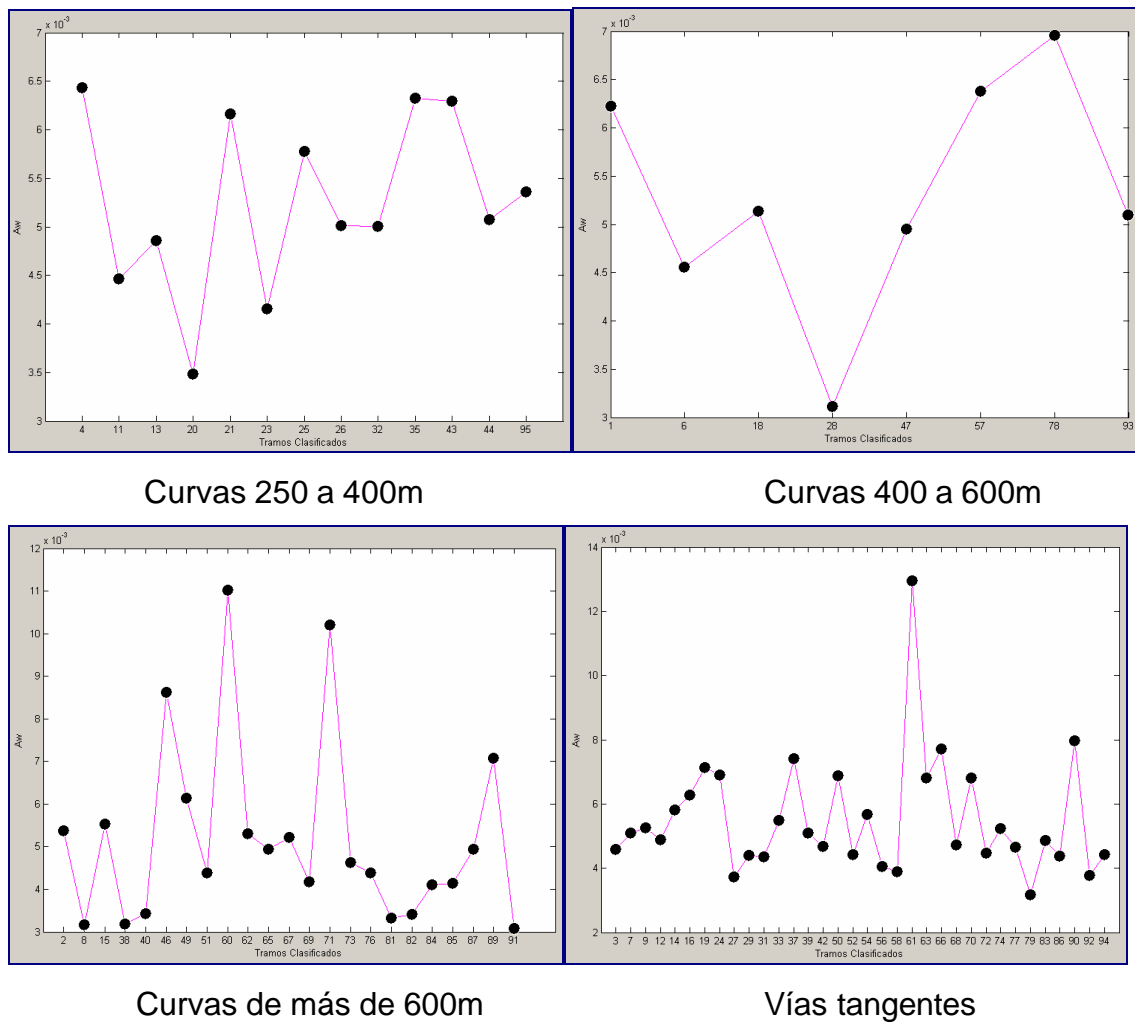


Tabla 35. Índices de confort para diferentes tramos.

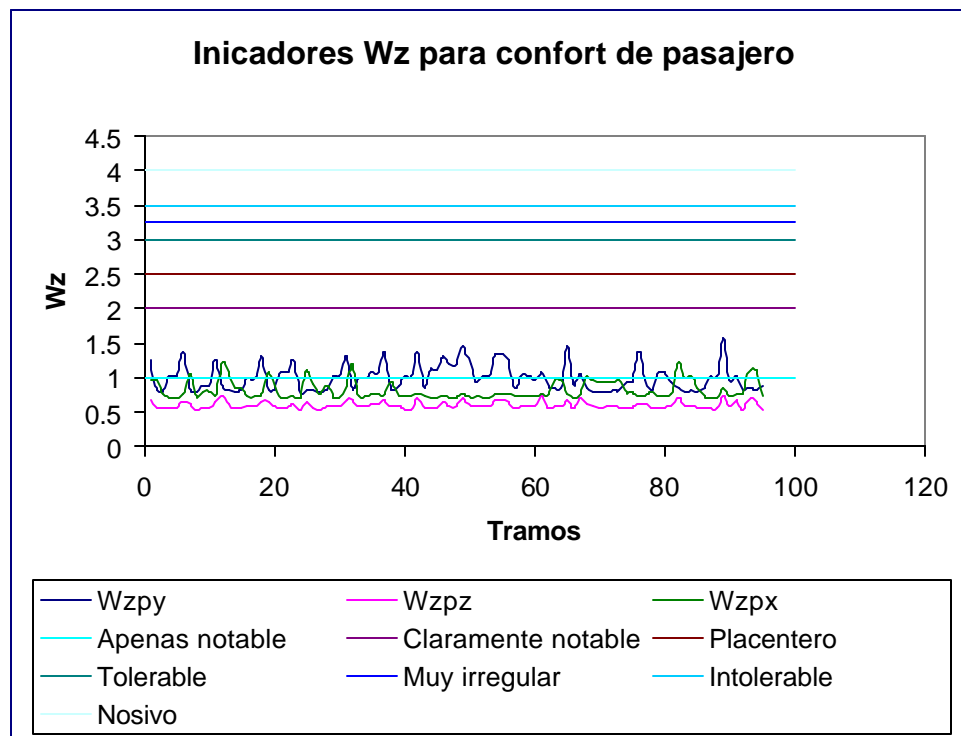
Tramo	ISO	CEN		Wz	
	Aw	N <sub>MV</sub>	N <sub>VD</sub>	Wzp	Wzv
Curvas de 250 a 400m	0.0035 – 0.0065	0.2 -0.11	0.2 – 0.8	0.54 – 0.68	1.1 – 1.7
Curvas de 400 a 600m	0.003 – 0.007	0.2 – 1.1	0.2 – 1.0	0.54 – 0.68	1.2 – 1.8
Curvas mayores de 600m	0.003 – 0.007	0.2 – 1.3	0.2 – 1.0	0.5 – 0.75	1.2 – 1.8
Vías tangentes	0.004 – 0.008	0.2 – 1.4	0.2 – 1.1	0.5 – 0.75	1.2 – 1.9

A continuación se presentan los análisis del confort considerando todo el recorrido de la unidad estudiada, sobre toda la vía, mediante los indicadores dados por las normas ISO, CEN y UIC, los indicadores propuestos por Sperling.

### 6.1.1. Evaluación según índice $w_z$

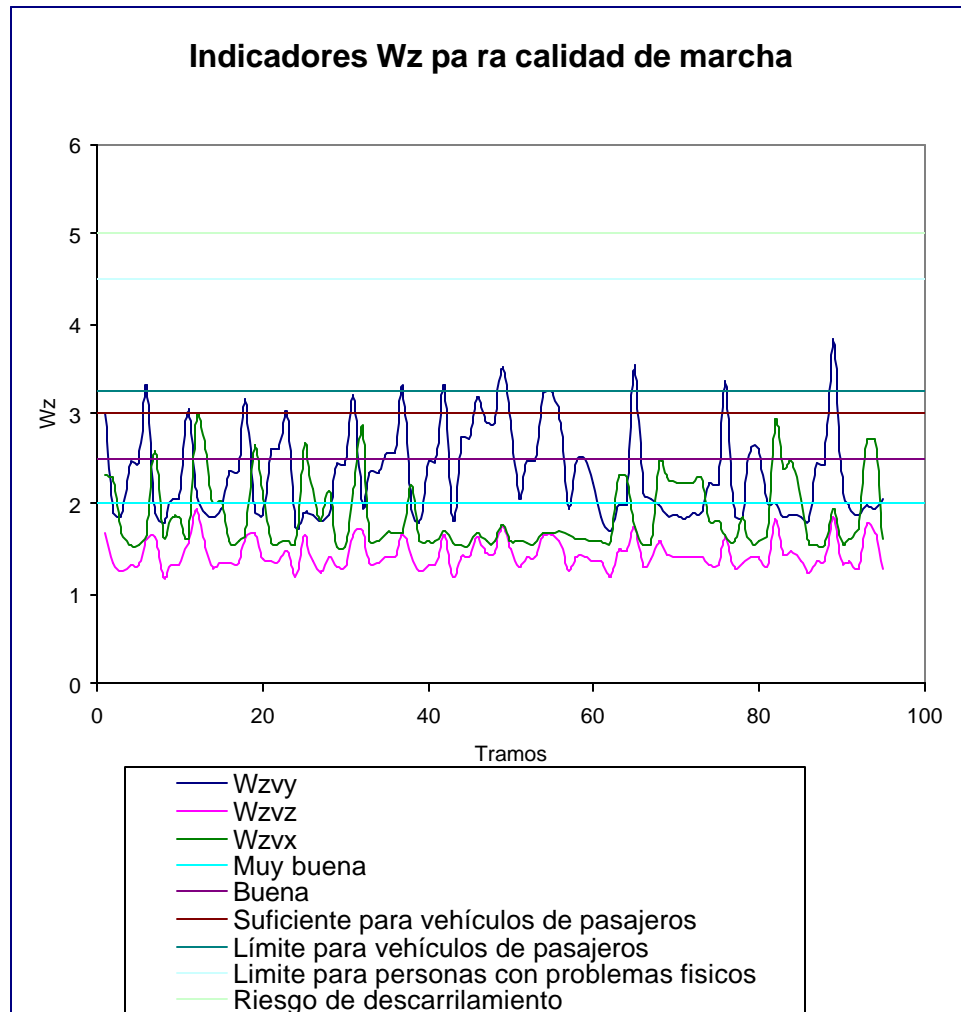
Las figuras 37 y 38, presentan los resultados de la evaluación del índice  $W_z$ , para las tres direcciones y considerando el confort de pasajero y la calidad de marcha.

Figura 37. Índices de confort  $W_z$  para el confort de pasajero, para la unidad estudiada.



El confort de pasajero, es considerado apenas notable, según la evaluación propuesta por Sperling.

Figura 38. Índices de confort  $W_z$  para la calidad de marcha, para la unidad estudiada.

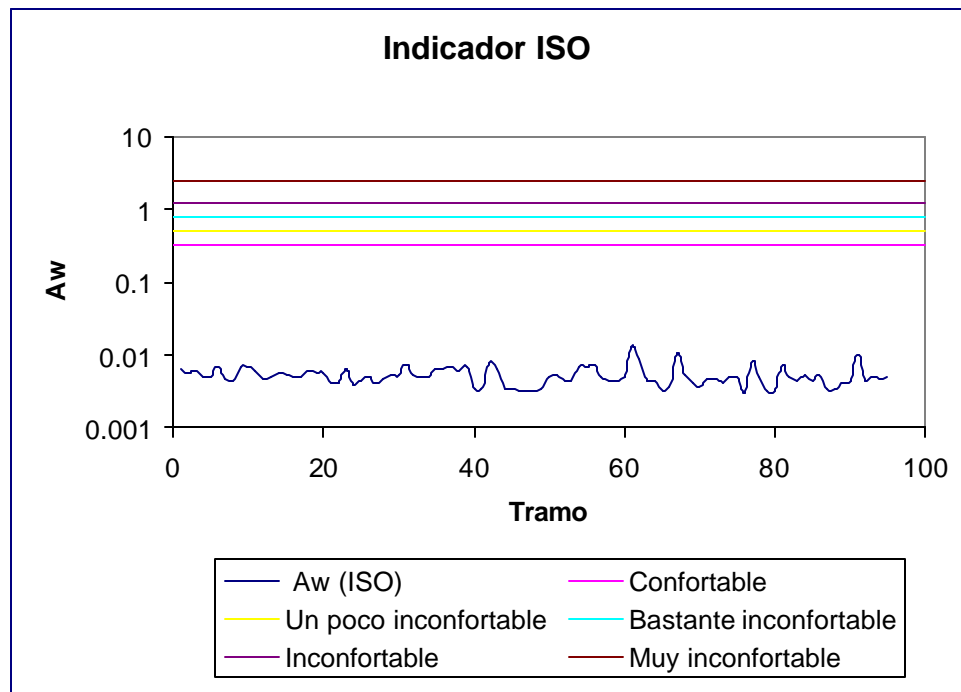


La calidad de marcha en las direcciones X y Z, están evaluadas como muy buenas, sin embargo en la dirección Y se llega al límite para vehículos de pasajeros según la evaluación propuesta por Sperling.

### 6.1.2. Evaluación según la norma ISO 2631-1

Según la norma ISO 2631-1 la unidad en el recorrido es confortable, dado que todos los valores están por debajo de 0.315, como se puede observar en la figura 39.

Figura 39. Índice de confort ISO, para la unidad estudiada.

