"Quo Vadis, Fahrzeugakustik"

Volker Grützmacher[1]

[1] *Adam Opel AG, 65423 Rüsselsheim, E-Mail:dr.volker.gruetzmacher@de.opel.com*

Einleitung

In den ersten Jahren nach der Erfindung des Automobils lag der Schwerpunkt der Entwicklung höchstwahrscheinlich mehr auf der Zuverlässigkeit und Fahrtauglichkeit als auf dem akustischen Verhalten des Fahrzeuges. Mit der steigenden Verbreitung als Transportmittel und gleichzeitig zunehmenden Verweilzeiten der Passagiere gewann auch das Geräuschverhalten des Fahrzeuges an Bedeutung. Diese gilt sowohl hinsichtlich des emittierten Außengeräuschs, um die Belastung der Umwelt aufgrund des gestiegenen Verkehrsaufkommens in Grenzen zu halten, als auch für den Geräuschkomfort im Fahrzeuginnenraum. Im Folgenden wird auf die verschiedenen Aspekte des Außen- und Innengeräusches näher eingegangen.

Außengeräusch

Das vom Fahrzeug nach außen abgestrahlte Geräusch ist in seiner neuesten Fassung der ECE R51.03 von 2014 für verschiedene Fahrzeugklassen geregelt. Abb. 1 zeigt den jeweils zulässigen Grenzwert der Fahrzeugklasse M1 von 1980 bis heute, die geplanten schrittweisen Absenkungen auf 72 dB(A) (2016), 70 dB(A) (2020) und 68 dB(A) (2024) sowie den Mittelwert und die Standardabweichung σ des Geräuschpegels aller neu zugelassenen Opelfahrzeuge über der Zeit.

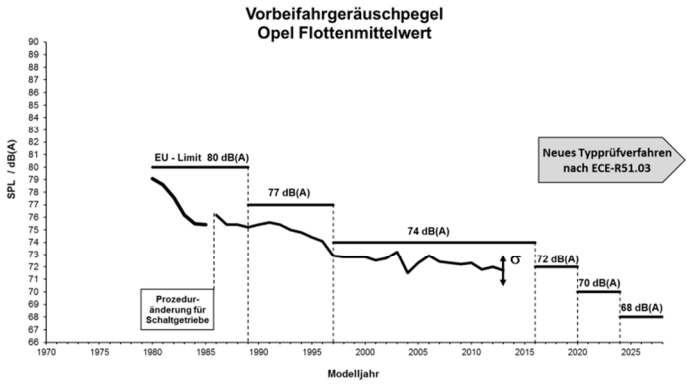


Abbildung 1: Entwicklung des zulässigen Grenzwertes und Flottenmittelwert des Außengeräuschpegels von Opelfahrzeugen seit 1980.

Vor allem die Absenkung des zulässigen Grenzwertes auf 68 dB(A) bedeutet eine große Herausforderung für die Automobilindustrie, da dieser Pegel bereits von Elektrofahrzeugen überschritten werden kann. Abb. 2 zeigt beispielhaft den Vergleich der Terzpegel eines Opel Insignia OPC (Summenpegel 72,2 dB(A), oben) und eines Opel Ampera (Summenpegel 70,5 dB(A), unten) im Elektromodus. Beide Messungen wurden nach Meßvorschrift in 7,5 m Abstand bei Vollastbeschleunigung (Insignia OPC im dritten Gang, Ampera im Elektromodus) auf einer Typprüfstrecke mit einem Fahrbahnbelag nach ISO 10844:2011 durchgeführt. Gezeigt sind die Terzen für den Zeitpunkt des maximalen Geräuschpegels.

