



Universidad de Valladolid

ETSII

Dpto. Ciencias de los Materiales e Ingeniería Metalúrgica, Expresión Gráfica en la Ingeniería, Ingeniería Cartográfica, Geodesia y Fotogrametría, Ingeniería Mecánica e Ingeniería de los Procesos de Fabricación

TESIS DOCTORAL:

**OPTIMIZACION DEL CONFORT ACUSTICO –
TERMICO EN VEHICULOS CONVENCIONALES
(MCIA) Y ELECTRICOS**

Presentada por Bernardo Mirones Gómez para
optar al grado de
Doctor por la Universidad de Valladolid

Dirigida por
Manuel San Juan Blanco

INDICE

1 INTRODUCCION Y OBJETIVOS	4
2 ACUSTICA AUTOMÓVIL	
2.1. ACUSTICA AUTOMÓVIL: PROPOSITO Y OBJETIVOS	
2.1.1. Esquema Acústico de un Automóvil	5
2.1.2. Fuentes de Ruido y su Contribución	8
2.2. LA PROPAGACION DEL SONIDO	17
2.2.1. La propagación en campo libre	17
2.2.2. La radiación acústica	25
2.2.3. La propagación en presencia de condiciones límite	30
2.2.4. La propagación al interior de espacios cerrados	35
2.3 LA PROPAGACION DEL SONIDO POR VIA SOLIDA	40
2.3.1. La velocidad del sonido	40
2.3.2. Sólidos con 1 grado de libertad	41
2.3.3. Sólidos con 2 grados de libertad	43
2.3.4. Sólido a “N” nudos y las estructuras reales	46
2.3.5. La amortiguación	47
3 RUIDO INTERIOR HABITACULO: DIAGNOSTICO Y MEJORAS ACUSTICAS	
3.1. RUIDO INTERIOR HABITACULO: ORIGEN Y TRATAMIENTO	
3.1.1. Métodos de medida del ruido interior	49
3.1.2. Ruido Motor (en MCIA)	57
3.1.3. Los ruidos de funcionamiento ligados al GMP y a la Cadena Cinemática (en MCIA)	62
3.1.4. Las fuentes de ruido ligadas a los flujos gaseosos (MCIA)	76
3.1.5. Ruido motor (en VE)	77
3.1.6. Los otros ruidos de funcionamiento (comunes a MCIA y VE)	82
3.1.7. Los ruidos parásitos (comunes a MCIA y VE)	84
3.2. MEJORAS PARA LA REDUCCIÓN DE RUIDOS Y VIBRACIONES EN VEHÍCULOS CON MOTORES TÉRMICOS Y ELÉCTRICOS	
3.2.1. Análisis de las diferencias en la acústica automóvil entre Motores Térmicos y Eléctricos	87
3.2.2. Mejoras	90
3.2.3. Conclusiones	115
3.3. ESTUDIO DE CAMPO: COMPARATIVA ACUSTICA VEHÍCULO TERMICO Y DOS VEHICULOS ELECTRICOS	
3.3.1. Preparación del Ensayo	116
3.3.2. Presentación de resultados	117
3.3.3. Conclusiones	121
4 CONFORT TÉRMICO	
4.1. CONFORT TÉRMICO EN EL SER HUMANO	
4.1.1. ¿Qué es el confort térmico?	122
4.1.2. ¿Cómo se regula la temperatura corporal?	123
4.1.3. ¿Cómo evalúa el hombre el ambiente térmico?	123
4.1.4. Las primeras condiciones de Confort Térmico	124
4.1.5. Estimación del Índice Metabólico	124
4.1.6. Cómo crear Confort Térmico	126
4.1.7. El malestar térmico local	127

4.2. PARÁMETROS Y MODELOS DEL CONFORT TÉRMICO DE UN VEHÍCULO	
4.2.1. Introducción	128
4.2.2. Los parámetros ambientales del vehículo	129
4.2.3. Modelos de confort térmico	137
4.2.4. Conclusión	139
4.3. CONFORT TÉRMICO EN EL INTERIOR DE UN AUTMÓVIL DURANTE EL PERIODO DE CALENTAMIENTO	141
4.3.1. Introducción	141
4.3.2. Modelación matemática	144
5 DIAGNOSTICO Y MEJORAS EN EL CONFORT TERMICO	
5.1. GESTIÓN TÉRMICA: MOTOR TÉRMICO Y ELÉCTRICO: MEDIDAS EN COMÚN	
5.1.1. Conflicto de intereses	150
5.1.2. El Reto de la radiación Solar	151
5.1.3. Conceptos de propulsión alternativos	152
5.1.4. Ideas tomadas de las tecnologías de la Construcción	152
5.1.5. Aislamiento del Motor y del Habitáculo	154
5.1.6. Sistemas de aire acondicionado mixto	158
5.1.7. Pruebas Adicionales	159
5.1.8. Panorama	161
5.2. GESTIÓN TÉRMICA y CONTROL del CLIMA INTERIOR en MOTOR TÉRMICO: MEDIDAS ACTIVAS y PASIVAS	162
5.2.1. El confort y el consumo como objetivos de desarrollo	162
5.2.2. Módulo de refrigeración	163
5.2.3. Ventilador eléctrico sin escobillas	165
5.2.4. Peso optimizado de sellado del contorno: encapsulado motor	165
5.2.5. Depósito de líquido de refrigeración con sensores de plástico	167
5.2.6. Control de la temperatura del aceite motor	168
5.2.7. Climatizador Interior	170
5.2.8. Circuito de Refrigeración	172
5.2.9. Recuperación del calor del tubo de escape	173
5.2.10. Válvula de control del refrigerante	180
5.3. GESTIÓN TÉRMICA y CONTROL del CLIMA INTERIOR en MOTOR ELECTRICO: MEDIDAS ACTIVAS y PASIVAS	183
5.3.1. Temperatura de la batería	184
5.3.2. Calentadores PTC	185
5.3.3. Bomba de calor	186
5.3.4. Calentadores de combustible	190
5.3.5. Controladores térmicos predictivos	194
5.3.6. Pre-acondicionar el habitáculo	195
5.4. ESTUDIO PRACTICO DEL ENSAYO DE DESEMPAÑADO SOBRE 1 VEHICULO TERMICO Y 2 ELECTRICOS	197
5.4.1. Ensayo de desempañado (Norma Europea CEE78/317)	197
5.4.2. Estudio de campo, termografías	199
5.4.3. Conclusiones	218
6 CONCLUSIONES	220
7 BIBLIOGRAFIA	222

CAPITULO 1

OBJETIVOS DE LA TESIS:

El objetivo de esta tesis es dejar constancia, en términos de confort, de las diferencias que hay entre dos tecnologías radicalmente diferentes de Automóviles, el Vehículo Eléctrico (o VE) y el Vehículo Térmico-MCIA: con motor de combustión interna alternativo, hasta ahora considerado como el vehículo convencional.

Desde hace unos 6 años, los constructores se han lanzado en una carrera por conseguir ser los primeros en comercializar de manera masiva el vehículo eléctrico, las razones pueden ser múltiples, siendo la principal el “Vehículo Sostenible” en un mundo cada vez más preocupado por el futuro de nuestros recursos naturales y por el perjuicio que genera la combustión de combustibles fósiles en la Naturaleza (capa de Ozono, calentamiento global, etc....)

Esta carrera para comercializar el VE de manera masiva se está encontrando con numerosas dificultades (en el año 2014, la venta de Vehículos Eléctricos no llega al 1% del Total vendido en Europa), entre ellas el miedo de los clientes a comprar un coche con una tecnología desconocida, siendo la compra de un coche el segundo mayor desembolso de las familias (tras la compra de la vivienda, por supuesto), con todo lo que la compra de un nuevo automóvil conlleva de “personal” (los motivos por los que compramos un modelo u otro de vehículo es tan particular, que por eso encontramos tal variedad de modelos en el mercado “para todos los gustos”).

Llegados a esta tesitura, ¿qué lleva a un cliente a comprar un coche eléctrico? El Medio Ambiente, podemos pensar, pero eso funciona en un número muy reducido de personas.

Para poder establecer qué diferencias existen en términos de confort, se va a realizar, en primer lugar, un análisis documental sobre los aspectos más significativos. La industria del automóvil trata de capitalizar su conocimiento de tal manera que la difusión científico-técnica es mucho menor que en otros ámbitos tecnológicos. Además, la información que trasciende puede tener en muchos casos una orientación e interés comercial, por lo que se tratará de validar experimentalmente aquellos parámetros que resultan más significativos en términos de confort acústico y térmico.

Las medidas objetivas de ambos tipos de confort se realizarán sobre modelos de coche de la misma familia, pero equipados con las tecnologías térmica y eléctrica.

CAPITULO 2

2.1. ACUSTICA AUTOMÓVIL: PROPOSITO Y OBJETIVOS

2.1.1. Esquema Acústico de un Automóvil :

2.1.1.1. Molestias y Confort :

El ruido interior en un automóvil es una molestia y una causa de cansancio para sus ocupantes. El ruido emitido al exterior es un daño al entorno.

Los desafíos ligados a la disminución del nivel de estos dos ruidos son distintos sobre el plano técnico, porque la reducción de uno no es siempre favorable al otro, y de un punto de vista estratégico: no se dirigen al mismo público. El silencio interior se considera como una de las prestaciones del vehículo propuesto al cliente. Este nivel de ruido le dará - o no - satisfacción, pero resultará sólo de la voluntad - y del saber-hacer - del constructor. El ruido exterior, en cambio, no concierne directamente al utilizador sino que degrada al entorno: hablamos de contaminación sonora en el mismo orden que de contaminación química.

Por esta razón, el ruido exterior de los automóviles es objeto de una reglamentación legislativa que depende del país de comercialización. En la tabla siguiente (Tabla 1) se resumen las preocupaciones que debe solventar o mejorar el constructor al plantearse el Cuaderno de Cargas de un vehículo:

- ☺ **EL CONFORT de los OCUPANTES**
- ☺ **LA ESCUCHA en las COMUNICACIONES interiores y exteriores**
- ☹ **LA FATIGA de los OCUPANTES**
- ☹ **LA DEGRADACION del ENTORNO**
- 😊 **EL LUJO**

Tabla 1

2.1.1.2. Refinamiento acústico del automóvil:

Sin embargo, durante los últimos 20-30 años esto ha tomado mayor importancia (atestiguado por la publicidad de los fabricantes que acentúan lo silenciosos que son sus coches). Los motivos para esto incluyen:

- **La Legislación:** desde la adopción por los Estados miembros de la Directiva 70/157/EEC (1970) que limita los niveles permitidos de ruido emitidos por los vehículos, la

venta de nuevos vehículos no conformes está prohibida en la Comunidad Europea. Una legislación similar ha sido adoptada en muchos países fuera de la Unión Europea.

- **Marketing a nuevos clientes:** el refinamiento es una característica que puede ser usada para distinguir un vehículo de sus competidores, así atrayendo a clientes no necesariamente leales a aquella marca particular.

- **La expectativa de los Clientes:** los clientes esperan la mejora continua de los vehículos nuevos que compran. Ellos esperan que su nueva compra esté mejor equipada, más cómoda, y funcione mejor que su vehículo precedente. El nuevo vehículo puede ser mejor desde todos los puntos de vista que el viejo sobre el papel, pero si éste carece de refinamiento acústico, entonces no se sentirá mejor y el cliente no estará satisfecho.

- **Marketing a clientes ya existentes:** la industria moderna de coches necesita el volumen de ventas para sobrevivir. Tienen que animar a la gente a renovar su coche regularmente. El aumento de prestaciones de los vehículos anima la venta al público y por tanto a la renovación del parque.

2.1.1.3. Objetivos de Refinamiento del Automóvil:

El ajuste de objetivos de refinamiento es importante para el éxito de la operación. Sin estos, cada proveedor determinaría su propia interpretación de un nivel apropiado de refinamiento acústico para su componente y el vehículo final, lo más probable, es que fuera refinado sólo en unos aspectos y no en otros. Además, hay que aclarar que las pruebas de homologación (hoy en día) se hacen para el vehículo “completo” y por tanto, por definición, sólo se hace una vez que el vehículo está acabado.

Si un componente o subsistema hacen que el vehículo no pase su prueba de homologación debido al ruido excesivo, entonces las implicaciones de coste son evidentemente serias.

El instrumento de gestión estándar para el refinamiento acústico, y otros objetivos, es el CdC (Cuaderno de Cargas). Este documento es escrito por el constructor y su cumplimiento es obligatorio para cualquier proveedor. Los CdC típicos contienen los objetivos de refinamiento siguientes:

- Ruido exterior: vehículo entero.
- Ruido exterior : componentes.
- Ruido interior: vehículo entero.
- Calidad percibida de rodaje (incluyendo objetivos de vibración táctiles).

2.1.1.4. Tipología:

- **RUIDOS “NORMALES” o de FUNCIONAMIENTO:**

Siempre están presentes pero a niveles más o menos elevados, con lo cual más o menos tolerables por el cliente (ruido motor, ruido aerodinámico). Las quejas cliente se referirán al nivel del ruido pero no a su presencia (juzgado normal). Son a limitar y volver homogéneos.

Ej.: Ruido de rodadura, aerodinámicos, motor.

- **RUIDOS ANORMALES o PARASITOS:**

Aquellos cuya presencia se considerada anormal. Su causa puede ser:

- Una no conformidad del vehículo: su número crece con la edad del vehículo, generalmente son el indicio de un desgaste (escape perforado, tornillo flojo) y juegan el rol de señal de advertencia. Su tratamiento está asegurado por la puesta en conformidad del vehículo.
- Un diseño negligente: estos ruidos son causados la mayoría de las veces por un accesorio mal aislado (ruido de bomba de gasolina, de eleva-lunas eléctrico) o por un diseño negligente del guarnecido (rechimiento de asientos, de salpicadero). El cliente los considera muy molestos porque estos ruidos dan una impresión de mala calidad y están totalmente ausentes sobre ciertos vehículos.

Ej.: Ruidos carrocería.

- **RUIDOS REGLAMENTARIOS :**

Ej.: Ruidos Exteriores

Para los ruidos parásitos, el objetivo evidente es hacerlos imperceptibles. En cambio, los ruidos de funcionamiento deben estar cuantificados para que se pueda fijar un nivel a alcanzar. ¿Según qué criterio? Los componentes a bajas frecuencias de los ruidos causan un cansancio que es difícil de medir. Los componentes a altas frecuencias son un obstáculo a la comunicación entre los pasajeros o en la escucha de la música. Es por eso que la cuantificación del nivel de ruido global se hace con ayuda del Índice de articulación: representa el grado de inteligibilidad de la palabra en el vehículo para una configuración dada de funcionamiento: cuánto hay que alzar la voz para hacerse entender (y no solamente oír).

Se concibe que los ruidos de funcionamiento de un vehículo dependen de condiciones de utilización y que no puedan ser descritos por un valor simple, incluso con un solo espectro: motor al ralenti, rodaje sobre un camino empedrado a pequeña velocidad, aceleración en 3era a plena carga, alta velocidad estabilizada sobre autopista, son tantas situaciones donde los ruidos dominantes tienen niveles y orígenes diferentes. Las condiciones de utilización influyen no sólo en el nivel de ruido, sino que también en la importancia relativa de las diferentes fuentes y la composición espectral del ruido global resultante. Sin que haya un convenio bien establecido, distinguimos frecuentemente las frecuencias bajas (20 a 200 Hz), las medias frecuencias (200 a 800 Hz) y las altas frecuencias (800 a 10.000 Hz).

El automóvil está sometido pues a excitaciones de dos orígenes:

- Externos: dos medios exteriores están en contacto permanente con el vehículo: El aire, fuente de ruido aerodinámico y la ruta, fuente de ruido de rodadura.

Ocasionalmente, otros contactos son provocados por proyecciones de agua o de gravillas.

- Interna: son de dos naturalezas: las vibraciones mecánicas, esencialmente debidas el grupo moto propulsor, y la circulación de fluidos, es decir, los circuitos de admisión, de escape, de ventilación, de dirección asistida, etc...

2.1.2. Fuentes de Ruido y su Contribución:

En la figura 1 se representan las diferentes fuentes de ruido en el vehículo:

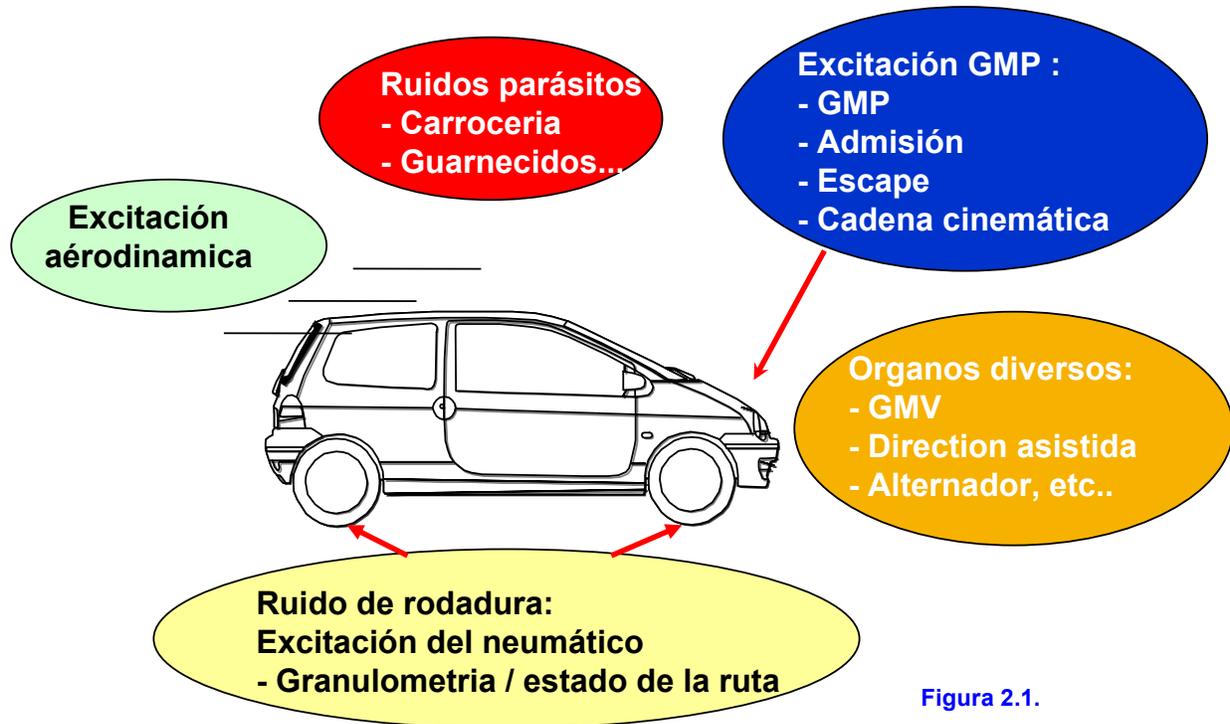


Figura 2.1.

2.1.2.1. Objetivos de ruido exterior para el vehículo completo (Normativa Europea)

LEGISLACION EUROPEA EN FUNCION DE LA FUENTE DE RUIDO:

Ruido de vehículos a motor: Directiva 70/157 y UN-ECE: 51 (será revisada durante el año 2011)

Neumático/carretera: Reglamento 661/2009 (estándares de ruido de neumático) y regulación 1222/2009 (etiquetado de neumáticos) - ambos entrarán en vigor en 2012

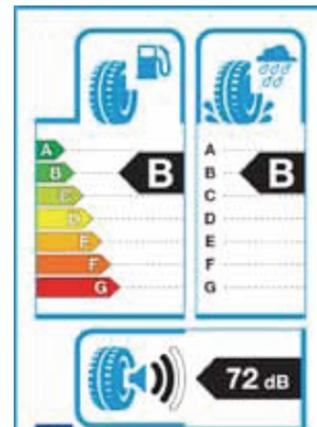
a) Ruido de vehículos a motor: A pesar de la existencia de legislación de la UE sobre el ruido de vehículos desde 1970, la exposición de los ciudadanos al ruido no ha disminuido desde entonces. A medida que el tráfico aumenta, la gente continúa estando expuesta a altos niveles de ruido con consecuencias para la salud.

La razón es que las normas de ruido nunca han empujado a la industria a reducir los niveles de ruido existentes; en su lugar, sólo reflejaban la tecnología imperante de la época. Además, las condiciones de prueba en la que coches obtienen sus certificados de aprobación no son representativos de las condiciones reales de conducción. La revisión a partir de 2011 debe asegurarse de que la prueba es más relevante para el rendimiento de ruido real en carretera.

El más reciente endurecimiento de los límites de ruido del vehículo tuvo lugar en 1992. En 2011, la Comisión Europea va finalmente a presentar una propuesta para los nuevos estándares de ruido, para coches, furgonetas, camiones y autobuses, que se ha retrasado varias veces. Tras las evidencias del grave impacto en la salud del ruido en más de 200 millones de europeos, esta oportunidad debe utilizarse para asegurarse de que el ruido se reduce a los niveles recomendados por la OMS para proteger la salud. Las nuevas normas deben introducirse como una cuestión de urgencia, porque pasarán varios años hasta que la nueva legislación sea plenamente eficaz y para que los vehículos más silenciosos pasen a convertirse en una parte sustancial de la flota.

- b) Neumático/carretera:** Las normas para el ruido de los neumáticos se actualizaron en 2009, pero están lejos de ser adecuadas.

Sin embargo, un sistema de etiquetado acordó dar a los consumidores, directivos de flotas y autoridades públicas una oportunidad para elegir entre los neumáticos que son los mejores y peores en términos de eficiencia. Las etiquetas estarán en todos los neumáticos para la venta en Europa (coches, furgonetas, camiones y autobuses) a partir de 2012.



c) Ámbitos de mejora: Hay enormes posibilidades de mejoras. En el tráfico, las tecnologías actuales para vehículos, neumáticos y superficies de carretera podrían – si respaldada por normas adecuadas - combinarse para hacer las carreteras 10 decibelios más silenciosas. Esto es equivalente a reducir el nivel de ruido percibido junto a una carretera muy transitada a la mitad.

Los vehículos por sí solos pueden ser fácilmente 6 decibelios más silenciosos que en la actualidad, si sólo se establecen estándares efectivos.

	Coches	Camionetas	Camiones
Motor	69	72	77
Escape	69	70	70
Admisión	63	63	65
Neumático	68	69	75
Transmisión	60	63	66
Otros	60	72	65
Nivel Global	74.2	77.3	80.1

Tabla 2: Niveles de ruido propuestos para lograr la homologación bajo normativa 9297/CEE (Medidas Objetivo a 7.5 m de distancia)

1.- Comunicado de prensa OMS, nuevas pruebas de la OMS sobre los efectos para la salud relacionados con ruido del tráfico en Europa, Bonn y Copenhague (30 de marzo 2011):www.euro.who.int/en/what-we-do/health-topics/environmental-health/noise

2.- CE Delft (2007): reducción del ruido del tráfico en Europa: efectos de salud, los costos sociales y opciones técnicas y políticas para reducir el ruido por carretera www.transportenvironment.org/Publications/prep_hand_out/lid:495

3.- Fuente: programa “QUIET please” de la Unión Europea: Better health through strong EU regulation of road and rail traffic noise

2.1.2.2. Objetivos de Ruido exterior por componentes:

A fin de minimizar el riesgo de que el ruido exterior del vehículo completo no cumpla los objetivos en las pruebas finales de homologación, el Cuaderno de Cargas incluirá habitualmente objetivos independientes para determinados componentes o subsistemas del vehículo. Los objetivos más comunes se refieren a ruido radiado de motor, ruido de admisión y ruido de escape.

2.1.2.2.1. Objetivos del ruido exterior radiado por el motor:

Normalmente se establecen en términos de nivel de potencia acústica. Los proveedores de motores Europeos son ahora requeridos por ley para medir y declarar las emisiones de potencia acústica de sus motores. Esto hace la comparación entre motores más fácil.

Los objetivos de ruido radiados por el motor son más importantes para motores diesel que para motores de gasolina, así como el tipo de ensayos de homologación, realizados alrededor de los regímenes bajos del motor; donde los motores de gasolina son generalmente silenciosos y rara vez no pasan la prueba.

Una vez más, no es posible adoptar un único conjunto de objetivos de ruido aplicables a todos los motores posibles, pero se ofrece un conjunto indicativo en la tabla 1.4. Esta tabla se refiere a un motor diesel particular usado en camionetas europeas y vehículos deportivos utilitarios.

Componente	Nivel Sonoro
Carter	102
Bloque	104
Culata	93
Escape	102
Aspiración	97
Bomba inyección	96
Total	108

Tabla 3: Objetivos típicos en potencia sonora en dB para un motor diesel de 4 litros atmosférico inyección directa (usado típicamente en camionetas y deportivos)

2.1.2.2.2. Objetivos del ruido exterior radiados por la aspiración:

Comúnmente se establecen como niveles máximos de presión acústica, registrados a una distancia de 100 mm desde la entrada de aire a un ángulo de incidencia de 90°. Objetivos comunes son:

- Un nivel de presión acústica ponderado general de 90dBA a 1000 rpm. pie a fondo del acelerador (carga completa) subiendo a un ritmo de 5dBA por cada 1000 rpm hasta un máximo de 115dBA a 6000 rpm. El asumir este objetivo, lo más probable es que produzca un nivel de aspiración de 63 dBA en un ensayo de homologación tipo CE (conforme a los objetivos que se muestran en la tabla 1.3) sin depender de ninguna atenuación ofrecida por la carrocería del vehículo.
- Un pico de presión acústica de 105 dB en el primer modo a bajas velocidades de motor (carga completa), un nivel de 100dB a velocidades de motor medias y un nivel de 105 dB a altas velocidades de motor.
- Niveles de presión para otros modos superiores de 95 dB a bajas velocidades de motor (carga completa), un nivel de 90dB a velocidades de motor medias y un nivel de 95 dB a altas velocidades de motor.

2.1.2.2.3. Objetivos del ruido exterior radiados por el escape:

Comúnmente se establecen como niveles máximos de presión acústica, registrados a una distancia de 500 mm del escape en un ángulo de incidencia de 45°. Objetivos comunes son:

- Un nivel de presión acústica ponderado general de 82dBA a 1000 rpm. pie a fondo del acelerador (carga completa) subiendo a un ritmo de 5dBA por 1000 rpm hasta un máximo de 107 dBA a 6000 rpm. El asumir este objetivo, lo más probable es que produzca un nivel de escape de 69 dBA en un ensayo de homologación tipo CE (conforme a los objetivos que se muestra en la tabla 1.3).
- Un pico de presión acústica de 120 dB en el primer modo a bajas velocidades de motor (carga completa), un nivel de 100dB a velocidades de motor medias y un nivel de 115 dB a altas velocidades de motor.
- Niveles de presión para otros modos superiores de 105 dB a bajas velocidades de motor (carga completa), un nivel de 95dB a velocidades de motor medias y un nivel de 105 dB a altas velocidades de motor.

2.1.2.2. Objetivos de Ruido interior para el vehículo completo:

Los niveles de ruido interior se miden habitualmente en la posición de la oreja del conductor (y en otros lugares en el interior del vehículo) de acuerdo con BS 6086 1981 (ISO 5128, 1980) (véase la sección 4.1 para obtener más detalles). Se puede adoptar cualquiera de los dos esquemas básicos para objetivos de ruido interior.

2.1.2.3.1. Objetivos de ruido interior: mejora perceptible en el nivel de presión acústica

A continuación, se muestran niveles de presión acústica en el interior del vehículo que se miden de acuerdo a BS 6086 1981 (ISO 5128, 1980). Entonces se establece un objetivo para el vehículo en desarrollo en términos de mejora relativa. En resumen Bies y Hansen (1996) nos indican:

Cambios en la percepción del ruido	Nivel de Presión Sonora (dB)
Ligeramente perceptible	-3
Claramente perceptible	-5
La mitad de ruidoso	-10
Mucho más silencioso	-20

Se analizan las grabaciones interiores de ruidos para obtener las siguientes medidas:

- Nivel de presión acústica global. Normalmente ésta será ponderada dBA (escala A) para los niveles de presión acústica por debajo de 55 dB y dBC ponderada para los niveles de presión acústica en un rango de 55-85 dB (Bies y Hansen, 1996). Se puede razonar en términos de máximo nivel de presión acústica a determinadas velocidades constantes del vehículo y a determinadas velocidades del motor en plena aceleración (pie a fondo).
- Nivel de presión acústica en el primer Modo de resonancia motor
- Niveles de presión acústica en los Modos sucesivos de motor (2°, 3°,...)

Se pueden definir objetivos de mejora perceptible para cada una de estas medidas. Tales objetivos suelen ser inferiores a las mediciones que se toman para los vehículos de la competencia a fin de lograr una mejora tangible de 3 dB al mínimo coste.

2.1.2.3.1. Objetivos de ruido interior: imagen de marca

Con este esquema, se adopta un conjunto de objetivos definidos de ruidos interiores, independientemente de la calidad sonora de los vehículos de la competencia, a fin de construir una imagen de marca en particular. Los objetivos se pueden aplicar a la comodidad auditiva, o más generalmente a la inteligibilidad del discurso. Tales objetivos son obviamente específicos de cada marca, pero se aplican algunas reglas generales:

- American estándar ANSI S3.1-1977 muestra que una comunicación eficaz puede tener lugar a niveles de voz normales entre dos personas separadas 1 m (en un campo acústico libre) siempre que el nivel de ruido de fondo sea menor de 65 dBA (también llamado nivel de interferencia de discurso (SIL), siendo la presión acústica promedio a 500, 1000 y 2000 Hz inferior a 58 dB. Estos dos objetivos son los límites superiores para una comunicación aceptable. Bies y Hansen (1996) describen estos valores como un 95% de inteligibilidad de la frase o un 60% de reconocimiento de una palabra fuera de contexto.

De acuerdo con esto y suponiendo un interior de vehículo altamente absorbente, un objetivo racional para el nivel de ruido interior con un vehículo en condiciones de velocidad estable de marcha sería un nivel de presión acústica interior de 65 dBA en la oreja del conductor. Cuando la inteligibilidad de la voz femenina es de particular importancia, este objetivo podría reducirse a 60 dBA. Cuando la comunicación del asiento delantero con el asiento trasero es de particular importancia, el objetivo podría reducirse a 55 dBA. Con la aprobación general de los manos libres de los teléfonos móviles en vehículos, un objetivo en el rango de 60-65 dBA parece conveniente. Una encuesta de una berlina de clase ejecutiva del año 2003 reveló

niveles de ruido interior en un rango de 60-65 dBA en carreteras nacionales a 80 Km/h. La comunicación de voz en los asientos delanteros en este vehículo debería ser suficiente, pero se vería comprometida frente a la comunicación con el asiento trasero. A modo de comparación histórica, Rust (1989) sugiere un nivel de ruido interior de 70 dBA a 80 Km/h para un vehículo diésel de inyección directa (DI) de los años 80.

De conformidad con esta guía, cualquier objetivo de ruidos interiores para cualquier medida debería variar con la velocidad del motor, de la velocidad del vehículo y la carga del motor. Un conjunto de objetivos de ruidos interiores para un vehículo de precio medio propulsado por un motor de cuatro cilindros de gasolina podría ser:

- 65 dBA en la oreja del conductor a velocidad estable de 80 Km/h y 70 dBA a velocidad estable de 120 Km/h
- En plena aceleración, en segunda o tercera velocidad, una presión sonora en la oreja del conductor de 55 dBA a 1000 rpm, subiendo linealmente hasta 80 dBA a 6000 rpm. En punto muerto (sin carga) los objetivos deben ser 10 dB menos.
- El nivel de cualquier modo del motor debe ser menor que el nivel general de ruido por lo menos en 3 dB.

Para el caso de un coche Ejecutivo o de lujo, estos objetivos deben todos reducirse en al menos 5 dB.

Objetivos de ruido interior alternativos al de valor de marca se pueden definir en términos de:

- Zwicker: Sonido en conformidad con ISO 532-1975. Este método es adecuado para calcular el nivel de volumen (en 'phons') de combinaciones de bandas de octava para ruido aleatorio en el que existen importantes componentes tonales. El volumen en 'phons' viene dado por el conjunto de tonos de igual sonoridad (BS 3383-1988, ISO 226 - 1987). Cada tono está etiquetado con x phons, X es el nivel sonoro a 1000 Hz para ese contorno particular.
- Índice de articulación (IA) en el rango de 0.5-0.6. El método de cálculo se da en ANSI S3.5 - 1969 y el nivel a largo plazo (RMS) en tercios de octava se compara al RMS a largo plazo del nivel de ruido de fondo, y los resultados de 1/3 octava así generados se agregan usando funciones de ponderación separada para cada banda de 1/3 de octava.
- Speech transmission index (ITS) y el más rápido RASTI (rápid speech transmission index) (6840 BS: parte 16-1989) son alternativas utilizadas al índice de articulación.

2.1.2.3.2. Objetivos de ruido interior: objetivos subjetivos

Hay varias estrategias diferentes para la evaluación subjetiva de ruidos interiores. Un método de ingeniería para la evaluación subjetiva implica un grupo de personas que conducen y viajan en el vehículo o vehículos a lo largo de una ruta de prueba

predeterminada en vías públicas, que van evaluando los siguientes atributos de ruido (y vibración):

- Ruido de aire
- Ruido de rodadura
- Ruido motor
- Ruido de transmisión
- Vibración
- Ruidos carrocería
- Calidad de conducción
- Ruidos “característicos” (ruido escape en deportivos, etc..)

Tabla 4.: Esquema de evaluación subjetiva

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
No aceptable			Objetable	Requiere mejora	Medio	Ligero	Muy Ligero	Marca	Sin marca

Las valoraciones se realizan a una escala común de 1 a 10 según la tabla 4:

- Es inaceptable para cualquier atributo una calificación inferior a 4
- Una calificación de 5 o 6 es límite
- Una calificación de 7 o más en cualquier atributo es aceptable

La mayoría de los turismos nuevos se comercializan con una valoración subjetiva de 7 u 8 en la mayoría de los atributos.

2.2.1.3. Objetivos de calidad de conducción (incluido vibración táctil)

Calidad de conducción, se toma aquí como la respuesta subjetiva a un fenómeno de vibración de baja frecuencia. Hay varias estrategias diferentes para la evaluación de los niveles de vibración en vehículo. En resumen, los niveles de vibración son calificados de acuerdo a criterios objetivos, y los más comúnmente utilizados son:

- ISO 2631 Part 1 (1985)
- BS 6481 (1987)
- Nivel de confort NASA (1984)

La experiencia de usar estos tres ha llevado a la conclusión de que un vehículo de clase familiar para los mercados Europeos o Americano estarán listos para la venta cuando los niveles de vibración debidamente ponderados en frecuencia medidos a 80 Km/h por una carretera recta de 5-10 años y algunas reparaciones (en otras palabras una carretera interurbana típica) son:

- Cerca de la frontera de confort reducido de cuatro horas en la dirección vertical tal como se define en ISO 2631 parte 1 (1985).

- Tienen un nivel de RMS menor de 0.63 m.s^2 (clasificado como mejor que "un poco incómodo" según 6841 BS (1987)).
 - Tienen una calificación de incomodidad de NASA por debajo de 4.0 (Bosworth et al., 1995).
-

2.2. LA PROPAGACION DEL SONIDO

Este apartado estudia la propagación del sonido, es decir, el mecanismo entre la producción del sonido (voz, instrumento de música, por ejemplo) y su percepción. En los fluidos, como el aire o el agua, las dimensiones en presencia son grandes con relación a las longitudes de ondas. Por consiguiente, el fenómeno sonoro es un fenómeno puramente ondulatorio.

Se ha considerado adecuado incluir esta apartado para dotar al documento de una base teórica física para entender mejor un fenómeno físico (el sonido). Veremos más adelante como se declina esto en lo que concierne al automóvil.

2.2.1. LA PROPAGACION EN CAMPO LIBRE

1) Ecuación de onda

a) Hipótesis:

A partir de las ecuaciones generales de la mecánica de fluidos (conservación, cantidad de movimiento y energía), hacemos las hipótesis siguientes:

- El fluido es no viscoso,
- Las transformaciones son supuestas isentrópicas (reversible y adiabático). Los intercambios térmicos no tienen tiempo de hacerse a causa de la frecuencia de los movimientos,
- El flujo se supone irrotacional (ausencia de turbulencias por ejemplo) y sin componente medio,
- La presión se escribe ($P = P_0 + p$) con P_0 = la presión atmosférica media y “p” la presión acústica. “p” es muy pequeña con relación a P_0 .

El mismo razonamiento se puede hacer para $p = p_0 + p$ (masa volumétrica) y $V = v$ (Velocidad de las partículas). Las ecuaciones son pues lineales. (La hipótesis de linealidad no se cumple en el momento que “p” sobrepasa los 200 Pa).

b) Ecuaciones:

En estas condiciones, obtenemos:

$$\left\{ \begin{array}{l} \rho_0 \frac{\partial \vec{v}}{\partial t} = -\text{grad } p \quad (\text{Cantidad de Movimiento}) \\ \frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho_0 \cdot \text{div } \vec{v} = q \quad (\text{Conservación}) \\ c^2 = \left(\frac{\partial p}{\partial \rho} \right)_{S=\text{cte}} \end{array} \right.$$

Donde “q” es el flujo pulsado volumétrico (en Kg/s/m³) de una fuente interna al volumen.

Introducimos la función potencial ϕ , definida por: $\vec{v} = -\text{grad } \phi$

Sustituyendo obtenemos:

$$\Delta\phi = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 \phi}{\partial t^2} - \frac{q}{\rho_0} \quad (1)$$

$$\vec{v} = -\text{grad } \phi \quad (2)$$

$$p = \rho_0 \frac{\partial \phi}{\partial t} \quad (3)$$

$$\rho = \frac{\rho_0}{c^2} \frac{\partial \phi}{\partial t} \quad (4)$$

$$\text{Con } \Delta\phi = \frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \phi}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \phi}{\partial z^2}$$

A la ecuación 1 se le llama ecuación de ondas. Su resolución permite determinar ϕ en cualquier punto en función del tiempo. A partir de ϕ , es fácil calcular \vec{v} , ρ y p , la Presión acústica. Podemos verificar que \vec{v} , ρ y p también satisfacen la ecuación de las ondas. A partir de ahora, consideraremos que $q = 0$.

2) Velocidad del sonido:

En el caso mono-dimensional, la ecuación de ondas se convierte en: $\frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 \phi}{\partial t^2}$

Esta es una ecuación diferencial parcial “hiperbólica” de segundo grado (Duchateau y Zachmann, 1986), Estas ecuaciones ligan la variación temporal de una cantidad (presión, densidad y temperatura es este caso) con una variación espacial por medio de una velocidad finita de propagación. Tienen propiedades ondulatorias.

Esta ecuación admite como solución general: $\phi(p, \rho, v) = f(x-ct) + g(x+ct)$.

La función “f” se interpreta de la manera siguiente:

Si al instante $t = 0$, en el punto $x = x_1$, ϕ (o la presión acústica) tiene un cierto valor, retoma este mismo valor al cabo de un tiempo “t” pero en la abscisa $x = x_1 + c.t$, lo que significa que la perturbación se propaga con velocidad “c”.

El razonamiento es el mismo para la función “g”, pero la perturbación se propaga en sentido inverso.

“c” es, pues, la velocidad del sonido (a no confundir con \vec{v} , la velocidad de desplazamiento de las moléculas alrededor de su posición media).

Si el fluido es una **gas ideal**, tenemos para $S = \text{cte.}$ $\rightarrow P/\rho\gamma = \text{cte.}$, de donde:

$$c^2 = \left(\frac{\partial p}{\partial \rho} \right)_{S=\text{cte}} = \frac{\gamma p_0}{\rho_0} = \gamma r T_0$$

con $\gamma = 1.4$ para el aire

$$r = 287$$

T_0 es la temperatura en grados K

$$c = \sqrt{\gamma r T_0} \quad \text{Donde } T_0 = 293 \text{ K (20°C)} \quad \text{y } c = 343 \text{ m/s} = 1235 \text{ Km/h}$$

C no depende de la frecuencia ni de la presión acústica.

3) Ondas esféricas y planas

En casos geométricos simples, existen soluciones elementales de la ecuación de onda.

a) Ecuación de Helmholtz

Es la ecuación de onda para las ondas armónicas, de pulsación ω .

$$\phi = \tilde{\phi}(x, y, z) \cdot e^{i\omega t} \quad (\text{la amplitud no depende del tiempo})$$

$$\text{Donde: } \Delta \tilde{\phi} + \frac{\omega^2}{c^2} \tilde{\phi} = 0 \quad \text{con } \omega/c = K \text{ (constante de onda)} = 2\pi/\lambda \quad \text{y}$$

$\lambda = \text{longitud de onda}$

$$\text{Y además } \left\{ \begin{array}{l} p = \rho_0 i\omega \cdot \tilde{\phi} \cdot e^{i\omega t} \\ \vec{v} = -\text{grad } \tilde{\phi} \cdot e^{i\omega t} \end{array} \right.$$

b) Ondas esféricas - fuente puntual

Una solución elemental de la ecuación de Helmholtz es la **fuente puntual** que emite uniformemente en todas las direcciones. Nos colocamos en coordenadas esféricas y obtenemos:

$$\underbrace{\frac{\partial^2 \tilde{\phi}}{\partial r^2} + \frac{2}{r} \frac{\partial \tilde{\phi}}{\partial r}}_{\Delta \tilde{\phi}} + \frac{\omega^2}{c^2} \tilde{\phi} = 0$$

$$v = i.k.A.e^{i(\omega t - kr)}$$

Una solución de la ecuación es $\tilde{\phi}(r) = \frac{Q.e^{-i\frac{\omega}{c}r}}{4\pi r}$ donde Q es la intensidad

de la fuente (en m³/s). El flujo pulsado correspondiente vale $q = \rho_0.Q$

De donde se deduce:

$$\left\{ \begin{array}{l} p = \frac{\rho_0 i \omega Q}{4\pi r} e^{i(\omega t - kr)} \\ v = \frac{Q}{4\pi r} \left(ik + \frac{1}{r} \right) e^{i(\omega t - kr)} \end{array} \right.$$

Este caso se encuentra cuando la fuente es de pequeña dimensión con relación a la longitud de onda emitida o cuando la distancia se vuelve grande en relación a la dimensión de la fuente.

El nivel de presión acústica decrece pues hasta 6 dB cuando la distancia con respecto a la fuente se dobla. Este resultado se obtiene sin suponer ninguna disipación. Estos efectos de absorción del sonido en el aire tienen lugar para grandes distancias y a altas frecuencias.

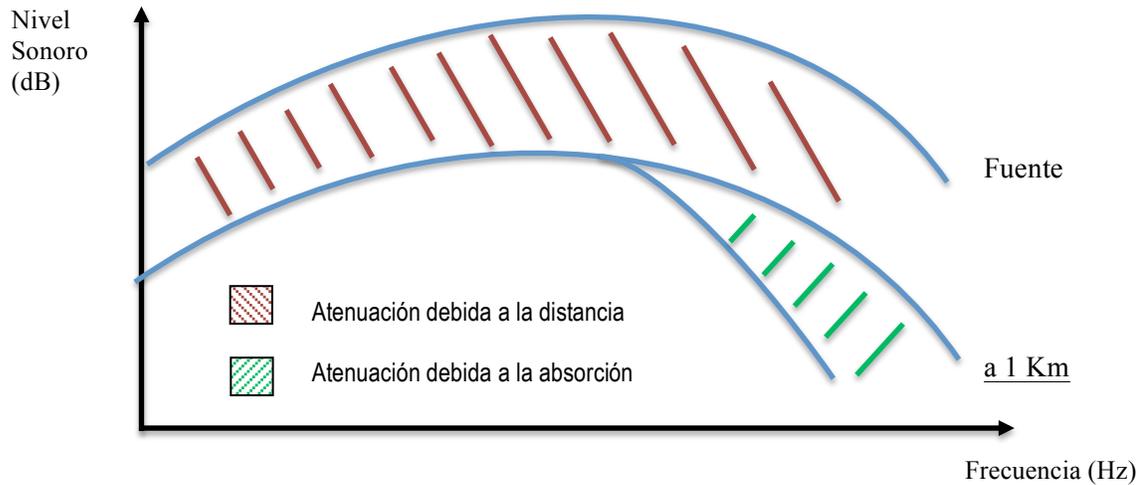


Figura 2.2.: Nivel sonoro en la fuente y a 1 Km de distancia

La absorción atmosférica es debida de una parte a la absorción clásica (viscosidad y conductibilidad térmica, las pérdidas por radiación que son despreciables) proporcionales al cuadrado de la frecuencia (L_2), y por otra parte a la absorción molecular (intercambios de energía entre moléculas), proporcional a la frecuencia (L_1):

$$L_2 - L_1 \text{ (dB)} = \alpha_c f^2 (r_2 - r_1) + \alpha_M f (r_2 - r_1)$$

$$\begin{array}{ll} \square 0,15 \text{ dB/km} & \square 10 \text{ dB/km} \\ \text{a } 100 \text{ Hz} & \text{a } 1000 \text{ Hz} \end{array}$$

c) Ondas planas progresivas

Nos situamos ahora en el caso en que la dirección x es la dirección de propagación. Hacemos la hipótesis que en todo plano perpendicular a este eje, el valor de ϕ no depende del eje “ y ” ni de “ z ”. Además, suponemos que la amplitud A no depende de “ x ”, obtenemos entonces:

$$\tilde{\phi}(x) = A \cdot e^{i(\omega t - kx)}$$

La intensidad es constante cuando se aleja de la fuente (supuestamente situada en $x = 0$). A es la amplitud en m^2/s . Representándolo gráficamente (Figura 15):

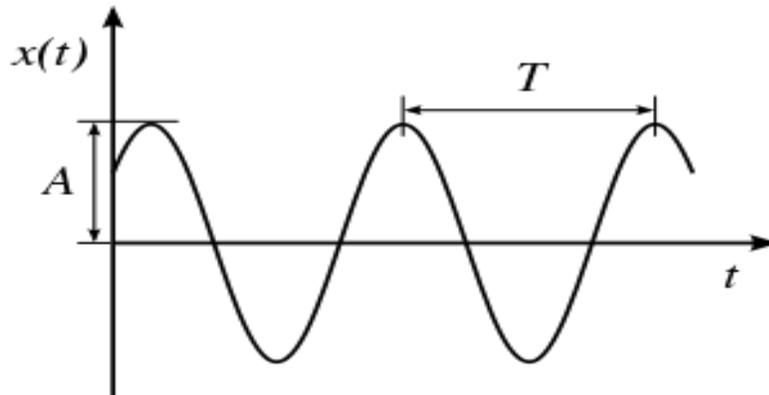


Figura 2.3.: Onda plana

De la misma manera:

$$\begin{cases} p = \rho_0 i \omega A e^{i(\omega t - kx)} \\ v = i.k.A.e^{i(\omega t - kx)} \end{cases}$$

Observación: a una distancia bastante grande de una fuente puntual, se puede suponer que se estamos en un campo de ondas planas.

d) Ondas cilíndricas:

Los encontramos en los conductos cilíndricos. Hay una propagación según como el radio, disminuyendo en 3 dB por doblar la distancia al eje, su constante de onda es k_r y un propagación axial de constante de onda k_z . Tenemos pues:

$$k_r^2 + k_z^2 = \omega^2/c^2 \quad \text{y} \quad \phi = f(k_r/\sqrt{T}) \cdot e^{i(\omega t - k_z \cdot z)}$$

Si el diámetro del tubo es pequeño ante la longitud de onda, la propagación radial es despreciable y se convierte en una propagación de onda plana progresiva.

e) Ondas estacionarias

Imaginemos dos ondas planas progresivas de la misma amplitud que se propagan en dos direcciones opuestas. En un punto cualquiera, obtenemos:

$$\tilde{\phi}(x) = A.e^{i(\omega t - kx)} + A.e^{i(\omega t + kx)} = 2.A.\cos(kx).e^{i\omega t}$$

Ya no hay propagación: tenemos una sucesión de nudos y de vientres de presión acústica, hablamos pues de una onda estacionaria. Sobre un nudo, la presión acústica es nula

en todo momento, es máxima sobre un vientre. En la práctica, en presencia de varias fuentes de amplitudes diferentes, también encontramos nudos y vientres, que corresponden a mínimos y máximos de presión (ver Figura 16):

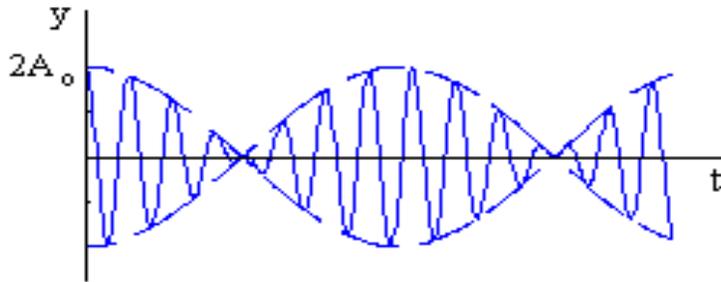


Figura 2.4: Visualización de ondas estacionarias

4) Intensidad y potencia acústica:

a) La intensidad acústica:

“I” es la Energía media que atraviesa una unidad de superficie perpendicular a la dirección de propagación por unidad de tiempo. I se expresa en W/m^2 . El vector intensidad \vec{I} tiene como escalar un valor de I y la dirección de \vec{v} .

$$I = \frac{\overline{dF \cdot dI}}{dS \cdot dt} = \frac{\overline{p \cdot ds \cdot v \cdot dt}}{dS \cdot dt} = \overline{p \cdot v}$$

$$I = \overline{p \cdot v} = \frac{\overline{p^2}}{Z} = \frac{p_{rms}^2}{Z} = I \quad \text{con "Z" la impedancia acústica} \left(Z = \frac{\overline{p}}{v} \right)$$

I depende de la naturaleza del campo acústico.

En régimen sinusoidal, tenemos $Z = |Z| (\cos \varphi + j \cdot \text{sen } \varphi)$

$$\text{De donde se deduce: } I = \underbrace{v^2 |Z| \cdot \cos \varphi}_{\text{Intensidad reactiva } I_A} + j \cdot \underbrace{v^2 |Z| \cdot \text{sen } \varphi}_{\text{Intensidad reactiva } I_R}$$

Para una onda progresiva plana, donde una onda esférica tiene una distancia “r” de la fuente tal que $r \gg 1/k$, tenemos:

$$Z = \rho_0 \cdot C$$

$$I_A = I_0 = 10^{-12} W / m^2 \text{ rms} / \rho_0 \cdot C$$

En el aire: $Z = 400 \text{ USI (} t= 40^{\circ}\text{C)}$

En el agua: $Z = 1,45 \cdot 10^6 \text{ USI}$

(a iso-intensidad, la presión acústica es 60 veces más importante en el agua que en el aire).

En un campo difuso en el cual el sonido llega de todas las direcciones, $I_A = 0$, de la misma manera que en un campo de ondas estacionarias intensidad es puramente reactiva (no hay propagación).

La medida permite, gracias a dos captadores de presión próximos, obtener una aproximación del gradiente de presión y, por tanto, de la velocidad y, también, de la intensidad acústica. La medida está limitada en alta frecuencia por la aproximación

$\vec{\text{grad}} p \cong \frac{\Delta p}{\Delta r}$ (distancia entre micros) y en baja frecuencia por los errores de fase entre ambos micros (problema de directividad).

b) La potencia acústica:

La potencia acústica de una fuente W es la suma de las intensidades encontradas sobre una superficie cerrada que rodea la fuente (una esfera o 1/2 esfera en la mayoría de los casos).

$$\boxed{W=I \cdot dS} \rightarrow W \text{ se expresa en vatios.}$$

Así, una fuente que irradia de manera isótropa y que produce una intensidad I a una distancia de r metros presenta una potencia igual a $4\pi r^2 I$ vatios.

Las medidas de intensidad permiten pues, medir la potencia acústica y localizar las fuentes sonoras (dirección, amplitud) in situ. La medida de la potencia acústica no puede hacerse únicamente a partir de la presión acústica (sólo en una sala anecoica o reverberante).

c) Nivel de intensidad sonora y de potencia acústica:

EL umbral de audibilidad corresponde a 10^{-12} W/m^2 a 1000 Hz: es la intensidad de referencia I_0 . Hemos visto en el apartado de ondas plana que: $I_A = p^2_{\text{rms}} / \rho_0 \cdot C$

Definimos pues un nivel de referencia $p_0 = \sqrt{I_0 \rho_0 C} = 20 \mu\text{Pa}$ (a 40°C)

De aquí salen pues las definiciones de los diferentes niveles sonoros:

Nivel de intensidad sonora:

$$L_I = 10 \log \left(\frac{I}{I_0} \right) \text{ en dB} \quad (I_0 = 10^{-12} \text{ W / m}^2)$$

Nivel de potencia acústica:

$$L_w = 10 \log \left(\frac{W}{W_0} \right) \text{ en dB } (W_0 = 10^{-12} \text{ W})$$

Nivel de presión acústica:

$$L_p = 20 \log \left(\frac{p}{p_0} \right) \text{ en dB } f_c = \frac{C^2}{2\pi} \sqrt{\frac{M}{D}} = \frac{C^2}{2\pi} \sqrt{\frac{12\rho(1-\nu^2)}{Eh^2}} \quad (p_0 = 20\mu\text{Pa})$$

Así 1 Pa = 94 dB.

El nivel de potencia y de presión acústica son dos parámetros diferentes que se expresan en la misma unidad, el decibelio. Ver ejemplos de potencia acústica en la Figura 2.

En campo libre (donde $Z = \rho_0 \cdot C$), tenemos $L_I = L_p$ (con la misma corrección de temperatura aproximadamente). En el caso general, esta relación no es verdadera.

2.2.2. LA RADIACION ACUSTICA**1) Definición y Caracterización:**

La radiación acústica es la transformación de la energía mecánica creada por un sólido en vibración en energía acústica.

a) Factor de radiación:

Es la relación entre la potencia acústica irradiada por una superficie dada y la potencia acústica irradiada por una placa indeformable de la misma superficie, sometida al mismo nivel vibratorio. Tenemos para tal placa que: $W_{ac} = I_0 \cdot C \cdot S \cdot v_{RMS}^2$ (v_{RMS} es la velocidad eficaz de la placa)

De donde ->

$$\sigma = \text{factor de radiación} = W_{ac} / I_0 \cdot C \cdot S \cdot v_{RMS}^2$$

b) Impedancia de radiación:

$$Z_R = \frac{P}{\vec{v} \cdot \vec{n}} \quad \text{Con P la presión acústica en cercanía de la estructura y } \vec{v} \text{ la velocidad vibratoria.}$$

Se puede escribir también: $Z_R = R_{\text{rad}} + j.\omega.m$ R_{rad} = resistencia de radiación
 m = masa existente

Se demuestra que la intensidad acústica radiada vale:

$$I = v_{\text{RMS}}^2 \cdot Z_R = I_A + j. I_R$$

De donde: $W_{\text{ac}} = I_A \cdot S = v_{\text{RMS}}^2 \cdot R_{\text{rad}} \cdot S = \sigma \cdot I_0 \cdot C \cdot S \cdot v_{\text{RMS}}^2$

y por tanto:

$$\sigma = R_{\text{rad}} / I_0 \cdot C$$

2) Radiación de emisores elementales:

a) Fuente esférica:

Visto en 2.1.3. A partir de las expresiones de presión y velocidad obtenidas, encontramos para campo lejano:

$$\left\{ \begin{array}{l} \sigma = \frac{k^2 a^2}{1 + k^2 a^2} \\ m = \frac{\rho_0 a}{1 + k^2 a^2} \end{array} \right. \quad \text{Con "a" = radio de la esfera}$$

Si $a \ll r$ y $Ka \ll 1$, la fuente esférica se convierte en puntual. Se habla entonces de monopolo.

Es solución de la ecuación: $\Delta P - \frac{1}{C^2} \frac{\partial^2 P}{\partial t^2} = \rho_0 Q \cdot e^{j\omega t}$

En este caso: $P = \frac{i\rho_0 \omega Q}{4\pi r} W_{\text{ray}} = \frac{\rho_0 C k^2 Q^2}{4\pi}$

b) Bipolo:

Son 2 monopolos vibrantes en oposición de fase y separados por una distancia muy pequeña.

Demostramos que en Baja Frecuencia, un monopolo irradia más que un bipolo. Es lo contrario en Alta Frecuencia donde se añade un efecto de directividad muy marcado. Este

resultado es generalizable a toda estructura. Para modelizar los ruidos aerodinámicos, utilizamos cuadripolos (2 bipolos).

c) Modelización de una superficie cualquiera por emisores simples:

Se trata de hacer una repartición discreta o continua de fuentes puntuales que tienen una velocidad vibratoria iguala a la del elemento considerado de superficie.

En este caso, podemos reconstituir el campo acústico radiado por toda la superficie. Para un emisor dado, tenemos en campo lejano (radiando sobre un semi-espacio):

$$\left\{ \begin{array}{l} p = \frac{j\omega\rho_0}{2\pi r} Q e^{j(\omega t - kr)} \\ v = \frac{i\omega Q}{2\pi r c} \end{array} \right.$$

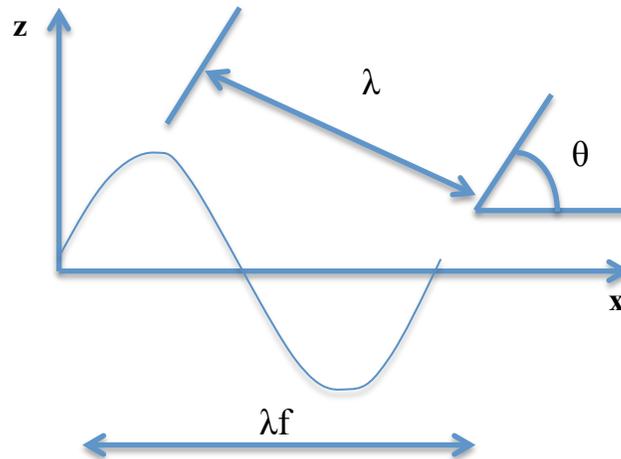
Entonces, para el campo completo tendremos:

$$p = \frac{j\omega\rho_0}{2\pi r} \sum_{i=1}^n \frac{Q_i}{r_i} e^{-jkr_i} \quad \text{donde} \quad p = \frac{j\omega\rho_0}{2\pi r} \int v_{\text{vib}} \frac{e^{-jkr}}{r}$$

Para calcular σ , la velocidad vibratoria de referencia vale: $V_{\text{RMS}}^2 = \int V_{\text{VIB}}^2 \cdot ds$

3) Radiación de placa delgadas infinitas:

Son las ondas de flexión que están en el origen de la radiación. Consideremos una placa infinita en un plano xy, en el cual se propagan ondas de flexión en la dirección x.



Sea ω la deformación elemental de la placa. Encontramos que:

$$D\nabla^4\omega + M\frac{\partial^2\omega}{\partial t^2} = P_s$$

Con: $D = \frac{E.h^3}{12(1-\nu^2)}$ → rigidez de flexión (h = espesor de la placa)

$M = f.h$ → masa superficial de la placa

P_s = Fuerza excitadora por unidad de superficie

La solución es del tipo: $\omega = \omega_0 \cdot e^{j(\omega t - k_f x)}$ con $k_f = 2\pi / \lambda = \sqrt{\omega} / \alpha$ y $\alpha = \sqrt[4]{D/M}$

k_f : es el índice de flexión.

λ_f : es la longitud de onda de las ondas de flexión en la placa.

$C_f = \omega / k_f = \alpha \cdot \sqrt{\omega}$ → velocidad de las ondas de flexión.

C_f : depende de la frecuencia: hay pues disipación de energía.

El campo acústico vale: $p = p_0 e^{-jk_f x} e^{-jk_z z} e^{j\omega t}$

Con: $k^2 = k_z^2 + k_f^2 = \omega^2 / C^2$

Se demuestra que para: $k < k_f$ $\sigma = 0$

$k = k_f$ σ es infinito

$k > k_f$ $\sigma = \frac{1}{\sqrt{1 - \left(\frac{k_f}{k}\right)^2}}$ y $\sin \theta = \lambda / \lambda_f = k_f / k$

Ponemos en evidencia pues una frecuencia crítica f_C tal que $k = k_f$, o también $C = C_f$:

$$f_C = \frac{C^2}{2\pi} \sqrt{\frac{M}{D}} = \frac{C^2}{2\pi} \sqrt{\frac{12\rho(1-\nu^2)}{Eh^2}}$$

3) Radiación de placa delgadas finitas:

A los fenómenos precedentes se suman los modos propios de la placa. El número de onda correspondiente es k_{mn} tal que:

$$k_{mn}^2 = k_x^2 + k_y^2 \quad \text{con } k_x = n\pi/a \quad \text{y } k_y = m\pi/b$$

siendo a y b las dimensiones de la placa.

$$\text{y: } \omega_{mn} = \sqrt{\frac{D}{M}} k_{mn}^2$$

La radiación será máxima para: $k = k_{mn}$: coincidencia espacial
 $\omega = \omega_{mn}$: coincidencia frecuencial

Encontramos pues el mismo resultado que para la placa infinita:

$$F_C = (C^2 / 2\pi) \cdot \sqrt{M/D}$$

La frecuencia crítica no depende de las dimensiones de la placa (solamente del espesor). Este resultado es cierto para toda estructura real finita. En la práctica, no tenemos una frecuencia bien determinada pero una zona de coincidencia.

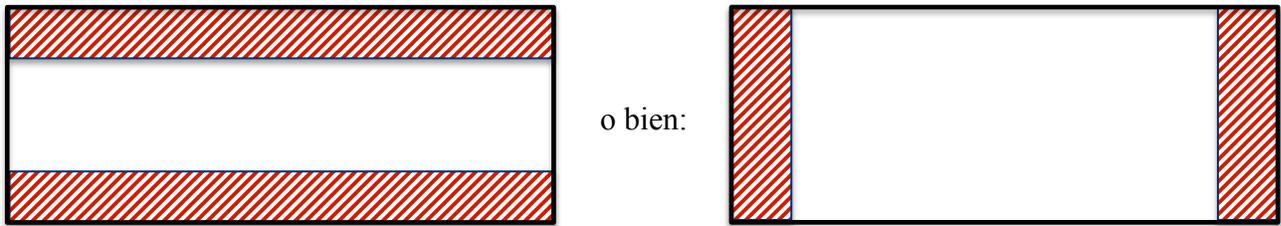
Para un modo dado, tenemos $m \times n$ pequeñas superficies que vibran en oposición de fase. Anularán su efecto si: $k_f > k$ (C_f resultados para placa infinita o en este caso $\sigma = 0$)

Los casos siguientes pueden, pues, presentarse:

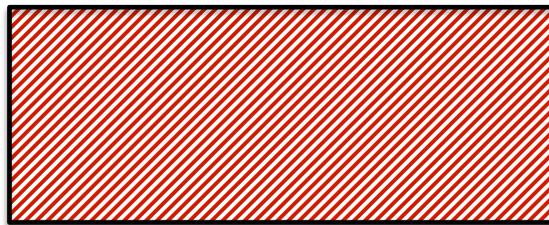
1. k_x y $k_y > k$: se emite poca energía salvo en las esquinas (**modos de esquina**)



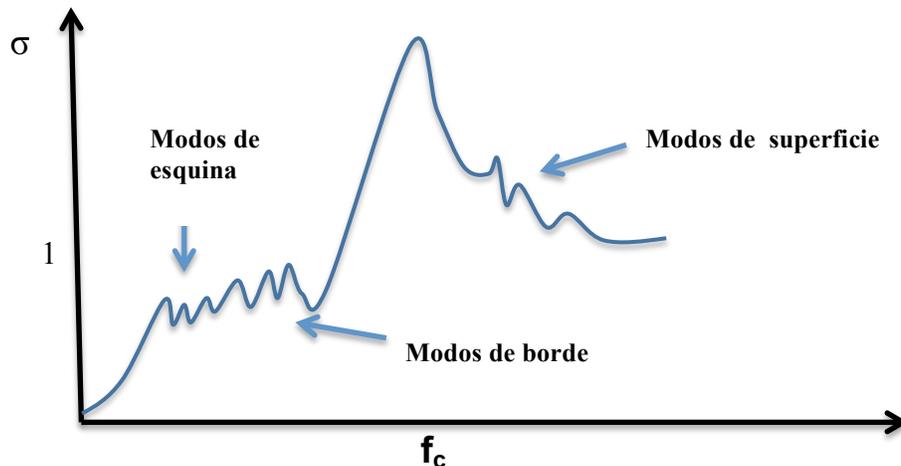
3. k_x y $k_y < k$: se encuentran los modos de borde:



4. k_x y $k_y \gg k$: modos de superficie:



De ahí la forma de σ :



2.2.3. LA PROPAGACION EN PRESENCIA DE CONDICIONES LIMITE

1) Difracción y difusión:

La difracción es la capacidad del sonido a rodear los obstáculos. Esta aptitud es tanto más acentuada cuanto más grande es la longitud de onda (y por tanto baja la frecuencia), de cara a las dimensiones del obstáculo (con respecto a la óptica, las longitudes de onda acústicas son mucho más grandes).

En el caso en el que los obstáculos son relativamente pequeños (por ejemplo las gotitas de niebla), la onda es difundida en todas las direcciones (difracciones múltiples). En el caso de un pequeño agujero a través de una pared, la difracción transforma un campo de ondas planas en un campo de ondas esféricas (Figura 17):

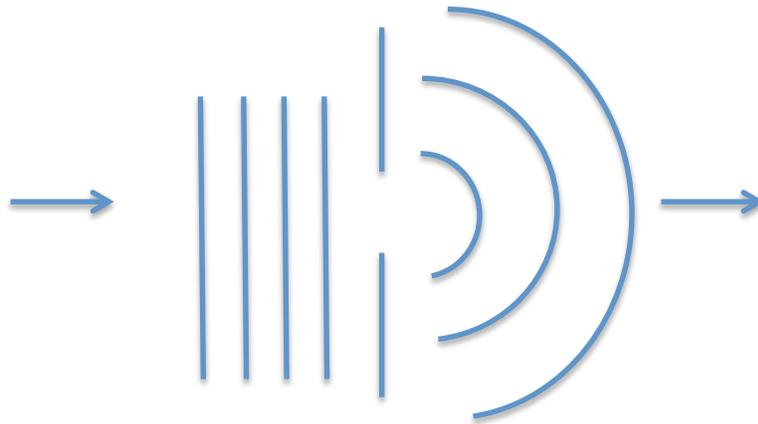


Figura 2.5: Difracción de onda a través de una pared

Las altas frecuencias son, pues, muy direccionales, puesto que no se difractan ni se difunden.

2) Reflexión, absorción y transmisión:

a) Propagación en presencia de planos reflectantes

Cuando una fuente está colocada sobre una superficie perfectamente rígida (ie: la velocidad de las moléculas del aire es rigurosamente nula), las ondas acústicas que encuentran esta superficie son totalmente reflejadas: la energía acústica se encuentra entonces concentrada en el semi-espacio superior.

- Para una fuente que emite en todas las direcciones, el nivel de intensidad acústica se dobla (+ 3 dB) con relación al campo libre si la fuente es desplazada sobre un plano reflectante.
- Si se encuentra en la unión de 2 planos, el nivel se cuadruplica (+ 6 dB).
- Si se encuentra localizada en la unión de 3 planos, el nivel se multiplica por 8 (+ 9 dB).

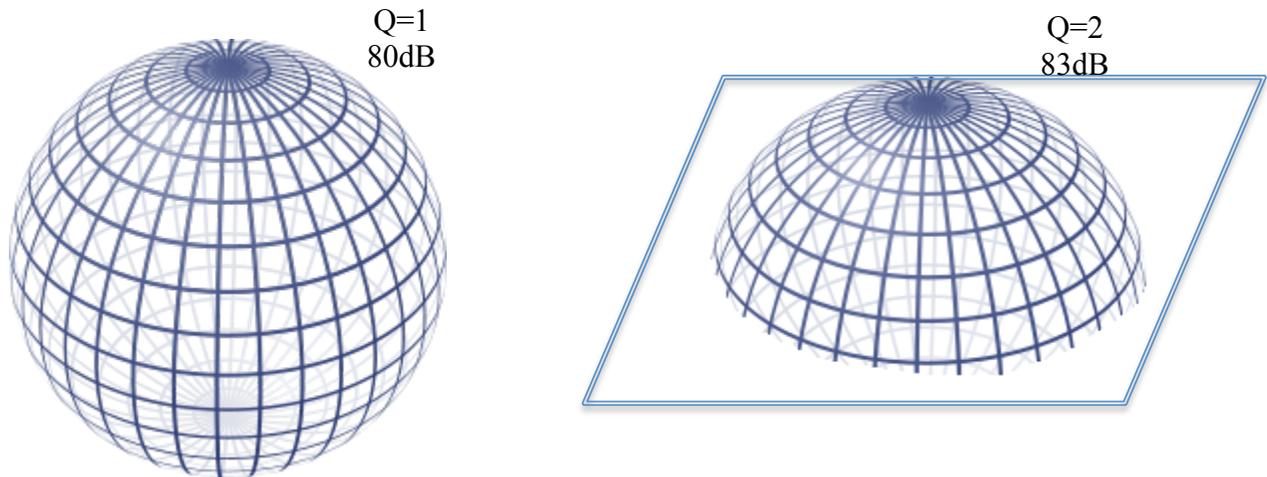


Figura 2.6: Fuentes en presencia de planos reflectantes

La intensidad acústica viene dada por $I = W \cdot Q / 4 \cdot \pi \cdot r^2$ donde Q es el factor de directividad y vale 1, 2, 4 o 8 según los casos.

b) Caso de una pared

Cuando una onda acústica que posee una energía E_i encuentra una pared sólida delgada:

- Una parte (E_r) de la energía es reflejada del lado incidente,
- Una parte (E_t) es transmitida en el segundo medio,
- El complemento (E_d) se disipa amortiguado internamente a la pared, de ahí el balance: $E_i = E_r + E_d + E_t$

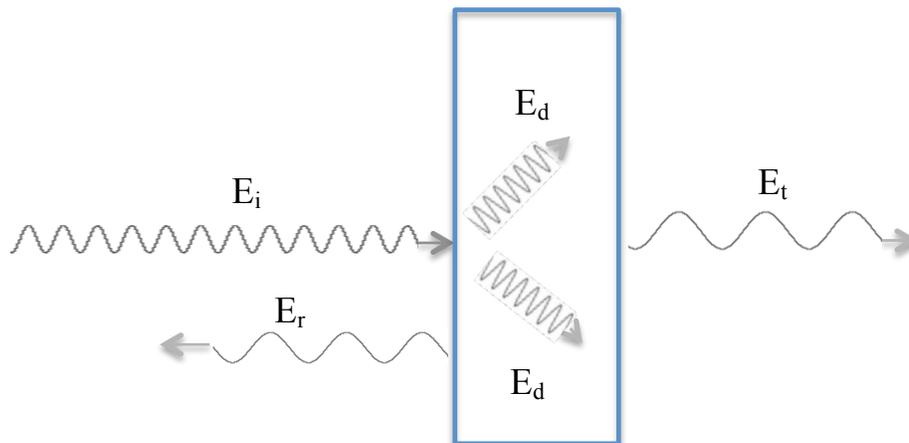


Figura 2.7: Campo acústico en presencia de una pared

La pared entonces está caracterizada por los coeficientes siguientes:

- **Coefficiente de absorción:** $\alpha = (E_i - E_r)/E_i$ -> la energía acústica incidente es esencialmente reflejada. Si se quiere disminuir esta reflexión, hace falta recurrir a materiales porosos o bien sistemas tales como paneles flexibles o resonadores de Helmholtz.
- **Coefficiente de transmisión:** $\tau = E_t / E_i$

Se habla igualmente de índice de atenuación: $A = 10 \log 1/\tau = 10 \log E_i / E_t$

“**A**” se expresa en dB. El aislamiento de una pared crece con A. Es importante precisar las condiciones de medida de A:

- Tipo de excitación (ruido blanco y onda plana)
- Naturaleza de los campos a la emisión y a la recepción (libre, reverberante).

Veremos en el capítulo 5 cuales son los parámetros esenciales que influyen sobre **α** y **A**. Las funciones aislamiento y absorción no deben ser confundidas.

3) Ejemplos de condiciones límite:

a) Muro rígido

$$\text{Tenemos } \vec{v} \cdot \vec{n} = 0$$

b) Impedancia de una pared

La impedancia de una pared es la relación: $Z = \vec{p} / (\vec{v} \cdot \vec{n})$ de la presión acústica sobre la velocidad acústica media a nivel de esta. Se habla también de la admitancia acústica: $Y = I_0 \cdot C / Z = 1 / (r_n + j \cdot x_n)$.

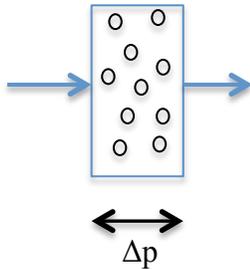
La admitancia es nula sobre muro rígido y vale 1 para una pared perfectamente absorbente. Es compleja desde el momento que hay un desfase entre la señal incidente y la señal reflejada.

c) Paredes flexibles

La pared tiene una velocidad vibratoria normal: V_{nstr}

$$\text{Para un fluido no viscoso tenemos: } \vec{v} \cdot \vec{n} = V_{nstr}$$

d) Materiales porosos



La impedancia acústica está caracterizada por:

$$Z = \Delta p / \vec{v} \cdot \vec{n} \quad \text{donde } \Delta p \text{ representa la pérdida}$$

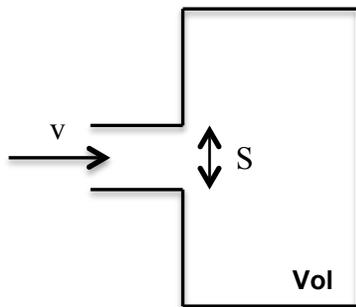
de carga en términos de presión acústica

4) Acústica mono-dimensional:

Modelizamos numerosos circuitos "acústicos" (circuitos de admisión, de escape, de aire acondicionado) por elementos simples tales como volumen, tubo o pérdida de carga. La ecuación de propagación de las ondas se supone mono-dimensional. Estudiamos aquí los elementos de base, las aplicaciones por ensamblaje de estos elementos que serán vistos en el capítulo 6.

a) Volumen

Consideramos la dimensión del volumen pequeña frente a la longitud de onda, de modo que la presión acústica "p" en el interior es constante

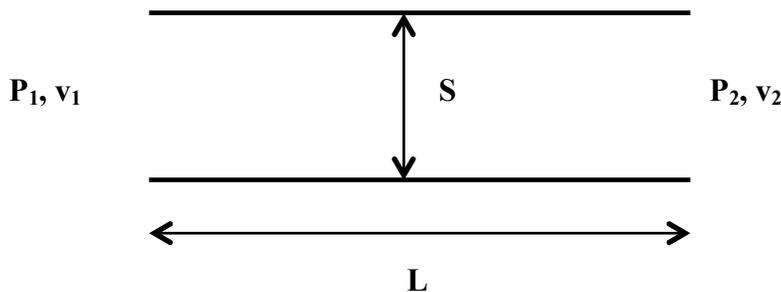


Se demuestra que :

$$p = \frac{\rho_0 C^2 S v}{Vol i \omega}$$

Un volumen así se comporta como un elemento rígido.

b) Tubo:



Se demuestra que:

$$\begin{pmatrix} P_1 \\ P_2 \end{pmatrix} = \frac{\rho_0 C}{i \sin\left(\frac{\omega L}{C}\right)} \begin{pmatrix} \cos\left(\frac{\omega L}{C}\right) & -1 \\ 1 & -\cos\left(\frac{\omega L}{C}\right) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} v_1 \\ v_2 \end{pmatrix}$$

Si la longitud del tubo es pequeña frente a al longitud de onda: $(\omega \cdot L / C \ll 1)$, tenemos:

$$\begin{pmatrix} P_1 \\ P_2 \end{pmatrix} = \frac{\rho_0 C^2}{i \omega L} \begin{pmatrix} 1 - \frac{\omega^2 L^2}{2C^2} & -1 \\ 1 & \frac{\omega^2 L^2}{2C^2} - 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} v_1 \\ v_2 \end{pmatrix}$$

Si $v_1 = v_2 = v$, entonces: $P_1 - P_2 = i \cdot \rho_0 \cdot \omega \cdot L \cdot v$

Un tubo corto se comporta pues como una masa:

c) Pérdida de carga:

Q_0 es el flujo medio a través de la sección S_e
 $(S_e \ll S_1)$



$$p_1 - p_2 = \frac{\rho_0 |Q_0|}{S_e^2} v S_1$$

La pérdida de carga se comporta como una amortiguación viscosa.

2.2.4. LA PROPAGACION AL INTERIOR DE ESPACIOS CERRADOS

1) El campo reverberante:

Cuando una fuente de sonido emite dentro de un local, un observador situado en las proximidades de la fuente percibe primero el sonido que se propaga en línea recta, a continuación, el que sufrió la reflexión (y absorciones parciales,...) en 1,2, ... paredes.

Las ondas directas y reflejadas se combinan para crear una presión acústica en cada punto del local. Cuando el observador se encuentra muy cerca de la fuente, el efecto directo de las ondas es predominante, y si el observador se aleja de la fuente, el efecto del campo directo disminuye y el campo reverberante se convierte cada vez más predominante, en algunos locales, el nivel de ruido puede permanecer prácticamente constante, incluso cuando el observador continúa alejándose.

Cuando se apaga una fuente de ruido que excita un local, el nivel de ruido en el local no se detiene de inmediato debido a los fenómenos de reflexión, después decrecen significativamente según una ley exponencial debido a los fenómenos de absorción. Se llama “**T**” **tiempo de reverberación** del local, el tiempo al fin del cual el nivel de presión sonora ha disminuido 60 decibelios.

En un local de volumen V , cuya superficie total de las paredes es igual a S y cuyas tres principales dimensiones no son demasiado diferentes, se demuestra que:

$$T = 55.3 \cdot V / C.S.\alpha$$

Donde α representa el coeficiente medio de absorción de las paredes:

($\alpha = (\sum \alpha_i \cdot S_i) / S$) -> α se supone pequeña frente a 1.

La cantidad: $R = S.\alpha / (1-\alpha)$ se llama **constante de sala** y se expresa en m^2 .

En la mayoría de locales industriales, los coeficientes de absorción son bajos (inferiores a 0,2) y el tiempo de reverberación es del orden de varios segundos. En los apartamentos amueblados, están generalmente por debajo del segundo. La absorción de los materiales es función de la frecuencia, el tiempo de reverberación debe ser determinado para cada frecuencia. Se elige de acuerdo a la utilización de la sala (conferencias, conciertos, estudio de grabación).

En la práctica, la medida del tiempo de reverberación se puede lograr deteniendo de repente una fuente de sonido (altavoz), algunos experimentos utilizan, para crear el campo sonoro, la detonación de un arma de fuego; el decrecimiento del nivel sonoro en dB es lineal. La medida del tiempo **T** permite entonces deducir la constante de sala **R** a partir del conocimiento del volumen **V**.

2) Nivel sonoro creado por una fuente de ruido:

Cuando una fuente de potencia acústica W se introduce en un local bastante reverberante, se demuestra que la intensidad acústica en el campo reverberado (es decir, lejos de la fuente) está dada por:

$$I_R = 4 \cdot W / R \quad (\mathbf{R} : \text{constante de sala})$$

Si la fuente posee un factor de directividad Q , el campo directo a una distancia r produce una intensidad:

$$I_D = W \cdot Q / 4 \cdot \pi \cdot r^2$$

Que se superpone a la precedente: de ahí la intensidad resultante en un punto situado a la distancia r de la fuente:

$$I = W \left(\frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{4}{R} \right)$$

Pasándolo a unidades logarítmicas, determinamos el nivel de presión acústica L_p a partir del conocimiento de los niveles de potencia acústica L_w (L_p y L_w en decibelios, r en metros).

$$L_p = L_w + 10 \log \left(\frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{4}{R} \right)$$

Existe una distancia r_0 para la cual el campo directo y el campo reverberado tienen una contribución idéntica:

$$r_0 = \sqrt{\frac{QR}{16\pi}}$$

Más allá de r_0 , el campo reverberado se convierte en preponderante.

3) Frecuencias propias:

Las fórmulas anteriores suponen una difusión perfecta de las ondas sonoras. En realidad, la mayoría de las habitaciones normales tienen paredes paralelas que conducen a la formación de ondas estacionarias en ciertas frecuencias. Si L , I , h son las dimensiones de la sala, el cálculo muestra que las frecuencias propias, en hercios, están dadas por:

$$f = \frac{c}{2} \sqrt{\left(\frac{p}{L}\right)^2 + \left(\frac{q}{I}\right)^2 + \left(\frac{r}{h}\right)^2}$$

con p, q, r números enteros.

Los modos propios se distinguen en las bajas frecuencias. Después, su densidad es tal que se confunden y encontramos campos difusos. La frecuencia de transmisión f_{im} está dada por:

$$\lambda_0 = \frac{c}{2\sqrt{km}} \ll 1 \quad \omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}}$$

Los modos de resonancia más simples en una sala paralelepípedica corresponden a ondas estacionarias cuya longitud de onda es igual a una dimensión de la sala o sub-múltiplos de esta dimensión (modos axiales)

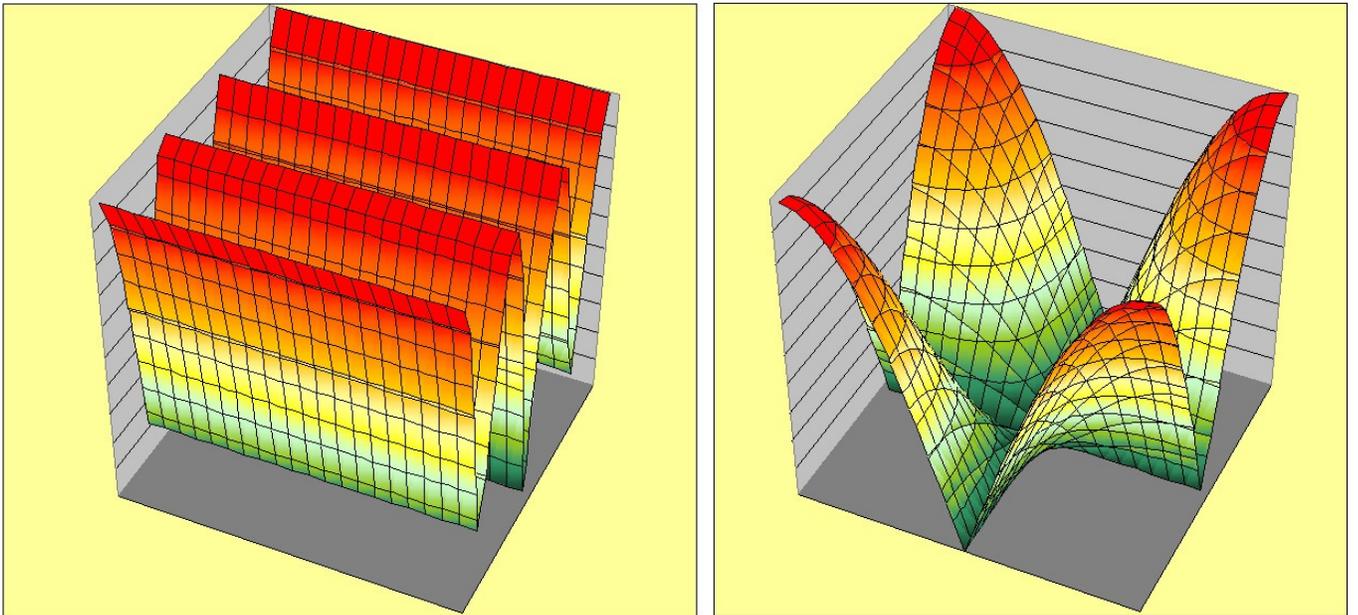


Figura 2.8: Ejemplos de Modos de Cavidad en una sala

4) Aislamiento acústico de una sala:

Tendremos en cuenta el comportamiento de una habitación cerrada cuya pared forma un lado a través del cual pasa la energía del sonido. Si τ es el coeficiente de transmisión y: $\beta = 1 - \alpha$ el coeficiente de reflexión de la pared, la intensidad I_2 en un punto cualquiera y para un campo difuso dentro de la habitación es función de la energía transmitida en forma de onda y de las reflexiones múltiples sufridas por la onda dentro de la habitación: $I_2 = \tau \cdot I_1 (1 + \beta + \beta^2 + \dots)$

Con I_1 la intensidad al exterior, que se escribe:

$$I_2 = I_1 \frac{\tau}{1 - \beta} = I_1 \frac{\tau}{\alpha}$$

El aislamiento de la sala cerrada con relación al exterior es igual a:

$$10 \log \frac{I_1}{I_2} = 10 \log \frac{\alpha}{\tau}$$

El examen de la fórmula $10 \log (\alpha/\tau)$ implica que si una fuente de ruido se encierra bajo una capó, el nivel de ruido, cerca del motor bajo el capó, se hace mayor: va en contra del efecto deseado y es necesario recubrir el interior del capó de un material altamente absorbente.