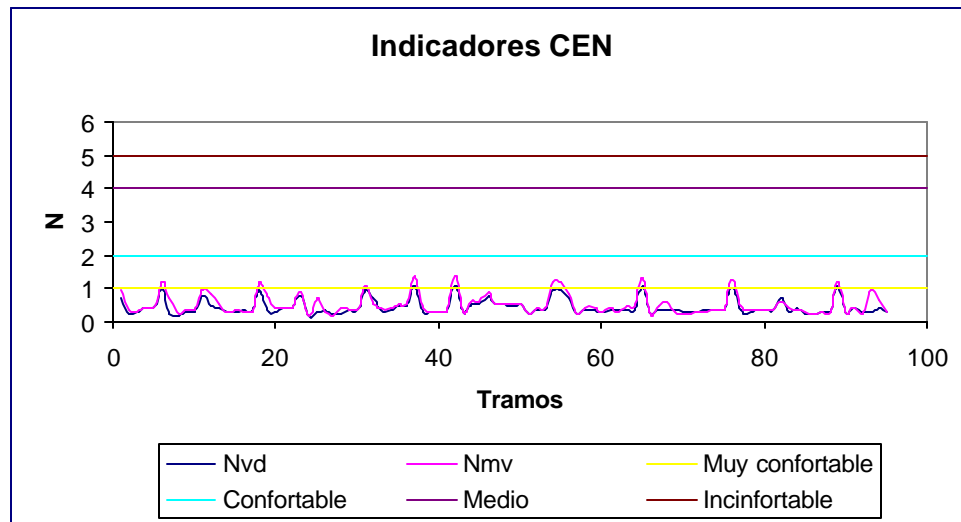


### 6.1.3. Evaluación según la norma CEN ENV 12299

Según la norma CEN 12299, el indicador de confort calculado por el método simplificado  $N_{MV}$  y  $N_{VD}$  confort promedio para pasajeros sentados, en ambos casos la evaluación considera muy confortable.



Figura 40. Índices de confort CEN para la unidad estudiada.



#### 6.1.4. Evaluación según la norma UIC 518

La evaluación del confort según la norma UIC 518 se realiza por medio del programa denominado, herramienta para asistir la aprobación de vehículos ferroviarios según la norma UIC 518, desarrollada en la Universidad EAFIT.

El programa trabaja por defecto con los valores establecidos en la norma UIC 518; sin embargo, algunos de ellos fueron modificados para adecuar la herramienta al sistema ferroviario local. Además, se le permite al usuario redefinir algunas de las cantidades en caso de ser necesario.

Con este desarrollo se pretende guiar a los usuarios durante todo el proceso de aprobación, desde la parametrización de los valores límite de las mediciones, pasando por definición de la ruta y el vehículo de prueba, hasta generar el reporte final del procedimiento.

Como anexo 8 se presentan los reportes generados por la herramienta, para la unidad estudiada del Sistema férreo local, con base en las mediciones tomadas el 17 de noviembre de 2005, en la línea A, en dirección ascendente.

La gran mayoría de los valores estimados están por debajo de los límites establecidos por la norma.

## 6.2. EVALUACIÓN DEL RUIDO EN UNA UNIDAD DEL SISTEMA FÉRREO LOCAL

Las mediciones de ruido se realizaron el 4 de noviembre de 2005 en las instalaciones del sistema férreo local, en un día sin lluvia y con poco viento. Se utilizó un Sonómetro Integrador de Precisión 2236 marca Brüel & Kjær, Tipo 1 que cumple con IEC 651 y 804, y ANSI 1.4 y S 1.43. Con éste se midieron los parámetros  $L_{eq}$  (Nivel sonoro continuo equivalente),  $MinL$  (Mínimo SPL) y  $MaxL$  (SPL o Nivel de presión sonora).

Se realizaron cuatro tipos de pruebas: en el interior del tren detenido, en el interior en marcha, en el exterior detenido y en el exterior en marcha; para todos los casos excepto el último se tomaron las medidas en una misma unidad.

El sonómetro toma datos cada segundo y para cada prueba se miden como mínimo 10 segundos; la ponderación en frecuencia utilizada para las pruebas en cada punto de medición es en ponderación A; adicionalmente se mide todo el espectro en bandas de 1/3 de octava en puntos estratégicos.

El protocolo de mediciones se realiza teniendo en cuenta las recomendaciones de PIEC (2004).

### 6.2.1. Interior del tren detenido

Para realizar esta medición, todos los equipos del tren fueron prendidos, incluyendo los ventiladores y luces, para este y los demás estudios, el compresor se encontraba apagado. Se tomaron mediciones en tres puntos, cada uno a dos alturas 1.2m y 1.6m para personas sentadas y paradas.

Figura 41. Puntos de medición del ruido en el interior del vehículo detenido.

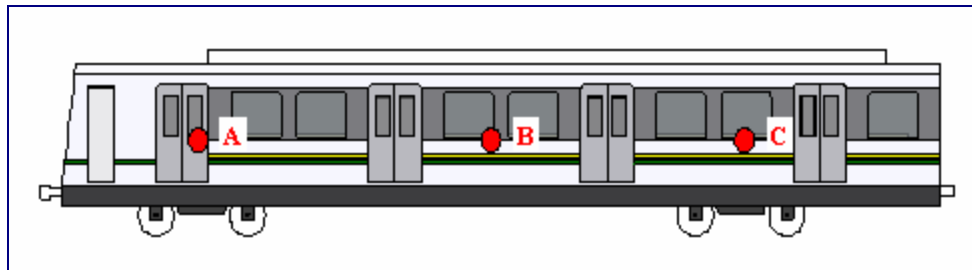
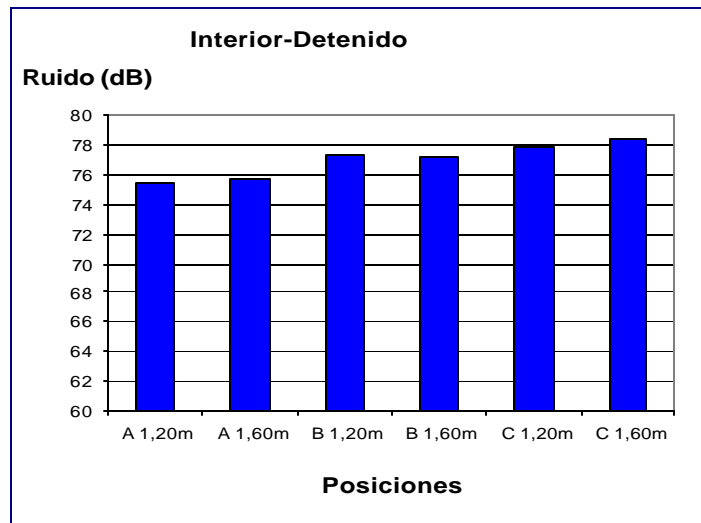


Tabla 36. SPL en el interior del vehículo detenido.

Posición	A		B		C	
	1,20m	1,60m	1,20m	1,60m	1,20m	1,60m
SPL (dBA)	75,4	75,7	77,3	77,2	77,9	78,5

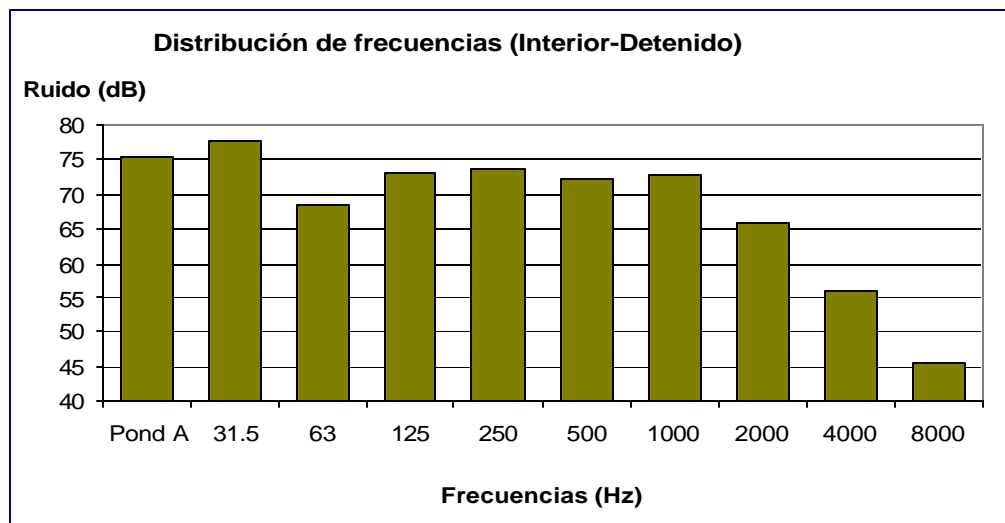
Según las recomendaciones dadas por Picc, el nivel de presión sonora en el interior del vehículo detenido, debe ser de 60dBA, según las mediciones tomadas todos los puntos superan este límite, no hay diferencia significativa en las mediciones con respecto a la altura en el mismo punto, tampoco es representativa la diferencia entre los puntos A, B y C, sin embargo, existe una pequeña tendencia ascendente, para las mediciones tomadas en la parte posterior del vagón (punto C).

Figura 42. SPL en el interior del vehículo detenido, a diferentes alturas.



Los niveles de presión sonora en estos puntos son catalogados entre audibles (73dB) y notorios (79dB), por la norma APTA.

Figura 43. Análisis de bandas de tercio de octava en el punto A (1.2m) para el vehículo detenido.



Con el fin de comparar los resultados obtenidos, se presentan en el anexo 9, los estudios realizados anteriormente en el interior del vehículo detenido, por una empresa local especialista en aislantes acústicos, los cuales muestran una disminución en el nivel de presión sonora, luego de hacer un aislamiento contra el ruido.

En la tabla 37, se presentan apartes de los resultados de dichos estudios, en los que los puntos A (Campana 1 cerca cabina de conductor puertas cerradas) y C (Campana 7 fin del vagón), son similares a los estudiados en el presente proyecto.

En ambos estudios, el nivel de presión sonora tiende a aumentar en la parte posterior del vagón, la diferencia radica en unos niveles más bajos, en el rango de frecuencias de 31.5 a 250hz, durante las mediciones realizadas los valores de nivel de presión sonora variaban sustancialmente, lo que puede generar un error en la lectura y explicar la diferencia con el estudio comparado.

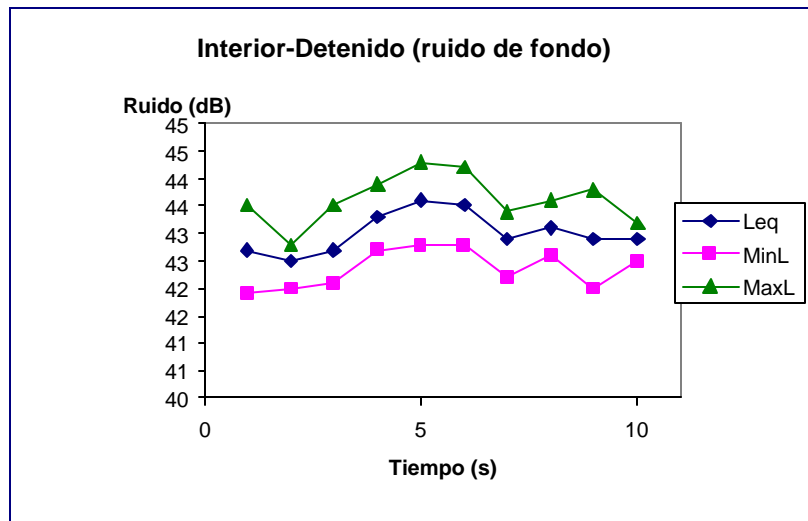
Tabla 37. Nivel de ruido interior del vehículo detenido según el estudio de la empresa especialista en aislantes acústicos.

No.	Punto	[dB (A)]			Frecuencia (Hz)									
		Máx.	Mín.	SPL	31.5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	16000
1	A	77.6	77.1	77.5	34	46.4	60.9	68.3	70.2	74.4	67.9	58	47.7	34.8
3	C	79.2	79.1	79.1	34.1	41.1	57.8	69.6	71.8	75.6	68.7	68.7	48.3	35.3

Para los estudios presentados, para el rango de frecuencias superiores a 2000hz, se observa una tendencia descendente del nivel de presión sonora.

Ya que la diferencia entre el ruido de fondo y las mediciones con el tren prendido fueron mayores de 10 dB, no hay necesidad de aplicar ningún factor de corrección, como lo especifica la teoría propuesta por Picc.

Figura 44. SPL del ruido de fondo en el Punto A (1.20m).

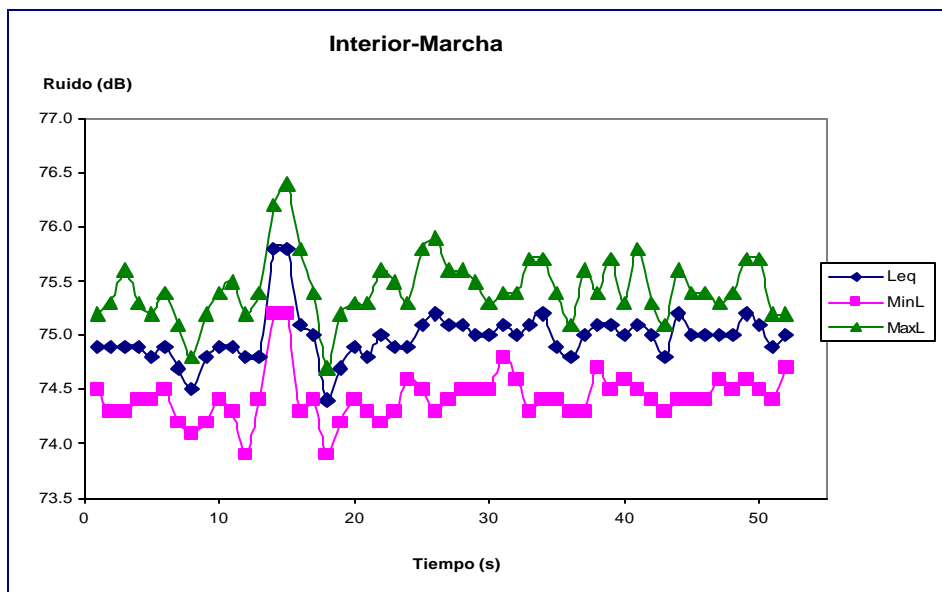


Promedio SPL = 43.6 dB, para el ruido de fondo.

### 6.2.2. Interior del tren en marcha

Se midió en el Punto A (1.20m) cuando el tren marchaba a una velocidad de 60 km/h.