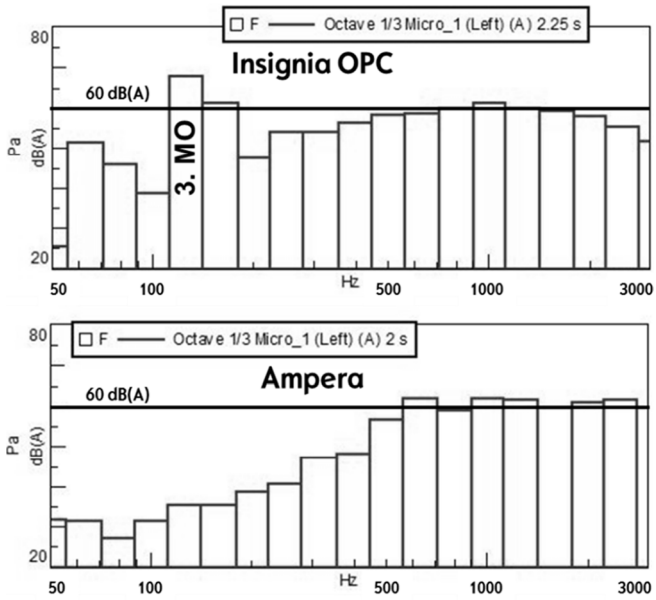


Abbildung 2: Vergleich der Terzen für den höchsten gemessenen Pegel des Vorbeifahrtgeräusches bei Vollast eines Opel Insignia OPC (dritter Gang) und eines Opel Ampera (Elektromodus) in 7,5 m Abstand auf einer Typprüfstrecke mit Fahrbahn nach ISO 10844:2011.

Wesentliche Unterschiede der Terzpegel zeigen sich nur in dem durch das Antriebsstranggeräusch dominierten Frequenzbereich unterhalb von 500 Hz. Beim Insignia OPC läßt sich sehr gut die dritte Motorordnung (3.MO) erkennen, die hier durch das Abgasmündungsgeräusch des V6-Motors verursacht wird. Die Geräuschanteile oberhalb von 500 Hz werden im Wesentlichen durch die Reifen-Fahrbahn-Interaktion erzeugt und haben einen breitbandigen, rauschhaften Charakter, erkennbar an dem flachen Pegelverlauf. Der Ampera hat im Vergleich zum Insignia OPC ein leicht höheres Abrollgeräusch. Das Ergebnis des Ampera zeigt, daß weitere Verbesserungen im Vorbeifahrtgeräusch primär durch Maßnahmen im Bereich der Reifen-Fahrbahn-Interaktion erzielbar sind. Dabei sind aber andere wichtige Aspekte wie Bremsweg, Traktion, Naßgriff und auch die Wahrnehmbarkeit eines herannahenden Fahrzeuges zu beachten.

Innengeräusch

Das Innengeräusch in einem Fahrzeug wird bestimmt durch das Zusammenspiel aller Geräuschquellen sowie der akustischen Eigenschaften der Fahrzeugstruktur und des Fahrgastraumes (Kavität). Das Gesamtgeräusch im Fahrbetrieb wird im Wesentlichen durch drei Geräuschanteile bestimmt:

- Das Antriebsstranggeräusch
- Das Reifen-Fahrbahn-Geräusch
- Das Windgeräusch

Dazu kommen noch Geräuschanteile von Komponenten wie Innenraumgebläse, Klimakompressor etc. sowie Betätigungs- bzw. Verstellgeräusche wie Fahrtrichtungsanzeiger (Blinker), elektrische Fensterheber, Schiebedach, Sitz etc. Alle diese Geräuschanteile tragen dazu bei, dem Fahrer eine Rückmeldung über den jeweiligen Fahr- bzw. Funk-tionszustand des Fahrzeuges zu geben (Informations-charakter). Die Zusammensetzung des Fahrgeräusches ist Geschwindigkeitsabhängig. Abb. 3 zeigt schematisch die Anteile von Antriebstrang, Reifen/Fahrbahn und Windgeräusch zum Gesamtgeräusch als Funktion der Fahrgeschwindigkeit.