2.3. LA PROPAGACION DEL SONIDO POR VIA SÓLIDA

En los sólidos, la velocidad del sonido es tal que podemos suponer la propagación instantánea: ya no hay fenómeno ondulatorio (3.1) . Se reduce así el estudio a las vibraciones de las estructuras en función de la frecuencia. A través de los ejemplos de los sólidos con 1 y 2 grados de libertad (3.2 y 3.3), se presentan los conceptos de inertancia y modos propios. El punto 3.4. está dedicado a la amortiguación y en 3.5 se analiza la interacción fluido-estructura.

2.3.1. LA VELOCIDAD DEL SONIDO

Hemos visto que en el aire, las ondas de sonido son ondas de compresión (deformación y velocidad van en la misma dirección). La velocidad es independiente de la frecuencia (sin disipación). En la práctica, la viscosidad introduce ondas de cizallamiento. En los líquidos, los fenómenos son idénticos, los efectos de la viscosidad son más importantes. En estructuras sólidas, las ondas de compresión existen igualmente. la ecuación que rige su propagación es idéntica a las de aire, la presión se sustituye por las tensiones σ , la velocidad por el desplazamiento elemental ε .

La ley $(P/\square.\gamma) = \text{cte.}$ se reemplaza por la ley de Hooke $\sigma = E.\varepsilon$

La velocidad del sonido es $C_1 = \sqrt{E/\square_0}$ en un medio monodimensional (por ejemplo, una barra) para el cual el cizallamiento es despreciable (Nota: para un gas, el equivalente de E es $\gamma.\square_0$ y las expresiones de C son idénticas en ambos casos).

En un medio tridimensional, la velocidad de las ondas longitudinales (o de compresión) vale $C_L = 1,16 \sqrt{E/\square_0}$ y la velocidad de las ondas transversales vale $C_T = 0,61 \sqrt{E/\square_0}$. Para una placa fina, estas ondas radian muy poco, contrariamente a las ondas de flexión, estudiadas en el capítulo 3.

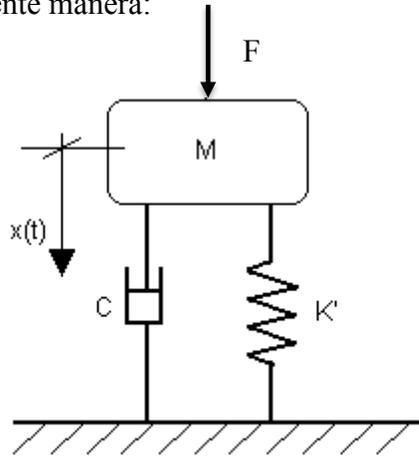
Un sólido es muy poco deformable, C_L y C_T son muy importantes (alrededor de 5000 m/s en el acero frente a 340 m/s en el aire). Teniendo en cuenta el tamaño de las estructuras estudiadas (del orden de varios metros en general), este es muy pequeño en comparación con la longitud de onda de la señal y por lo tanto se puede estimar que la propagación es instantánea. Por lo tanto, el estudio se reduce al estudio de la dinámica estructural.

En acústica, el pequeño tamaño de los desplazamientos justifica la linealización de las ecuaciones. Por tanto, las estructuras metálicas tienen una rigidez lineal. El caso de 1ª amortiguación se detalla en el punto 3.4. Sin embargo, el caucho sigue siendo no lineal (rigidez, amortiguación y desplazamientos).

2.3.2. SÓLIDOS CON 1 GRADO DE LIBERTAD

1) Respuesta a un esfuerzo impuesto:

Se modeliza de la siguiente manera:



El sólido se mueve sólo en la dirección x . Tiene una masa m , rigidez k , amortiguamiento interno c (que se supone de tipo viscoso). Se somete a una fuerza de excitación F .

Así que cuando se mueve una distancia x_0 , se somete a un retorno forzoso $-k \cdot x_0$, cuando se mueve a velocidad v_0 , se somete a una fuerza $-c \cdot v_0$

Si escribimos la relación fundamental de la dinámica ($m \cdot \ddot{x} = F$) obtenemos :

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} = F - kx - c \frac{dx}{dt} \quad (1)$$

($x = 0$ corresponde a la posición de equilibrio del sólido)

Suponemos que la excitación es harmónica de pulsación ω : $F = F \cdot e^{i\omega t}$

Esto implica que C es inferior a $C_r = 2\sqrt{k \cdot m}$ (amortiguación crítica) o también que $\lambda = C / C_r$ es inferior a 1 (λ es la tasa de amortiguación).

x se escribe bajo la forma: $x = x \cdot e^{i\omega t}$, sustituyendo en (1), obtenemos:

$$-m\omega^2 x = F - Kx - ic\omega x$$

Llamamos rigidez dinámica al módulo:

$$\left| \frac{F}{X} \right| = \sqrt{(k - m\omega^2) + (c\omega)^2}$$

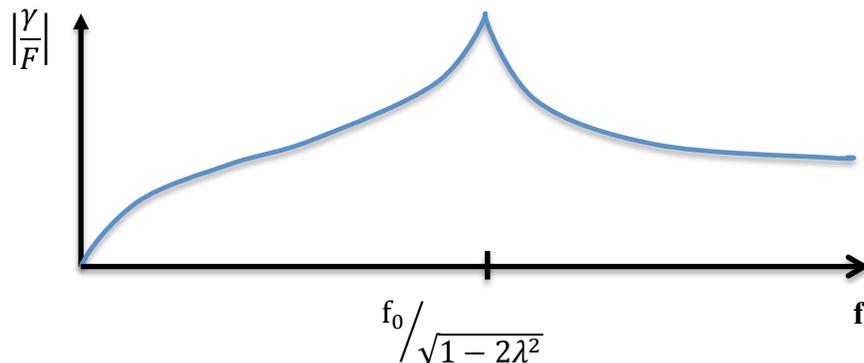
Si razonamos en aceleración y no en desplazamiento (por tanto, en vibraciones), obtenemos:

$$\gamma = -\omega^2 X \quad \text{y} \quad \frac{\gamma}{F} = \frac{1}{m - \frac{k}{\omega^2} - \frac{ic}{\omega}}$$

Se llama inercancia al módulo:

$$\left| \frac{\gamma}{F} \right| = \frac{1}{\sqrt{\left(m - \frac{k}{\omega^2}\right)^2 + \left(\frac{c}{\omega}\right)^2}}$$

Si lo ponemos en una gráfica en función de la frecuencia:



La curva de inercancia presenta 3 características esenciales. Se denota:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad \rightarrow \text{Pulsación propia del sistema conservativo asociado}$$

1.- $\omega \ll \omega_0$: $\left| \frac{\gamma}{F} \right| \approx \omega^2/k$ \rightarrow La estructura se comporta como rígida pura.

2.- $\omega = \omega_0 \sqrt{1 - 2\lambda^2}$

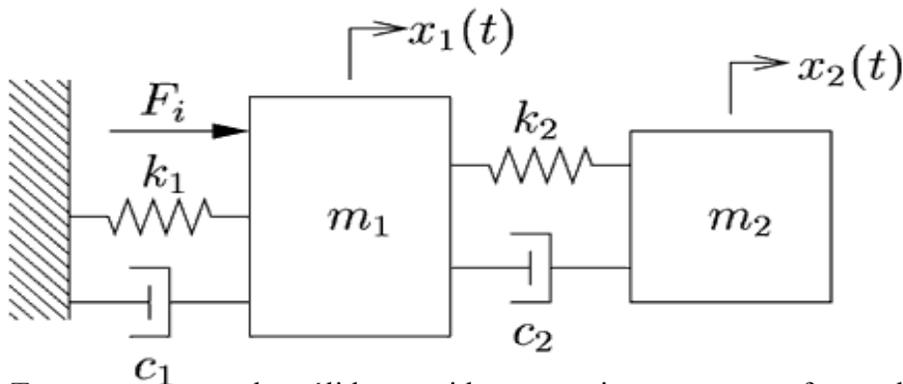
A este valor de pulsación, la inercia presenta un máximo de valor: $\left(\frac{1}{m2\lambda\sqrt{1-\lambda^2}} \right)$

Es el llamado fenómeno de **resonancia**: $\Omega = \omega_0 / \sqrt{1-2\lambda^2}$ es la frecuencia a la cual vibra sólo el sistema si lo separamos de su posición de equilibrio.

3.- $\omega \gg \omega_0$: $| \gamma / F | \approx 1 / m \rightarrow$ La estructura se comporta como una masa pura.

2.3.3. SÓLIDOS CON 2 GRADOS DE LIBERTAD:

1) Respuesta a un esfuerzo impuesto:



Tenemos esta vez dos sólidos sumidos respectivamente a una fuerza de excitación F_1 y F_2 , cuyas posiciones serán anotadas como X_1 y X_2 , el origen corresponde a la posición de equilibrio del sistema. La relación fundamental de la dinámica aplicada a cada uno de los sólidos implica:

$$\begin{cases} m_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2} = -k_1 x_1 - c_1 \frac{dx_1}{dt} + k_2 (x_2 - x_1) + c_2 \left(\frac{dx_2}{dt} - \frac{dx_1}{dt} \right) + F_1 \\ m_2 \frac{d^2 x_2}{dt^2} = -k_2 (x_2 - x_1) - c_2 \left(\frac{dx_2}{dt} - \frac{dx_1}{dt} \right) + F_2 \end{cases}$$

Si suponemos la excitación armónica: $\begin{cases} F_1 = F_1 \cdot e^{i\omega t} \\ F_2 = F_2 \cdot e^{i\omega t} \end{cases}$

Poniéndolo en formato matricial:

$$\underbrace{\begin{pmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{pmatrix}}_{\mathbf{M}} \begin{pmatrix} -\omega^2 & x_1 \\ -\omega^2 & x_2 \end{pmatrix} + \underbrace{\begin{pmatrix} c_1 + c_2 & -c_2 \\ -c_2 & c_2 \end{pmatrix}}_{\mathbf{C}} \begin{pmatrix} i\omega & x_1 \\ i\omega & x_2 \end{pmatrix} + \underbrace{\begin{pmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{pmatrix}}_{\mathbf{K}} \begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} F_1 \\ F_2 \end{pmatrix}$$

Si reemplazamos de nuevo : $\gamma = -\omega^2 X$ razonando en aceleración y no en desplazamiento, obtenemos:

$$\begin{pmatrix} \gamma_1 \\ \gamma_2 \end{pmatrix} = \omega^2 \underbrace{(\omega^2 \mathbf{M} - i\omega \mathbf{C} - \mathbf{K})^{-1}}_{\text{Matriz de inertancia}} \begin{pmatrix} F_1 \\ F_2 \end{pmatrix}$$

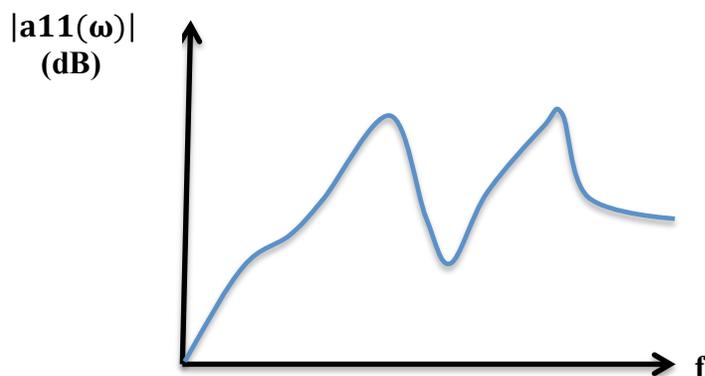
Matriz de inertancia

$$\begin{pmatrix} a_{11}(\omega) & a_{12}(\omega) \\ a_{21}(\omega) & a_{22}(\omega) \end{pmatrix}$$

Los términos diagonales $a_{11}(\omega)$ y $a_{22}(\omega)$ son llamados **inertancias complejas** de los puntos 1 y 2. Permiten conocer las respuestas vibratorias de los puntos 1 y 2 correspondientes a una excitación en los mismos puntos.

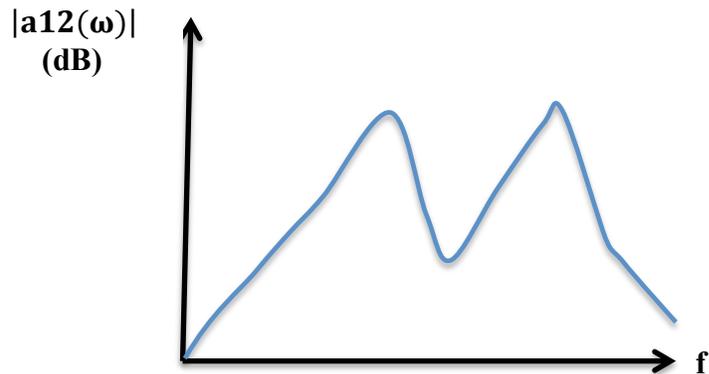
En cambio, los términos $a_{12}(\omega)$ y $a_{21}(\omega)$ son llamados funciones de transferencia complejas y permiten conocer la respuesta de la estructura en el punto 1 para una excitación en el punto 2 y viceversa.

Poniéndolo en un gráfico:



La curva de inercancia en el punto 1 ($a_{11}(\omega)$) presenta 2 picos de resonancia que corresponden sensiblemente a las 2 frecuencias propias del sistema. A bajas frecuencias $|\gamma_1| = \omega^2/k_1$ y a altas frecuencias $|\gamma_1| \approx 1/m_1$

La curva de transferencia del punto 2 al punto 1 ($a_{12}(\omega)$) presenta los 2 mismos picos de resonancia. A bajas frecuencias $|a_{12}| \approx \omega^2/k_1$ y a las altas frecuencias $|a_{12}| \approx 0$



Cálculo de los modos propios:

Busquemos primero los modos del sistema conservativo (i.e. no amortiguado) asociado. Las frecuencias propias correspondientes a los valores propios que anulan el denominador de la matriz $\omega^2 \cdot \mathbf{M} - \mathbf{K}$

Los vectores propios asociados son llamados modos propios del sistema. En esta base modal, las matrices \mathbf{M} y \mathbf{K} son diagonales y los términos diagonales son llamados respectivamente masas generalizadas y rigideces generalizadas.

Para los modos del sistema con amortiguación, son posibles dos casos:

- La matriz de amortiguación es diagonalizable en la base propia ya comentada. Es el caso en particular cuando esta matriz es proporcional a \mathbf{K} y \mathbf{M} en la modelización. En este caso, los vectores propios son reales y ortogonales (todos los puntos vibran en fase o en oposición de fase).
- En caso contrario, los vectores propios son complejos (hablamos también de modos complejos).

Para un modo dado, los puntos que vibran poco son llamados nudos y los que vibran mucho son los vientres. Si se quiere desalar significativamente un modo, hay que actuar sobre los vientres.

En el caso de un sólido con dos grados de libertad, el sistema conservativo asociado admite dos modos propios; las masas m_1 y m_2 están en fase para el primero, en oposición de fase para el segundo. También vemos que los modos del sistema disipativo serán reales si:
 $C_1/k_1 = C_2/k_2$

A notar que si: $k_1 = k_2 = k$; $m_1 = m_2 = m$ y $c_1 = c_2 = c$, sustituyendo:

$$\left\{ \begin{array}{l} \omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}} \\ \lambda_0 = \frac{c}{2\sqrt{km}} \ll 1 \end{array} \right. \quad (\text{amortiguación débil})$$

Se obtienen las frecuencias propias siguientes:

$$\left\{ \begin{array}{l} \omega_1 = 0,62 \cdot \omega_0 \\ \omega_2 = 1,62 \cdot \omega_0 \end{array} \right.$$

para el sistema conservativo asociado.

2.3.4. SÓLIDO a “N” NUDOS Y LAS ESTRUCTURAS REALES :

Basta con generalizar el caso precedente. Las matrices **M**, **C** y **K** son de dimensión $3N \times 3N$ porque el sistema posee $3N$ grados de libertad (cada punto está determinado por sus 3 coordenadas), con:

$$\boxed{(\gamma) = \omega^2 (\omega^2 \cdot M - i \cdot \omega \cdot C - K)^{-1} \cdot (F)} \rightarrow \text{Matriz de Inertancia}$$

Los $3N$ términos diagonales son las inertancias, los otros términos son funciones de transferencia. El sistema posee $3N$ frecuencias propias y $3N$ modos (son respectivamente los valores propios y los vectores propios de la matriz. $\omega^2 \cdot M - i \cdot \omega \cdot C - K$

Los modos a muy bajas frecuencias son llamados algunas veces "**modos sólidos**": su masa generalizada está próxima de la masa total del sistema y hay muy pocos desplazamientos relativos entre los diferentes puntos.

Visto el número de grados de libertad puestos en juego, el cálculo de las inertancias y la representación de las deformadas sólo puede hacerse por cálculo.

Una estructura real posee un número infinito de grados de libertad, y por tanto un número infinito de frecuencias propias y deformadas asociadas. Ya sea vía cálculo (Elementos finitos) o experimentalmente (análisis modal), se discretiza la estructura para reducirla a un número finito de nudos. Sin embargo, la inertancia de un punto de una estructura real puede ser fácilmente determinada experimentalmente: el punto es excitado

por una fuerza F (tipo choque con un golpe de martillo, por ejemplo) y registramos la vibración γ en este mismo punto con ayuda de un captador acelerométrico. Con un analizador de espectros calculamos entonces la relación γ/F .

2.3.5. LA AMORTIGUACIÓN:

1) EL factor de pérdida:

Hemos visto antes la noción de la tasa de amortiguación λ . Con ayuda del modelo a 1 grado de libertad, se demuestran las relaciones siguientes (con λ suficientemente pequeño):

$$\frac{\Delta f}{f} = 2\lambda \quad \text{con } \Delta f \text{ banda pasante a 3 dB para } \gamma/F$$

$$\frac{\text{Energía disipada}}{\text{Energía mecánica}} = 2\lambda$$

Amortiguación en dB/s = $27,3 \lambda$ (decremento logarítmico)

Se llama pues a $\eta = 2\lambda$, factor de pérdida (o a veces incorrectamente amortiguación)

2) Amortiguación viscosa:

La ecuación: $F = -C \frac{dx}{dt}$ se ajusta bien a un modelo discreto y permite modelizar correctamente una estructura metálica, sola o asociada a materiales amortiguantes de tipo IFF.

3) Amortiguación estructural:

Hacemos la hipótesis que la energía de disipación es proporcional a la energía de deformación, lo que se traduce en introducir un módulo de Young E complejo

$E = E_1 + iE_2$ con E_1 módulo de conservación y E_2 módulo de pérdida.

En ese caso, $\eta = \text{factor de pérdida} = \frac{E_2}{E_1}$

A veces se le llama a $\eta = \tan \varphi$. Se mide por el método Oberst y es independiente de las dimensiones y de la geometría del material. E_1 y E_2 pueden ser función de la frecuencia (es el caso del caucho en el cual, cuánto mayor es η , más crece E_1 con la frecuencia).

El paso del modelo continuo al modelo discreto se hace utilizando rigideces complejas $K=K_1+iK_2$. Un modelo simple consiste en plantear $K=K(1+i \eta)$. Los vectores propios son pues reales e idénticos a aquellos del sistema no amortiguado. La amortiguación estructural permite modelizar, por ejemplo, los complejos fono-aislantes.

CAPITULO 3

3.1. RUIDO INTERIOR HABITACULO: ORIGEN Y TRATAMIENTO

3.1.1. METODOS DE MEDIDA DEL RUIDO INTERIOR

3.1.1.1. **Ámbito**

Si los criterios de confort acústico de un coche pasan por una reducción en el nivel del sonido generado por el sistema de propulsión, no es el único criterio a tomar en cuenta. De hecho, ciertos tipos de ruido, incluso a niveles bajos, pueden ser desagradables o fastidiosos. En contraste, otros tipos de ruido puede determinar el temperamento de un vehículo. Determinar la identidad del sonido también implica criterios subjetivos. Establecer la identidad sonido de cada grupo motopropulsor tomando en cuenta no sólo criterios de silencio, pero también criterios más subjetivos de cara a garantizar la adecuación del sonido al temperamento del coche.

En un motor, la conversión del movimiento alternativo de los pistones en rotación es fuente de vibraciones y aciclismos. Un turbo, debido a su alta velocidad, puede causar silbido en el caso de un desequilibrio de las palas de la turbina. Una caja de cambios o el tren de transmisión también representan fuentes sonoras. Además, cada elemento tiene una frecuencia de resonancia mecánica propia. Para una frecuencia específica, se comporta como un diapasón y tiende a amplificar el acoplamiento con los otros elementos de su entorno. Sin embargo, la vibración y el ruido generado por las partes móviles de un coche puede extenderse al habitáculo vía sólida (suspensión del motor, caja, el tren, la columna de dirección, volante,...) o por vía aérea (tubos de ventilación, pasacables, juntas de luna y de las puertas). Además, si se toma en cuenta la comodidad del pasajero, la radiación de sonido del grupo motopropulsor, es decir, el ruido exterior que genera, también debe ser controlado.

El ruido interior en un vehículo es una combinación de:

- Ruido motor.
 - Ruido de rodadura
 - Ruido de admisión
 - Ruido de escape
 - Excitación aerodinámica
 - Ruido de componentes y accesorios (GMV, alternador, etc...)
 - Cadena cinemática
-

- Ruidos parásitos de carrocería (“squeak and rattle”)

Aparte de los ruidos carrocería que ocurren dentro de la cabina, el ruido o las vibraciones normalmente se originan desde fuera, interactuando con la estructura del vehículo de alguna manera (y posiblemente con otras fuentes de ruido) y, a continuación, radiando sonido dentro del compartimento. Este proceso se ilustra en la figura 4.1.

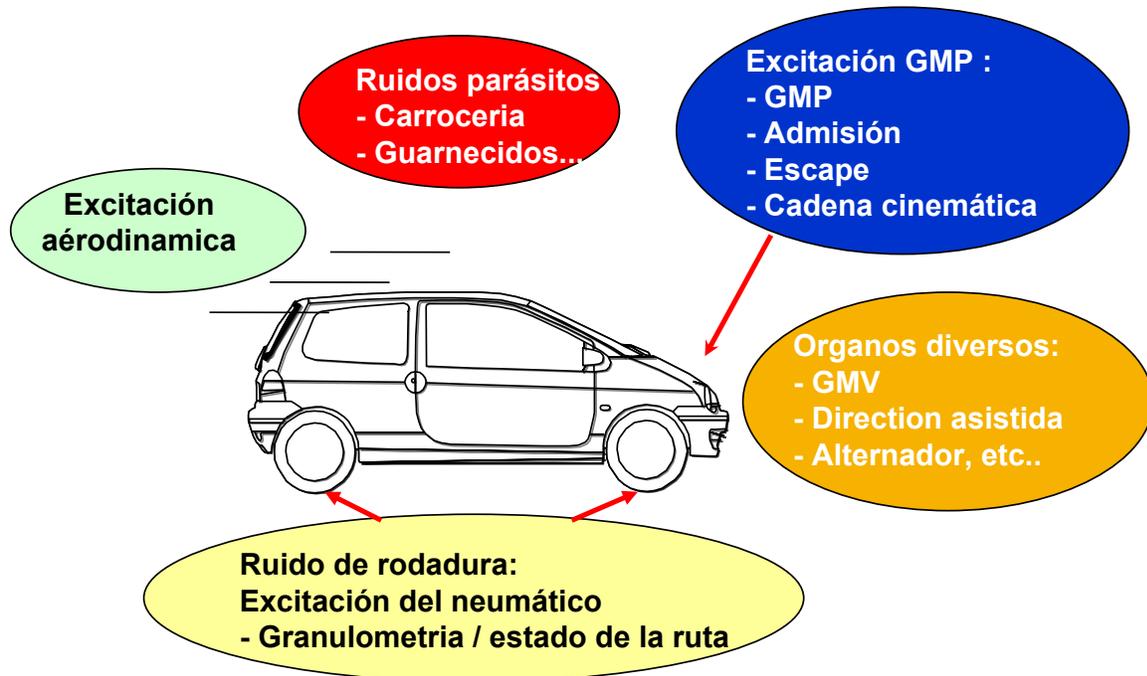
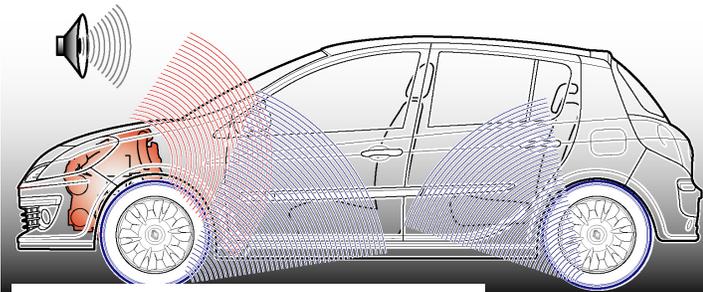


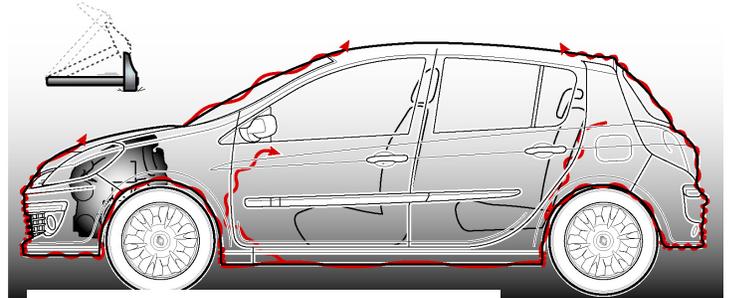
Figura 2.9

La interacción con la estructura puede ser cualquiera de estas dos (Figura 10):

- 1.- Vía aérea: un recorrido aire – aire: desde fuera del habitáculo que genera ruido interior (transmisión aérea)
- 2.- Vía sólida: un ruido generado en la estructura del vehículo que hace vibrar los componentes del habitáculo causando vibración y ruido interior (transmisión sólida)

**VÍA AÉREA**

- ❖ **FUENTE:** una vibración que crea directamente ruido o una fuente directamente acústica (**écoulement**, ruido de boca : de admisión o de escape, contacto neumático-calzada...)
- ❖ **TRANSFERENCIA :** el ruido se propaga a través de una pared, o a través de un orificio

**VÍA SÓLIDA**

- ❖ **FUENTE:** VIBRATORIA
- ❖ **TRANSFERENCIA :** vibraciones que se propagan en la estructura (excitación motor, excitación de rodadura a través del tren), y también a través de los elementos de **FILTRACION**
- ❖ **EMISOR:** las paredes del habitáculo

Figura 2.10

Se encuentran caminos directos de ruido aéreo donde hay una falta de estanqueidad entre el interior y el contorno exterior (juntas de puerta, obturadores de caja, etc.). Se encuentran caminos indirectos de ruido aéreo cuando el aire exterior choca con las superficies del habitáculo, causando que éstas vibren y radien ruido dentro.

La interacción entre la fuente emisora de ruido y la estructura tiene un efecto de filtro sobre el ruido interior final (véase figura 4.2). Por ejemplo, en el caso de caminos indirectos de ruido aéreo, la transmisión de sonido a la cabina será mayor en frecuencias bajas debido a la acción de la Ley de masas (pérdidas de transmisión). En el caso de transmisión sólida (por la estructura), el uso de “masas” aislará el habitáculo a frecuencias más altas y así la transmisión también será mayor a bajas frecuencias.

De las observaciones anteriores, uno esperaría un componente fuerte a baja frecuencia en niveles de ruido interior. Esto es lo que se encuentra en la práctica, a pesar del efecto de filtrado debido al hecho de que los paneles de acero son bastante pobres radiadores de sonido a bajas frecuencias. Una de las razones de esto es debido a que los modos acústicos del habitáculo mejoran los niveles de ruido de baja frecuencia. En esta sección se

explica el hecho de que los llamados modos acústicos se configuran en las frecuencias naturales del espacio, las frecuencias dadas por:

(Para un espacio rectangular)

$$f_{a,b,c} = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\left(\frac{a\pi}{x}\right)^2 + \left(\frac{b\pi}{y}\right)^2 + \left(\frac{c\pi}{z}\right)^2}$$

donde

c = velocidad del sonido en el aire (m.s-1)

a, b, c = índices de modos 1,2, 3,..

x, y, z = dimensiones acústicas del espacio (m)

Para los coches actuales, la dimensión más larga acústica del habitáculo es entre los pedales y la luneta trasera. Esta dimensión es, típicamente, un poco más que la distancia entre ejes del vehículo, en torno a 2,5 m. El modo acústico de menor frecuencia del habitáculo es (el 1, 0, 0, modo de $a = 1, b = 0, c = 0$) tiene pues, máxima presión (antinodos) en los pedales y luneta trasera, y la mínima presión en el punto medio de la distancia entre ejes. Suponiendo $x = 2,5$ m, el modo ocurriría a 69 Hz. Notar que la posición de la cabeza del conductor está generalmente justo en el punto medio en la distancia entre ejes y , por tanto el conductor rara vez goza de los beneficios de estar precisamente en la posición nodal.

El modo 1, 0, 0 se espera comúnmente en el rango de frecuencias entre 65-75 Hz. Nuestra estimación de 69 Hz equivale a la frecuencia de explosión de un motor de cuatro cilindros, cuatro tiempos operando a 2070 rpm. Los automóviles de cuatro cilindros europeos comúnmente presentan picos de ruido a baja frecuencia a velocidades del motor en el rango de 2000-2500 rpm como resultado de excitar el modo 1,0,0

Se espera el siguiente modo longitudinal (2, 0, 0) alrededor de los 138 Hz. A menudo se produce con una frecuencia menor. El primer modo transversal (0,1, 0) puede esperarse a 123 Hz si la dimensión transversal acústica se supone igual al ancho típico de un automóvil europeo (1,4 m). El modo (0, 2, 0) podría esperarse a 246 Hz.

El primer modo vertical (0, 0, 1) puede esperarse a 143 Hz si la dimensión vertical se supone igual a la altura típica de un automóvil europeo (1,2 m). El modo (0, 0, 2) cabría esperarlo a 286Hz. La frecuencia de explosión de un motor de cuatro cilindros, cuatro tiempos se encuentra en el rango de 33-200 Hz para un rango de velocidad correspondiente de 1000-6000 rpm. En este rango, utilizando el análisis bastante simple utilizado anteriormente, uno podría esperar los siguientes modos:

- (1, 0, 0) alrededor de 70 Hz/2100rpm
- (0, 1, 0) alrededor de 120 Hz/3600rpm
- (2, 0, 0) alrededor de 140 Hz/4200rpm
- (0, 0, 1) alrededor de 140 Hz/420 rpm
- (1, 1, 0) alrededor de 140 Hz/4200rpm
- (2, 1, 0) alrededor de 185 Hz/5550rpm

El modo a 3600 rpm suele ser el más molesto. Esto es porque el modo inferior (2100rpm) suele ser sólo transitorio ya que el vehículo está acelerando rápidamente (pasará a través de él). También los modos a alta velocidad rara vez son un problema, ya que la mayoría de los conductores no pondrán sus motores durante mucho tiempo a 4000 rpm y seleccionarán una marcha superior cuando escuchan esos modos. Sin embargo, los conductores en las carreteras a alta velocidad pueden encontrarse alrededor de 3600 rpm en la marcha más alta con un modo molesto siempre presente en el compartimento. Como los ocupantes tienden a sentarse cerca de los lados del habitáculo, todos se encuentran en zonas de anti-nodos del modo (0,1, 0) y todos sufren máximos de presión.

Los pasajeros en los asientos traseros de los coches son los que más sufren de máxima presión en la mayoría de los modos - longitudinales, laterales, vertical (y otros modos no ortogonales). Esto no es el caso de los ocupantes de los asientos delanteros. Por esta razón, la calidad sonora del asiento trasero suele ser un problema de mayor preocupación que los niveles y la calidad de ruido en el puesto de conducción.

3.1.1.2. Equilibrio entre ruido por transmisión aérea y ruido radiado por la estructura

Los efectos de aislar las vibraciones a través de añadir componentes (masas motor, masas de estructura, aislantes,...) tiende a limitar la importancia de ruidos de estructura a frecuencias por debajo de 500 Hz. A frecuencias más altas, el ruido recibido a través de transmisión aérea generalmente domina los niveles de ruido interior.

A frecuencias inferiores a 500 Hz, el ruido aéreo puede ser un contribuyente importante a niveles de ruido interior, especialmente si la estanqueidad del habitáculo (juntas de puerta, cajetines de puerta, obturadores, ...) no es perfecta.

3.1.1.3. Medición del ruido interior

Se especifica un procedimiento para medir el ruido interior de vehículo en BS 6086 1981 (ISO 5128 - 1980). BS 6086 exige:

- La medición del nivel de presión acústica, con decibelios ponderados 'A' - análisis de 1/3 octava si es posible.
- La medición de niveles de ruido en más de una ubicación y al menos uno en la posición de la oreja del conductor y un punto en la parte trasera del vehículo.
- Los micrófonos en posición horizontal y apuntando con su dirección de máxima sensibilidad en la dirección que un ocupante normalmente mira hacia adelante.
- Los micrófonos a no menos distancia de 150 mm de la caja o del guarnecido.
- Los micrófonos deben montarse de tal forma que no resulten afectados por las vibraciones del vehículo.
- Los tests se efectuarán con el vehículo parado (al ralenti y a plena carga, durante 5 segundos), y a varias velocidades constantes en el rango de 60-120 km/h, y por último en plena aceleración desde el 45% del máximo poder de aceleración hasta el 90% con la transmisión en la marcha más alta sin exceder de 120km/h. Muchos fabricantes hacen aceleraciones de plena carga desde casi el ralenti hasta cerca de su velocidad máxima de giro motor en 2 marchas (segunda y tercera) como sus test estándar de ruido interior en aceleración (prestación).

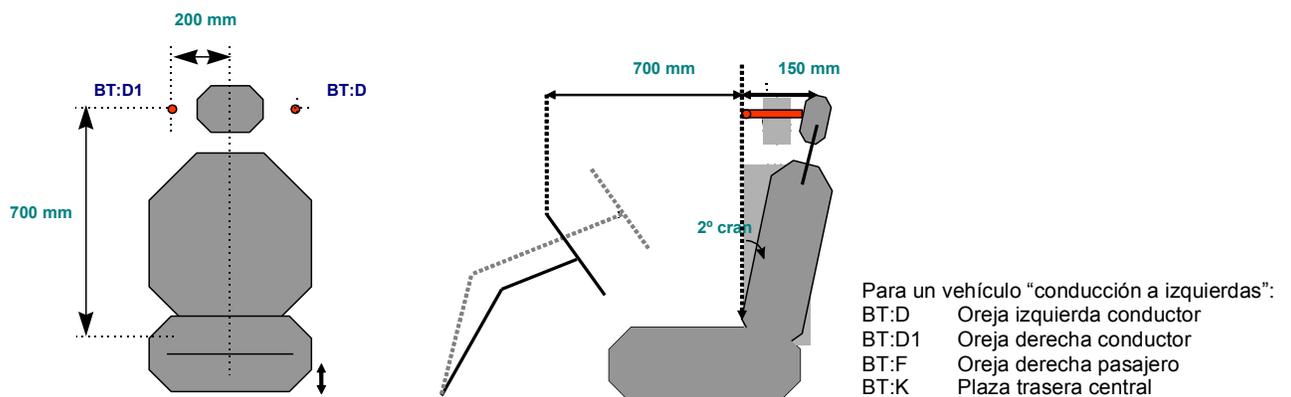
La mayoría de los constructores tienen sus propios tests de prueba, y en muchos casos estas varían de la norma ISO BS 6086. Por esta razón, es de vital importancia tener en cuenta las posiciones de micrófono y orientaciones en cualquier ensayo y las condiciones de prueba exactas utilizadas al informar sobre los resultados de la prueba.

Los resultados de estos ensayos comúnmente se presentan en forma de diagramas de orden o sonogramas. Los resultados de las pruebas a velocidad constante se presentan normalmente en forma de “tracking” o tercios de octava

A continuación se detalla un ejemplo de procedimiento de medida de ruido interior:

• **Equipo y puntos de medida:**

Para la realización de las medidas de ruido utilizamos micrófonos con pre-amplificador situados en puntos estándar del vehículo definidos:



La grabación se realiza a través de un acondicionador de señal o frontal de adquisición al que se conectan los micrófonos y un tacómetro (para medir el régimen motor). La gestión del equipo y el tratamiento de la señal se realizan mediante un PC portátil conectado al frontal. El software utilizado puede ser de varias marcas (ej.: TestLab de la compañía LMS,)

· **Definición Técnica:**

Para cada medida debemos anotar datos que influyen sobre el resultado final, como son el tipo de caja (berlina, monovolumen, etc...) y proyecto, el tipo de motor y caja de velocidades, el tipo de ruedas (con llantas de aleación o de chapa), fecha, hora y lugar del ensayo, la temperatura exterior o el número de identificación del vehículo

· **Realización de la medida:**

Las medidas se realizan generalmente en pista o en una carretera llana, recta y con un buen firme. Además se deben hacer siguiendo unas determinadas condiciones y con una configuración del vehículo concreta:

-Se debe medir en silencio y nunca con lluvia, carretera mojada o durante el paso de otros vehículos

-2 personas máximo en el vehículo a medir (conductor + operador)

-El motor y la caja de velocidades deben estar calientes

-La ventilación y climatización interior debe estar apagada, en posición “aire exterior” y enviando todo el aire hacia el parabrisas, con todos los difusores en posición cerrada.

-Puertas, lunas y guanteras cerrados.

-La radio, intermitentes y limpiaparabrisas deben estar apagados.

-Presión de neumáticos conformes

Este tipo de medidas se realizan, para caja de velocidades manual, en lo que llamamos 3++, es decir, en aceleración a plena carga (pie a fondo sobre acelerador), en 3ª velocidad, iniciando la medición a partir de 950 rpm hasta alcanzar regimenes cercanos al corte de inyección (4500 rpm aprox. para motorizaciones diesel y 6000 rpm para motorizaciones gasolina).

· **Tratamiento de la señal**

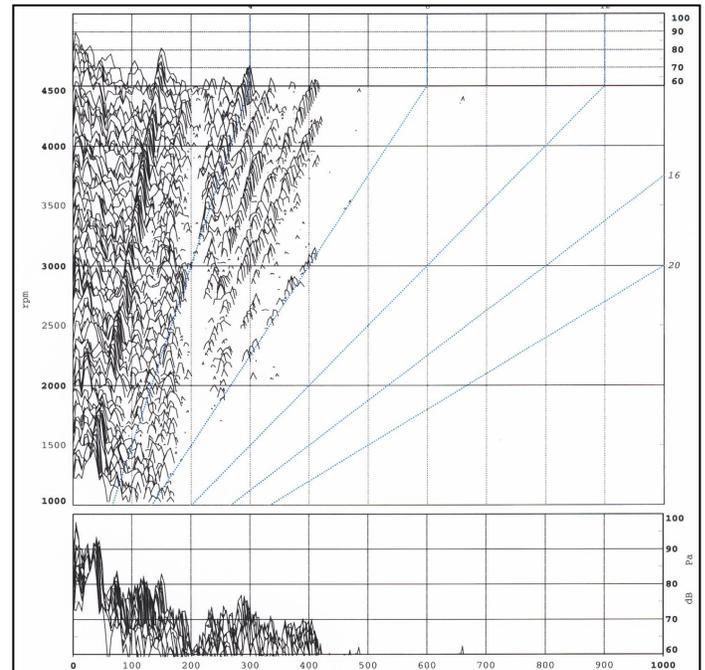
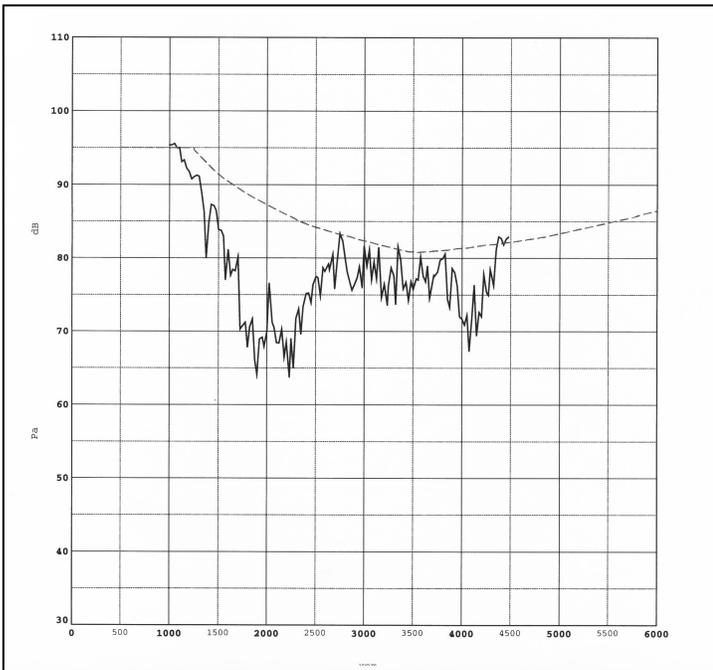
Se trata de un análisis espectral de la señal (cada espectro está asociado a un régimen motor) que se realiza informáticamente siguiendo unos parámetros muy específicos también estandarizados.

Para el caso de los ruidos de Baja frecuencia, el tratamiento genera, para cada punto medido, una sección que sigue el nivel del armónico fundamental de las frecuencias de excitación del motor (armónico 2 o H2 para el caso de un motor de 4 cilindros), en función del régimen. Con este tratamiento vigilamos la prestación zumbido motor en un determinado vehículo, que comprende todos los ruidos “graves” generados por ese armónico fundamental.

Para los ruidos de Media y Alta frecuencia, el tratamiento genera entre otras cosas, para cada punto medido, un sonograma (exploración general en frecuencia y régimen motor) y secciones, en función del régimen, de las octavas de 250Hz, 500Hz (Media frecuencia), 1000Hz, 2000Hz y 4000Hz (Alta frecuencia).

•Expresión de los resultados:

Los resultados se suelen presentar generalmente de forma gráfica (prestación “Zumbido” y sonograma) o numérica (valores de las octavas a 3000 rpm). Además, los resultados se suelen mostrar acompañados del cuaderno de cargas (CdC) específico para cada prestación, motor y proyecto.



3.1.2. RUIDO MOTOR (en MCIA):

3.1.2.1. Introducción al ruido motor:

En esta sección, el término ruido motor se considerará el ruido producido por una combinación de la acción del gas en los cilindros y los movimientos mecánicos en la base del motor. Los ruidos de admisión y de escape se considerarán problemas a parte causados por los accesorios del motor (alternadores, ventiladores, bombas, motores. etc..).

El ruido del motor es la suma de dos elementos:

1. Ruido de combustión
2. Ruido mecánico.

La combinación relativa de los dos puede variar entre motores pero como regla general:

- El ruido mecánico domina el ruido de motor producido en motores de combustión interna (gasolina) de encendido.
- El ruido de combustión es el contribuyente más importante en el ruido de motor producido en motores de combustión interna (diesel) de compresión.

El ruido del motor depende de la velocidad del motor y también puede depender de la carga del motor para algunos tipos de motor (el diésel de inyección directa normalmente aspiradas y el motor de gasolina en particular).

3.1.2.2. Ruido de Combustión:

El ruido de la combustión es el resultado de las fuerzas del gas en los cilindros que se aplican a la estructura del motor, causando vibraciones que luego son irradiadas como ruido. Por lo tanto, el ruido de combustión está producido por un mecanismo indirecto de generación de ruido.

Las fuerzas del gas en cada cilindro varían durante el ciclo de funcionamiento del motor (dos o cuatro tiempos). Son más altos durante el período de combustión cuando la presión del cilindro aumenta rápidamente.

La respuesta de vibración del motor es mayor cuando las fuerzas provocadas por la tasa de aumento de la presión es mayor. Esto es intuitivamente obvio: si la tasa de aumento de presión es cero, entonces la fuerza debida a la presión del cilindro estará en equilibrio con las fuerzas de reacción en la estructura del motor y entonces, al no haber una fuerza resultante no habrá ninguna aceleración resultante de la estructura. Sin embargo, con una

presión de cilindro variable, la respuesta de la estructura varía también, nunca se alcanza el equilibrio, y la fuerza resultante produce vibraciones. Cuánto más rápida es la tasa de cambio de presión, mayor será la fuerza resultante y por tanto mayor la vibración y el ruido. Un aumento más rápido de la presión también aumenta el contenido en alta frecuencia de la fuerza y por tanto de la vibración y el ruido.

La tendencia a producir ruido de combustión de los diferentes tipos de motor puede ser clasificada según sus rangos de aumento de presión del cilindro durante la combustión.

Empezando por los más ruidosos de ruido de combustión:

- NA, DI diesel (4 bar/grado)
- NA, diesel de inyección indirecta (3-4 bar / grado)
- DI Turbo diesel (2-3 bar / grado)
- Motor de gasolina (< 2-3 bar/grado)

El espectro de la presión de un cilindro es un indicador más útil y fiable del ruido de combustión. El espectro típico para el motor diesel de NA-DI a plena carga se muestra en la figura 4.6. El efecto de aumentar la velocidad puede verse en la figura 4.6 como:

- Un cambio en el espectro hacia las frecuencias más altas
- Un incremento en los niveles espectrales en cada banda de tercios de octava como resultado del cambio hacia las altas frecuencias

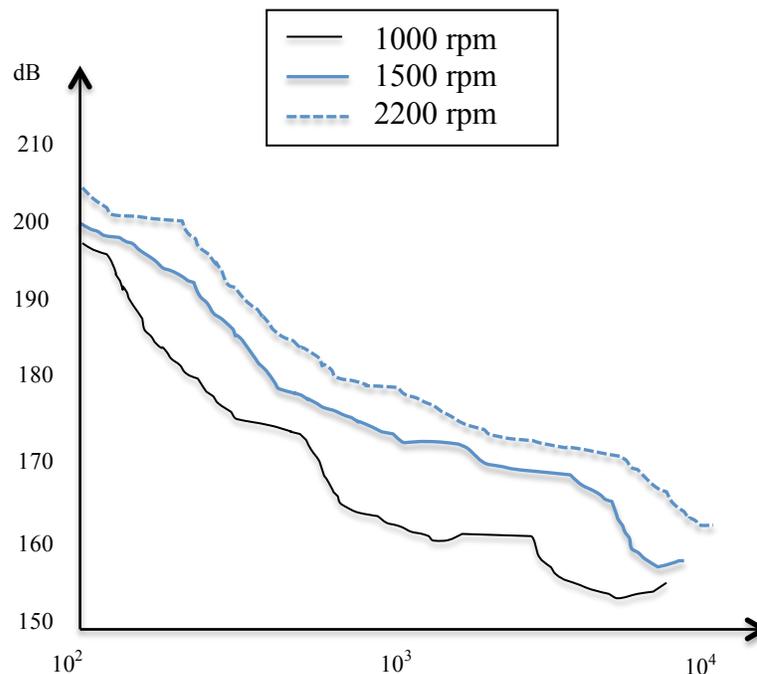


Figura 2.11: Efecto de la velocidad del motor en el espectro de presión del cilindro. Motor diesel a plena carga.

Se aprecia que la pendiente de la presión del cilindro proporciona una indicación de la dependencia de la velocidad del ruido de combustión. Las pendientes típicas por octava (diez veces cambio de frecuencia) se dan como:

- NA-DI diesel 25-30 dB/octava
- NA-ID diesel 40-50 dB/octava
- Turbo DI diesel 40-50 dB/octava
- Gasolina 50-60 dB/octava

Cuanto mayor sea la pendiente, mayor será la dependencia de la velocidad. Puede verse que los motores más ruidosos respecto al ruido de combustión tienen la menor dependencia respecto a la velocidad. Esto explica porqué los camiones pesados son ruidosos incluso cuando se utilizan a bajas velocidades, y por qué este efecto no se nota en los vehículos de gasolina.

La porción de cada espectro en la figura 4.6 en el rango de 1-4 KHz es responsable del golpeteo de gasóleo comúnmente asociado con motores diesel. La tasa de aumento de la presión es mayor en los motores diesel con el mayor retraso de ignición. Este retraso de ignición se amplía cuando avanza el tiempo de inyección. Con inyección avanzada, el combustible tiene más tiempo para la premezcla con el aire antes de que se produzca la combustión, dando una mayor carga premezclada que se quema más rápidamente produciendo un aumento de presión rápida.

Por lo tanto, el avance de inyección aumenta el ruido de combustión. Este efecto se utiliza comúnmente para separar el ruido de la combustión del ruido mecánico. El momento de la inyección puede ser avanzado lentamente hasta que el cambio en el espectro del ruido exterior coincide con el cambio en el espectro de la presión del cilindro. En ese momento el ruido exterior está dominado por el ruido de combustión. Esta técnica puede no resultar práctica con ciertos equipos de inyección de combustible (también puede producir picos de presión de cilindro muy altos) así que se han desarrollado variantes que requieren pequeñas oscilaciones en tiempos.

Por supuesto, lo contrario también se aplica, y el retraso en la inyección produce una reducción del ruido de combustión. Esta técnica de control de ruido puede utilizarse sólo en pequeña medida debido a su impacto sobre el rendimiento del motor y las emisiones (retardando la inyección aumenta *bsfc* y la formación de humo, hollín y partículas). Un compromiso entre las emisiones de humo y ruido puede encontrarse retrasando el momento de la inyección, pero aumentando la tasa de inyección.

La reciente llegada de la rampa común de inyección de combustible diesel con inyectores de solenoide permite más de un pulso de combustible diesel por cilindro por ciclo y por lo tanto, se puede explorar fácilmente la modulación de la tasa de flujo de combustible como un medio de control del ruido (así como un control de las emisiones).

3.1.2.3. Ruido mecánico

Los mecanismos que forman parte del conjunto biela-manivela (pistones, cigüeñal, rodamientos,..) experimentan fuerzas aplicadas externamente debido a las fuerzas de gas y generadas internamente debido a su propia inercia. La reacción de la estructura motor a la suma de estas fuerzas producen ruidos mecánicos por un mecanismo indirecto de generación de ruido.

Alrededor del punto muerto superior (PMS) hay una reversión rápida de la fuerza producida por el mecanismo regulador de manivela. Esto produce una reacción en el pistón en el momento que el pistón impacta en la cámara del cilindro. El impacto del pistón es normalmente la fuente dominante de ruido mecánico en el motor diesel. Hay fuerzas laterales durante todo el ciclo, junto con otras reacciones pero en el PMS se produce la mayor tasa de cambio de la fuerza lateral. El ruido del impacto del pistón aumenta con la velocidad del motor. También aumenta con la carga del turbo. En gran parte se controla por reduciendo la holgura entre el pistón y el cilindro.

En los motores de gasolina, el juego pistón/cilindro es relativamente pequeño y el ruido mecánico tiende a ser generado por los impactos en los cojinetes del cigüeñal a través de la película de aceite. A velocidades de motor bajas estos son magnificados por la carga del motor. A altas velocidades del motor, los efectos de la inercia del mecanismo biela-manivela dominan por lo que hay poca dependencia de la carga motor.

Otras fuentes de ruido mecánico incluyen:

- Tiempo de conducción
- Cojinetes
- Equipos de inyección de combustible.

3.1.2.4. Efectos de la velocidad del motor y la carga sobre el ruido

La emisión total de ruido total (combustión y mecánica) para el diesel DI cambia sólo ligeramente en el rango de velocidad de funcionamiento normal. Para el motor atmosférico la pendiente es alrededor de 30 dB por octava y para el motor Turbo alrededor de 20 dB por octava. Hay una ligera dependencia de la carga para el motor diesel de NA-DI

(4-5 dB) y pequeña para el turbo-diesel excepto si se produce ruido mecánico debido a la presión de empuje.

Pequeños motores diesel de alta velocidad NA-IDI con combustión suave muestran poca dependencia de la carga y una mayor dependencia de la velocidad (alrededor de 40 dB por década) que los motores diesel DI.

Los motores de gasolina tienen dos conjuntos de características de ruido. A bajas velocidades (hasta 2500 rpm) tienen una ligera dependencia de la carga (un aumento de alrededor de 5dB en el nivel de ruido debido al aumento de carga) y leve dependencia de la velocidad (20 dB por década). A velocidades superiores, hay poca dependencia de la carga y una mayor dependencia de la velocidad (50 dB por década) debido a los efectos de las fuerzas de inercia en el ruido mecánico. Esto explica la aparición repentina de ruido motor comúnmente experimentado cuando los motores de gasolina son revolucionados repentinamente.

3.1.2.5. Medida del Ruido Motor

El parámetro más universal para cuantificar las emisiones de ruido procedente de cualquier fuente (incluyendo el motor) es la potencia acústica. Sin embargo, es difícil de medir. Una solución alternativa es medir el nivel de presión acústica en ubicaciones específicas alrededor del motor y usar esto para calificar el ruido del motor. Los métodos que se utilizan con más frecuencia se detallan en el SAE J1074. La información importante de J1074 es la siguiente:

- El motor se pone a prueba o en un espacio al aire libre en plano, o en un sala acústicamente preparada que reproduce el entorno exterior (comúnmente una sala semianecoica con cuñas que absorben el ruido en las paredes y techo y un piso plano concreto).
 - El motor se prueba, o bien en su estado desnudo (con el equipamiento suficiente para estar en marcha – lleva bombas y manguitos, pero el ruido de admisión y escape se elimina) o en su estado completo (todo equipado incluyendo accesorios y sistemas de admisión y escape completos).
 - El motor se prueba en el punto máximo de potencia, en el punto de par máximo, en el punto de máxima velocidad pero carga mínima y también al ralentí.
 - Se miden niveles de presión de sonido (respuesta lenta, en ponderaciones tanto 'A' como 'C') en tres posiciones para cada condición de funcionamiento del motor. Estas son a 1 m de los centros longitudinales de los planos verticales que forman el rectángulo más pequeño que encierra completamente
-

el motor desnudo. Los puntos de medición están en ambos lados y delante del motor a la altura del colector de escape y al menos a 1 m de altura del suelo.

- Se informan de los niveles de ruido en las tres ubicaciones especificadas. Para la ubicación con el mayor peso 'A' ponderado, también se informan de los resultados en bandas de octava.
- Se realiza una encuesta de nivel de presión acústica 'A'-ponderado a la misma altura y distancia del cuadro que las ubicaciones especificadas. Si la encuesta revela lecturas de más de 3 dB por encima de la lectura más alta en las ubicaciones especificadas, se reportan también las lecturas de la encuesta.
- Los resultados reportados deben ser los resultados promediados de dos o más tests de prueba dentro de un rango de 2 dB cada uno.

Si se utiliza una sala semianecoica debe ser lo suficientemente grande como para realizar las mediciones y cada micrófono debe estar situado al menos un cuarto de longitud de onda de las paredes y del techo para evitar los campos acústicos de estas superficies de absorción.

3.1.2.6. Control del Ruido Motor:

Las opciones para controlar el ruido del motor son las habituales para el ingeniero de control de ruido, a saber:

- Dar rigidez a las estructuras para subir las frecuencias resonantes por encima de la máxima frecuencia.
- Aislar los componentes de las fuentes de excitación.
- Encapsular las fuentes de ruido con enormes paneles.
- Añadir masas o amortiguadores donde se produzcan las resonancias.

3.1.3. Los ruidos de funcionamiento ligados al GMP y a la Cadena Cinemática (en MCIA):

La asociación cada vez más compacta del motor y la caja de velocidades hacen que un cierto número de fenómenos vibratorios no puedan ser estudiados mas que sobre el conjunto motor / caja llamado grupo moto propulsor (G.M.P); el motor es la principal fuente de excitación vibratoria del vehículo. Distinguimos, en las vibraciones que tienen allí lugar, dos orígenes:

- Armónicos motor: las combustiones sucesivas en cada cilindro causan una variación de fuerza y del par transmitido alrededor de su valor medio. Estas irregularidades tienen como componentes principales a las frecuencias que corresponden al ciclo motor y a sus armónicos.

Por otro lado, el movimiento de las masas móviles es tal que no se equilibran jamás perfectamente y causan pues pares y fuerzas inducidas sobre el bloque en las mismas frecuencias que anteriormente. Son las irregularidades debidas a los esfuerzos de inercia.

Estos esfuerzos de explosión y de inercia, responsables de vibraciones a frecuencias bajas del G.M.P. están directamente ligados a principios de funcionamiento del motor alternativo (MCIA). La importancia relativa de los diferentes armónicos depende estrechamente del número de cilindros utilizado y de su disposición (en línea, V, W.)

Los armónicos motor representan la fuente más energética de ruido en el vehículo.

- Las vibraciones a medias y altas frecuencias: las vibraciones á media frecuencia son debidas en gran parte a los armónicos (ver más arriba) de orden elevado (4, 5, 6). Las vibraciones a altas frecuencia, y ciertas medias, son iniciadas por la combustión, luego los choques o las transmisiones violentas de esfuerzos que resultan y afectan a las piezas fijas y \ o móviles del motor. Éstas causan deformaciones dinámicas locales transmitidas en forma de vibración, luego amplificadas por resonancias de paredes, luego radiadas directamente o transmitidas por vía sólida a la estructura.

3.1.3.1. Los Armónicos Motor:

En esta parte el bloque motor se supone indeformable. El principio del motor a pistones alternativos es transformar el movimiento de traslación de los pistones - iniciado por la combustión de la mezcla aire / gasolina - en un movimiento de rotación del cigüeñal afín de hacer avanzar el vehículo. Esto es posible gracias al sistema biela / manivela.

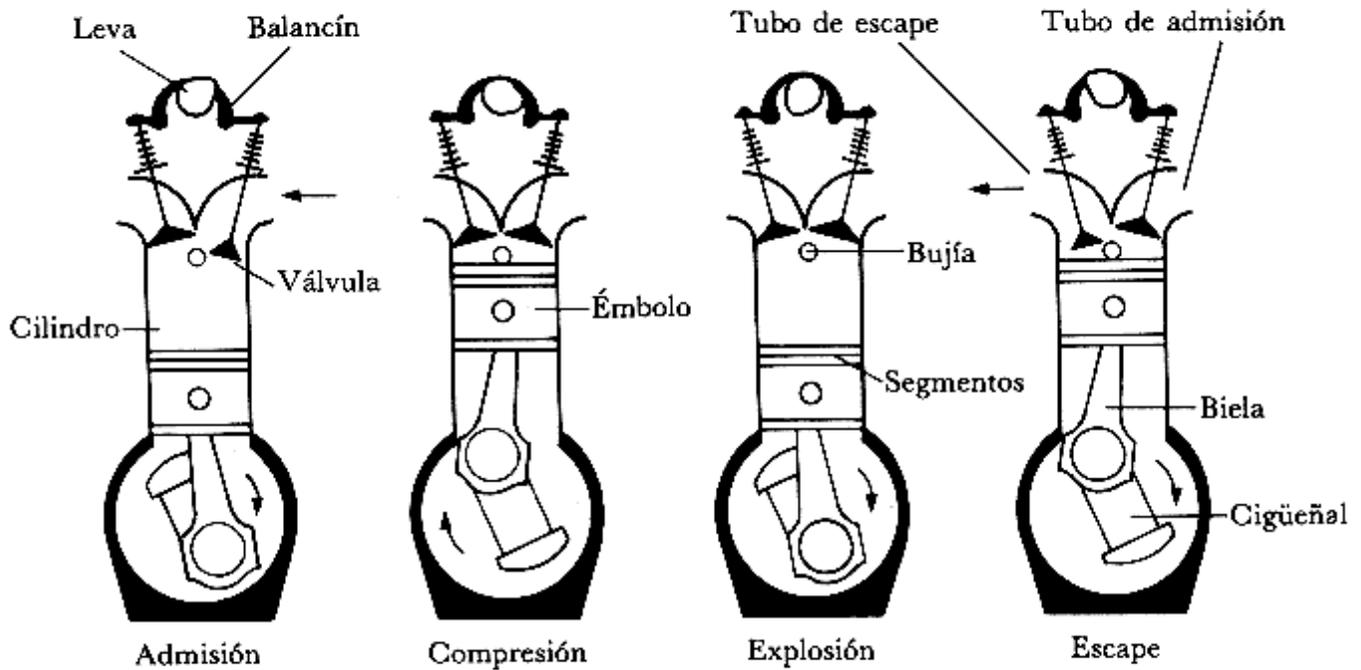


Figura 2.12: principio de funcionamiento del motor alternativo a cuatro tiempos.

Las vibraciones de sólido rígido del grupo moto-propulsor son transmitidas a la caja por los elementos de enlace (bloques filtrantes) o por radiación aérea. Es esencial conocerlas bien: el bloque motor está sometido á dos excitaciones principales: los esfuerzos de explosión de los gases y los esfuerzos de inercia ejercidos sobre él por las partes móviles.

a) Los pares y las fuerzas de explosión (caso del monocilindro)

La explosión del gas en el cilindro causa una fuerza de empuje vertical sobre el pistón para hacerlo descender. Esta fuerza es transmitida íntegramente al bloque motor al nivel del palier de cigüeñal. En reacción, la explosión ejerce la misma fuerza vertical, pero hacia arriba, sobre la parte superior de la cámara de combustión, que viene a compensar la transmitida al palier de cigüeñal.

La resultante de las fuerzas de explosión sobre el bloque es por tanto nula. En cambio, el par ejercido por estas fuerzas sobre el bloque es muy importante justo tras la explosión (es el que hace avanzar el coche!), pero debil más allá. Como hay una explosión cada 2 vueltas del cigüeñal (principio del motor de cuatro tiempos), la frecuencia fundamental de excitación es de orden 0,5 con relación al ciclo motor. Todos los armónicos múltiples de 0,5 existen. Su amplitud depende poco del régimen motor y crece sobre todo con la carga.

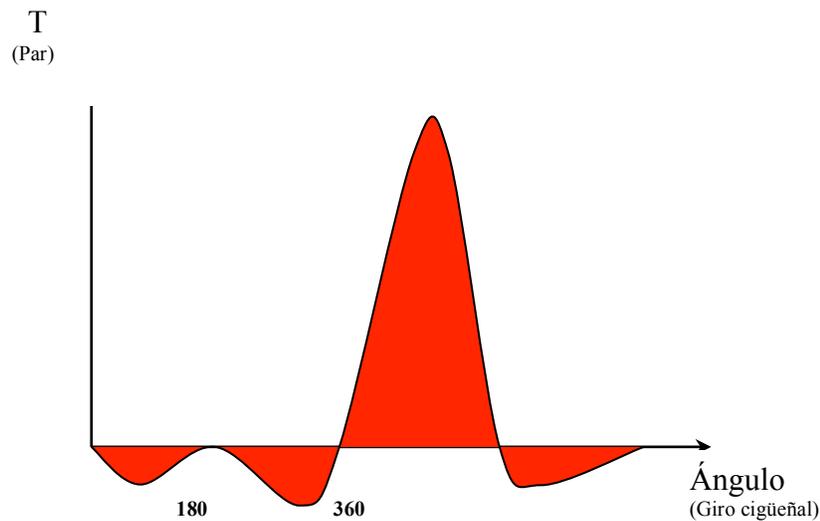


Figura 2.13: variación del par motor en el curso del tiempo (caso del monocilindro)

b) Los pares y las fuerzas de inercia (caso del monocilindro)

El pistón tiene un movimiento de vaivén vertical (llamado “alternativo”). El principio de acción y de reacción explica que un movimiento del grupo moto-propulsor venga entonces a oponerse a la inercia en movimiento del pistón, con una amplitud reducida en proporción de las masas alternativas sobre las masas fijas (m/M). Esta vibración del bloque excita finalmente la caja en sus lugares de unión, y ésta transforma entonces la vibración en ruido en el habitáculo, según los armónicos 1, 2, 4 y 6. El mismo razonamiento podría aplicarse los pares de inercia, a pesar de que su importancia relativa es más baja. Para disminuir la amplitud de las vibraciones debidas los esfuerzos de inercia, podemos disminuir la vibración del pistón, es decir, la relación $X = R/L$, o el coeficiente de transmisión de la vibración al bloque, es decir, la relación (m/M). Esto quiere decir: disminuir las masas móviles de los émbolos, o aumentar la del bloque. Estas vías quedan, no obstante, limitadas por otros problemas técnicos.

c) Movimientos resultantes

Las fuerzas de inercia inducen un movimiento vertical del bloque. La suma de los momentos resultantes de las fuerzas de inercia y de explosión inducen un movimiento de balanceo del bloque. La combinación de los dos es un movimiento elíptico. Por otro lado, el momento de balanceo se aplica a las masas rotativas (cigüeñal, volante motor). Por consiguiente, el cigüeñal oscila alrededor de una velocidad media, siguiendo la descomposición armónica del momento de balanceo. Esta oscilación se llama aciclismo motor y va a excitar al conjunto de la cadena cinemática.

d) Caso de los multicilindros

La reducción de las vibraciones debidas a las explosiones de los gases está naturalmente favorecida por la multiplicación del número de cilindros a través de los cuales se reparten sus explosiones regularmente de manera que generan el par más constante posible:

Esta evolución es igualmente favorable a la reducción de las irregularidades del par y de las fuerzas de inercia: el movimiento de cada pistón es idéntico pero desfasado, de tal modo que el movimiento ascendente de uno está compensado por el movimiento descendente de otro. De hecho, un cálculo geométrico simple muestra que los movimientos de émbolos no se compensan jamás, porque haría falta para esto una longitud L de biela infinita (o más bien una relación $R/L = 0$). No obstante, la compensación es tanto mejor cuanto mayor es el número de cilindros.

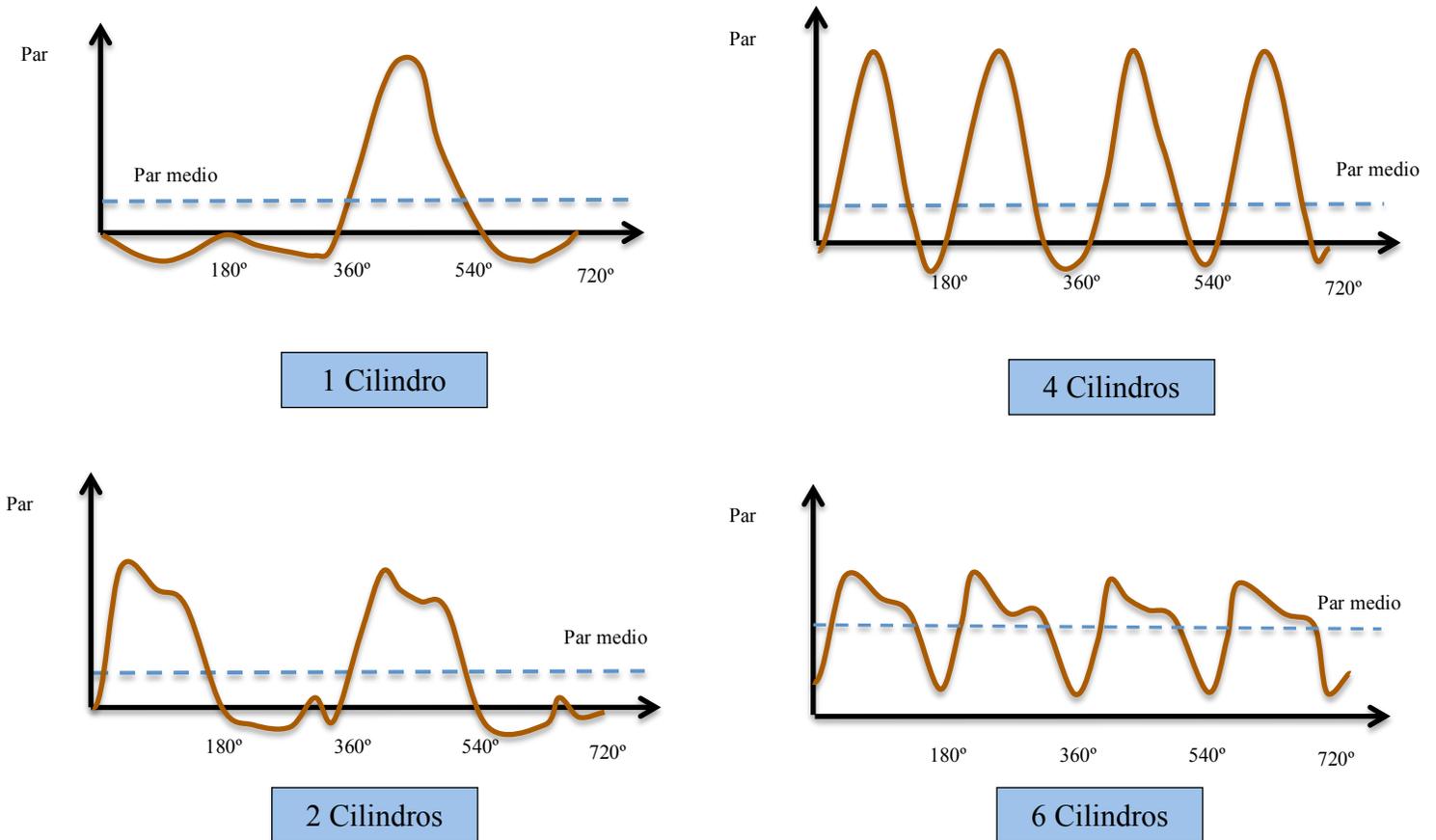


Figura 2.14: Efecto de la multiplicación de los cilindros sobre las irregularidades del par de explosión

Para un motor cuatro cilindros, el fundamental de las fuerzas de inercia es a F2 y proporcional a ω_2 . Luego vienen armónicos pares F4, F6, de amplitudes decrecientes con su rango. Su no coincidencia con el centro de gravedad del GMP genera un movimiento de cabeceo.

El aciclismo es particularmente importante sobre el segundo armónico: es la resultante de los pares de explosión y de los pares de inercia sobre el eje de rotación del cigüeñal cuyos efectos se anulan a un régimen medio de 3000 rpm. He aquí una representación de tipo tracking que muestra que su importancia es sobre todo significativa por debajo de 2000 rpm. El aciclismo es mucho más importante en aceleración que en desaceleración. Los niveles de los motores diésel son superiores a motores gasolina.

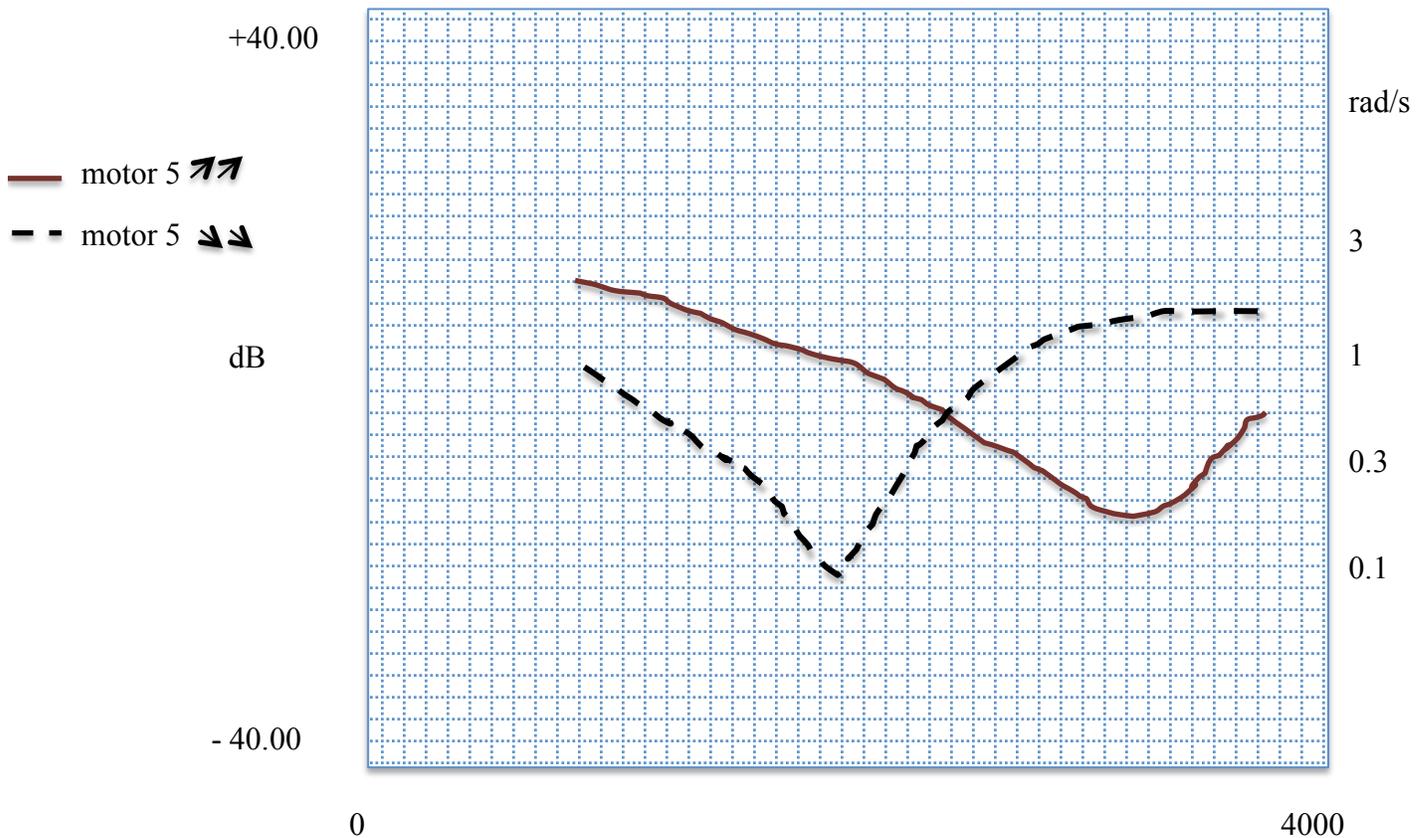


Figura 2.15: tracking (F2) de aciclismo motor en rpm

3.1.3.2. Las deformaciones dinámicas del GMP

a) El desarrollo de los armónicos

El párrafo precedente describía las vibraciones de GMP suponiendo a este último indeformable. Esto está bien en una primera aproximación, puesto que el GMP presenta una cierta elasticidad que se traduce en modos de deformación dinámicos globales a media frecuencia y modos locales a alta frecuencia.

Los modos globales (flexión, torsión) son excitados por los primeros armónicos motor y tienen como efecto ampliarlos con relación a las amplitudes vibratorias teóricas calculadas anteriormente. Para un motor cuatro cilindros, sólo los armónicos 2, 4 y 6 importan, y cuanto más elevados sean sus valores, tanto más fenómenos de resonancia del bloque aparecerán.

Los modos locales de los accesorios sobre el soporte motor (alternador, motor de arranque) también pueden aumentar el nivel vibratorio del GMP y constituir una fuente de radiación no despreciable cuando su modo propio entra en resonancia con los primeros armónicos motor.

Más allá del armónico 6 (por encima de 700 Hz), las vibraciones armónicas se vuelven despreciables con relación a las vibraciones alta frecuencia de otros orígenes que provocan los ruidos de distribución, los ruidos de carga (deformación del cigüeñal), y los castañeteos del motor diesel.

b) Los ruidos de distribución

La primera fuente es la cara de distribución propiamente dicha: el arrastre por cadena o correa y el movimiento de las poleas causan vibraciones radiadas directamente o por intermediación del carenado de la cara de distribución.

Estos ruidos también son emitidos por las vibraciones de las paredes de la culata y del cubre culata. La excitación primaria es debida a los choques de la distribución generados por la rotación del árbol de levas: árbol sobre su palier, leva / balancín, balancín / válvula y válvula / asiento. Al ser la excitación de tipo choques, la respuesta cubre un banda muy ancha porque se excitan todos los modos locales. Resultan, por tanto, vibraciones de la superficie de la culata y cubre culata, fuente de radiación de ruido por vía aérea.

c) Los ruidos de carga

Los ruidos de carga representan el aumento de ruido motor percibido cuando pasamos de una fase de desaceleración a una fase de aceleración. Esencialmente comprenden la “aspereza”, que es un fenómeno limpio del motor, y un aumento de ruidos de admisión y de escape.

Para aclarar un poco la aspereza, digamos que la puesta en carga aumenta las fuerzas de explosión, y por tanto la excitación transmitida al cigüeñal. Sus modos de resonancia en flexión y en torsión excitan los palieres del cigüeñal, que transmiten entonces las vibraciones al carter de los cilindros. Las paredes exteriores más próximas del motor (laterales, carter de aceite) serán los principales emisores.

d) El castañeteo diesel al ralenti

Este ruido es característico de los motores Diesel al ralenti y, en el estado actual, los distingue del motor a gasolina (aunque se ha mejorado mucho en este aspecto). Se debe a la brutalidad de la subida en presión en la cámara que provoca un balanceo y, por tanto, uno o varios choques violentos del pistón sobre la camisa. El ruido entonces se transmite por el carter cilindro hasta las paredes de este carter cilindro, de la culata y del cubre culata.

El juego pistón / camisa, al ser más importante en frío que en caliente, comprendemos que el castañeteo Diesel sea sensiblemente más elevado en frío que en caliente.

3.1.3.3. El zumbido Motor

El término de zumbido Motor normalmente se reserva para el ruido causado por el segundo armónico (F2) del motor a cuatro cilindros. Por extensión, este término también es utilizado para designar el ruido que resulta de los armónicos principales del motor 6 cilindros (F1,5 y F3). Tomaremos aquí el ejemplo del cuatro cilindros.

a) Zumbido ligado a los movimientos del GMP

Los movimientos del GMP son transmitidos a la caja a través de los puntos de unión del GMP, pero también a través de otras vías de paso, tales como las fijaciones de escape, la unión del comando de la caja de velocidades sobre el túnel, o incluso los tubos de agua, de freno o de la DA (ver Tabla).

b) Zumbido ampliado por torsión de la cadena cinemática

El análisis de los armónicos motor ha mostrado que una excitación sobre el segundo armónico (en el caso de los motores á cuatro cilindros) debida al par de explosión, afectaba la uniformidad de rotación en salida del cigüeñal. Se le llama aciclismo motor.

Se transmite a toda la cadena cinemática, propagándose vuelta a vuelta en el cubo amortiguador de embrague, en la caja de velocidades, en el diferencial, en los árboles de transmisión laterales y en el neumático. A este nivel, la vibración ha sido ampliada en caso de resonancia en torsión de la cadena cinemática.

La condición de rodadura sin deslizamiento del neumático transforma las vibraciones de rotación (alrededor del eje de la rueda) en vibración longitudinal al nivel de las fijaciones de tren delantero (triángulo sobre cuna y fijaciones superiores de amortiguador sobre copela).

Esto constituye pues una vía de paso del zumbido motor, sobre la cual pueden añadirse las resonancias de cadena. Es preponderante sólo a un régimen bajo, porque el aciclismo debido a las fuerzas de los gases decrece con el régimen, y se anula debido al par de inercia hacia 3000 rpm. El rango de frecuencias concernidas se extiende pues de 25 a 100 Hz.

e) Zumbido ampliado por flexión de la cadena cinemática

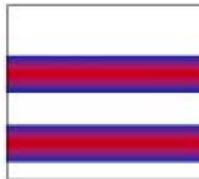
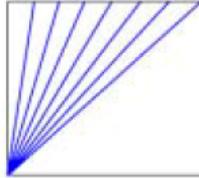
La excitación de los armónicos motor en traslación es particularmente fuerte en el eje de los cilindros (en vertical, según motor). Puede ser amplificada también por resonancias en flexión de los árboles de transmisión laterales en el caso que su frecuencia propia en flexión sea bastante baja (<250 Hz) para entrar en resonancia y traducirse así en un pico de zumbido transmitido por el tren al habitáculo.

El uso de un amortiguador es bastante frecuente para librarse de este tipo de problemas. Otra fuente de zumbido está constituida por las presiones pulsadas (según F2) de los circuitos de admisión y de escapes.

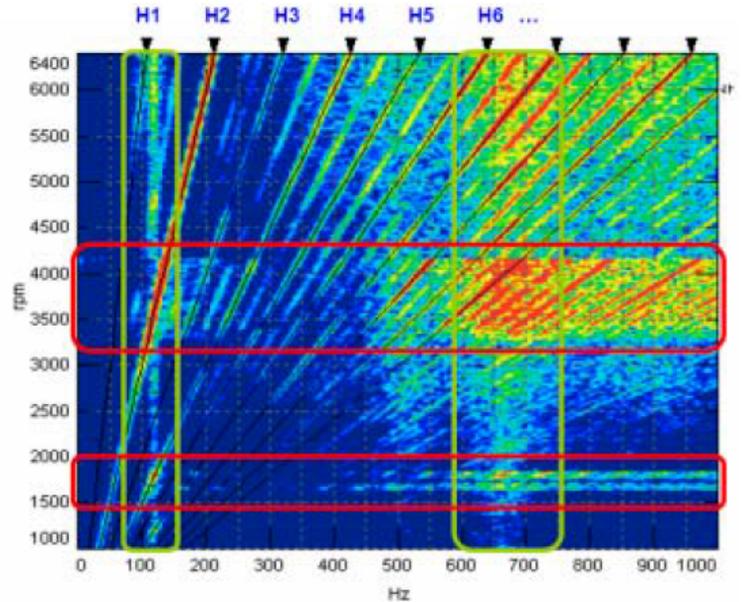
Ejemplo de un sonograma de un Motor Térmico:

- **Harmónicos motor:** la frecuencia esta relacionada con el régimen de giro. Esta ligado a fenómenos de excitación.