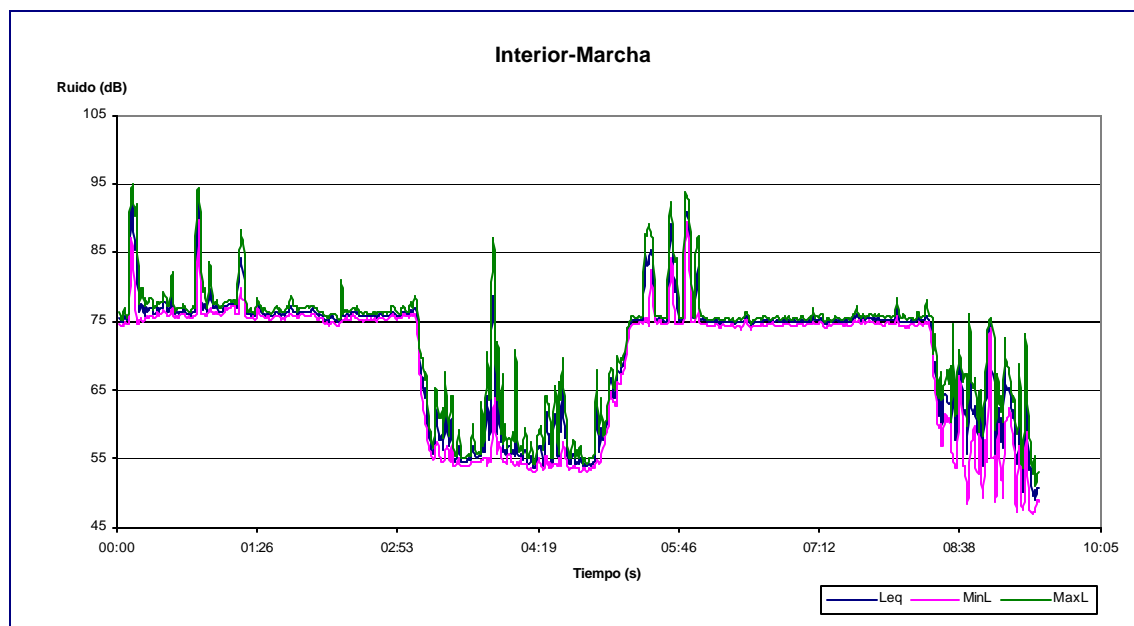
Figura 45. Interior del vehículo en marcha.



El nivel promedio está en 75.4dBA, el cual es superior a los valores recomendados por la norma APTA y por Picc, los cuales establecen un límite de 70dBA.

En la figura 46, se muestran los niveles de presión sonora con ponderación A tomados en el interior del vehículo en marcha, el valle alrededor de 55dBA se presentó con el vehículo detenido, los picos se deben principalmente al ruido generado por los altavoces del vehículo y los picos entre 8 y 9s se deben principalmente al paso por cambiavías.

Figura 46. Interior del vehículo en marcha durante 10min a diferentes velocidades.



### 6.2.3. Exterior del tren detenido

Se utilizaron los siguientes puntos de medición, sólo a un lado del tren, porque en el otro se encontraba un obstáculo muy cercano que perturbaba las mediciones, dando lugar a datos erróneos.

Figura 47. Puntos de medición al exterior del vehículo detenido.

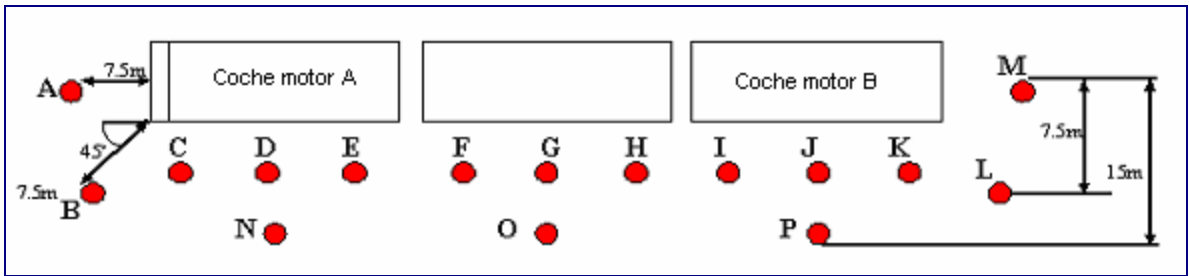


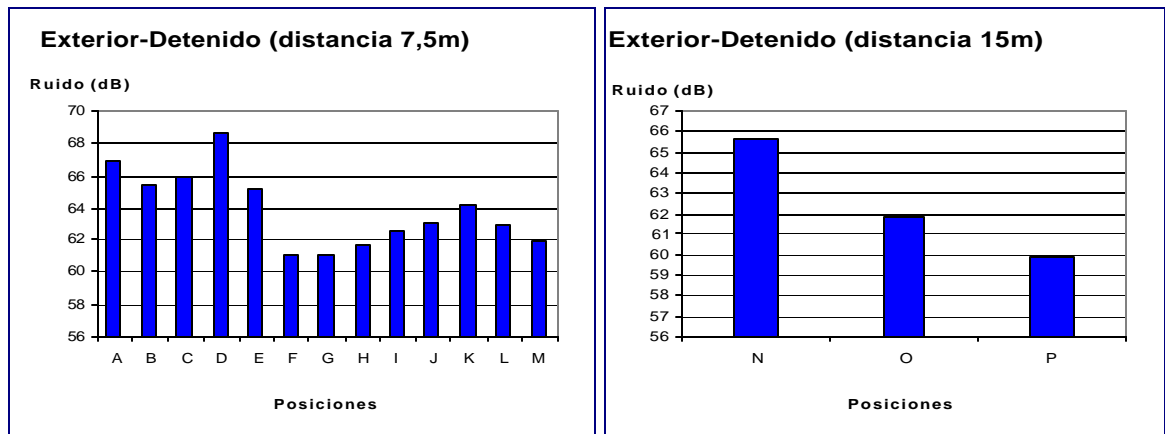
Tabla 38. SPL en el exterior del vehículo detenido a 7.5m.

Posición	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M
SPL (dB)	66,9	65,4	65,9	68,6	65,2	61,1	61,0	61,6	62,6	63,1	64,3	63,0	61,9

Tabla 39. SPL en el exterior del vehículo detenido a 15m.

Posición	N	O	P
SPL (dB)	65,6	61,9	59,9

Figura 48. SPL al exterior del vehículo detenido a 7.5 y 15m.



Según la resolución 8321 del Ministerio de salud, el nivel de presión sonora debe ser menor a 92dBA, lo cual es cumplido según las mediciones tomadas; todos los



puntos arrojan valores inferiores. Se recomienda tomar las mediciones en los puntos D y N, puesto que en dichos lugares se presentan los niveles máximos. El análisis en frecuencias muestra un comportamiento similar al visto en el interior del vehículo detenido, sin embargo a partir de los 1000hz los niveles tienen una tendencia descendente.

Figura 49. Análisis de bandas de tercio de octava en el punto D en el exterior, para el vehículo detenido.

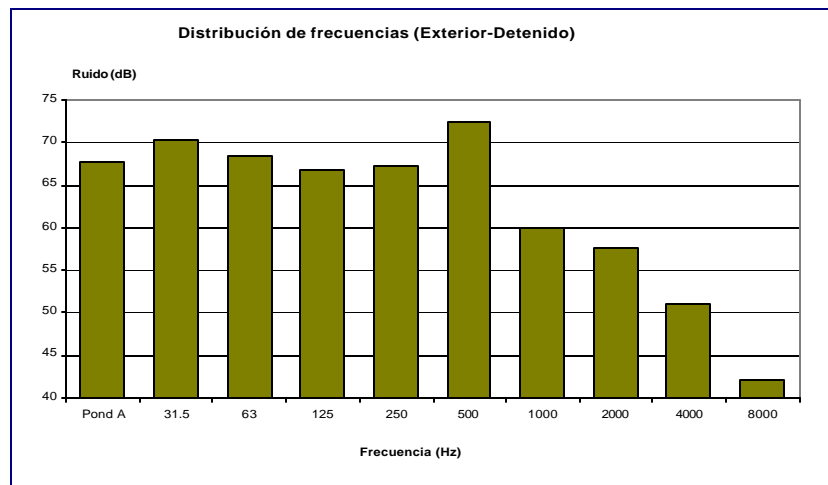
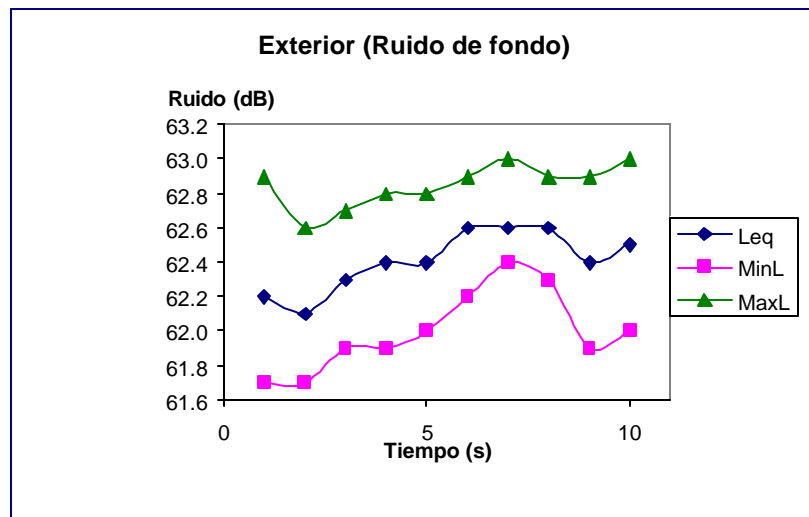


Figura 50. SPL del ruido de fondo en el exterior.



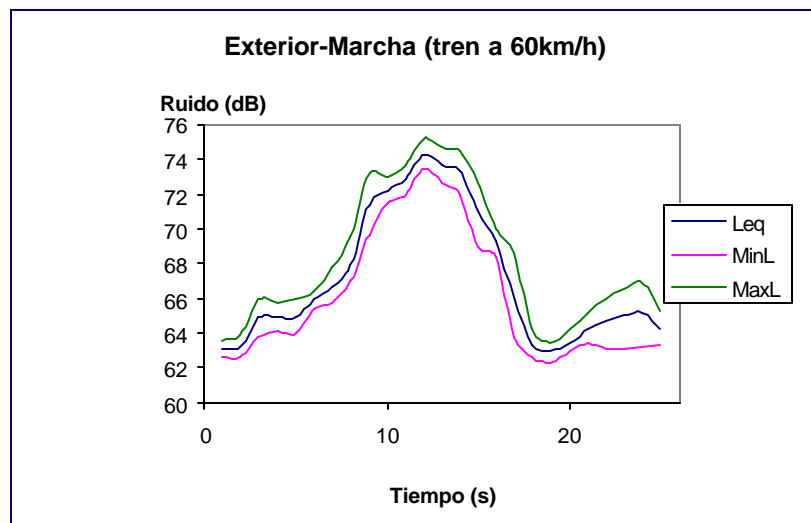
Promedio SPL = 62,9 dB

Como se presentan diferencias mayores de 10 dB con respecto a la mayor medición, no hay necesidad de aplicar factor de corrección.

#### 6.2.4. Exterior del tren en marcha

Se midió el ruido a una distancia de 25m de donde pasaba el tren; primero para un tren que pasaba a una velocidad de 60km/h aproximadamente, llegando a la estación.

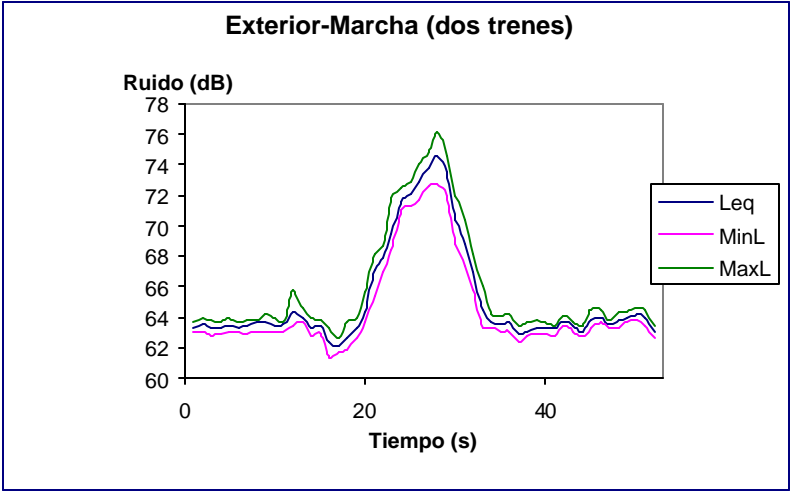
Figura 51. SPL del ruido exterior al paso del tren a 25m.



La segunda medición fue tomada en el mismo lugar, en el momento en que pasaban dos trenes en sentidos opuestos, uno a 40km/h y el otro a 60km/h.

En ambos casos el nivel de presión sonora no supera los 76dBA, tanto para la resolución 8321 como para la propuesta de Piec, el valor esta por debajo de los limites establecidos.

Figura 52. SPL del ruido exterior al paso de dos trenes a 25m.



## 7. METODOLOGÍA PROPUESTA PARA LA EVALUACIÓN DEL RUIDO EN EL SISTEMA FÉRREO LOCAL

Con base en las mediciones realizadas y el análisis respectivo, en el presente capítulo, se propone la siguiente metodología de medición del ruido del sistema férreo local. Considerando la metodología propuesta por Picc, la resolución colombiana y los valores límites de APTA

Como consideraciones generales se deben tomar valores al rededor de 10s, las mediciones deben realizarse en un perímetro despejado de al menos 20m, los niveles se obtendrán con un sonómetro calibrado, en respuesta rápida (F) y el filtro de ponderación A, y las condiciones ambientales deben posibilitar las mediciones, es decir, día sin lluvia y con poco viento.

Puede hacerse una categorización del ruido medido con respecto a la tabla siguiente, la cual es sugerida por la APTA.

Tabla 40. Categorización del ruido medido.