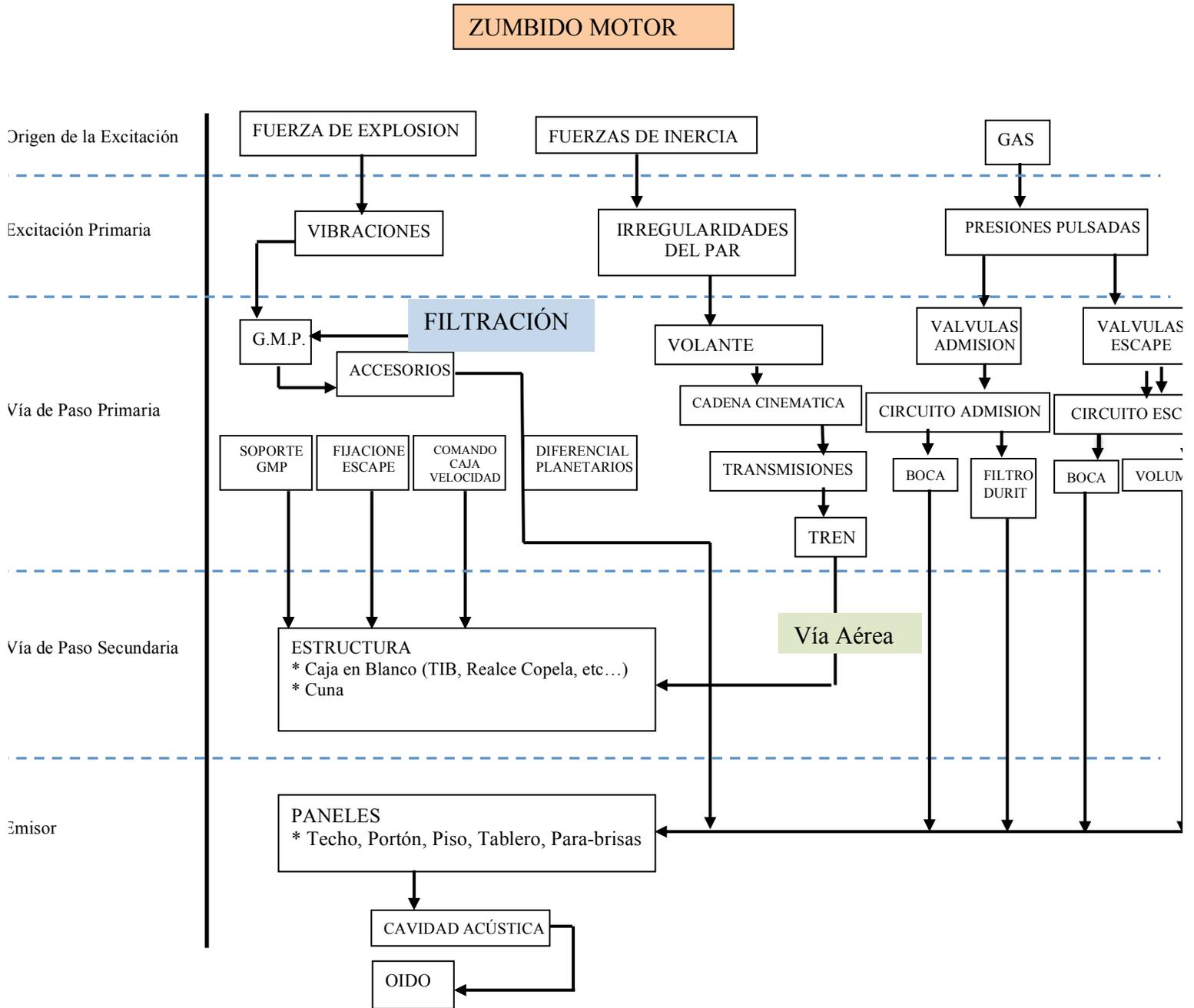
$$f_{[Hz]} = \frac{N_{[tr/min]} * H}{60}$$



- **Resonancias:** fenómenos de amplificación ligados a frecuencia fija ocasionados por los modos propios de las piezas.
- **Choques:** fenómenos de banda frecuencial larga que se producen en momentos precisos.



Mostrando esquemáticamente todos los parámetros que influyen en el Zumbido Motor:



3.1.3.4. Los ruidos de la cadena cinemática ligados al aciclismo

a) Ruido de punto muerto

Las vibraciones acíclicas del par motor son tanto más fuertes cuanto más bajo es el régimen motor (Figura 18). El ralentí es pues un régimen privilegiado para la aparición de niveles vibratorios elevados sobre el volante motor.

Este aciclismo, más o menos bien filtrado por el embrague, hace entrechocarse los elementos en contacto con el único árbol movido por el motor en punto muerto: el primario. Este ruido desaparece desembragando en punto muerto, lo que permite identificarlo fácilmente. Podemos tratarlo añadiendo una rigidez en torsión muy pequeña a nivel del cubo del amortiguador de embrague o trabajando en interno al nivel de la caja.

b) Gruñido:

El fenómeno del gruñido es próximo al del ruido de punto muerto, pero con una marcha metida. Se trata de un ruido de choques múltiples (ruido metálico banda ancha). La presencia de par aumenta la rigidez del embrague que filtra, pues, menos el aciclismo motor, incluso si éste es menos elevado que al ralentí.

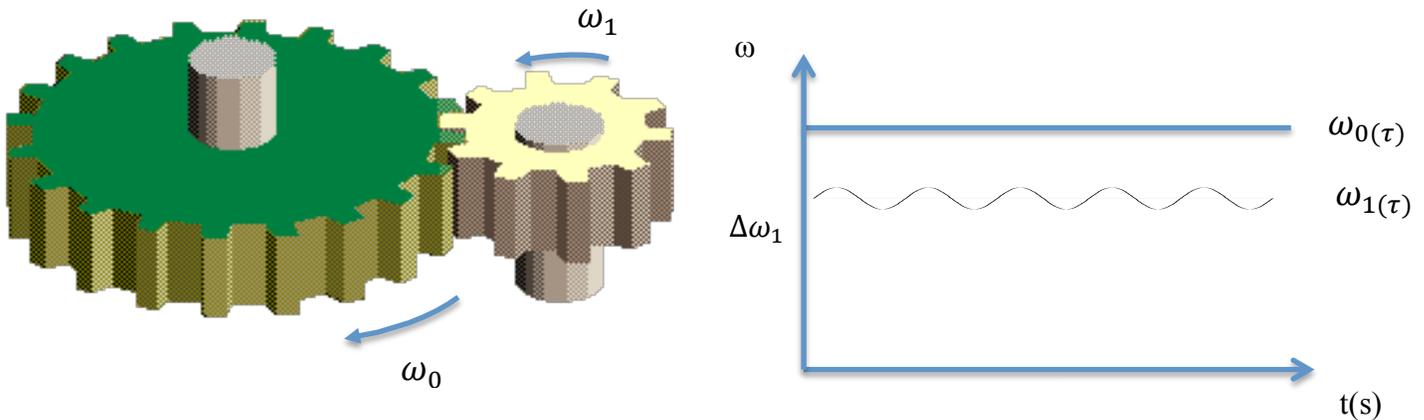
Por otro lado, con una marcha metida, toda la cadena cinemática está implicada en la transmisión del par y de su aciclismo. Sus modos de resonancia en torsión son susceptibles de amplificar el aciclismo inicial, particularmente al nivel de los piñones de la caja.

A las frecuencias correspondientes de resonancia, los pares piñón / piñón loco y anillo / sincro reaccionan entonces a la vibración acíclica de los árboles de la caja de la misma manera que anteriormente: su choque causa un ruido banda ancha, sólo los pares de la marcha seleccionada son silenciosos porque no tienen juego.

4.3.5. Los ruidos armónicos de la cadena cinemática

a) Ruido causado por los armónicos de engrane (sireneo)

El mecanismo de engrane de dos piñones no asegura una transmisión perfectamente regular de la rotación porque la localización del contacto entre piñones varía entre el fondo y el medio de la dentadura (ver Figura 2.16).



$$\omega_0 = \text{constante} \rightarrow \omega_1 \neq \text{constante}$$

Figura 2.16: Nacimiento de la desviación de transmisión (o error cinemático de engrane)

La velocidad tangencial transmitida varía esencialmente al ritmo del paso de los dientes (engrane). Una vibración de rotación según la frecuencia de engrane, llamada desviación de transmisión (o error cinemático) es así transmitido al piñón arrastrado que, por acoplamiento con fenómenos de flexión, excita a los ejes. Éstos transmiten la vibración a todo el carter de la caja.

Las 2 vías usuales de propagación al habitáculo responsables del sireneo que se oye son:

- La vía sólida, por los bloques filtrantes del GMP próximos a la caja y los comando de caja o de embrague.
- La vía aérea es a menudo importante para el sireneo teniendo en cuenta las frecuencias elevadas puestas en juego (de 500 a 2000 Hz). Es debida á la vibración de la piel de carter de al caja que irradia la onda acústica, ésta penetra entonces en el habitáculo por los defectos de estanqueidad acústica del habitáculo (tablero, puertas, etc..)

b) Ruido causado por los armónicos de vuelta de rueda en radial

La presencia de juegos radiales en la salida del planetario del diferencial tiene por resultado truncar la vibración radial de los árboles de transmisión sobre el segundo armónico motor (F2). La descomposición espectral de la señal resultante es enriquecida en armónicos más elevados F4 y F6:

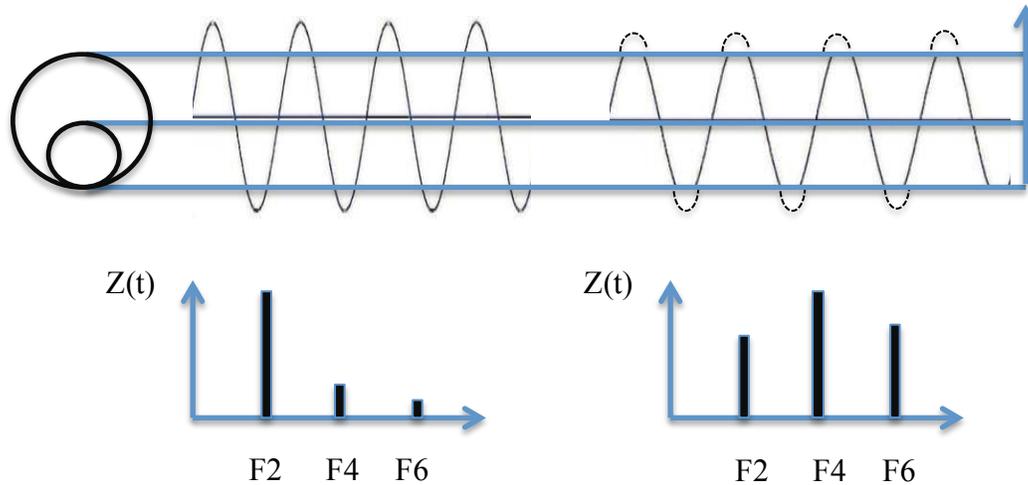


Figura 2.17: generación del ruido armónico vuelta de rueda: 1) truncamiento del zumbido

Las excitaciones en F4 y F6 son entonces lo bastante importantes para excitar la resonancia del árbol en flexión y dan un nivel vibratorio bastante elevado. Esta vibración es modulada a la frecuencia fundamental de rotación del árbol de rueda (R1). Transmitida al habitáculo por el tren delantero y la caja, esta vibración transformada en ruido da una impresión de susurro, traducción subjetiva de la modulación a muy baja frecuencia ($R1 < 5$ Hz) de una señal más aguda que la del zumbido (F4 o F6).

c) Ruido causado por los armónicos de vuelta de rueda en traslación (Golpeteo)

Otro tipo de modulación puede intervenir cuando nos encontramos en presencia de dos componentes armónicos de frecuencia y de amplitud próxima.

Es el caso particular cuando los armónicos de vuelta de rueda tienen una frecuencia próxima del armónico motor, por ejemplo R6 próximo de F2. La presencia de juntas de transmisión tóricas, generadoras de armónicos de vuelta de rueda de orden 3, 6, y 9 de nivel elevado son la explicación de los problemas más importantes encontrados: si ω_{F2} y ω_{R6} son las frecuencias de dos armónicos, las leyes de adición de señales periódicas dan una suma igual a una señal cuya frecuencia es la media de las dos frecuencias iniciales y que está modulada por un frecuencia muy baja: $\omega_{F2} - \omega_{R6}$

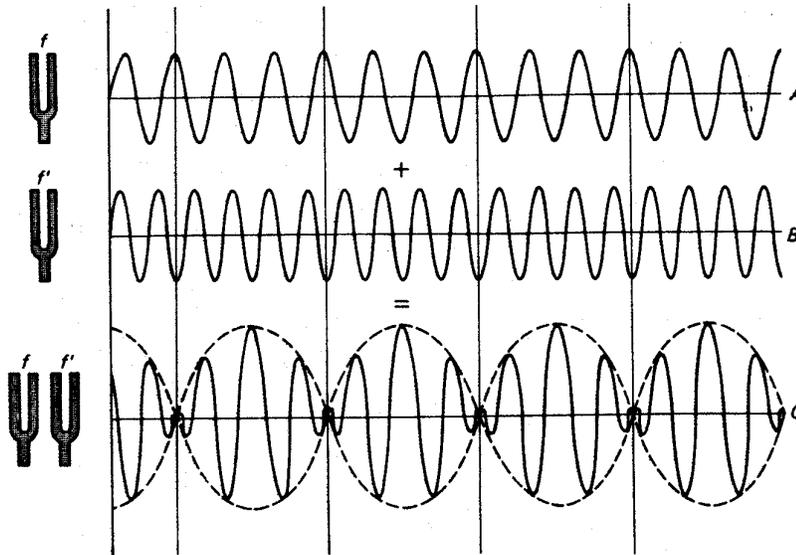


Figura 2.18: efecto de modulación causado por dos armónico próximos

3.1.4. Las fuentes de ruido ligadas a los flujos gaseosos (MCIA)

Distinguiremos el sistema de ventilación de aire del habitáculo y los otros flujos gaseosos en el vehículo que son el circuito de admisión de aire y el circuito de los gases de escape. Para estos últimos, el ruido que generan tiene, esencialmente, tres modos de propagación: origen aéreo transmitido por vía aérea, origen sólido transmitido por vía aérea y origen sólido transmitido por vía sólida.

a) El sistema de ventilación de aire

El aire (acondicionado o no) ventilado en el habitáculo, ha seguido numerosas excitaciones que lo convierten en flujo turbulento: el impulso dado por las palas del ventilador a las cuales se añaden las perturbaciones de un recorrido tortuoso y la presencia de varios difusores en salida de circuito (difusores derechos / izquierdos y altos / bajos) multiplican las causas de movimientos turbulentos ricos en componentes a altas frecuencias. El fenómeno inevitable de chorro (llegada de un flujo de aire a un entorno en reposo) añade todavía más turbulencias en la zona de contacto. El resultado es un ruido importante, que depende mucho de la velocidad del flujo, es decir de la velocidad de ventilación.

b) Los circuitos de admisión y de escape del aire motor

El ruido de boca de admisión: el flujo de aire en la entrada del circuito de admisión de aire no es constante porque varía según la apertura y cierre de las válvulas. Esta apertura periódica genera pulsaciones de presión de boca cuyos componentes principales son, desde luego, armónicos motor (frecuencias bajas por tanto), directamente radiadas por vía aérea.

El ruido de boca de escape: por razones análogas a la admisión, el flujo de aire en salida de escape no es constante porque varía según la apertura y el cierre de las válvulas. Esta apertura periódica genera pulsaciones de presión en toda la línea cuyos componentes principales son desde luego armónicos motor (frecuencias bajas por tanto), que directamente son radiadas por vía aérea a la salida de línea.

Un trayecto de circuito tortuoso provoca turbulencias en el flujo, a las cuales se añaden las turbulencias aerodinámicas causadas por el fenómeno de chorro en la salida del escape: el ruido resultante, llamado ruido de soplo, tiene una composición rica en altas frecuencias, muy importante en ruido exterior

El ruido radiado: los tubos de circulación de aire así como los volúmenes presentes sobre las líneas (filtros de aire, silenciadores, catalizadores, resonadores,...) están sometidos a las pulsaciones de presión causadas por el flujo de los gases y a las vibraciones sólidas del GMP al cual están unidos. Las paredes de los tubos y de los volúmenes están pues sometidas a vibraciones de origen doble, gaseoso y mecánico. Sus modos propios amplifican estas vibraciones y las transforman en ruido radiado.

En ciertos casos, se utilizan conductos porosos en los circuitos (algodón para la admisión,...). Esto permite la difusión de partículas de gas y añaden componentes de altas frecuencias al ruido irradiado por la vibración de las paredes de los conductos. Estos conductos disminuyen también de modo sensible las vibraciones medias frecuencias transmitidas por los tubos. Hay que encontrar pues el compromiso adecuado.

3.1.5. RUIDO MOTOR (Vehículo Eléctrico)

El ruido motor del VE se clasifica en función del motor eléctrico elegido para el vehículo. Veremos en esta sección las diferentes fuentes de ruido GMPE, siguiendo el esquema:

- 1) Generalidades sobre el Vehículo Eléctrico y su Acústica
 - 2) Ruidos de origen GMPE
 - 3) Ruidos de climatización
 - 4) Bomba vacío
 - 5) Calefacción
 - 6) Enfriamiento Baterías
 - 7) Bomba de agua / Enfriamiento Motor
-

3.1.5.1.- Generalidades sobre el Vehículo Eléctrico y su Acústica:

En el vehículo eléctrico, por razones de ser una nueva tecnología (o un producto nuevo en el mercado), genera expectativas sobre sus prestaciones (confort, etc...).

El vehículo eléctrico, a diferencia del vehículo térmico, tiene un ruido motor (y en general un ruido de fondo), sensiblemente más bajo, de ahí que emerjan más los ruidos no cualitativos respecto al vehículo térmico. Por ejemplo: sireneo GMPE, accesorios: bomba de vacío de frenado, ruidos parásitos: carrocería, gravillonado, frenos, ruido electromagnético,...

Consecuencias:

- Positivo: sonido ambiente en general + mucho menor (casi nulo -> como si estuviera apagado)

- Negativo: El cliente percibe antes todos los "ruidos parásitos" de los diferentes órganos (Contacto, bombas, GMV, compresor, frenos)

El nivel de ruido no se cuantifica en términos de "bueno, regular, malo" porque en general es bueno (mejor que el vehículo térmico), pero en términos de defecto: "Oigo un ruido anormal o no"

El vehículo eléctrico tiene también una connotación de vehículo "limpio", "ecológico", "protector del medio ambiente": un vehículo eléctrico no puede hacer ruido!

Existe también una sensación de "progresividad", de deslizamiento: no hay cambio de marchas ni cambio de engrane en la marcha: hay que proscribir pues, los ruidos estridentes, de la electrónica de potencia, que no son cualitativos ni generan confianza.

La ausencia de sireneo es fundamental, sin incluir el ruido de desaceleración, que se considera como un retorno de información de la frenada recuperativa.

IMPACTO SOBRE LAS DIFERENTES UTILIZACIONES:

1.- Modo Recarga: riesgo de críticas en caso de vehículo estacionado próximo a la casa, con habitaciones de cara a un aparcamiento con un Pool de VE. Atención a la reglamentación de ruidos exteriores tipo climatizador (cf: Israel...) -> Conclusión: Sin ruidos de Electrónica GMV / Potencia molestos.

2.- En reposo (parado): No se espera ruido ni dentro ni fuera (Es la característica del VE). La ventilación Vconfort es el nivel máximo de ruido de fondo admisible. No hay ruido parásito, ni de aire acondicionado, ni de electrónica de potencia...

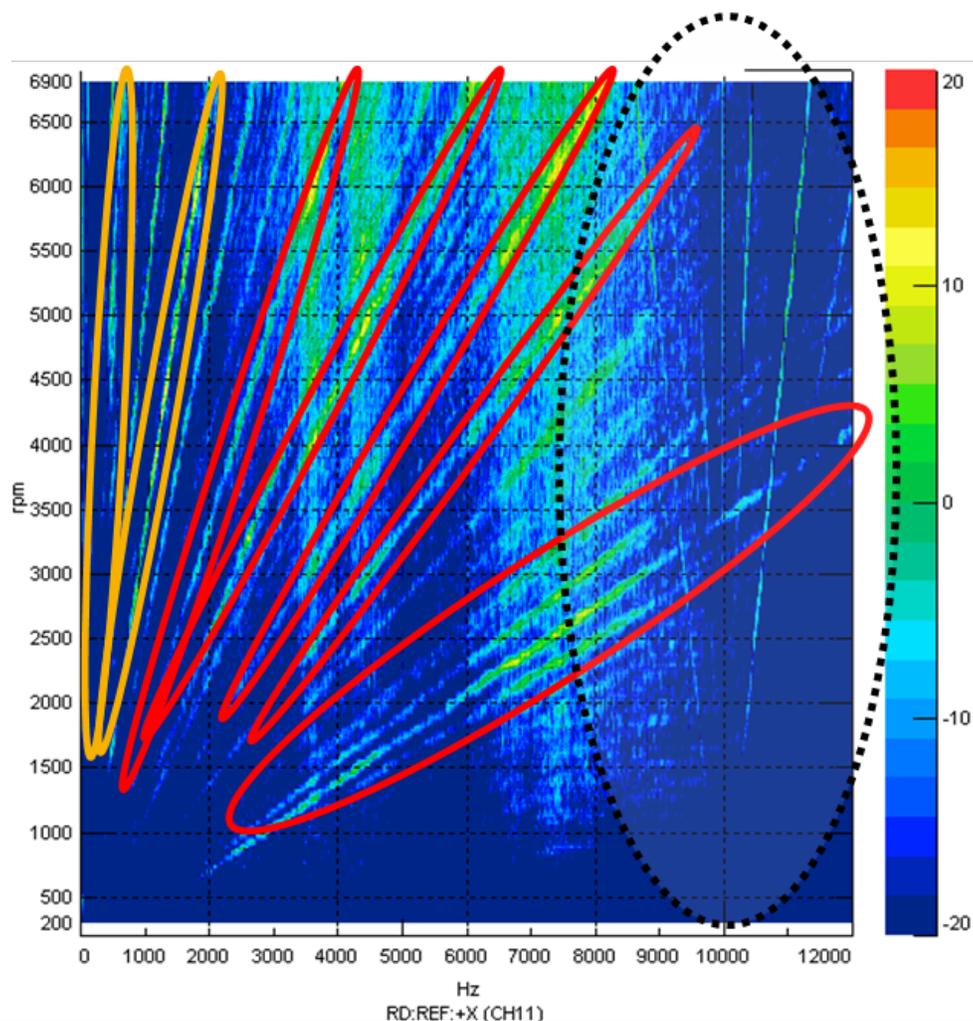
3.- Rodaje a baja velocidad: sensación de despegue libre de ruidos parásitos. Bruteza de frenos, gravillonado, ruidos de agua, de carrocería. Sireneo, ruido de accesorios, electrónica de potencia ...

4.- Al conducir a media / alta velocidad: encontramos una atmósfera cercana a los vehículos térmicos (Rodadura, Aerodinámica...), pero a nivel más bajo.

4.5.2.- Ruidos de origen GMPE:

Vamos a estudiar dentro del sonograma de un vehículo eléctrico los diferentes fenómenos de excitación.

Veremos más adelante la comparativa con el sonograma de un vehículo térmico convencional.



1.- El reductor: se busca un tratamiento en términos de calidad sonora: 
tratamiento de la piñonera optimizada para:

- En aceleración: posicionarse en lo justo necesario.
- En deceleración: a erradicar

2.- El motor Eléctrico: 

El tratamiento en términos de calidad acústica no está todavía bien dominado por los constructores de automóviles.

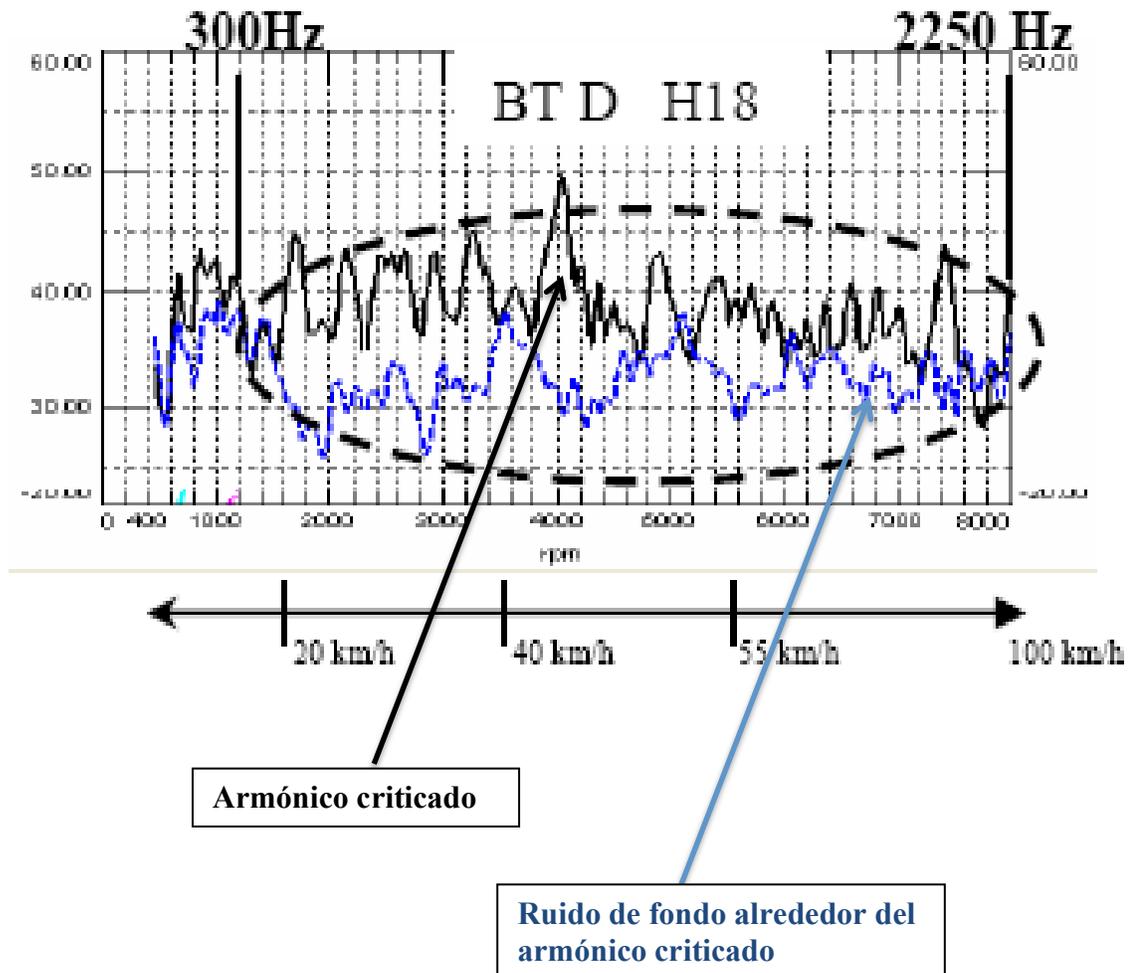
Los modos propios del motor producen un silbido a altas frecuencias:

H12, 24, 48... hasta H176 !

3.- La electrónica de potencia: 

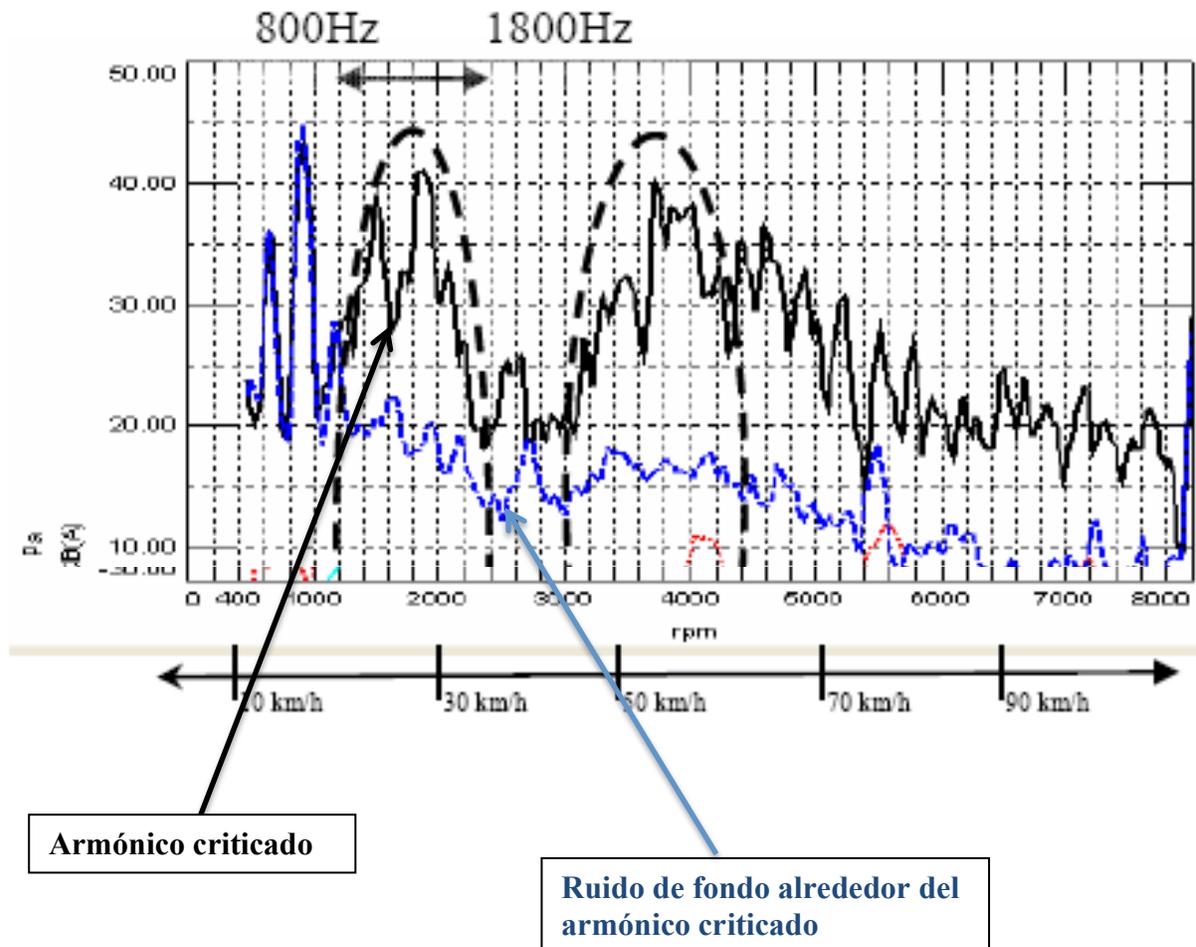
El tratamiento de la calidad sonora es poco conocido por los proveedores de la cadena de potencia. A día de hoy, los ruidos generados por la señal de corriente eléctrica no generan un problema destacable en ruido interior.

Si cogemos un ejemplo de un registro de un vehículo eléctrico, punto D (oreja conductor), armónico 18 del motor eléctrico



Se estima que hay una crítica a la calidad sonora del vehículo eléctrico en el momento en que estos armónicos emergen fuertemente en relación al ruido de fondo alrededor de ese armónico.

Si hacemos el mismo ejercicio con el armónico 48, la conclusión es similar:



3.1.6. Los otros ruidos de funcionamiento (comunes a MCIA y VE):

3.1.6.1. La excitación carretera

Las irregularidades de contacto entre el vehículo y el suelo debidas a las asperezas de la calzada y a las de la superficie del neumático son causa a la vez de vibraciones transmitidas al vehículo por los órganos de unión al suelo y también de radiación de ruido por vía aérea.

a) El ruido transmitido por vía mecánica:

La excitación proviene de irregularidades de contacto neumático / calzada. Por simplificación, distinguiremos tres tipos: el ruido de percusión, causado por un choque (agujero); el tamborileo, causado por un camino irregular (mal pave); y el ruido de cojinete, resultado del rodaje sobre un camino con gravilla.

Estas excitaciones son todas transmitidas de manera similar por vía sólida: primero son transmitidas por vía mecánica al cubo de la rueda a través de los primeros elementos dinámicos encontrados: el neumático y la llanta. Los otros elementos del tren pueden entonces tener modos propios que amplifican las vibraciones alrededor de ciertas frecuencias. Se interponen bloques filtrantes antes de su unión a la caja para disminuir la transmisibilidad. Las vibraciones residuales excitan según qué frecuencia los modos de la caja, de sub-ensambles o de los paneles y generan el ruido en el habitáculo cuyas frecuencias y duración dependen de la excitación: choque de corta duración para la percusión (0 - 80 Hz), ruido baja frecuencias para el tamborileo (20 - 50 Hz), ruido media frecuencia para la rodadura(80 - 500 Hz).

b) El ruido transmitido por vía aérea:

El contacto neumático / calzada causa choques sobre el perfil del neumático al entrar en la zona de contacto, bombeo y resonancias del aire encerrado entre el perfil y la carretera, y por fin un fenómeno de relajación del perfil a la salida de la zona de contacto. Estos tres fenómenos generan ruido a altas frecuencias, que es una banda bastante ancha gracias a la tecnología de la interferencia: los perfiles del neumático son esculpados irregularmente para evitar los componentes frecuenciales puros.

La transmisión aérea de estos ruidos es de la misma importancia que todos los demás ruidos juntos (motor, escape,..) en el momento de pasar los vehículos en homologación y participan también en el ruido interior del vehículo a través de sus defectos de estanqueidad con el exterior (lamelunas y cajetines de puertas, juntas de puertas, de portón, extractor de aire, parabrisas,...).

Sobre carretera húmeda, el ruido de contacto neumático / agua viene a enriquecer considerablemente el ruido inicial, particularmente en el dominio de las altas frecuencias.

3.1.6.2. La excitación aerodinámica

Tras la carretera, el aire es el otro medio exterior en contacto con el vehículo. Es también fuente de excitación, sobre todo á velocidad elevada: el flujo del aire alrededor de la carrocería genera turbulencias que vienen a añadirse a las turbulencias preexistentes del entorno aéreo en el cual evoluciona el vehículo (ráfaga de viento lateral, etc.). Estas turbulencias causan fluctuaciones de presión sobre las paredes y las líneas de estanqueidad del vehículo. Hay pues dos vías de paso del ruido aerodinámico:

a) Las líneas de estanqueidad

Que se trate de cajetines o de lamelunas, juntas de puerta o juntas de luna fija (tales como el parabrisas), son todos los eslabones débiles en la protección contra los ruidos aerodinámicos, incluso si no hay falta de contacto de la junta: están más solicitados que los

paneles exteriores, porque las líneas de estanqueidad están localizadas sobre las discontinuidades de la carrocería, por tanto en lugares que generan fuertes turbulencias. Por otro lado, la capacidad de las juntas de transmitir las vibraciones es a menudo superior a la de los materiales de alrededor.

Otro fenómeno viene a acentuar la importancia de las líneas de estanqueidad: las fuerzas aerodinámicas tienden a “abrir” las puertas laterales a alta velocidad. Es por eso que la rigidez del marco de puerta es un elemento de primer orden en el ruido aerodinámico.

b) Los paneles

Los paneles del vehículo cuya transmisión vibratoria al habitáculo es la más inmediata son evidentemente las lunas. En particular, las lunas laterales de las puertas delanteras están sometidos a una excitación más fuerte que las otras porque están en la zona de despegue de los flujos de aire desviados por el parabrisas. Es una vía importante de paso, particularmente alrededor de la frecuencia de resonancia del vidrio empleado, llamada frecuencia de coincidencia (de 3000 a 4000 Hz según el tipo de vidrio).

3.1.6.3.Las proyecciones (agua, gravillas)

Otros contactos ocasionales del vehículo con el medio exterior están provocados por las proyecciones de agua o de gravillas bajo caja en el momento del paso sobre caminos de tierra, caminos pedregosos o en grandes charcos de agua. El ruido resultante es debido al impacto de estos proyectiles sobre el fondo de caja y los pasos de ruedas.

3.1.7. Los ruidos parásitos (comunes a MCIA y VE):

3.1.7.1. Ruidos parásitos ligados a órganos mecánicos

Reagrupamos estos ruidos en cinco familias según su origen: eléctrico, hidráulico, mecánico, termo-mecánico y aerodinámico:

a) Ruidos parásitos de origen eléctrico:

Los motores eléctricos tienen diferentes causas de ruido y vibración: a frecuencias bajas, se trata de defectos de equilibrado o de centrado del rotor, a media frecuencia, el gruñido es un ruido resultante de la variación de las fuerzas magnéticas, por fin, el paso de las escobillas sobre las láminas del colector es causa de ruido a alta frecuencia.

Hay, pues, un riesgo de ruido causado por la bomba de gasolina, motor eleva-lunas, limpiaparabrisas, compresor, reglaje eléctrico del asiento, de la columna de dirección, del retrovisor... a menudo situados en el habitáculo, los motores eléctricos directamente pueden radiar ruido por vía aérea. Pueden también estar poco o mal filtrados sobre su pletina de

fijación y transmitir así vibraciones a los paneles y guarnituras del habitáculo, que a su vez radiarán la vibración (ruido).

b) Ruidos parásitos de origen hidráulico

- Armónico:

Los numerosos circuitos hidráulicos transmiten la potencia por una pulsación de presión en conductos flexibles. Esta pulsación se hace a la frecuencia de paso de las paletas de la bomba o al armónico correspondiente al número total de cilindros del compresor. Es el caso del gruñido del compresor de circuito de aire acondicionado. Las vibraciones, luego, son transmitidas a la caja por el circuito hidráulico pero también por la bomba en sí, como es el caso generalmente para la bomba del circuito de antibloqueo de rueda (ABS), etc...

- Transitorio:

El golpe de cañón es un choque interno en el amortiguador resultado de bajar la acera.

- Banda ancha:

El sonido sibilante del amortiguador es debido a una turbulencia ligada al flujo de paso hidráulica en la válvula en situación casi estabilizada.

c) Ruidos parásitos de origen mecánico:

Puede tratarse de ruidos de choques anormales entre piezas debido, por ejemplo, a un defecto de apriete en un tornillo o de un juego no respetado (golpeteo de escape, por ejemplo) o de ruidos de frotamientos mecánicos causados por un engrasado insuficiente, un deterioro de los materiales en contacto o juegos entre piezas insuficiente (chirrido de barra estabilizadora).

d) Ruidos parásitos de origen termo-mecánicos:

El problema de los ruidos de frenos es el mejor ejemplo. Que se trate de problemas a bajas frecuencias, media frecuencia (golpeteo) o alta frecuencia (rechinamiento), la causa es una inestabilidad del sistema pastilla / disco / estribo / soporte.

e) Ruidos parásitos de origen aerodinámico:

Se trata siempre de silbidos aerodinámicos. Pueden tener un origen externo: silbido de una antena radio, silbido de una junta de parabrisas mal pegado o de un embellecedor de junta, pero también un origen interno: silbido de las palas de un alternador, un silbido de correa, un silbido de las palas del ventilador de enfriamiento (GMV). En estos tres últimos casos, la

frecuencia en causa es el armónico de rotación de las palas (alternador, ventilador) o la de la rotación de los dientes (correa dentada). La propagación de estos silbidos es puramente vía aérea (la vibración de la correa es directamente transmitida al aire ambiente).

3.1.7.2. Ruidos parásitos de carrocería

Del aumento de las prestaciones ofrecidas al cliente, se traduce en un aumento considerable del número de piezas en el habitáculo, tengan una función práctica (ventilador, botón de comando de reglaje, testigo de control,...) o estética (ebanistería, embellecedor,...). Todas estas piezas, generalmente en materiales sintéticos, son reagrupados en subconjuntos (p.ej.: el salpicadero). Para constituirlos, los enlaces entre piezas son muy numerosos. Las vibraciones que sufren estos conjuntos generan desplazamientos relativos entre las piezas que las constituyen. Estos desplazamientos causan dos tipos de ruido directamente transmitido al oído de los pasajeros del vehículo:

a) El rechinamiento

Se debe a un fenómeno de frotamiento adherente (stick-slip) y aparece cuando el desplazamiento es esencialmente de naturaleza tangencial entre las superficies.

b) El chirrido

Aparece si el desplazamiento relativo vibratorio entre elementos se produce según un eje normal a las superficies de contacto, habrá una alternancia de toma o de rotura de contacto que conlleva una emisión de ruido.

Estos desplazamientos tienen lugar bajo la influencia de una excitación de tipo impulsional (solicitud aislada debida a la carretera) o de tipo vibratorio a frecuencias que pueden llegar hasta algunas decenas de hertzios (régimen motor, radiación de las ruedas,...)

3.2. MEJORAS PARA LA REDUCCIÓN DE RUIDOS Y VIBRACIONES EN VEHÍCULOS CON MOTORES TÉRMICOS Y ELÉCTRICOS

3.2.1. Análisis de las diferencias en la acústica automóvil entre Motores Térmicos y Eléctricos

En primer lugar, para poder realizar las mejoras deseadas en el confort acústico del vehículo, debemos conocer el estado del mismo. Conocer las fuentes principales de ruido, los modos vibratorios y las vías de transferencia por las que se propaga la vibración desde la fuente hasta el habitáculo.

El principal método para realizar un análisis NVH (Noise, Vibration and Harshness) de un vehículo, es la creación de un sistema compuesto por subsistemas más pequeños que inter-

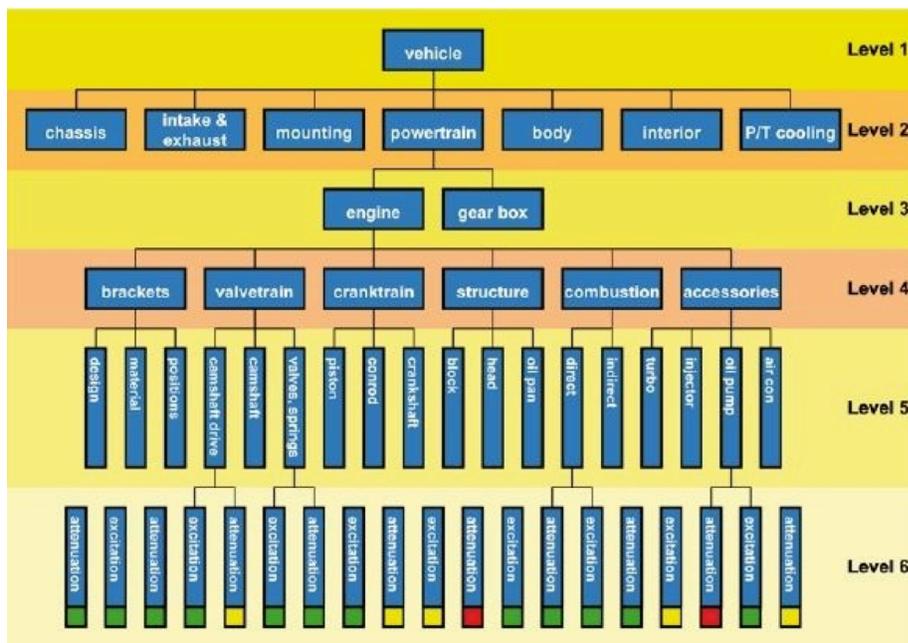
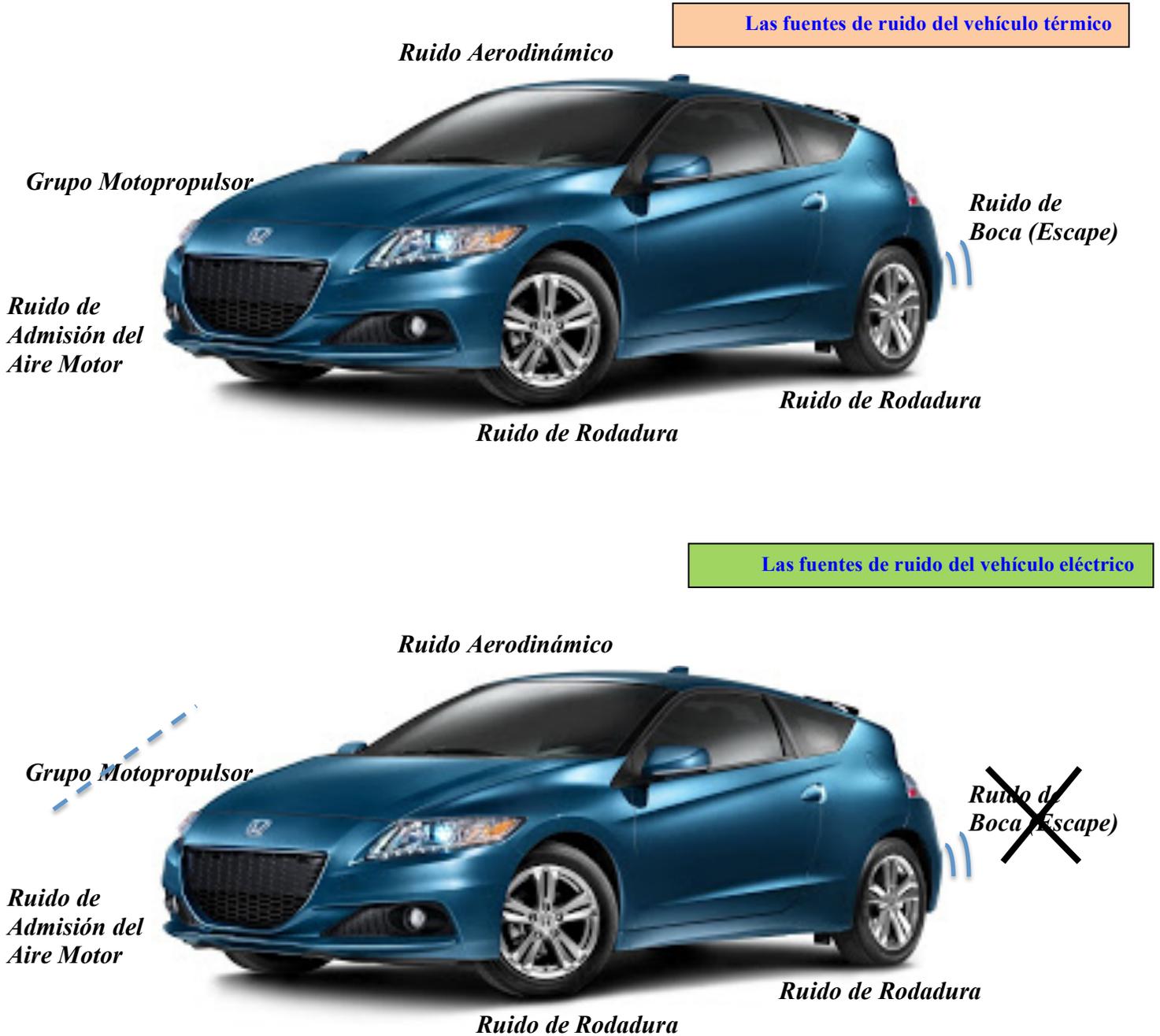


Figura 2.19: Diagrama del sistema vehículo y sus subsistemas

actúan entre sí, es decir, un modelo del vehículo completo construido mediante la interacción de partes más pequeñas del vehículo por separado. Como ejemplo que podemos ver la Figura 2.19, tenemos como sistema principal el vehículo, que está compuesto por varios subsistemas (transmisión, carrocería, chasis, interior, etc.), los cuales a su vez se componen de más subsistemas, hasta llegar a piezas individuales (el turbo, un pistón, bomba de agua). Realizaremos el análisis de los modos propios de estos elementos por separado, para

posteriormente, realizar un análisis complejo del conjunto, comprobando la aportación al sistema global por parte de cada uno de los elementos individuales, y pudiendo atacar las fuentes principales de ruido por separado.

A continuación se detallan las diferentes fuentes entre vehículo térmico y eléctrico (Figura 5.2):



Por tanto, para comenzar a estudiar el vehículo como conjunto de subsistemas, partiremos de cada elemento por separado, estudiaremos la excitación (o excitaciones) que originan el ruido en esa pieza en particular, la onda que emite la pieza bajo dicha excitación, y una vez conocido, iremos subiendo por los niveles, para ver cómo se propaga dicha onda, y cómo afecta al NVH del sistema global (Figura 2.20).

Cabe destacar qué, si bien obtendremos unos modos propios de cada pieza por separado, debemos tener claro que los modos propios del sistema global no van a ser los mismos que los modos propios de cada pieza por separado, ya que una vez ensambladas las piezas entre sí, su comportamiento difiere. Lo que sí podemos determinar, es el peso o importancia que tiene cada pieza en cada uno de los modos propios del vehículo.

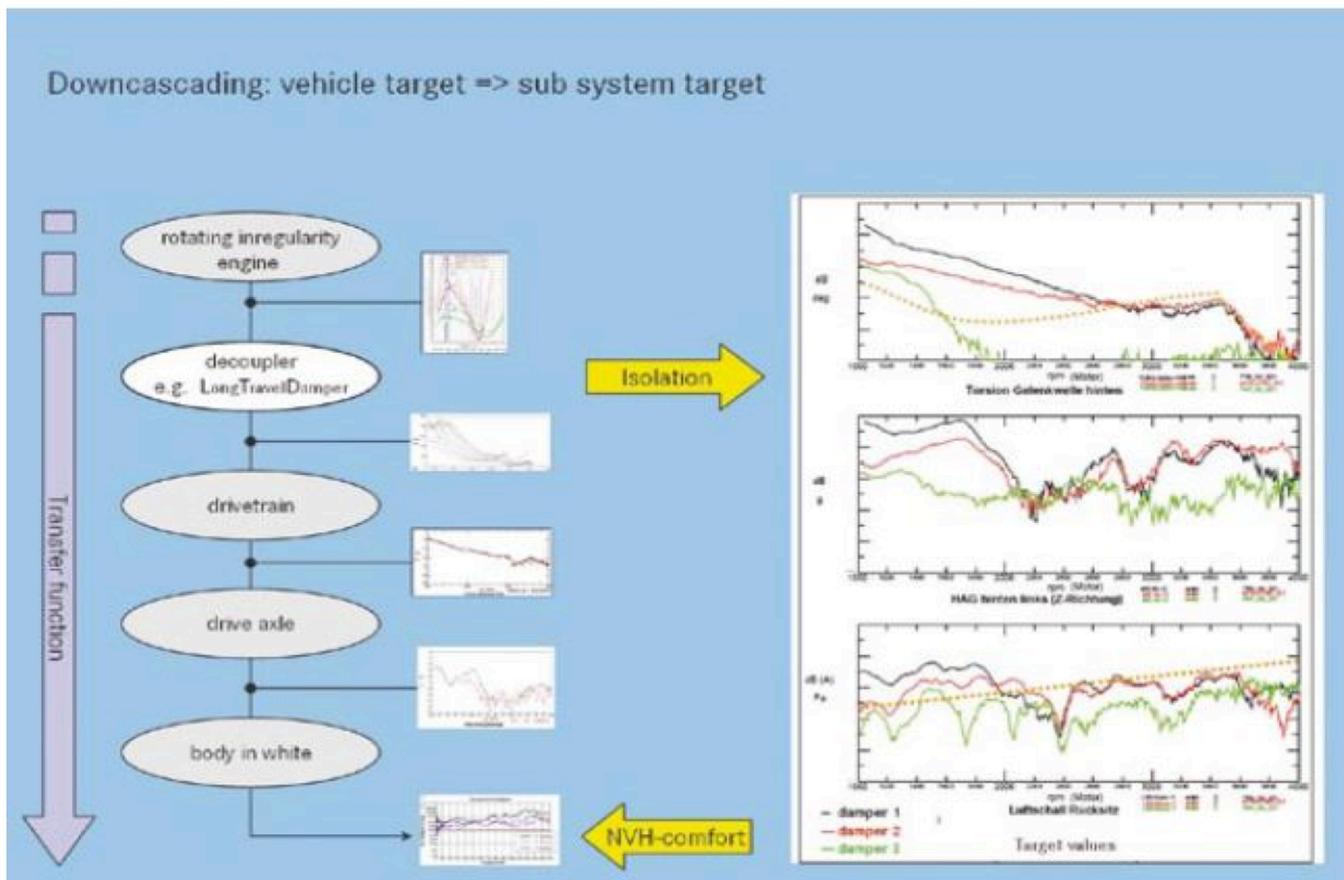


Figura 2.20. Proceso de análisis NVH en cascada de un subsistema

3.2.2. Mejoras

Una vez conocemos cómo determinar las diferentes fuentes de ruido en el vehículo y los caminos de propagación que siguen desde la fuente hasta el habitáculo, vamos a indicar y explicar una serie de medidas utilizadas por la industria del automóvil encaminadas a reducir la presión sonora que llega al pasajero, ya sea mejorando la fuente para reducir su emisión o mejorando el aislamiento para mitigar el ruido final que llega al pasajero.

Vamos a seguir un orden a la hora de enumerarlas, partiendo de mejoras en el propio diseño de las fuentes de ruido, reduciendo su emisión, aislamiento de las fuentes y aislamiento en el camino de propagación del ruido.

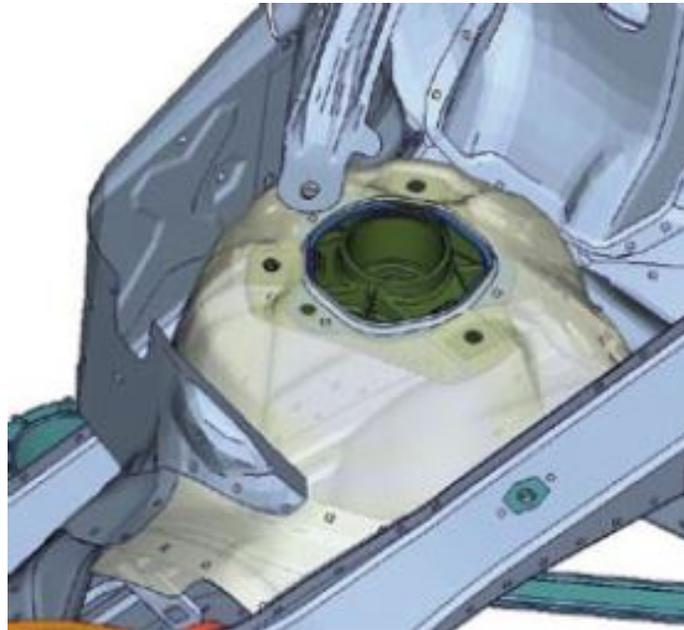


Figura 2.21. Soporte amortiguador delantero mercedes W212

En primer lugar, como hemos comentado anteriormente, partir del diseño en CAD del vehículo y su análisis por elementos finitos nos va a permitir conocer, antes de la realización de prototipos, los modos propios del esqueleto del vehículo (BIW, Body-In-White). Conocer la rigidez torsional y a flexión del vehículo antes de su propia construcción nos va a permitir

realizar cambios fundamentales en el diseño de piezas que, de otra manera, nos sería imposible. Un ejemplo claro de ello lo encontramos en la concepción y diseño del Mercedes clase E (W212). Se partió de un diseño CAD del modelo ensamblado para comprobar la rigidez del mismo y sus modos propios.

El reto era conseguir una carrocería lo suficientemente confortable, incluso en las versiones con techo solar corredizo (ASD), necesitando llevar a cabo varias mejoras en ese aspecto, tales como:

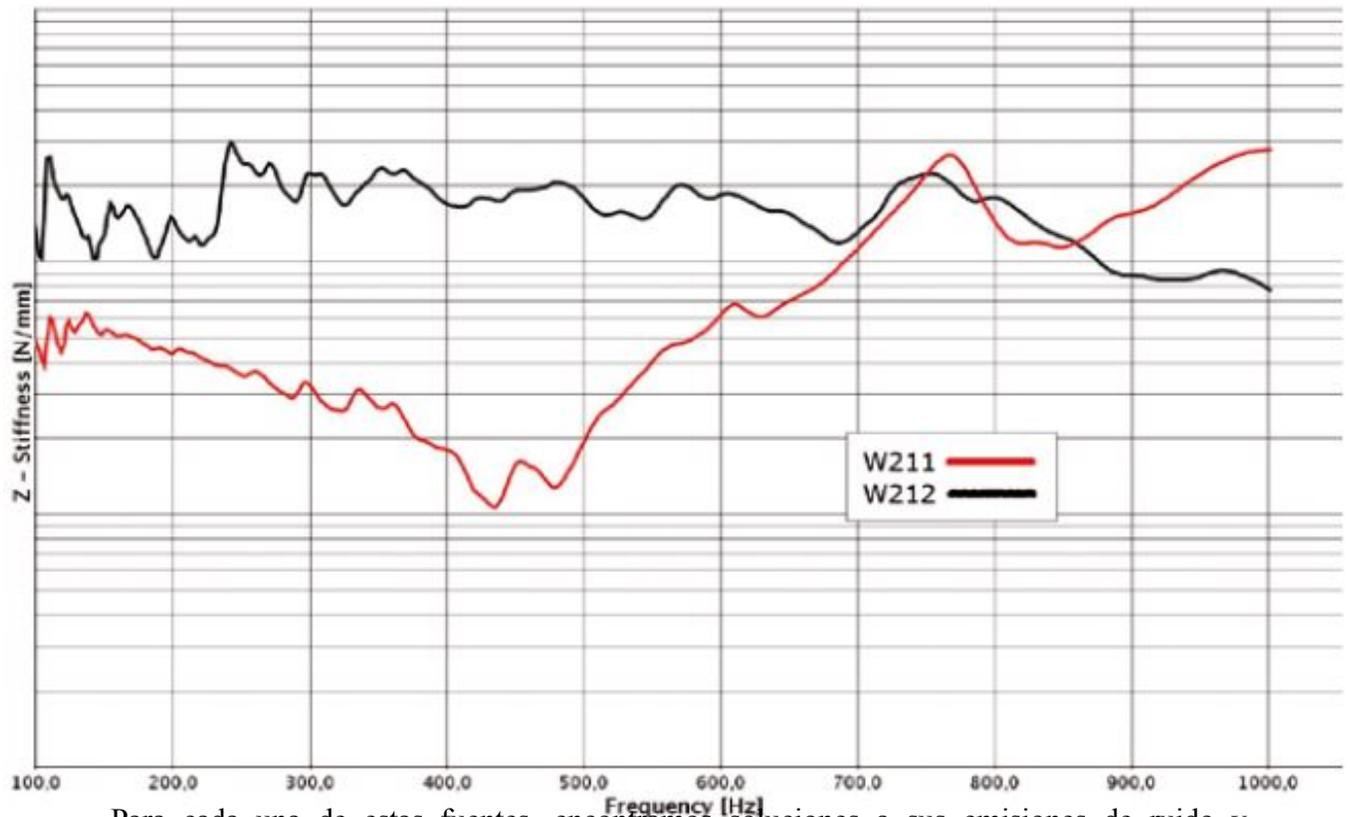
- Uso óptimo de pegamentos en las uniones de chapas metálicas
- Refuerzo de la zona trasera del vehículo
- Optimización de la rigidez del ASD
- Optimización de la unión entre ASD y resto del vehículo

Además de eso, se llevó a cabo un análisis local de ciertas partes del vehículo, con objeto de comprobar la rigidez en dichas zonas. Gracias a eso, se descubrió un punto crítico en la zona superior de sujeción de los amortiguadores delanteros. En dicha zona, existían ciertos requerimientos especiales debido a que el coche podía incorporar un sistema de suspensión neumática, y en dicho caso, la rigidez se veía comprometida.

Antes de realizar cualquier prototipo, se rediseñó dicho apoyo y se añadió un soporte en aleación de aluminio, como se muestra en las Figuras 2.21 y 2.22.

No se debe caer en la tentación de aumentar la rigidez de la carrocería sin un límite, pues corremos el riesgo de aumentar en exceso la transmisión de vibraciones por toda la caja. Para evitar este problema, en el Lexus CT200h adaptaron una solución a modo de barra de amortiguación entre las copelas superiores de los amortiguadores delanteros del vehículo, con objeto de reducir la transmisión de vibraciones en los movimientos laterales de la caja, de modo similar a una barra estabilizadora.

Una vez conocida la rigidez y los modos propios de la carrocería, pasamos a estudiar las diferentes fuentes de ruido del vehículo, véase motor, sistema de combustible, turboalimentación, transmisión, sistema de escape, etc.).



Para cada una de estas fuentes, encontramos soluciones a sus emisiones de ruido y

Figura 2.22. Rigidez del soporte de amortiguador delantero

vibraciones desde su fase de diseño, limitando o reduciendo el uso de apoyos elásticos a la hora de unir dichas piezas con la carrocería del vehículo.

Comenzando con el motor, podemos diferenciar desde un primer momento dos grandes familias, motores de combustión interna alternativos y motores eléctricos. Si nos centramos primero en estos últimos, encontramos diversas particularidades propias de su funcionamiento que difieren de los MCIA, y por tanto, sus emisiones de ruido y vibraciones son diferentes.

En primer lugar, la velocidad de funcionamiento de los motores eléctricos va a ser superior a los MCIA. En segundo, el orden de armónicos predominantes de los motores eléctricos va a ser mucho mayor que en MCIA. En un MCIA típico de 4 cilindros, los

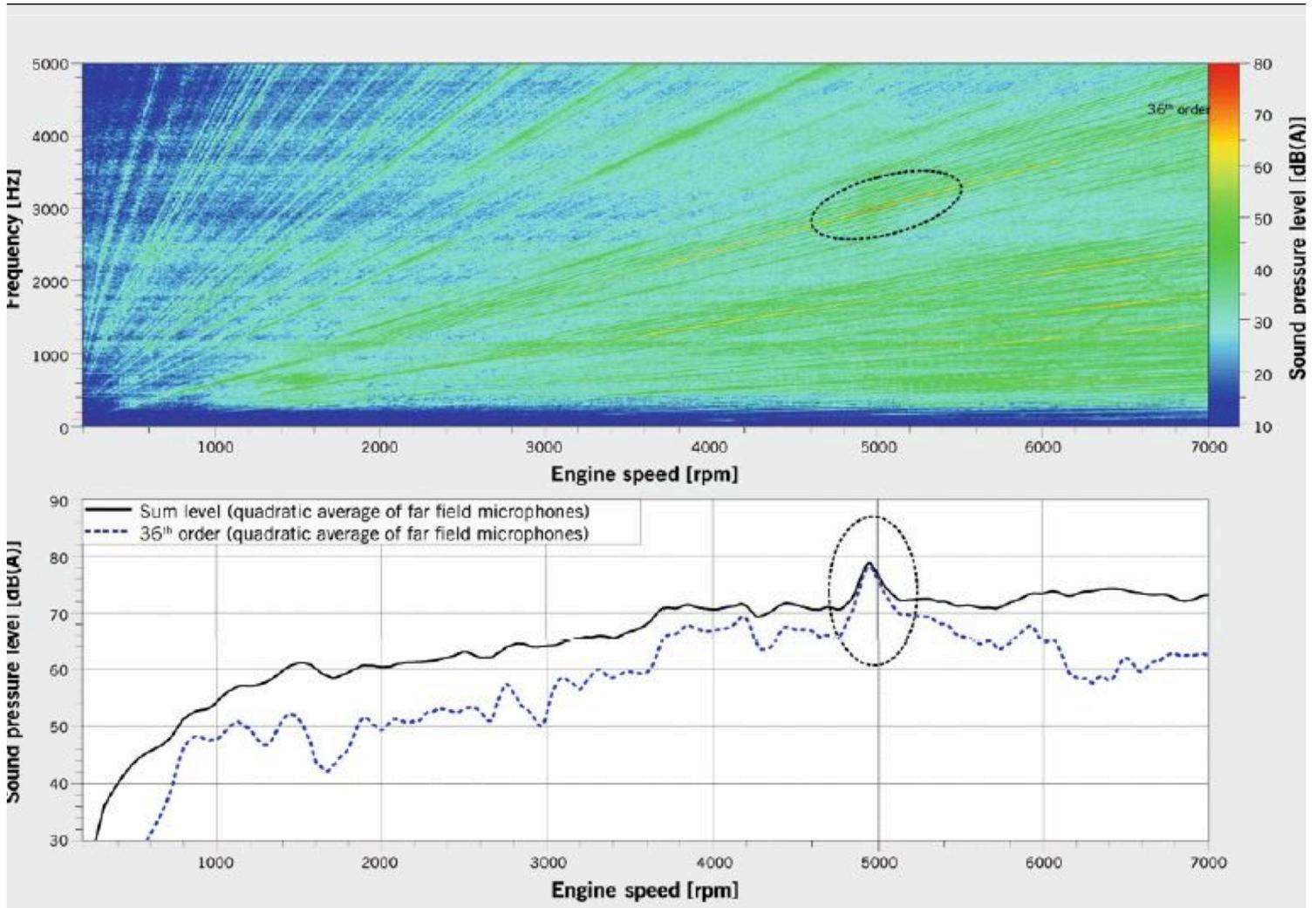


Figura 2.23. Espectro de frecuencia y presión sonora en test vibratorio para una transmisión eléctrica

armónicos predominantes van a ser el 2° y 4° orden, mientras que en un motor eléctrico síncrono de imanes permanentes, el orden del armónico predominante va a estar relacionado con el ranurado del mismo, es decir, el orden de los armónicos predominantes en estos motores serán el 12°, 24° o 36° (dependiendo de cuantas ranuras tenga nuestro motor, Figura 2.23).

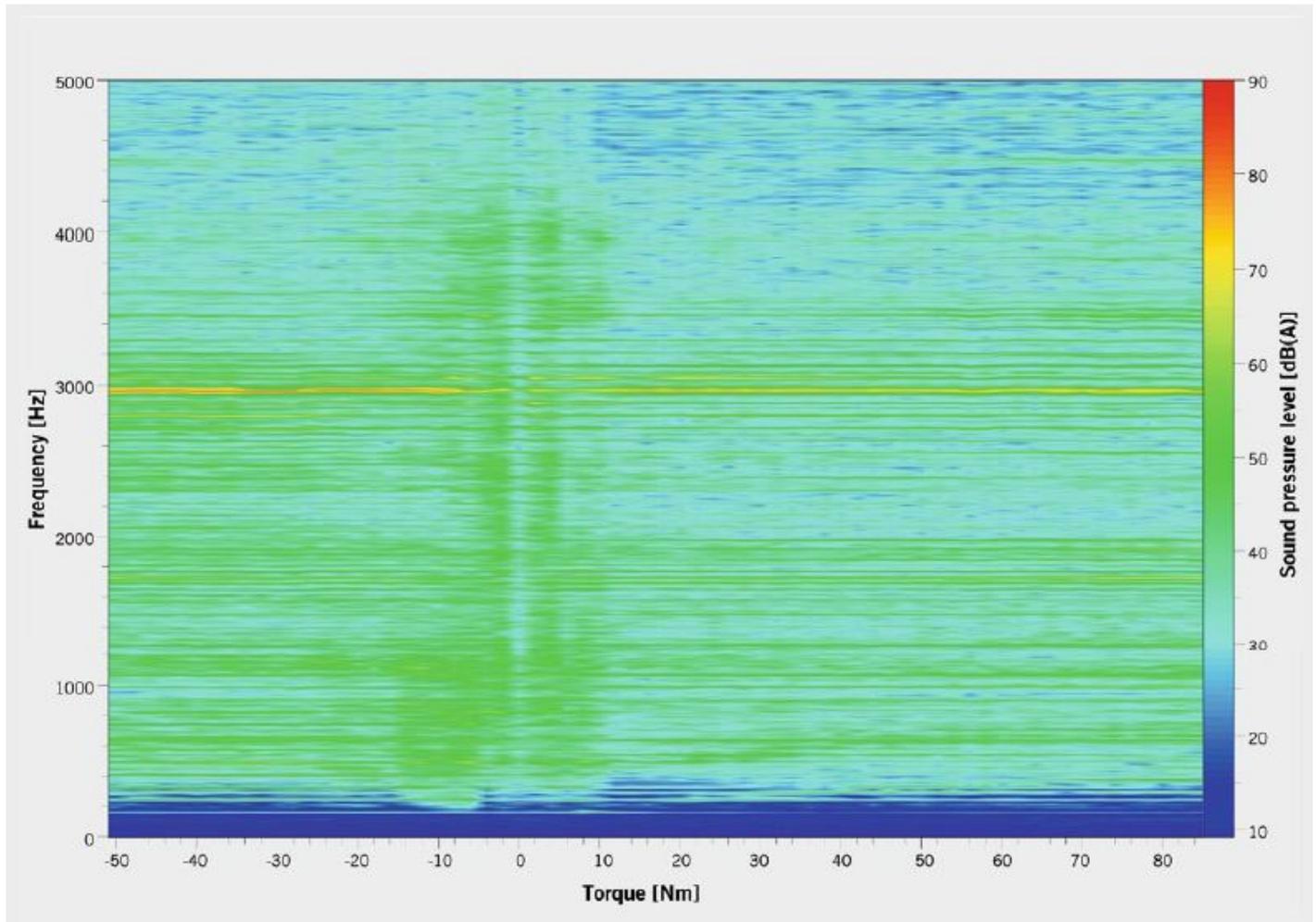


Figura 2.24. Espectro de frecuencia en función del par entregado por un motor eléctrico

Estas dos particularidades nos llevan a una conclusión muy importante en la emisión de ruido y vibraciones de los motores eléctricos. Van a ser emisiones de baja amplitud pero de alta frecuencia. Un análisis posterior en función de la carga de trabajo que se demande al motor nos va a indicar que no existe dependencia entre la carga del motor y su emisión, sino que esta depende únicamente de la velocidad de giro del mismo (Figura 2.24).

Conocidas estas particularidades propias del motor eléctrico, podemos diseñar los apoyos del motor y mecanismo reductor (o caja de cambios) con el amortiguamiento y rigidez necesarios para minimizar la propagación estructural de dichas emisiones.

En el caso de motores térmicos, podemos realizar múltiples mejoras en el diseño de piezas para reducir las emisiones de ruido y vibraciones de los mismos. En primer lugar, un cambio en el sistema de inyección de combustible puede ayudar enormemente a reducir el nivel de presión sonora, especialmente en regímenes transitorios de funcionamiento del motor. El

uso de inyectores piezo-eléctricos, además de mejorar el consumo mediante el control de la velocidad de inyección, nos permiten una mejora acústica en el motor.

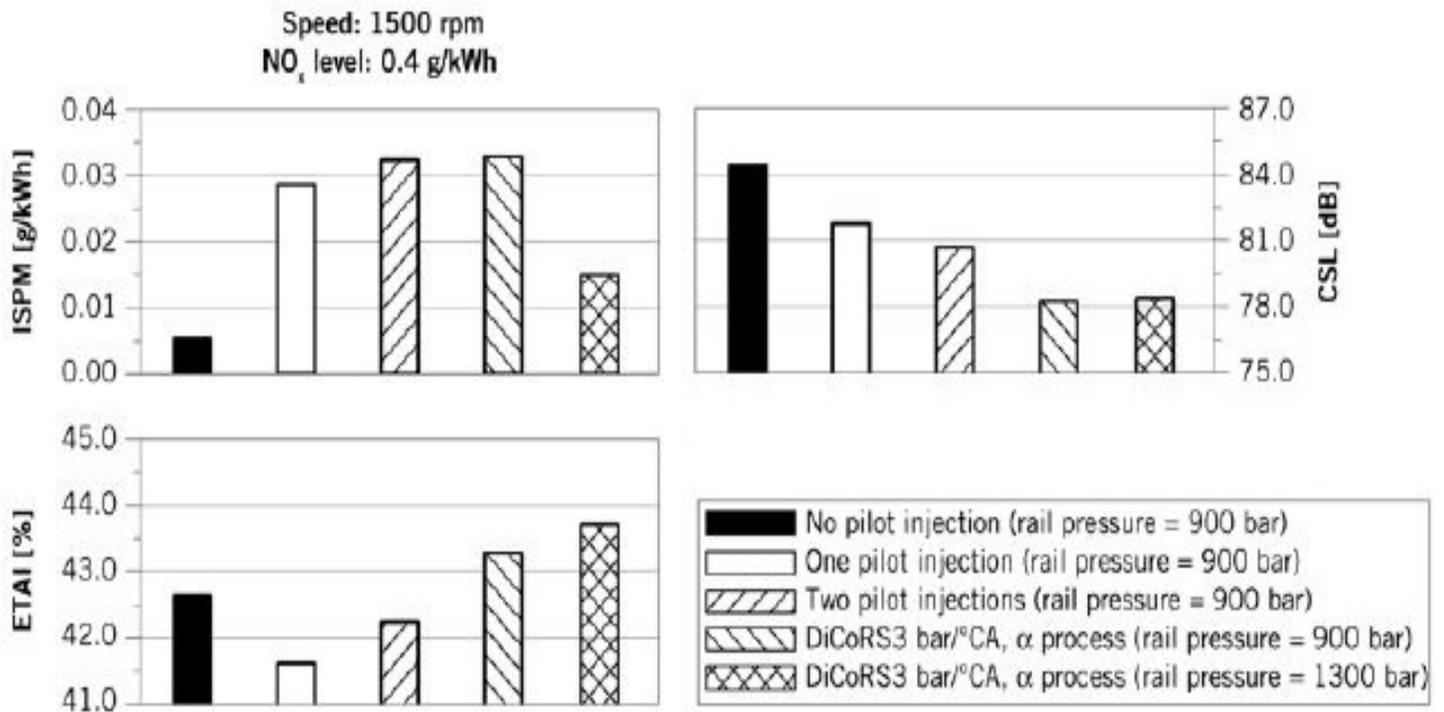


Figura 2.25. Comparativa en emisión de pm, nivel sonoro y eficiencia para diversos sistemas de inyección

Dando un paso más, la utilización de un control de la combustión basado en la presión del cilindro, nos permite una mejora significativa en los niveles de ruido y eficiencia del motor, aumentando ligeramente la emisión de partículas con respecto a un motor sin dicho sistema. El principio de funcionamiento de dicha tecnología se basa el control de la presión del cilindro en tiempo real, y el control de la inyección mediante el uso de esos datos.

Con esto, conseguimos tener la sonoridad en la combustión monitorizada, y podremos variar las condiciones de la inyección, combinando pre-inyecciones con inyecciones principales, minimizando picos de presión, y por tanto, reduciendo el ruido emitido. Esto cobra especial importancia con el uso de la tecnología DiCoRS (Digital Combustion Rate Shaping), que no sólo controla el nivel sonoro o la presión en el cilindro, sino que trabaja también con la curva de trabajo del ciclo completo.

Mediante el uso de esta tecnología, y aumentando la presión en los raíles de inyección, vemos en la Figura 2.26, una reducción de hasta 6 dB en el nivel de presión sonora de la

combustión, una mejora en la eficiencia de un 1% y un incremento en emisión de PM de sólo 0.01 g/kWh para un mismo motor.

Otras piezas importantes a la hora de diseñar el motor térmico son la culata, la bancada del bloque motor y el cárter de aceite.

Desde el punto de vista de la culata, el uso de una culata plana (con las válvulas colocadas en el bloque motor en lugar de la culata) permite ofrecer menor superficie en las paredes de la misma, lo que resulta en una emisión de ruido de hasta 3 dB menos que un motor con sistema de válvulas sobre el cilindro.

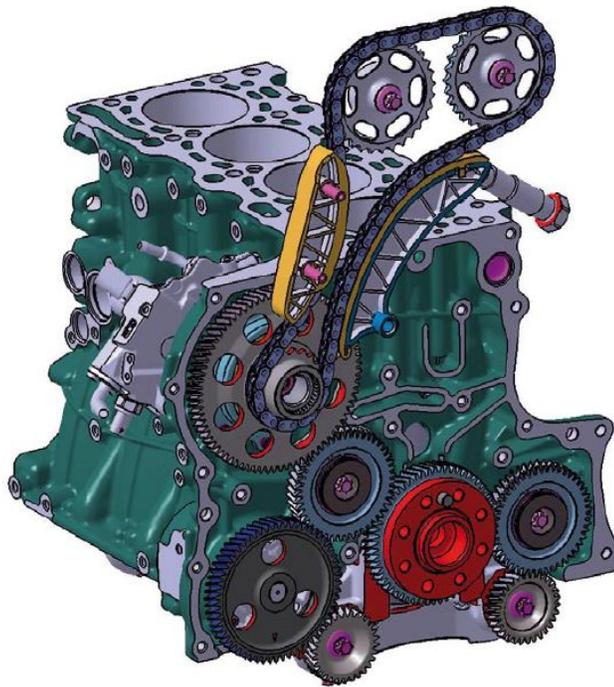


Figura 2.26. Motor om651 con engranajes helicoidales y ejes de equilibrado

En el caso de la bancada del motor, el uso del tipo de bancada denominada short-skirt, si bien aumenta los requerimientos de sellado de juntas y las tolerancias, ofrece las mejores características con respecto a la rigidez, y por tanto, el mejor comportamiento en NVH.

En cuanto al cárter motor, debido a su gran superficie y escaso espesor, esta pieza se comporta como un gran altavoz. El uso de materiales con mayor rigidez (aluminio), materiales tipo sándwich o el uso de geometrías que aumenten la rigidez de la pieza puede suponer una reducción en el nivel sonoro emitido de hasta 3 dB.

Sin salir del motor, añadir ejes de equilibrado (especialmente en motores de 4 cilindros, o motores V6 a 90°) y el uso de engranajes helicoidales para realizar la transmisión entre

diversos elementos del motor, tales como la bomba de alta presión, la bomba de aceite, los propios ejes de equilibrado, etc. son medidas efectivas para reducir la emisión de vibraciones en el motor. (Figura 2.26).

Finalmente, si analizamos el motor con sus accesorios incluidos, vemos que las vibraciones del motor se van a transmitir a todos estos elementos adyacentes, obligándonos a insonorizar todos ellos si no conseguimos evitar esta transmisión. Una manera de atacar este problema (utilizada en Honda para su nueva gama de motores diésel) es la inclusión de un anillo de caucho en la polea que mueve la correa de accesorios (Figura 2.27), eliminando la transmisión de vibraciones entre motor y correa de accesorios, y por tanto, eliminando la transmisión de vibraciones, debidas a la variaciones de régimen de los motores 4 cilindros, entre estos elementos.

Se ha mostrado especialmente eficaz en regímenes bajos, pudiendo reducir las vibraciones transmitidas entre un 15 y 20% a 1000 rpm.

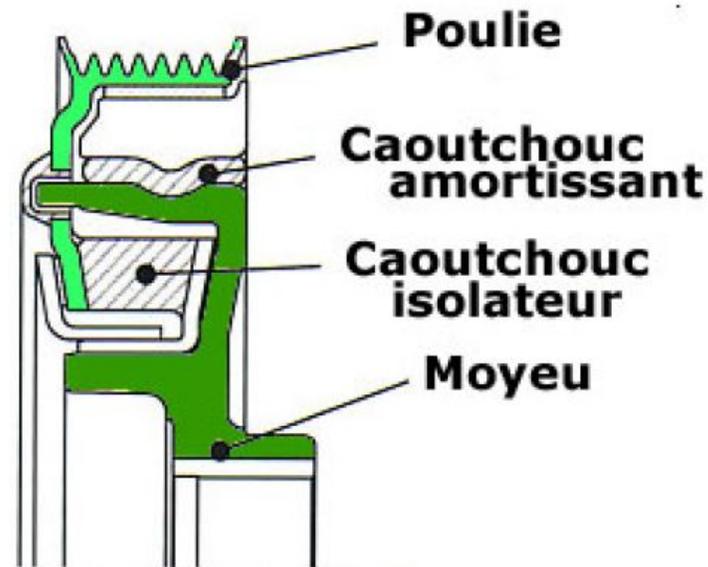


Figura 2.27. Polea de transmisión de correa de accesorios motor diésel Honda

Con respecto al sistema de alimentación de aire, en motores sobre-alimentados, nos encontramos con el turbo como emisor de ruido, pero también como transmisor / reflector de ruido proveniente del motor. Concretamente, el turbo se comportará como un silenciador / aislante del ruido a alta frecuencia, y reflejando con mayor intensidad el ruido de baja frecuencia, como podemos ver en la comparación de un motor atmosférico frente a un motor turbo en la Figura 2.28.

Si hablamos del turbo como emisor de ruido, tenemos que diferenciar la variedad de tipos que emite, y sus causas, para poder atacar de raíz dichos problemas. Tenemos por un lado los ruidos de banda ancha, que son provocados por desequilibrados del turbo, juegos en los cojinetes del eje, flexiones. Estos ruidos no son dependientes de la velocidad del turbo y pueden ser eliminados con absorbedores de banda ancha o resonadores de Helmholtz.

Por otro lado, tenemos los ruidos pulsantes y los silbidos. Antes de nada, hay que tener en cuenta que la mayor parte de los ruidos de este tipo emitidos por el turbo, vienen dado por un diseño de conductos de aire de la propia alimentación, los cuales están pensados para un motor de aspiración natural. La primera medida a tomar es, si es posible, el diseño de los conductos de aire teniendo en cuenta las particularidades de este sistema de admisión. Estos ruidos se provocan por fluctuaciones de presión, flujos turbulentos en el turbo (hasta que alcanza el régimen de trabajo) y cambios de carga repentinos (soltar el acelerador súbitamente).

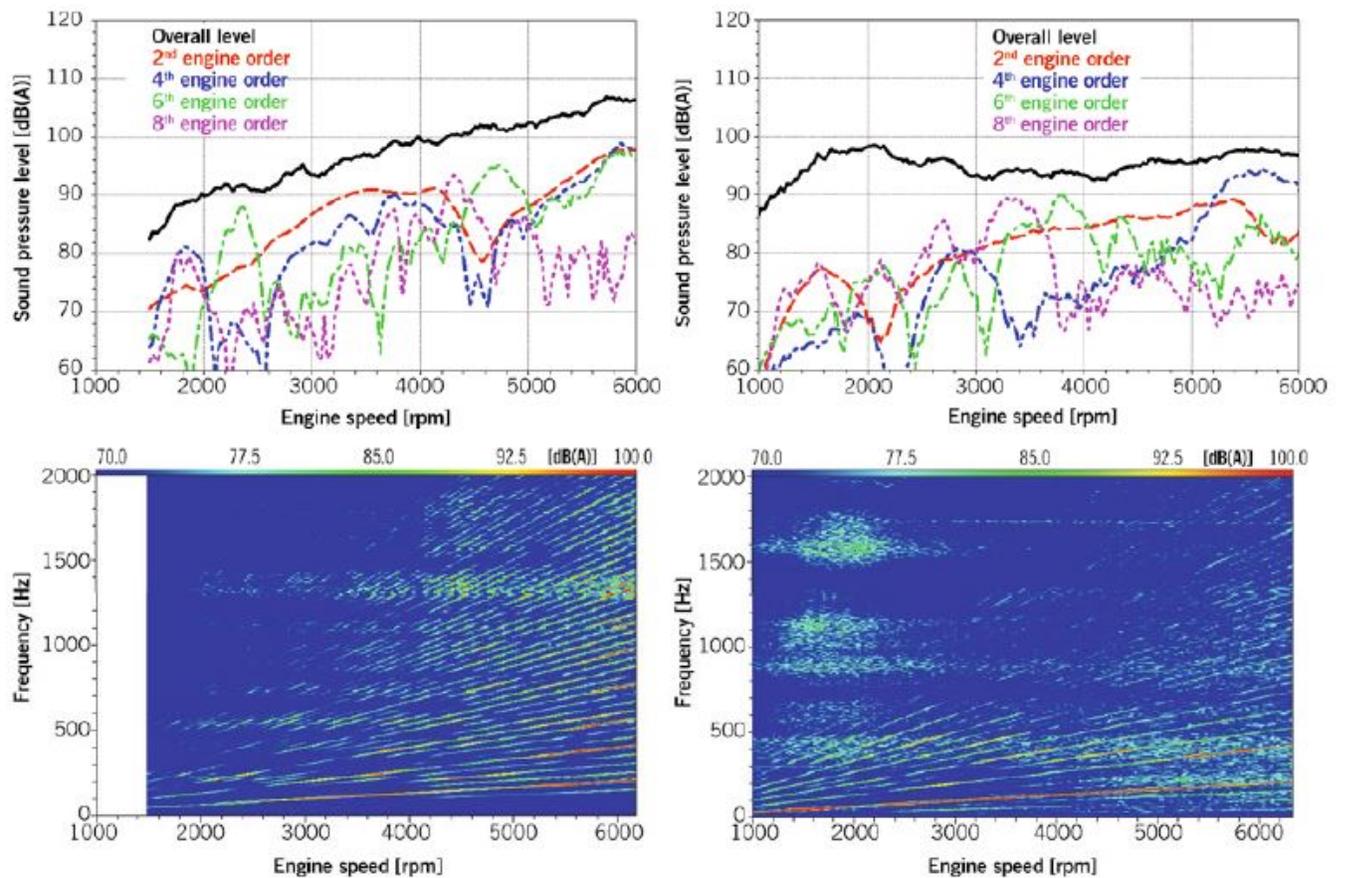


Figura 2.28. Comparativa de emisión de ruido en un motor atmosférico (izq.) Frente a un motor turboalimentado (drcha.)

Todos estos problemas pueden ser solucionados mediante el uso de cámaras de expansión a la entrada del compresor, láminas de elastómeros en los conductos de aire, e incluso la utilización de mantas insonorizantes de multicapa cubriendo las propias piezas. (Figura 2.29).

En relación a la caja de cambios, en la fabricación del Mercedes Clase E (W212) se consigue reducir el traqueteo de la caja de cambios mediante el uso de engranajes pretensados (lo cual, sin embargo, aumenta el silbido). Tras una modificación en la morfología de la caja, se consigue reducir también el silbido.