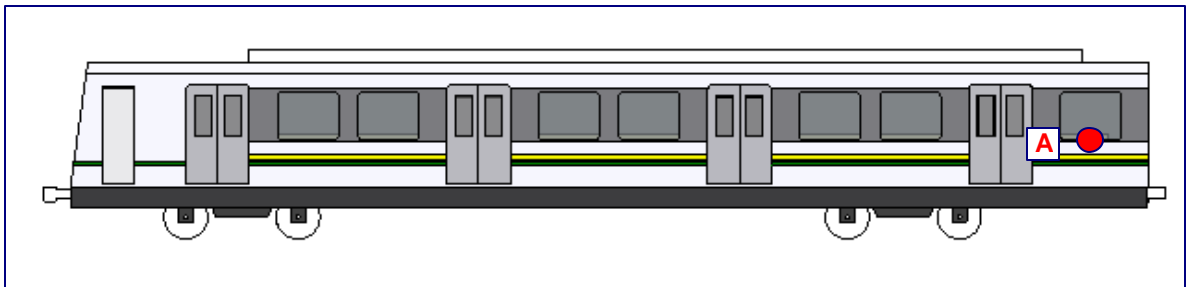
Categoría	Ruido hasta dBA
Silencioso	67
Audible	73
Notorio	79
Molesto	85
Muy molesto	91

El análisis se basa en la medición de ruido tanto en el interior como en el exterior del vehículo, además de considerar si este está en marcha o se encuentra detenido.

### 7.1.1. Interior del vehículo detenido

Se realiza una medición a la altura de 1.6m, en el punto A mostrado en la figura 53, sobre el bogie, en la línea central del vagón, en el coche motor A, el nivel límite de presión sonora (SPL) es de 60dBA, se recomienda un análisis de ruido en bandas de tercio de octava en el mismo punto, con frecuencias centrales desde 31.5 a 8000hz. Tanto las luces como la ventilación deben estar encendidos, se recomienda realizar mediciones adicionales con el compresor encendido.

Figura 53. Punto de medición del ruido en el interior del vehículo detenido.



### 7.1.2. Ruido interior para el vehículo en marcha.

Esta medición se debe realizar en el mismo punto seleccionado para el ruido interior del vehículo detenido, pero sólo se tomará el nivel de presión sonora con ponderación A, en lo posible el vehículo debe viajar a una velocidad de  $60 \pm 5$  km/h; el límite aceptado es de 70dBA. Al igual que en el caso anterior, se recomienda realizar mediciones complementarias con el compresor en funcionamiento.

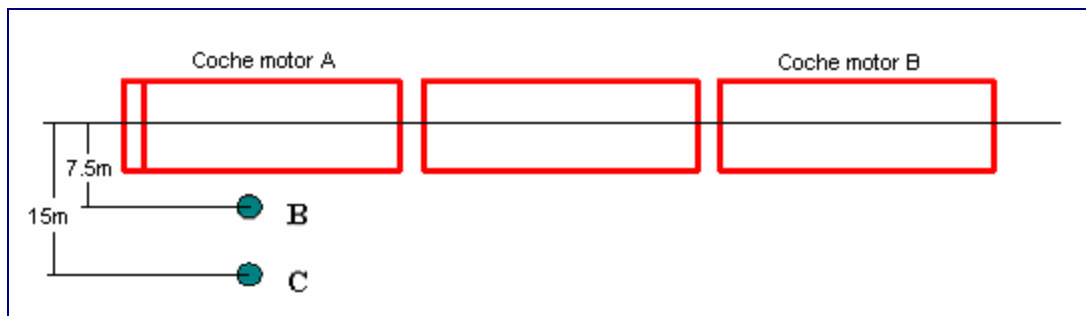
### 7.1.3. Ruido exterior para el vehículo en marcha.

Las mediciones se deben de realizar a 7.5m del eje de la vía, a una altura de 1.6m medida a partir de las cabezas de los rieles, en lo posible el vehículo debe pasar a una velocidad de  $60 \pm 5$  km/h; el nivel aceptable de presión sonora es de 92dBA.

#### 7.1.4. Ruido exterior para el vehículo detenido.

El sonómetro se debe colocar perpendicular al segmento de la vía, a una distancia de 7.5m (punto B) y 15m (punto C) del eje de la vía, a una altura de 1.6m desde la cabeza del riel. El nivel de presión sonora no debe sobrepasar 92dBA. Las puertas del vehículo deben estar cerradas y los equipos en su interior encendidos y en lo posible el compresor funcionando.

Figura 54. Punto de medición del ruido en el exterior del vehículo detenido.



## 8. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Son muchos los factores que generan ruido y vibración en sistemas de transporte, en especial en sistemas ferroviarios, el estado de la vía, la velocidad del vehículo y las características del mismo, juegan un papel importante en la dinámica del vehículo y por ende en el confort de los pasajeros.

Según los factores a evaluar, se puede hacer una clasificación de la evaluación del confort en sistemas férreos, en donde se tiene la calidad de viaje que involucra factores humanos, físicos y movimientos dinámicos; el confort de viaje y la evaluación técnica (indicador de viaje) involucran variables dinámicas (movimiento) solamente; éstas son usualmente aceleración y movimientos angulares. Algunas de estas cantidades son evaluadas por normas internacionales como UIC, ISO, CEN, BSI, entre otras, por metodologías propuesta por estudios como la presentada por Sperling o por normas de la compañía.

Tanto el ruido como las vibraciones generan en las personas afecciones a su confort y salud, si bien el confort experimentado por una persona es un concepto bastante subjetivo, muchos autores buscan definirlo con el fin de verificar como situaciones a las que se ve expuesto el individuo, ejercen un efecto negativo en su percepción del confort.

El ruido y las vibraciones pueden ejercer en las personas expuestas afecciones a su salud, desde una simple molestia, hasta la enfermedad de algunos órganos internos, es por esto que es importante evaluar dichas cantidades en los puestos de trabajo y en los lugares en donde las personas se pueden ver expuestas a condiciones altas de ruido y vibración, además estos factores se han convertido en parámetros de diseño de los vehículos de transporte en los cuales se busca la comodidad o confort de los pasajeros.

Las principales propiedades de las vibraciones que se presentan en líneas ferroviarias y que las diferencian de otras ramas del transporte son su rango estrecho de frecuencias naturales, bajos niveles de aceleración de la vibración y baja estacionalidad de las señales de vibración.

El nivel de aceleración de la vibración que se presentan en vagones de pasajeros es por lo general pequeño. Para material rodante proyectado en los últimos años el valor r.m.s de las señales de la aceleración de la vibración medidas entre 0 a 25hz es por lo general menor a  $0.4\text{m/s}^2$ . Al analizar las amplitudes de aceleración de la vibración medida en el sistema férreo local, se observa que los niveles son próximos a este valor.

La principal diferencia entre los métodos de evaluación del confort, radica en los filtros de ponderación, específicamente en la atenuación de las frecuencias que se encuentran fuera de el y la ganancia de las frecuencias de interés, las cuales por lo general se encuentran en un rango de 0.5 a 80hz, pues en este rango se considera que las vibraciones con estas frecuencias son mas nocivas para las personas influyendo en su confort.

Se puede observar que con el centrado de los datos alrededor de cero, el nivel de confort disminuye, viéndose mas afectado por el centrado los índices calculados por  $W_z$  y un menor cambio en los índices ISO, por lo tanto, para los análisis se recomienda realizar un centrado inicial de la señal, esto fue posible aplicarlo en los índices de confort ISO, CEN y  $W_z$ , para el caso del indicador de calidad de marcha de la UIC 518, las señales no fueron centradas.

Se analizó el comportamiento de los indicadores de confort de acuerdo a la distribución por tramos separados por curvas de entre 250 y 400m, curvas entre



400 y 600m, curvas de mas de 600m y vías tangentes, se observó que para dichos tramos los niveles de confort permanecieron en un rango estable.

El análisis del confort según las normas establecidas fue el siguiente, ISO lo califica como confortable,  $W_z$  para el confort de pasajero, esta en apenas notable, mientras que la calidad de marcha esta en el limite permitido para vehículos de pasajeros, según la norma CEN mediante el método de confort promedio para pasajeros sentados y mediante el método simplificado se tiene un estado muy confortable, situación que se presenta también en los resultados de la UIC.

Según las recomendaciones dadas por Piec, el nivel de presión sonora en el interior del vehículo detenido, debe ser de 60dBA, según las mediciones tomadas todos los puntos superan este límite, no hay diferencia significativa en las mediciones con respecto a la altura en el mismo punto, tampoco es representativa la diferencia entre los diferentes puntos de medición, sin embargo, existe una pequeña tendencia ascendente, para las mediciones tomadas en la parte posterior del vagón, es por esto que en la metodología propuesta para las mediciones de ruido se recomienda solo realizar una medición en la parte posterior del vagón. Es de aclarar que dicha metodología solo es una propuesta que requiere mediciones en más unidades, con el fin de verificar la validez de las afirmaciones mencionadas en el presente informe.

Según la resolución 8321 del Ministerio de salud, el nivel de presión sonora debe ser menor a 92dBA, en el exterior del vehículo detenido y en movimiento, lo cual se cumple, según las mediciones tomadas todos los puntos arrojan valores inferiores. Se recomienda tomar las mediciones en sólo dos puntos recomendados en la metodología propuesta, puesto que en dichos lugares se presentan los niveles máximos, los cuales son considerados más representativos, y así se reduce sustancialmente el tiempo requerido para las mediciones.

## 9. DEFINICIONES

**BANDAS DE OCTAVAS:** una octava es un intervalo de frecuencias comprendido entre una frecuencia inicial  $f_1$  y una frecuencia final  $f_2$  que cumplen la siguiente relación:

$$f_2 = 2f_1$$

La frecuencia central de una octava es una frecuencia  $f_0$ , que cumple las siguientes relaciones:

$$f_1 = \frac{f_0}{\sqrt{2}}$$

$$f_2 = \sqrt{2}f_0$$

En el anexo 5 se presenta las bandas de octava mas comunes (Viro, 2002, 12).

**BANDAS DE UN TERCIO DE OCTAVA:** es un intervalo de frecuencias comprendido entre una frecuencia inicial  $f_1$  y una frecuencia final  $f_2$ , que cumplen la siguiente relación, de tal forma que dentro de una octava existen tres tercios de octava:

$$f_2 = \sqrt[3]{2}f_1$$

La frecuencia central de un tercio de octava es una frecuencia  $f_0$  tal que:

$$f_1 = \frac{f_0}{\sqrt[6]{2}}$$

$$f_2 = \sqrt[6]{2}f_0$$

En el anexo 6 se presenta las bandas de tercio de octava mas comunes (Viro, 2002, 13).

**CURVAS DE PONDERACIÓN:** se utilizan para que los sonómetros puedan interpretar las lecturas de presión sonora de forma semejante a como lo hacen los humanos (Miyara, 2005, 2). La ponderación de frecuencias más común en la

actualidad es la ponderación A, que se ajusta aproximadamente a la respuesta del oído humano y que proporciona unos resultados expresados como dB(A) (Brüel & Kjær, 2000, 10). En el anexo 6 se presentan las curvas de ponderación más comunes.

DECIBELIO: es una unidad de nivel (logaritmo de la relación entre un valor medido y otro de referencia, de la misma naturaleza), cuando la base del logaritmo es la raíz décima de diez y los valores considerados son proporcionales a la potencia en determinadas condiciones ideales. Para un valor medido X, cuyo cuadrado es proporcional a la potencia, habiéndose elegido una magnitud de referencia X de la misma naturaleza, el nivel en decibelios es (ICONTEC, 1987, 4):

$$X(\text{dB}) = 10\text{Log}\left(\frac{X}{X_0}\right)^2 = 20\text{Log}\left(\frac{X}{X_0}\right)$$

Donde:

X(dB): nivel del valor X en dB.

X: valor medido.

X<sub>0</sub>: valor de referencia.

FACTOR DE CRESTA: se define como la relación entre el máximo valor pico, el valor r.m.s de la señal de vibración, valores altos del factor cresta revelan la apariencia de pulsos de choque.

$$C_f = \frac{X_{\text{max}}}{X_{\text{rms}}}$$

FRECUENCIA DEL SONIDO: número de ciclos o vibraciones que realiza una onda de presión sonora en un lapso de tiempo de un segundo. El Hertzio o Hertz (hz) es la unidad de medida de la frecuencia (Vargas, 1999, 4).

FRECUENCIA DE LA VIBRACIÓN: está definida como el número de ciclos u oscilaciones que efectúa el cuerpo en cada segundo:

$$f = \frac{1}{T}$$

Donde:

f: frecuencia [ciclos/segundo], [hz].

T: Periodo de la vibración [seg]

GANANCIA: Factor por el cual una señal es amplificada (o atenuada), generalmente expresado en dB. La ganancia como una función de la frecuencia es comúnmente referida como la magnitud de la función de respuesta en frecuencia

NIVEL DE PRESIÓN SONORA: escala logarítmica para expresar la presión sonora, dada por:

$$L_p = 20 \log \left( \frac{P_{rms}}{P_{ref}} \right)$$

$L_p$ : nivel de presión sonora, también es denotado como SPL.

$P_{ref}$ : Presión de referencia a la presión de un tono apenas audible ( $20\mu\text{pa}$ ).

$P_{rms}$ : Valor de la raíz media cuadrática (r.m.s) de la presión sonora medida en un punto particular.

FUNCIÓN DE TRANSFERENCIA EN FRECUENCIAS: la función de transferencia de un sistema lineal se define como la relación de la transformada de Laplace de la variable de salida y la transformada de Laplace de la variable de entrada, suponiendo que todas las condiciones iniciales se hacen iguales a cero:

$$H(S) = \frac{X(S)}{F(S)}$$

Donde:

H(S): función de transferencia.

X(S): Amplitud de la respuesta a una fuerza sinusoidal.

F(S): Amplitud de la fuerza aplicada.

Formas alternativas de la función de transferencia: diferentes funciones de transferencia son utilizadas en el análisis de vibraciones, dependiendo si se estudia la velocidad, la aceleración o el desplazamiento.

Función de transferencia	$\frac{X}{F}$ Complancia mecánica, receptancia o flexibilidad dinámica.	$\frac{V}{F}$ Movilidad mecánica	$\frac{A}{F}$ Acelerancia.
Función de transferencia inversa	$\frac{F}{X}$ Rigidez dinámica.	$\frac{F}{V}$ Impedancia mecánica	$\frac{F}{A}$ Masa efectiva, dinámica o aparente.