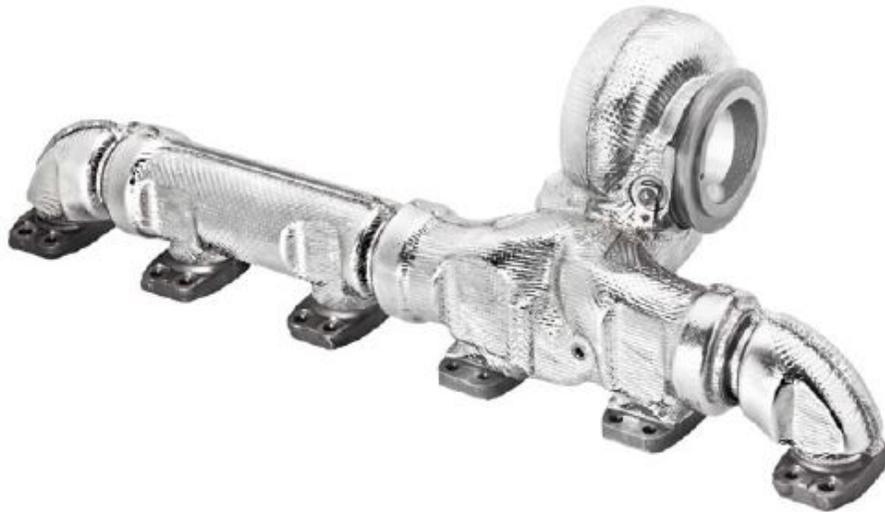


Figura 2.29. Turbo y colector de escape forrados con material insonorizante.

Si continuamos el análisis de las diferentes fuentes de emisión de ruido y vibraciones, llegamos a la transmisión. Si bien la transmisión no va a ser como tal una fuente de ruido, sí que va ser un transmisor de las vibraciones del motor / caja de cambios. Es por tanto necesario conocer sus modos vibratorios y la influencia que tienen los diversos parámetros de la transmisión en la emisión de vibraciones.

Utilizando un sistema de simulación multicuerpo (MBS, Multi-body Simulation) en el que tenemos en cuenta todos los elementos de la transmisión (desde el motor hasta la rueda), su aportación al sistema y los modos vibratorios del mismo; podemos llegar a crear un modelo de simulación sobre el cual trabajar en las diferentes variables del sistema, y observar los resultados con respecto a la amplitud de la vibraciones para los modos propios de la transmisión.

Diferenciamos dos tipos de excitación sobre la transmisión, el primero, una excitación del tipo impulso, y el segundo, del tipo periódico; y observamos el comportamiento vibratorio de la transmisión frente a ambas excitaciones. Tras llevar a cabo el análisis, encontramos las

variables que gobiernan la amplitud en las vibraciones de la transmisión, y los efectos que tienen en la amplitud la modificación de las mismas (Figura 2.30):

- Momento de inercia desde el cigüeñal hasta la caja de cambios
- Rigidez torsional entre el diferencial y las ruedas
- Relación principal de la transmisión
- Relación del diferencial

La modificación de estas variables hará que la amplitud de las vibraciones en la transmisión cambie frente a las excitaciones. Así pues, un aumento de la relación de transmisión, de la relación del diferencial, de la rigidez torsional o del momento de inercia provocará un aumento en la amplitud de las vibraciones frente a una excitación de tipo impulso, pero disminuirá la amplitud de las vibraciones frente a una excitación del tipo periódico.

Finalmente, otras mejoras interesantes a la hora de reducir las emisiones de ruido es el uso de motores eléctricos sin escobillas (brushless) para el movimiento del ventilador, o la optimización del flujo de aire acondicionado en la climatización reduciendo el ruido en los aireadores.

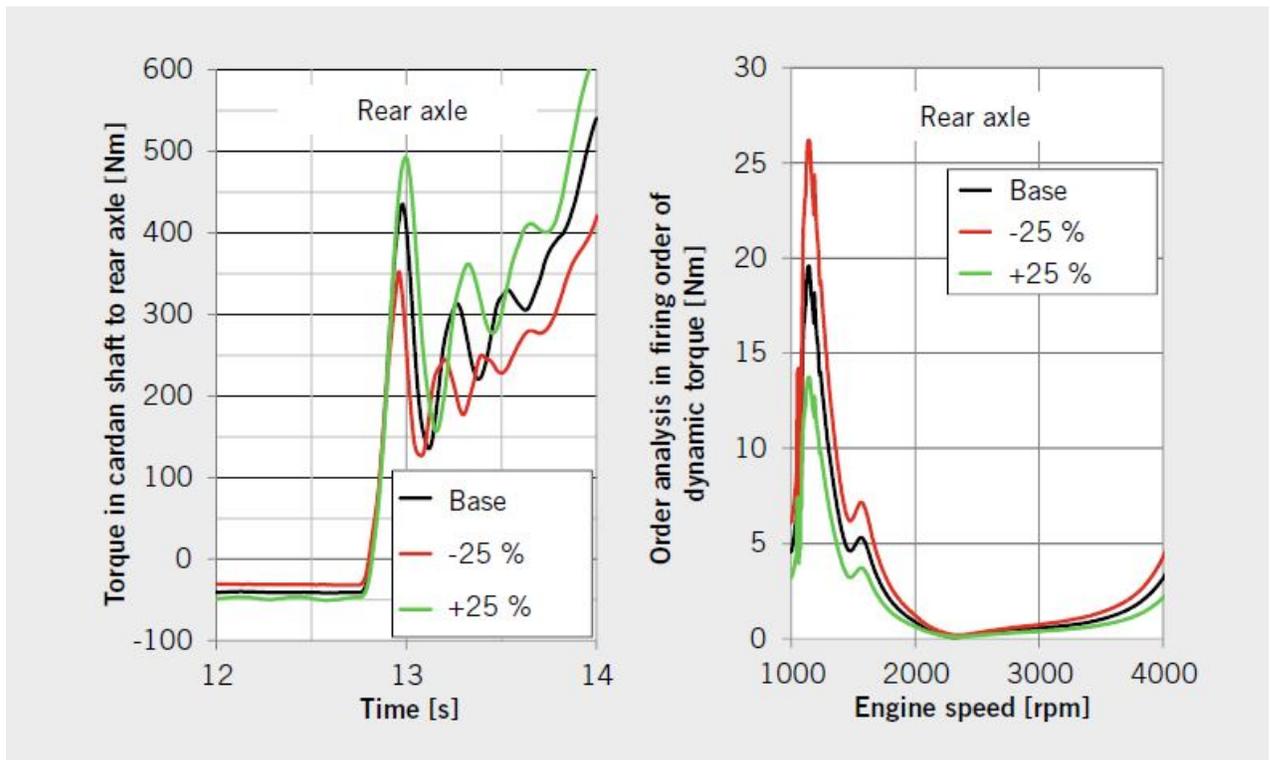


Figura 2.30. Oscilación de la transmisión frente a excitaciones del tipo impulso (izq.) Y tipo periódico (drcha.)

Una vez tenemos analizadas las fuentes sonoras por separado, procedemos a su análisis complejo como conjunto MBS. Como hemos indicado anteriormente, el comportamiento dinámico de las piezas por separado no va a ser igual que el de las piezas dentro del ensamblado. Un ejemplo de este fenómeno lo encontramos al analizar el sistema de combustible de un vehículo, desde el depósito de combustible hasta los inyectores.

Las frecuencias de los modos propios de cada elemento por separado (bombas, raíles, reguladores, conductos) no corresponden con las frecuencias de los modos propios del conjunto.

Si bien esto podría hacernos pensar que el trabajo que se ha realizado de optimización de cada fuente emisora por separado no sirve de nada, comprobamos que esta afirmación es falsa. El cambio en la frecuencia de los modos propios del sistema como conjunto es debido a la aportación de cada elemento por separado en los modos propios, y por tanto, una reducción en la emisión de cada elemento supondrá una reducción de la emisión del conjunto completo, aunque sea a diferente frecuencia.

También es cierto que es posible identificar cuáles son los elementos que más aportan a cada modo vibratorio del conjunto mediante el análisis de las frecuencias de dichos modos.

Por tanto, una vez tenemos nuestros principales elementos analizados por separado, es hora de combinarlos en un sistema mayor (el vehículo completo) y realizar un análisis del conjunto. Con dicho análisis se puede determinar el nivel de confort acústico de nuestro modelo completo una vez optimizadas las principales fuentes de ruido, y realizar mejoras en partes del vehículo que tengan especial aportación en el nivel de presión sonora del vehículo completo.

Con este modelo del vehículo completo, podemos comprobar cómo afecta en la insonorización del ruido aerodinámico un cambio en las ventanillas delanteras o traseras del vehículo (utilizando vidrio de 5 mm podemos aumentar notablemente el confort acústico y limitar el ruido aerodinámico y de rodadura del vehículo), utilización de un sellado de las puertas y ventanillas, o incluso la importancia del material utilizado en el hueco de la rueda de repuesto sobre el nivel de presión sonora en los asientos traseros del vehículo (Figura 2.31.).

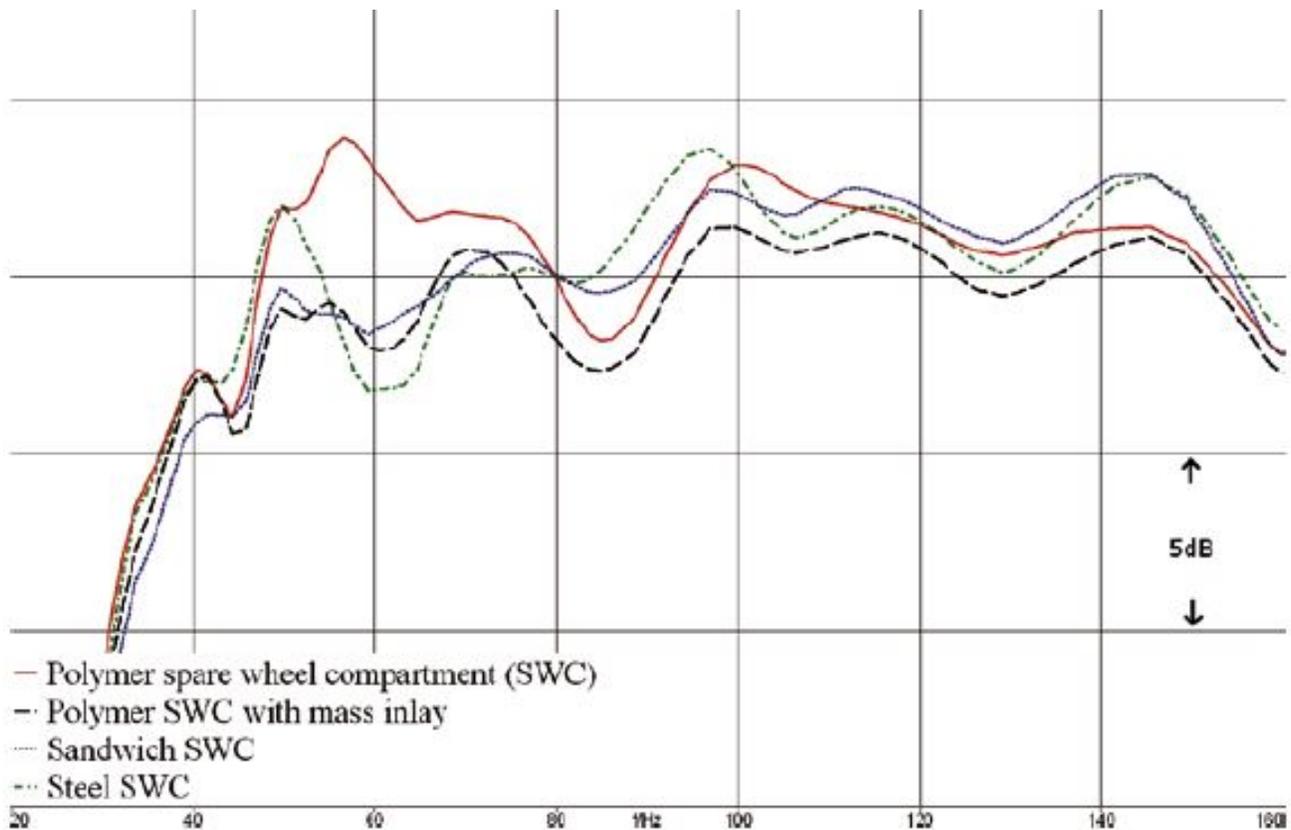


Figura 2.31. Nivel de presión sonora en los asientos traseros con diferentes materiales para el hueco de la rueda de repuesto

Otro punto que cobra especial importancia en el confort acústico en un vehículo es el ruido aerodinámico y de rodadura. Hasta ahora nos hemos centrado en la optimización de fuentes de ruido del vehículo para reducir su emisión, pero debemos tener en cuenta que, conforme aumentamos la velocidad, el ruido llamado aerodinámico y de rodadura cobra especial importancia.

Si bien, el aislamiento de puertas y ventanillas, mediante el uso de mejores sellados en el cierre de los mismos o el aumento de espesor en las ventanillas, ha sido la herramienta clásica para la reducción de estos ruidos en el habitáculo, desde este informe queremos dar importancia al uso de herramientas que nos permitan reducir la emisión sonora desde las mismas fuentes por medio de un diseño optimizado para tal fin, reduciendo la necesidad de un aislamiento acústico en puertas y ventanillas.

Con respecto al ruido aerodinámico, sabemos que es provocado cuando circulamos a alta velocidad debido a vórtices y desprendimientos de capa límite, los cuales se producen en los elementos separados del contorno exterior del vehículo, tales como los espejos retrovisores exteriores. Mediante un análisis del flujo aerodinámico de los retrovisores exteriores (Figura 2.32.), se puede realizar una mejora en el diseño de su carcasa, para favorecer la reducción de esos vórtices y evitar crear fuentes de ruido en dicha zona.

La reducción del ruido de rodadura pasa directamente por la innovación y el uso de neumáticos diseñados especialmente con ese objetivo. El uso de nuevos materiales, tanto en la banda de rodadura como en las capas interiores del neumático para absorber vibraciones, como el de diseños en el dibujo de la banda de rodadura, que reduzcan la emisión de ruido de los mismos, es el paso lógico para limitar la emisión de la principal fuente de ruido a altas velocidades.

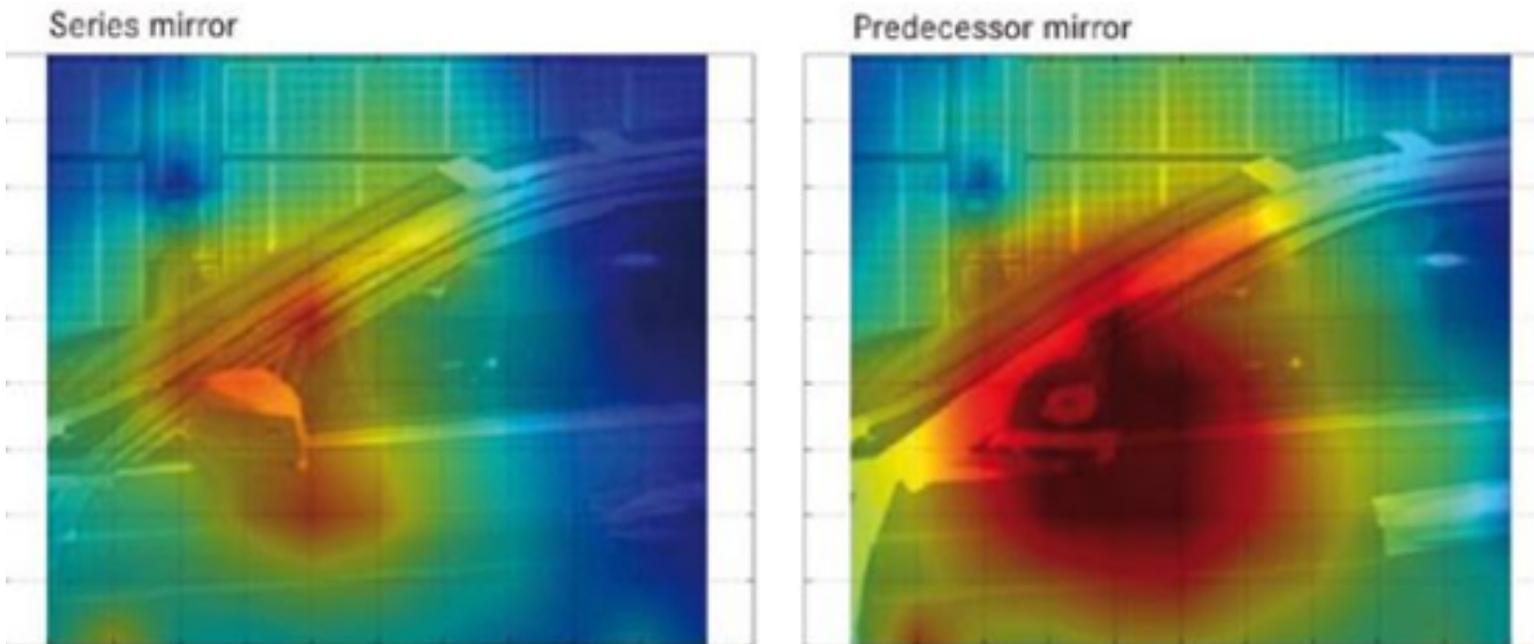


Figura 2.32. Ruido aerodinámico a 140 km/h en mercedes w212 (izq.) Y w211 (drcha.)

En cuanto al aislamiento de fuentes sonoras, los resultados de varios estudios indican que la eficiencia de los materiales aislantes (tanto acústicos como térmicos) mejora cuanto más cerca de la fuente se encuentre. Un ejemplo lo encontramos en el encapsulado de motores con objetivo de reducir sus emisiones de CO₂ y su nivel de ruido.

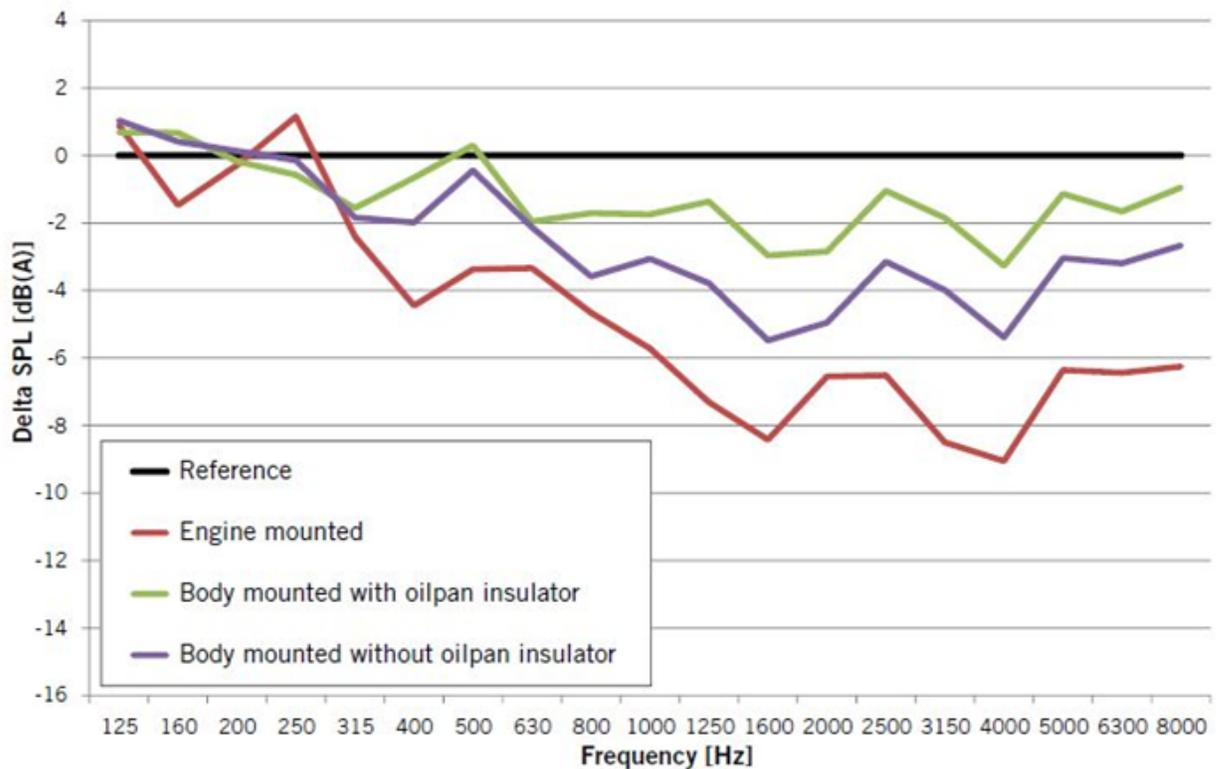


Figura 2.33. Nivel de presión sonora para diferentes tipos de aislamiento.

Comprobamos en la Figura 2.33, que el uso de un aislamiento sobre el motor/caja de cambios presenta mejores resultados en el aislamiento acústico que el encapsulado del vano motor, si bien este último presenta una mayor sencillez, debido a la existencia de piezas en dicha zona, a las que habría que dotar de características aislantes para tal fin (Figura 2.34). Cobran especial importancia a la hora de priorizar zonas de aislamiento el lateral izquierdo y derecho del vano motor, al ser más sensibles a mejoras en el aislamiento acústico.

Como podemos ver en los gráficos, mediante el uso del aislamiento de las fuentes de ruido podemos obtener reducciones de hasta 7 dBA con respecto a la medición de referencia sin aislamiento en frecuencias menores a 500 Hz. También observamos que la insonorización en el cárter de aceite supone una importante mejora a la hora de reducir el sonido que llega a los pasajeros del vehículo.

Como ya hemos dicho, el aislamiento acústico presentará mejores características cuanto más cerca de la fuente sonora coloquemos el aislante. Esto presenta varios inconvenientes, el primero de ellos, la necesidad de cubrir una superficie importante de la fuente (> 80%) para poder obtener resultados remarcables en el aislamiento.



Figura 2.34. Aislamiento en la fuente emisora frente a encapsulado de las fuentes

En segundo lugar, para el caso particular del motor de combustión interna, u otras fuentes de ruido que presenten temperaturas de trabajo elevadas, necesitamos utilizar materiales que presenten propiedades aislantes en un rango de temperaturas elevado, y que no presenten degradación de sus propiedades aislantes conforme aumente la temperatura de la fuente. Por supuesto, su temperatura de auto-ignición debe ser elevada y su resistencia a fatiga también, al estar colocado en una zona de continuas vibraciones.

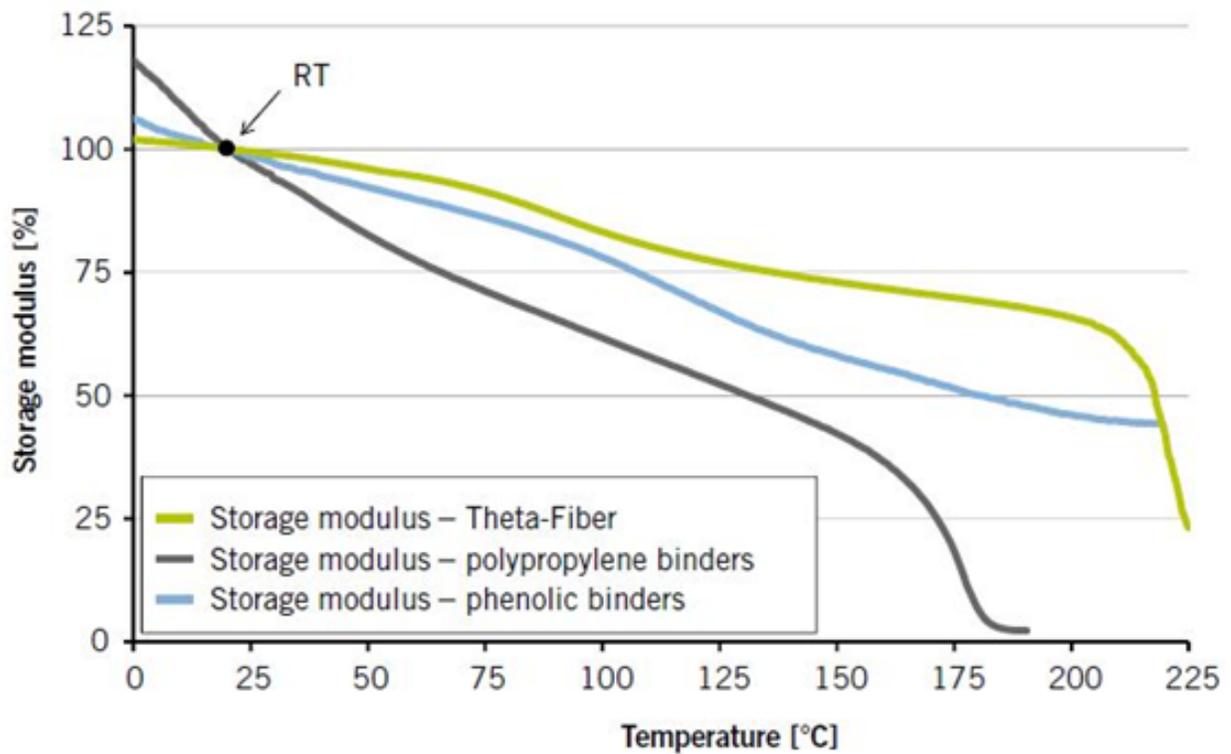


Figura 2.35. Representación del módulo de almacenamiento en función de la temperatura

Aislantes con bases de polipropileno o bases fenólicas (sobre todo estas últimas) ofrecen un gran módulo de almacenamiento en un rango aceptable de temperaturas a las que va a trabajar el motor térmico, si bien, los últimos avances en este campo ofrecen materiales basados en materiales compuesto por fibra de vidrio y poliamidas que presentan una mayor estabilidad con altas temperaturas (Figura 2.35).

No hay que olvidar que estas mejoras en el aislamiento acústico de las fuentes no sólo reducen el nivel de presión sonora en el interior del habitáculo, sino también en el exterior, además de proporcionar una reducción de emisiones de CO₂ de hasta el 2% debido al aislamiento térmico del motor.

Además del uso de insonorizantes diseñados por la superposición de capas de componentes plásticos, podemos disponer de insonorizantes basados en la combinación de un núcleo de un material textil absorbente forrado por una lámina metálica exterior micro-perforada (Figura 2.36).

Esta combinación no sólo nos permite obtener características aislantes tanto térmicas como acústicas que teníamos con los materiales plásticos, además como otro beneficio derivado de la utilización de este tipo de insonorizantes en las fuentes de ruido, aíslan acústicamente del ruido que emite la fuente aislada y también reducen el ruido externo que llega a esa fuente, y que de otra manera sería reflejado, pudiendo conseguir reducciones de hasta 3 dB en la emisión de ruido de, por ejemplo, el filtro de partículas una vez está forrado de este material.

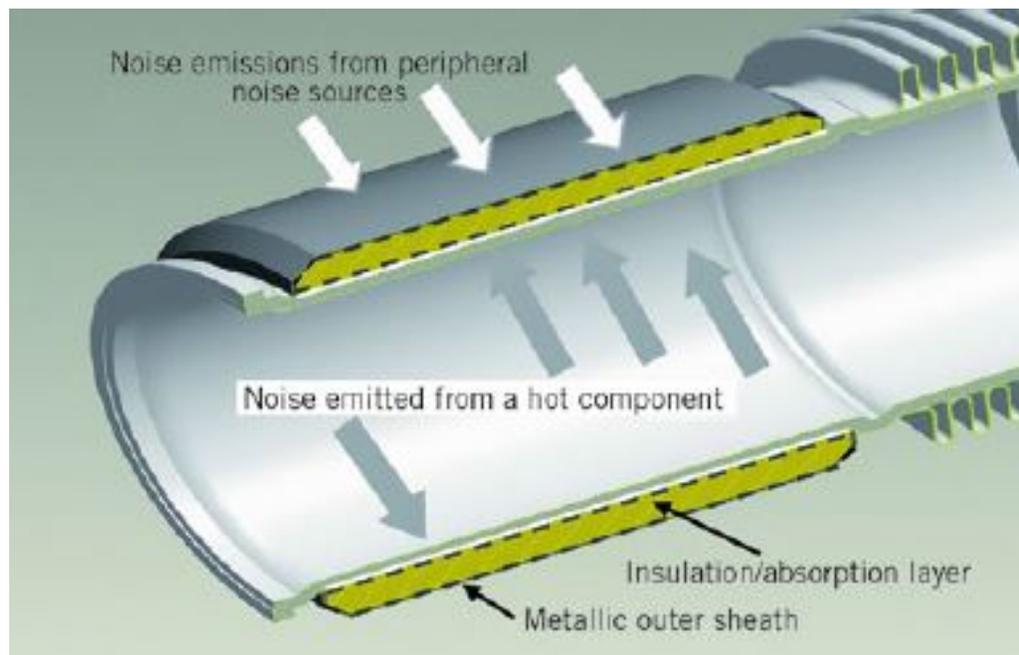


Figura 2.36. Insonorizante de núcleo textil y lámina metálica.

Otro de los métodos que nos ofrece el mercado para realizar el aislamiento del habitáculo consiste en la utilización de materiales con propiedades aislantes en piezas cuya función principal no es la de aislar. Por ejemplo, la utilización de materiales con mejor comportamiento en el aislamiento acústico en la tapicería interior y el suelo del vehículo. Con esto conseguimos que una parte del vehículo cumpla la función principal sobre la que estaba diseñada, sea además una parte fundamental del aislamiento acústico.

Este tipo de mejoras, si bien utilizan materiales de mayor coste, consiguen mejorar el confort acústico en el interior del vehículo, reduciendo el uso de material aislante en el vehículo y por tanto el peso del mismo, pudiendo ahorrar ese coste extra debido a la reducción de material aislante.

Otro importante ejemplo es el del cortafuego. Un diseño optimizado a la hora de colocar las planchas de material aislante en el cortafuego puede suponer una importante reducción de material y peso en la pieza (de hasta el 12% en algunos casos). Sin embargo, en casos en los que el uso de material aislante ya ha sido optimizado, existe un siguiente paso a la hora de reducir el uso de material aislante, conservando el aislamiento deseado. Esto es, el uso de materiales tipo sándwich en la chapa que conforma el cortafuego.

Estos materiales están diseñados como una lámina de 0.05 mm de resinas visco-elásticas que ofrecen las propiedades aislantes que deseamos, y dos láminas exteriores de metal (una en cada cara) de 0.50 mm que protegen la resina y aportan la rigidez necesaria al conjunto. El material finalizado presenta un espesor de 1.05 mm, frente a la chapa metálica de 1.00 mm utilizada tradicionalmente, y ofrece unas propiedades mecánicas prácticamente idénticas a estas, pudiendo ser utilizado en el cortafuego con total seguridad tal y como se muestra en el resultado de impacto frontal del test Euro-NCAP (Figura 2.37).



Figura 2.37. Deformación de cortafuegos en test de impacto frontal Euro-NCAP

Con respecto al ruido estructural, el uso de este material sándwich nos permite obtener mejores coeficientes de pérdidas que la pieza de chapa metálica, sin necesidad de utilizar material aislante para evitar el tamborileo del cortafuegos (Figuras 2.39 y 2.40). Como comparación, el coeficiente de pérdidas típico de una solución clásica de chapa de acero con protecciones anti-tamborileo es de 0.14 a 200 Hz y 20°C.

Si nos fijamos en el ruido por transmisión aérea, podemos reducir la densidad y espesor del material aislante obteniendo un aislamiento acústico similar al obtenido con uno de mayor densidad y espesor (Figura 2.38).

La combinación de reducción de aislamiento estructural y aislamiento acústico nos proporciona una reducción en peso del 28% (2.80 Kg) frente a una solución convencional en el cortafuego y un espesor final de 18 mm. Sin embargo, supone un aumento del 9% (2.04 €) en el coste total de la pieza.

Con estas mejoras en la colocación y uso de materiales aislantes, conseguimos que a pesar de reducir en un 12% el uso de los mismos en el vehículo con respecto a modelos anteriores, se pueda conseguir un aislamiento acústico superior (Figura 2.41.).



Figura 2.38. Cortafuegos con protecciones anti-tamborileo

Todas estas medidas que hemos mencionado hasta ahora se basan o bien en reducir la emisión de las fuentes de ruido, o bien en aislar el camino de propagación entre fuente y habitáculo. Sin embargo, hemos querido dedicar un punto exclusivo para la siguiente mejora en el confort acústico debido a la dificultad de clasificarla dentro de estos dos grandes campos de actuación, ya que no modifica la fuente para reducir sus emisiones, pero tampoco afecta al aislamiento acústico en la propagación de las mismas.

Se trata de sistemas de cancelación activa de ondas, ya sean estructurales o aéreas. El principio es el mismo, debido a que el ruido y las vibraciones no son más que una onda que se transmite por un medio, buscamos la cancelación de las ondas emitidas por fuentes de ruido mediante el uso de ondas de la misma frecuencia y amplitud que las ondas a eliminar, pero desfasadas 180° (Figura 2.42). La onda resultante de la superposición de ambas (la onda emitida por la fuente de ruido y la onda emitida por nuestro dispositivo) dará como resultado una onda de amplitud reducida incluso, en algunos casos, eliminada.

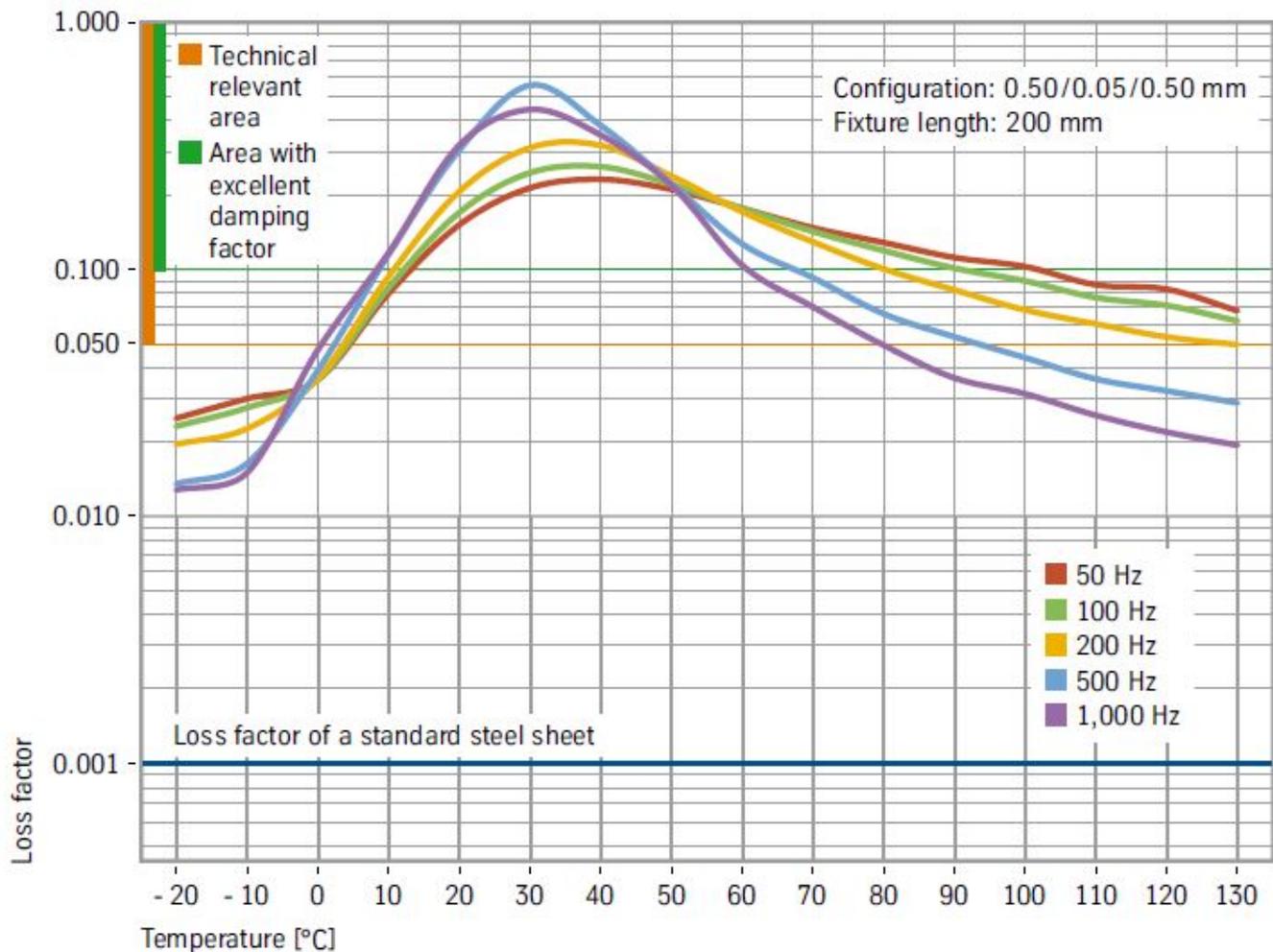


Figura 2.39. Coeficiente de pérdidas en función de la temperatura de material Sandwich

Este tipo de soluciones de cancelación activa de ondas son especialmente interesantes a la hora de ser implementadas en vehículos eléctricos con autonomía extendida mediante motores térmicos. En este tipo de vehículo, si bien la tracción mecánica es obtenida exclusivamente mediante el uso del motor eléctrico, existe un motor térmico en el vehículo que

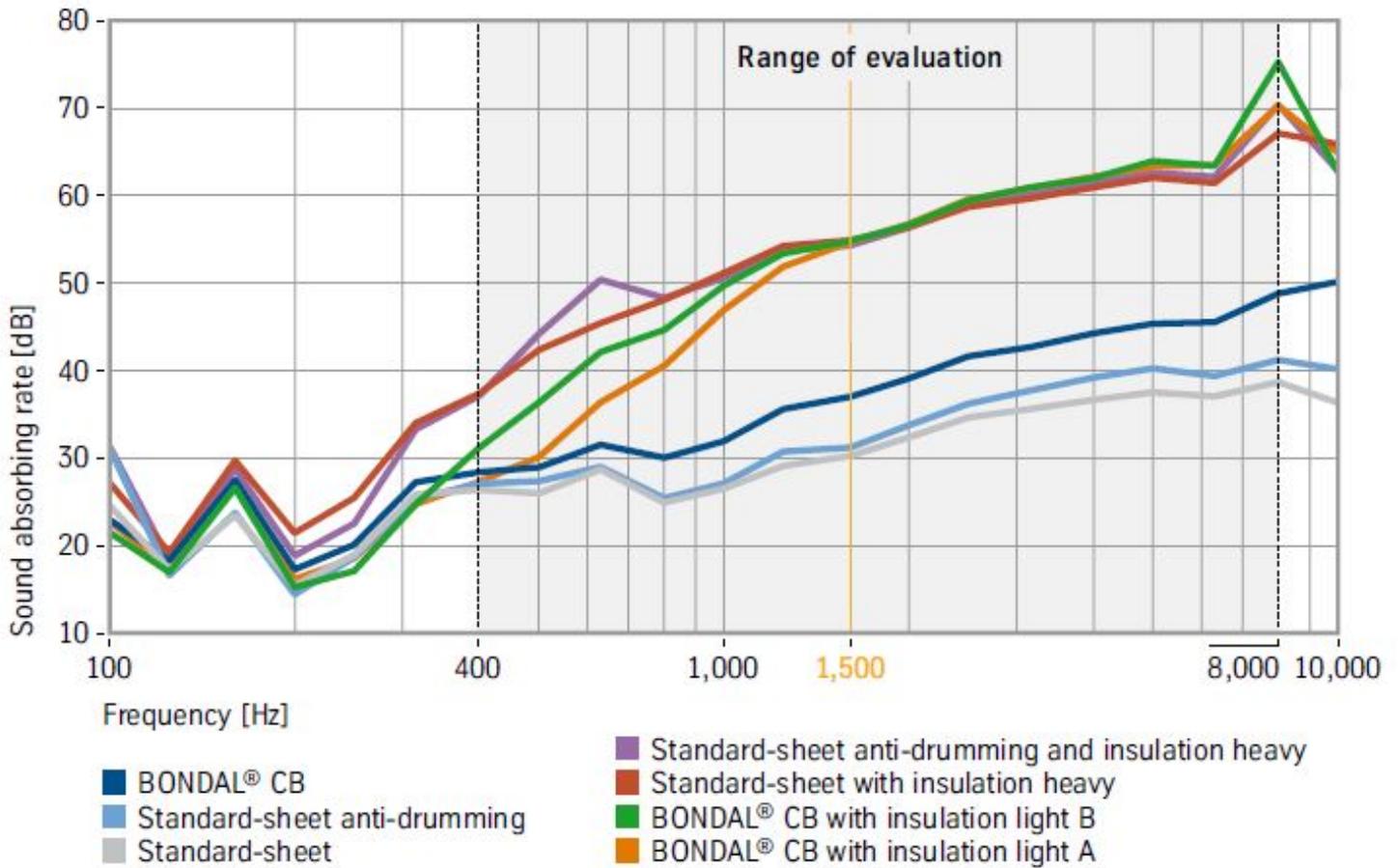


Figura 2.40. Absorción de ruido del material tipo Sandwich frente a soluciones clásicas

se activa para recargar las baterías, cuando estas se encuentran con una carga baja. Esta situación provoca ruidos y vibraciones molestas en el habitáculo, debido al cambio brusco desde el que se parte cuando la conducción es exclusivamente eléctrica y se produce el arranque del motor térmico, y que dicho motor térmico suele ser un pequeño motor de 3 o 4 cilindros, generalmente sin ejes de equilibrado. También tienen su campo de actuación en motores con desconexión selectiva de cilindros, donde la emisión de ruido del motor cambia completamente al perder las explosiones en los cilindros en los que se deja de inyectar combustible.

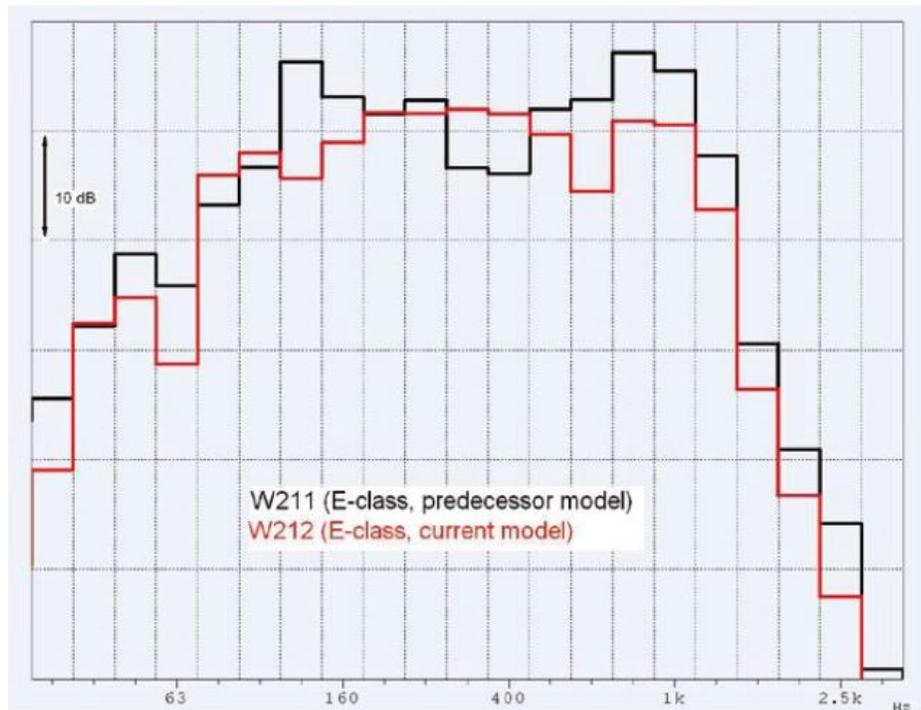


Figura 2.41. Comparativa entre nivel de presión sonora en vehículos W211 y W212

Para estas dos situaciones, podemos implementar un control activo de vibraciones (AVC, Active Vibration Control), con objeto de reducir las vibraciones derivadas de estos desequilibrios en la excitación emitida por el motor de combustión.

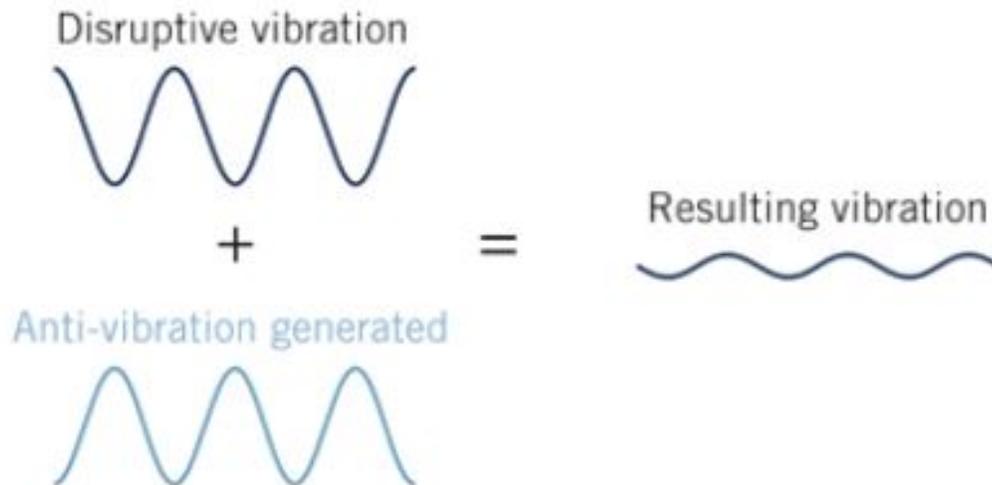


Figura 2.42. Principio de anulación de dos ondas en fase opuesta

El sistema consiste en un micrófono / acelerómetro, que recibe las excitaciones como señales de entrada al sistema, una ECU, que procesa dichas señales y envía señales de salida, y un actuador electrodinámico, que recibe las señales de la ECU y genera la vibración en oposición de fase sobre la estructura del vehículo (Figura 2.43.).



Figura 2.43. Esquema de instalación de sistema AVC

Estos tres dispositivos pueden colocarse por separado en las diferentes partes del vehículo, o bien, pueden formar una única pieza que realice las tres funciones (lo cual resulta más económico en su construcción). En el caso que se ha estudiado, el actuador consistía en una masa magnética suspendida entre dos muelles metálicos. Mediante el uso de campos electromagnéticos, la masa se movía, provocando la excitación calculada por la ECU.

Este actuador se ha colocado cerca del motor, en el lado de la distribución, ya que se comprueba que su uso en dicho lugar es más significativo. El vehículo analizado cuenta con un motor de 4 cilindros sin ejes de equilibrado, por lo que la señal de excitación predominante, y la que vamos a intentar eliminar será el segundo armónico del motor de combustión. Esta señal es dependiente únicamente de la masa e inercia de los pistones, no de la carga del motor, por lo

que se utilizará un sistema de lazo abierto (sin retroalimentación o señal de error) debido a su mayor sencillez y economía que uno de lazo cerrado.

Observando los resultados de las Figuras 2.44 y 2.45, podemos comprobar que la diferencia entre la presión sonora en el habitáculo con el sistema AVC, con respecto al vehículo que no lo monta es importante, quedando demostrado que su uso, aún con un sistema tan simple como un lazo abierto ofrece resultados evidentes. Una mejora mediante el uso de sistemas de lazo cerrado, con mayor número de micrófonos y actuadores para eliminar otras fuentes de ruido, supondría un importante paso en el confort acústico del vehículo, además de

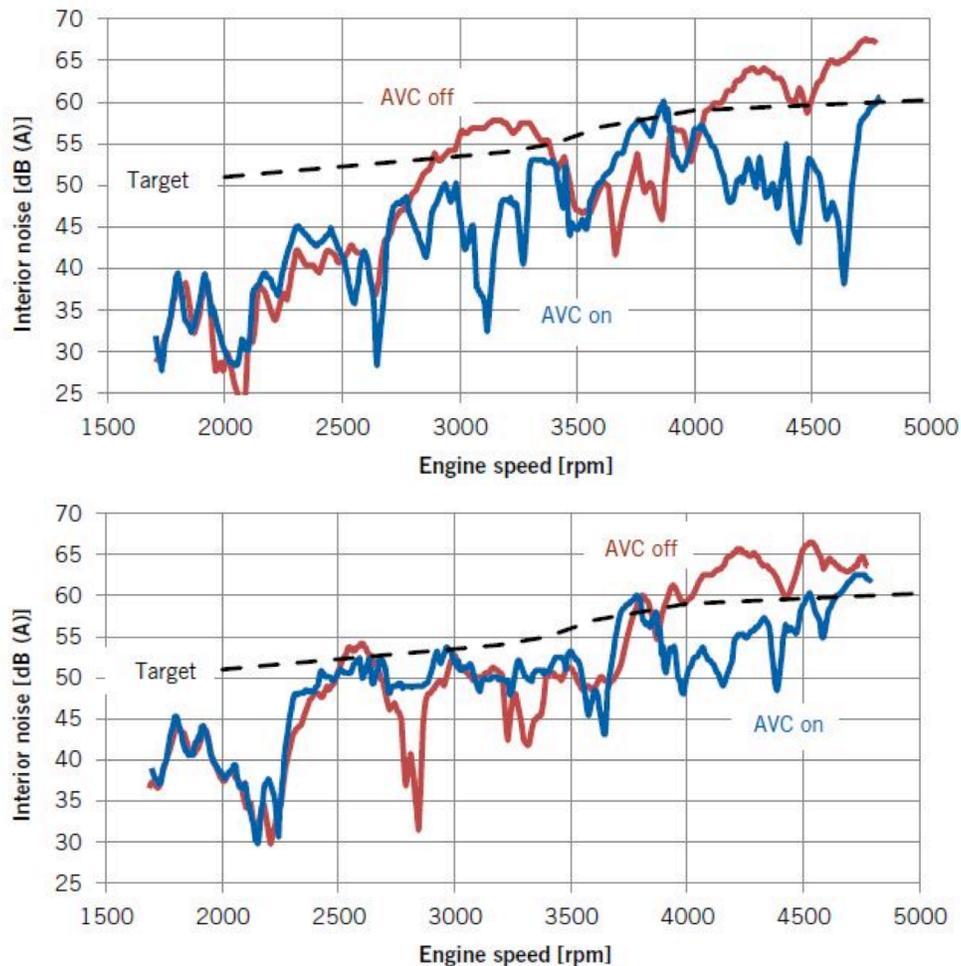


Figura 2.44. y 2.45. Nivel de presión sonora en asiento de conductor (Imagen 27) y pasajero (Imagen 28) en un vehículo con sistema AVC

ser una solución que reduce el peso de su equivalente en material aislante.

De idéntica manera que hemos hablado del AVC, que mitiga o elimina las vibraciones estructurales del vehículo mediante un actuador electrodinámico, podemos utilizar el mismo principio pero con actuadores sonoros, es decir ASC (Active Sound Control), esto es, vamos a recibir las señales de la misma manera que hasta ahora, vamos a procesarlas en una ECU, pero en lugar de enviar excitaciones en oposición de fase por medio de un actuador, lo haremos mediante uno o varios altavoces, mitigando o eliminando los ruidos que nos interesen del habitáculo.

Si bien esta tecnología parece bastante compleja, su uso en vehículos lleva siendo utilizado desde 1980 en el Nissan Bluebird, y utiliza el sistema de audio del propio vehículo para enviar las ondas en oposición de fase. En la actualidad, multitud de fabricantes lo utilizan, ya no sólo para eliminar ruidos molestos, sino también para potenciar el carácter deportivo de un coche, modulando el sonido que llega al habitáculo y dándole un carácter más deportivo. Otros fabricantes, aprovechan este sistema para mejorar la calidad del propio sistema de sonido y entretenimiento, eliminando las ondas que pudiesen interferir en la audición de la música, y ofreciendo una calidad sonora mayor (figura 2.46).



Figura 2.46. Sistema Doulby-Sorround Pro Logic con 13 altavoces y control de bajos.

3.2.3. Conclusión

Como hemos podido comprobar a lo largo de todo este informe, tenemos multitud de formas para reducir el nivel de ruido dentro del habitáculo de un vehículo, pero comenzar por un diseño eficiente de cada fuente de ruido por separado puede facilitar y ahorrar mucho tiempo y dinero en material aislante una vez todas esas piezas estén ensambladas y montadas en el vehículo.

La utilización de diseños CAD, métodos de elementos finitos, métodos numéricos y la experiencia de modelos anteriores suponen una gran herramienta para diseñar las piezas y evitar errores antes de ser siquiera realizados los primeros prototipos. Tras esto, realizar un análisis de un modelo con todas las piezas ensambladas y observar su comportamiento como sistema complejo nos ayudará a ver la respuesta del mismo, y mejorar aspectos o piezas que influyan de manera negativa al comportamiento global.

Si aun así, los niveles de aislamiento acústico obtenidos no llegan al objetivo, aislar los caminos por los cuales se transmiten las ondas (ya sean estructurales o aéreas) sigue suponiendo una solución efectiva, pero siempre intentando optimizar el uso de estos materiales, ya que encarecen el precio y aumentan el peso del vehículo.

Por último, la utilización de soluciones activas para la cancelación de ondas supone un gran avance en la tarea de mejorar el confort acústico del vehículo o variando la naturaleza del sonido que llega a los ocupantes, adaptándose a cualquier tipo de onda que queramos eliminar, con un peso y tamaño contenidos.

3.3. ESTUDIO DE CAMPO: COMPARATIVA ACUSTICA VEHÍCULO TERMICO Y VEHICULO ELECTRICO

3.3.1. Preparación del Ensayo

Las medidas de prestación acústica han sido hechas en el espíritu de la Norma Internacional ISO 5128, que fue desarrollada por el Comité Técnico ISO / TC 43, Acústica, y fue distribuida en julio de 1976.

1 Objeto y ámbito de aplicación:

Esta Norma Internacional fue el primer paso en el desarrollo de una prueba destinada a proporcionar una definición de ruido en el interior de un vehículo de utilidad para la ingeniería y tiene propósitos contractuales. Especifica las condiciones para la obtención de mediciones reproducibles y comparables de los niveles de ruido y los espectros de ruido en el interior de todo tipo de vehículos a motor destinados a carretera, incluidos aquellos en los que el conductor y / o los pasajeros ocupan una cabina abierta, con exclusión de los tractores agrícolas y maquinaria, cuyo ámbito está regulado por la norma ISO 5131.

Los resultados pueden ser utilizados, por ejemplo:

- Para decidir si el ruido en el interior del vehículo está acorde con las especificaciones de ruido.

- Para estimar el riesgo de daño a la audición en conjunción con los datos de exposición al ruido (véase ISO 1999).

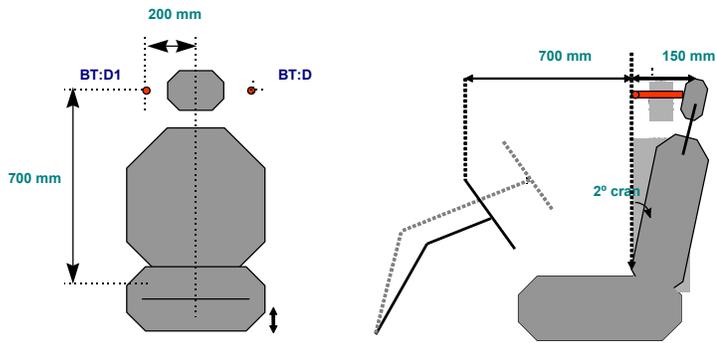
- Para evaluar el grado de interferencia del habla.

- Para orientar un programa de mediciones más elaborado para los fines del estudio de los procedimientos de reducción de ruido.

NOTAS

1 Los procedimientos de ensayo descritos en esta norma están definidos en la norma ISO 2204.

Posición de los micros en el habitáculo y explotación de los resultados es la descrita en las páginas 54,55 de esta Tesis:

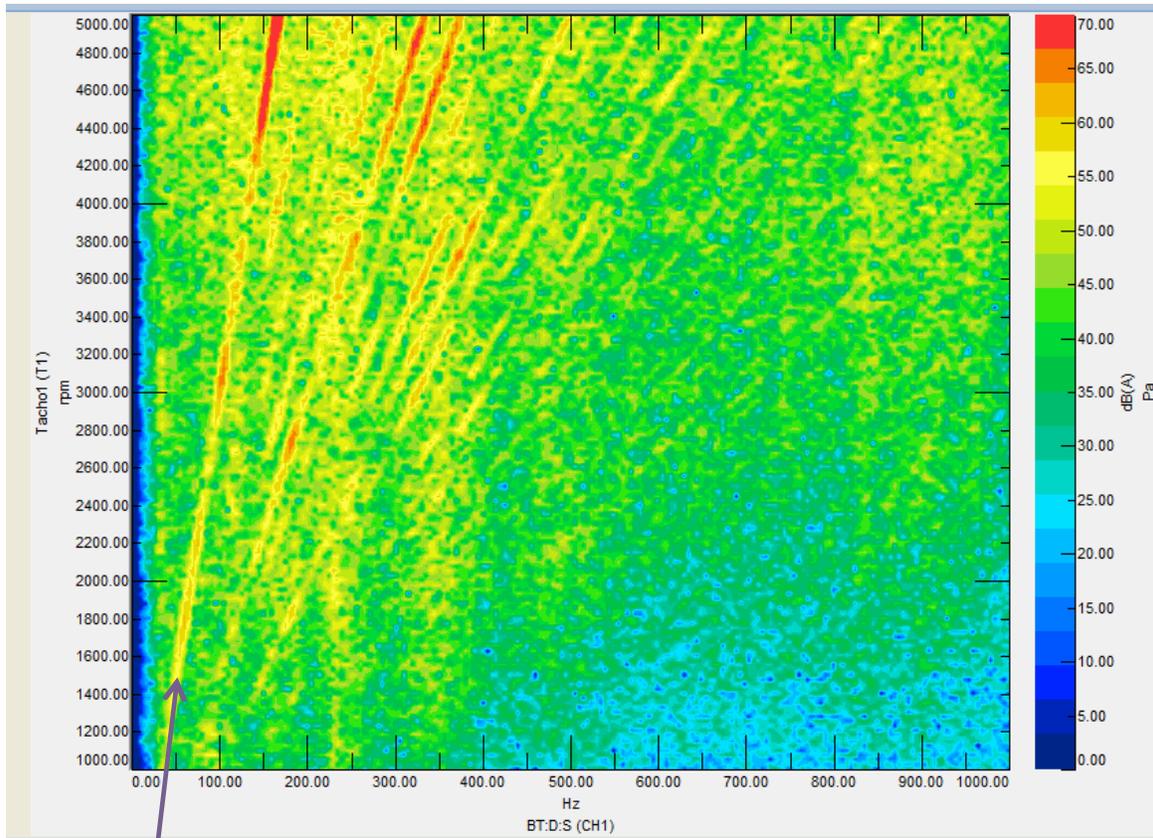


Para un vehículo "conducción a izquierdas":
 BT:D Oreja izquierda conductor
 BT:D1 Oreja derecha conductor
 BT:F Oreja derecha pasajero
 BT:K Plaza trasera central

3.3.2. Presentación de resultados

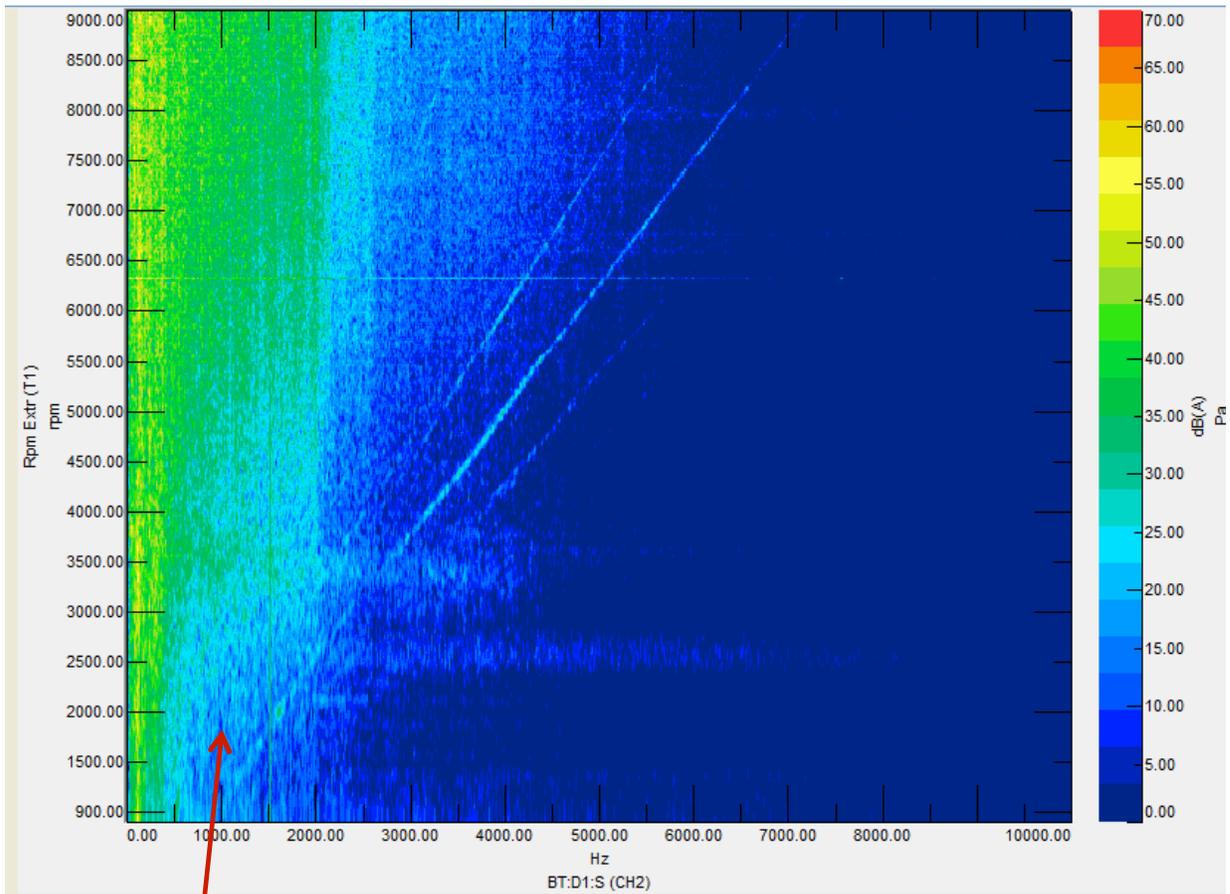
Comparativa acústica Megane Térmico con Fluence Eléctrico:

1) Megane Térmico, medida 3++, Sonograma:



Zumbido Motor: el Armónico 2 es el más penalizante, la presión sonora alcanza los 70 dB, el resto de armónicos que más penaliza son los múltiplos de éste.

2) Fluence Eléctrico: Medida con aceleración a plena carga, sonograma:



Ruido Motor Eléctrico: el Armónico 8 es el más penalizante, la presión sonora alcanza los 35 dB, el resto de armónicos que más penaliza son los múltiples de éste.

Por qué en el motor eléctrico del Fluence el modo que más penaliza es el 8; pues porque va equipado con un motor eléctrico síncrono de 4 pares de polos.

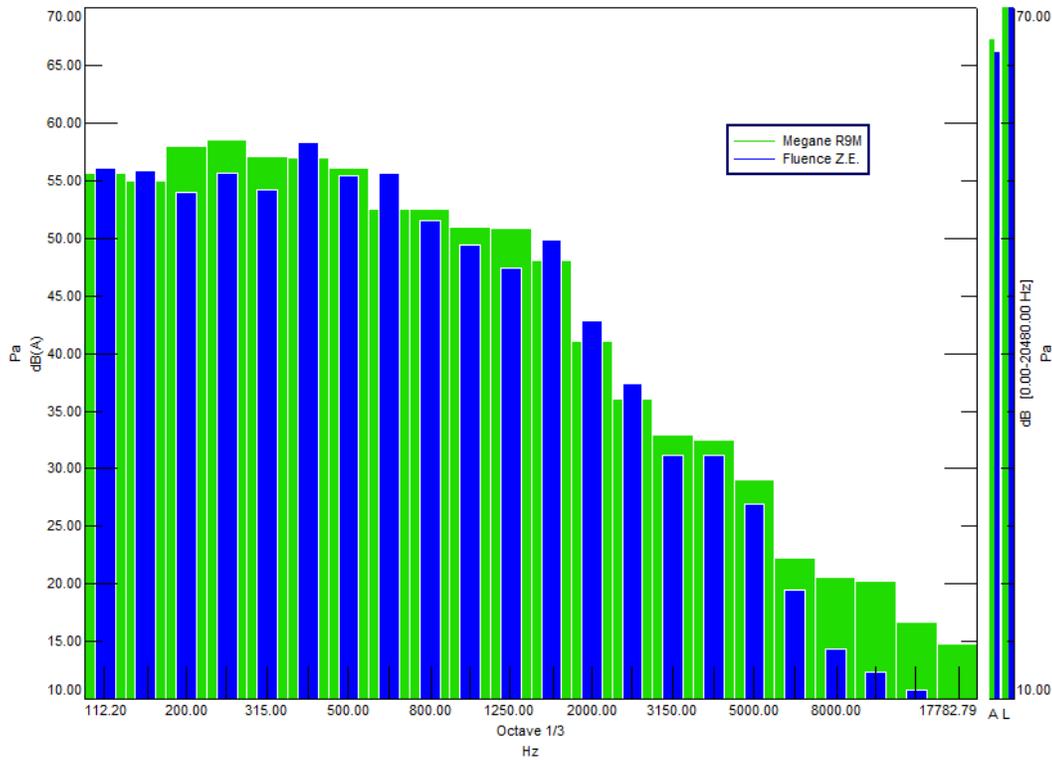
Como vemos, el nivel de presión sonora no tiene nada que ver entre el Eléctrico y el Térmico.

Los modos propios del motor producen un silbido a altas frecuencias: H8, H16, H32,... hasta H128.

El motor del Fluence es un motor síncrono de excitación externa, equipado con un rotor de polos salientes, es por esto que tiene anillos rozantes y escobillas.

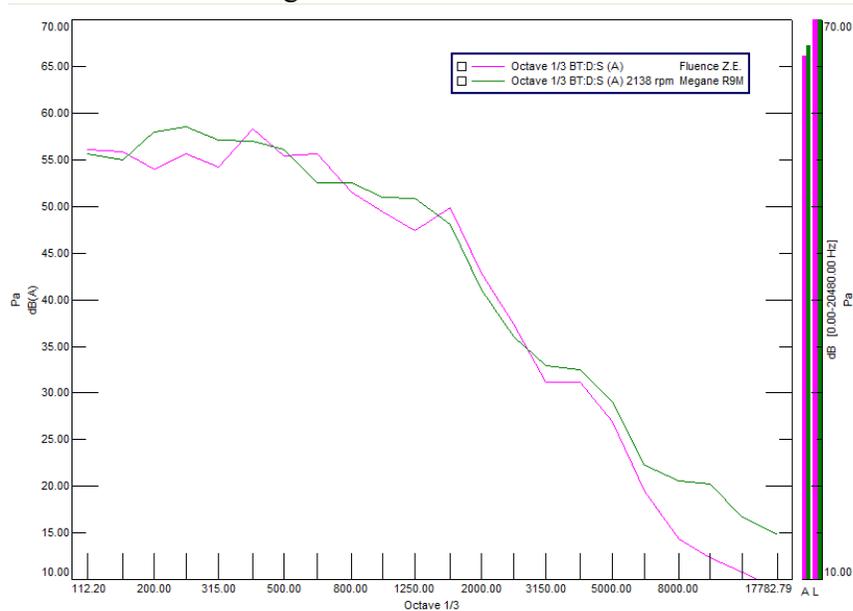
Podemos corroborar en esta gráfica algo que ya habíamos enunciado en el apartado 3.2.2. Van a ser emisiones de baja amplitud pero de alta frecuencia. Un análisis posterior en función de la carga de trabajo que se demande al motor nos va a indicar que no existe dependencia entre la carga del motor y su emisión, sino que esta depende únicamente de la velocidad de giro del mismo.

3) Comparativa entre ambos modelos a 100 km/h estabilizado, resultado expresado en tercios de octava:



Vemos que la presión sonora es mayor para el Megane Térmico que la del Fluence, en todos los niveles salvo en 2 frecuencias determinadas, esto se puede explicar por el anterior apartado, donde la sonoridad del motor térmico depende de la carga y la del eléctrico sólo por la velocidad del motor.

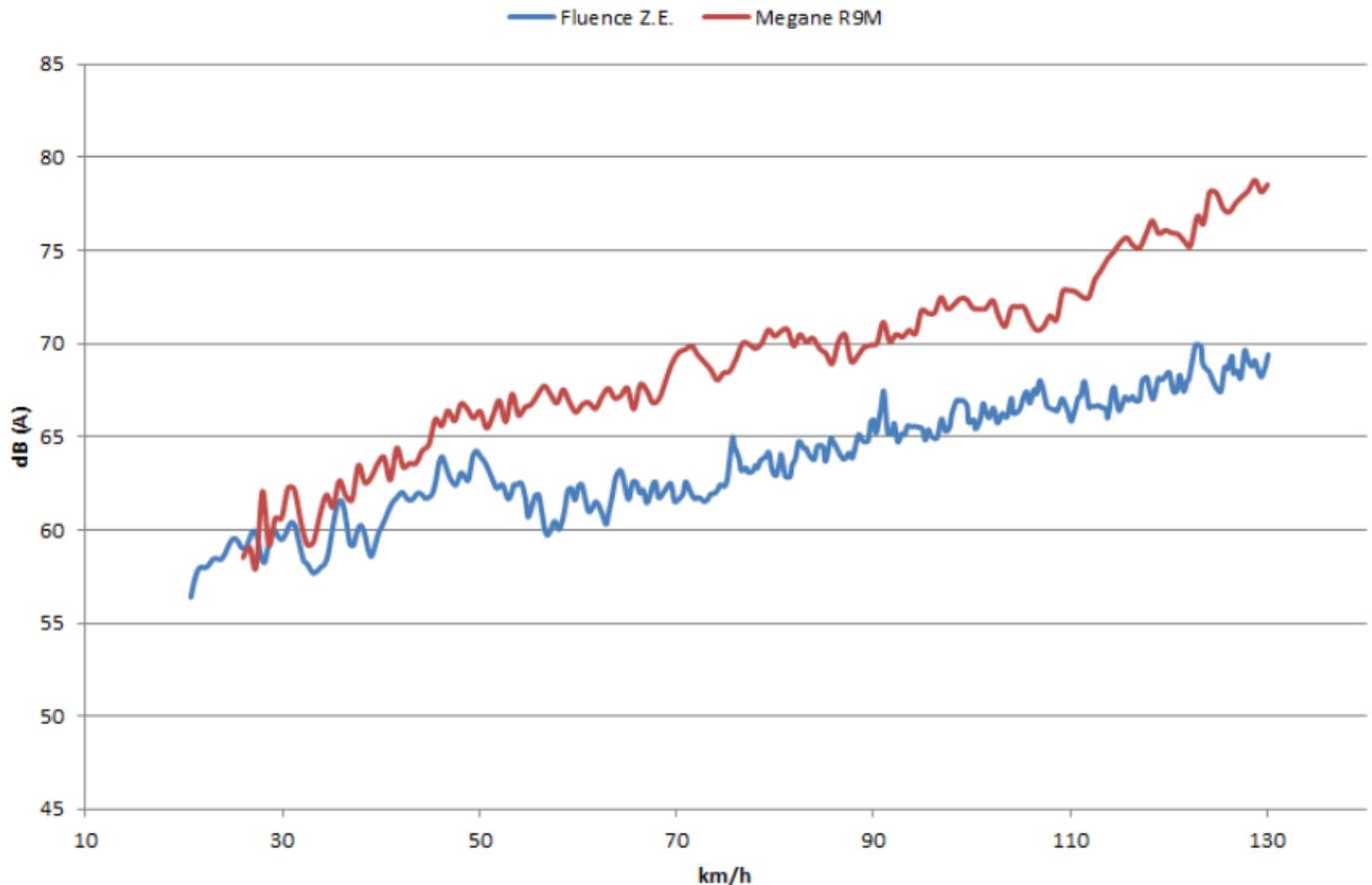
A continuación la misma gráfica detallada en continuo:



- 4) Comparativa presión sonora entre ambos modelos, pie a fondo, en tercera para el Megane Térmico (3++) y el Fluence en directa desde una velocidad baja (D++):

La medida se hace en el punto D (oreja derecha conductor).

Nivel sonoro (punto D) durante aceleración a fondo (3++/D++)



Aquí la gráfica nos muestra de una manera clarísima lo ya expuesto inicialmente en las anteriores gráficas, y es una diferencia de presión sonora para el cliente de entre 8 y 12 dB en todo el rango de velocidades (salvo al inicio – 30 – 40 Km/h, donde es más preponderante el ruido de rodadura), a partir de esa velocidad, es el motor el que más escuchamos.

Esta diferencia a nivel acústico es abismal, pensemos que sólo una diferencia de 3 dBA es el doble de presión sonora en el oído del conductor, y a partir de 50 Km/h las diferencias entre ambos coches se mueven entre 8 y 12 dBA.

3.3.3. Conclusiones

A nivel acústico, las medidas de campo realizadas muestran una coherencia con lo publicado en 2 sentidos:

1.- El nivel de sonoridad acústica de ambos vehículos es acorde con lo anunciado por los constructores, siendo conformes a las Normativa ISO y también a la Norma Europea.

A pesar de ser uno de los comforts más importantes cuándo estamos conduciendo, no ha tenido grandes evoluciones normativas en los últimos 30 años, a diferencia del ruido exterior que si que ha sufrido importantes variaciones.

2.- El nivel acústico (o presión sonora) global del coche eléctrico es claramente mejor que el vehículo térmico, llegando a diferencias de hasta 12 dB a las velocidades más altas.

Esta diferencia genera una nueva percepción de la conducción, se hacen mas notables el ruido de rodadura, aeroacústico, etc...

Esto puede generar una sensación de disconfort inicial al cliente, que puede llegar a pensar que “este ruido no lo oía antes”, etc...

Pero como la “sonoridad” global, o presión sonora total es sensiblemente menor, estos nuevos ruidos que antes no escuchábamos, pasarán a ser despreciados o arrinconados por nuestro oído, pasando a tener un confort de conducción mucho mejor en el coche eléctrico que en el coche convencional (térmico).

CAPITULO 4:

4.1. CONFORT TÉRMICO EN EL SER HUMANO

4.1.1.- ¿Qué es el Confort Térmico?

El hombre siempre se ha esforzado por crear un entorno térmicamente confortable. Esto se refleja en tradiciones de construcción de todo el mundo - desde la historia antigua hasta la actualidad. Hoy en día, la creación de un ambiente térmico confortable sigue siendo uno de los parámetros más importantes a tener en consideración en el diseño de edificios.

Pero ¿qué es exactamente Confort Térmico? Se define en la norma ISO 7730 como "Que condición de la mente que expresa satisfacción con el ambiente térmico». Una definición la mayoría de la gente puede estar de acuerdo, pero también una definición que no se convierte fácilmente en física parámetros.

La complejidad de la evaluación de confort térmico se ilustra por el dibujo (Figura 4.1). Ambas personas es probable que estén térmicamente cómodas, a pesar de que están en ambientes térmicos completamente diferentes. Esto nos recuerda que el confort térmico es una cuestión de muchos parámetros físicos, y no sólo uno, como por ejemplo la temperatura del aire.

El ambiente térmico se considera, junto con otros factores tales como la calidad del aire, la luz y nivel de ruido, cuando evaluamos nuestro entorno de trabajo. Si no sentimos que nuestro ambiente de trabajo cotidiano es satisfactorio, nuestro rendimiento en el trabajo, inevitablemente, sufre. Por lo tanto, el confort térmico también tiene un impacto en nuestra eficiencia en el trabajo.



Figura 4.1: Ejemplos de confort Térmico en diferentes ambientes

4.1.2.- ¿Cómo se regula la temperatura corporal?

El hombre tiene un sistema de regulación de temperatura muy eficaz, que asegura que en el centro del cuerpo la temperatura se mantiene aproximadamente a 37 ° C. Cuando el cuerpo se calienta demasiado, se inician dos procesos: primero los vasos sanguíneos se dilatan, aumentan el flujo de sangre a través de la piel y posteriormente, uno empieza a sudar.

La sudoración es una herramienta de enfriamiento eficaz, porque la energía requerida para que el sudor se evapore se toma de la piel. Sólo unas pocas décimas de grados que aumente la temperatura del cuerpo pueden estimular una producción de sudor que cuadruplica la pérdida de calor del cuerpo. Si el cuerpo se está volviendo demasiado frío, la primera reacción es que los vasos sanguíneos se vaso constriñan, reduciendo el flujo de sangre a través de la piel. La segunda reacción es aumentar el calor interno mediante la estimulación de los músculos, lo que provoca escalofríos. Este sistema es también muy eficaz, y puede aumentar la producción de calor del cuerpo de forma espectacular.

El sistema de control que regula la temperatura del cuerpo es complejo, y no está todavía plenamente entendido. Se conocen sin embargo, los dos sensores más importantes para el sistema de control de la temperatura: se encuentran en la piel y en el hipotálamo. El sensor de hipotálamo un sensor de calor que inicia la función de enfriamiento del cuerpo cuando la temperatura central del cuerpo excede 37 ° C.

Los sensores de la piel son sensores de frío, que comienzan la defensa del cuerpo contra el enfriamiento cuando la temperatura de la piel cae por debajo de 34 ° C.

4.1.3. ¿Cómo evalúa el hombre el ambiente térmico?

El hombre considera el ambiente cómodo si ningún tipo de incomodidad térmica está presente. La primera condición de comodidad es la neutralidad térmica, lo que significa que una persona se siente ni demasiado caliente ni demasiado fría.

Cuando la temperatura cae por debajo de la piel 34 ° C, nuestros sensores de frío empiezan a enviar impulsos al cerebro; y como la temperatura sigue cayendo, los impulsos aumentan en número. El número de impulsos son también una función de la rapidez con la que la temperatura de la piel cae - caídas de temperatura rápidas resultan en muchos impulsos enviados.

Del mismo modo, el sensor de calor en el hipotálamo envía impulsos cuando la temperatura supera los 37 ° C, y según la temperatura aumenta, el número de impulsos

aumenta. Se cree que son las señales de estos dos sistemas de sensores la que forman la base de nuestra evaluación del ambiente térmico.

La interpretación del cerebro de las señales se supone que es como un tira y afloja, con los impulsos de frío en un extremo de la cuerda y los impulsos cálidos en el otro. Si las señales de ambos lados son de la misma magnitud, se siente térmicamente neutro, si no, se siente o demasiado caliente o demasiado frío.

Una persona en un estado térmicamente neutro, es un caso especial, ya que no se activarán ni los sensores del calor o del frío. Se necesita algún tiempo para cambiar la temperatura central del cuerpo; la señal del sensor de calor, por lo tanto cambian muy lentamente en comparación con las señales de los sensores de frío.

4.1.4. Las primeras condiciones de Confort Térmico

Dos condiciones se deben cumplir para mantener el confort térmico.

Una es que la combinación real de temperatura de la piel y la temperatura central del cuerpo deben proporcionar una sensación de neutralidad térmica. La segunda es el cumplimiento de balance de energía del cuerpo: el calor producido por el metabolismo debería ser igual a la cantidad de calor perdido desde el cuerpo.

La relación entre los parámetros: temperatura de la piel, temperatura corporal y la actividad, que resultan en una sensación térmicamente neutral, se basa en un gran número de experimentos. Durante estos experimentos la temperatura central del cuerpo, la temperatura de la piel y la cantidad de sudor producido se midieron en varios niveles conocidos de la actividad, mientras que las personas del test estaban térmicamente confortables.

La producción de sudor se eligió como parámetro en lugar de la temperatura corporal central, pero como la producción de sudor es una función de la temperatura del cuerpo y la temperatura de la piel, esto no cambia en principio nada en el modelo de sensación térmica.

No se observaron diferencias entre los sexos, edades, raza y origen nacional-geográfico en el experimento anterior, al determinar: ¿Qué es un ambiente térmicamente confortable? Sin embargo, se observaron diferencias entre individuos sobre este mismo estudio.

4.1.5. Estimación del Índice Metabólico

El metabolismo es el motor del cuerpo, y la cantidad de energía liberada por el metabolismo depende de la cantidad de actividad muscular. Normalmente, toda la actividad muscular se convierte en calor en el cuerpo, pero durante el trabajo físico duro esta relación puede caer al 75%. Si, por ejemplo, se sube una montaña, parte de la energía utilizada se almacena en el cuerpo en forma de energía potencial.

Tradicionalmente, el metabolismo se mide en Met ($1\text{Met} = 58.15 \text{ W} / \text{m}^2$ de superficie corporal). Un adulto normal tiene una superficie de $1,7 \text{ m}^2$, y una persona en confort térmico con un nivel de actividad de 1 Met, tendrá por lo tanto una pérdida de calor de aproximadamente 100W .

Nuestro metabolismo está en su punto más bajo mientras dormimos (0.8 Met) y en su punto más alto durante las actividades deportivas, donde se alcanzan con frecuencia los 10 Met . Unos pocos ejemplos de tasas metabólicas para diferentes actividades se muestran en el diagrama.

Una tasa media normalmente utilizada es un Met de 1.2 , lo que corresponde a un trabajo normal sentado en una oficina. Es interesante ver que el trabajo doméstico es relativo el trabajo duro con valores Met de 2.5 y 2.9 .

Al evaluar la tasa metabólica de un individuo, es importante utilizar un valor medio para las actividades que la persona ha realizado en la última hora. La razón de esto es la capacidad de calor del cuerpo, que le hace "recordar" aproximadamente una hora de nivel de actividad previo.

Cálculos del valor Clo

La ropa reduce la pérdida de calor del cuerpo. Por lo tanto, la ropa se clasifica de acuerdo a su valor de aislamiento. La unidad que normalmente se utiliza para la medición de aislamiento de la ropa es la unidad Clo, pero la unidad $\text{m}^2\text{°C} / \text{W}$ también se observa con frecuencia ($1 \text{ clo} = 0,155 \text{ m}^2 \text{ °C} / \text{W}$).

La escala Clo está diseñada para que una persona desnuda tenga un valor de $0,0 \text{ Clo}$, y alguien que lleva un traje típico tiene un valor de $1,0 \text{ Clo}$. El valor Clo se puede calcular si se conoce el vestido que lleva la persona y los valores Clo para las prendas individuales, simplemente añadiendo los valores Clo juntos. Ver Figura 4.2: Ejemplos de valores Clo para prendas individuales

La obtención del valor Clo a través del cálculo normalmente da una precisión suficiente. Si se requieren valores exactos, es mejor medir el valor Clo utilizando un maniquí calentado.

En el cálculo de los valores Clo, es importante recordar que los asientos tapizados, asientos de coche y camas reducen la pérdida de calor del cuerpo también, y por lo tanto, éstos deben incluirse en el cálculo global.

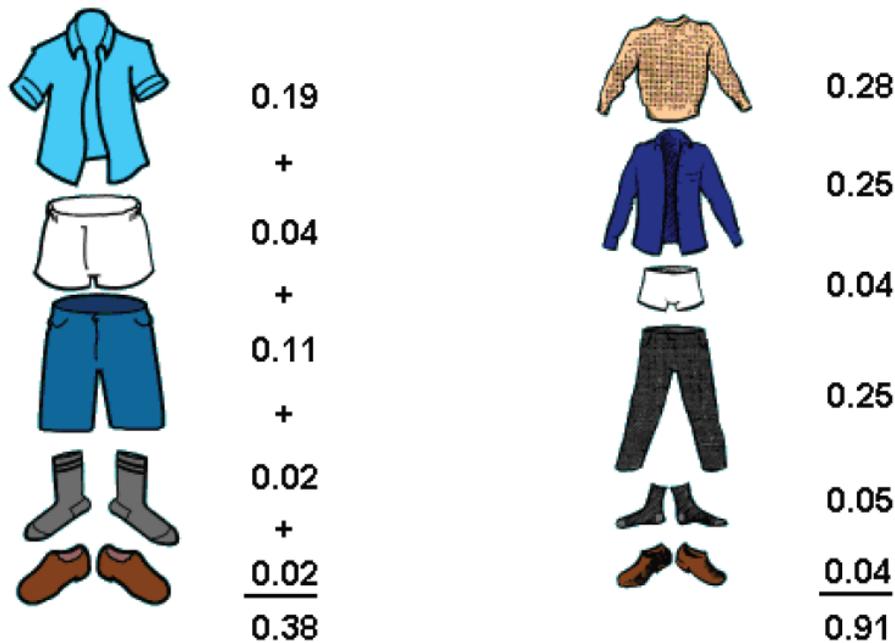


Figura 4.2: Ejemplos de valores Clo para prendas individuales

4.1.6. Cómo crear Confort Térmico

Al evaluar un lugar de trabajo, a menudo hablamos de la temperatura confortable (TCO), que se define como la temperatura equivalente en que una persona se siente cómoda térmicamente.

Rara vez hablamos de humedad confortable, esto es en parte debido a la dificultad de sentir la humedad en el aire y en parte debido a que la humedad tiene sólo una ligera influencia en el intercambio de calor de una persona, cuando está cerca de un estado de confort térmico. La temperatura de confort en un entorno determinado puede calcularse a partir de la ecuación de comodidad.

Si una habitación contiene muchas personas, el uso de diferentes tipos de ropa y que llevan a cabo diferentes tipos de actividades, puede ser difícil crear un ambiente que ofrece el confort térmico para todos los ocupantes. Algo se puede hacer cambiando los factores que afectan al confort localmente, por ejemplo, si la temperatura equivalente es menor que la temperatura de confort, la temperatura radiante media se puede aumentar mediante la instalación de paneles de calefacción. Afortunadamente, las personas a menudo pueden optimizar su propia comodidad térmica simplemente ajustando su ropa para adaptarse a las condiciones, por ejemplo, quitándose la chaqueta, recogiendo las mangas de la camisa o bien, en caso contrario, ponerse una chaqueta.

4.1.7. El malestar térmico local

A pesar de que una persona tiene una sensación de neutralidad térmica, algunas partes del cuerpo pueden estar expuestas a condiciones que dan lugar a incomodidad térmica. Esta incomodidad térmica local no puede ser eliminada al subir o bajar la temperatura del recinto.

Es necesario eliminar la causa del calentamiento localizado o sobre-enfriamiento. En general, el malestar térmico local puede agruparse bajo uno de los siguientes cuatro ítems (Ver Figura 4.3):

1. Enfriamiento convectivo local del cuerpo causada por corrientes
2. Enfriar o calentar partes del cuerpo por radiación. Esto se conoce como un problema de radiación asimétrica.
3. Los pies fríos y la cabeza caliente, al mismo tiempo, causada por grandes diferencias de temperatura de aire verticales.
4. Los pies calientes o fríos, causadas por una temperatura incómoda del suelo.

Hay que recordar, que sólo cuando han sido investigados los parámetros de confort térmico generales y locales, puede juzgarse la calidad térmica del entorno.

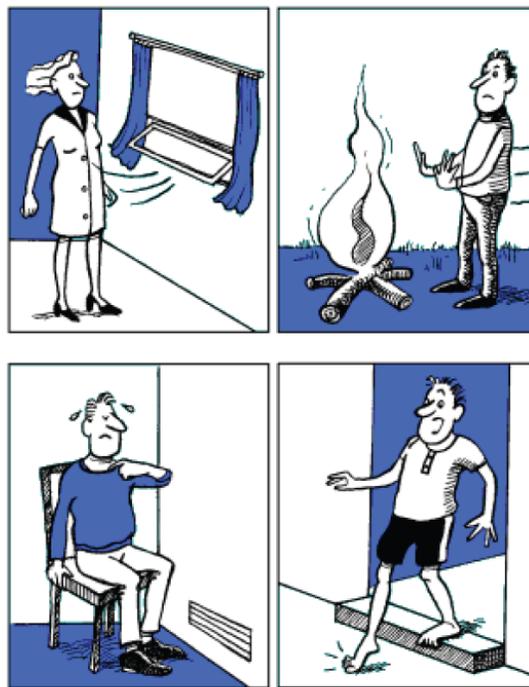


Figura 4.3: Ejemplos de malestar térmico local

4.2. Parámetros y modelos del confort térmico de un vehículo

En la actualidad, se están realizando esfuerzos para estimar el confort térmico en los vehículos por medio del control de cada parámetro ambiental, a saber - temperatura del aire, humedad del aire, temperatura radiante media, velocidad del aire, la actividad humana y el aislamiento de la ropa. Un nivel óptimo de confort en el vehículo sólo se obtiene mediante el uso de un aire acondicionado automático y sistema de control climático.

Este capítulo se centra en el análisis de los parámetros de confort térmico de los vehículos con el fin de mejorar los métodos de medición y establecer el confort térmico óptimo dentro de un vehículo, también se describen dos modelos de confort térmico que se utilizan para estimar el confort térmico en el interior del vehículos.

4.2.1. Introducción

En los últimos años, con las tendencias de reducción de costes y de peso, el interés en asegurar una eficacia óptima de los vehículos se ha incrementado en un sentido amplio (confort, dinamismo, prestaciones y eficiencia energética). La construcción de vehículos se desarrolla desde una visión simplista a moderna, se integran las tecnologías de última generación, organizados en criterios funcionales y estéticos, que aseguran el confort, la ergonomía y la seguridad de los pasajeros.

El confort térmico en los vehículos representa una sensación subjetiva de equilibrio en el calor que se produce en el cuerpo humano cuando los parámetros ambientales - aire temperatura, humedad del aire, temperatura radiante, velocidad del aire, nivel de actividad humano y aislamiento de la ropa - están en un rango de valores bien definidos [1]. La Norma ASHRAE 55 define el confort térmico como "ese estado mental que expresa satisfacción con el ambiente térmico "[2].

Como Parson observó en sus estudios [3], el confort térmico está influenciado por una combinación de factores físicos, fisiológicos y psicológicos. Algunos factores incluyen la radiación solar y las lunas, los colores dentro y fuera del vehículo, el tamaño del vehículo, el tipo de ropa de los pasajeros y de la capacidad de pasajeros de habitáculo del vehículo [4].

En el interior del vehículo, cada pasajero, independientemente de su tamaño, puede afectar al ambiente térmico dentro del habitáculo [5-9].

Se consigue el confort térmico (i) garantizando temperaturas de entre $20^{\circ}C \div 22^{\circ}C$, como resultado de la temperatura del aire, humedad y velocidad del aire de acuerdo con el nivel de actividad y aislamiento de la ropa de los ocupantes, (ii) evitando situaciones tales como que los ocupantes entren en contacto con superficies o muy frías o muy calientes, (iii)

evitando las corrientes de aire. Estos requisitos deben encontrarse a lo largo de todo el año, tanto en verano como en invierno.

La investigación del confort térmico en vehículos ha ido en progreso durante muchos años. El estudio del confort térmico en los vehículos se ha desarrollado a partir de la investigación del confort térmico básico y del trabajo aplicado relacionado con las fábricas y los edificios. La primera investigación en vehículos se ocupó principalmente de los vehículos agrícolas y del transporte público, como el metro, trenes y autobuses.

El logro de un ambiente térmicamente cómodo se ha convertido en un tema de importancia principal. Este capítulo presenta un análisis de los parámetros de confort térmico del vehículo y describe dos modelos de confort térmico (modelo de Fanger y modelo de maniqués térmicos) que se utiliza para estimar el confort térmico en el interior de vehículos.

4.2.2. Los parámetros ambientales del vehículo

Muy pocos artículos han definido explícitamente las diferencias entre el entorno de un vehículo y de un edificio. La Norma ISO 7726 describe algunos métodos para medir las cualidades físicas en relación con los parámetros de confort térmico.

Considerando que la tendencia en la medición del confort térmico ha sido siempre hacia el uso de instrumentos individuales (por ejemplo, termopares, termómetros de globo, radiómetros, anemómetros, higrómetros, etc) para medir los parámetros individuales en los edificios, la investigación de la industria del automóvil ha adoptado un enfoque diferente, debido principalmente al pequeño espacio disponible de trabajo y de las pruebas de conducción dinámica que se requieren al hacer mediciones térmicas.

La instalación de grandes cantidades de equipo en los habitáculos de los vehículos consume mucho tiempo y presenta dificultades cuando todos los parámetros tienen que ser medidos en la misma posición. El uso de un transductor que mida el efecto combinado de todos los parámetros ambientales hace más eficiente la evaluación.

En sus estudios, Temming observó que el ambiente térmico dentro del habitáculo de un vehículo es muy complejo y por lo tanto difícil de evaluar. Estas dificultades se deben a la influencia del intercambio convectivo, radiante y conductivo de calor creado por cargas térmicas externas, el calentamiento interno y por el aire acondicionado y sistema de ventilación.

El método habitual para evaluar los parámetros de confort térmico en los vehículos es utilizar sensores para medir la temperatura del aire a nivel de la cabeza y los pies.

El propósito principal de este tipo de mediciones es determinar la rapidez con la que la temperatura aumentará o disminuirá en un habitáculo caliente o frío, para estudiar la diferencia entre la temperatura en los pies y la cabeza y establecer cuando la temperatura alcanza el nivel de confort térmico. Sin embargo, utilizando este método, sólo se mide uno de los parámetros necesarios que conciernen la sensación de comodidad térmica.

Al medir sólo la temperatura del aire, cualquier influencia de la velocidad del aire y la radiación (fría o caliente) se desestiman y las medidas podrían conducir a conclusiones falsas. Este hecho aparece más a menudo en vehículos que en los edificios, ya que el sistema de aire acondicionado puede crear alta velocidades de aire localmente.

Hoy en día, se están haciendo esfuerzos para estimar el confort térmico en el vehículo mediante la medición de cada parámetro - temperatura del aire, humedad del aire, temperatura radiante media, la velocidad del aire, la actividad humana y aislamiento de la ropa. Hay una gran inter-correlación entre estos parámetros. Es decir ¿por qué los valores recomendados en las normas están en rangos bien definidos? Porque el confort térmico se puede conseguir mediante la correlación de todos estos parámetros.

4.2.2.1. Temperatura del Aire

El valor óptimo para la temperatura en el interior va en función de la estación del año. Durante el invierno la temperatura interior óptima a adoptar es $T_i = 22 \text{ }^\circ\text{C}$; durante el verano, diferentes valores de temperaturas en el interior son aconsejables. Temming subraya que las zonas de temperatura del aire en el interior de un vehículo no son homogéneas.

Considerando que la temperatura del aire en los edificios generalmente aumenta con la altura, desde el suelo hasta el techo, este hecho no es aplicable en los vehículos. En vehículos, se espera que la temperatura del aire a nivel del tobillo sea mayor que a nivel de la cabeza.

La Norma ASHRAE 55 prescribe 3°C de diferencia entre la temperatura de aire vertical entre la cabeza y al nivel de los tobillos. Otros estudios establecen este límite hasta 6°C . Por otra parte, la temperatura del aire depende de la "clase" del vehículo.

Un vehículo más grande con tapicería de cuero puede tener un comportamiento totalmente diferente, en las condiciones de calentamiento, de la temperatura del aire, que el de un pequeño vehículo de clase económica durante las mismas condiciones de conducción.

La temperatura en el interior se mide usando sensores de temperatura. Los valores de temperatura grabados están entre los valores de la temperatura del aire y los valores de la temperatura radiante media. Con el fin de reducir el error introducido por las radiaciones solares, el sensor de temperatura debe ser tan pequeño como sea posible.

El propósito de utilizar sensores de temperatura adecuados está en ver lo rápido que la temperatura aumentará o disminuirá en el habitáculo del vehículo en frío o en caliente, y para medir la diferencia entre la temperatura a nivel de la cabeza y los pies.

4.2.2.2. La velocidad del aire

La velocidad del aire en el interior del vehículo, por lo general, ha visto reducido sus valores, que oscilan entre 0,1 y 0,4 m/s. La velocidad máxima del aire encontrada en el interior de un vehículo es función de la temperatura del aire, que a su vez viene determinado por el calor de convección intercambiado entre el cuerpo humano y su entorno.

Debido a las fluctuaciones en la velocidad del aire, las mediciones deben llevarse a cabo durante un período de 3 ÷ 5 minutos para obtener un valor promedio razonable.

Cuando se desarrolla un modelo, el valor de la velocidad del aire se desprecia, ya que tiene un valor reducido. La sensación de flujo de aire es subjetiva y varía de acuerdo a la sensibilidad de la persona (algunas partes del cuerpo son más sensibles, por ejemplo, la nuca). la aparición de las corrientes de aire se debe principalmente al entorno y al flujo de aire del sistema de aire acondicionado.

El flujo de aire que entra a través de una ventana abierta aumenta las velocidades del aire y la incomodidad térmica también.

En el interior del vehículo, el flujo de aire sólo puede ser dirigido a secciones más pequeñas debido a un volumen reducido (a diferencia con los edificios). El aire caliente debe dirigirse hacia la mitad inferior del cuerpo del ocupante y el aire fresco debe ser dirigido hacia la mitad superior. Los estudios de muchos investigadores muestran que en un ambiente cálido, el flujo de aire superior podría proporcionar un confort térmico.

La Figura 4.4. muestra la correlación entre el límite de la velocidad del aire y la temperatura interior del aire. Como se puede ver en esta figura, los límites de los valores de velocidad del aire tienden a aumentar con valores altos de temperatura del aire. La sensación de flujo de aire aparece encima de la curva de velocidad del aire. La sensación de flujo de aire es subjetiva, y afecta sobre todo a la parte posterior del cuello de los pasajeros.

Por otra parte, la sensación de flujo de aire depende del estado térmico del cuerpo.

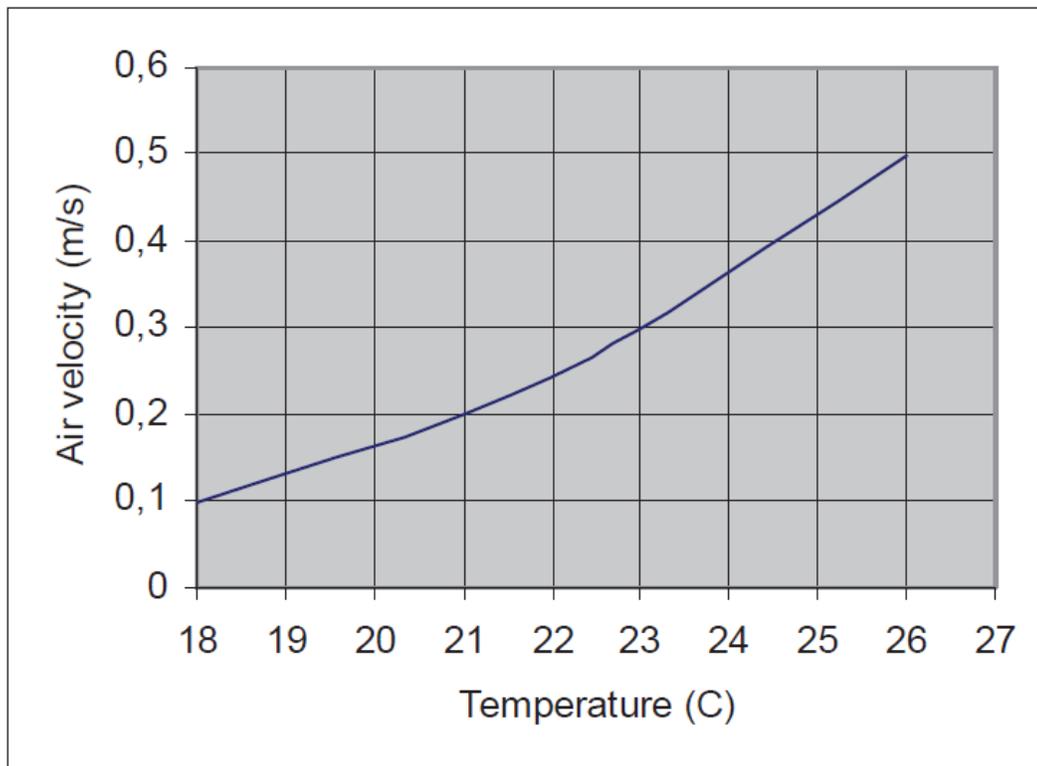


Figura 4.4: Curva de Sensación de Flujo de Aire

4.2.2.3. Temperatura radiante media

La temperatura radiante media (MRT del inglés “Mean Radiant Temperature”) es la temperatura uniforme de la superficie de un recinto negro imaginario en el que un ocupante intercambiaría la misma cantidad de calor radiante que en el espacio no uniforme real. MRT representa la temperatura media de todos los objetos que rodean al cuerpo. MRT será positiva cuando los objetos que rodeen al individuo estén más calientes que el promedio de la temperatura de la piel y negativa cuando estén más fríos. MRT gobierna el equilibrio de la energía humana y las pérdidas del calor del cuerpo humano, sobre todo en los días calurosos y soleados.

La Temperatura radiante media, θ_m , se obtiene si la superficie S_i y temperatura θ_i son conocidos para todos los elementos del entorno (por ejemplo, paneles de puertas, salpicadero) que delimitan la superficie del habitáculo.

La Temperatura radiante media se calcula utilizando la siguiente fórmula:

$$\theta_m = \frac{\sum_1^n S_i \cdot \theta_i}{\sum_1^n S_i}$$

4.2.2.4. Humedad relativa

La norma ASHRAE 55 define humedad relativa como la relación de la presión de vapor parcial del agua en una mezcla gaseosa de aire y vapor de agua a la presión de vapor saturado de agua a una temperatura determinada.

La humedad relativa se mide en un solo lugar en el interior del vehículo, ya que la presión del vapor de agua es uniforme en todo el vehículo. El cuerpo del ser humano es sensible a los cambios de humedad del aire. La sensación de confort térmico es óptima cuando el valor de humedad relativa es de aproximadamente el 50%.

Temming observa en sus estudios que la humedad juega un papel menor. Sin embargo, la humedad relativa del aire está correlacionada con la temperatura en el interior. Estos dos parámetros influyen en el confort térmico de los pasajeros y son los principales parámetros del sistema de aire acondicionado.

La Figura 4.5. muestra la correlación entre la variación de temperatura y la Humedad relativa del aire. Como puede verse en esta figura, la humedad relativa del aire aumenta cuando la temperatura disminuye. Una humedad relativa alta (más del 70%) provoca una sensación de bochorno, aumentando el nivel de incomodidad y puede conducir a problemas de condensación, como el vaho del parabrisas y de cortocircuito de componentes eléctricos. Una humedad relativa baja (menos del 30%) causa una sensación de lugar seco, que puede irritar los bronquios de los pasajeros.

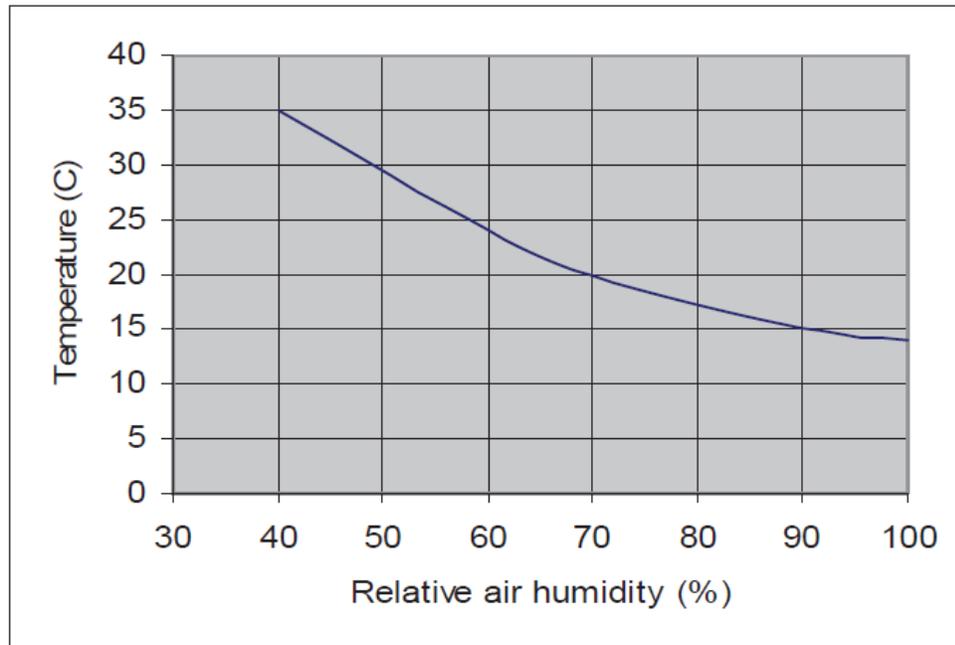


Figura 4.5.: Correlación entre la temperatura y la humedad relativa del aire

Los valores recomendados para la temperatura interior y la humedad del aire en correlación con la temperatura exterior se dan en la Tabla 5.

Temperatura Exterior (°C)			Invierno	Verano			
			Hasta +20 °	+20°	+25°	+30°	+32°
Temperatura Interior (°C)			22	22	23	25	26
Humedad Relativa	%	Min	35	-	-	-	-
		Max	70	70	65	60	55

Tabla 5: Temperatura interior y humedad del aire en función de la temperatura exterior.

4.2.2.5. Nivel de actividad humana y aislamiento de la ropa

La temperatura equivalente, θ_{eq} , se calcula con la fórmula:

$$\theta_{eq} = A \cdot \theta_i + (1-A) \cdot \theta_m$$

Con: θ_i – Temperatura Interior

θ_m – Temperatura radiante Media

A – Factor de Peso (Ver Tabla 2)

Velocidad interior del aire, v (m/s)	< 0,2	0,2.....0,6	0,7.....1
Factor de Peso	0,5	0,6	0,7

Tabla 6: Los valores del factor de peso a diferentes valores de las velocidades del aire

La Figura 4.6. muestra las curvas de temperatura equivalentes de confort térmico en función del nivel de la actividad humana, q_0 , ($1 \text{ met} = 58,2 \text{ W/m}^2$) y del aislamiento de la ropa ($1 \text{ clo} = 0.155 \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}$). El diagrama fue creado para una humedad relativa del aire del 50% y para una velocidad del aire en el interior de $V_a = 0 \text{ m/s}$, si las actividades humanas $q_0 < 1 \text{ met}$; para una humedad relativa del aire de 50% y para la velocidad del aire en el interior de $v_a = 0.3 \cdot (q_0 - 1)$ si las actividades humanas $q_0 > 1 \text{ met}$.

La temperatura de la superficie del cuerpo humano es una temperatura media, ya que las personas tenemos diferentes temperaturas de la piel en función de la parte del cuerpo. El aislamiento de la ropa aumenta junto con el aumento de la temperatura debido a la menor diferencia entre la temperatura del aire y la temperatura de la superficie del cuerpo humano.

La figura 4.7. muestra la temperatura de la piel correspondiente a diferentes partes del cuerpo humano frente a la temperatura del aire en el interior. Como se puede ver en esta figura, la temperatura a nivel de los pies es más baja que la temperatura a nivel de la cabeza. Estas diferencias de temperatura influyen en el confort térmico de los pasajeros

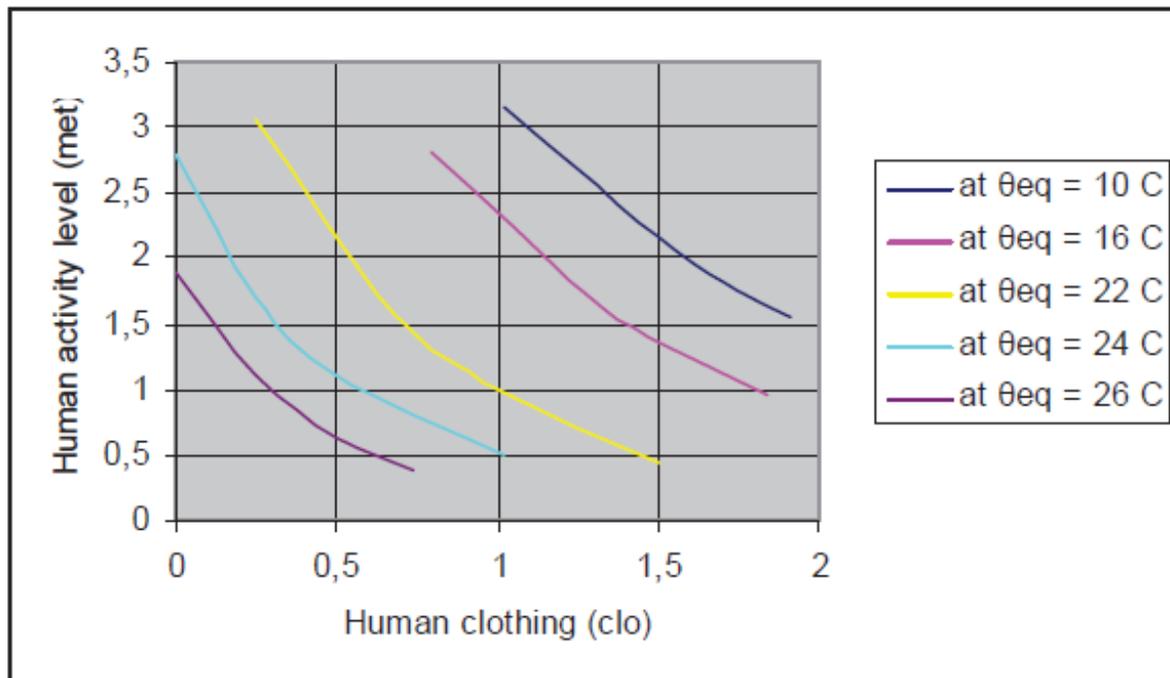


Figura 4.6.: Límites de confort térmico de temperatura equivalente en función de la actividad del ser humano y la ropa.

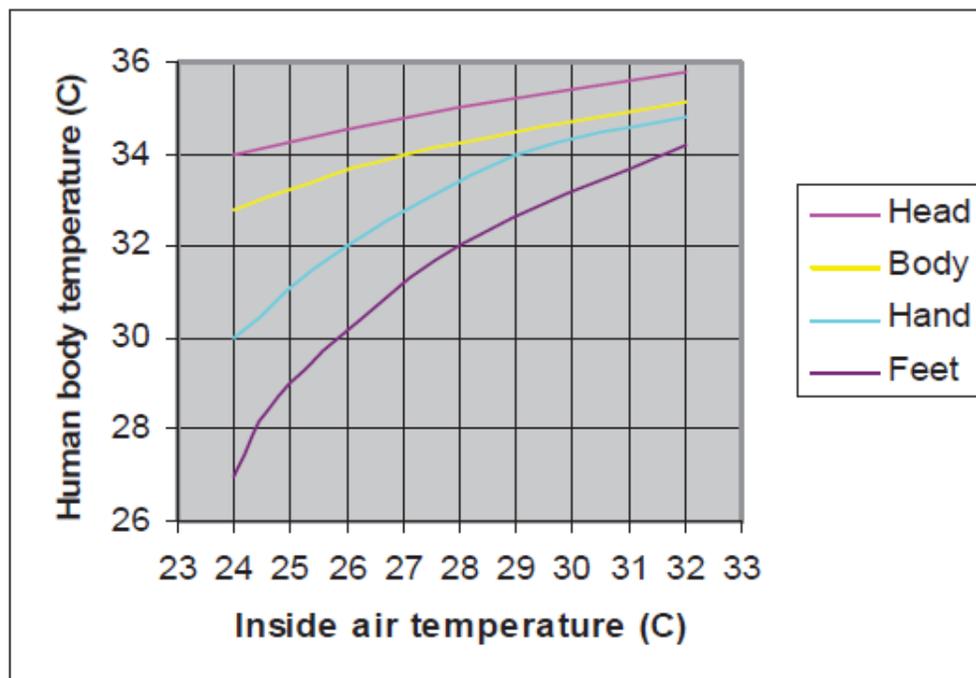


Figura 4.7: Temperatura de la piel de diferentes partes del cuerpo humano frente a la temperatura interior del aire.

Existen varias normas para el aislamiento de la ropa (ISO 9920) y la tasa metabólica (ISO 8996). Cuando se miden todos estos parámetros, se pueden determinar su efecto combinado sobre los ocupantes del vehículo. Con el fin de obtener un mayor confort térmico de los pasajeros, los parámetros analizados anteriormente se usan para diseñar el sistema de aire acondicionado.

4.2.3. Modelos de confort térmico

El confort térmico de un vehículo ha sido modelado utilizando una combinación de relaciones matemáticas y estadísticas. Se han desarrollado también diferentes modelos de confort térmico, que pueden ser utilizados para predecir una valoración subjetiva de comodidad. Los modelos se basan generalmente en seis parámetros - temperatura del aire, humedad del aire, la temperatura radiante media, velocidad del aire, la actividad humana y el aislamiento de la ropa.

Algunos modelos han sido validados como resultado de la investigación en seres humanos. Hay dos modelos importantes que se pueden utilizar para predecir el confort térmico y para estimar los parámetros medioambientales de los vehículos (un modelo matemático - modelo de Fanger - y un modelo físico utilizando maniqués térmicos). Estos modelos son la base para el diseño y mejora del sistema de aire acondicionado.

4.2.3.1. El modelo de Fanger

El investigador más notable en el análisis del confort térmico fue PO Fanger. El modelo de Fanger sugiere que el confort térmico se puede predecir si se conocen los valores de los seis parámetros del entorno. Según Fanger, el confort térmico es analizado por RMV (Rango Previsto Medio), y el malestar térmico puede ser analizado por el PPI (Porcentaje de insatisfechos).

Un vehículo representa un ambiente térmico "moderado" descrito por la ecuación de Fanger. Las ecuaciones que llevaron a Fanger a desarrollar el concepto de PMV y PPD se basan en los procesos fisiológicos que subyacen en el equilibrio térmico humano. La interacción entre el cuerpo humano y el medio ambiente se explica con la ecuación de balance de calor entre: a) Calor térmico desarrollado por el metabolismo en el cuerpo humano y b) El calor transferido a través de la convección, conducción, radiación y evaporación.

El PMV se basa en la escala subjetiva de siete pasos. El valor del índice PMV tiene un rango de -3 a +3, correspondiente a las sensaciones humanas de frío a calor, respectivamente, donde el valor nulo del índice PMV significa neutral. El método de evaluación PMV trata todo el cuerpo como un objeto. No hace distinción entre diferentes

partes del cuerpo. Si un lado está caliente y el otro frío, el modelo PMV calcularía una carga térmica de cero y, por tanto, resultaría en una sensación térmica neutra ($PMV = 0$).

Se observa que el valor óptimo para el confort térmico (PPD igual a 5% y un PMV de 0) se puede conseguir sólo con sistemas automáticos de aire acondicionado. El modelo fue desarrollado en base a datos de entornos térmicos uniformes. Debido a que sólo calcula la transferencia de calor por todo el cuerpo, no se puede predecir el malestar local. Se supone que la ropa cubre todo el cuerpo uniformemente, lo cual resulta en una sola temperatura de la piel en todo el cuerpo.

El modelo PMV es una base para la mayoría de los métodos estándares actuales de prescripción para evaluar el confort térmico en vehículos. El modelo de Fanger tiene limitaciones relacionadas con: (i) El estado de equilibrio térmico: estático o dinámico,

(ii) Distinción entre el confort térmico local y el de todo el cuerpo, (iii) particularidades ambientales del vehículo.

El modelo PMV depende del contexto y es más preciso en los vehículos con sistemas de aire acondicionado que en los que tienen ventilación natural, debido a la influencia de la temperatura exterior. Si las mediciones del aislamiento térmico de la ropa y la tasa metabólica no son muy precisas, se reduce la exactitud del índice PMV. Otras limitaciones están relacionadas con los efectos locales de las condiciones asimétricas o del movimiento del aire focalizado alrededor de la cara de los ocupantes.

4.2.3.2. Maniqués térmicos

La medición y evaluación del ambiente térmico mediante un maniquí térmico permite evaluar la mejor solución para el control térmico. También puede ser utilizado para medir el aislamiento de la ropa y de la piel. El primer maniquí térmico fue introducido en 1985 por Wyon y después se han desarrollado otros maniqués.

Los maniqués térmicos están actualmente disponibles, pero se utilizan principalmente para la medición del aislamiento térmico de la ropa. El problema es que el maniquí no responde al entorno en la forma en que el cuerpo humano lo hace. La mayoría de los maniqués actuales no poseen una capacidad de sudoración y por lo tanto sólo sienten la transferencia de calor seco.

El enfriamiento por evaporación es un componente del sistema termorregulador del cuerpo utilizado a menudo. Un maniquí térmico debe poseer esta capacidad con el fin de simular con precisión la respuesta del cuerpo en todos los ambientes térmicos.

Un maniquí térmico que posea un alto grado de resolución espacial sensorial, respuestas termorreguladoras locales, incluyendo la sudoración, un tiempo de respuesta rápido y un circuito de retroalimentación para reaccionar de manera continua y adaptarse a un ambiente térmico como un humano nunca se ha desarrollado. Un maniquí térmico avanzado con estas capacidades ayudaría a la industria a desarrollar sistemas de control climático más eficaces y energéticamente más eficientes para entornos de transporte, u otros donde existen ambientes térmicos transitorios y extremadamente no uniformes.

Un maniquí térmico debe tener las siguientes propiedades con el fin de simular con precisión el cuerpo humano: la forma del cuerpo y el tamaño correcto; el control de emisión de calor; control de la distribución de calor a través de la superficie de la piel; emisión de la piel; control de la distribución de la transpiración a través de la superficie de la piel; control de la postura y el movimiento y el control de núcleo.

Hasta ahora, ningún maniquí que cumpla todos estos criterios ha estado disponible. Dependiendo de ciertas situaciones, por ejemplo, al usar ropa de invierno en condiciones de frío, los maniqués térmicos existentes se limitan a una distribución de temperatura uniforme a través de la superficie de la piel, a pesar de que las extremidades del cuerpo humano experimentan grandes descensos de temperatura de la piel. Esto lleva a una sobreestimación en los resultados obtenidos de la pérdida de calor en las extremidades utilizando el maniquí térmico.

Con el fin de mejorar el sistema de aire acondicionado, hay que hacer mediciones locales de alteraciones climáticas con un maniquí térmico de tamaño humano, y deben correlacionarse con la sensación térmica experimentada por los sujetos expuestos a las mismas condiciones. Los criterios para obtener unas condiciones climáticas aceptables pueden ser definidos en términos de las cantidades medidas con el maniquí. Aunque hay algunas limitaciones, el modelo del maniquí térmico representa un modelo rápido, preciso y eficiente para evaluar el confort térmico de un vehículo.

4.2.4. Conclusión

El vehículo se caracteriza por un ambiente térmico moderado. Este entorno se define por seis parámetros de confort térmico: temperatura del aire, humedad del aire, temperatura radiante media, velocidad del aire, la actividad humana y el aislamiento de la ropa . Mediante la medición de todos estos parámetros, se pueden calcular los efectos combinados en los ocupantes del vehículo. Los modelos específicos para el confort térmico son analizados y utilizados para estimar el confort térmico de los pasajeros.

Las zonas de temperatura interior del aire en el habitáculo de un coche no son ni homogéneas, ni pretenden ser homogéneas. La temperatura en el interior está correlacionada con la humedad relativa del aire interior. Estos dos parámetros influyen en el confort térmico de los pasajeros y son los principales parámetros del sistema de aire acondicionado.

Las fluctuaciones de humedad tienen un efecto menor si los valores están en el intervalo del 30% al 70%. La temperatura radiante media depende de la "clase" (tamaño y calidad) del vehículo y tiene influencia en la comodidad térmica de los pasajeros. Las fluctuaciones en la velocidad del aire se deben mayormente al entorno cambiante y al flujo de aire del sistema de aire acondicionado. De cara a obtener mejores estados de confort térmico de los pasajeros, han de desarrollarse nuevos métodos de medida y modelos térmicos más eficientes.

4.3. Confort térmico en el interior de un automóvil durante el período de calentamiento

Para investigar los efectos de las condiciones térmicas en la fisiología humana y el confort térmico durante el período de calentamiento, es necesario medir la temperatura, humedad y velocidad del aire en un número de puntos en el interior del automóvil, para poder determinar las condiciones térmicas con precisión.

El cuerpo humano se divide en 16 segmentos sedentarios, y se observa el cambio de temperatura teóricamente. Durante condiciones transitorias del período de calentamiento, la transferencia de calor y masa entre el cuerpo humano y el ambiente interior de un automóvil se simulan por un modelo computacional.

Por medio del modelo actual, se han investigado en detalle los efectos de las condiciones transitorias del periodo de calentamiento en la transferencia de calor sensible y latente del cuerpo, la temperatura de la piel del cuerpo y la sensación térmica.

4.3.1. Introducción

El habitáculo de un automóvil está climatizado en los meses de invierno, haciendo circular el líquido refrigerante del motor caliente a través de un intercambiador de calor refrigerante-aire que calienta el aire del compartimento. El sistema de calefacción está diseñado para operar en conjunción con el sistema de ventilación de aire para proporcionar la temperatura del aire deseada. Las reducciones progresivas en el tamaño del motor, derivados de consideraciones de economía de combustible, y las correspondientes reducciones en el calor disponible para el sistema de calefacción del pasajero, explican el interés en el desarrollo de sistemas más eficaces para garantizar el confort térmico de los pasajeros, incluso en condiciones extremas, considerando situaciones reales del día a día.

Es difícil de lograr y mantener el confort térmico de los pasajeros bajo condiciones de conducción extremadamente frías. Algunos sistemas de calefacción auxiliar o aparatos de enfriamiento pueden reducir en gran medida el tiempo necesario para alcanzar el confort térmico necesario.

Pero, los requisitos de potencia asociados con estos aparatos son sustanciales. En la temporada alta de invierno, el periodo de calentamiento a partir de la puesta en marcha del vehículo requiere algún tiempo para alcanzar condiciones de equilibrio. Durante este período, las condiciones son altamente no uniformes sobre el cuerpo del ocupante: los pasajeros de un vehículo pueden experimentar escalofríos puntuales debido al contacto con

un asiento frío al principio o el volante, y la velocidad del aire no uniforme que varía dependiendo de la posición de los aireadores y ajustes de control del Tablero de Bordo.

Por lo tanto, además de la temperatura del aire, otros factores influyen en el confort térmico del pasajero. Hasta que se alcanza el confort térmico en el compartimiento del automóvil, la temperatura y la humedad están cambiando drásticamente. El conductor y los pasajeros se ven muy afectados por estos cambios. Se necesita pues, resolver este problema con respecto a la comodidad, la salud y la seguridad en la conducción.

En consecuencia, existe un interés sustancial en el desarrollo de técnicas más eficientes para lograr y mantener el confort térmico del pasajero en el ambiente del automóvil. El confort térmico humano ha sido objeto de considerables estudios previos, y gran parte de esta información disponible fue documentada y codificada en: (ver ASHRAE, 1989; Parsons, 1993). La mayoría de los estudios han considerado que las condiciones térmicas son casi uniformes y constantes en todo el cuerpo de ocupante. Tanabe et al. (1994) investigaron una sensible pérdida de calor en varias partes del cuerpo humano gracias al uso de un maniquí.

Para cada parte considerada del cuerpo, se consideró el coeficiente de transferencia total de calor y la resistencia térmica. Como su estudio se realizó en un ambiente de temperatura constante, no dio ningún resultado acerca de las condiciones de confort térmico. Los efectos del ambiente térmico sobre la salud, la comodidad y la eficiencia de trabajo de los ocupantes se examinaron por separado por Parsons (2000).

La discusión se limitó a los factores de calor y frío, vibraciones, ruido y luz. Otros factores ambientales y los efectos combinados fueron también considerados brevemente en ese estudio. Kaynakli et al. (2003) presentaron un modelo numérico del calor y la transferencia de masa entre el cuerpo humano y el ambiente. En su estudio, a través de la simulación, se calcularon las condiciones personales y ambientales requeridas para la satisfacción de las personas, obtenido en condiciones de estado estacionario, y el total de pérdidas de calor sensible y latente, temperatura de la piel, la humedad, y se calculó el porcentaje de los insatisfechos (PPD).

Kaynakli et al. (2003) realizaron un estudio en el que el cuerpo humano se divide en 16 segmentos sedentarios, se desarrolla un modelo computacional de interacciones térmicas entre cada uno de los 16 segmentos del cuerpo y el ambiente.

Mediante el uso de este modelo, se calculan la humedad de la piel y las pérdidas de calor latente (sudoración, difusión) y sensible (conducción, convección, radiación) para cada segmento del cuerpo y para el cuerpo entero, tanto en posición sentada como de pie.

Menos atención parece haberse dirigido a la comodidad en un automóvil, donde las condiciones son altamente no uniformes y transitorias sobre el cuerpo del ocupante. Burch et al. (1991) estudiaron las condiciones de confort térmico en un automóvil bajo las condiciones de un invierno muy frío. En su estudio, se investigan los cambios de las temperaturas del interior y las partes del cuerpo en contacto con las superficies sólidas durante el proceso normal de calentamiento en un día muy frío (- 20 °C).

Durante este período, se investigan los efectos de las pérdidas de calor del cuerpo por conducción, convección y radiación en la sensación térmica (TS). Pero, las pérdidas de calor de los segmentos del cuerpo, y sus temperaturas de la piel no se consideraron en su estudio. Chakroun y Al-Fahed (1997) presentan un estudio de la variación de la temperatura y el confort térmico en el interior de un coche aparcado al sol durante los meses de verano en Kuwait.

También consideraron el efecto del uso de diferentes combinaciones de revestimiento interno en el interior del coche. Lee y Yoon (1998) investigaron los efectos del modo de ventilación en la distribución de la temperatura del aire y la velocidad en un modelo interior experimental de un vehículo a escala 1/10 durante el período de calentamiento.

En sus experimentos, tres modos de ventilación diferentes (ventilación por TdB, ventilación en los pies y ventilación híbrida) fueron probados con la misma tasa de flujo. Aroussi y Aghil (2000) hicieron hincapié en que la necesidad de mejorar el confort climático dentro de los vehículos de pasajeros es fundamental no sólo para la comodidad del pasajero, sino también para su seguridad, y para avanzar en este campo, se requiere una buena comprensión del comportamiento de flujo en el vehículo. Pero, en el estudio, los efectos del flujo de aire en el cuerpo humano no son mencionados y no se alcanzó ningún resultado relevante sobre el confort térmico.

Daanen et al. (2003) investigaron experimentalmente los efectos de ambientes fríos, calientes y termo-neutrales sobre la capacidad de conducción. Llegaron a la conclusión de que el rendimiento de conducción sí estaba afectado por las condiciones ambientales frías y calientes. Jones (2002) comparó varios resultados de los modelos de sensación térmica con los datos medidos para unas condiciones típicas de calentamiento de un automóvil en invierno y demostró que los modelos difieren ampliamente en sus predicciones. Kaynakli et al. (2002) presentaron un modelo computacional del calor y la transferencia de masa entre un humano y el ambiente interior del vehículo durante los períodos de calentamiento y enfriamiento. Los modelos se basan en la ecuación de balance de calor para el cuerpo humano, combinados con ecuaciones empíricas que define el caudal de sudor y la temperatura media de la piel.

Guan et al. (2003a) presentaron un estudio experimental para examinar el confort térmico humano bajo condiciones altamente transitorias en un automóvil. Utilizaron una cámara climática para simular 16 condiciones típicas de invierno y de verano. Se discutió el modelado de sensación térmica en su documento complementario (Guan et al., 2003b). En su modelo matemático, se combinaron factores fisiológicos y psicológicos, y se utilizaron parámetros ambientales y personales como inputs para determinar las respuestas fisiológicas. Guan et al. (2003c) presenta una revisión de la literatura sobre los avances actuales en el modelado de la comodidad térmica, tanto para aplicaciones de construcción como de climatización de vehículos.

Este estudio presenta un estudio experimental y un modelo matemático de interacciones térmicas entre un ser humano y el medio ambiente interior de un automóvil. El cuerpo humano está dividido en 16 segmentos sedentarios, se observó el cambio de temperatura tanto en la teoría como experimentalmente. El modelo se basa en la ecuación de equilibrio de calor para el cuerpo humano, combinado con ecuaciones empíricas que definen la tasa de sudoración y temperatura media de la piel.

La simulación se ha realizado mediante el uso de condiciones transitorias. Se investigan los efectos del proceso de calefacción en el confort térmico, con respecto a la temperatura, humedad relativa y velocidad del aire dentro del automóvil. Se presentan los detalles del modelo matemático, y las predicciones obtenidas por el modelo se comparan con resultados experimentales para validar el modelo actual.

4.3.2. Modelación matemática

El cuerpo humano genera calor, el cual cubre un amplio rango, dependiendo de la actividad. El calor generado en el cuerpo para el trabajo pesado es aproximadamente 10 veces mayor que el de las situaciones de descanso.

Para asegurar las funciones vitales y, además de eso, garantizar las condiciones de confort, la generación de calor del cuerpo humano debe ser transmitida al entorno. La interacción térmica del cuerpo humano con el entorno para el cuerpo y la piel se pueden escribir de la siguiente manera:

$$S_{cr} = M - \widehat{W} - Q_{res} - Q_{cr,sk} \quad (1)$$

$$S_{sk} = Q_{cr,sk} - (Q_{cd} + C + R + E_{sk}) \quad (2)$$

donde M es la tasa de producción metabólica de calor, W es el ritmo de trabajo externo realizado por los músculos, Q_{res} es la tasa global de pérdida de calor a través de la respiración, Q_{cr,sk} es la tasa de intercambio de calor entre el núcleo y la piel, E_{sk} es la tasa total de la pérdida de calor por evaporación de la piel. La tasa global de pérdida de calor sensible de la piel se puede dividir en tres partes, a saber, tasas de pérdida de calor por

conducción (Q_{cd}), convección (C) y radiación (R). La velocidad de almacenamiento de calor del núcleo y la piel hace que la temperatura instantánea cambie en cada segmento. Este efecto puede ser expresado de la siguiente manera:

$$dT_{cr}/dt = S_{cr}A_b/((1 - \alpha)mc_{p,b}) \quad (3)$$

$$dT_{sk}/dt = S_{sk}A_b/(\alpha mc_{p,b}) \quad (4)$$

donde α es la fracción de masa corporal concentrada en el segmento de la piel, m es la masa del cuerpo, $c_{p,b}$ es el calor específico del cuerpo, T_{cr} y T_{sk} son la temperatura del núcleo y la piel del cuerpo, respectivamente.

La pérdida de calor por convección y por radiación de una persona vestida al entorno se calcula como:

$$C + R = \frac{T_{sk} - T_0}{R_{cl} + 1/[(h_c + h_r) f_{cl}]} \quad (5)$$

donde R_{cl} es la resistencia térmica de la ropa, f_{cl} es la relación entre el área del cuerpo vestida y el área del cuerpo desnuda, h_c y h_r son los coeficientes de convección y de transferencia de calor por radiación, respectivamente.

La Temperatura Operativa (T_o) se puede definir como:

$$T_o = \frac{h_r \bar{T}_r - h_c T_a}{h_r + h_c} \quad (6)$$

El coeficiente de transferencia de calor por radiación (h_r), se presupone que es 4.7 W/m².°C para los sistemas de ropa típicos y el coeficiente de transferencia de calor convectivo (h_c) se determina como sigue (ASHRAE, 1989):

$$h_c = 8.3 V^{0.6} \quad (7)$$

En un automóvil, una parte significativa de la superficie del cuerpo está en contacto con un asiento y un respaldo para la espalda que están al principio fríos. Esta parte no pierde calor por convección y radiación. La pérdida de calor por conducción se calcula como:

$$Q_{cd} = \frac{T_{sk} - T_{int}}{x_{cl} - k_{cl}} \quad (8)$$

donde x_{cl} y k_{cl} son el espesor y la conductividad térmica de la ropa, respectivamente. T_{int} es la temperatura superficial de los sólidos en contacto con el cuerpo. La pérdida de calor latente total de la piel (E_{sk}) está dada por:

$$E_{sk} = \frac{w(p_{sk,s} - p_a)}{\left(\frac{R_{cl}}{\eta_{cl}LR}\right) + \left(\frac{1}{h_{cf_{cl}LR}}\right)} \quad (9)$$

donde w es la humedad de la piel, $p_{sk,s}$ es la presión parcial de vapor saturado de agua a la temperatura de la piel y p_a es la presión parcial de vapor de agua en el aire ambiente, Z_{cl} es la eficiencia de permeabilidad de la ropa y LR es la relación de Lewis, que es la relación entre el coeficiente de transferencia de calor por evaporación y el coeficiente de transferencia de calor por convección.

Durante la respiración, el cuerpo pierde tanto calor sensible como latente por convección y evaporación de calor en forma de vapor de agua desde el canal respiratorio al aire inhalado. Las pérdidas de calor convectivas (C_{res}) y por evaporación (E_{res}) debidas a la respiración son:

$$C_{res} + E_{res} = \dot{m}_{res} [c_{p,a}(T_{ex} - T_a) + h_{fg}(W_{ex} - W_a)]/A_b \quad (10)$$

donde \dot{m}_{res} es la tasa de flujo de masa de aire inhalado, T_{ex} y T_a son el aire exhalado y las temperaturas del aire ambiente, respectivamente. W_{ex} y W_a son el aire exhalado y la relación de humedad del aire ambiente, respectivamente. El calor de vaporización (h_{fg}) es $2,43 \times 10^6$ J/kg.

Cuando las condiciones ambientales cambian, termorregulación corporal mecanismos de control actúan para mantener el cuerpo temperatura y balance de calor con el medio ambiente. La tasa de generación de calor del cuerpo debe ser igual a la tasa de de pérdida de calor de ella. Para este propósito, el cuerpo utiliza señales de termorregulación. El control de la temperatura ecuaciones de señales utilizadas en este modelo se toman de Doherty y Arens (1988). El flujo de sangre entre la núcleo y la piel se pueden expresar matemáticamente como:

$$\dot{m}_{bl} = [(6.3 + 200WSIG_{cr})/(1 + 0.5CSIG_{sk})]/3600 \quad (11)$$

donde $WSIG_{cr}$ y $CSIG_{sk}$ son señal caliente del núcleo y la señal de frío de la piel, respectivamente. Cambios en el flujo de sangre influir en las masas relativas de la piel y los compartimientos centrales. Este efecto se puede calcular por:

$$\alpha = 0.0418 + \frac{0.745}{3600\dot{m}_{bl} + 0.585} \quad (12)$$

La producción de energía metabólica debido a temblor está relacionado para las dos señales mediante la expresión:

$$M_{shiv} = 19.4CSIG_{sk}CSIG_{cr} \quad (13)$$

4.3.2.1. Resistencia térmica y evaporación de la ropa y aire

Este modelo se basa en el mismo enfoque que era utilizado en el estudio de Olesen et al. (1988) en la que el cuerpo se dividió en 16 segmentos. Las partes 16 del cuerpo y sus respectivas áreas de superficie se enumeran en la Tabla 1. En este modelo, la resistencia en seco y de evaporación es calculado para cada uno de los 16 segmentos del cuerpo. estos valores calculados se utilizan para cada segmento del cuerpo, que se trata como cilindros concéntricos.

Hay algunas dificultades en el cálculo de la resistencia para secar y la transferencia de calor por evaporación de prendas de vestir conjuntos. El cuerpo está dividido en 16 segmentos que están vestidos de manera uniforme. Cada capa sucesiva tiene un mayor área de transferencia de calor. El calor fluye desde el cuerpo a través de la ropa y del aire capas alternas. El total resistencia térmica (R_t) y la evaporación total del resistencia ($R_{e,t}$) para cada segmento se puede calcular de la manera siguiente McCullough (1989):

$$R_t(i) = R_a(i) \frac{r(i,0)}{r(i,nl)} + \sum_{j=1}^{nl} \left[R_{al}(i,j) \frac{r(i,0)}{r(i,j-1)} + R_f(i,j) \frac{r(i,0)}{r(i,j)} \right] \quad (14)$$

$$R_{e,t}(i) = R_{e,a}(i) \frac{r(i,0)}{r(i,nl)} + \sum_{j=1}^{nl} \left[R_{e,al}(i,j) \frac{r(i,0)}{r(i,j-1)} + R_{e,f}(i,j) \frac{r(i,0)}{r(i,j)} \right] \quad (15)$$

Tabla 1
Valores de las áreas superficiales de los segmentos corporales

1

Segmentos corporales	Número de segmento	Superficie (m2)	Fracción de la superficie corporal total (%)
Pie Izquierdo	1	0.062	3.5
Pie Derecho	2	0.062	3.5
Peroné Izquierdo	3	0.14	8.0
Peroné Derecho	4	0.14	8.0
Muslo Izquierdo	5	0.16	9.1
Muslo Derecho	6	0.16	9.1
Pelvis	7	0.16	9.1
Cabeza	8	0.08	4.6
Mano Izquierda	9	0.18	10.4
Mano Derecha	10	0.05	2.9
Antebrazo Izquierdo	11	0.062	3.5
Antebrazo Derecho	12	0.077	4.4
Parte Sup. Brazo Izquierdo	13	0.077	4.4
Parte Sup. Brazo Derecho	14	0.185	10.6
Pecho	15	0.204	11.7
Espalda	16	1.751	100

donde R_a y $R_{e,a}$ son la resistencia térmica y de evaporación de la capa de aire exterior, respectivamente. La fuente de datos de la resistencia térmica de los tejidos (R_f) utilizada es McCullough (1989). La pérdida de calor de la superficie exterior expuesta al medio ambiente es el resultado tanto de convección como de radiación, por lo tanto, la resistencia de esta capa se puede expresar como:

$$R_a = \frac{1}{h_c + h_r} \quad (16)$$

La resistencia a la evaporación de la capa de aire exterior puede determinarse a partir del coeficiente de transferencia de calor por convección y la relación de Lewis, y puede ser escrito como:

$$R_{e,a} = \frac{1}{h_c L R} \quad (17)$$

El calor fluye desde las diferentes partes del cuerpo a través de capas de ropa y de aire alternativamente. En cada capa de aire, hay caminos paralelos para los flujos de calor seco, uno por conducción a través del aire y uno por radiación entre las superficies de la tela. Por lo tanto, la resistencia térmica de una capa de aire está dada por:

$$R_{al} = \frac{1}{h_r + k_a/x_a} \quad (18)$$

Los valores de h_r y k_a se tomaron como $h_r = 4,9 \text{ W/m}^2 \cdot \text{°C}$ y $k_a = 0,024 \text{ W/m} \cdot \text{°C}$ (McCullough, 1989). Ecuaciones similares se pueden escribir para la resistencia a la evaporación de una capa de aire. Una relación del siguiente formulario se tomó como:

$$R_{e,al} = a \left[1 - \exp \left(-\frac{x_a}{b} \right) \right] \quad (19)$$

donde los valores de a y b son $0.0334 \text{ m}^2 \cdot \text{kPa/W}$ y 15 mm , respectivamente (McCullough, 1989). Las relaciones anteriores se pueden utilizar para determinar la pérdida total de calor por todo el cuerpo:

$$Q_{s,sk} = \sum_{i=1}^{16} [(Q_{cd} + C + R)_{sk}(i)A(i)]/A_b \quad (20)$$

$$E_{sk} = \sum_{i=1}^{16} [E_{sk}(i)A(i)]/A_b \quad (21)$$

4.3.2.2. Predicción de confort térmico

El confort térmico está relacionado con la respuesta fisiológica de las personas. Para este propósito, se han desarrollado índices de confort para cuantificar el grado de malestar. Para predecirlo, TS viene dado por Burch et al. (1991b) como:

$$TS = (0.303 \exp(-0.036.M) + 0.028).L$$

donde L es la carga térmica en el cuerpo humano. La sensación térmica se escala como: -5: extremadamente frío, -4: muy frío, -3: frío, -2: fresco, -1: ligeramente fresco, 0 neutral, 1: ligeramente caliente, 2: templado, 3: caliente, 4: muy caliente y 5: extremadamente caliente.

CAPITULO 5

5.1. GESTIÓN TÉRMICA: MOTOR TÉRMICO Y ELÉCTRICO: MEDIDAS EN COMÚN

Con respecto a los temas de gestión térmica, hay que resolver muchos conflictos de interés. Por una parte, el motor de combustión tiene que ser rápido en la temperatura de funcionamiento. Por otro lado, el objetivo de los pasajeros es obtener condiciones de confort rápidas en el interior. En este capítulo se muestra una visión general de cómo se pueden cumplir estos retos con la radiación solar y los conceptos de propulsión alternativos. Esto se resuelve entre otras cosas, con conceptos prestados de ingeniería de la construcción o un encapsulado del motor.

5.1.1. Conflicto de intereses

Desde el punto de vista del cliente, el interior del vehículo es en lo primero que uno va a pensar y se va a ver rápidamente a sí mismo en esta situación al comienzo del invierno. Sin embargo, esta afirmación se refiere al calentamiento rápido del habitáculo. En este caso, aparece el primer conflicto de intereses. Para vehículos con motor de combustión, la energía previamente almacenada en el combustible se convierte casi completamente en energía térmica y, como consecuencia, es suficiente para calentar el interior del vehículo. El factor crucial, sin embargo, es el tiempo que tarda la energía en estar disponible. En Europa, durante el invierno, son necesarios alrededor de 4,5 kW de potencia para la calefacción, en verano, se requiere de una potencia de 2,3 kW para deshumidificación y refrigeración. Ver Figura 5.1

No hay casi ninguna energía térmica disponible al comienzo de la conducción, ya que el vehículo y todos sus componentes tienen que ser calentados desde la temperatura ambiente hasta la temperatura de funcionamiento. Por lo tanto, la necesidad legítima de los ocupantes de elevar la temperatura del interior del vehículo a un nivel confortable lo más rápidamente posible está en conflicto con la demanda para calentar rápidamente el coche a la temperatura de funcionamiento. La principal razón para elevar la temperatura de funcionamiento lo más rápidamente posible después de un arranque en frío es que tanto la eficiencia y la calidad de emisión se deterioran significativamente cuando la temperatura es excesivamente baja.

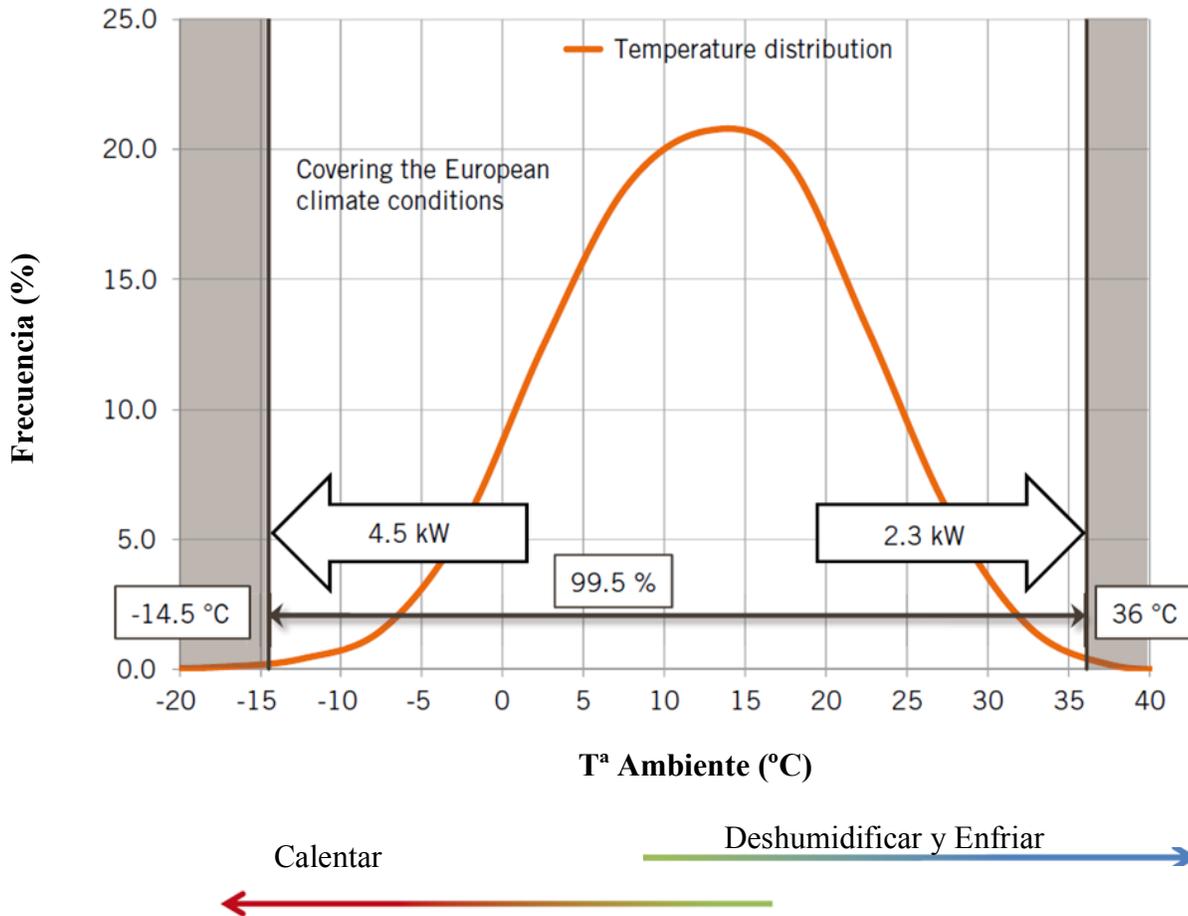


Figura 5.1: Energía necesaria para calentar el habitáculo en invierno y para enfriar en verano para un perfil climático Europeo ponderado

También la comodidad es un factor muy importante que influye en la decisión del cliente al comprar un vehículo. Para el cliente, el clima interior es un criterio eminentemente importante de confort y, por tanto, un punto de referencia directo para la evaluación de la calidad del vehículo. Si el foco de desarrollo de los vehículos se centra en mantener la energía térmica, que está disponible después del arranque, a fin de crear beneficios en el consumo de combustible, hay que buscar también alternativas para acondicionar el interior del vehículo al mismo tiempo. Sin embargo, cada paso activo tomado para acondicionar el interior requiere energía que debe estar disponible y por lo tanto influye en la eficiencia global del sistema.

MEDIDAS PASIVAS

5.1.2. El Reto de la radiación Solar

Los fabricantes de vehículos no sólo deben cumplir con el desafío de calentar el vehículo a la temperatura de funcionamiento después de un arranque en frío, sino también el de enfriar la temperatura interior a un nivel cómodo al comienzo de un viaje después de que el interior haya sido calentado durante un tiempo prolongado debido a la radiación solar.

Por un lado, en esta situación el motor todavía no tiene la temperatura óptima de funcionamiento eficiente. Por otra parte, es particularmente durante esta etapa de eficiencia sub-óptima, que el compresor de aire acondicionado requiere un alto rendimiento mecánico del motor de combustión con el fin de enfriar el interior del vehículo.

Pueden alcanzarse ventajas significativas, si el calentamiento del interior puede mantenerse dentro de un límite, usando un pre-acondicionamiento durante la fase de apoyo. La energía eléctrica, que estaría disponible, por ejemplo, si utilizamos células solares instaladas en el techo solar, se puede utilizar para montar un ventilador en el vehículo, y por lo tanto suministrar al interior del vehículo aire fresco, cuándo esté en el aparcamiento.

Como ejemplo, en la figura 5.2. puede verse la solución del vehículo Smart Forspeed. Los ingenieros de I + D añaden la posibilidad de carga en el parabrisas: las células fotovoltaicas cargan el sistema eléctrico del vehículo con corriente solar.



Figura 5.2. Células Fotovoltaicas en el parabrisas del Smart Forspeed (Fuente: Daimler)

Durante el invierno, una vez que la fase de arranque en frío se ha superado y el sistema está en un estado de equilibrio, el motor de combustión produce significativamente más calor residual que el que es necesario para todo el vehículo. Con el fin de mejorar la eficiencia global del sistema durante esta fase, hay que buscar posibilidades para convertir el exceso de energía térmica de nuevo en una forma utilizable de energía. También hay todavía un gran potencial para la optimización y el desarrollo.

5.1.3. Conceptos de propulsión alternativos

El conflicto de intereses se multiplica cuando se consideran conceptos de propulsión alternativos, como por ejemplo, vehículos híbridos o eléctricos. Debido a la alta eficiencia del motor eléctrico, la energía almacenada en la batería de tracción se convierte considerablemente menos en calor en el sistema de propulsión.

Las claras ventajas que pueden surgir con respecto a la eficiencia global de la potencia de accionamiento eléctrico constituyen un desafío totalmente nuevo desde la perspectiva de gestión térmica. En condiciones ambientales frías, un vehículo con motor de combustión interna tiene disponible suficiente energía térmica para calentar el interior del vehículo, a más tardar cuando el motor está a temperatura de funcionamiento durante la conducción.

La energía térmica que se libera de los motores eléctricos de los vehículos eléctricos después de un paseo más largo es insuficiente para mantener la temperatura en el interior del vehículo en un cómodo nivel.

Por lo tanto, otras fuentes tienen que suministrar calor adicional. Si no se toman en consideración todas las condiciones básicas y se implementa un innovador concepto de calefacción, la demanda de energía eléctrica es tan alta que la energía residual del motor para la conducción es significativamente menor [2].

Esto da lugar a un conflicto adicional de intereses, a saber, un conflicto entre potencia y comodidad. Con el fin de resolver este conflicto, se han desarrollado numerosas innovaciones a nivel de componentes.

Calentadores especiales de alta tensión (PTC's), la figura 5.3. muestra algunos ejemplos de Eberspächer, cuya eficiencia se puede utilizar en un alto grado - una vez que se adaptan al respectivo concepto de vehículo. En un día frío, la reducción de potencia de los vehículos eléctricos puede, por lo tanto, reducirse aproximadamente el 35%.



Figura 5.3. Ejemplos de PTC's de Alto Voltaje (Fuente: Eberspächer)

Otro enfoque es utilizar calentadores de combustible, que funcionan de manera similar a calentadores convencionales de arranque. Si el bioetanol se utiliza como los desarrollados por la empresa alemana Eberspächer, estos sistemas funcionan casi sin CO₂. El uso de estos sistemas no tiene impacto en la potencia, ya que la energía requerida está suministrada por combustible añadido por separado.

Si se especifica un consumo relativamente bajo de un máximo de 0,5 l / h, no se debe olvidar que la complejidad de los sistemas del vehículo se incrementan. Al igual que los calentadores PTC, estos sistemas se pueden integrar tanto indirectamente en el calentamiento del agua del circuito de refrigeración como directamente operando como sistema para calentar el interior del vehículo.

La arquitectura de todo el vehículo tiene que ser tomada en consideración para decidir qué variante es la más adecuada.

5.1.4. Ideas tomadas de las tecnologías de la Construcción

Por otra parte, se están desarrollando los sistemas conocidos en técnica de edificios y van directamente en el sentido de la comodidad del ocupante. En lugar de aumentar el

volumen total del aire del interior a un nivel de temperatura confortable, se emite un espectro de infrarrojos desde paneles de cerámica funcionales especiales, que se percibe como un agradable calor.

Con el fin de dirigir la radiación de calor idealmente a las zonas sensibles del ocupante, se requiere un conocimiento exacto de las condiciones interiores, así como el concepto de control por sensores, que puede, por ejemplo, reconocer la ocupación del interior.

El intercambio de energía que se produce a través de la ventana del vehículo con el ambiente debido a la radiación solar juega un papel importante en verano. Con el fin de reducir la capacidad de refrigeración requerida y, por lo tanto, la demanda de energía del aire acondicionado, la ventana puede ser diseñada de tal manera que sea impermeable para ciertas longitudes de onda, lo que resulta en una reducción de la energía total necesaria.

Como muestra el ejemplo de techo panorámico descapotable con Magic Sky Control de Daimler (ver Figura 5.4), este efecto no debe ser alcanzado necesariamente por una propiedad específica del material, que no puede ser alterada. Se puede utilizar un control eléctrico para orientar las partículas en una capa intermedia de vidrio y por lo tanto controlar la transmisibilidad de la radiación o el intercambio de energía.

Un concepto prometedor son las bombas de calor que se utilizan en casas de bajo consumo de energía. El principio se basa en un sistema de aire acondicionado. Estos sistemas se pueden utilizar para enfriar y calentar el interior del vehículo y la batería de tracción siempre que los componentes están dispuestos y seleccionados apropiadamente. Un compresor eléctrico puede utilizarse para calentar o enfriar durante la fase estabilizada.



Figura 5.4. Modelo Mercedes-Benz Clase SLK, el cristal del Techo Panorámico permite la entrada variable de luz y calor

5.1.5. Aislamiento del Motor y del Habitáculo

Ahora, se puede establecer una conexión con el compartimento motor, un sistema adicional que sea relevante para los vehículos convencionales. Un aislamiento definido del compartimento motor puede desacelerar el enfriamiento de los periféricos. Esto tiene el efecto de que el motor de combustión todavía tiene algo de calor residual después de un tiempo más largo parado y, por lo tanto, requiere de menos tiempo para alcanzar la temperatura operacional para un nuevo arranque en frío.

Así se puede controlar también el suministro de aire refrigerado mediante el uso de elementos de ajuste activos. Otro desafío es el acondicionamiento térmico de la batería en los conceptos de propulsión alternativos. La batería tiene que operar dentro de un estrecho intervalo de temperatura a fin de lograr su eficiencia más alta. Aunque algunos fabricantes de vehículos utilizan un enfriamiento de aire para enfriar lo suficiente el almacenamiento de energía, también dependen de sistemas con refrigeración líquida.

Partiendo de la hipótesis de que los flujos de aire acondicionado de la cabina del pasajero llegan a través de 3 sopladores (a, b y c – ver Figura 5.5.), se puede asumir que la distribución de los flujos de aire entre los diferentes sopladores depende de la temperatura del entorno del mismo.

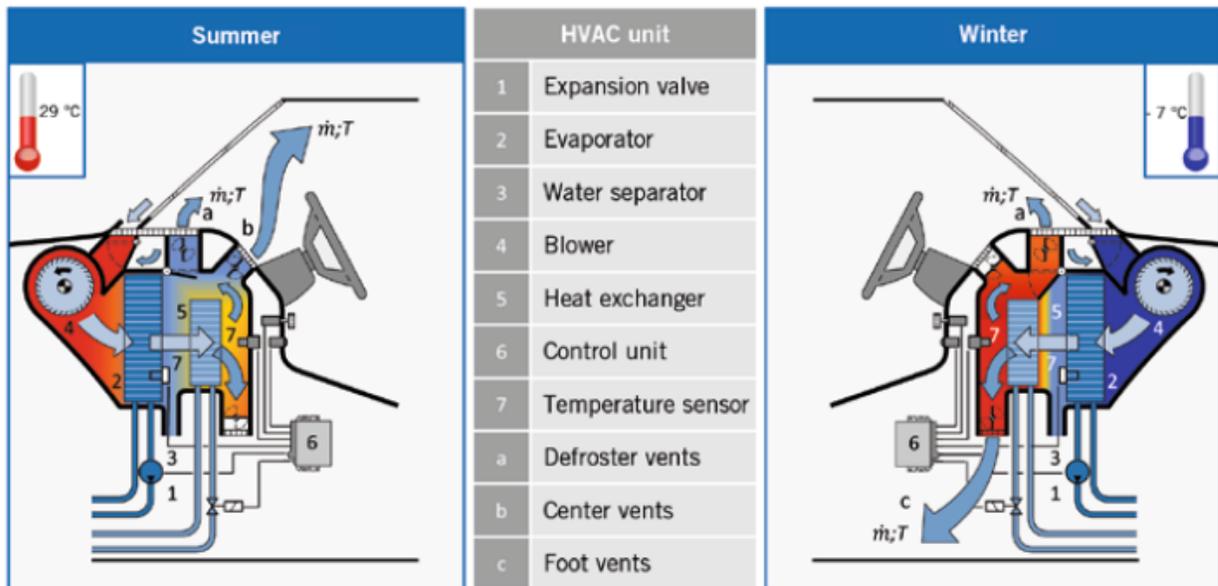


Figura 5.5. – Estructura y funcionalidad de una unidad HVAC

En verano el flujo de aire se divide por igual entre aireadores superiores (b) y las aberturas de ventilación (a). El aire acondicionado es enfriado y deshumidificado en el evaporador (2). En el caso de que se produzca un enfriamiento superior al confortable en el habitáculo, el aire es recalentado en un intercambiador de calor o condensador (5).

En invierno, diversos estudios revelan que la mayor parte del flujo de aire que llega al habitáculo lo hace con los aireadores inferiores (c). Solo una pequeña parte de aire sale por las aberturas de ventilación con el fin de evitar la condensación. El aire es deshumidificado en el evaporador y calentado en el condensador. En estas condiciones se producen pérdidas de calor en el habitáculo por radiación, convección y aberturas. El uso de materiales de aislamiento tiene como objetivo reducir estas pérdidas de calor.

En un vehículo de medio tamaño, se puede cuantificar a -7°C la potencia térmica demandada en aproximadamente 3100 W y la potencia perdida por las razones citadas en 1200 W.

Desde un punto de vista térmico, los componentes de una cabina se pueden categorizar en tres grupos:

- Elementos transparentes: lunas y techo solar.
- Elementos con aire en su interior: paredes de chapa, techo, pilares y tapa del maletero.
- Elementos sin aire en su interior: suelo y cortafuegos.

Cada uno de estos grupos ofrece la oportunidad de utilizar diferentes aislantes de baja emisividad: materiales externos, internos o textiles funcionales.

La condición para utilizar materiales aislantes externos (coating) es la existencia de una capa de aire en las caras exteriores del componente, con el objetivo de conseguir reducir el intercambio por radiación entre las dos superficies finales. A su vez, la diferencia de temperatura generada entre las dos superficies aumenta, lo que facilita el intercambio de calor por convección. Este fenómeno se conoce con el término de “canibalismo termal”.

En las puertas, la modificación más relevante es el uso de telas funcionales, en diferentes capas. Por ejemplo, en las puertas del Smart Fortwo eléctrico (ver Figura 5.6), encontramos 2.8mm de polipropileno (PP) en la superficie interior, bajo una capa de polietileno y 3,7 mm de PP y una estructura textil laminada. La utilización de aislantes textiles visibles en el campo de visión del conductor ofrecen al mismo una sensación de aislamiento térmico.

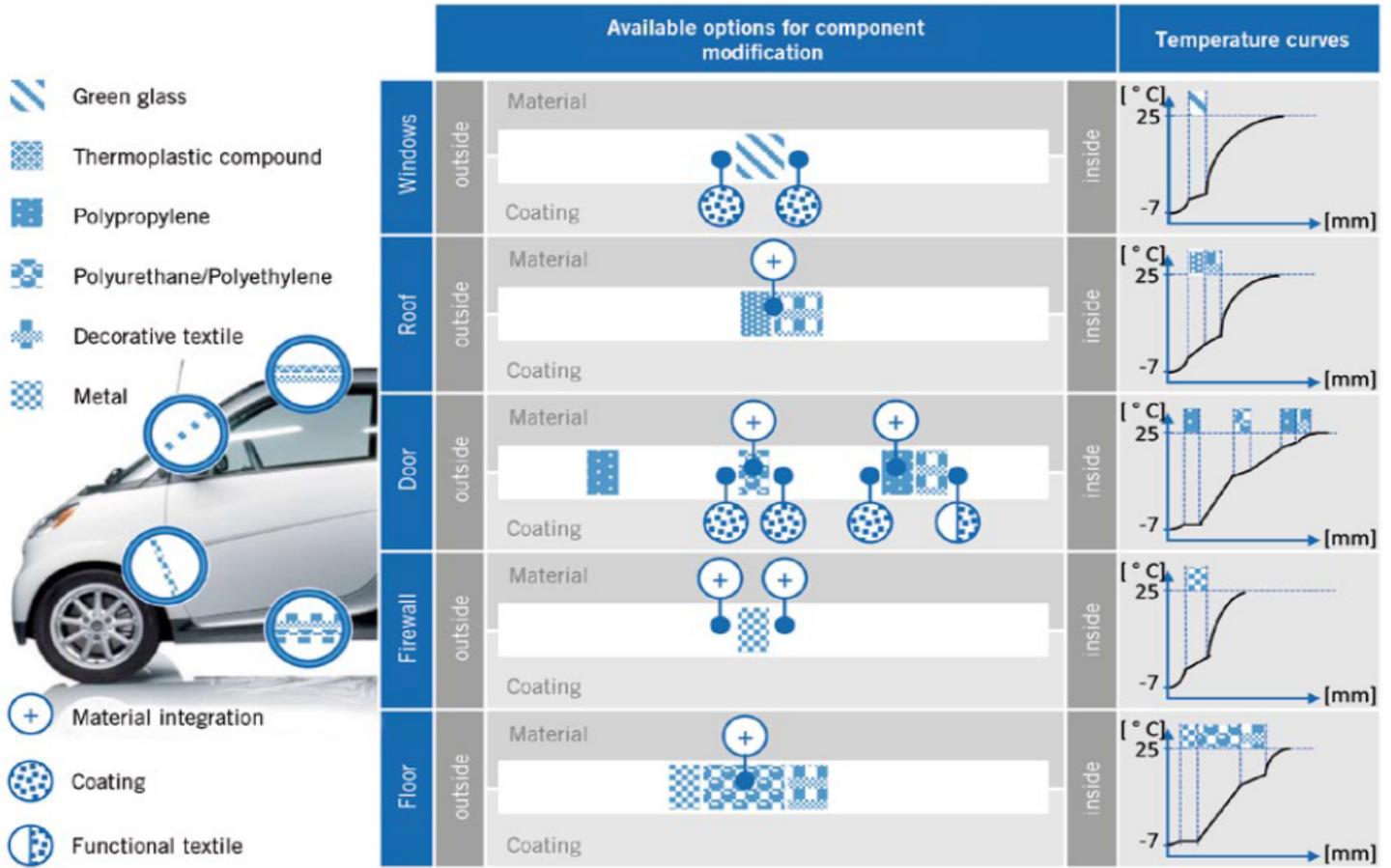


Figura 5.6. – Opciones disponibles para varios componentes del Smart Fortwo

Como se puede ver en las curvas de temperatura, la diferencia de temperaturas entre el ambiente y el volumen del habitáculo está distribuida acorde a la resistencia térmica de cada material. Esta resistencia comprende convección y radiación en las superficies interior y exterior. Para componentes con baja resistencia como por ejemplo las lunas, la transferencia por convección es el mecanismo principal.

Utilizando como modelo un Smart Fortwo eléctrico, un escenario de invierno, una temperatura en el habitáculo de 25 °C y un aislamiento de 3 cm de polietileno en todo el habitáculo salvo las lunas/parabrisas se produce una reducción del calor disipado presentada en la siguiente tabla, siendo la “x” igual a 1 ó 2 dependiendo de las caras sobre las que se ha aplicado el aislamiento (Figura 5.7)

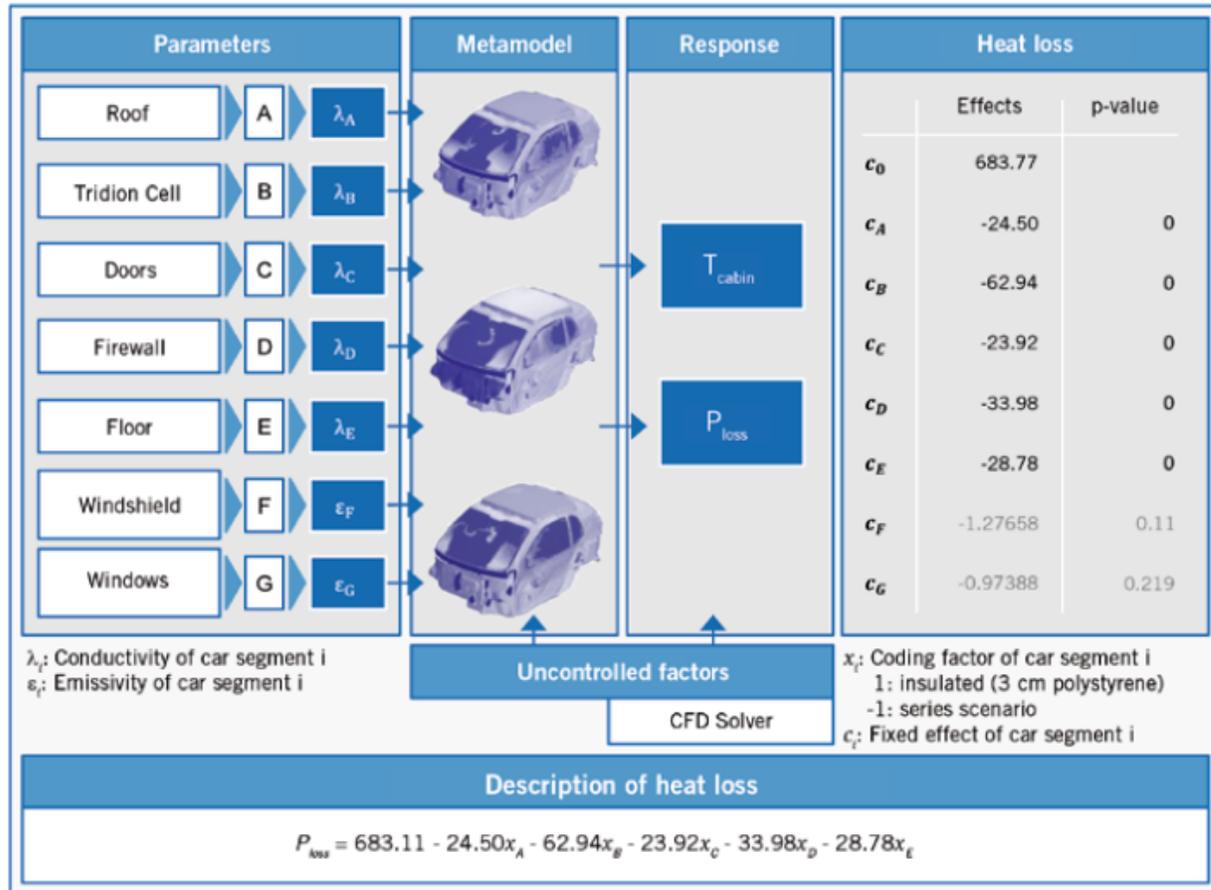


Figura 5.7. Diseño del experimento

FILTROS DE AIRE

Una mejora del confort en el habitáculo cuando se requiera impulsar aire al interior del mismo es la colocación de filtros de polvo activo de carbono que retengan partículas de polen, polvo e incluso gases.

MEDIDAS ACTIVAS

5.1.6. SISTEMAS DE AIRE ACONDICIONADO MIXTO

El sistema de aire acondicionado mixto es una mejora en el confort térmico presente en el Audi A6 (Figura 5.8) Se trata de dos sistemas de aire acondicionado que trabajan simultáneamente, uno manual y otro automático. Así como el manual comprende un sistema de aire acondicionado típico, el sistema automático regula la temperatura deseada, la

distribución de aire y el flujo del mismo de acuerdo con la intensidad de sol entrante, las temperaturas externas e internas y la humedad.

Para regular tanto la temperatura como la humedad el vehículo cuenta con un sensor de temperatura y de punto de rocío integrado en la base del retrovisor interior, produciendo un aumento en el confort térmico respecto a sus competidores principalmente gracias al control de la humedad. Si hay riesgo de condensación sobre el parabrisas, se expulsa más aire por las aberturas de ventilación y la temperatura del cristal aumenta, no permitiendo en el caso de que el vehículo se detenga, volver a arrancar hasta que no haya riesgo de condensación.

CONTROL DEL AIRE ACONDICIONADO

Desde el punto de vista del confort, el controlador de las funciones del aire acondicionado del A6, tales como la selección de temperatura, descongelación, calentamiento de la luna trasera y el modo de recirculación del aire; es compacto y se presenta en un mismo menú.



Figura 5.8. Menú del aire acondicionado en la pantalla MMI del Audi A6

5.1.7. Pruebas Adicionales

Hoy en día, casi todos los componentes necesarios para la gestión térmica se desarrollan y prueban por los proveedores. Los proveedores tienen sofisticados bancos de

pruebas de componentes a su disposición, que les permiten obtener un conocimiento detallado de la eficacia de los componentes individuales y analizarlos.