**PERCENTIL:** Cuando un conjunto ordenado de datos se divide en cien partes iguales, los puntos de división reciben el nombre de percentiles. En términos generales, el k-ésimo percentil se define de la siguiente manera: el k-ésimo percentil  $p_k$  es un valor tal, que al menos del 100k% de las observaciones están en el valor o por debajo de él, y al menos el 100(1-k)% están en el valor o por encima de él.

**PONDERACIONES EN FRECUENCIA:** buscan dar mayor ganancia a las frecuencias a las que el cuerpo humano es más sensible y una menor ganancia o atenuación a aquellas frecuencias a las que el cuerpo es menos sensible. Estas

ponderaciones dan una buena correlación entre el nivel de vibración medido y el sentido subjetivo o impacto que produce la vibración a las personas.

**RUIDO:** normalmente definido como un sonido no deseable. El término no deseable, se refiere al efecto negativo que tiene sobre el oyente, así el ruido es un sonido que molesta, perturba, irrita, agita o distrae (Isaza, 1988, 7).

**SONIDO:** consiste en una vibración del aire que se propaga en forma de ondas de presión sonora, las cuales son aumentos y disminuciones repetitivos de la presión del aire.

**VALOR MEDIO CUADRÁTICO (r.m.s o valor eficaz):** es definido por:

$$X_{rms} = \left[ \frac{\int_{t_1}^{t_2} X(t)^2 dt}{t_2 - t_1} \right]^{\frac{1}{2}}$$

Donde:

$X_{rms}$ : valor medio cuadrático de una señal  $X(t)$ .

T: periodo de tiempo.

El periodo de tiempo esta dado por:

$$T = t_2 - t_1$$

Para registros de tiempo discretos la ecuación puede modificarse en:

$$X_{rms} = \left[ \frac{\sum_n X_n^2}{N} \right]^{\frac{1}{2}}$$

Donde:

$X_n$ : valor de cada punto.

N: número total de puntos.

El número de puntos puede encontrarse mediante:

$$N = T \cdot f_s$$

Donde:

$f_s$ : frecuencia de muestreo.

T: periodo de tiempo.

**VIBRACIONES MECÁNICAS:** movimiento oscilatorio de una máquina, de una estructura, o de una parte de ellas, alrededor de su posición original de reposo o equilibrio (Saavedra, 1997, 1-1).

## 10. BIBLIOGRAFÍA

- [1] ARANA BURGUI, Migel y Eransus Izquierdo, Javier. Disposiciones mínimas de seguridad y salud relativas a la exposición a las vibraciones mecánicas en los puestos de trabajo : Extracto de directiva 2002/44/CE, Norma UNE-EN-ISO 5349-1 y Norma ISO 2631-1. Navarra : Departamento de Salud, Instituto Navarro de Salud Laboral, 2004. 24 p.
- [2] BOTERO HERRERA, Francisco Javier. Herramienta para asistir la aprobación de vehículos ferroviarios según la norma UIC 518. Medellín : El autor, 2004. 44 p.
- [3] BRÜEL & KJÆR, SOUND & VIBRATION MEASUREMENT A/S. Ruido Ambiental. Barcelona : BRÜEL & KJÆR, 2000. 70 p.
- [4] CARLBOM, Pelle. Carbody and passengers in rail vehicle dynamics. railway technology. Stockholm : Engineering. Royal Institute of Technology, 2000. 107 p.
- [5] CHUDZIKIEWIEZ, Andrzej i GROLL, Witold. Metoda oceny komfortu jazdy w lukach i krzywych przejściowych. s.l. : Centrum naukowo techniczne kolejnictwa, 2002. 4 p.
- [6] CORRADI, Roberto. Il comfort dei veicoli ferroviari. Italia : el autor, 15p.
- [7] CZAJKA, Józef H. Pomiary drgan i halasu na stanowiskach pracy w transporcie. Warszawa : Oficyna wydawnicza politechniki warszawskiej, 2000. 249 p. ISBN 83 – 7207 – 178 – 0.
- [8] DUMUR, Eliane; BARNARD, Ivonne and BOY, Guy. Designing for comfort. Toulouse : EURISCO International, 2004. 12 p.
- [9] ESVELD, Coenraad. Modern railway track. 2 ed. Delft : TU Delf, Delft university of technology, 2001, p 155 – 157, 459 – 473. ISBN 90 – 800324 – 3 – 3.



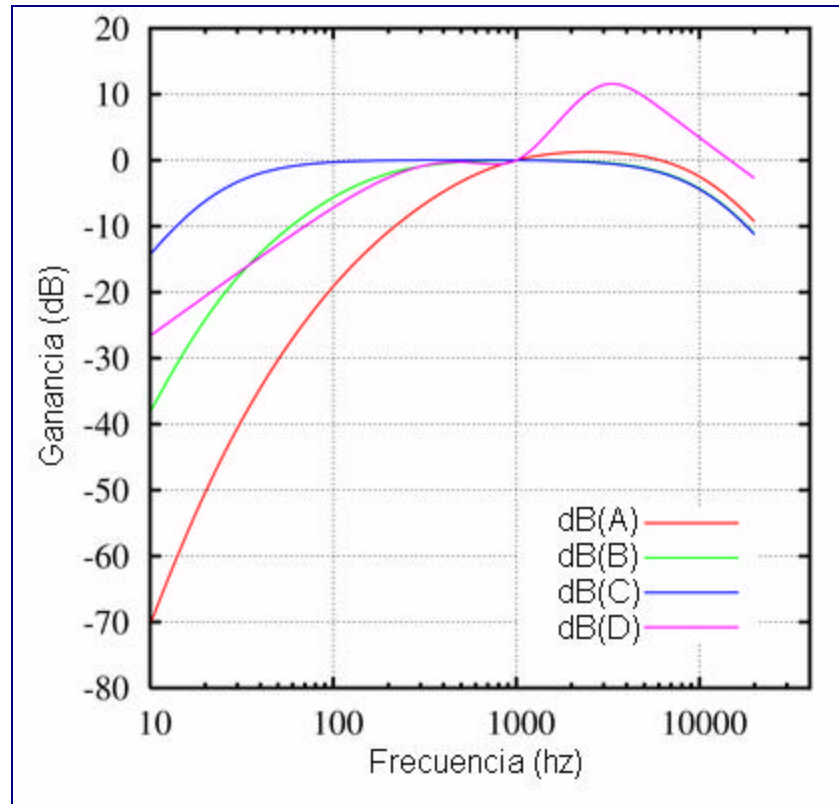
- [10] FÖRSTBERG, Johan. Ride comfort and motion sickness in tilting trains : Human responses to motion environments in train experiment and simulator experiments. Stockholm, 2000, 164 p. Doctoral thesis. Royal Institute of Technology. Department of Vehicle Engineering.
- [11] GROLL, Witold. Posrednia metoda wyznaczania komfortu jazdy i stopnia narazenia zdrowia na drgania. s.l. : xxxxx, 1992. p 30 – 39.
- [12] HARRIS, Cyril M. Manual de medidas acústicas y control del ruido. 3 ed. Madrid : McGraw Hill Interamericana de España, 1995. 2 v.
- [13] INDISA. Programa de evaluación y seguimiento del efecto de la operación del metro en el ruido ambiente. Medellín : el autor, 1998. 174p.
- [14] INTERNATIONAL UNION OF RAILWAYS (UIC). Testing and approval of railways vehicles from the point of view of their dynamic behaviour, safety, track fatigue and ride quality. 2 ed. Paris : UIC, 2003. 72 p. : il. (UIC 518 OR).
- [15] INTERNATIONAL UNION OF RAILWAYS (UIC). Rail defects. 4 ed. Paris : UIC, 2002. 111 p. : il. (UIC 512 R).
- [16] ISAZA RUIZ, Santiago, TORO BOTERO, Hernán y URIBE GÓMEZ, Santiago. Teoría de barreras y encierros acústicos en salones industriales: Modelo matemático y simulación en computador. Medellín, 1988, 3 – 25 p. Trabajo dirigido de grado presentado como requisito para optar el título de ingeniero mecánico. Universidad Pontificia Bolivariana. Facultad de ingeniería mecánica.
- [17] JONSSON, Peter. Procedure for the reduction of the effect of transient whole body vibrations. Sweden, 2005, 35 p. Doctoral Thesis. Lulea University of Technology. Department of Human Work Sciences. Division of Sound and Vibration.

- [18] KOZUBEK, Konrad & TOMASZEWSKI, Franciszek. Analiza i ocena zjawisk wibroakustycznych wagonów pasazerskich. s.l : Instytut Pojazdów Szynowych , Politechnika Poznańska. 2002, 5p.
- [19] LAURIKS, J, et al. UIC comfort tests : Investigation of ride comfort and comfort disturbance on transition and circular curves. s.l. : International Railway Union, 2003. 130 p.
- [20] MACMILLAN, Renata, Assessment and control of whole-body vibration. Australia : SafetyLine Institute, 1998. 25 p.
- [21] MARCINIAK, Józef. Wpływ drgan pojazdów szynowych na organizm ludzki. En : XIV Konferencja Naukowa Pojazdy Szynowe : Pojazdy Szynowe Na Przelomie Wieków (2000 : Kraków), 2000. p 65 – 71.
- [22] METRO DE MEDELLÍN, Cálculo dinámico : frecuencias naturales de las vibraciones de flexión de la caja : tren metropolitano de Medellín. Medellín : Metro de Medellín, 1986. 13 p. (informe No X81120-MAE-MC-004/aN).
- [23] METRO DE MEDELLÍN, Cálculo de las frecuencias naturales mas importantes del sistema bogie – caja para el tren metropolitano de Medellín. Medellín : Metro de Medellín, 1986. 8 p. (informe No X81000-MAE-MC-005/aN).
- [24] MINISTERIO DE SALUD. Resolución 8321 de 1983. Bogota : Ministerio de salud, 1983. 11p. (Resolución 8321:1983).
- [25] MIYARA, Federico. Niveles Sonoros [en línea]. [Rosario, Argentina] : Universidad Nacional de Rosario, 2005. [citada 13 mayo de 2005]. Disponible en Internet: <<http://www.eie.fceia.unr.edu.ar/~acustica/comite/niveles.htm>>.
- [26] MIYARA, Federico. Contaminantes físicos : criterios sobre vibraciones. Argentina : Universidad Nacional de Rosario : Facultad de ciencias exactas, ingeniería y agrimensura. 2005. 17 p.

- [27] MONDELO, Pedro R. et al. Ergonomía 4: El trabajo en oficinas. Barcelona : Ediciones UPC, 2001. v.4, p.171–172.
- [28] GRIFFIN, Michael J. Riesgos generales : vibraciones. Enciclopedia de salud y seguridad en el trabajo. España : OIT (Organización Internacional del Trabajo). 2001. p 50.1 – 50.17.
- [29] PIEC, Pawel. Badana eksploatacyjne elementów i zespołów pojazdów szynowych. Kraków : Politechnika Krakowska, 2004. 248 p. ISBN 83-7242-311-3.
- [30] TERRES ALEGRET, Xavier. Análisis de forjados metálicos a partir de ensayos dinámicos. s.l., 2004, 115 p. Tesis de fin de carrera (Ingeniero de caminos, canales y puertos). Universidad Politécnica de Cataluña. Departamento de la Ingeniería de la Construcción.
- [31] VIRO, Gabriel E et al. Protocolo de mediciones para trazado de mapas de ruido normalizados. Buenos Aires : Universidad de Buenos Aires, 2002. 55 p.
- [32] ZUO, L. y NAYFEH, S.A. Low order continuous - time filters for approximation of the ISO 2631-1 human vibration sensitivity weightings. En : Journal of sound and vibration. 265, 2003; p 459 – 465.

## 11. ANEXOS

### Anexo 1. Filtros de ponderación A, B, C y D.



Viro, 2001, 11

Anexo 2. Frecuencias naturales de las vibraciones de flexión de la caja del tren metropolitano de Medellín.

Frecuencias naturales de la caja (sin carga útil) en el plano vertical:

Galope	f = 1.18hz
Cabeceo	f = 1.47hz
1ª frecuencia de flexión	f = 8.93hz
2ª frecuencia de flexión	f = 14.56hz

Frecuencias naturales de vehículos sobre rieles

Dirección		Frecuencias naturales	
		Coche motor vacío (hz)	Coche motor cargado (hz)
Galope caja	FZW	1.23	0.91
Galope bogie	FZD	6.48	6.53
Oscilación longitudinal bogie	FXDG	3.02	2.68
Oscilación longitudinal bogie	FXD	2.33	2.33
Oscilación transversal caja	FYW	0.67	0.49
Oscilación transversal bogie	FYD	10.62	10.62
Cabeceo caja	FNW	1.45	1.09
Cabeceo bogie	FND	7.57	7.57
Movimiento pendular caja	FWW	1.52	1.10
Movimiento de balanceo bogie	FWD	15.62	15.74
Giro eje Z caja	FDW	1.06	0.79
Giro eje Z bogie	FDD	12.63	12.63
Balanceo de torsión caja	FVW	4.10	2.98
Torsión bogie	FVD	18.09	18.20

Metro de Medellín, 1986, (3, 18 y 21)

Anexo 3. Ponderaciones en frecuencia en 1/3 de octavas ISO2631-1:1997.

Frecuencia (Hz)	Principales			Adicionales		
	Wk	Wd	Wf	Wc	We	Wj
0.020			-32.32			
0.025			-28.47			
0.032			-24.48			
0.040			-20.26			
0.050			-16.08			
0.063			-11.47			
0.080			-6.73			
0.100	-30.12	-24.10	-3.16	-24.10	-24.08	-30.17
0.125	-26.27	-20.24	-0.96	-20.25	-20.22	-26.32
0.160	-22.05	-16.03	0.05	-16.03	-15.97	-22.10
0.200	-18.34	-12.29	-0.07	-12.29	-12.22	-18.42
0.250	-14.80	-8.75	-1.37	-8.78	-8.68	-14.85
0.315	-11.60	-5.51	-4.17	-5.56	-5.42	-11.63
0.400	-9.07	-2.94	-8.31	-3.00	-2.82	-9.09
0.500	-7.58	-1.38	-13.00	-1.48	-1.29	-7.60
0.630	-6.76	-0.50	-18.71	-0.64	-0.55	-6.78
0.800	-6.43	-0.07	-25.51	-0.25	-0.53	-6.41
1.000	-6.34	0.10	-32.58	-0.08	-1.11	-6.30
1.250	-6.30	0.07	-40.02	0.00	-2.25	-6.29
1.600	-6.13	-0.28	-48.47	0.06	-3.99	-6.32
2.000	-5.50	-1.01	-56.19	0.10	-5.81	-6.34
2.500	-4.00	-2.20	-63.88	0.15	-7.77	-6.21
3.150	-1.89	-3.85	-72.04	0.19	-9.82	-5.61
4.000	-0.29	-5.81	-80.26	0.21	-11.94	-4.04
5.000	0.33	-7.77		0.11	-13.89	-2.01
6.300	0.46	-9.82		-0.23	-15.92	-0.48
8.000	0.31	-11.94		-1.00	-18.06	0.15
10.000	-0.10	-13.47		-2.20	-20.00	0.26
12.500	-0.90	-15.86		-3.78	-21.93	0.22
16.000	-2.29	-18.06		-5.81	-24.08	0.15
20.000	-3.93	-20.00		-7.77	-26.02	0.10
25.000	-5.80	-21.94		-9.76	-27.98	0.06
31.500	-7.85	-23.99		-11.84	-30.01	0.01
40.000	-10.06	-26.13		-14.02	-32.15	-0.08
50.000	-12.18	-28.22		-16.14	-34.24	-0.25
63.000	-14.61	-30.60		-18.56	-36.59	-0.62
80.000	-17.59	-33.51		-21.47	-39.58	-1.48
100.000	-21.04	-37.02		-24.93	-43.01	-3.00
125.000	-25.35	-41.28		-29.24	-47.31	-5.37
160.000	-30.90	-46.84		-34.80	-52.88	-8.78
200.000	-36.36	-52.29		-40.26	-58.34	-12.29
250.000	-42.05	-57.99		-45.92	-64.01	-16.03
315.000	-48.00	-63.88		-51.87	-69.90	-20.00
400.000	-54.20	-70.17		-58.06	-75.92	-24.10

MacMillan, 1998, 6

Anexo 4. Ponderaciones en frecuencia en 1/3 octavas para el cálculo de Wz.

Frecuencia (Hz)	Ganancias [dB]		
	H <sub>CV</sub>	H <sub>CL</sub>	H <sub>R</sub>
0.01	-41.801	-39.862	-33.362
0.020	-35.782	-33.844	-27.349
0.025	-33.846	-31.908	-25.416
0.032	-31.842	-29.903	-23.417
0.040	-29.772	-27.833	-21.357
0.050	-27.841	-25.902	-19.440
0.063	-25.845	-23.907	-17.468
0.080	-23.789	-21.851	-15.451
0.100	-21.880	-19.941	-13.597
0.125	-19.986	-18.048	-11.789
0.160	-17.919	-15.981	-9.872
0.200	-16.090	-14.151	-8.248
0.250	-14.316	-12.378	-6.780
0.315	-12.564	-10.626	-5.482
0.400	-10.880	-8.941	-4.454
0.500	-9.458	-7.520	-3.836
0.630	-8.172	-6.234	-3.548
0.800	-7.060	-5.121	-3.514
1.000	-6.212	-4.273	-3.458
1.250	-5.515	-3.576	-3.014
1.600	-4.856	-2.918	-1.822
2.000	-4.292	-2.354	-0.259
2.500	-3.693	-1.755	1.477
3.150	-2.992	-1.054	3.240
4.000	-2.239	-0.300	4.897
5.000	-1.800	0.138	6.231
6.300	-2.212	-0.274	7.362
8.000	-3.885	-1.947	8.254
10.000	-6.144	-4.205	8.843
12.500	-8.559	-6.621	9.219
16.000	-11.157	-9.219	9.414
20.000	-13.393	-11.455	9.405
25.000	-15.537	-13.599	9.221
31.500	-17.686	-15.748	8.833
40.000	-19.855	-17.916	8.196
50.000	-21.849	-19.911	7.369
63.000	-23.893	-21.955	6.273
80.000	-25.993	-24.054	4.901
100.000	-27.945	-26.007	3.433
125.000	-29.892	-27.954	1.824
160.000	-32.043	-30.105	-0.077
200.000	-33.985	-32.047	-1.872
250.000	-35.925	-33.987	-3.717
315.000	-37.934	-35.996	-5.661
400.000	-40.010	-38.072	-7.695
500.000	-41.949	-40.011	-9.608
630.000	-43.957	-42.019	-11.600
800.000	-46.032	-44.094	-13.665
1000.000	-47.970	-46.032	-15.597
1250.000	-49.909	-47.970	-17.531
1600.000	-52.053	-50.115	-19.672

Anexo 5. Frecuencias centrales de bandas de octava y ancho de bandas nominales.

Frecuencia central (hz)	Limites de banda (hz)
31.5	22.3 – 44.6
63	44.6 – 88.5
125	88.5 – 177
250	177 – 354
500	354 – 707
1000	707 – 1414
2000	1414 – 2830
4000	2830 – 5650
8000	5650 – 11300
16000	11300 - 22600

Isaza, 1988, 7



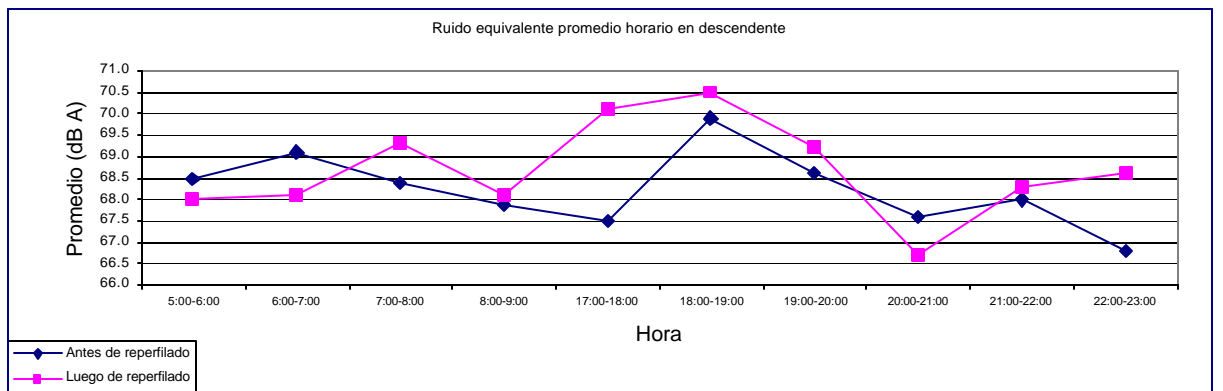
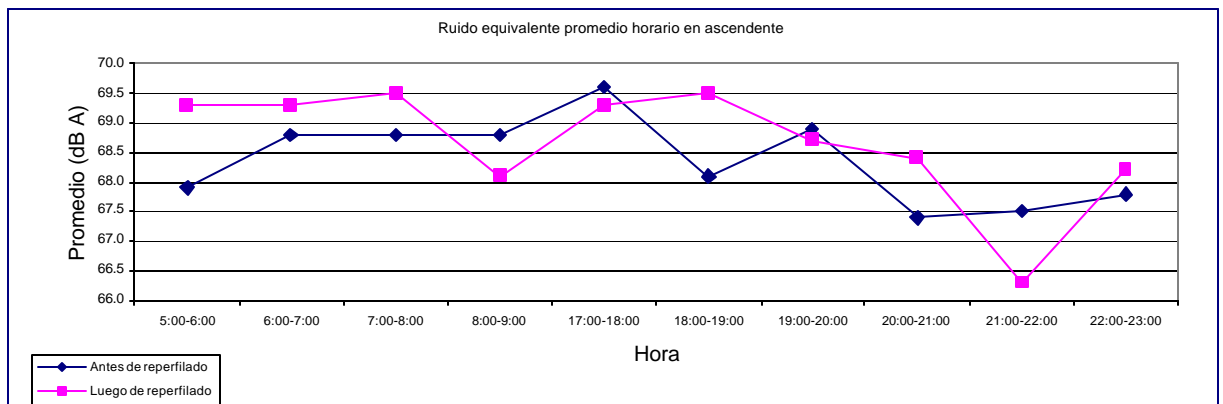
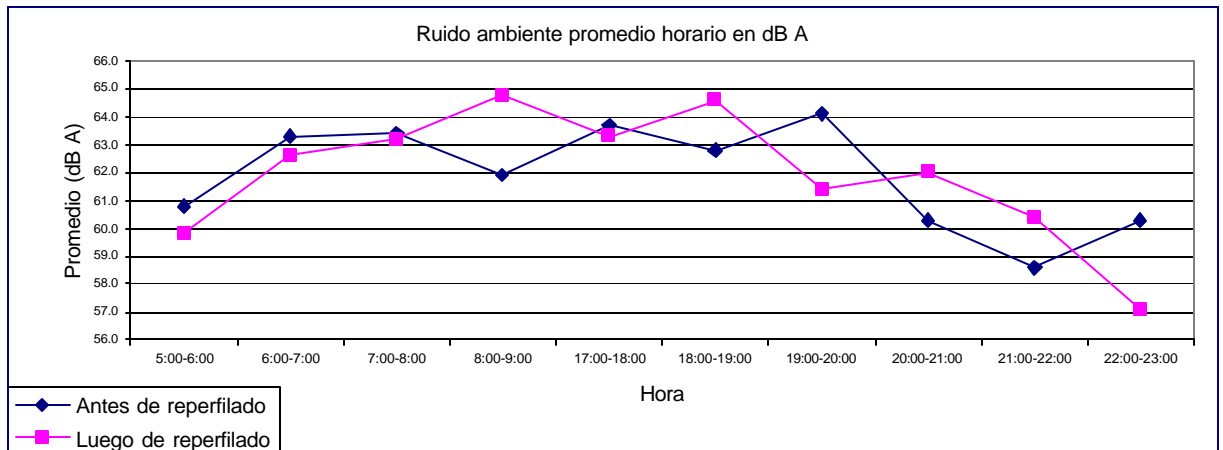
Anexo 6. Magnitudes de bandas de tercios de octavas.

Frecuencia central (hz)	Limites de la banda (hz)
8	
10	
12.5	
16	
20	
25	
31.5	22.3 – 44.6
40	
50	
63	44.6 – 88.5
80	
100	
125	88.5 – 177
160	
200	
250	177 – 354
315	
400	
500	354 – 707
630	
800	
1000	1414 – 2830
1250	
1600	11300 - 22600

Viro, 2002, 16

Anexo 7. Resultados del estudio del ruido generado por el sistema Metro antes y después del reperfilado de los rieles.

Mediciones realizadas en noviembre de 2001, en el tramo universidad – hospital.



NIVELES DE RUIDO EQUIVALENTE PROMEDIO Leq													
<b>Ruido ambiente</b>	Diurno	Nocturno	5:00- 6:00	6:00- 7:00	7:00- 8:00	8:00- 9:00	17:00- 18:00	18:00- 19:00	19:00- 20:00	20:00- 21:00	21:00- 22:00	22:00- 23:00	
	Antes de reperfilado	62.6	61.0	60.8	63.3	63.4	61.9	63.7	62.8	64.1	60.3	58.6	60.3
	Luego de reperfilado	63.2	60.3	59.8	62.6	63.2	64.8	63.3	64.6	61.4	62.0	60.4	57.1
<b>Ruido en ascendente</b>	Diurno	Nocturno	5:00- 6:00	6:00- 7:00	7:00- 8:00	8:00- 9:00	17:00- 18:00	18:00- 19:00	19:00- 20:00	20:00- 21:00	21:00- 22:00	22:00- 23:00	
	Antes de reperfilado	68.7	68.1	67.9	68.8	68.8	68.8	69.6	68.1	68.9	67.4	67.5	67.8
	Luego de reperfilado	68.9	68.5	69.3	69.3	69.5	68.1	69.3	69.5	68.7	68.4	66.3	68.2
<b>Ruido en descendente</b>	Diurno	Nocturno	5:00- 6:00	6:00- 7:00	7:00- 8:00	8:00- 9:00	17:00- 18:00	18:00- 19:00	19:00- 20:00	20:00- 21:00	21:00- 22:00	22:00- 23:00	
	Antes de reperfilado	68.5	68.3	68.5	69.1	68.4	67.9	67.5	69.9	68.6	67.6	68.0	66.8
	Luego de reperfilado	69.2	68.2	68.0	68.1	69.3	68.1	70.1	70.5	69.2	66.7	68.3	68.6

Anexo 8. Reportes de la evaluación del confort según la norma UIC 518 para la unidad 33 del Sistema ferreo local.

VÍA TANGENTE

RUTA: Linea A  
 Fecha: Jueves, 17 de Noviembre de 2005  
 Hora: 02:44 p.m.