Con el fin de verificar que el uso de los sistemas descritos aumenta la eficiencia del vehículo completo, todos los fabricantes de renombre han establecido extensos centros de investigación. Casi todas las condiciones climáticas concebibles que van desde, la radiación solar extrema, vientos huracanados, lluvias torrenciales o temperaturas de hasta -40°C , se pueden reproducir de forma individual o combinadas de manera realista en estos centros de investigación.

Sin embargo, un requisito esencial para el resultado óptimo de todo el sistema es el desarrollo a fondo de cada componente individual hasta el concepto global. El diseño tiene que ser llevado a cabo antes de las pruebas que se realizan en los bancos de ensayo vehículo, es decir, en fase de desarrollo.

Es esencial la simulación numérica extensa no sólo de los componentes individuales, sino de todo el sistema, particularmente en esta fase. Por un lado, es necesario combinar las simulaciones de componentes complejos con el fin de crear un entorno en el que el cálculo permita un fácil manejo en la fase de diseño si se dan detalles suficientes.

El conocimiento preciso del funcionamiento, límites y potencialidades de los componentes individuales o sistemas individuales es tan importante como la definición precisa de las limitaciones que existen para todo el sistema. Esto requiere una estrecha colaboración entre los fabricantes de vehículos, de sistemas y proveedores de componentes.

5.1.8. Panorama

Es evidente que la intensificación de los marcos jurídicos y la demanda de sistemas completos más eficientes hacen indispensable la gestión térmica de componentes cruzados para una conducción convencional. La situación se intensifica aún más para los conceptos de vehículos electrificados, no sólo porque la energía inicial disponible en el vehículo es significativamente más baja, sino porque, desde la perspectiva termodinámica, los puntos de configuración y funcionamiento de los componentes individuales varían constantemente.

Por lo tanto, las innovaciones, tanto activas como pasivas, podrán ser utilizadas solamente si la demanda de energía térmica del vehículo se ve reducida. Sin embargo, esto sólo puede lograrse si se aborda el sistema completo durante el desarrollo de los componentes innovadores individuales. Sólo si todos los componentes del sistema completo se incluyen en la gestión térmica, es factible desarrollar el potencial de los sistemas de accionamiento innovadoras.

5.2. GESTIÓN TÉRMICA y CONTROL del CLIMA INTERIOR en MOTOR TÉRMICO: MEDIDAS ACTIVAS y PASIVAS

5.2.1. El confort y el consumo como objetivos de desarrollo

Durante el desarrollo de la gestión térmica, el control de temperatura y la aerodinámica de un nuevo modelo de vehículo convencional (MCIA), las principales prioridades son optimizar la comodidad, la facilidad de control y el confort percibido por el cliente. La atención también se dedica a un uso altamente eficiente de la energía, lo que se traduce en un menor consumo de combustible y la reducción en las emisiones de CO₂.

Con el fin de reducir el consumo de combustible, la prioridad principal que aparece en la especificación del rendimiento - además del hecho de ahorrar peso y mejorar la eficiencia de los componentes individuales a través del uso de soluciones innovadoras - es, sobre todo, hacer trabajar a todos los componentes de forma óptima entre sí.

Las funciones de todas las áreas están estrechamente vinculadas entre sí: desde el flujo de aire alrededor del coche y las tomas de aire, pasando por el circuito de refrigeración y módulo de refrigeración en la parte delantera, hasta al final la unidad de aire acondicionado incluyendo su estrategia de regulación y las entradas y salidas de aire del habitáculo.

En la medida en que sus niveles de paso de flujo y sus balances de energía, estos sistemas interactúan unos con otros y por lo tanto tienen que ser considerado como una sola entidad.

Los flujos energéticos en vehículos convencionales provienen en su mayoría de la combustión de un combustible fósil. Parte de la energía química almacenada por el combustible se transforma en energía mecánica que se transmite al sistema de tracción, y parte se transforma en energía térmica.

De la energía térmica obtenida, parte se pierde por la radiación de los componentes y a través del tubo de escape, pero parte es aprovechada mediante intercambiadores con el líquido refrigerante por el sistema de aire acondicionado.

Otros flujos energéticos presentes en los vehículos térmicos provienen de la radiación y convección del habitáculo con el entorno y su ventilación, Figura 5.9.

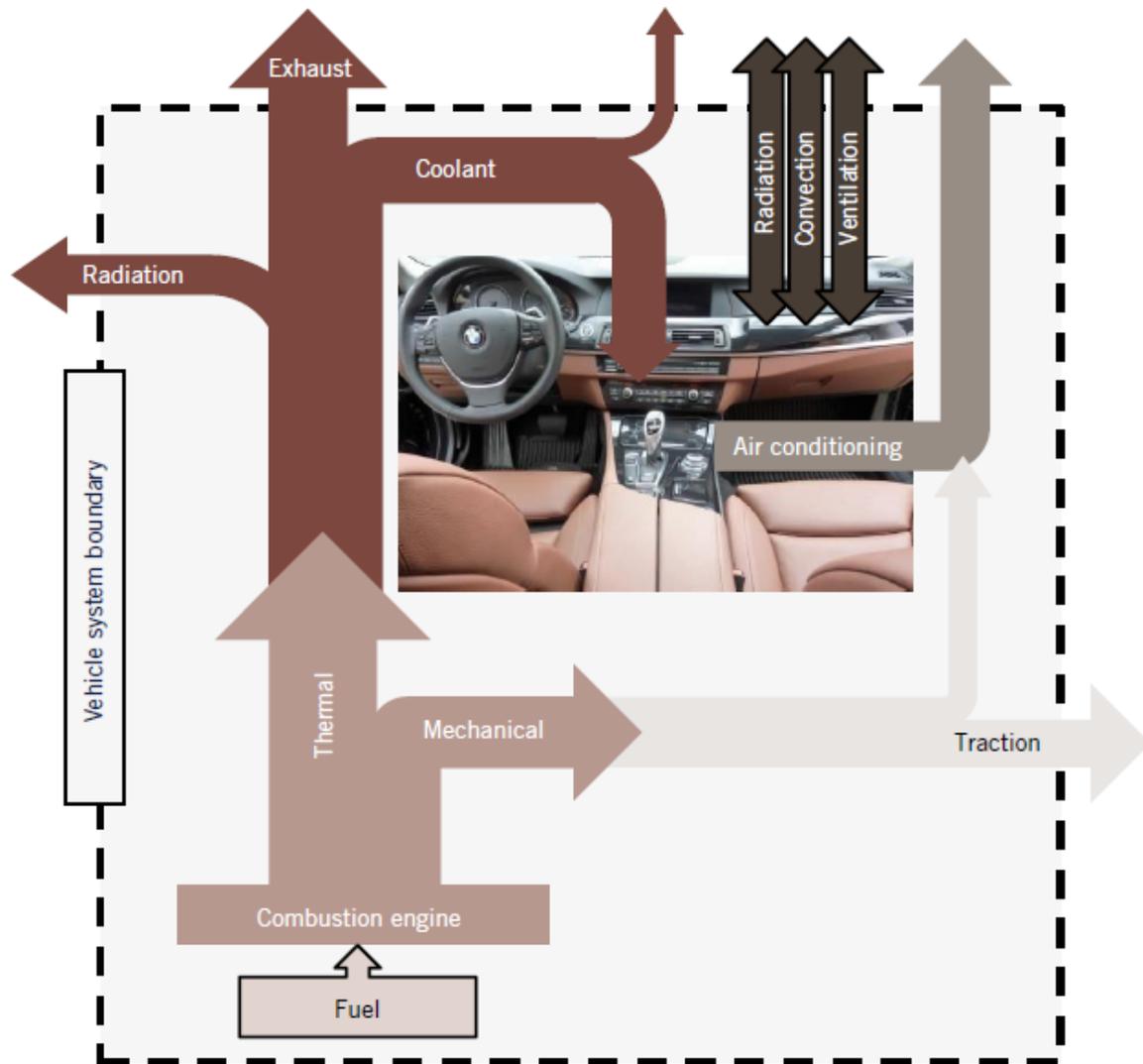


Figura 5.9. Diagrama energético de un vehículo impulsado con un motor de combustión

MEDIDAS PASIVAS

5.2.2. Módulo de refrigeración

La versión básica del módulo de refrigeración consiste en el condensador del aire acondicionado, el radiador principal, el módulo de ventilador y juntas de estanqueidad para las zonas periféricas, Figura 5.10.

Dependiendo de la versión del motor que se utilice, se puede añadir a esta especificación un intercooler del aire de carga en la parte delantera del coche o un radiador de baja temperatura. El módulo completo se desarrolla con el objetivo de conseguir la

máxima compacidad. Un condensador de alta eficiencia del sistema de aire acondicionado es uno de los factores clave en esto.

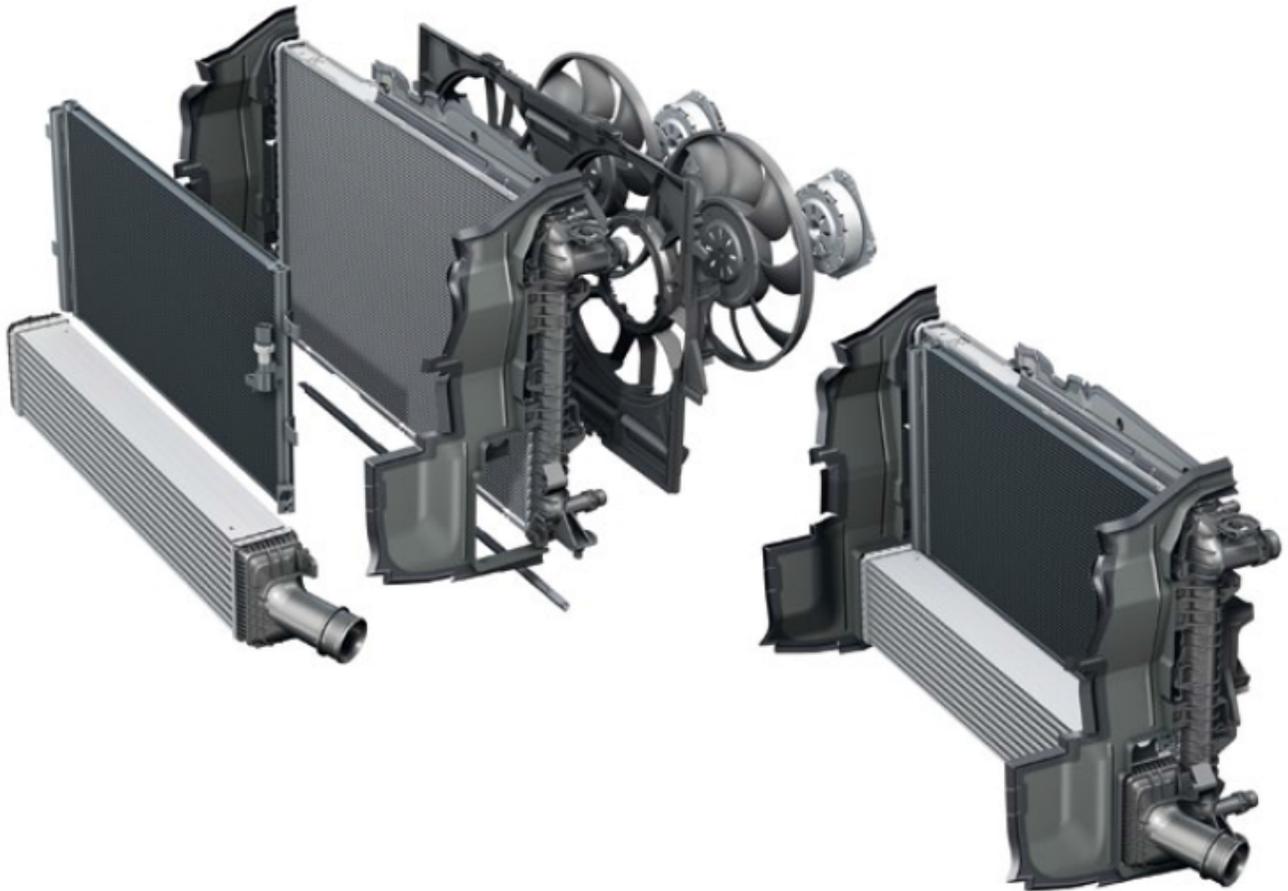


Figura 5.11. Componentes del Circuito de Refrigeración

Una valiosa contribución al aumento de la eficiencia se ha hecho mediante la adopción de nuevas tecnologías de fabricación y la optimización sistemática de todo el circuito de refrigeración, a partir de las entradas de aire en la rejilla del radiador al compartimento motor y el túnel de transmisión.

Por ejemplo, la separación de las aletas en el radiador principal se puede reducir en aproximadamente un 22% (para motores de alto rendimiento) y el patrón de la aleta se puede adaptar a la del condensador de aire acondicionado. Esto conduce a una reducción

definitiva en la presión de retorno y por lo tanto a la mejora del flujo de aire a través del módulo de refrigeración.

5.2.3. Ventilador eléctrico sin escobillas

Se pueden utilizar cuatro módulos de refrigeración y ventiladores diferentes, dependiendo de la potencia del coche, transmisión y los accesorios opcionales instalados en él. Su tarea es la de suministrar un volumen suficiente de aire del módulo de refrigeración para satisfacer la gestión térmica y las demandas de aire acondicionado en todas las situaciones de conducción.

Mayor eficiencia y control continuo han permitido bajar el consumo de energía sin ninguna reducción en la producción de aire. Además, el principio de que el ventilador sin escobillas es más eficiente en el funcionamiento, tiene menor consumo de energía y la reducción de los tiempos de excitación significa que se apaga durante períodos más largos en conducción de tipo stop-and-go (semáforos, atascos,...).

Las características del motor sin escobillas tienen un efecto positivo sobre el consumo de combustible en toda la gama de temperaturas. Se puede ahorrar hasta 0,1 l / 100 km. El control continuo de la velocidad del ventilador también mejora la acústica.

El ventilador funciona precisamente a las velocidades mínimas necesarias para satisfacer la demanda en un momento dado, y por lo tanto evita la emisión de ruidos innecesarios.

5.2.4. Peso optimizado de sellado del contorno: encapsulado motor

Para asegurar el flujo de aire eficiente a través del módulo de refrigeración sin fugas o recirculación del aire caliente del compartimento motor, los elementos utilizados para sellar el área circundante, y en particular los conductos de aire conectados al radiador principal, Figura 5.12, han de ser emparejados juntos de manera estanca en el momento del diseño.

Un contorno definido para el compartimento motor puede reducir la velocidad de enfriamiento de sus componentes, permitiendo al motor retener algo de calor residual después de largas paradas, y por tanto, requerir menos tiempo para alcanzar la temperatura de operación durante el arranque en frío.

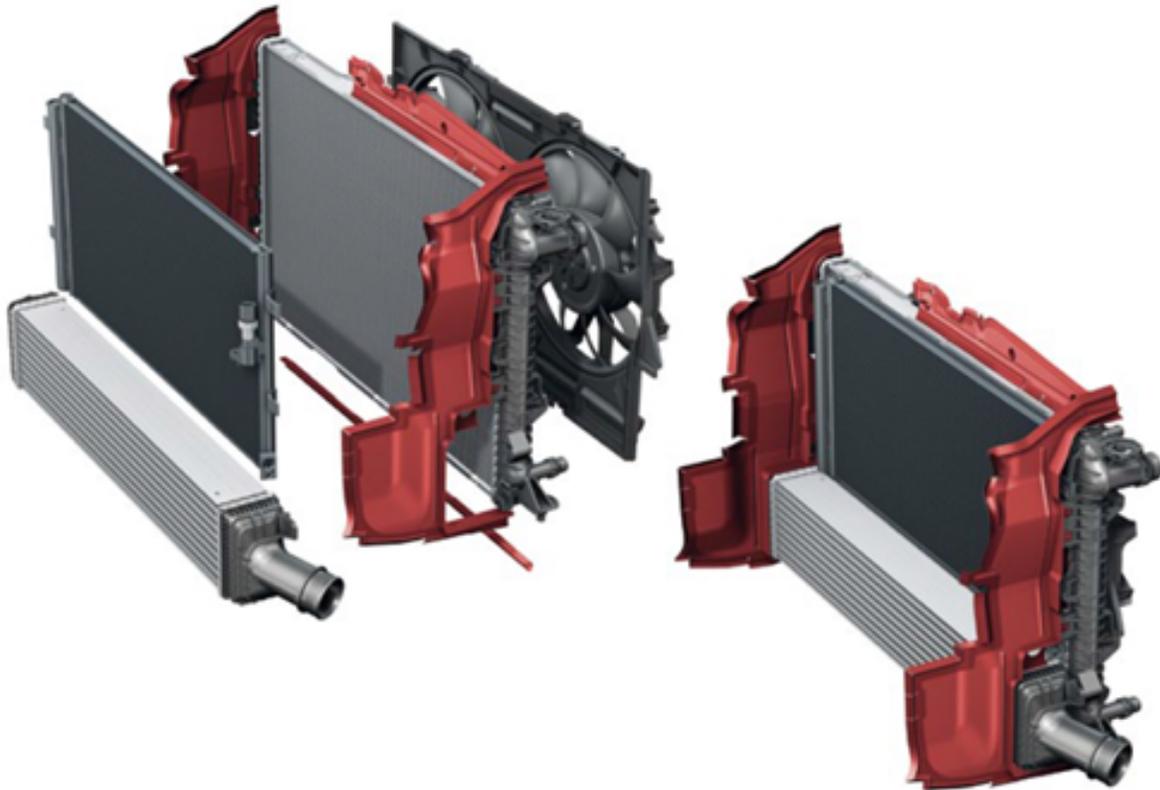


Figura 5.12. Sellado del área circundante

El trabajo de desarrollo permite sellar el módulo de refrigeración con la ayuda del detalle del diseño en los puntos de transición (radiador, entradas de tubería, paragolpes, largueros e intercooler del aire de carga) esto unido a las juntas de sellado superior e inferior pueden formar un sistema de guía de flujo de aire extremadamente eficaz y unificado.

Las juntas que rodean no sólo han de ser optimizadas en su función de estanqueidad, sino también en peso. La mayor parte del peso total se explica por los dos canales de guía de aire. Sin afectar a su función, se han de diseñar con un espesor de pared reducido de menos de 1 mm. Estarán hechas de un plástico muy fuerte que fluye por un proceso especial de moldeo por inyección. El diseño del sistema de canal caliente, la fuerza de cierre de la herramienta y la presión de inyección deben estar especialmente coordinados.

En comparación con el modelo anterior, estas medidas pueden reducir el peso de los materiales de sellado que rodean tanto como un 50% (0,4 kg) y también rebajar la resistencia aerodinámica.

5.2.5. Depósito de líquido de refrigeración con sensores de plástico

Para advertir a los clientes de los riesgos de daños graves al motor, una luz de aviso en el panel de instrumentos indica que el nivel de refrigerante en el depósito es demasiado bajo. Hasta ahora, los modelos de Audi han utilizado un depósito de líquido refrigerante con sensores que incorporan contactos de acero inoxidable. Por primera vez en un modelo de Audi el nuevo A6 ahora cuenta con sensores hechos de un plástico eléctricamente conductor especialmente desarrollado e integrado en el depósito del líquido refrigerante, Figura 5.13.

A diferencia de los contactos de acero inoxidable, los hechos de plástico pueden integrarse directamente en las cubiertas superior e inferior del depósito de líquido refrigerante mediante un proceso de moldeo por inyección (sobre-moldeado), y su geometría y la posición en el depósito pueden ser determinadas libremente.

Este desarrollo aumenta el grado de automatización que se puede aplicar en el proceso de fabricación, ofrece posibilidades para la reducción de peso y reduce claramente los costes de componentes y de fabricación.



Figura 5.13.. Depósito de líquido de refrigeración con sensores de plástico

MEDIDAS ACTIVAS

5.2.6. Control de la temperatura del aceite motor

Otra contribución al aumento de la eficiencia se hace mediante el optimizado del calentamiento del aceite del motor, otra novedad que reduce el consumo de combustible, tanto cuando el cliente conduce el coche con el aire acondicionado en funcionamiento como en el Nuevo Ciclo de Conducción Europeo (NEDC).

Con el fin de subir la temperatura del aceite del motor durante el calentamiento o después de un arranque en frío, por medio del calor residual del motor que de otra manera no sería utilizado, hay que modificar y prolongar normalmente los circuitos de refrigeración y calefacción para todos los conjuntos mecánicos (Ej.: nuevo Audi A6)

Para implementar este sistema, se necesita una arquitectura de software inteligente, y sobre todo se necesitan nuevos trabajos de desarrollo en las válvulas de conmutación optimizadas. El principio de diseño escogido hará uso de válvulas de solenoide, que cumplen todos los requisitos pertinentes de espacio, peso, funcionalidad, economía y fiabilidad.

Se centra especial atención durante el desarrollo, en los requerimientos hidráulicos y en la función de degradado. Además, el consumo de energía eléctrica se intenta mantener baja: en el modo encendido y en el modo de funcionamiento, es hasta un 60% más bajo que si se hubieran utilizado las válvulas de un automóvil estándar. La construcción compacta de estas válvulas también las hace hasta un 20% más ligeras que las válvulas estándar.

Por medio de estas válvulas y un circuito de control lógico en momentos adecuados, el intercambiador de calor en la transmisión se puede calentar de una manera controlada con agua tibia, o a la temperatura ajustada al rango de funcionamiento de temperatura ideal asegurada con la ayuda de agua fría.

Para garantizar la consecución del objetivo de desarrollo del menor consumo de combustible cuando el cliente está utilizando el coche (por ejemplo con el aire acondicionado encendido), el software adecuado en la unidad de control de aire acondicionado distribuye el flujo de calor de manera óptima, dirigida al interior del coche o al circuito de calefacción de aceite de la transmisión.

Un ejemplo de compromiso ideal entre el confort interior y la eficiencia de conducción se ha alcanzado en el nuevo A6. Por un lado el cliente no sufre ninguna pérdida de confort, pero por otro lado la eficiencia se ha maximizado y, en virtud del combustible ahorrado, se consigue una reducción de emisiones hasta un nivel de 3 gr de CO₂ / Km.

El calentamiento del aceite motor se activa en función de la temperatura exterior y por lo tanto depende de la prioridad entre la comodidad y eficiencia, Figura 5.14.

A temperaturas por debajo del punto de congelación se necesita más tiempo antes de que se alcance una temperatura agradable en el interior del coche, y se permite funcionar a través del calentamiento del aceite motor. Si el interior del automóvil se calienta con mayor rapidez, el calentamiento del aceite motor también empieza a hacer efecto antes.

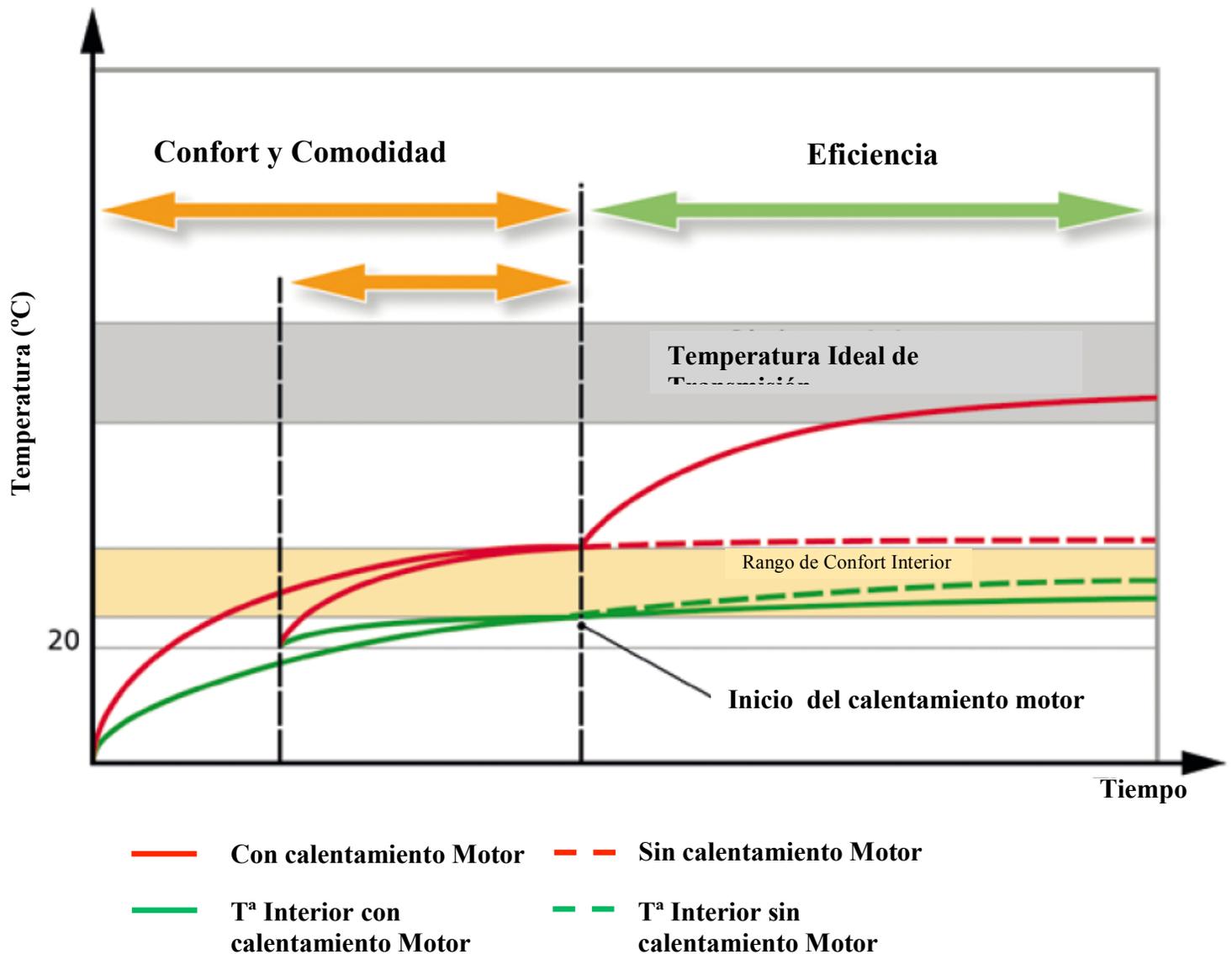


Figura 5.14. Curvas de Temperaturas interiores y de Transmisión

5.2.7. Climatizador Interior

Los principales objetivos de desarrollo al determinar los criterios de diseño para el sistema de climatización del coche han de ser un incremento en el confort de los ocupantes y una reducción en el consumo de energía y peso.

El confort de los ocupantes también se ve reforzado por la optimización acústica del equipo de aire acondicionado, y, además, se aumentará el número de zonas de confort climáticas que el cliente puede seleccionar individualmente, Figura 5.15. Por ejemplo, el nuevo A6 ahora ofrece al cliente una elección entre dos zonas y cuatro zonas de aire acondicionado.



Figura 5.15. Zonas de Confort Climáticas en el Nuevo A6

5.2.8. Circuito de Refrigeración

La estrategia de futuro es el desarrollo de sistemas de aire acondicionado de alta eficiencia con el fin de minimizar los consumos y emisiones de CO₂ resultantes. Esta estrategia se ha adoptado sistemáticamente en todos los constructores, por ejemplo, al desarrollar el circuito de refrigeración para el nuevo A6.

Basado en la plataforma modular para el A4, A5, Q5 y A8, el circuito de refrigeración del A6 incluye componentes altamente eficientes tomados del Audi A8, a saber, el evaporador y el intercambiador de calor interno (IWT), integrados en el compresor de 140 cc con separador de aceite, Figura 5.16.



Figura 5.16. Vista general del circuito de refrigeración de un coche

En vista de la alta eficiencia del sistema de un condensador con un área superficial de 22 dm², como se usa en el A4 y Q5, podría aplicarse tanto para los sistemas de aire acondicionado de dos zonas y de cuatro zonas. Esto hace que todo el módulo de intercambiador de calor sea extremadamente compacto.

Una prioridad de desarrollo importante será el compresor con separador de aceite, lo que aporta una contribución al incremento de la eficiencia. Con este sistema, la relación de circulación de aceite se puede reducir en dos terceras partes en un amplio rango de velocidad del motor. Además, la diferencia de entalpía para la evaporación se podría aumentar y por lo tanto reducir la masa de flujo de refrigerante proporcionalmente. Una contribución considerable es un intercambiador de calor interno, Figura 5.17.

Al igual que en el Audi A4, A5, Q5 y A8, el A6 utiliza un intercambiador de calor coaxial contra-flujo. Se transfiere calor desde el lado de alta presión al lado de baja presión y por lo tanto reduce la entalpía en la entrada del evaporador.

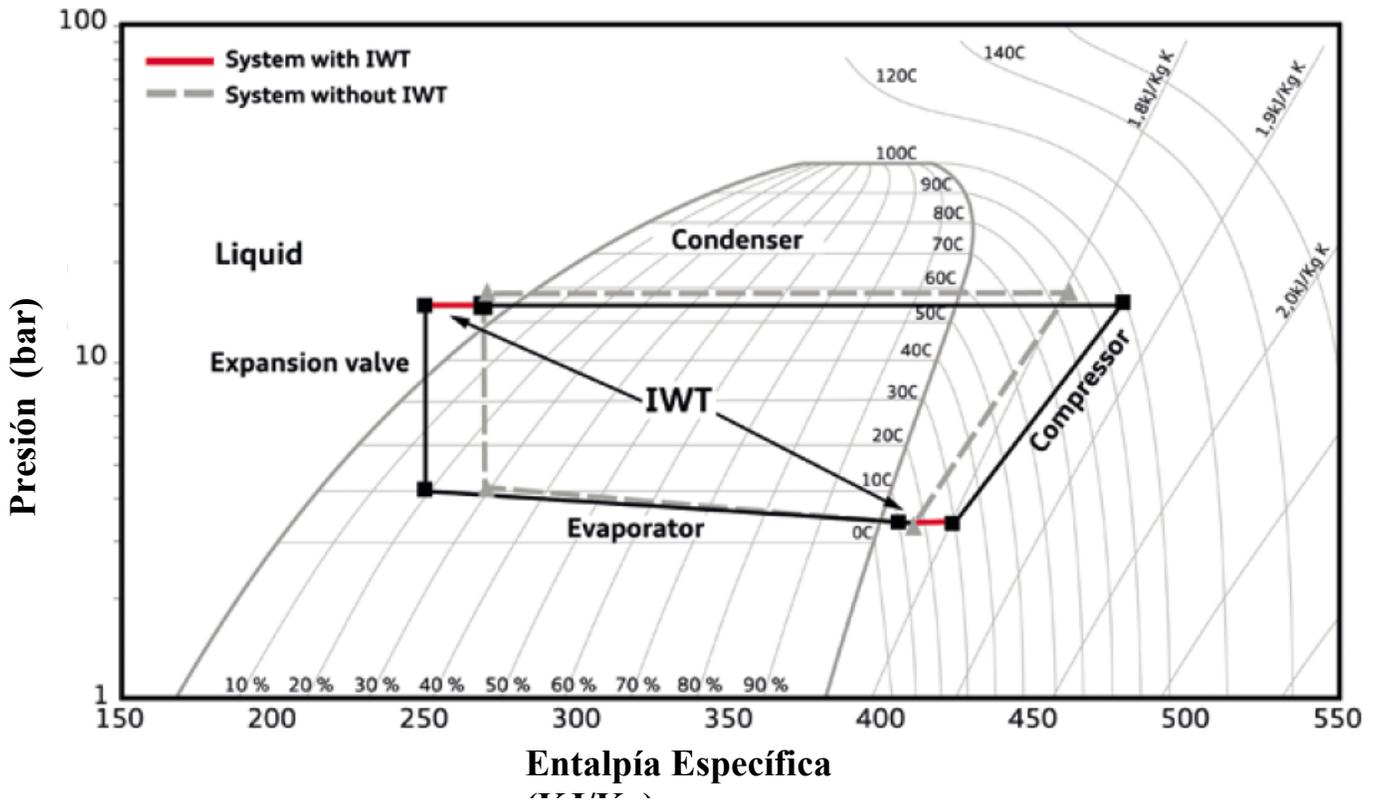


Figura 5.17. Incremento del salto entálpico de una instalación con válvula de expansión mejorada y el IWT

El condensador interno aumenta las diferencias entálpicas a la entrada y salida del bloque motor, por lo que se puede reducir el flujo de refrigerante.

Para incrementar aún más el salto entálpico en el evaporador, la válvula de expansión ha sido mejorada, ajustada para conseguir un flujo sobrecalentado a la salida del evaporador, garantizando la ganancia entálpica. Con todas estas medidas se ha conseguido reducir en un 17% el consumo de combustible asociado al sistema de refrigeración, consiguiendo reducir las emisiones de CO₂ hasta en 8 g/km.

5.2.9. RECUPERACIÓN DEL CALOR DEL TUBO DE ESCAPE

Debido a la alta eficiencia de los motores modernos, el calor del sistema de refrigeración es limitado en condiciones de funcionamiento con carga baja, como las indicadas en el NEDC (New European Driving Cycle). Además las restricciones de CO₂ aumentarán en años venideros. Para un arranque rápido se hace necesario un aporte extra de calor, siendo el calor del tubo de escape una buena opción, debido a su alto nivel energético, mediante un intercambiador de calor combinado con un sistema de almacenamiento. Otras soluciones son la recirculación de los gases de escape (EGR), ajustar la demanda de refrigerante, calentar el aceite de motor y el eje trasero o almacenar la energía térmica de operaciones previas.

En el caso del motor del VW Golf de 1,2 l y cuatro cilindros el sistema implementado como circuito de refrigeración consiste en una bomba, el termostato de cera y un termostato adicional conectado al sub-circuito de la línea del cilindro. Además, el motor está equipado con el intercambiador refrigerante-aceite el cual mejora el arranque en frío al transferir calor del circuito de refrigeración al aceite del motor. Figura 5.18.

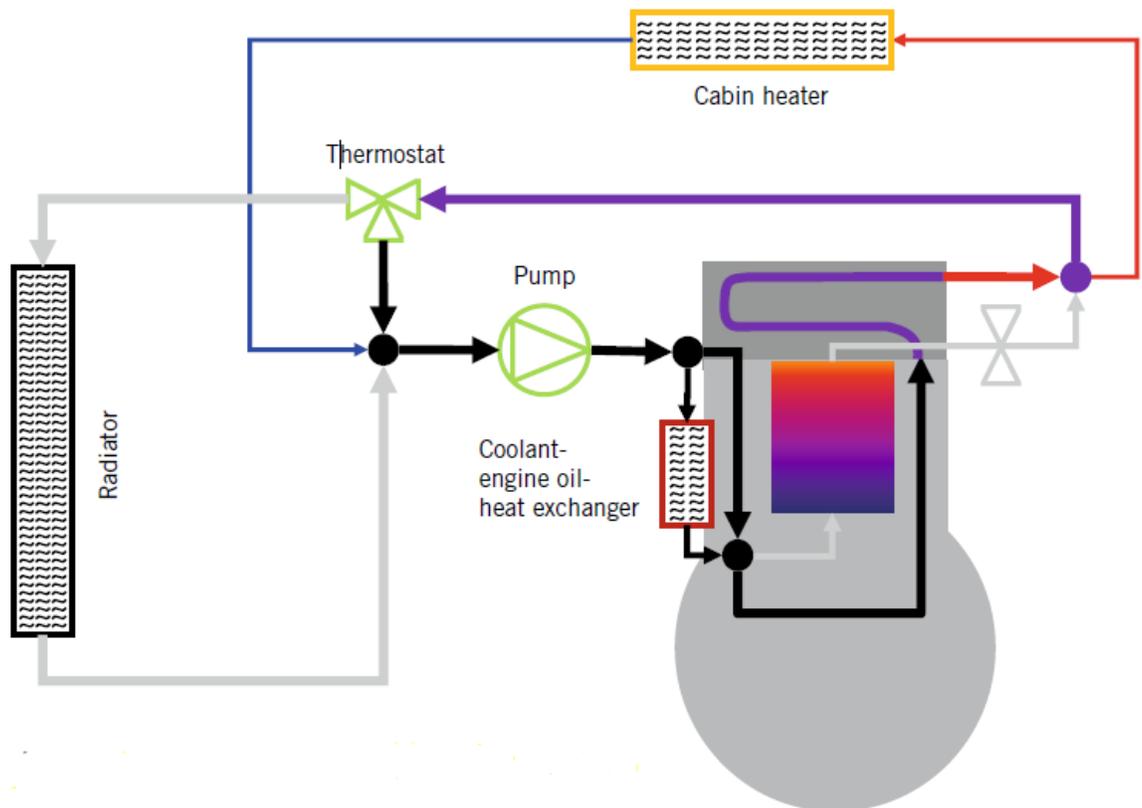


Figura 5.18. Sistema de refrigeración con circuito de alta temperatura

La recuperación del calor del tubo de escape (EHR) para la puesta a punto del motor se conoce desde hace tiempo. Existen diversas formas de recuperar este calor: o bien en un intercambiador en la línea de escape o en el sistema EGR mediante una válvula bypass para desactivar el circuito cuando el motor se haya calentado.

En el caso de que el intercambiador se coloque en la línea de escape, el mejor lugar es aguas abajo del catalizador, aún cerca del circuito de refrigeración, tal y como se muestra a continuación:

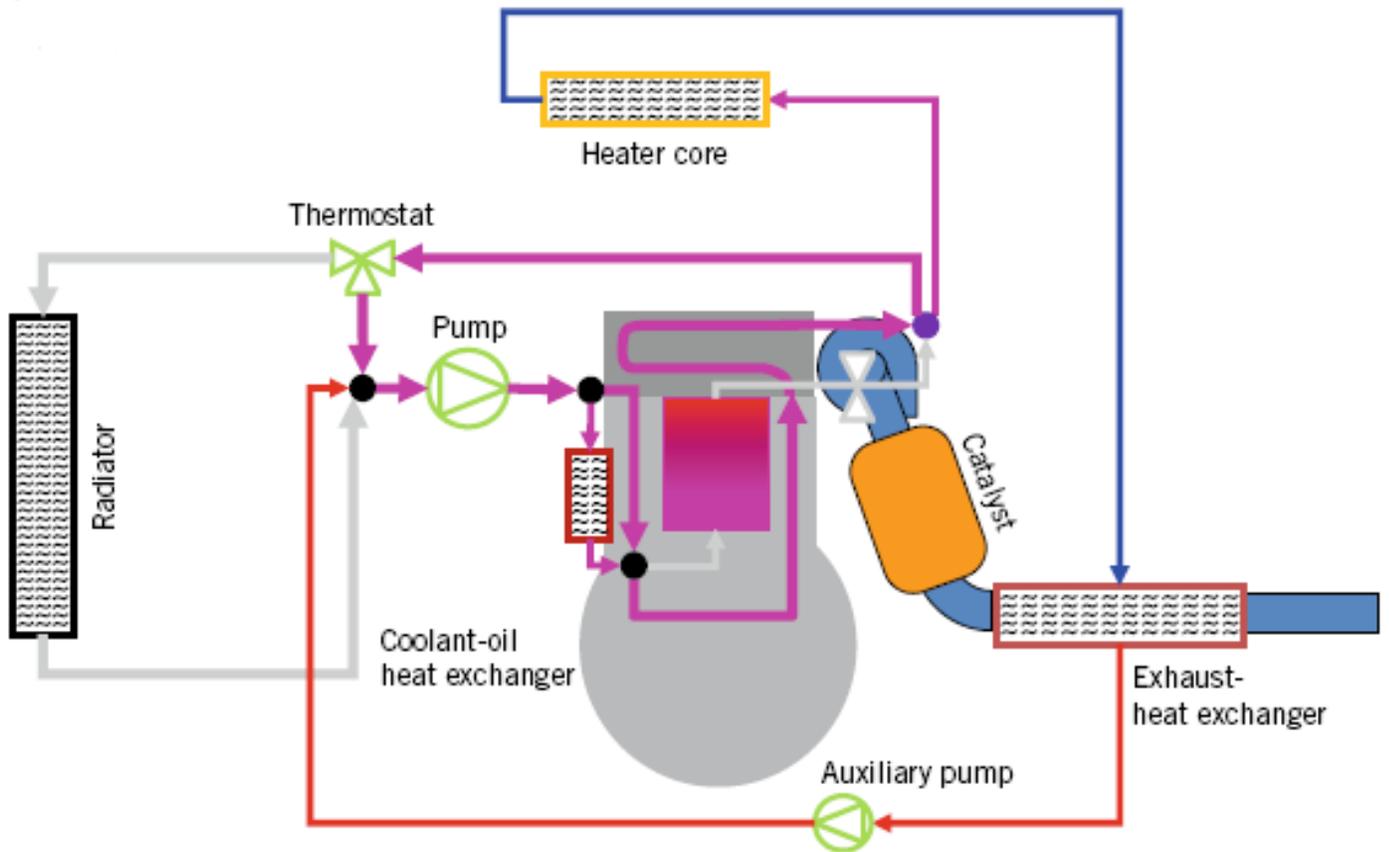


Figura 5.19. Integración del sistema de recuperación de gases de la combustión en el sistema de refrigeración



Figura 5.20. Aspecto que presenta un EHR

Para mejorar también la temperatura del intercambiador refrigerante-aceite, la conexión con el circuito original se realiza antes de la bomba. Dicha instalación se ha testado en tres tipos de ciclo: europeo (NEDC), Armonizado mundial (WLTC) y americano (FTP75) presentando las propiedades de cada ciclo a continuación, tanto a 20° como a -7°:

CYCLE	CYCLE CHARACTERISTICS										TEST DATA
	DURATION [s]	DISTANCE [m]	OVERALL STOP DURATION [s]	STOP DURATION – PERCENTAGE [%]	VEHICLE SPEED – MAX [km/h]	VEHICLE SPEED WITHOUT STOPS – AVERAGE [km/h]	VEHICLE SPEED WITH STOPS – AVERAGE [km/h]	ACCELERATION – MIN [m/s ²]	ACCELERATION – MAX [m/s ²]	ENVIRONMENT TEMPERATURE [°C]	
NEDC	1180	11023	294	32.4	120	44.8	33.6	-2.1	1	20	5.43
WLTC	1800	23262	242	13.4	131.3	53.8	46.5	-1.5	1.6	20	5.63
FTP75	1874	17803	379	13.4	91.2	42.9	34.2	-1.5	1.5	20	5.55

Tabla 10. Tabla comparativa de las características de los diversos ciclos estudiados

Centrándonos en el WLTC a 20°, los resultados muestran un aumento de la temperatura de entrada del aceite al motor, así como un ahorro del 1,2% que llega a ser del 4% en las primeras fases (589s). Figura 5.21.

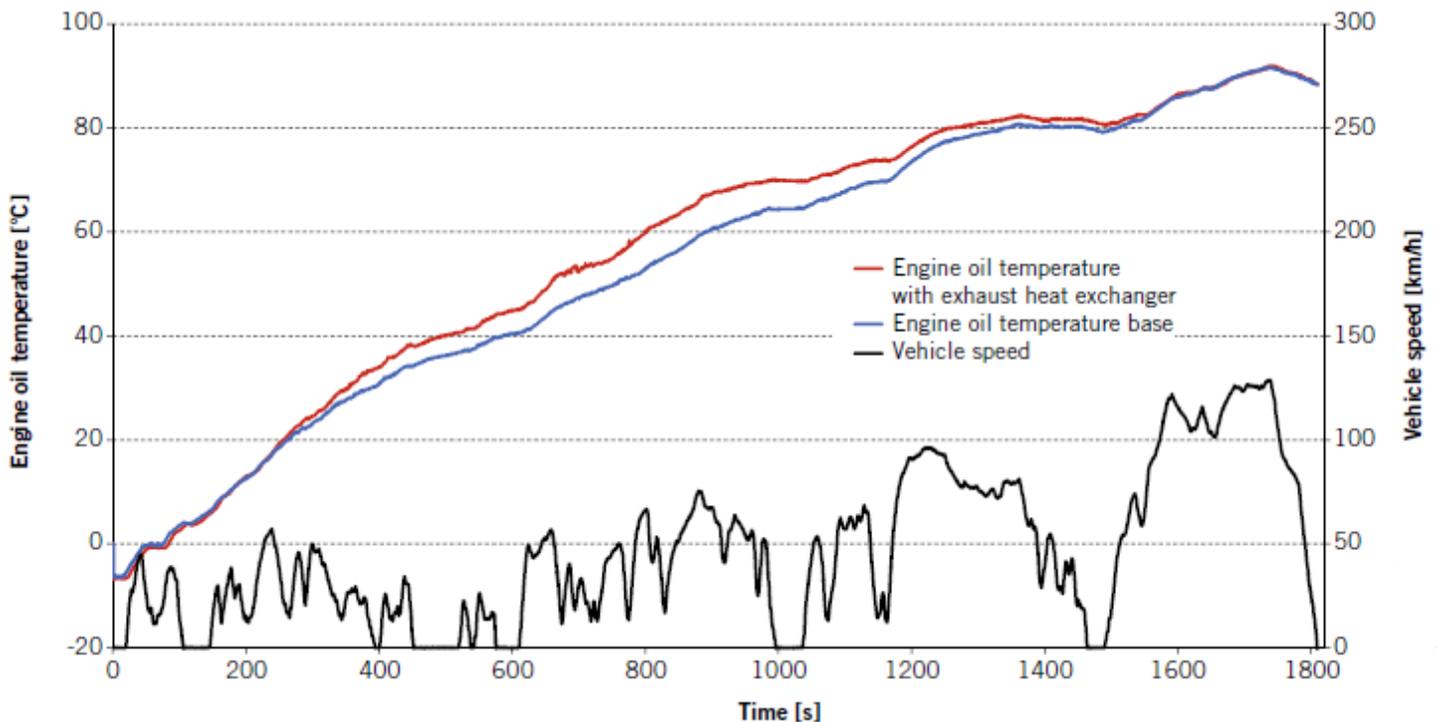


Figura 5.21. Temperatura del aceite del motor con y sin EHR en el ciclo WLTC

En el caso de los ciclos a -7°C, se obtienen beneficios de un 2,1% para el WLTC; hasta un 3,9% en el FTP75.

Una tecnología a desarrollar en los recuperadores de calor de los gases de escape es el uso de los llamados materiales termoeléctricos (TEG), tales como el Telurio y el Germanio. Dichos materiales producen un potencial eléctrico al estar colocados entre una fuente de calor (tubo de escape) y un sumidero térmico (refrigerante). Este comportamiento recibe el nombre de efecto Peltier. Estos materiales son escasos en la naturaleza, siendo, hasta ahora, ésta la razón principal de su limitación de uso a aplicaciones espaciales.

BMW y Ford ya han desarrollado un recuperador TEG cilíndrico, con a su vez subcomponentes cilíndricos (cartuchos) conectados en el armazón exterior eléctricamente en serie y térmicamente en paralelo, de dimensiones similares a las de cualquier recuperador de calor, conjuntamente con una válvula de regulación y un bypass, para proteger el sistema en el caso de temperaturas superiores a 620°C.

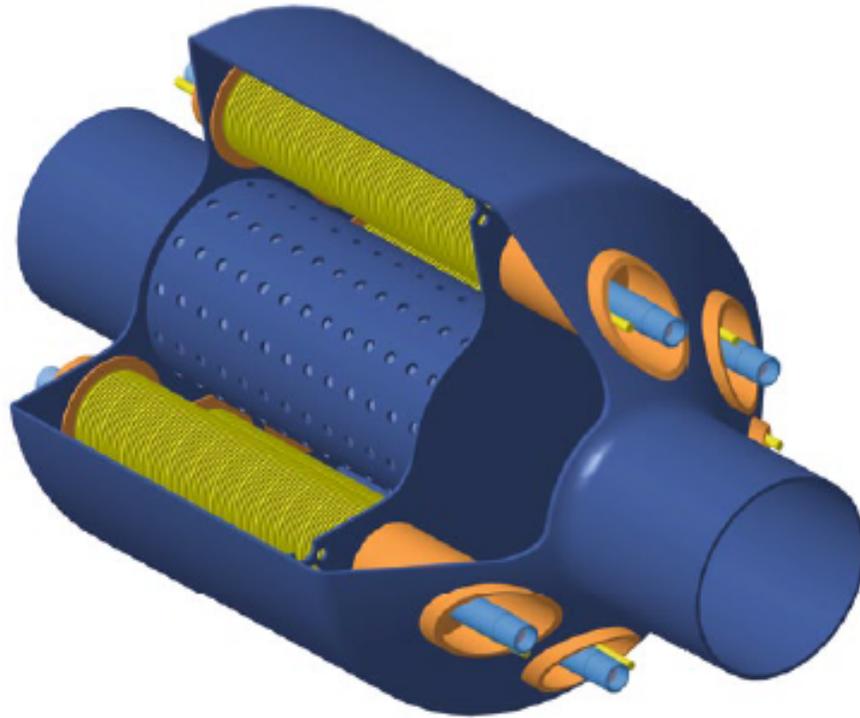


Figura 5.22. Recuperador TEG

Se ha testado a una temperatura de refrigerante de 20 °C, consiguiendo recuperar 714 W de potencia. Se han conseguido obtener entre 400 a 450 W en test abiertos en condiciones Europeas a una velocidad entre 100 y 120 km/h.

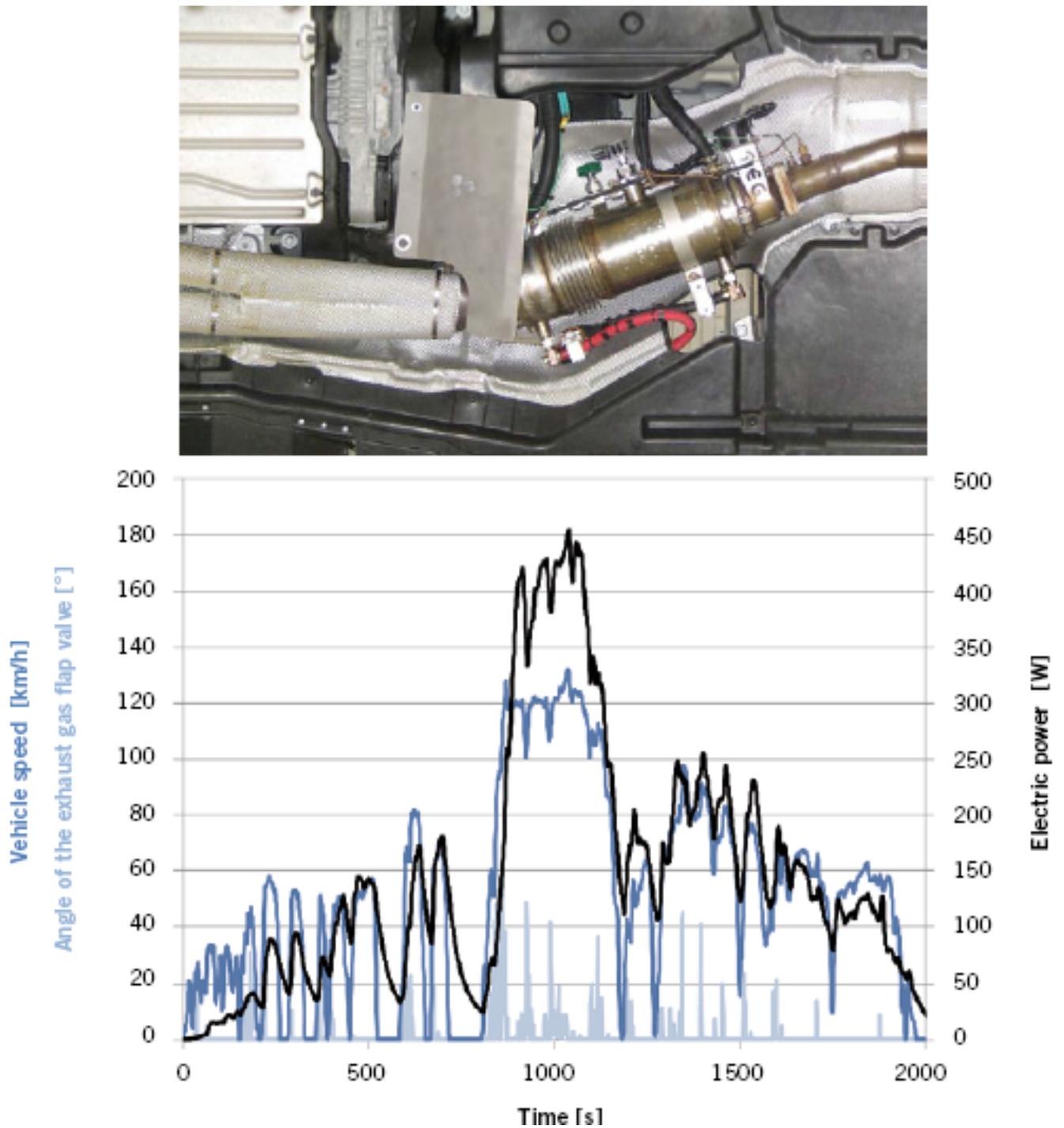


Figura 5.23. Instalación de un TEG bajo el suelo de un vehículo testado (arriba) y su generación eléctrica a lo largo del tiempo en función de la velocidad (abajo)

Como punta de lanza de esta tecnología en desarrollo, la integración de un convertidor catalítico puede aumentar la temperatura de la superficie del tubo de escape de 300 °C hasta 366 °C, produciendo un aumento de un 30 % en la producción eléctrica. El efecto Peltier puede ser aprovechado también en un futuro para los arranques en frío.

5.2.10. VÁLVULA DE CONTROL DE REFRIGERANTE

Buscando la mayor eficiencia en motores de combustión, se ha comprobado que las bombas del circuito de refrigeración conectadas al motor aportan grandes flujos de refrigerante mientras que el control en el flujo del radiador, mediante termostatos, es relativamente lento y poco flexible.

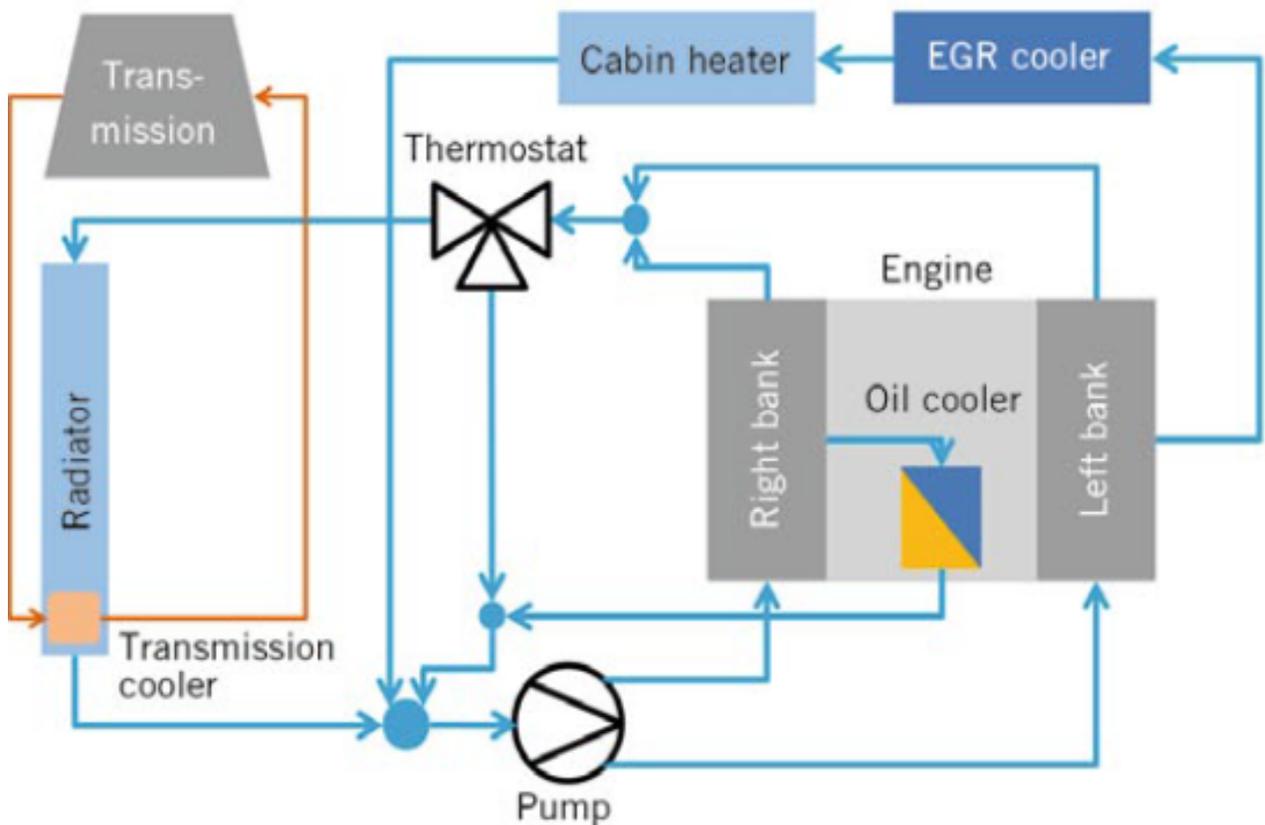


Figura 5.24. Esquema del sistema de refrigeración OM642, Mercedes-Benz Sprinter

Un nuevo avance es una bomba dual de refrigerante que puede ser manejada por un motor eléctrico integrado en la correa de transmisión y una válvula que controle completamente el refrigerante tal y como se muestra a continuación remplazando a los termostatos de cera.

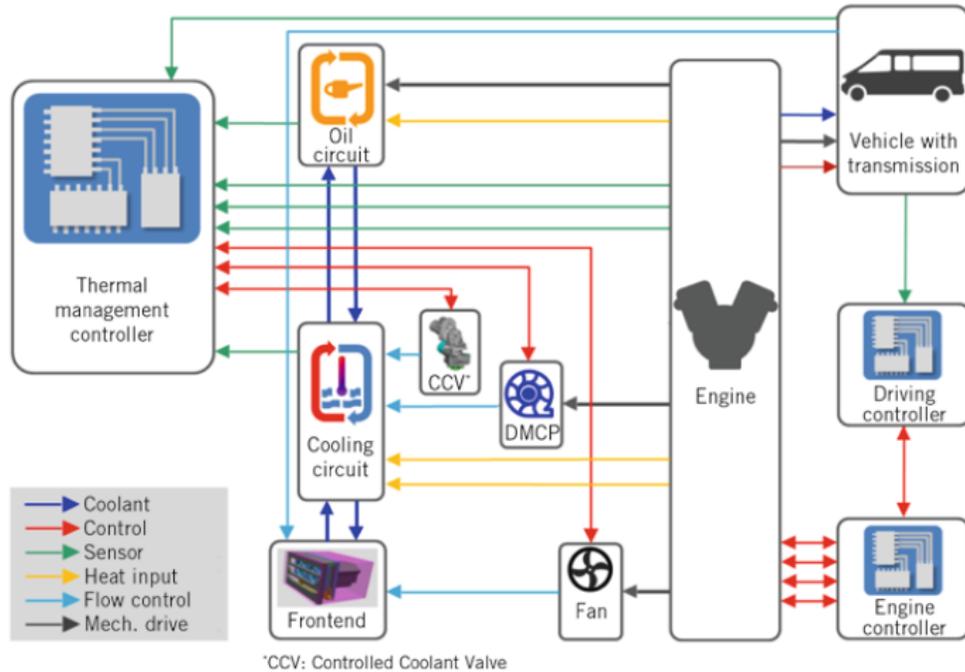


Figura 5.25. Diagrama de bloques de la simulación

Como resultado final se observa un beneficio significativo en el consumo de combustible (diésel), achacado a la bomba dual, ya que por sí sola la válvula no presenta ninguna mejora en el consumo, y su aplicación solo tiene sentido con otras tecnologías adicionales para una preparación más rápida del motor.

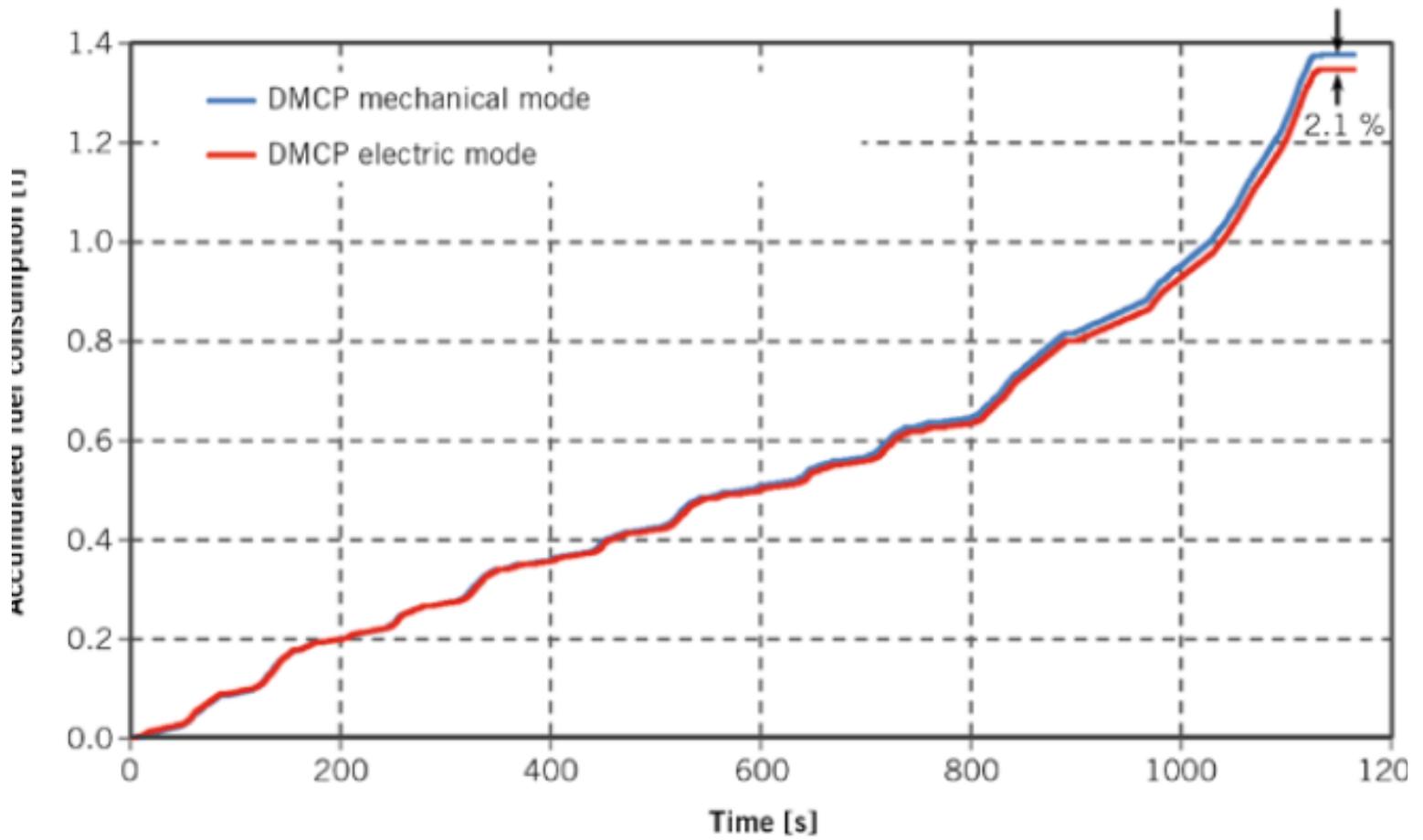


Figura 5.26.. Resultados de ahorro de combustible, modo mecánico vs modo eléctrico

5.3. GESTIÓN TÉRMICA y CONTROL del CLIMA INTERIOR en MOTOR ELECTRICO: MEDIDAS ACTIVAS y PASIVAS

En el caso de los vehículos eléctricos es la batería la que se encarga de suministrar energía tanto mecánica de tracción como térmica a partir de la energía química almacenada. Parte de la energía destinada al motor eléctrico se transforma por efecto Joule en energía térmica, y parte de la misma es aprovechada por el sistema de aire acondicionado.

Como el rendimiento de los motores eléctricos es muy elevado, se hace necesario la instalación a mayores de sistemas de suministro de confort térmico como PTCs, calentadores de combustible y bombas de calor para regular la temperatura tanto del habitáculo como de la batería, aunque en ocasiones estas soluciones pueden acrecentar el problema del rango.

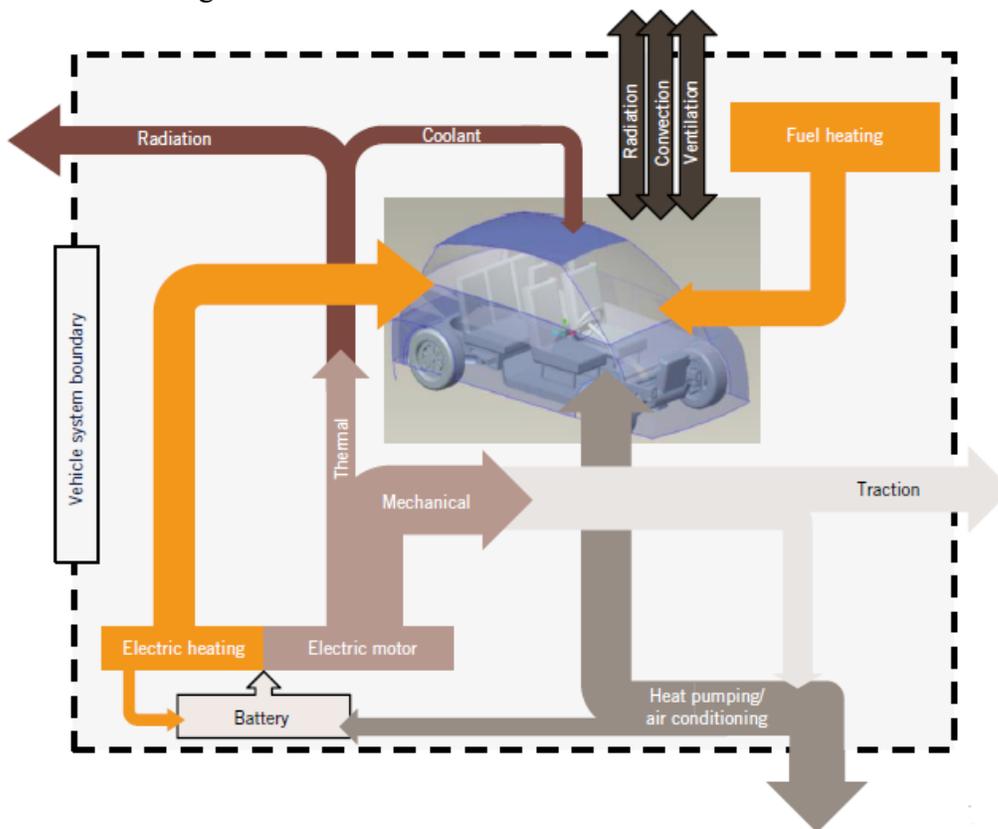


Figura 5.27. Diagrama energético de un vehículo propulsado con un motor eléctrico

MEDIDAS PASIVAS

5.3.1. TEMPERATURA DE LA BATERÍA

Equivalente al encapsulado del motor térmico para vehículos alternativos. La batería tiene que operar en unos rangos de temperatura determinados para obtener la máxima eficiencia. A una temperatura excesivamente baja (entre 5 y 0 °C), la batería no es capaz de proporcionar la energía suficiente para suplir la demanda y se produce además una disminución del rango.

La utilización de un aislante que permita conservar un calor remanente en la batería durante largas paradas, como el desarrollado por BMW, puede prevenir su utilización en las condiciones citadas y mejorar la eficiencia tal y como se muestra en la gráfica (temperatura ambiente -10 °C).

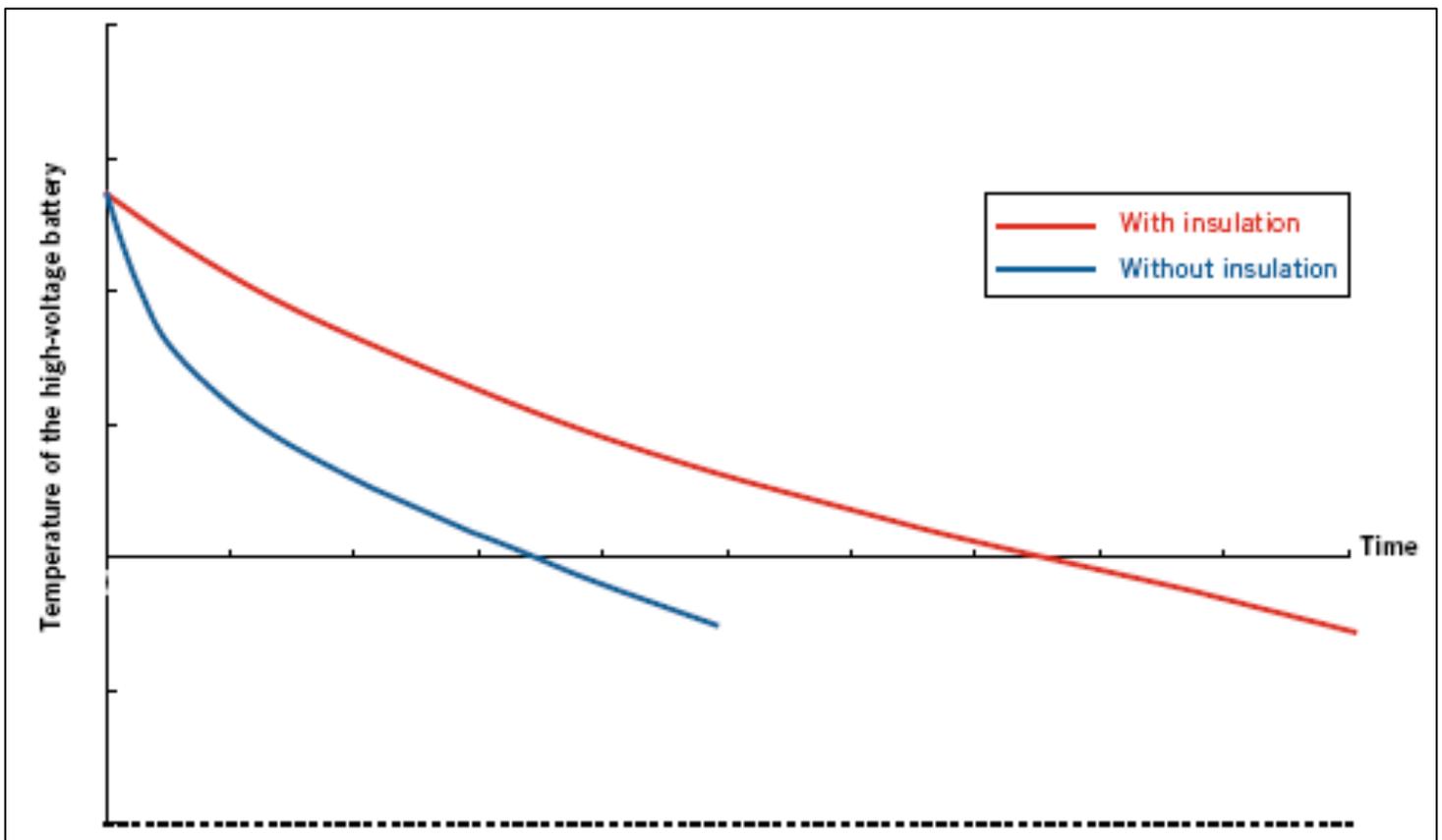


Figura 5.28. Evolución temporal de la temperatura de la batería con y sin aislante

Además un correcto aislamiento de la batería proporciona en su funcionamiento unas condiciones uniformes de temperatura en la misma, produciendo un proceso químico uniforme.

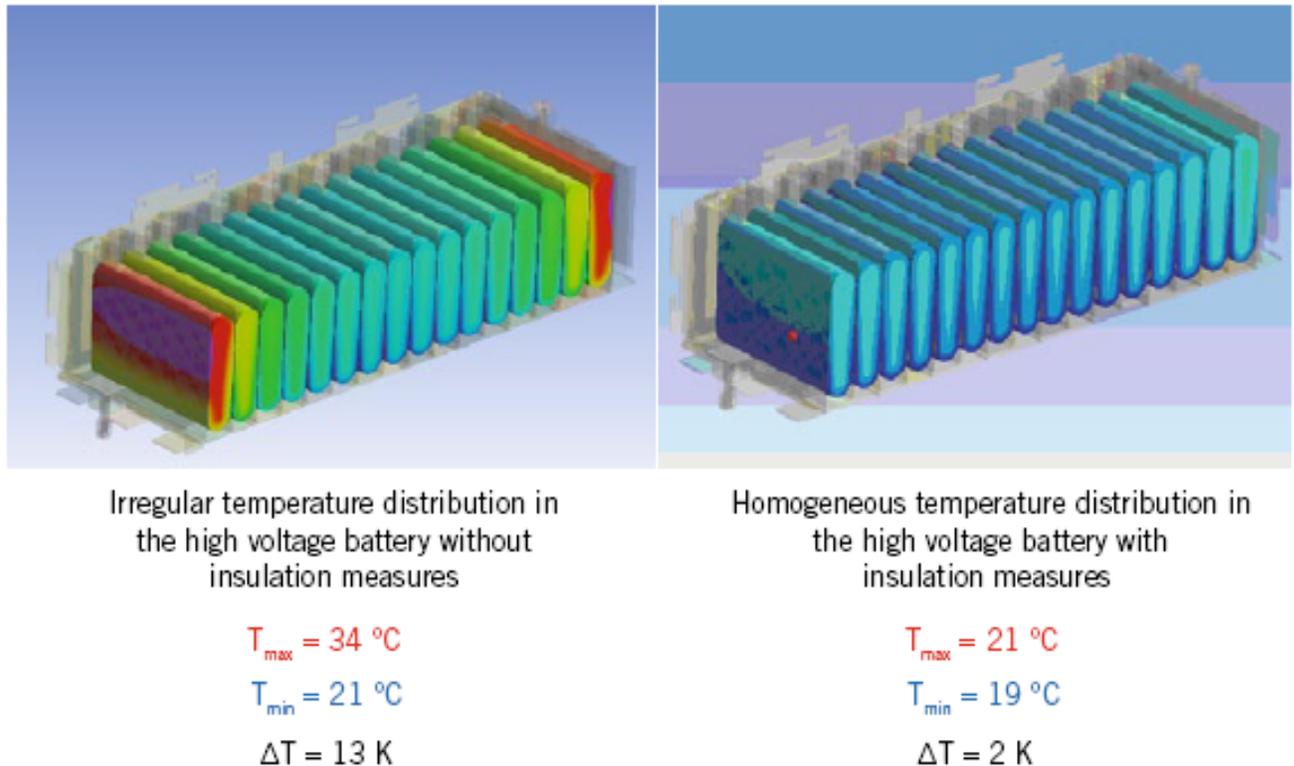


Figura 5.29. Efecto positivo del aislante térmico en los valores de la distribución de temperaturas en la batería de alto voltaje

Como se ha comentado, para bajas temperaturas la capacidad de la batería se ve reducida. El calentamiento de la misma, tal y como se ha desarrollado en el BMW i3 aumenta la aceleración y el rango a bajas temperaturas. El pre-acondicionamiento de la batería tiene lugar durante la carga de batería en ambientes por debajo de los 10°C.

Aunque algunos vehículos usan aire para controlar la temperatura de la misma (en concreto, enfriar la energía almacenada), dependen de sistemas líquidos de refrigeración.

MEDIDAS ACTIVAS

5.3.2. CALENTADORES PTC

Sobre el conflicto rango-confort, una alternativa son los calentadores de alto voltaje PTC (alta resistencia, por efecto Joule emiten calor), de gran eficiencia una vez se han

adaptado al tipo de vehículo. Sin embargo, en un día frío el rango en los vehículos eléctricos puede reducirse aproximadamente en un 35%.

5.3.3. BOMBA DE CALOR

Una solución para el problema de la temperatura de la batería y el suministro de confort térmico es la utilización de bombas de calor en el sistema de refrigeración. Las bombas de calor tienen un coeficiente de performance (COP) superior a 1 (calentadores eléctricos PTCs tienen un COP de 1) y consumen mucha menos energía que los PTCs. A continuación se muestra una comparativa, utilizando el refrigerante R1234yf.

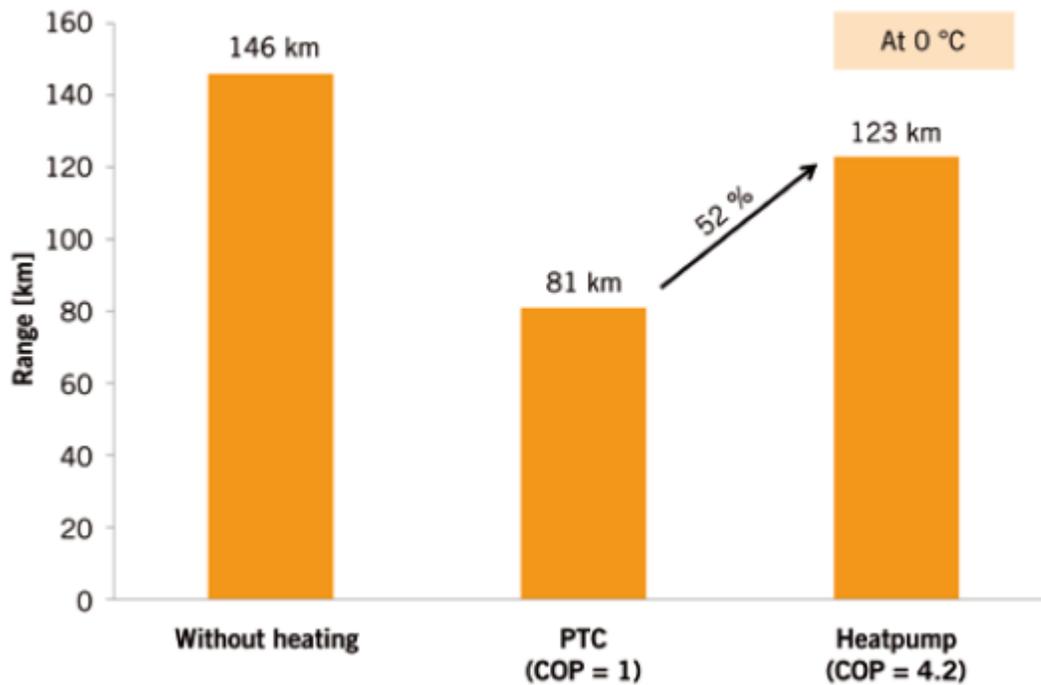


Figura 5.30. Comparativa entre PTC y Bomba de calor y su efecto en el rango

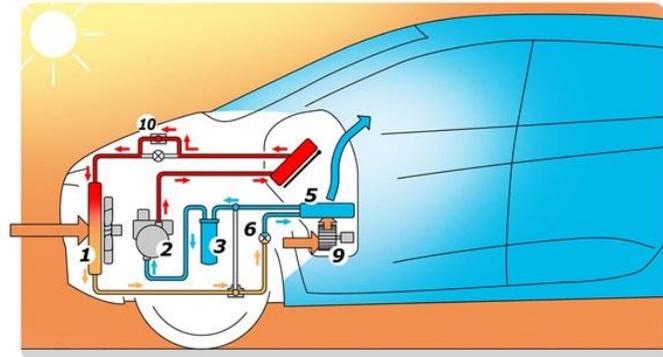
Siendo para su funcionamiento como calefactor el $COP = \frac{\dot{Q}}{\dot{W}}$ es decir, el flujo de calor obtenido entre la potencia entregada en el compresor.

Además, durante el verano la bomba de calor puede incluso aumentar el rango de la batería ya que la bomba entrega potencia. Las bombas de calor suministran calor en invierno; regulan la humedad y suministran aire acondicionado en verano.

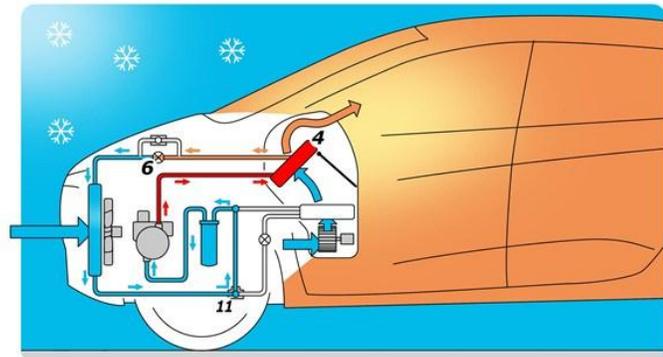
Heat pump



- 1 External condenser / evaporator
- 2 Electrical compressor
- 3 Accumulator
- 4 Inner condenser
- 5 Cockpit evaporator
- 6 Orifice tubes
- 7 Automatic air conditioning ECU
- 8 Heat pump ECU
- 9 Air conditioning fan
- 10, 11 Electrovalves



Air conditioning mode



Heating mode

Figura 5.31. Funcionamiento de la bomba de calor en Invierno y Verano

El suministro de refrigerante a la batería a partir de la bomba de calor se realizaría entre el evaporador (5 o 1) y el condensador (4). A continuación se presenta en rojo el diagrama para el funcionamiento en invierno.

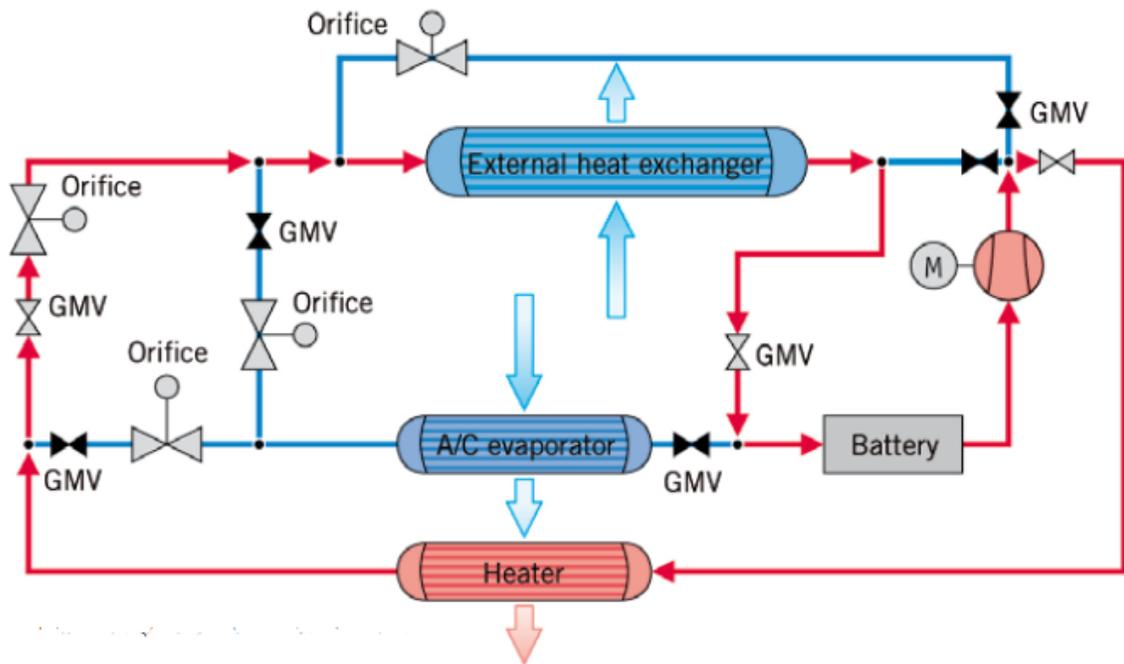


Figura 5.32. Diagrama de Bomba de Calor aire-aire

La bomba de calor pierde eficiencia en tres condiciones críticas:

- En condiciones de alta humedad, se puede producir escarcha en el evaporador exterior funcionando como calefacción, dejando de suministrar calor al habitáculo.
- Si se produce una caída de temperatura cercana a un límite, las propiedades termodinámicas del refrigerante, en concreto la viscosidad, pueden variar disminuyendo la eficiencia de la bomba e incluso siendo incapaz de suministrar calor al habitáculo.
- Por debajo de ese límite la bomba de calor no funcionaría. Este efecto está asociado nuevamente a la viscosidad, en este caso además a la del aceite de lubricación del compresor.

En estos casos el uso de PTCs o calentadores de biocombustible que veremos más adelante, parecen una mejor solución.

Otra solución a la bomba de calor es la transferencia de calor a un pequeño circuito de refrigeración en vez de al aire del habitáculo directamente.

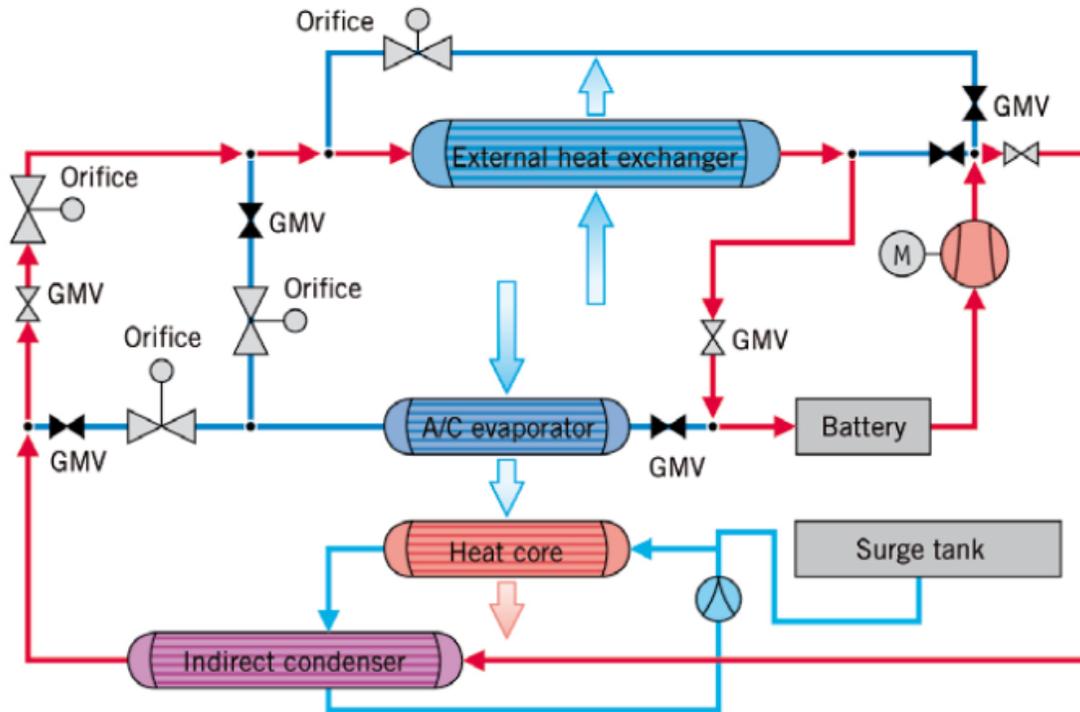


Figura 5.33. Diagrama bomba de calor aire-refrigerante

La eficiencia de estas dos instalaciones ha sido estudiada utilizando el refrigerante R1234yf, observándose que la solución aire-refrigerante da un COP mayor en condiciones más extremas ($-15\text{ }^{\circ}\text{C}$).

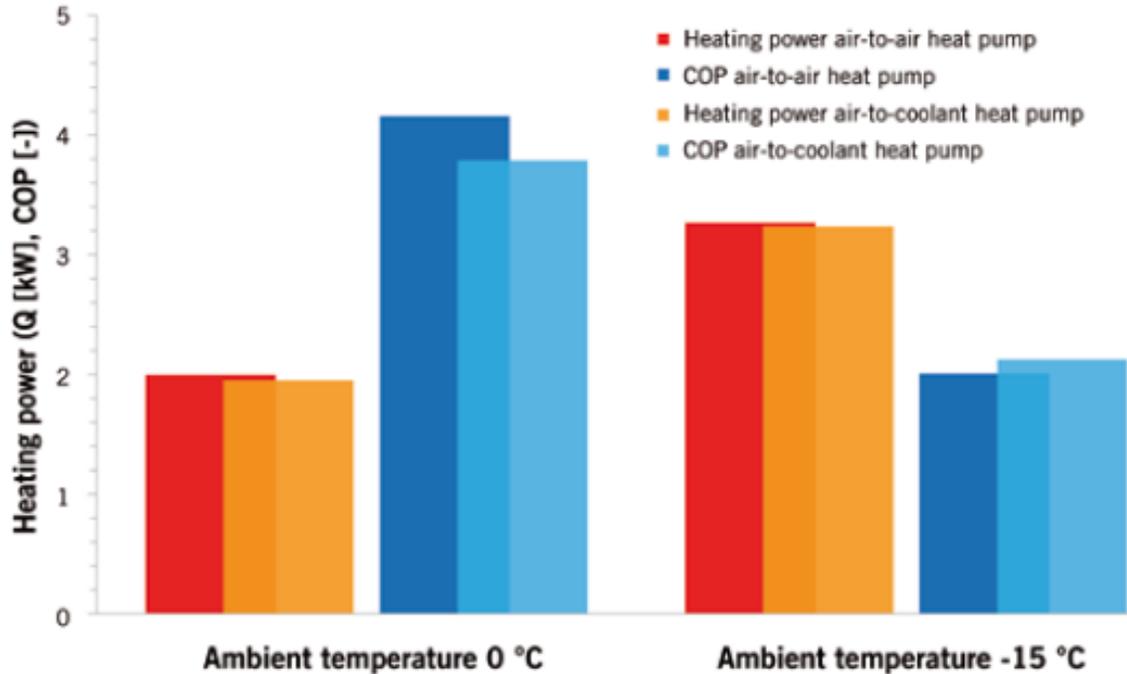


Figura 5.34. Comparativa de la eficiencia entre el la bomba de calor aire-aire y la bomba de calor aire-refrigerante en condiciones límite

Otra solución es la utilización de un bypass en el evaporador de la bomba para el funcionamiento como calentador, haciendo circular por el mismo solamente parte del flujo de aire entrante, ya que después va a ser recalentado. Usando un bypass solo parte de la masa de aire atraviesa el evaporador y es enfriada. Después esta parte se mezcla con la otra, que mantiene las condiciones del ambiente. Así se reduce significativamente la demanda de energía para el recalentamiento, llegando a ser cero en algunos puntos de operación.

5.3.4. CALENTADORES DE COMBUSTIBLE

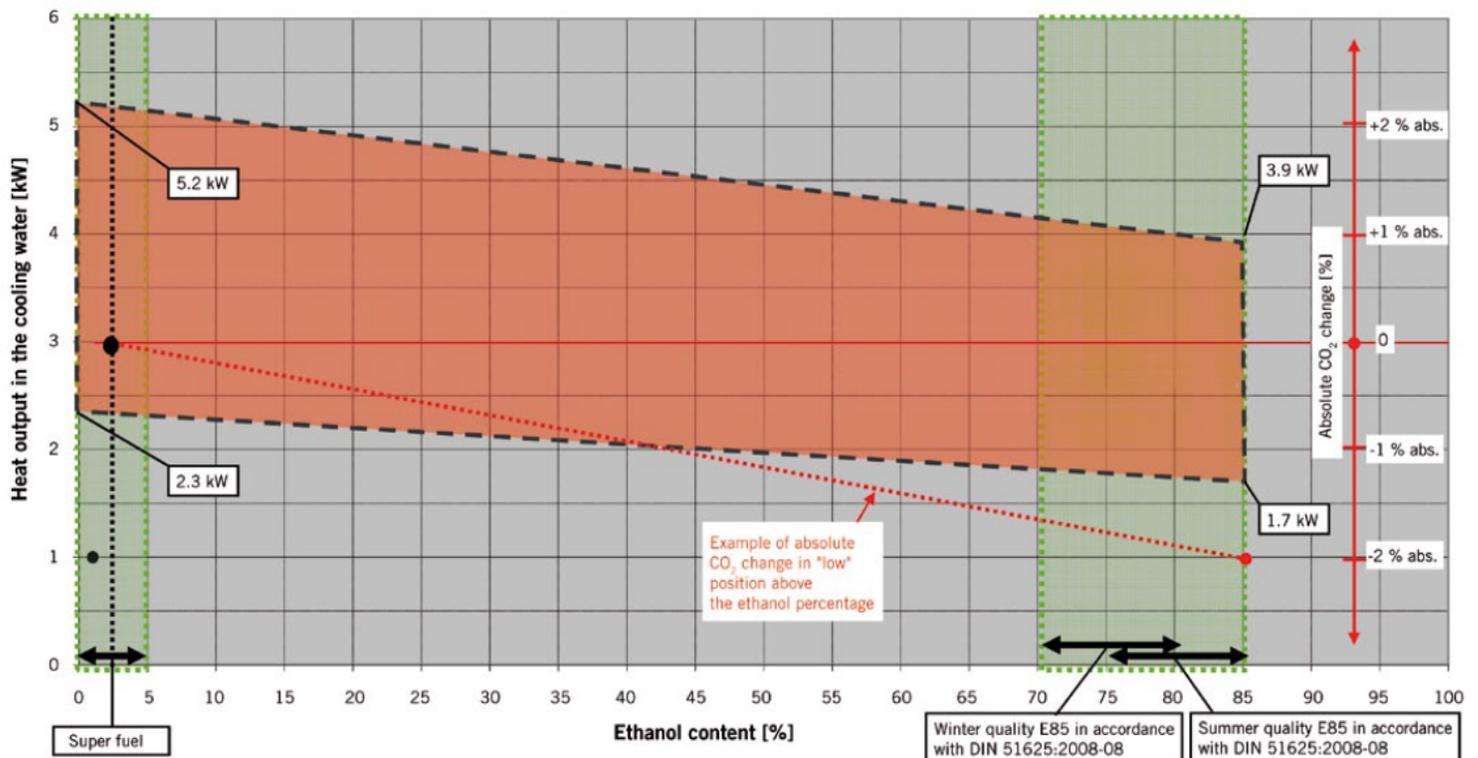
Otra solución para el problema rango-confort son calentadores de combustible, similar a los park heatings convencionales. En un contexto de vehículo eléctrico, se hace razonable el uso de un combustible alternativo, y sobre todo, lo más ecológico posible: bioetanol. A continuación se presenta una tabla comparativa de propiedades de diversos combustibles:

PROPERTIES	GASOLINE	ETHANOL 100%	E85 (85%)*	METHANOL 100%	M15 (15%)**	DIESEL	B100
STRUCTURAL FORMULA	C6H14	C2H5OH		CH3OH		C16H34	
CALORIFIC VALUE [MJ/kg]	41	26.8	29.2	19.9	39.45	42.5	37
CALORIFIC VALUE [MJ/l]	32.2	21.2	22.8	15.7	29.725	35.27	32.56
DENSITY [kg/l]	0.75	0.79	0.78	0.79	0.75	0.83	0.88
AIR REQUIREMENT [kg/kg]	14.7	9	9.9	6,4	13.45	14.5	12.4
HEAT OF EVAPORATION [kJ/kg]	380...500	844	730...775	1175	499...601	250	
AVERAGE HEAT OF EVAP. [kJ/kg]	440	844	750	1175	550	250	
BOILING TEMPERATURE [°C]	30...210	78.3	30...210	65	30...210	175...390	176...350
SPECIFIC THERMAL CAPACITY CP [kJ/kg*K]	2	2.44	2.37			2	
BLEND C [% BY WEIGHT]	72	24	22.7	12	63	192	
BLEND H [% BY WEIGHT]	14	6	7.2	4	12.5	34	
BLEND O [% BY WEIGHT]	0	16	13.6	16	2.4	0	
RATIO C/H [1/ ...]	5.14	4	3.15	3	5.04	5.64	
MOLECULAR WEIGHT [g]***	86	46	43.5	32	77.9	226	

* calculated from values of gasoline and ethanol / ** calculated from values of gasoline and methanol /
 *** C-carbon = 12 g, H-hydrogen = 1 g, O-oxygen = 16 g

Figura 5.35. Comparativa de diversos combustibles

Como se puede ver el poder calorífico del etanol es de 26,8MJ/kg, un 38% menor que el del petróleo. Por tanto el calor producido al incrementar el % de etanol en el combustible disminuye (ver Figura 11.10).


 Figura 5.36. Cambios en la producción de calor y el balance de CO₂ en función del % de etanol presente en el combustible

El bioetanol de manera global tiene prácticamente un balance neutral de CO₂ (desde la plantación hasta su consumo), su densidad energética es aproximadamente 57 veces mayor que la de una batería de litio y el porcentaje de inquemados se reduce, pudiéndose reducir la energía necesaria para la combustión, y mejorando su regulación y control; siendo estas sus principales ventajas.

Los sistemas de calefacción deben ajustarse para cada tipo de combustible. La cantidad de combustible puede ser regulada en función del calor retenido en el evaporador y de la temperatura de la cámara de combustión. En la siguiente gráfica se muestran la correlación entre diferentes tipos de combustible, calor potencialmente cedido y combustible o aire requerido para el modelo B5S-Economy y el E-Mobility E4S de Hydronic. No obstante, el consumo máximo está especificado en 0,5 l/h.

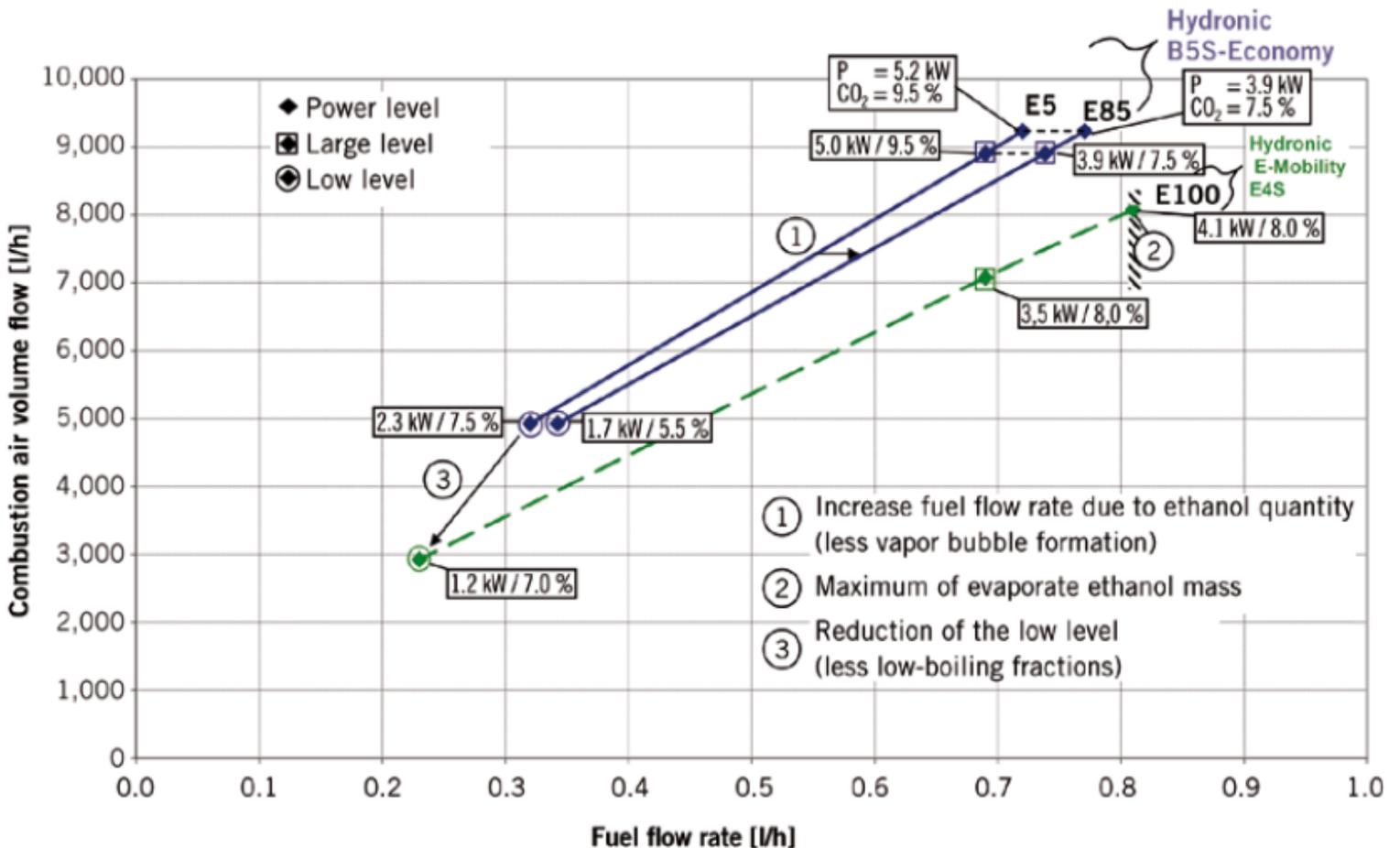


Figura 5.37. Curvas de funcionamiento de la instalación

El punto más débil de este sistema es el aumento de la complejidad del vehículo al requerir un depósito de combustible. Como los PTCs, estos sistemas están integrados como calentadores indirectos de agua en el circuito de refrigeración y operan directamente sobre el aumento de la temperatura del interior del vehículo.

La principal ventaja de los calentadores de combustible respecto a los calentadores eléctricos es el consumo de batería y la eficiencia de la operación. Realizando el mismo ensayo (60 km a $-7\text{ }^{\circ}\text{C}$ incluyendo tráfico en ciudad, carretera y autopista) el consumo eléctrico del PTC fue de 15,72 kWh de la batería con su reducción de rango de un 30% aproximadamente, mientras que el consumo del calentador térmico fue de 3,7 kWh, para obtener en ambos casos un aporte de 3,17 kWh de calor. La variación del rango se determina en 45.88 Km.

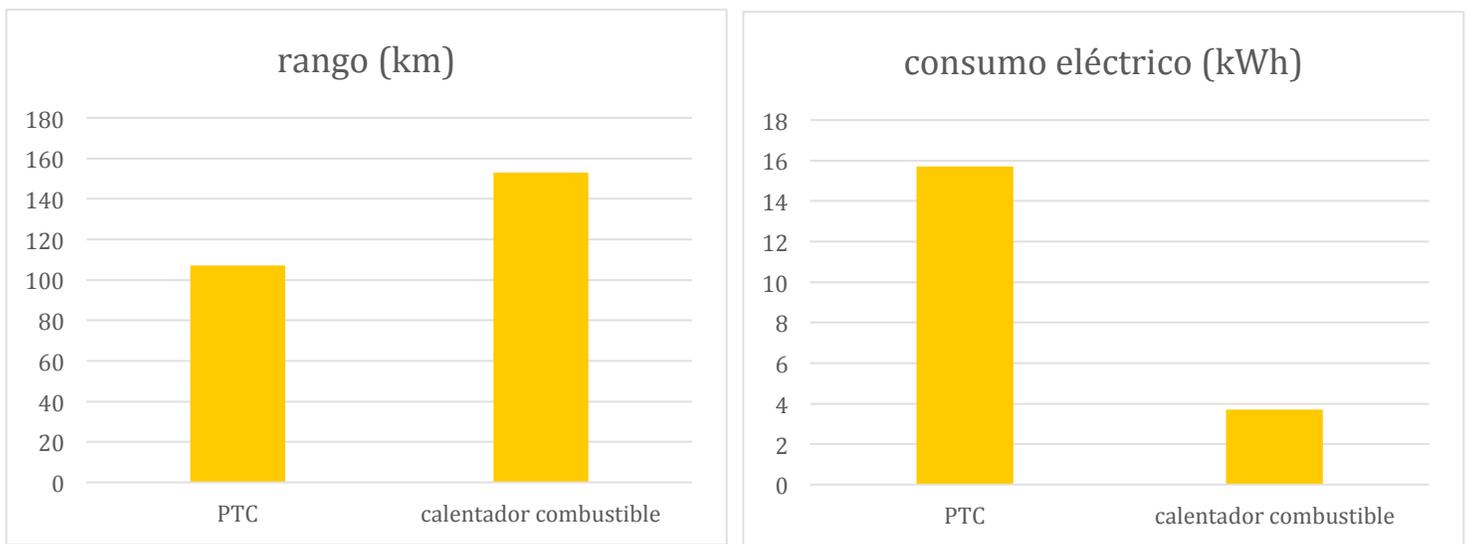


Figura 5.38. Comparativa rango/consumo eléctrico entre PTC y calentador de combustible
RECIRCULACIÓN DEL CALOR DE VENTILACIÓN TRASERA

Otra solución proporcionada por BMW EfficientDynamics es el uso del calor del interior del habitáculo antes de ser expulsado al exterior para aumentar el rango de funcionamiento eléctrico.

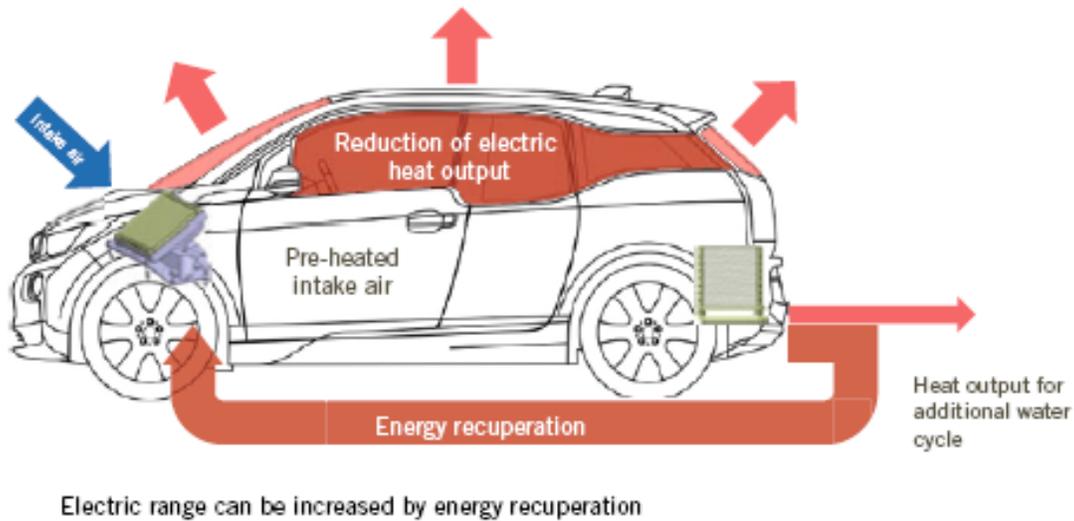


Figura 5.39. Representación esquemática de los flujos de calor al usar el recuperador de calor de la ventilación trasera

Usando un circuito de agua, la energía almacenada en el interior del vehículo puede recuperarse en parte antes de ser expulsada al exterior. La energía recirculada es usada para precalentar el aire entrante al circuito de calefacción.

Por tanto se produce un ahorro de energía que aumenta el rango de la batería. Estudios revelan que aproximadamente el 35% de la energía que escapa a través de la ventilación trasera puede ser recuperada. En invierno, circulando por ciudad, esto puede suponer hasta un aumento del 10% en el rango.

5.3.5. CONTROLADORES TÉRMICOS PREDICTIVOS

El uso de controladores térmicos predictivos mejora el rango de la batería. Se trata de controladores que a partir de los datos obtenidos de conducciones anteriores (horarios y rutas), pueda prever la velocidad que el conductor va a adoptar en el futuro, con el objetivo de regular el control térmico. Sirva como ejemplo la conducción diaria de una persona que va a trabajar.

A partir del modelo predictivo, se puede adaptar el comportamiento de la batería (su temperatura) a la velocidad que se prevé, consiguiendo ahorros en la bomba del sistema de refrigeración. A nivel global, y en función de las condiciones ambiente, se pueden conseguir ahorros de hasta un 11%, si repetimos el ciclo varias veces (en la gráfica se repite 3 veces el NEDC).

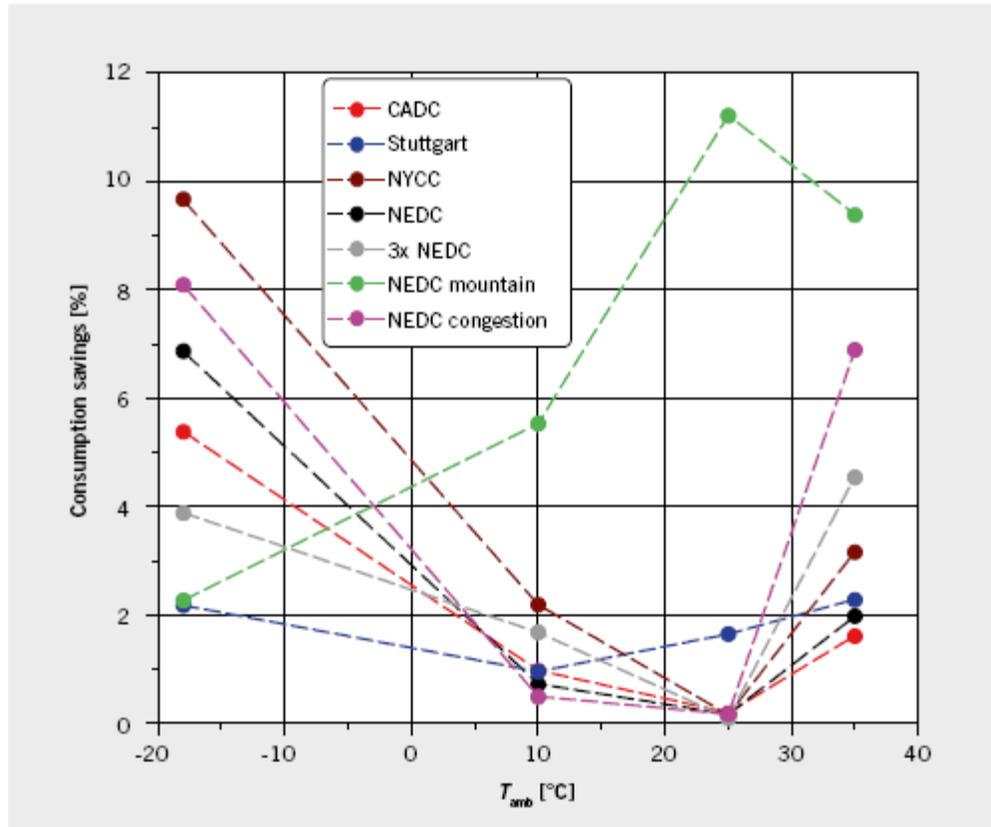


Figura 5.40 Porcentaje de energía ahorrada para diversos ciclos, en función de la temperatura ambiente, usando un controlador térmico predictivo

5.3.6. PRE-ACONDICIONAR EL HABITÁCULO

Una solución para mejorar el rango de la batería, así como el confort térmico dentro del habitáculo es el pre-acondicionamiento de la cabina durante la carga eléctrica de la batería. Como se muestra a continuación para diferentes tipos de ciclo en función de la temperatura ambiente, se consigue ahorrar energía durante los mismos, siendo insignificante la variación cuando el entorno es confortable.

Sin embargo, la energía consumida en pre-acondicionar el habitáculo es mucho mayor de la que se ahorra en el ciclo de conducción una vez se ha pre-acondicionado. Se debe recalcar por tanto que para que no afecte al rango dicho pre-acondicionamiento se debe realizar con el vehículo conectado a la carga.

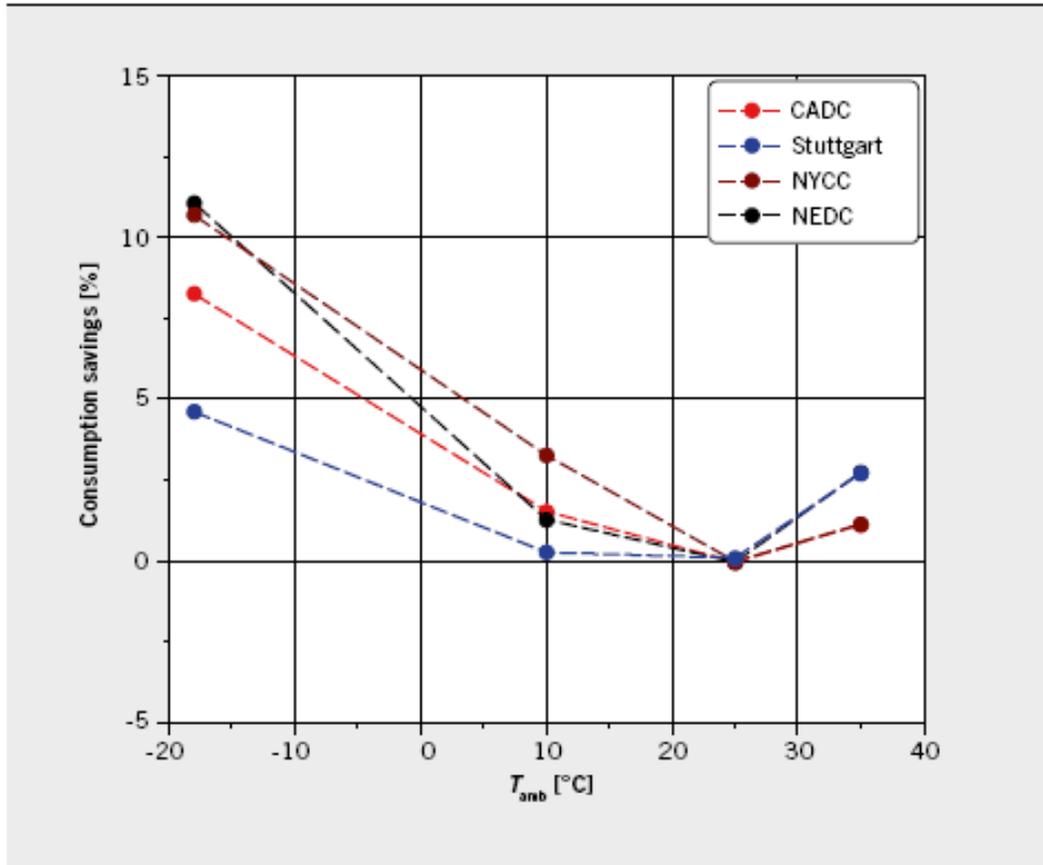


Figura 5.41. Porcentaje de energía ahorrado en función de la temperatura ambiente para diversos ciclos precalentado el habitáculo durante la carga

5.4. ESTUDIO PRACTICO DEL ENSAYO DE DESEMPAÑADO SOBRE 1 VEHICULO TERMICO Y 2 ELECTRICOS

5.4.1. Ensayo de desempañado (Norma Europea CEE78/317):

EXTRACTO de la NORMA:

“DIRECTIVA DEL CONSEJO de 21 de diciembre de 1977”:

“Relativa a la aproximación de las legislaciones de los Estados miembros sobre los dispositivos de deshielo y de desempañado de las superficies acristaladas de los vehículos a motor

Artículo 2

Los Estados miembros no podrán denegar la homologación CEE ni la homologación de alcance nacional de un vehículo por motivos que se refieran a los dispositivos de deshielo y de desempañado de las superficies acristaladas si éstos cumplen las prescripciones de los Anexos I a V.

Artículo 3

Los Estados miembros no podrán denegar o prohibir la venta , la matriculación , la puesta en circulación o la utilización de los vehículos por motivos que se refieran a los dispositivos de deshielo y desempañado de las superficies acristaladas si éstos cumplen las prescripciones de los Anexos I a V.

2.18 . 1 Dispositivo de desempañado

Por « dispositivo de desempañado » se entiende un dispositivo destinado a quitar la capa de vaho en la superficie interior del parabrisas y de este modo restablecer la visibilidad .

2.19 . Vaho

Por « vaho » se entiende una capa de condensación en la cara interna de las superficies acristaladas .

2.20 . Desempañado

Por « desempañado » se entiende la eliminación del vaho que cubre las superficies acristaladas gracias a la acción del dispositivo de desempañado .

Desempañado del parabrisas

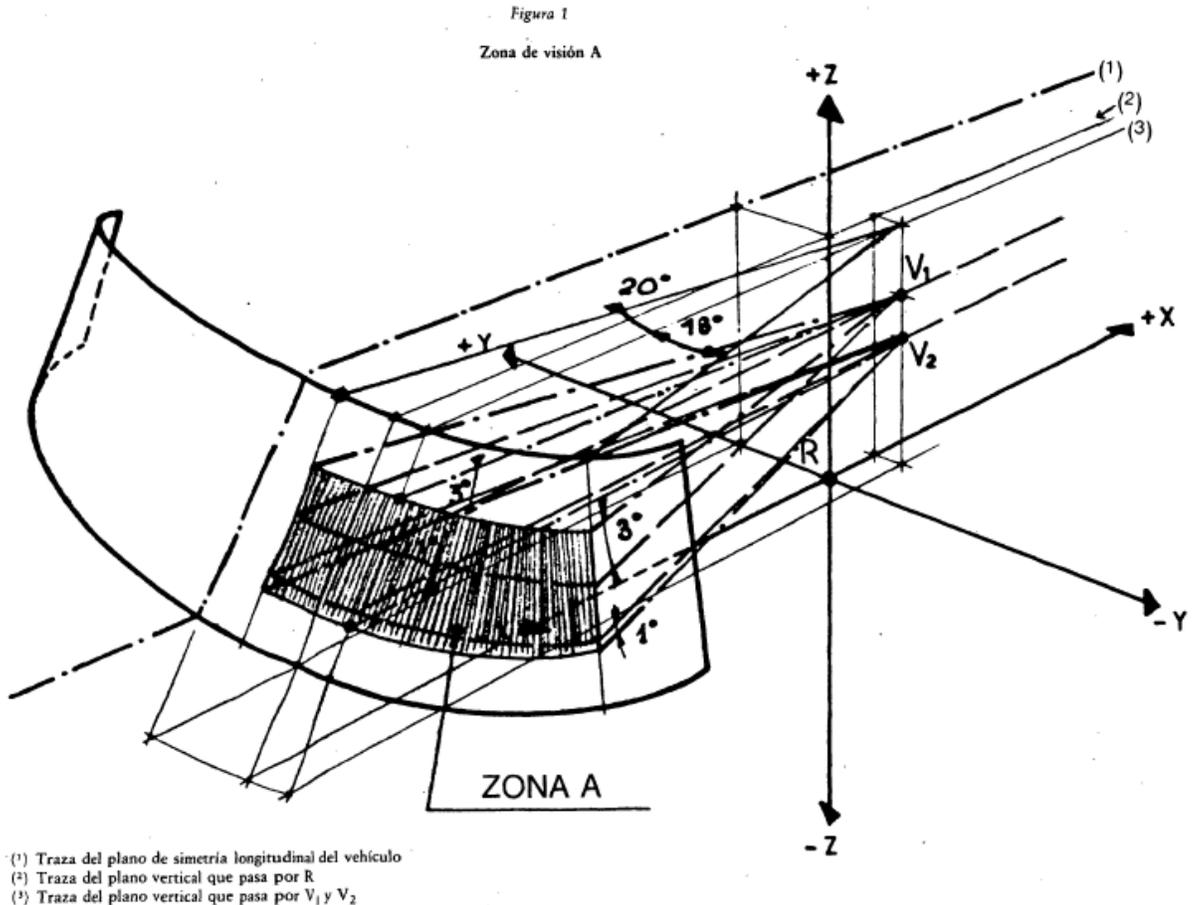
Todo vehículo deberá estar equipado con un dispositivo que permita eliminar el vaho que cubra la superficie acristalada interior del parabrisas.

El dispositivo de desempañado deberá ser lo suficientemente eficaz como para restablecer la visibilidad a través del parabrisas en tiempo húmedo . Se comprobará su eficacia según el procedimiento descrito en el número 6.2.

Deberán cumplirse las condiciones siguientes:

La zona definida en el número 2.2 de Anexo IV (zona A) deberá estar desempañada en un 90 % al cabo de diez minutos ;

La zona definida en el número 2.3 del Anexo IV (zona B) deberá estar desempañada en un 80 % al cabo de diez minutos .



Condiciones ensayo:

- T^a -> -3 ° C a -1 ° C
- Velocidad del viento inferior a 8 kmh

Ajuste función desempañado:

- Todos los respiraderos cerrados
- Control de Distribución a "desempañado"
- El control de temperatura a "calentar"
- Caudal de aire desde el máximo de descongelación, voltaje ventilador $\leq 120\%$ del nominal

En la práctica:

- Modo "ver claramente" si el coche tiene Auto-Climatización,
- El ensayo se realizará en el flujo de aire más restrictivo en cuanto a la prestación para cubrir diferentes variantes de aire acondicionado
- Capot, portón trasero, puertas cerradas
- Uno o dos ventanas se pueden abrir en una altura total inferior a 25 mm.”

5.4.2. Estudio de campo, termografías

Con ayuda de una cámara Termográfica (Modelo) y su software asociado Irbis 3, realizamos el siguiente Ensayo (según Norma Europea CEE 78/317) Estabilizamos los coches a -2°C (T^a Exterior), comprobamos que todo el parabrisas está a esa T^a), arrancamos el Motor, cerramos todos los aireadores salvo los de desempañado parabrisas, cerramos todas las puertas y portón, comenzamos el ensayo t=0 en el momento justo de arrancar el motor. Los resultados de los 3 vehículos se detallan a continuación.



Figura 5.42: Preparación del Ensayo -> Estabilización de los coches a -2°C

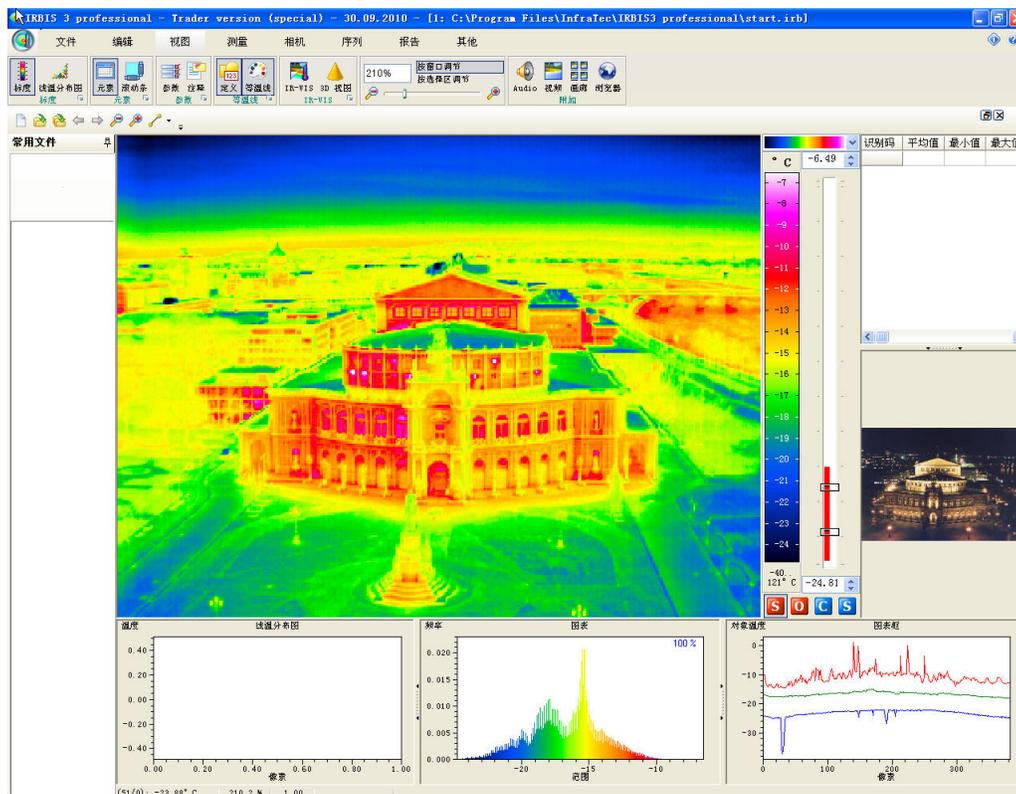
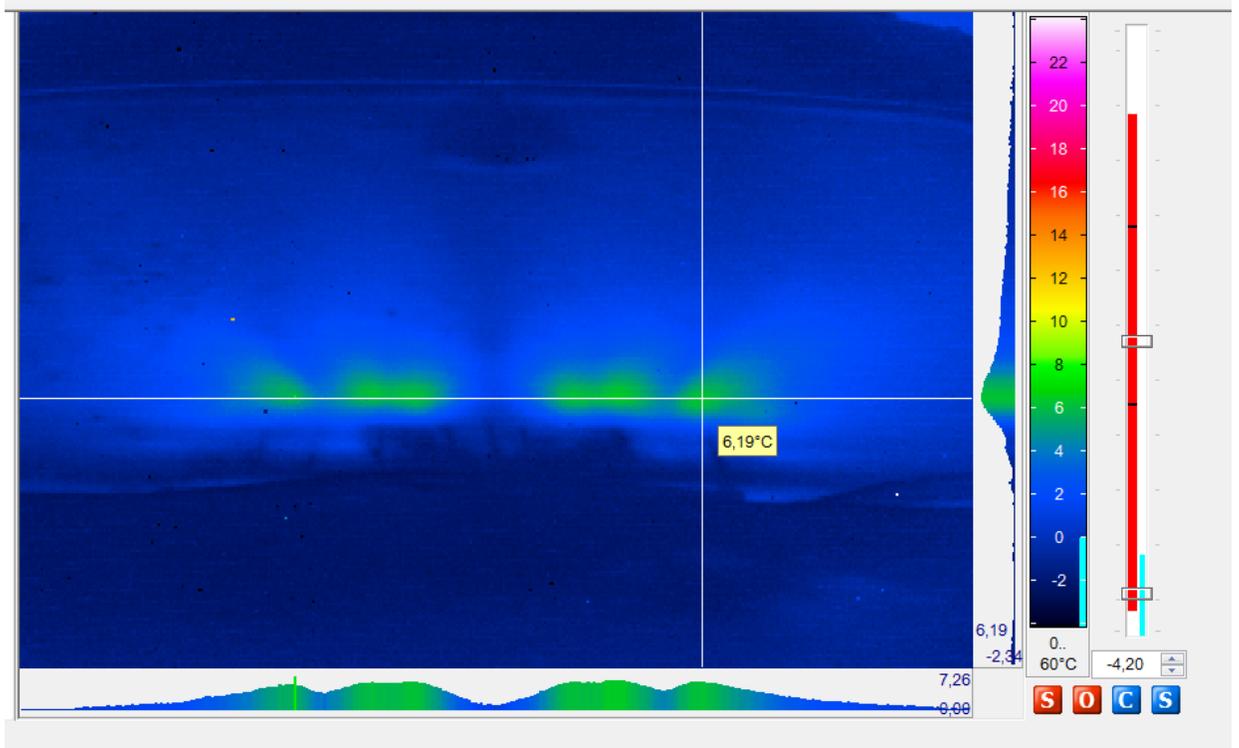
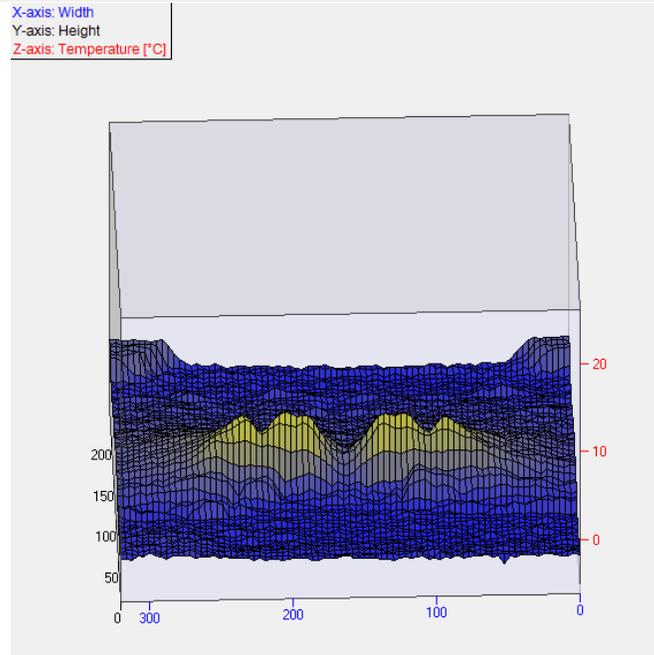


Figura 5.43. Ejemplo de utilización del software Irbis 3 asociado a Cámara Termográfica

1.- Minuto 3 Megane Térmico

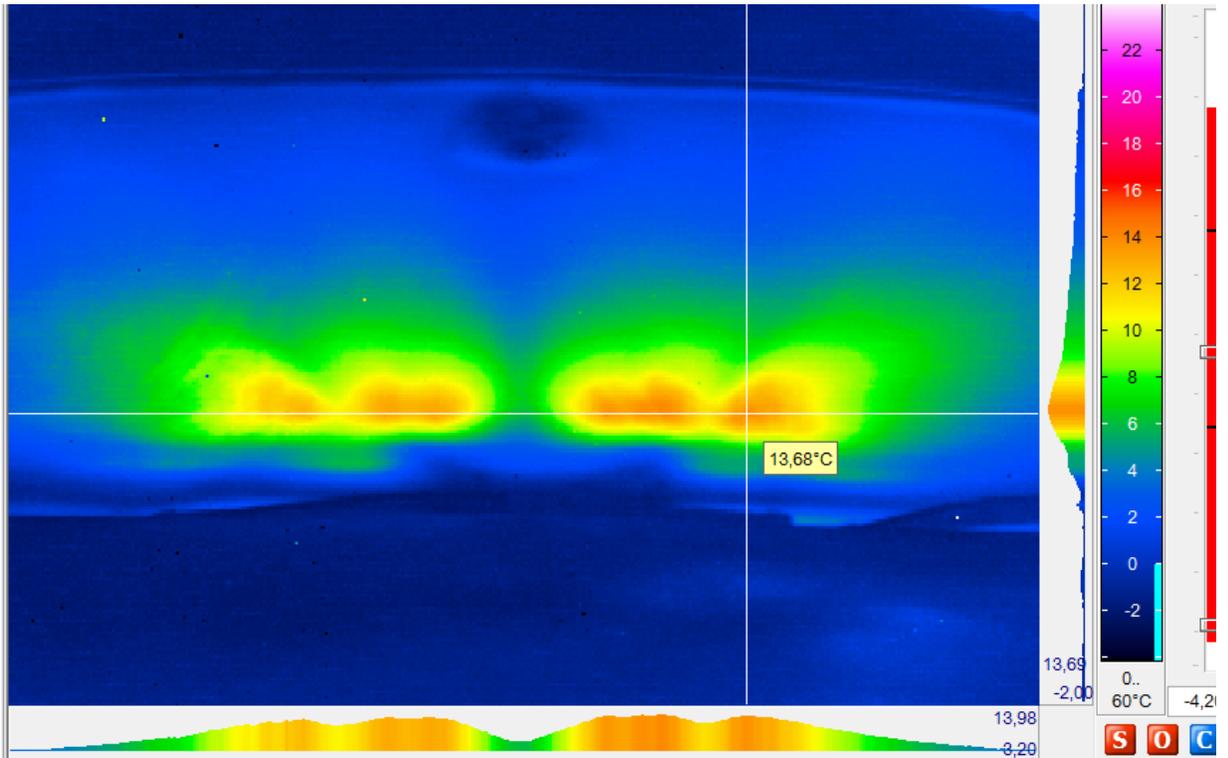


X-axis: Width
Y-axis: Height
Z-axis: Temperature [°C]

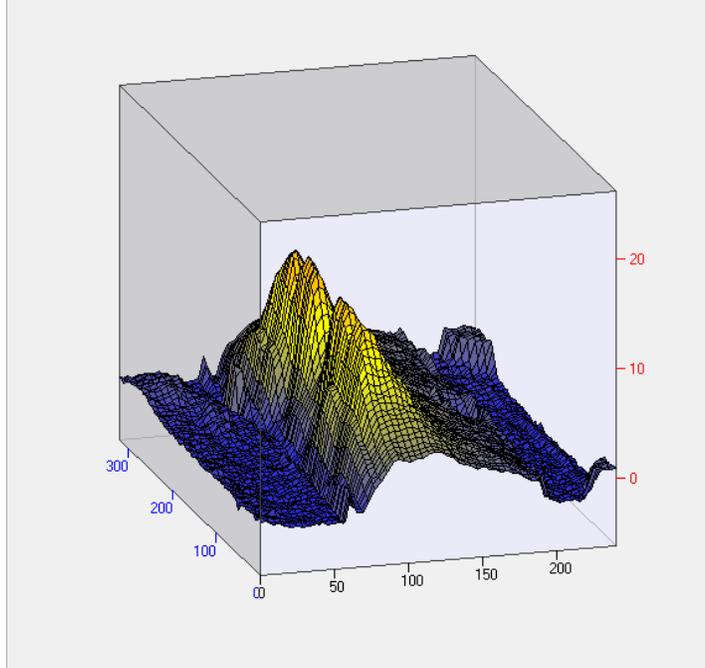


Minuto 5, Megane Térmico:

Time: 09:01:37
Dist: 2,0 m
TEnv: 20,0°C

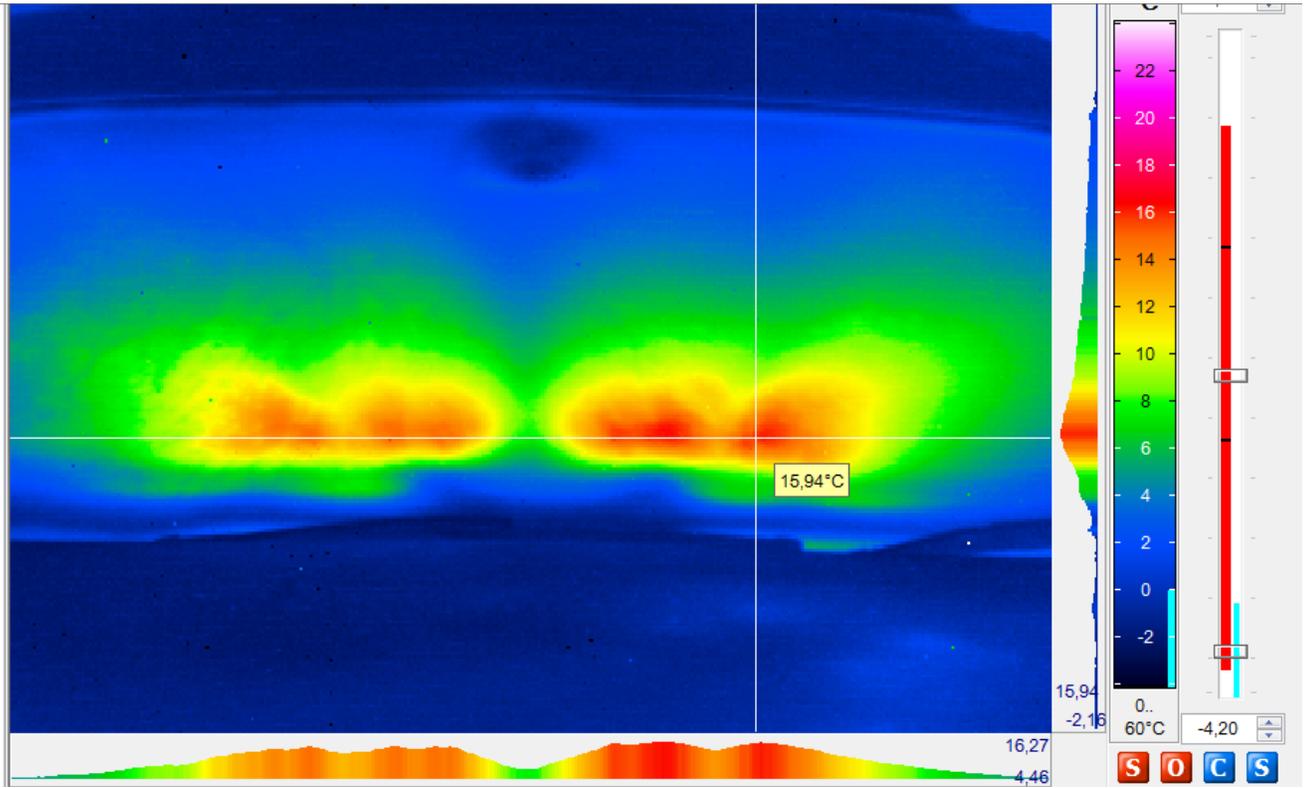


X-axis: Width
Y-axis: Height
Z-axis: Temperature [°C]

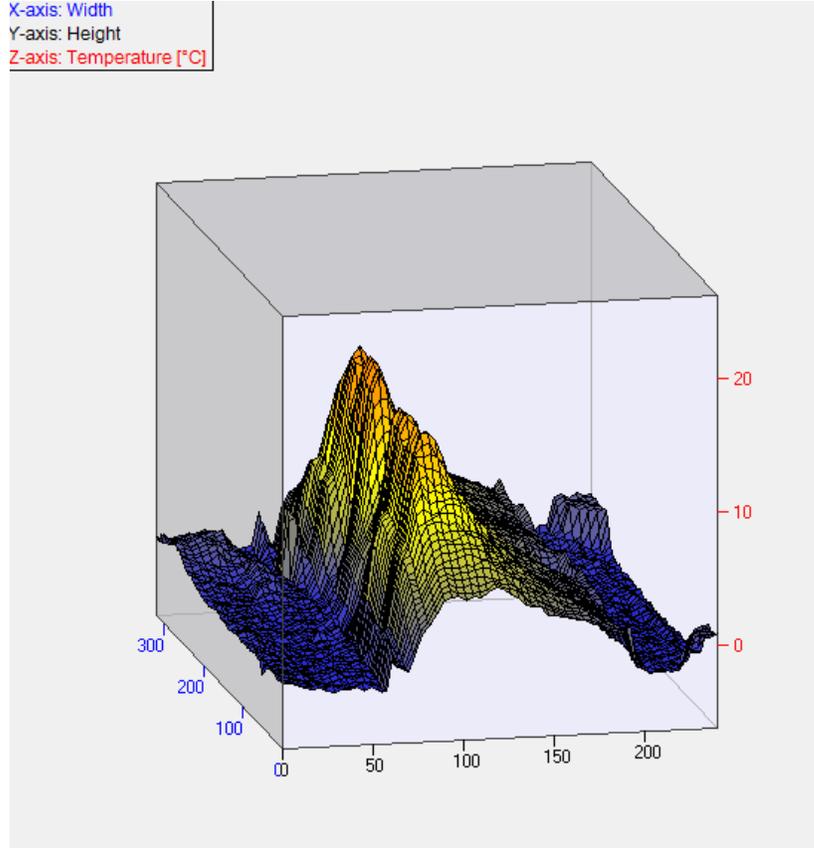


Minuto 6:

08.01.2015
Time: 09:02:57
Dist 2,0 m
TEnv: 20,0°C

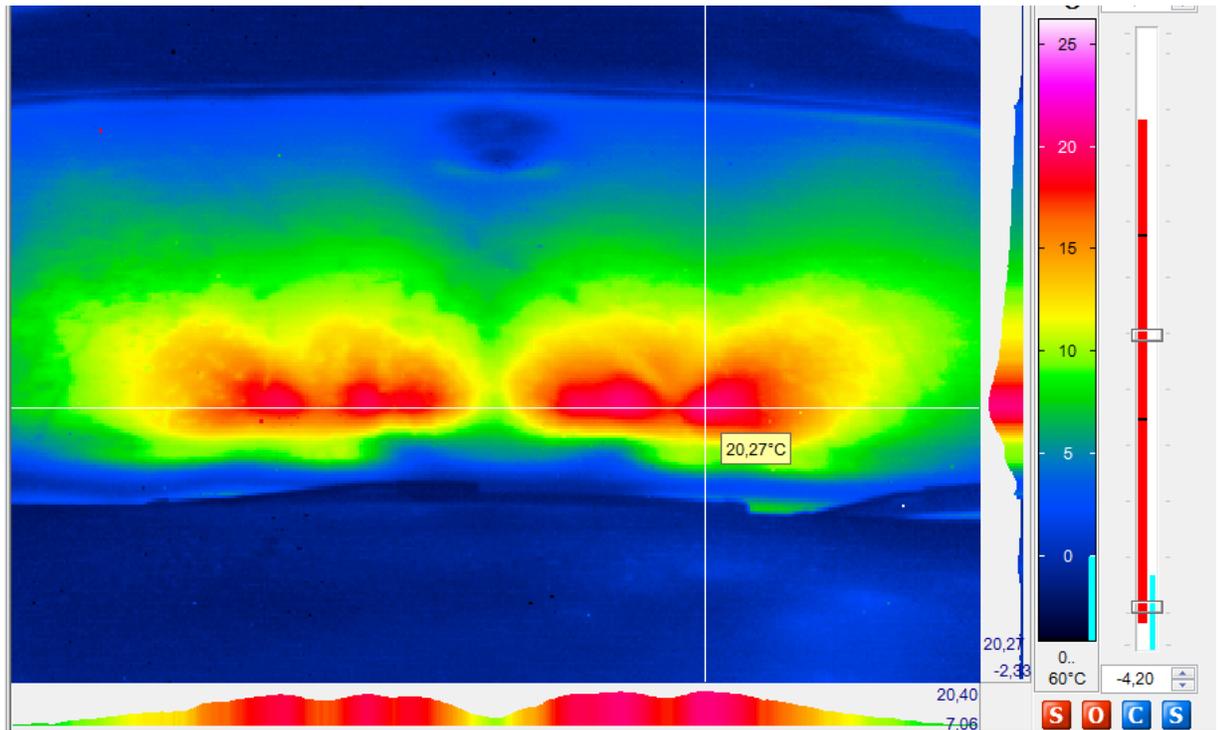


X-axis: Width
Y-axis: Height
Z-axis: Temperature [°C]

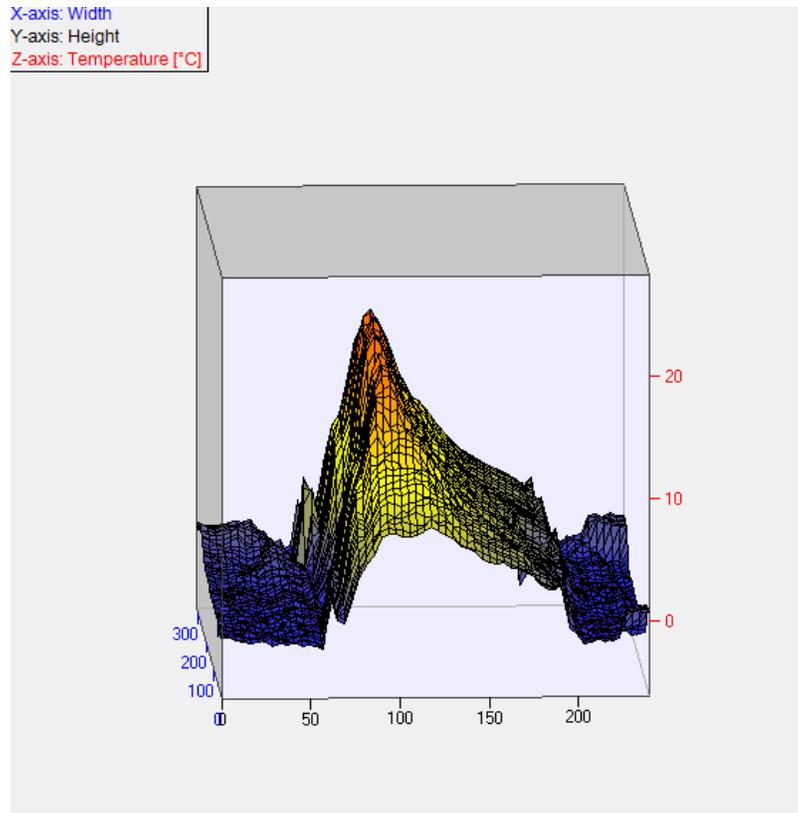


Minuto 9:

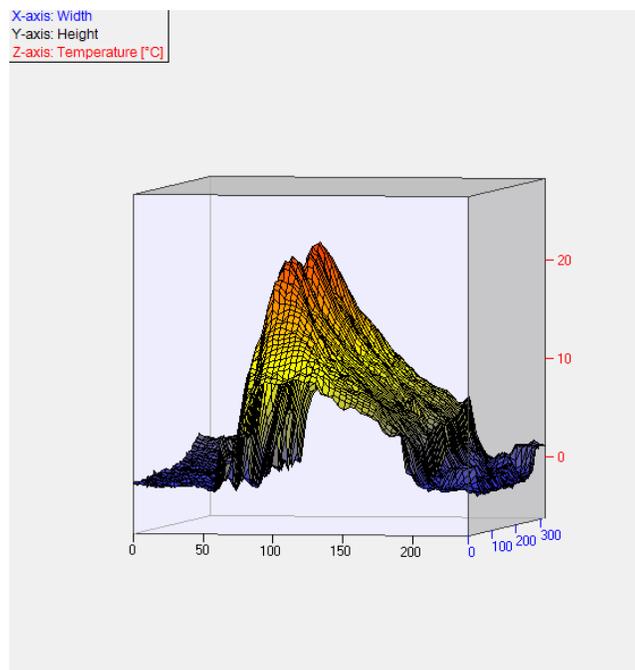
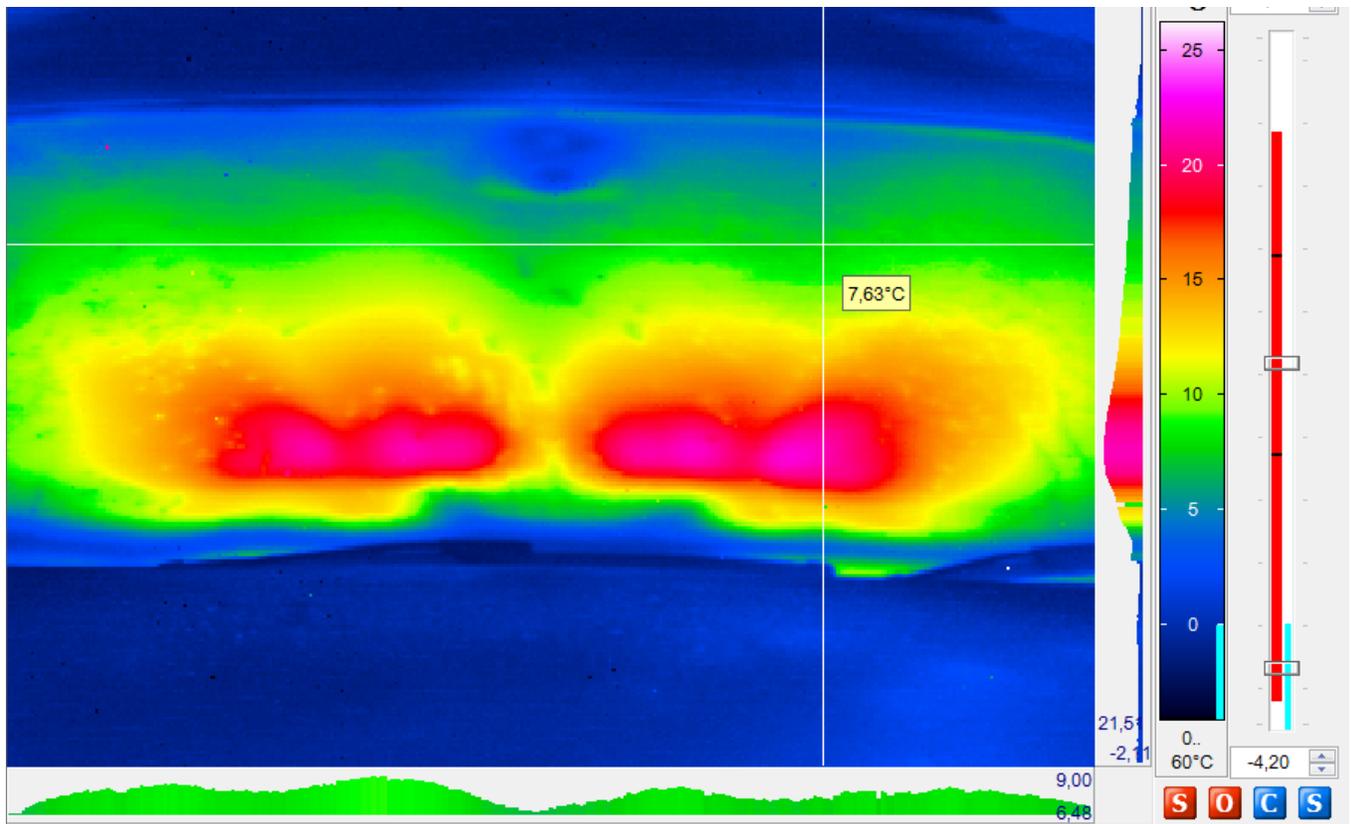
08.01.2016
 Time: 09:05:37
 Dist 2,0 m
 TEnv: 20,0°C



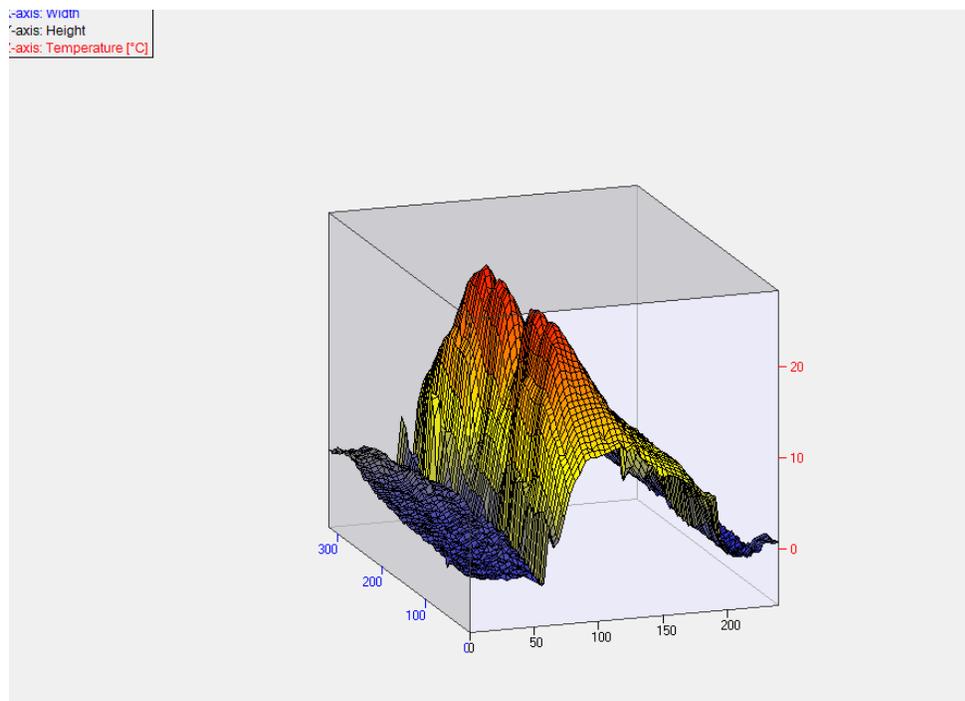
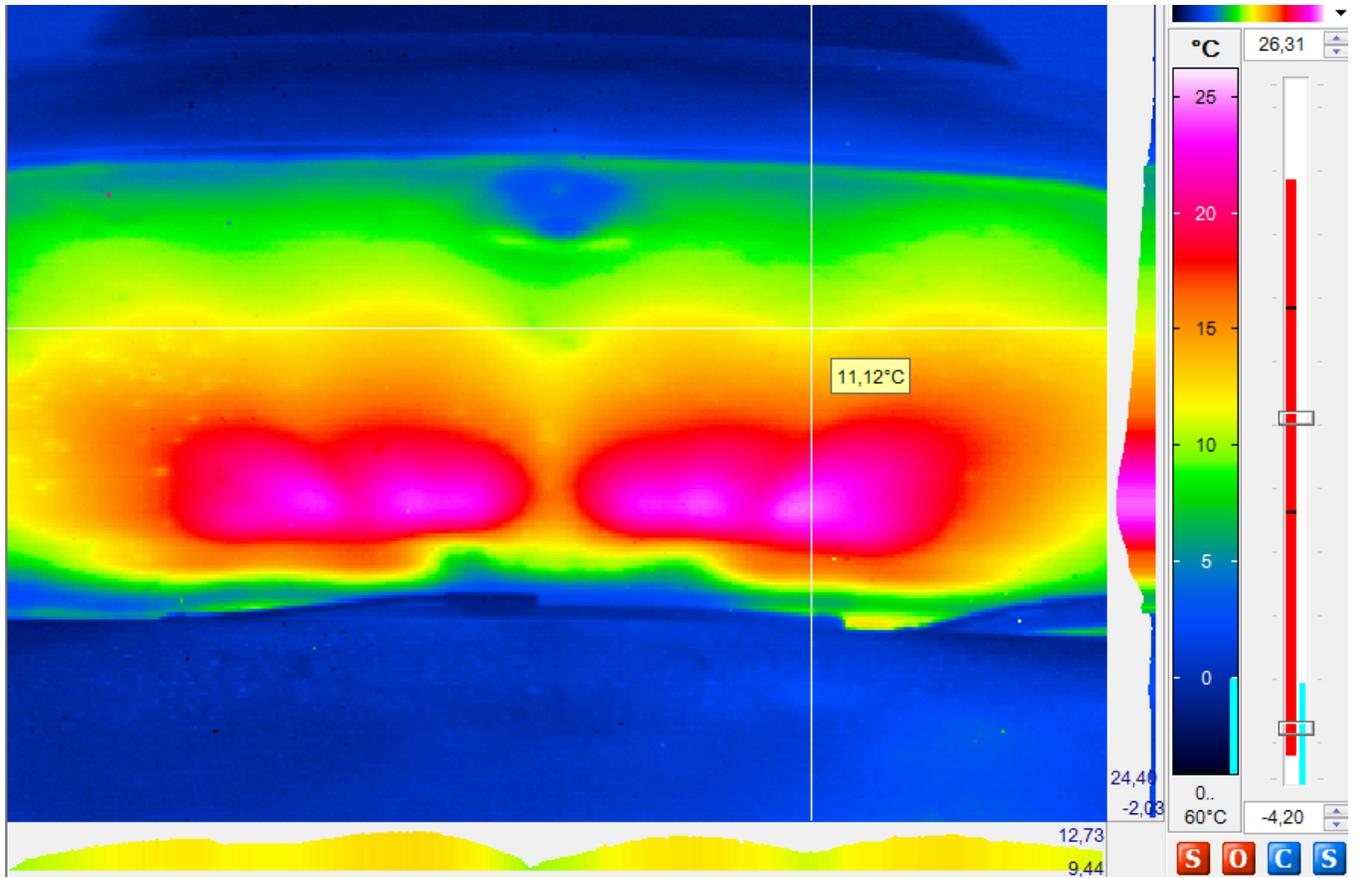
X-axis: Width
 Y-axis: Height
 Z-axis: Temperature [°C]



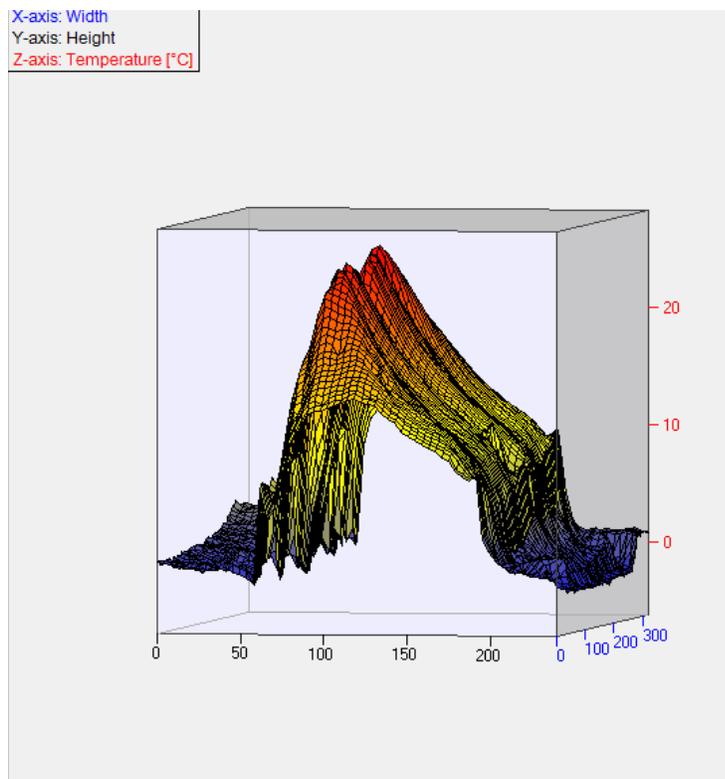
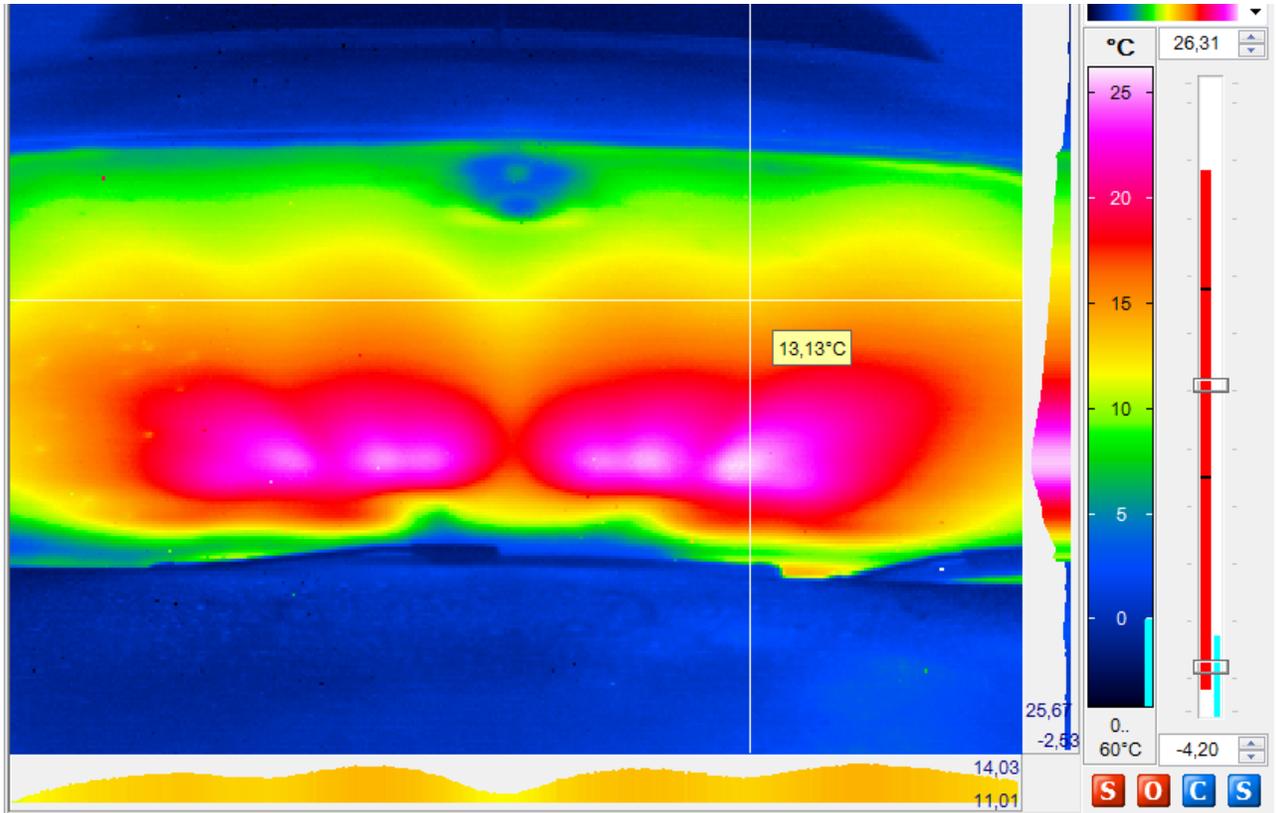
Minuto 12: Parabrisas
 prácticamente
 desempañado:



Minuto 16:

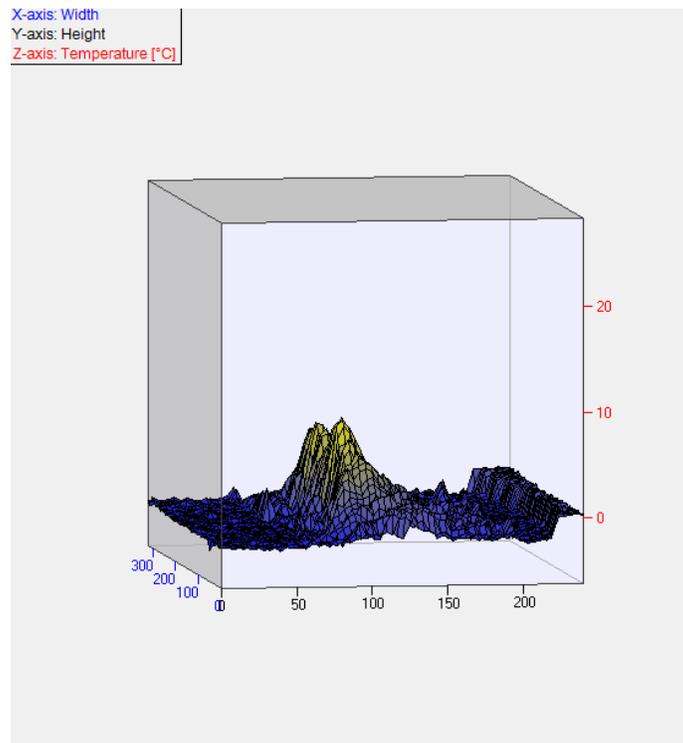
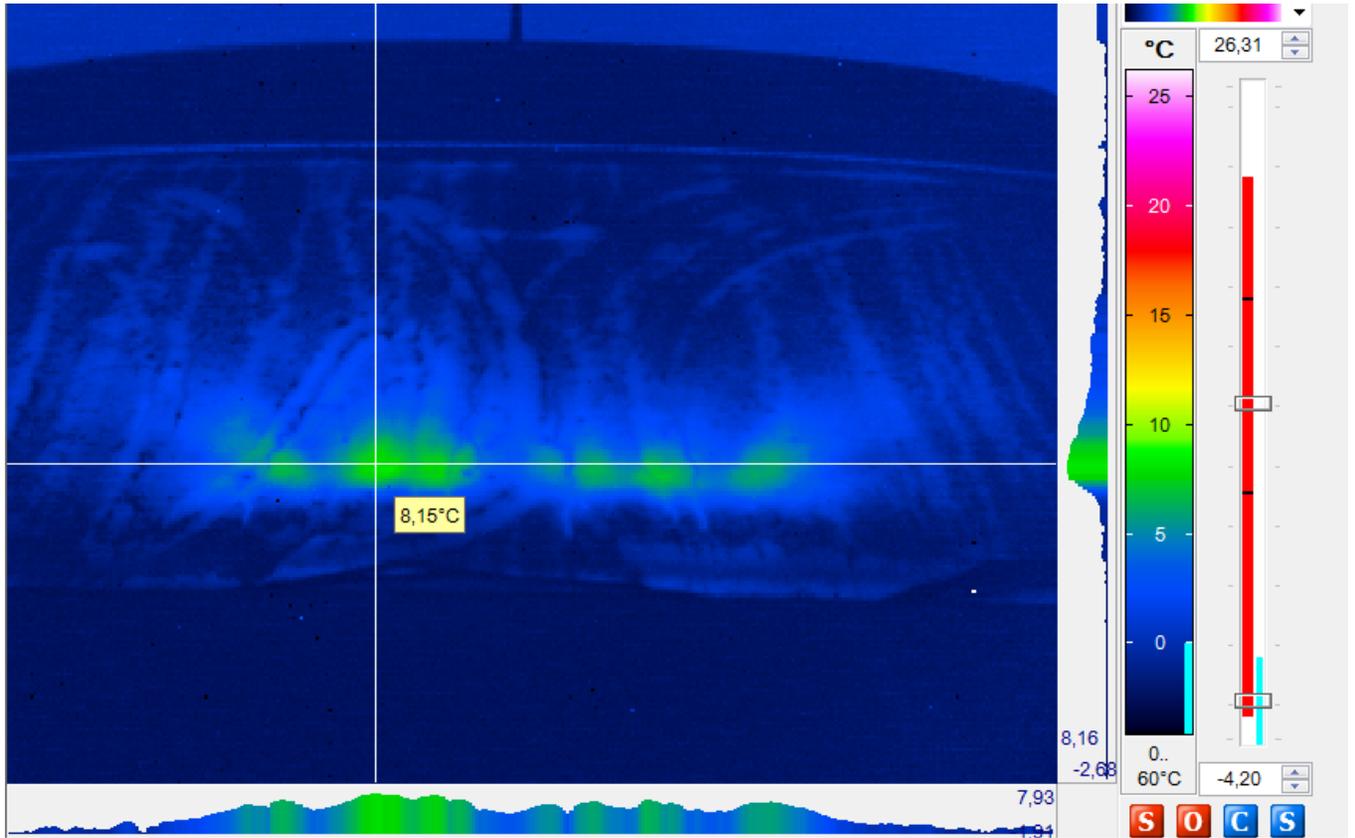


Minuto 20: Toda la superficie está a $> 10^{\circ}$, la T^a interior es incluso de calor:

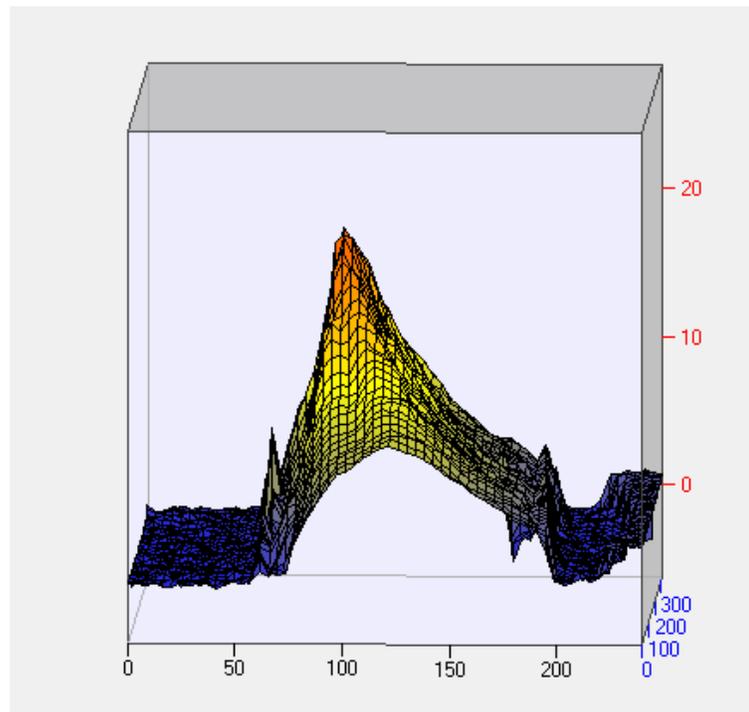
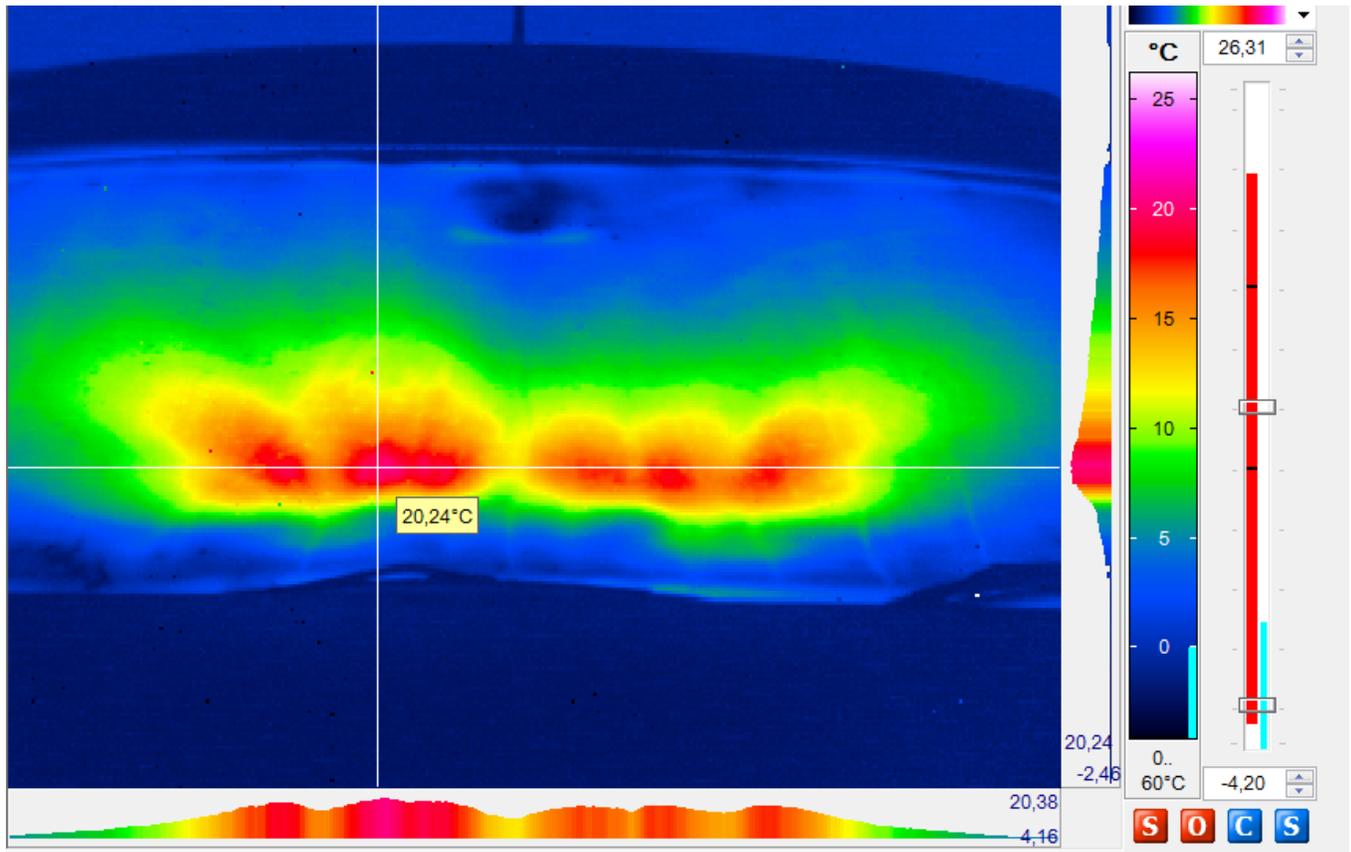