CONDICIONES

Vehículo de Prueba

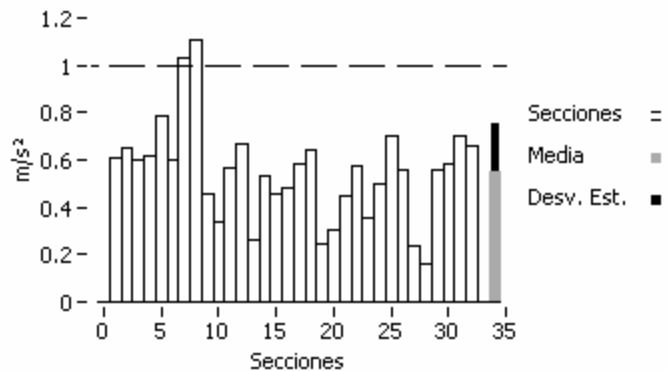
Tipo de vehículo:	Pasajeros	Longitud de las Secciones de Vía
Unidad Experimental:	12, CMB	Vía Tangente: 250 m
Velocidad Máxima:	80 km/h	Curvas de r. entre 250 y 400m: 70 m
Carga estática por eje (Po):	0 kN	Curvas de r. entre 400 y 600m: 100 m
Frec. de Inestabilidad (fo):	6 Hz	Curvas de r. mayores a 600m: 100 m
Suspensión Neumática:	Normal	

Comportamiento de la Marcha

Aceleración Lateral - Caja I

Resultados

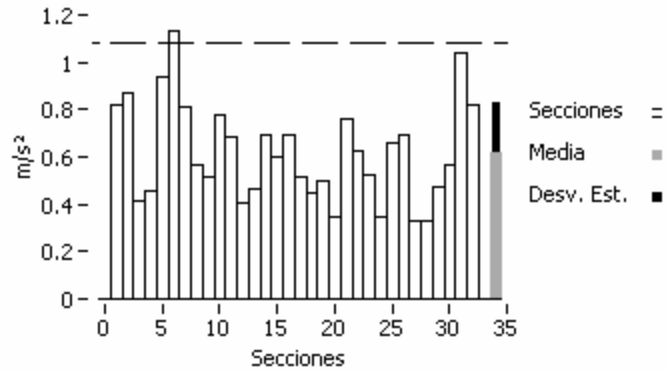
Límite: 2.50 m/s<sup>2</sup>  
 Máx. estimado: 1.00 m/s<sup>2</sup>  
 media: 0.55 m/s<sup>2</sup>  
 D. Estándar: 0.21 m/s<sup>2</sup>  
 ? : 2.50



Aceleración Lateral - Caja II

Resultados

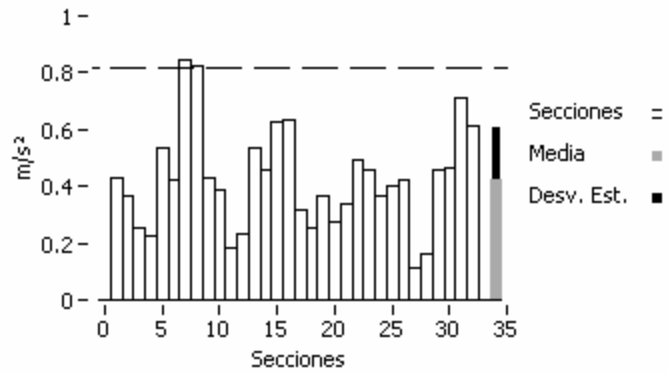
Límite:	2.50 m/s <sup>2</sup>
Máx. estimado:	1.08 m/s <sup>2</sup>
media:	0.62 m/s <sup>2</sup>
D. Estándar:	0.21 m/s <sup>2</sup>
? :	2.32



Aceleración Vertical - Caja I

Resultados

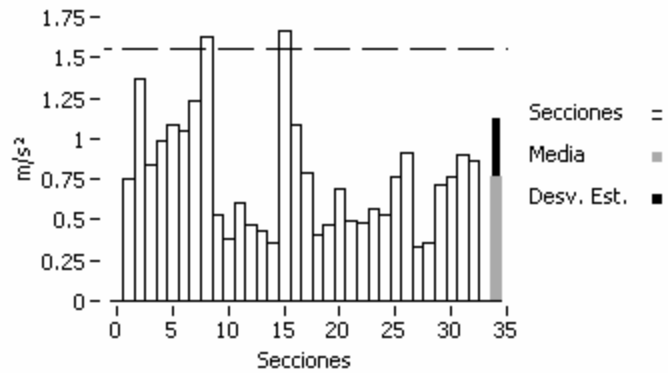
Límite:	2.50 m/s <sup>2</sup>
Máx. estimado:	0.82 m/s <sup>2</sup>
media:	0.42 m/s <sup>2</sup>
D. Estándar:	0.18 m/s <sup>2</sup>
? :	3.06



Aceleración Vertical - Caja II

Resultados

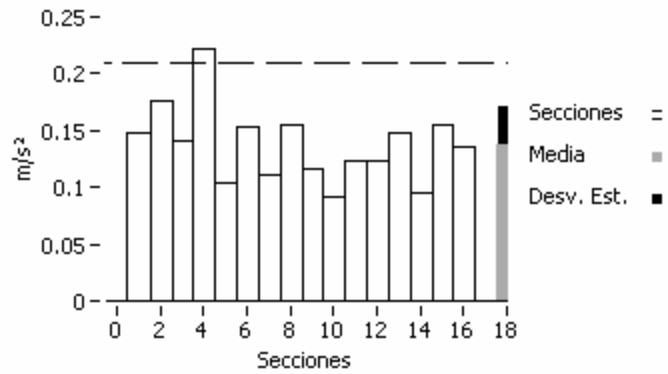
Límite:	2.50 m/s <sup>2</sup>
Máx. estimado:	1.55 m/s <sup>2</sup>
media:	0.77 m/s <sup>2</sup>
D. Estándar:	0.36 m/s <sup>2</sup>
? :	1.61



Acel. Lateral rms - Caja I

Resultados

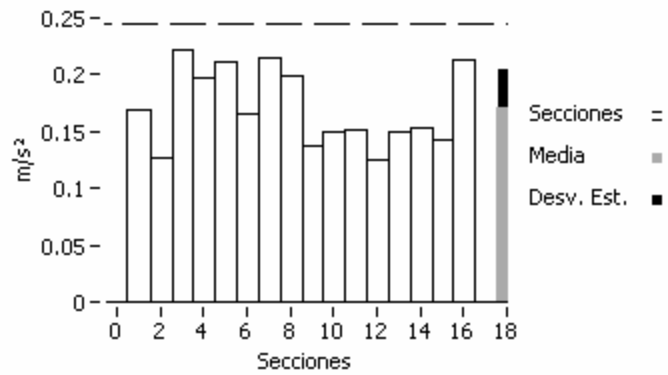
Límite: 0.50 m/s<sup>2</sup>  
 Máx. estimado: 0.21 m/s<sup>2</sup>  
 media: 0.14 m/s<sup>2</sup>  
 D. Estándar: 0.03 m/s<sup>2</sup>  
 ? : 2.38



Acel. Lateral rms - Caja II

Resultados

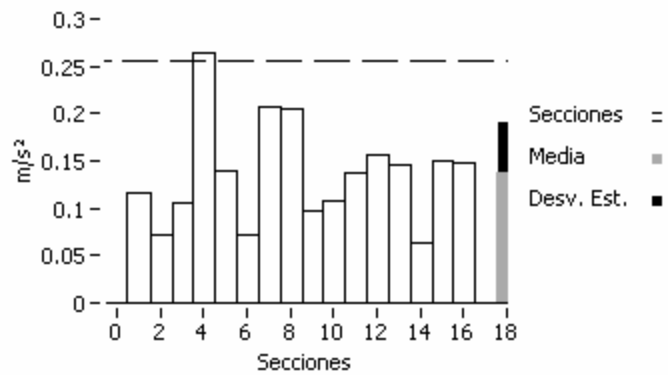
Límite: 0.50 m/s<sup>2</sup>  
 Máx. estimado: 0.24 m/s<sup>2</sup>  
 media: 0.17 m/s<sup>2</sup>  
 D. Estándar: 0.03 m/s<sup>2</sup>  
 ? : 2.04



Acel. Vertical rms - Caja I

Resultados

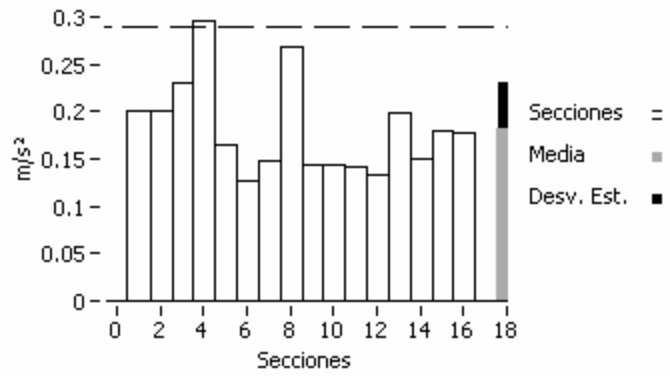
Límite: 0.75 m/s<sup>2</sup>  
 Máx. estimado: 0.26 m/s<sup>2</sup>  
 media: 0.14 m/s<sup>2</sup>  
 D. Estándar: 0.05 m/s<sup>2</sup>  
 ? : 2.93



Acel. Vertical rms - Caja II

Resultados

Límite: 0.75 m/s<sup>2</sup>  
Máx. estimado: 0.29 m/s<sup>2</sup>  
media: 0.18 m/s<sup>2</sup>  
D. Estándar: 0.05 m/s<sup>2</sup>  
?: 2.59



CURVAS DE GRANDES RADIOS

RUTA: Linea A  
 Fecha: Jueves, 17 de Noviembre de 2005  
 Hora: 02:44 p.m.

CONDICIONES

Vehículo de Prueba

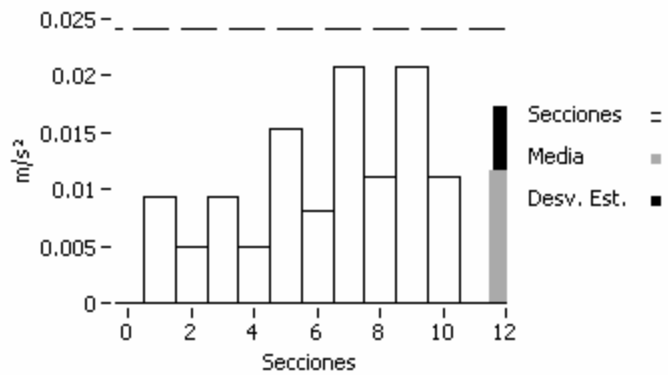
Tipo de vehículo:	Pasajeros	Longitud de las Secciones de Vía
Unidad Experimental:	12, CMB	Vía Tangente: 250 m
Velocidad Máxima:	80 km/h	Curvas de r. entre 250 y 400m: 70 m
Carga estática por eje (Po):	0 kN	Curvas de r. entre 400 y 600m: 100 m
Frec. de Inestabilidad (fo):	6 Hz	Curvas de r. mayores a 600m: 100 m
Suspensión Neumática:	Normal	

Comportamiento de la Marcha

Aceleración Lateral - Caja I

Resultados

Límite:	2.50	m/s <sup>2</sup>
Máx. estimado:	0.02	m/s <sup>2</sup>
media:	0.01	m/s <sup>2</sup>
D. Estándar:	0.01	m/s <sup>2</sup>
?:	103.30	

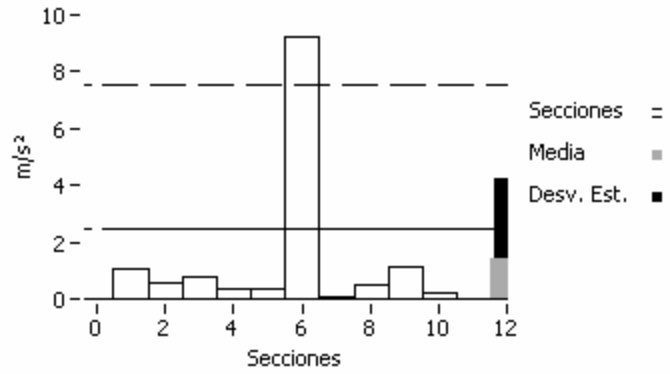




Aceleración Lateral - Caja II

Resultados

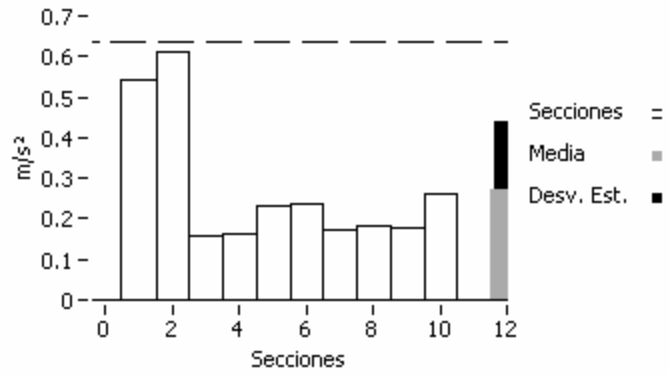
Límite: 2.50 m/s<sup>2</sup>  
 Máx. estimado: 7.52 m/s<sup>2</sup>  
 media: 1.42 m/s<sup>2</sup>  
 D. Estándar: 2.77 m/s<sup>2</sup>  
 ? : 0.33



Aceleración Vertical - Caja I

Resultados

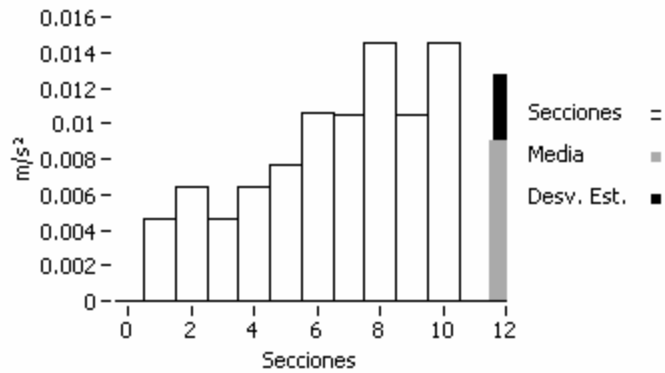
Límite: 2.50 m/s<sup>2</sup>  
 Máx. estimado: 0.64 m/s<sup>2</sup>  
 media: 0.27 m/s<sup>2</sup>  
 D. Estándar: 0.16 m/s<sup>2</sup>  
 ? : 3.93



Aceleración Vertical - Caja II

Resultados

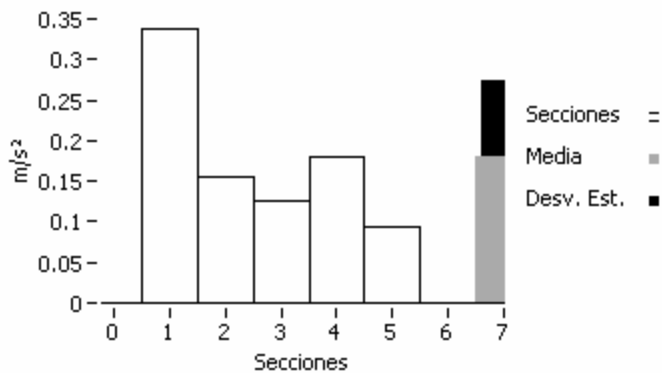
Límite: 2.50 m/s<sup>2</sup>  
 Máx. estimado: 0.02 m/s<sup>2</sup>  
 media: 0.01 m/s<sup>2</sup>  
 D. Estándar: 0.00 m/s<sup>2</sup>  
 ? : 146.21



Acel. Lateral rms - Caja I

Resultados

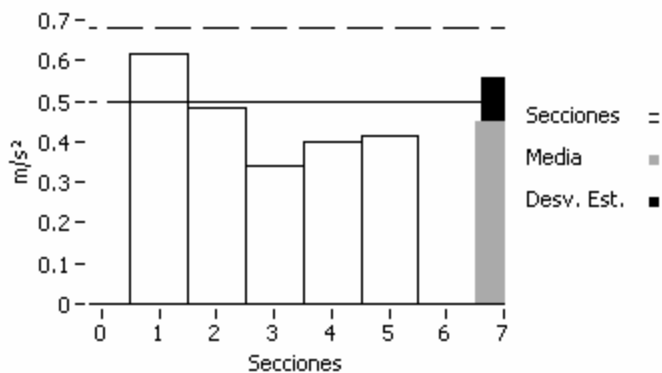
Límite: 0.50 m/s<sup>2</sup>  
 Máx. estimado: 0.39 m/s<sup>2</sup>  
 media: 0.18 m/s<sup>2</sup>  
 D. Estándar: 0.09 m/s<sup>2</sup>  
 ? : 1.29



Acel. Lateral rms - Caja II

Resultados

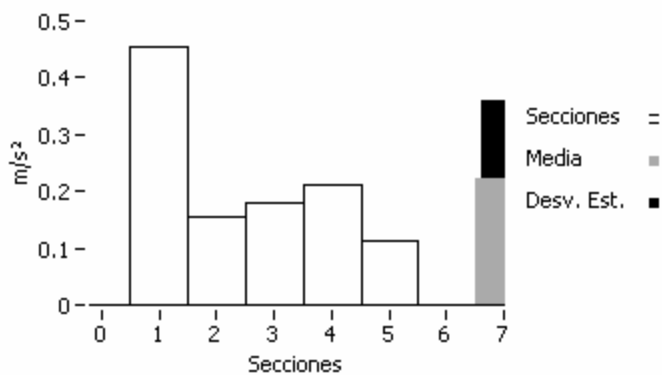
Límite: 0.50 m/s<sup>2</sup>  
 Máx. estimado: 0.68 m/s<sup>2</sup>  
 media: 0.45 m/s<sup>2</sup>  
 D. Estándar: 0.10 m/s<sup>2</sup>  
 ? : 0.73



Acel. Vertical rms - Caja I

Resultados

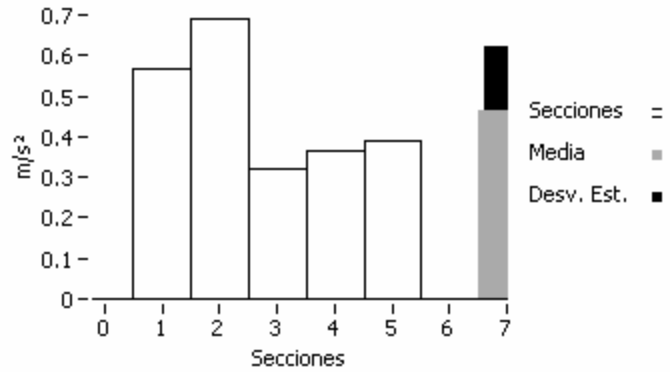
Límite: 0.75 m/s<sup>2</sup>  
 Máx. estimado: 0.52 m/s<sup>2</sup>  
 media: 0.22 m/s<sup>2</sup>  
 D. Estándar: 0.13 m/s<sup>2</sup>  
 ? : 1.44



Acel. Vertical rms - Caja II

Resultados

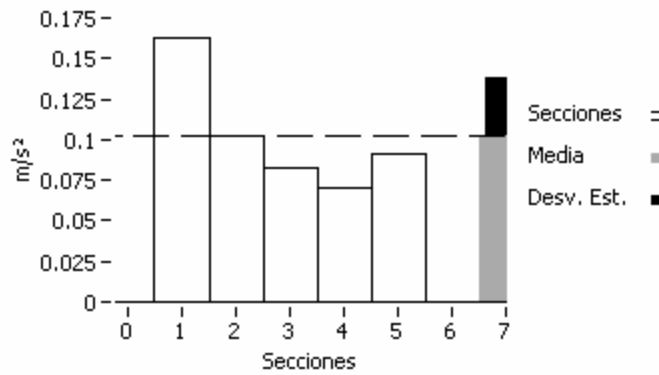
Límite: 0.75 m/s<sup>2</sup>  
 Máx. estimado: 0.81 m/s<sup>2</sup>  
 media: 0.46 m/s<sup>2</sup>  
 D. Estándar: 0.16 m/s<sup>2</sup>  
 ? : 0.93



Aceleración lateral q-estática - Caja I

Resultados

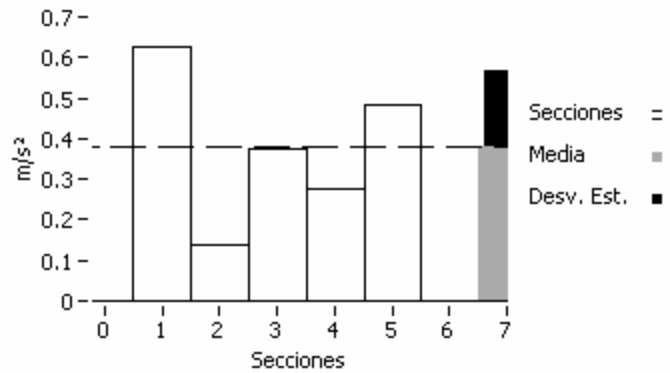
Límite: 1.50 m/s<sup>2</sup>  
 Máx. estimado: 0.10 m/s<sup>2</sup>  
 media: 0.10 m/s<sup>2</sup>  
 D. Estándar: 0.04 m/s<sup>2</sup>  
 ? : 14.74



Aceleración lateral q-estática - Caja II

Resultados

Límite: 1.50 m/s<sup>2</sup>  
 Máx. estimado: 0.38 m/s<sup>2</sup>  
 media: 0.38 m/s<sup>2</sup>  
 D. Estándar: 0.19 m/s<sup>2</sup>  
 ? : 3.96



Transiciones - Grandes Radios

No aplica.

**CURVAS DE PEQUEÑOS RADIOS**

RUTA: Linea A  
 Fecha: Jueves, 17 de Noviembre de 2005  
 Hora: 02:44 p.m.

**CONDICIONES**

**Vehículo de Prueba**

Tipo de vehículo: Pasajeros  
 Unidad Experimental: 12, CMB  
 Velocidad Máxima: 80 km/h  
 Carga estática por eje (Po): 0 kN  
 Frec. de Inestabilidad (fo): 6 Hz  
 Suspensión Neumática: Normal

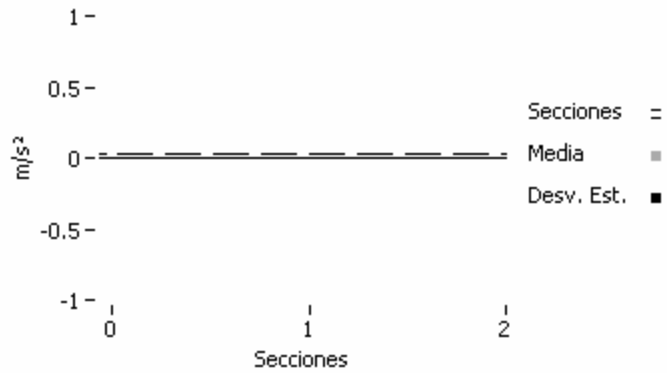
**Longitud de las Secciones de Vía**  
 Vía Tangente: 250 m  
 Curvas de r. entre 250 y 400m: 70 m  
 Curvas de r. entre 400 y 600m: 100 m  
 Curvas de r. mayores a 600m: 100 m

**Comportamiento de la Marcha**

**Aceleración Lateral - Caja I**

**Resultados**

Límite: 2.50 m/s<sup>2</sup>  
 Máx. estimado: NaN m/s<sup>2</sup>  
 media: NaN m/s<sup>2</sup>  
 D. Estándar: 0.00 m/s<sup>2</sup>  
 ? : NaN



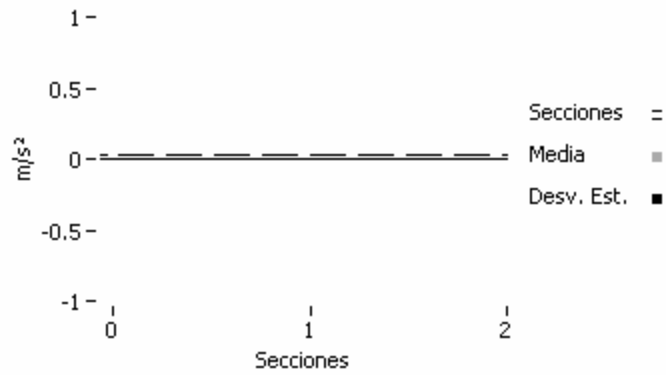
**Aceleración Lateral -Caja II**

---

Resultados

---

Límite: 2.50 m/s<sup>2</sup>  
Máx. estimado: NaN m/s<sup>2</sup>  
media: NaN m/s<sup>2</sup>  
D. Estándar: 0.00 m/s<sup>2</sup>  
? : NaN



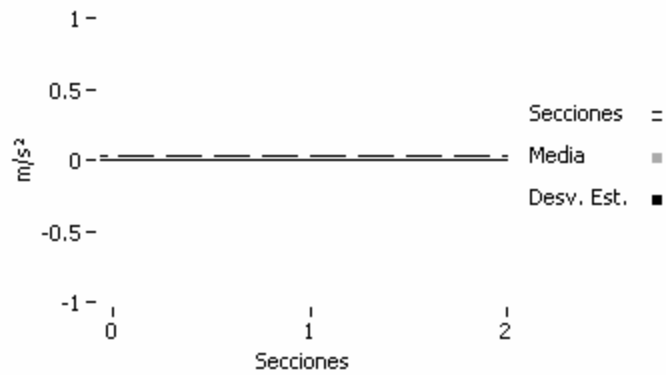
---

Aceleración Vertical - Caja I

Resultados

---

Límite: 2.50 m/s<sup>2</sup>  
Máx. estimado: NaN m/s<sup>2</sup>  
media: NaN m/s<sup>2</sup>  
D. Estándar: 0.00 m/s<sup>2</sup>  
? : NaN



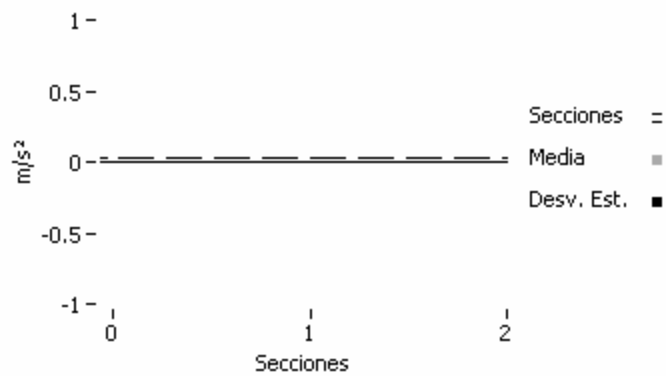
---

Aceleración Vertical - Caja II

Resultados

---

Límite: 2.50 m/s<sup>2</sup>  
Máx. estimado: NaN m/s<sup>2</sup>  
media: NaN m/s<sup>2</sup>  
D. Estándar: 0.00 m/s<sup>2</sup>  
? : NaN



Anexo 9. Reporte de la empresa local especialista en aislantes acústicos del ruido con y sin aislante.

11 de diciembre de 2004 antes de colocar el aislante														
No.	Descripción	[dB (A)]			Frecuencia (hz)									
		Máx.	Mín.	SPL	31.5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	16000
	Campana 1 cerca cabina de conductor puertas abiertas	66.4	66.3	66.3	34.8	38.3	55.6	58.9	60.3	63.9	56.8	49.6	43.5	27.5
1	Campana 1 cerca cabina de conductor puertas cerradas	77.6	77.1	77.5	34	46.4	60.9	68.3	70.2	74.4	67.9	58	47.7	34.8
2	Puerta 2 del vagón	78.9	78.2	78.4										
3	Campana 7 fin del vagón	79.2	79.1	79.1	34.1	41.1	57.8	69.6	71.8	75.6	68.7	68.7	48.3	35.3
	Posición sentados _ Micrófono a la altura del oído													
A	Posición sentado lateral FILA 1	76.5	76.3	76.5										
B	Posición sentado lateral FILA 2	77.4	77.3	77.3										
C	Posición sentado lateral FILA 3	77.9	77.6	77.7										
D	Posición sentado final del vagón	77.9	77.7	77.8										
13 de diciembre de 2004, luego de la ubicación de los aislantes														
No.	Descripción	[dB (A)]			Frecuencia (hz)									
		Máx.	Mín.	SPL	31.5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	16000
1	Campana 1 cerca cabina de conductor puertas cerradas	68.8	68.4	68.6	33.3	46.2	57.3	64.9	64.8	61.5	54	45.6	41.4	30.1
2	Puerta 2 del vagón	69.7	68.8	69										
3	Campana 7 fin del vagón	68.6	68.2	68.6	37.6	44.2	57.7	65.7	64.7	62.1	55.1	46.9	42.5	32.5
	Posición sentados _ Micrófono a la altura del oído													
A	Posición sentado lateral FILA 1	67.1	67.1	67.1										
B	Posición sentado lateral FILA 2	67.6	67.6	67.6										
C	Posición sentado lateral FILA 3	67.2	67.2	67.2										
D	Posición sentado final del vagón	67.6	67.6	67.6										