FLUENCE ELECTRICO:

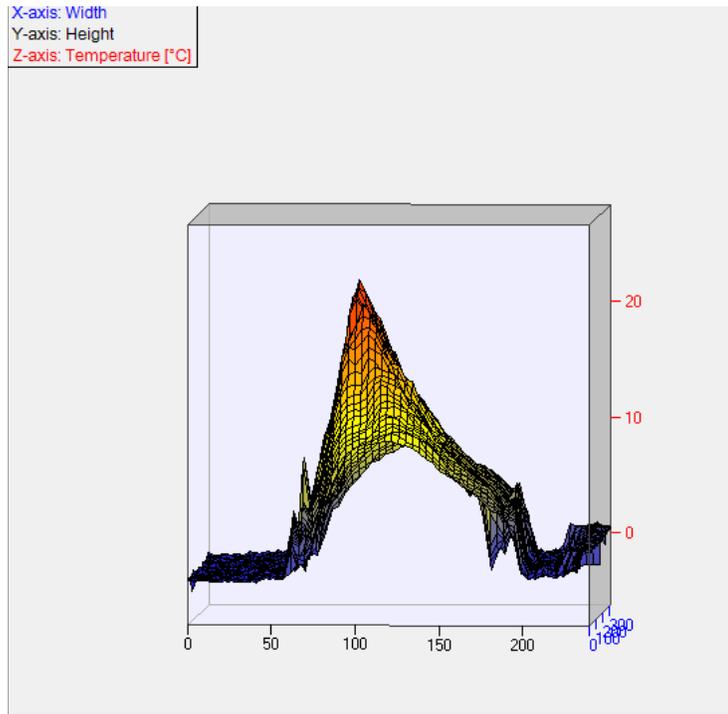
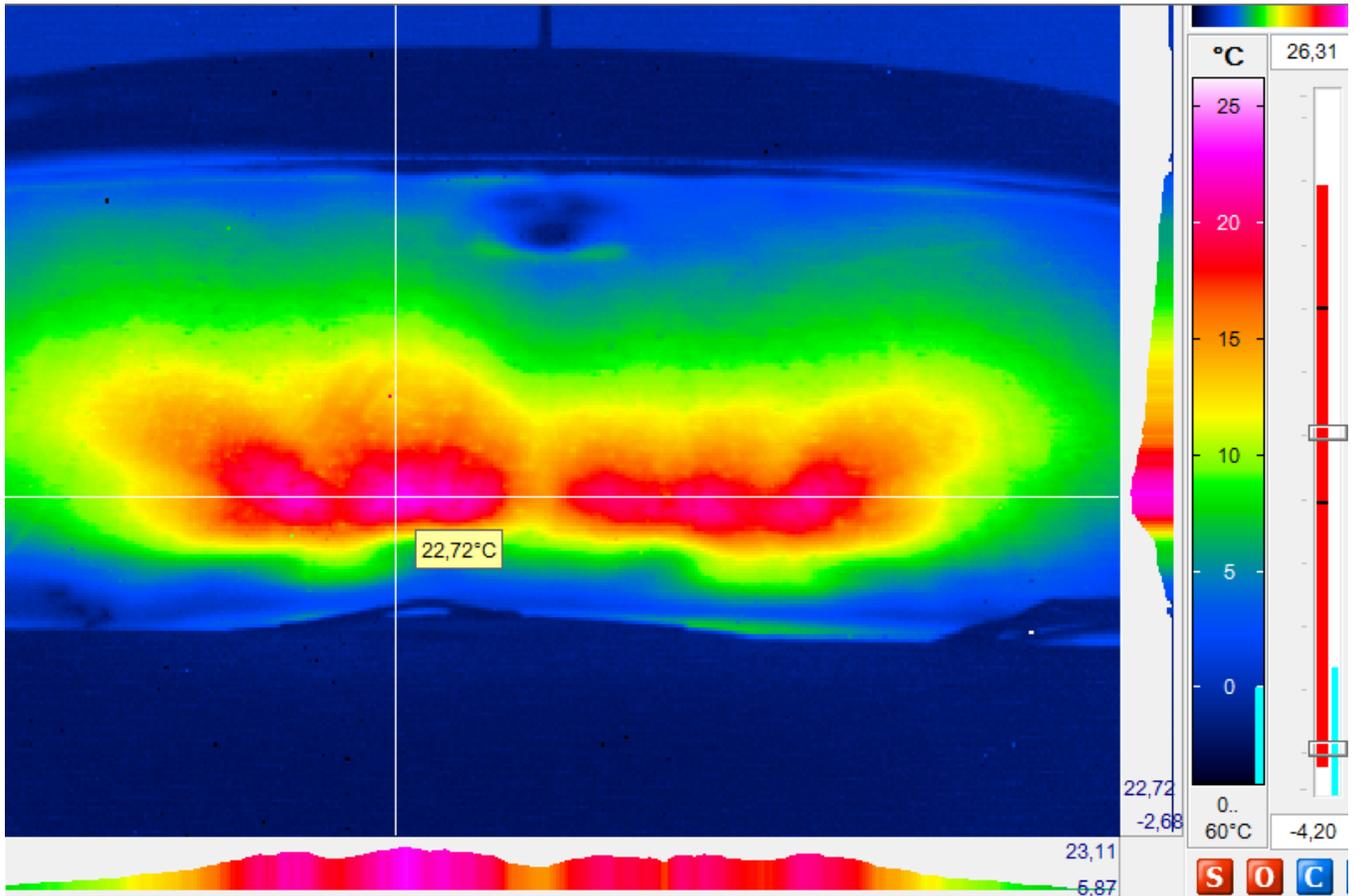
Minuto 3,



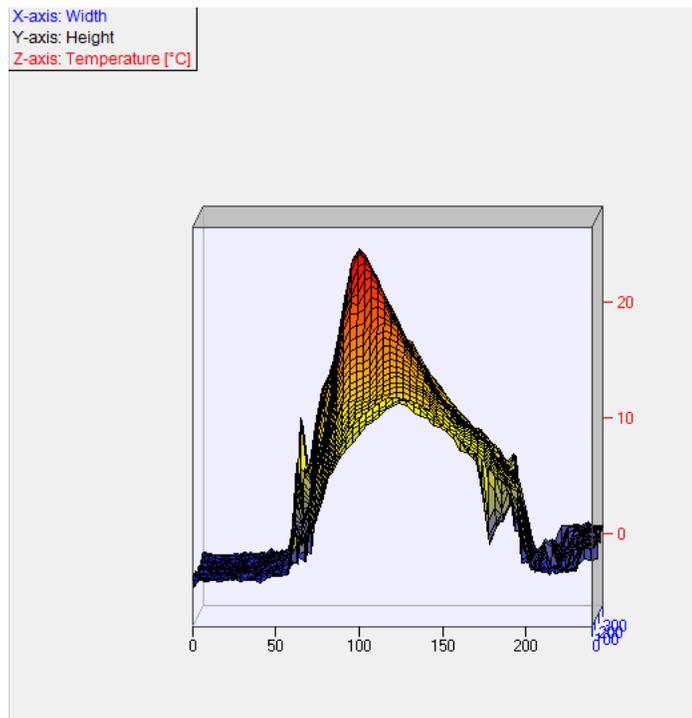
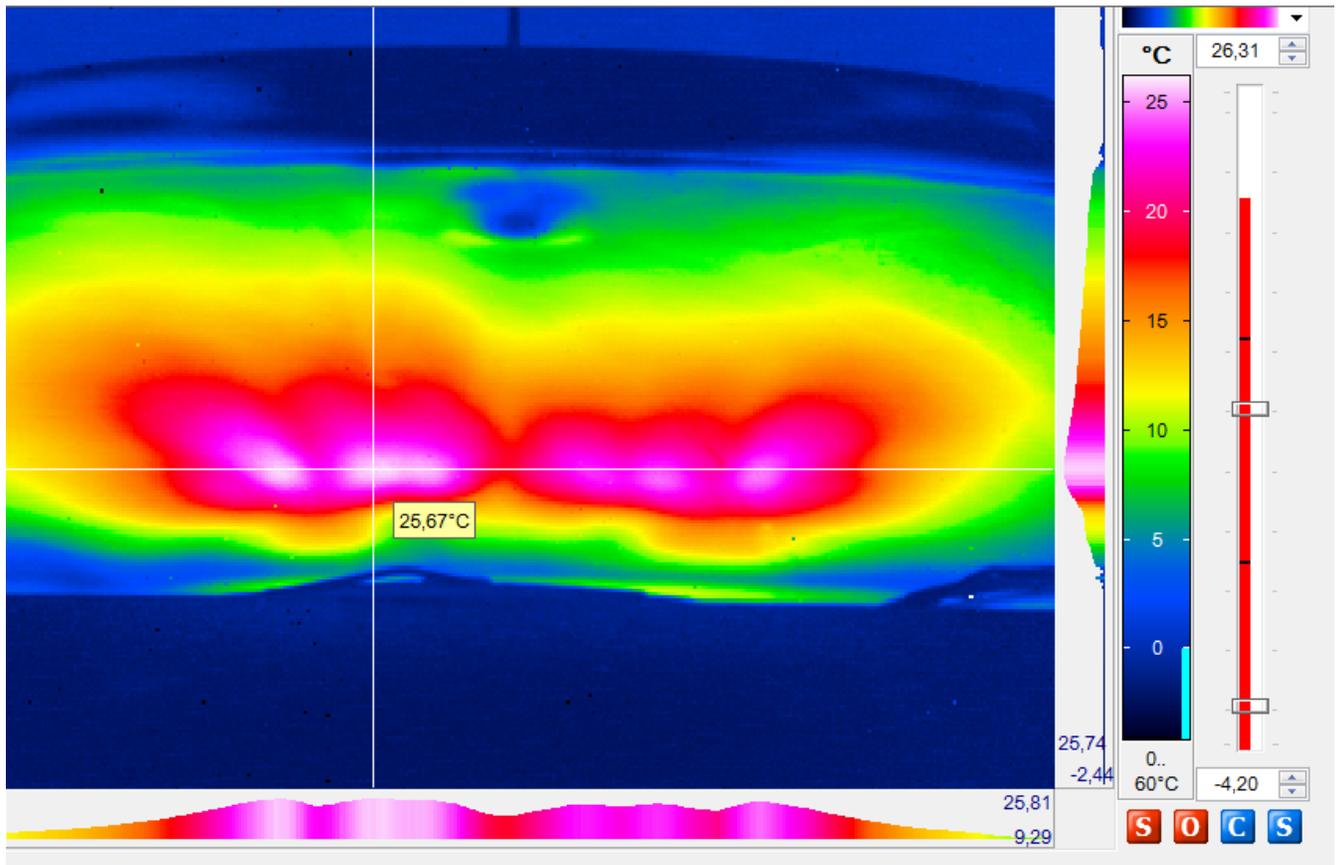
Minuto 5: Sensiblemente mejor que el Megane Térmico (idem minuto 9 que el Megane Térmico)



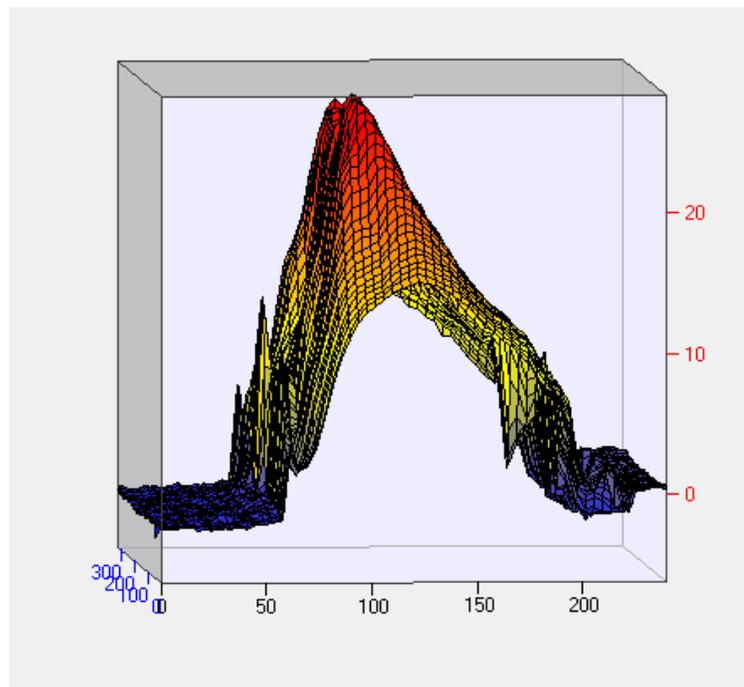
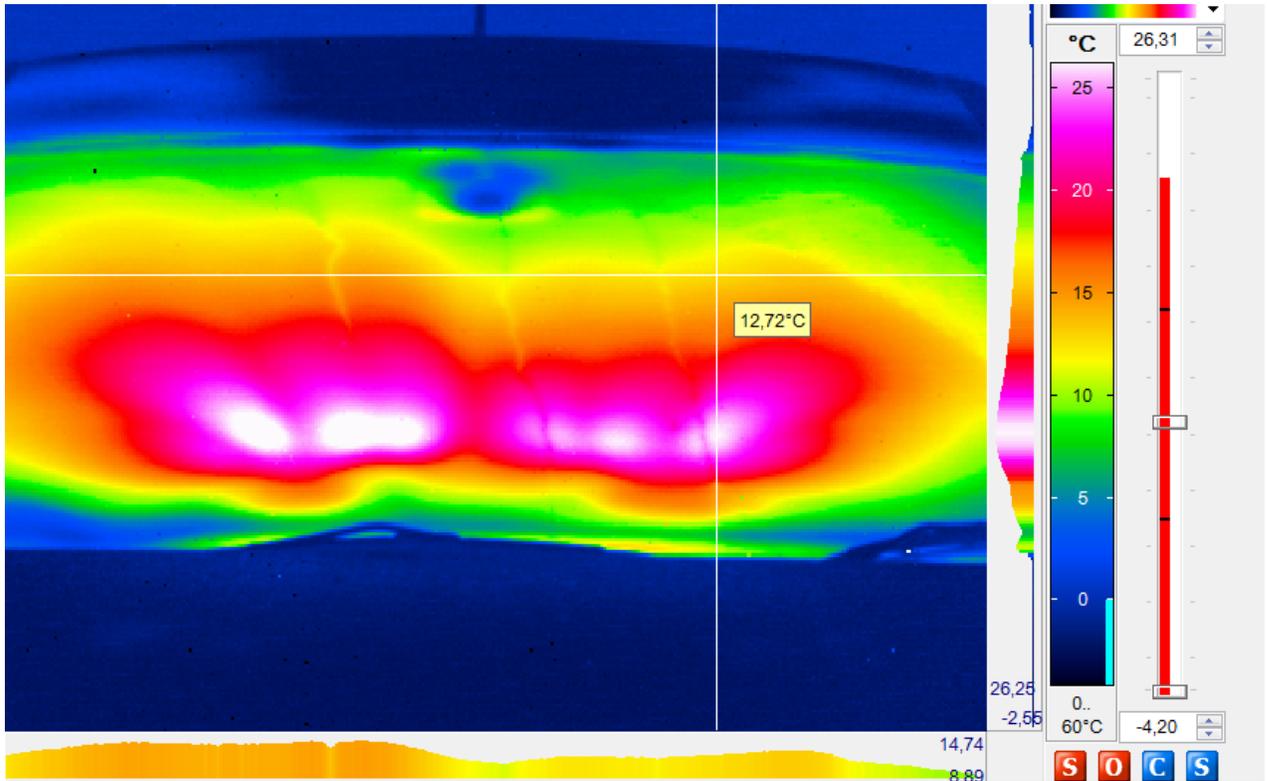
Minuto 7:



Minuto 9:

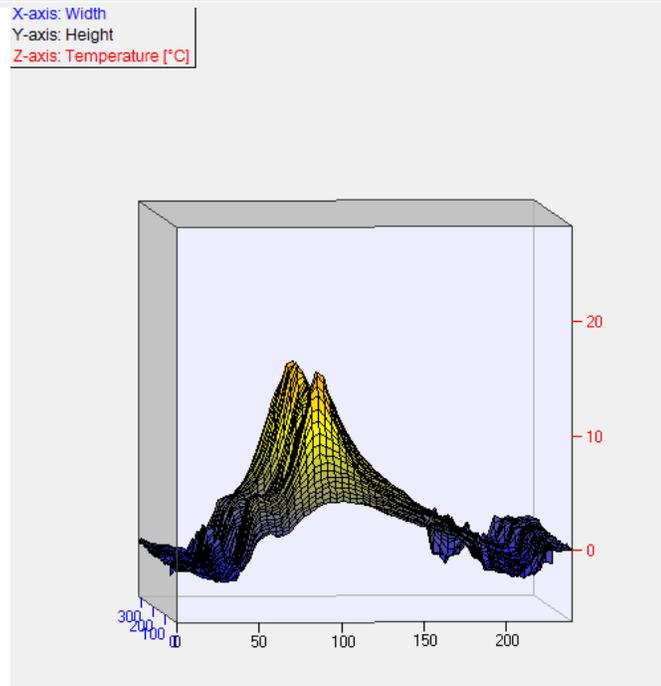
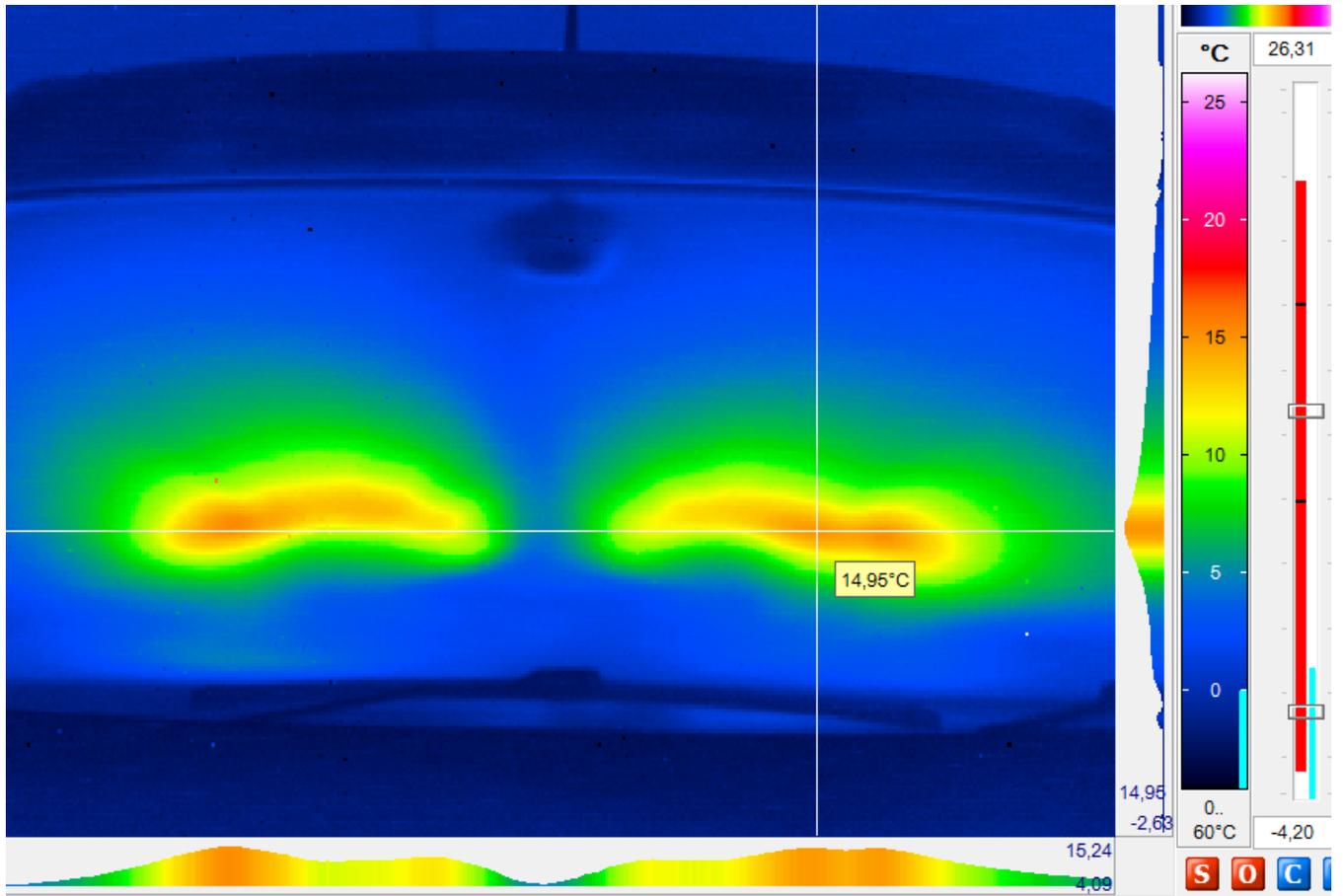


Minuto 11: El parabrisas está prácticamente desempañado, toda la superficie está a $> 10^{\circ}$

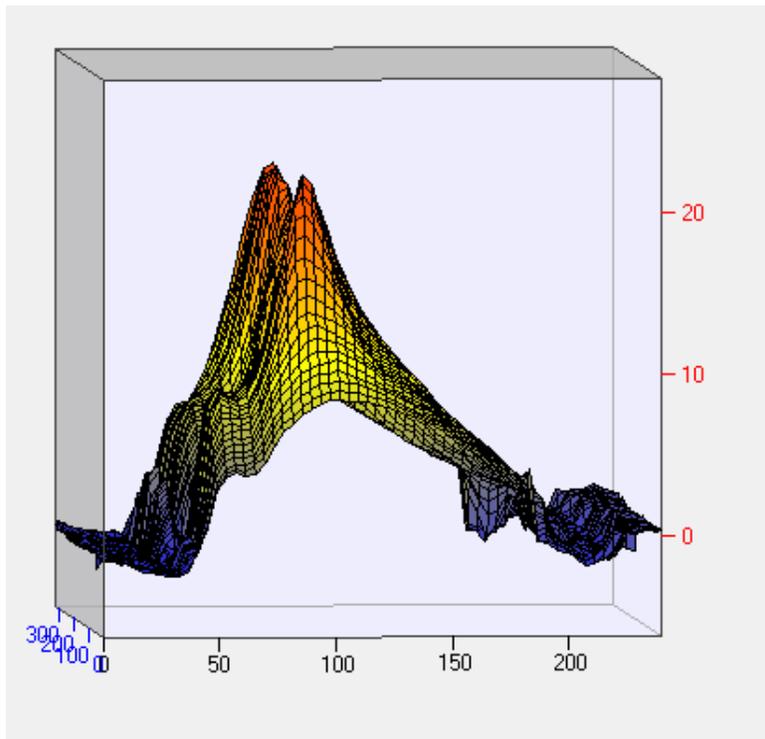
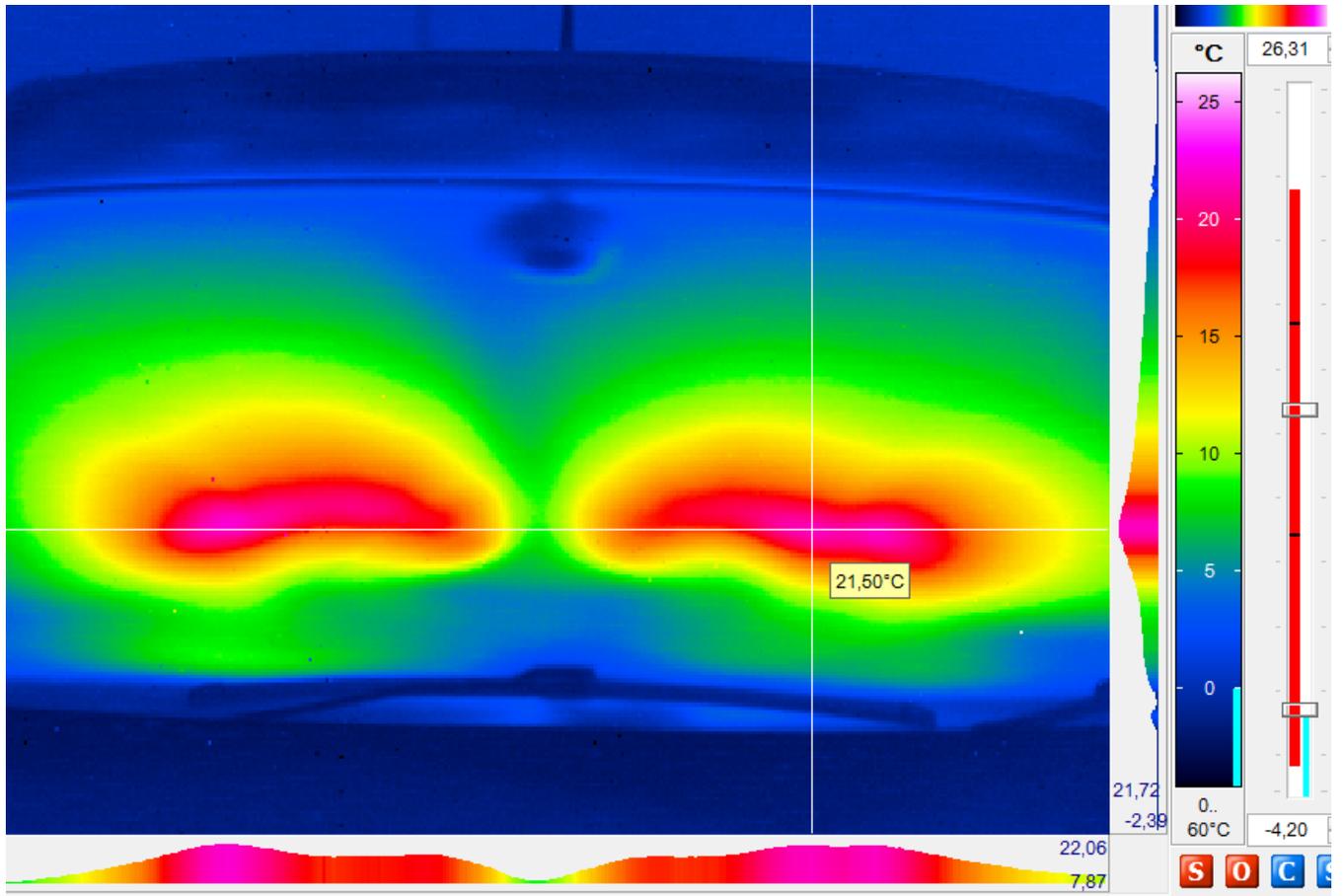


ZOE ELECTRICO:

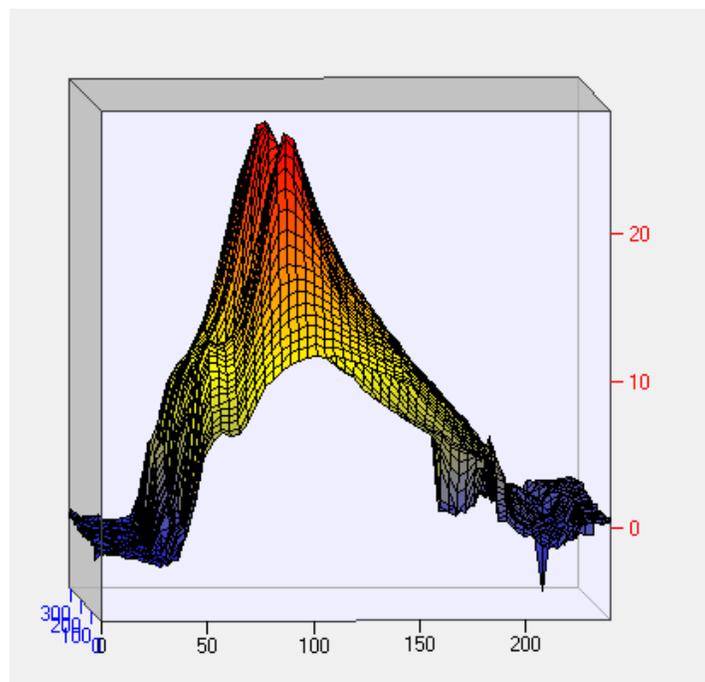
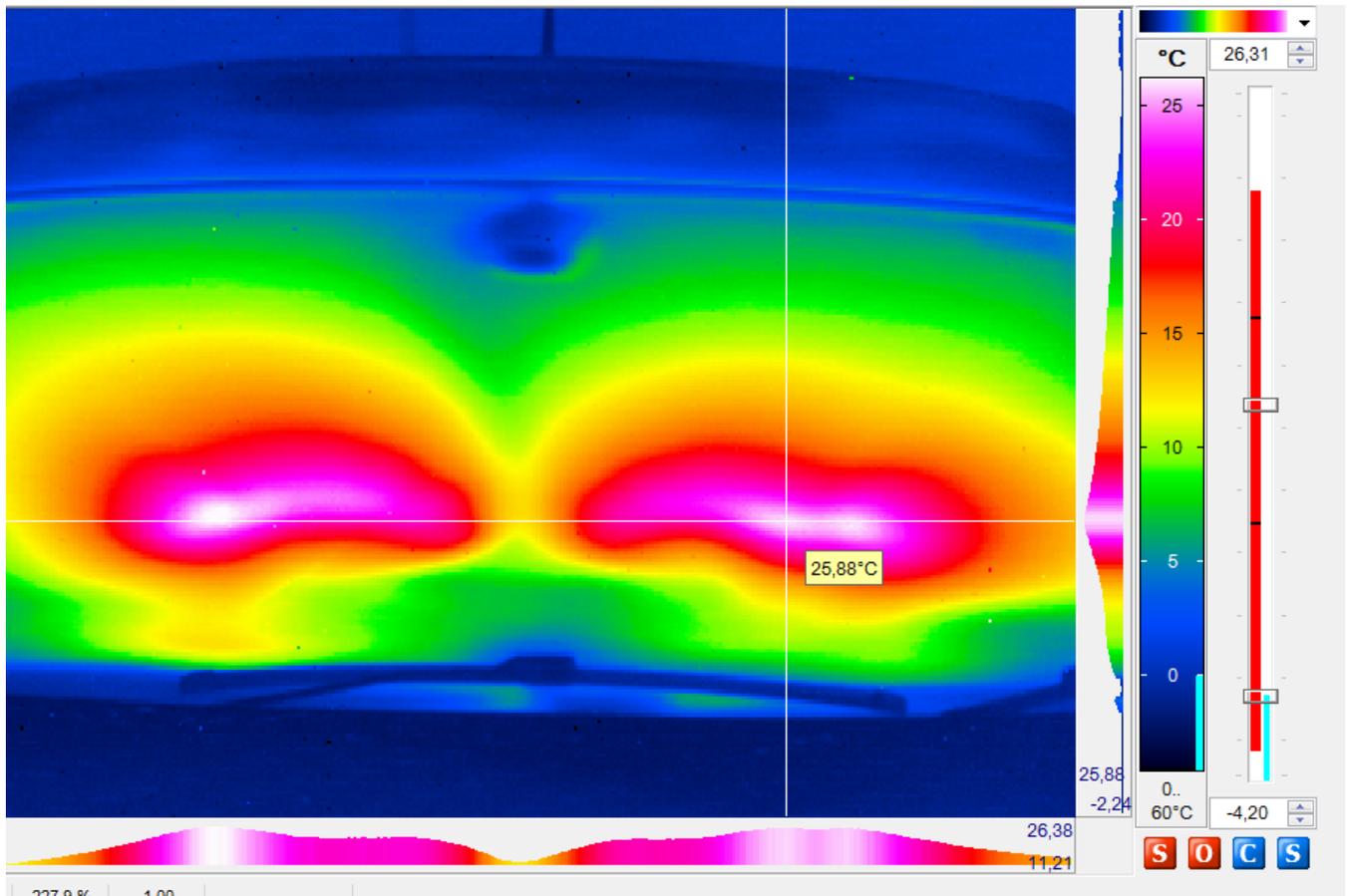
Minuto 3:



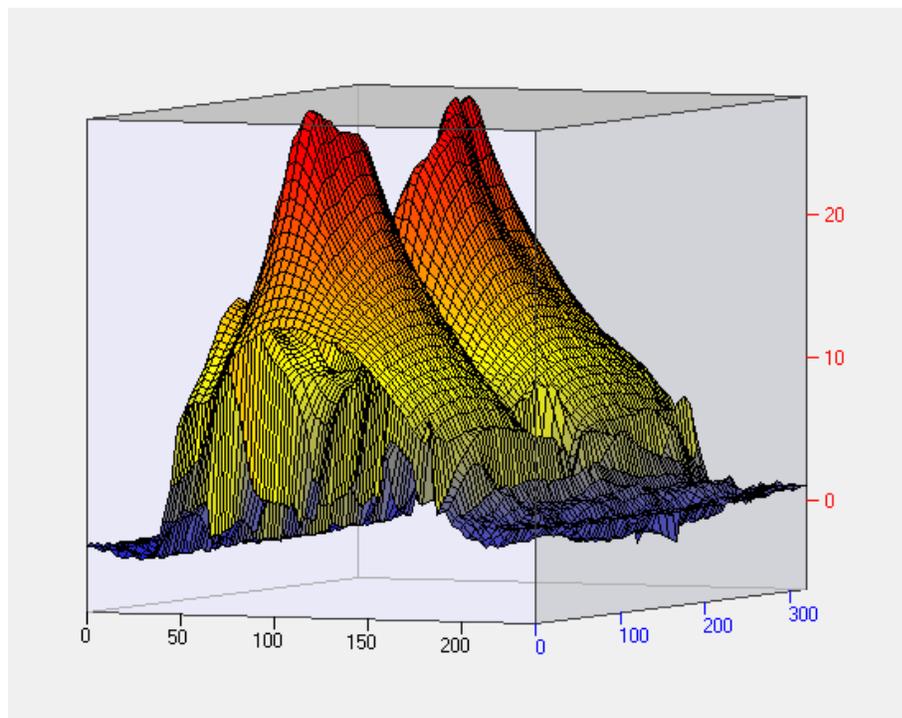
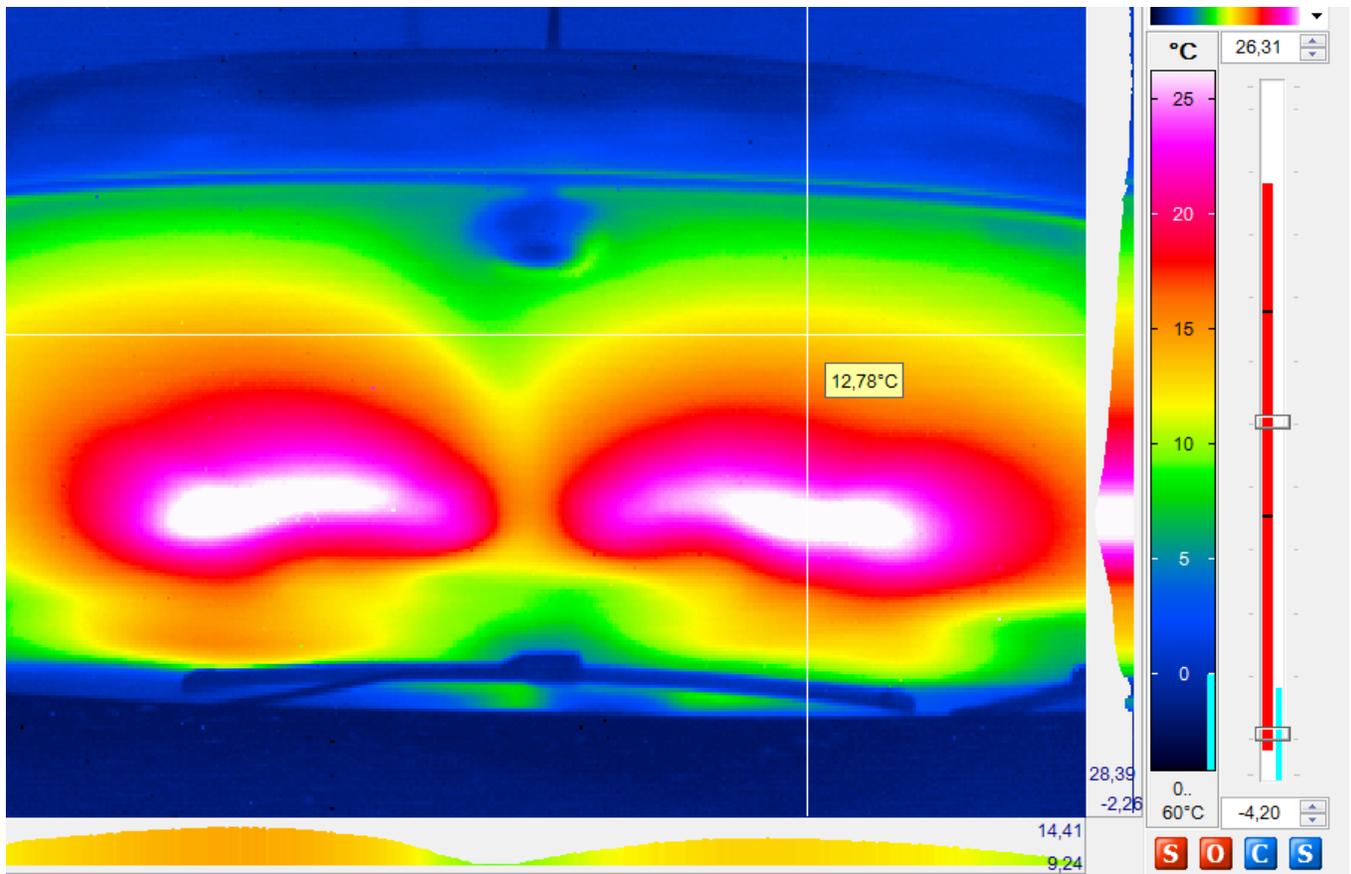
Minuto 4:



Minuto 6:

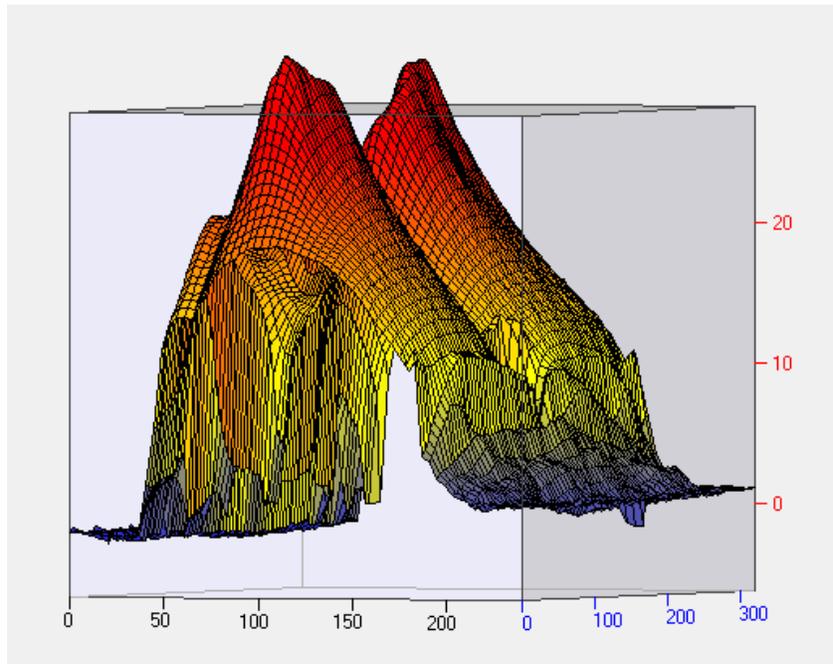
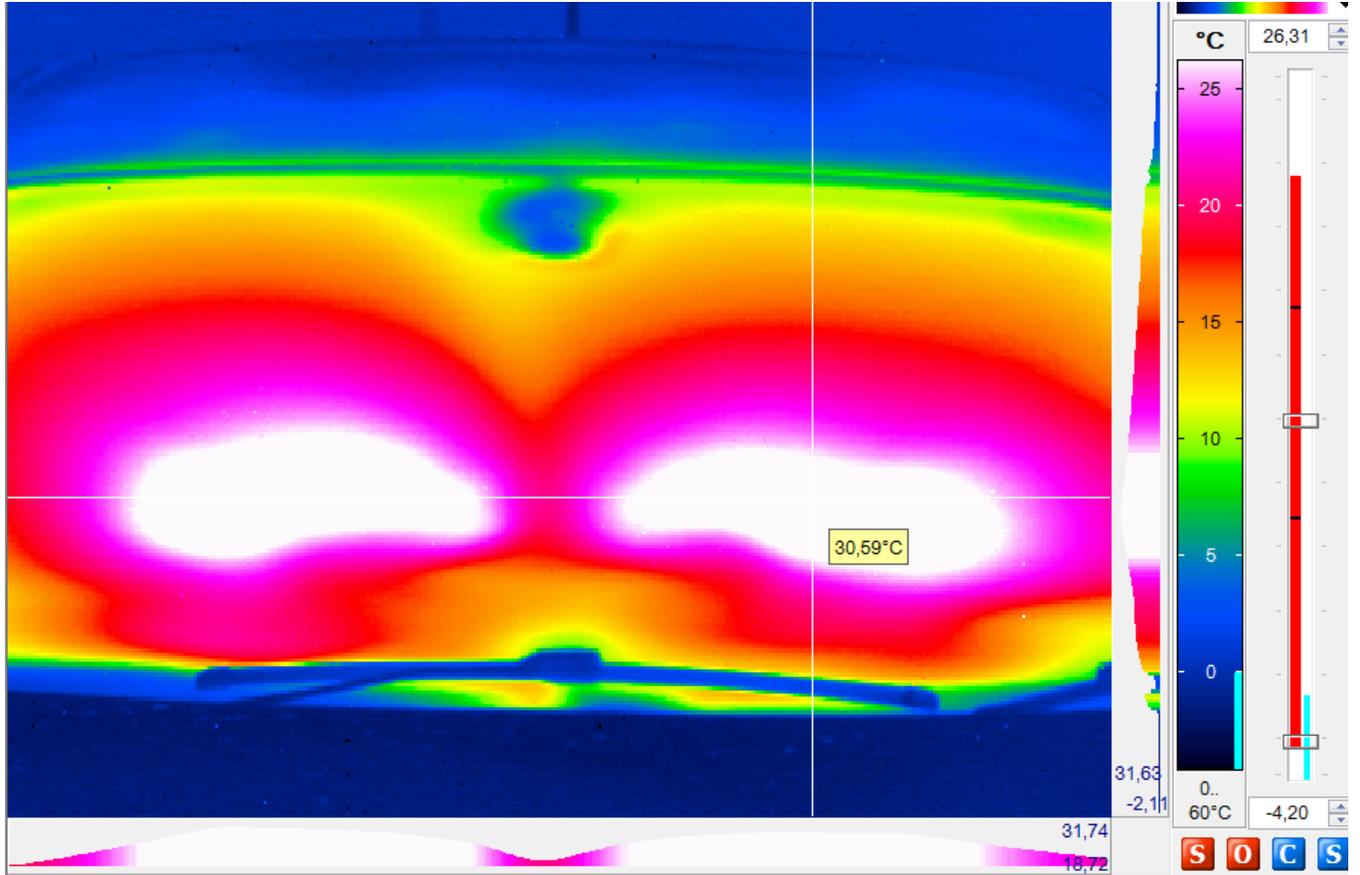


Minuto 7: El parabrisas está prácticamente desempañado, toda la superficie está a $> 10^{\circ}$



Minuto 11:
sensación
térmica dentro del vehículo es incluso de calor. Parabrisas > 30° C

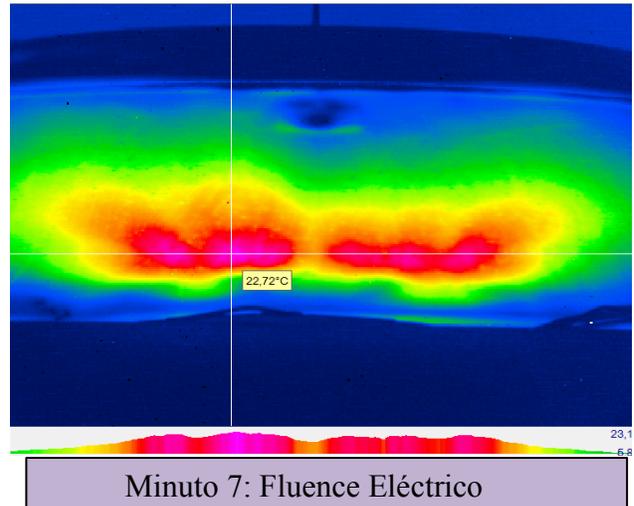
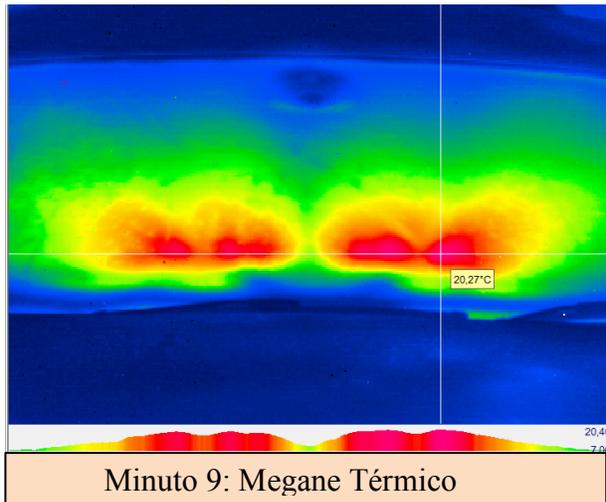
La



5.4.3. Conclusiones

Podemos ver en estas medidas Termográficas que:

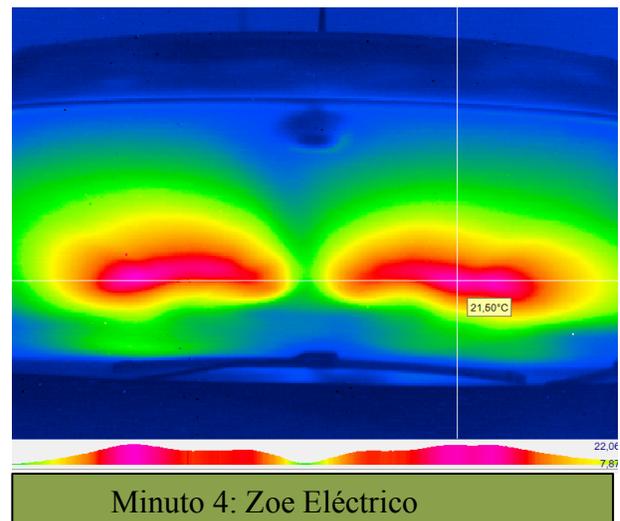
1.- El vehículo más eficiente en la función desempañado es el Zoe Eléctrico (con bomba de calor)



Como podemos ver en estas 3 gráficas, la comparativa no deja lugar a dudas, el ZOE es capaz de desempañar una superficie equivalente de parabrisas en:

- La mitad de tiempo que el Megane
- El 35% más rápido que el Fluence

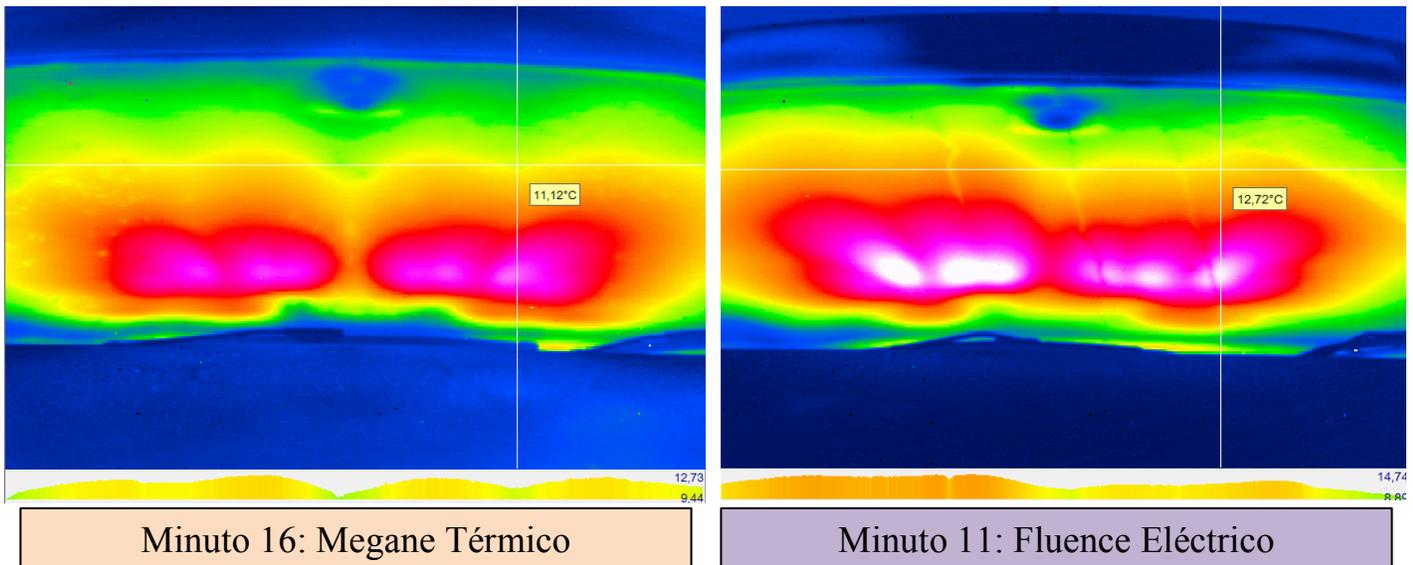
Podemos observar también que todos ellos cumplen la Normativa Europea, el 90% de la superficie A está desempañada en menos de 10 minutos



2 - Tanto el Zoe cómo el Fluence pierden un 20% y un 25% ¡! respectivamente de su autonomía en desempañar el coche

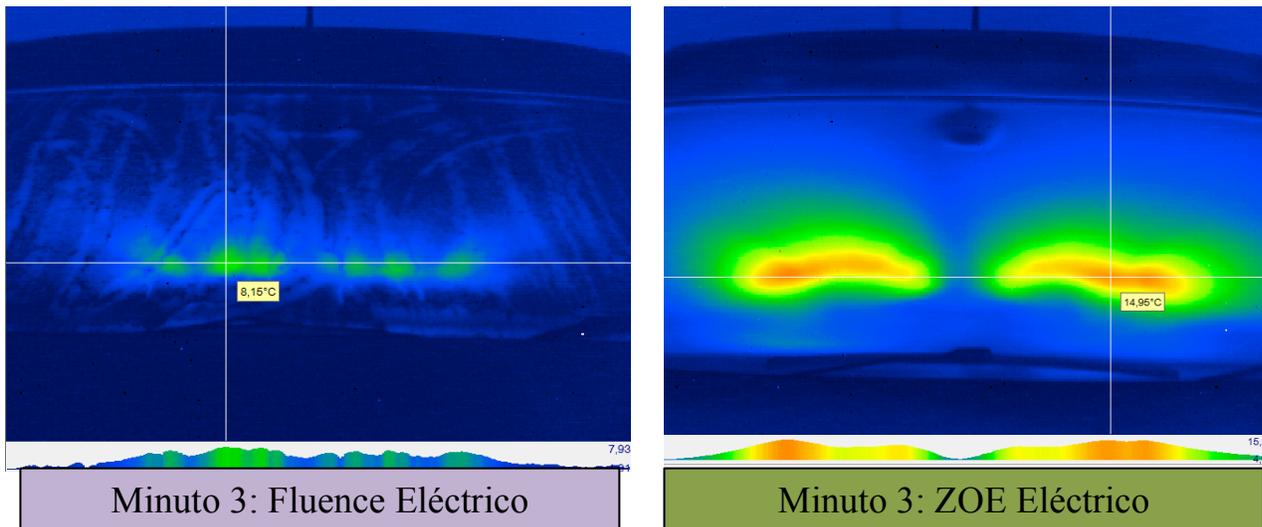
3.- La Autonomía que pierde el Megane Térmico es simbólica (no llega al 1%) frente a todo lo que pierden el Fluence y el Zoe.

4.- El Renault Fluence es más eficiente en la función desempañado que el Megane Térmico



En el minuto 11 el Fluence está desempañado al 100%, el Megane térmico tarda hasta 5 minutos más en lograr el mismo resultado.

5.- Se confirma a sí mismo lo ya enunciado en el Capítulo 11, que la Bomba de Calor (Zoe) es más eficiente que el calentamiento por resistencia (Fluence).



En estas 2 imágenes termográficas tomadas en el mismo minuto del Ensayo, podemos ver la diferencia clara entre un sistema de calefacción por resistencia (Fluence) y un sistema de calefacción por bomba de calor (ZOE), donde la inercia en el calentamiento del habitáculo es mucho mayor.

6.- La función desempañado del Zoe y Fluence Eléctricos cumplen de largo la Normativa CEE 87/318, es por esto que pensamos que están sobredimensionados, además de perjudicar seriamente la autonomía del coche, dejando en manos del usuario la regulación de su Autonomía, es por esto que pensamos que han de adecuarse más razonablemente

Ante estos resultados, se confirma el gran reto que tiene ante sí el coche eléctrico es la autonomía de su batería. Este es el gran desafío para convertirse en un coche de masas, puesto que como hemos visto en esta Tesis, no tiene nada que envidiar (probablemente, gran parte del público lo considerará incluso más comfortable), tanto acústica, como térmicamente.

CAPITULO 6

CONCLUSIONES

La primera de las conclusiones que se quiere destacar es la dificultad a la hora de obtener publicaciones científicas sobre este tema. La bibliografía empleada no ha sido la clásica de publicaciones en revistas de impacto, sino que ha habido que recurrir a libros, informes o normas para poder hacer el “estado del arte” de la acústica automovil.

Esta Tesis intenta demostrar que puede haber otros motivos más cotidianos para una familia media para comprar un VE, como puede ser el confort acústico y el confort térmico; este Tesis demuestra de manera documental y experimental, con medidas objetivas de ambos tipos de confort en modelos de coche de la misma familia equipados con tecnologías térmica y eléctrica, que el Vehículo Eléctrico es sensiblemente más confortable en ambos tipos de confort (no sólo el acústico cómo se podría pensar), y que esta puede ser una razón más de compra de este tipo de coches.

A nivel de confort acústico, se demuestra también de manera documental y experimental, que el usuario deberá “acostumbrarse” a esta manera nueva de “sonar” de los coches, pero esta transición será rápida, puesto que “a lo bueno se acostumbra uno rápido”, simplemente tendrá que “educar” el oído para no dar tanta importancia a ruidos parásitos que no escuchaba antes con el vehículo convencional.

Podemos sacar 2 grandes conclusiones de esta Tesis:

1.- Como hemos podido comprobar a lo largo de toda esta Tesis, tenemos multitud de formas para reducir el nivel de ruido dentro del habitáculo de un vehículo, pero comenzar por un diseño eficiente de cada fuente de ruido por separado puede facilitar y ahorrar mucho tiempo y dinero en material aislante una vez todas esas piezas estén ensambladas y montadas en el vehículo, sobre todo para no encarecer el coste del vehículo.

También hemos podido comprobar que a nivel de confort térmico, existen múltiples soluciones que se pueden aplicar para mejorar aún más la eficiencia de la prestación, eficiencia en el sentido de no consumir tanto combustible (en el caso del vehículo térmico) o Energía eléctrica (en el caso del VE), siendo la satisfacción en la prestación del confort térmico en ambos modelos más que satisfactoria para un vehículo de gama media.

2.- Se confirma cómo el gran reto que tiene ante sí el coche eléctrico es la autonomía de su batería. Este es el gran desafío para convertirse en un coche de masas, puesto que como hemos visto en esta Tesis, no tiene nada que envidiar tanto acústica, como térmicamente con el vehículo térmico, probablemente, gran parte del público lo considerará incluso más confortable.

Este desafío no lo puede llevar a cabo en solitario un solo constructor de automóviles, necesita alianzas y partenariados para llegar a “descubrir“ la tecnología que le de al VE la Batería de Tracción con la autonomía suficiente para cubrir un rango amplio de uso de los consumidores; en términos de Kilometraje y con el consumo eléctrico de todos los periféricos asociados cada vez más a los coches, incluido el multimedia o “coche conectado”.

Si esta “revolución tecnológica” llegará por vía de algún constructor de automóviles aislado, o llegará por medio de alguna alianza o partenariado de diferentes estamentos internacionales está por ver, en cualquier caso está claro que será sin duda la “próxima revolución tecnológica” en el mundo del automóvil, y asistiremos sin duda a una manera nueva de conducir, y sin duda, esta conducción será mucho más comfortable !.

BIBLIOGRAFIA:

CAPÍTULO 2:

1. Ashley, S. Keys to Chrysler's comeback, Mechanical Engineering, November 1997
 2. Beidl, C.V., Rust, A., Rasser, M. Key steps and methods in the design and development of low noise engines, SAE Paper No. 1999-01-1745 1999
 3. Bies, D.A., Hansen, C.H. Engineering noise control - theory and practice, Second edition, E&FN Spon, London 1996
 4. Bosworth. R.. Trinick. J.. Smith, T., Horswill, S. Rover's system approach to achieving first class
 5. Brandl, F.K., Biermayer, W., Thomann, S., Pfluger, M., von Hofe, R. Objective description of the required interior sound character for exclusive passenger cars, IMechE Paper No. C577/013/2000, 2000
 6. Challen, E.J., Crocker, M.D. A review of recent progress in diesel engine noise reduction, SAE paper No. 820517, 1982
 7. Matthew Harrison. Vehicle Refinement: controlling Noise and Vibration in Road Vehicles. Elsevier, 2004.
 8. Leatherwood, J.D., Barker, L.M. A user-orientated and computerized model for estimating vehicle ride quality, NASA Technical Paper 2299, 1984 Pettit, R.A. Noise reduction of a four liter direct injection diesel engine, IMechE Paper No. C22/88, 1988
 9. Priede, T., Anderton, D. Likely advances in mechanics, cooling, vibration and noise of automotive engines, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Vol. 198D, No. 7, 95-106, 1984
 10. Rust, A., Schiffbaenker, H., Brandl, F.K. Complete NVH optimization of a passenger vehicle with DI diesel engine to meet subjective market demands and future legislative requirements, SAE Paper No. 890125, 1985
 11. LEGISLACION EUROPEA EN FUNCION DE LA FUENTE DE RUIDO: Ruido de vehículos a motor: Directiva 70/157 y UN-ECE: 51
 12. Neumático/carretera: Reglamento 661/2009 (estándares de ruido de neumático) y regulación 1222/2009 (etiquetado de neumáticos) - ambos entrarán en vigor en 2012
 13. Comunicado de prensa OMS, nuevas pruebas de la OMS sobre los efectos para la salud relacionados con ruido del tráfico en Europa, Bonn
-

- y Copenhague (30 de marzo 2011):www.euro.who.int/en/what-we-do/health-topics/environmental-health/noise
14. CE Delft (2007): reducción del ruido del tráfico en Europa: efectos de salud, los costos sociales y opciones técnicas y políticas para reducir el ruido por carretera
www.transportenvironment.org/Publications/prep_hand_out/lid:495
 15. Fuente: programa “QUIET please” de la Unión Europea: Better health through strong EU regulation of road and rail traffic noise
 16. Beranek, L. (ed) Noise and vibration control, McGraw Hill Inc, 1971
 17. Beranek, L. (ed) Noise and vibration control, Revised edition, Institute of noise control Engineering, 1988
 18. Frank Fahy, J.G. Walker. Fundamentals of noise and vibration. SponPress, London 1998
 19. Dowling, A.P. and Ffowcs-Williams, J.E. Sound and Sources of sounds. Ellis Horwood, Chichester. 1983
 20. Hall D.E. Basic Acoustics. John Wiley and sons, New York. 1987
 21. Kinsler, L.E., Fey, A.R., Coppens, A.B. and Sanders, J.V. Fundamentals of acoustics, 3rd edition. John Wiley. New York. 1982
 22. Morse, P.M. and Ingrad, K.U. Theoretical Acoustics. McGraw-Hill, New York. 1968
 23. Nelson P.A. and Elliott, S.J. Active control of sound. Academic Press, London. 1992
 24. Pierce A.D. Acoustics: an introduction to its Physical Properties and Applications. McGraw-Hill, New York. 1981
 25. Sabine, W.C. Architectural Acoustics. Eng. Rec. 38, 502-2. 1898
 26. Skudrzyk, E. The foundations of Acoustics. Springer, New York. 1971
 27. Spencer A.J.M., Parker, D.F., Berry, D.S., England, A.H., Faulkner T.R., Green, W.A., Holden, J.T., Middleton, D. and Rogers, T.G. Engineering Mathematics. Van Nostrand Reinhold, New York
 28. Duchateau, P., Zachmann, D.W., Schaum’s outline series – theory and problems of partial differential equations, McGraw-Hill Book Company, 1986
 29. Rev. Earnshaw, S., On the mathematical theory of sound, Trans. R. Soc. London, Vol. 150, 133-148, 1860
 30. Sinha, N.K., Linear Systems, John Wiley & Sons, 1991
 31. Weltner, K., Grosjean, J., Shuster, P., Weber, W.J., Mathematics for engineers and scientists, Stanley Thornes, 1986
 32. Matthew Harrison. Vehicle Refinement: controlling Noise and Vibration in Road Vehicles. Elsevier, 2004.
-

33. F. Alton Everest, Ken C. Pohlmann. Master Handbook of Acoustics. McGraw-Hill, New York. 2009
34. Blevins, R.D., Formulas for natural frequencies and mode shape, Van Nostrand Reinhold Company, 1979
35. Callow, G.D., Havergrill, D., Russell, M.F., Surface vibration measurements by scanning laser. C487/044/94, Printed in: “Vehicle NVH and refinement”. International conference, Birmingham, UK, 3-5 May 1994, Mechanical Engineering Publications Ltd, 1994
36. Cremer, L., Heckl, M., Structure-Borne Sound: structural vibrations and sound radiation at audio frequencies-Second Edition, Springer-Verlag, Berlin, 1988 (also 1973)
37. Ewins, D.J., Modal Testing: theory and practice, Research Studies Press Ltd, 1984
38. Felske, A., Hoppe, G., Matthai, H., Oscillation in squealing brakes-analysis of vibration modes by holographic interferometry, SAE Paper N°. 780333, 1978
39. Kinsler, L.E., Frey, A.R., Coppens, A.B., Sanders, J.V., Fundamentals of Acoustics – Third Edition. John Wiley and Sons Inc., 1982
40. Krupka, R., Waltz, T., Ettemeyer, A., Evans, R., Vibration measurement using ESPI, IMechE Paper N°. C605/033/2002, 2002
41. Thompson, W.T., Theory of vibration with applications - Fourth Edition Chapman & Hall, 1993
42. Weltner, K., Grosjean, J., Schuster, P., Weber, W.J., Mathematics for engineers and scientists, Stanley Thomas (Publishers) Limited, 1986
43. Fahy, F.J., Sound and Structural vibration – radiation, transmission and response, Academic Press, 1985
44. Ahn K., Kim S. Influence of spring dynamics and friction on a spring-actuated cam system. Archive of Applied Mechanics, 2001. vol. 71, pp. 497–508.

CAPÍTULO 3:

45. Akiba K., Kakiuchi T. A Dynamic Study of Engine Valving Mechanisms : Determination of the Impulse Force Acting on the Valve. SAE Technical Paper Series, 1988.
 46. Hodgetts D. The dynamic response of crankshafts and camshafts. FISITA paper, 1986. no. 865025.
 47. Nagaya K., Watanabe K., Tsukahara Y. Vibration analysis of high rigidity driven valve system of internal combustion engines. Journal of
-

- Sound and Vibration, 1993.
48. Savage J., Matterazzo J. Application of design of experiments to determine the leading contributors to engine valve train noise. SAE Technical Paper Series, 1993.
 49. Kabele, D.F., A new approach in the simulation of crankshaft torsional vibration, IMechE Paper No. C140/84, 1984
 50. Lee, J.M., Yim, H.J., Kim, J.H., Flexible chassis effects on dynamic response of engine mount systems, SAE Paper No. 951094, 1995
 51. Bretl, John, Optimization of Engine Mounting Systems To Minimize Vehicle Vibration, 1993 SAE NVH Conference. Paper No. 931322
 52. Williams, J.S. and Bteyer, G.C. Experimental Noise Path Analysis For Problem Identification In Automobiles, Proc. of the IMAC XIII, Feb. 1995
 53. Citron S., O'Higgins J., Chen L. Cylinder by cylinder engine pressure torque waveform determination utilizing crankshaft speed fluctuation. SAE paper No. 890486, 1989.
 54. Quiet revolutions: powertrain and vehicle noise refinement, 9-11 October 1990. Mechanical Engineering Publications, 1990. Universidad de Michigan
 55. Xu Wang. Vehicle Noise and Vibration Refinement. Woodhead Publishing in mechanical engineering. Elsevier, 2010
 56. George A., Automobile Aerodynamic Noise, SAE Paper 900315.1990
 57. G. D. Callow, Noise control and refinement: improving the quality : Papers. Institution of Mechanical Engineers (Great Britain). Automobile Division. 1990
 58. Matthew Harrison. Vehicle Refinement: controlling Noise and Vibration in Road Vehicles. Elsevier, 2004.
 59. TrelleborgVibracoustic (Hrsg.): Schwingungstechnik im Automobil, Vogel Business Media, Würzburg, 2015
 60. Regulation (EC) No 443/2009 of the European Parliament and of the Council of 23 April 2009 Setting Emission Performance Standards for New Passenger Cars as part of the Community's Integrated Approach to Reduce CO2 Emissions From Light-duty Vehicles
 61. http://ec.europa.eu/clima/policies/transport/vehicles/cars/faq_en.htm
 62. Gruber, A.; Bohlen, S.: New Noise Regulations for Passenger Cars. Lecture, ATZlive Automotive Acoustics Conference, Zurich, 26 and 27 June 2013
 63. Bürgin, T.: CO2 and Emission Reduction by Means of Heat Storage in The Powertrain. Gaydon, VTMS 10, 2011.
-

64. Evans, D.; Rowley, J.; Griffiths, B.: Delivering World Class Refinement With The New Ford/PSA V6 2.7l Diesel Engine, 13th Aachen Colloquium “Automobile and Engine Technology”, 2004
65. Genender, P.; Wolff, K.; Pichot, F.; Eisele, G.: Vehicle Interior Noise Simulation VINS as a production vehicle development tool, 16th Aachen Colloquium “Automobile and Engine Technology”, 2007
66. Menarini, N.; Corno, G.; Sabbioni, G.; Puglia, M.; Patroncini, P.; Beykirch, R.; Sonntag, H.-D.: Design and Development of a light, Compact V6 3.0l Diesel for Passenger Car & SUV Applications, Powertrain Creation: MTZ Conference Simulation 2007, Munich
67. Kremer, F.; Schaub, J.; Pischinger, S.; Hinkelbein, J.; Kolbeck, A.; Steffens, C.; Körfer, T.; Lamping, M.: Combustion rate control – Component for a further increase in comfort in CO₂-optimized diesel engines. 10. Internal combustion engine conference – Current problems and potential solutions, Munich, 2011
68. Hinkelbein, J.: Combustion characteristics control by means of injection curve modulation in direct injection diesel engines. Aachen, Technical University, Dissertation, 2010
69. Steffens, C.; Körfer, T.; Hanses, G.; Rosplesch, A.; Kolbeck, A.; Kremer, F.; Schaub, J.: Improving the comfort attributes of modern, efficiency-optimized passenger car Diesel engines. 21. Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology, 2012
70. Hall, W.; Eidenböck, T.; Honeder, J.; Stastny, J.; Steinmayr, T: Der neue Vierzylinder-1,6-l-Dieselmotor für den Mini. 19th Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology, 2010

CAPÍTULO 4:

71. P.O. Fanger, Thermal Comfort, McGraw-Hill Book Company 1972.
 72. ISO 7730, Moderate Thermal Environments - Determination of the PMV and PPD indices and specification of the conditions for thermal comfort, 1995.1)
 73. ISO 7726, Thermal Environment - Instruments and method for measuring physical quantities, 1985.1)
 74. ISO/DIS 13731, Ergonomics of the Thermal Environment - Definition and units, February 1996.1)
-

75. ISO 8996, Ergonomics - Determination of Metabolic Heat Production, 1990.1)
 76. ISO 9920, Ergonomics of the Thermal Environment - Estimation of the thermal insulation and evaporative resistance of a clothing ensemble, 1995.1)
 77. ASHRAE handbook Fundamentals, American Society of Heating and Air Conditioning Engineers, Atlanta 1993.
 78. B.W. Olesen, Thermal Comfort Requirement for Floors Occupied by People with Bare Feet, ASHRAE Trans., Vol. 83 Part 2, 1977.
 79. E.A. McCullough, B.W. Olesen and S. Hong, Thermal Insulation Provided by Chairs, ASHRAE Transactions 1994.
 80. P.O. Fanger, A.K. Melikov, H. Hanzawa and J. Ring. Air Turbulence and Sensation of Draught. Energy and Building 12(1988) 21-39, Elsevier Amsterdam 1988.
 81. D.A. McIntyre, Indoor Climate, Applied Science publishers LTD, London 1980
 82. T.H. Benzinger, The Physiological Basis for Thermal Comfort, Proceedings of the First International Indoor Climate Symposium, Danish Building Research Institute, Copenhagen 1979.
 83. Sârbu, I., "Thermal comfort evaluation models", in Theoretical considerations, No. 2 (43), University of Timisoara, 2007.
 84. ASHRAE American Society of Heating Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Standard 55, "Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy", Atlanta, 1992.
 85. Parsons, K. C., "Human Thermal Environments", Taylor & Francis Inc., Bristol, 1993.
 86. Hymore, R. R., et al, "Development of a test procedure for quantifying performance benefits of solar control glazing on occupant comfort", in SAE Technical Paper Series, No. 910536, Warrendale, PA, 1991.
 87. Sayer, J. R., Traube, E. C., "Factors influencing visibility through motor vehicle windshields and windows: review of the literature", UMTRI-94-20, University of Michigan Transportation Research Institute: Ann Arbor, Michigan, 1994.
 88. Schacher, L., Adolphe, A., "Objective characterization of the thermal comfort of fabrics for car upholstery", Proceedings, Niches in the World of Textiles World Conference of the Textile Institute, Vol. 2, pp. 368-369, 1997.
 89. Shuster, A. A., "Heat comfort in passenger cars", Tyazheloe Mashinostroenie, No. 1, 1998.
-

90. Madsen, T. L., et al., “New methods for evaluation of the thermal comfort in automotive vehicles”, ASHRAE Transactions, Vol. 92, pp. 38-54, 1986.
 91. Gagge, A. P., Fobelets, A. P., “Standard predictive index of human response to the thermal environment”, ASHRAE Transactions, Vol. 92, pp. 709-731, 1986.
 92. Parsons, K., “Human thermal environments – The effect of hot, moderate and cold environments on human health, comfort and performance”, Second Edition, Taylor&Francis Group, London, 2002.
 93. Devonshire, J. M., Sayer, J. R., “The effects of infrared-reflective and antireflective glazing on thermal comfort”, University of Michigan, March 2002.
 94. ISO 7726, “Ergonomics of the thermal environment — instruments for measuring Physical quantities”, Geneva, 1998.
 95. Temming, J., “Comfort requirements for heating, ventilation and air conditioning in motor vehicle”, in International Conference on Ergonomics and Transport, Wales, 1980.
 96. Huizenga, C., et al., “Window performance for human thermal comfort”, in National Fenestration Rating Council, University of California, Berkeley, 2006.
 97. Zhang, H., et al., “Modeling thermal comfort in stratified environments”, Center for Environmental Design Research, University of California at Berkeley, 2005.
 98. Olesen, B. W., Rosendahl, J., “Thermal comfort in trucks”, in SAE Technical Paper Series, No. 905050, Warrendale, PA, pp. 349-355, 1990.
 99. Roles, F., et al, “The Effect of Air Movement and Temperature on the Thermal Sensations of Sedentary Man”, in ASHRAE Transactions, No. 80 (1), pp. 101 – 119, 1974.
 100. Scheatzle, D., et al., “Extending the Summer Comfort Envelope with Ceiling, Fans in Hot, Arid Climates”, in ASHRAE Transactions, No. 95 (1), pp.169 – 280, 1989.
 101. Aroussi, A., Aghil, S., 2000. Characterisation of the flow field in a passenger car model. Opt. Diagnostics Eng. 4 (1), 1–15.
 102. ASHRAE Handbook—Fundamentals, American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers, Atlanta, 1989, p. 29 (Chapter 8).
-

103. Burch, S.D., Pearson, J.T., Ramadhyani, S., 1991a. Experimental study of passenger thermal comfort in an automobile under severewinter conditioning. *ASHRAE Trans.* 97, 239–246.
 104. Burch, S.D., Ramadhyani, S., Pearson, J.T., 1991b. Analysis of passenger thermal comfort in an automobile under severe winter conditioning. *ASHRAE Trans.* 97, 247–257.
 105. Butera, F.M., 1998. Principles of thermal comfort (Chapter 3). *Renewable Sustain. Energy Rev.* 2, 39–66.
 106. Chakroun, C., Al-Fahed, S., 1997. Thermal comfort analysis inside a car. *Int. J. Energy Res.* 21, 327–340.
 107. Daanen, H.A.M., van de Vliert, E., Huang, X., 2003. Driving performance in cold, warm, and thermoneutral environments. *Appl. Ergonomics* 34, 597–602.
 108. Doherty, T.J., Arens, E., 1988. Evaluation of the physiological bases of thermal comfort models. *ASHRAE Trans.* 94 (Part 1), 1371–1385.
 109. Guan, Y., Hosni, M.H., Jones, B.W., Giolda, T.P., 2003a. Investigation of human thermal comfort under highly transient conditions for automotive applications—Part 1: experimental design and human subject testing implementation. *ASHRAE Trans.* 109, 885–897.
 110. Guan, Y., Hosni, M.H., Jones, B.W., Giolda, T.P., 2003b. Investigation of human thermal comfort under highly transient conditions for automotive applications—Part 2: thermal sensation modeling. *ASHRAE Trans.* 109, 898–907.
 111. Guan, Y., Hosni, M.H., Jones, B.W., Giolda, T.P., 2003c. Literature review of the advances in thermal comfort modeling. *ASHRAE Trans.* 109, 908–916.
 112. Jones, B.W., 2002. Capabilities and limitations of thermal models for use in thermal comfort models. *Energy Build.* 34, 653–659.
 113. Kaynakli, O., Unver, U., Kilic, M., 2002. Simulation of thermal comfort heating and cooling periods in an automobile compartment. *Proceedings of the Automotive Technologies Congress, 24–26 June, Bursa, Turkey*, pp. 127–135 (in Turkish).
 114. Kaynakli, O., Unver, U., Kilic, M., 2003a. Calculation of thermal comfort zones with the ambient parameters. *Proceedings of the First International Exergy, Energy and Environment Symposium, 13–17 July, Izmir, Turkey*, pp. 769–773.
 115. Kaynakli, O., Unver, U., Kilic, M., 2003b. Evaluating thermal environments for sitting and standing posture. *Int. Com. Heat Mass Transfer* 30 (8), 1179–1188.
-

116. Lee, S.J., Yoon, J.H., 1998. Temperature field measurement of heated ventilation flow in a vehicle interior. *Int. J. Vehicle Design* 19 (2), 228–243.
117. Moffat, R.J., 1988. Describing the uncertainties in experimental results. *Exp. Thermal Fluid Sci.* 1, 3–17.
118. Olesen, B.W., Hasebe, Y., de Dear, R.J., 1988. Clothing insulation asymmetry and thermal comfort. *ASHRAE Trans.* 94 (1), 32–51.
119. Parsons, K.C., 1993. *Human Thermal Environments*. Taylor & Francis Ltd., London, UK. Parsons, K.C., 2000. Environmental ergonomics: a review of principles, methods and models. *Appl. Ergonomics* 31, 581–594.
120. Tanabe, S., Arens, E.A., Bauman, F.S., Zang, H., Madsen, T.L., 1994. Evaluating thermal environments by using a thermal manikin with controlled skin surface temperature. *ASHRAE Trans.* 100 (1), 39–48.

CAPÍTULO 5:

121. Liebl, J.: Möglichst schnell warm werden. In: ATZonline. Accessible online at <http://www.atzonline.de/Aktuell/Interviews/35/188/Moeglichstschnell-warm-werden.html>, last updated on 30.03.2010, last checked on 19.07.2011
122. Bloch, A.: E-Auto-Reichweite: Bis zu 47 Prozent weniger im Winter. In: *Auto, Motor und Sport*. Accessible online at <http://www.auto-motor-und-sport.de/eco/elektroauto-reichweite-bis-zu-47-prozent-geringere-reichweite-im-winter-3295701.html>, last updated on 00.01.2011, last checked on 19.07.2011
123. Schöttle, M.: Hochvolt-PTC-Heizer für Hybrid und Elektrofahrzeuge. ATZonline. Accessible online at <http://www.atzonline.de/Aktuell/Nachrichten/1/10522/Hochvolt-PTC-Heizer-fuer-Hybrid-und-Elektrofahrzeuge.html>, last updated on 18.09.2009, last checked on 19.07.2011
124. Pudenz, K.: Elektroautos ohne Einschränkung der Reichweite mit Bioethanol beheizen. In: ATZonline. Accessible online at <http://www.atzonline.de/Aktuell/Nachrichten/1/14151/Elektroautosohne-Einschraenkung-der-Reichweite-mit-Bioethanol-beheizen.html>, last updated on 14.07.2011, last checked on 19.07.2011
125. Pudenz, K.: Heizen mit Infrarot auf Basis funktioneller Keramiken. In: ATZonline. Accessible online at <http://www.atzonline.de/Aktuell/Nachrichten/>

- 1/14171/Heizen-mit-Infrarot-auf-Basis-funktioneller-Keramiken.html, last updated on 18.07.2011, last checked on 19.07.2011
126. Zygan, A.; Renz, U.; Siehler, U.; Moll, J.; Ott, A.; Krug, H.: Panorama-Variodach mit schaltbarer Transparenz. In: ATZextra – Der neue SLK von Mercedes-Benz, April 2011
 127. Jung, M.; Kemle, A.; Strauss, T.; Wawzyniak, M.:Innenraumheizung von Hybrid- und Elektrofahrzeugen.In: ATZ 113 (2011), No. 5, pp. 396 – 401
 128. Streblov, R.; Müller, D.; Gores, I.; Bendfeldt, P.: A 33 Node Comfort Model for the Evaluation of Thermal Sensation and Comfort. Proceedings of Healthy Buildings, Syracuse, USA, 2009
 129. Tanabe, S.; Kobayashi, K.; Nakano, J. et al.: Evaluation of thermal comfort using combined multi-node thermoregulation (65MN) and radiation models and computational fluid dynamics (CFD). In: Energy and Buildings, Vol. 34, Issue 6, July 2002, pp. 637 – 646
 130. Chalgren, R.: Thermal Comfort and Engine Warm-Up Optimization of a Low-Flow Advanced Thermal Management System. SAE Technical Paper 2004-01-0047
 131. Keller, P.; Wenzel, W.; Becker, M.; Roby, J.: Hybrid-Kühlmittelpumpe mit elektrischem und mechanischem Antrieb. In: MTZ 71 (2010), No. 11, pp. 794-798
 132. Keller, P.; Wenzel, W.; Becker, M.; Roby, J.: Coupled Thermal-Engine Simulation for a Light Duty Application. SAE World Congress 2010, SAE Technical Paper 2010-01-0806
 133. Shutty, J.; Wenzel, W.; Becker, M.; Bohan, S.; Kowalske, G.: Advanced Thermal Management for a Light Duty Diesel Vehicle. Submitted for publication at the SAE World Congress 2013
 134. Friedrich, H.; Schier, M.; Häfele, C.; Weiler, T.: Electricity from Exhausts – Development of Thermo-electric Generators for Use in Vehicles. In: ATZ Worldwide 112 (2010), No. 4, pp. 48-54
 135. Liebl, J.; Neugebauer, S.; Eder, A.; Linde, M.; Mazar, B.; Stütz, W.: The Thermoelectric Generator from BMW is Making Use of Waste Heat. In: MTZ Worldwide 70 (2009), No. 4, pp. 4-11
 136. Szengel, R.; Middendorf, H.; Moeller, N.; Ben-neck, H.: The new Modular Engine Platform from Volkswagen. In: MTZ 73 (2012), No. 6, pp. 26-32
 137. Beykirch, R. et al.: Das ganzheitliche FEV-Ther-momanagementmodell für Antriebe von heute und morgen. MTZ Conference “Der Antrieb von morgen“, Wolfsburg, 2013
 138. Wenzel, W.; Shutty, J.; Becker, M.: Advanced Thermal Management of Diesel Engines. In: MTZ 74 (2013), No. 5, pp. 38-42
-

139. Diehl, P.; Haubner, F.; Klopstein, S.; Koch, F.: Exhaust Heat Recovery System for Modern Cars. SAE Paper 2001-01-1020, SAE World Congress, Detroit, 2001
 140. Forschungsvereinigung Automobiltechnik e.V. (FAT): Klimatechnische Daten und Pkw-Nutzung – Klimadaten und Nutzungsverhalten zu Auslegung, Versuch und Simulation an Kraftfahrzeug-Kälte-/ Heizanlagen in Europa, USA, China und Indien. FAT-Schriftenreihe 224
 141. Weinbrenner, M.; Link, J.; Strauss, T.; Kroner, P.: Senkung des Kraftstoffverbrauchs im Winterbetrieb. In: Hofhaus, J. (Hrsg.): PKW-Klimatisierung VI, Aktuelle Entwicklungen, Konzepte zur Reduzierung des Mehrverbrauchs, Klimatisierung von Hybridfahrzeugen. pp. 47 – 63, Expert-Verlag, Renningen, 2010
-