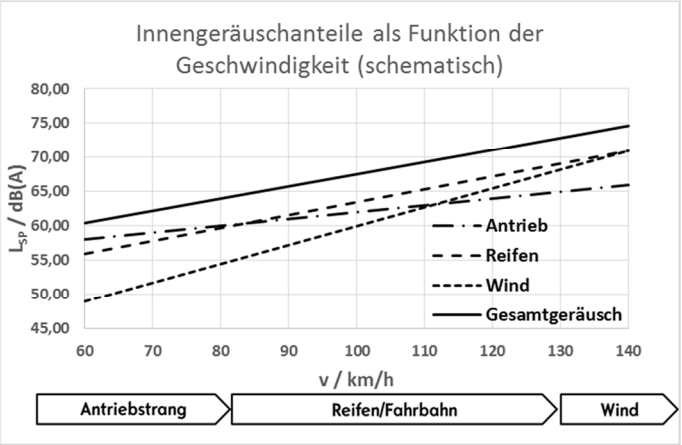


Abbildung 3: Anteile des Antriebs-, Reifen- und Windgeräusches am Gesamtgeräusch in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit bei einem PKW (schematisch).

Bis ca. 80 km/h sind die Anteile des Antriebstrangs dominant, darüber ist bis ca. 130 km/h das Reifen/Fahrbahngeräusch die stärkste Teilschallquelle. Oberhalb von ca. 130 km/h hat das Windgeräusch den größten Anteil.

Die Geräuschanteile variieren in Abhängigkeit von der Fahrzeugklasse (Mini-, Kompakt-, Mittel-, Oberklasse und Sportwagen) und müssen sich an den Kundenerwartungen orientieren. Dazu ist es erforderlich, in der Frühphase eines Fahrzeugprojekts durch Kundenkliniken und Wettbewerbs-analysen die Kundenerwartungen hinsichtlich der Gesamt-fahrzeugakustik zu verstehen. Diese Erwartungen müssen in physikalische Größen übersetzt werden. Die Herausforderung an den Fahrzeugakustiker besteht darin, Konzepte für die Fahrzeugarchitektur und Komponenten zu definieren, mit denen die Kundenerwartungen unter Abwägung von Masse, Kosten und (vibro-) akustischen Eigenschaften erreicht werden können.

Dazu ist es notwendig, die einzelnen Schallquellen im Fahrzeug und ihren Beitrag zum Gesamtgeräusch zu verstehen. Prinzipiell setzt sich das Gesamtgeräusch aus verschiedenen Luft- und Körperschallquellen und ihren jeweiligen Übertragungspfaden zusammen.

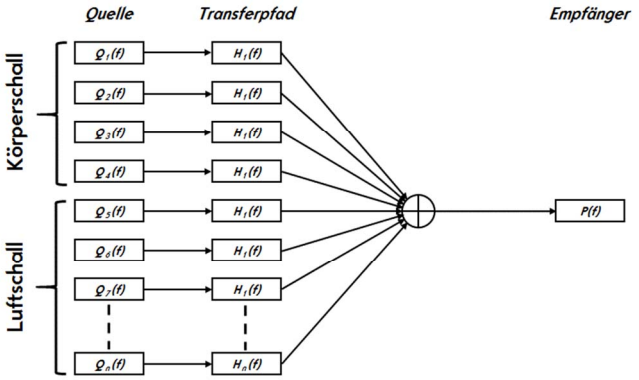


Abbildung 4: Schematische Darstellung der verschiedenen Luft- und Körperschallquellen $Q_i(f)$ und Transferfunktionen $H_i(f)$, die zum Gesamtgeräusch $P(f)$ am Empfängerort beitragen.

Jeder Transferpfad stellt ein Bauteil/eine Baugruppe oder ein System dar und wird durch ihre (vibro-) akustische Transferfunktionen beschrieben.

Luftschall:

Luftschall breitet sich von der Quelle ausgehend als Dichtewelle aus und wird an Grenzflächen zum Schallisolationssystem reflektiert (Dämmung) bzw. absorbiert (Dämpfung).

Die notwendige Luftschalldämmung des Systems ist abhängig von den Schallquellen und der akustischen Anforderung des jeweiligen Fahrzeugsegment. Daher existiert eine große Vielfalt von sehr einfachen bis aufwendig konstruierte Systemen einschließlich Abdichtungen für Durchgänge (Lenkung, Schaltung, Kabelbaum etc.)

Typische Konzepte sind

- Einschalige Massesysteme (z.B. Verglasung).
- Feder-Masse-Systeme, die in Verbindung mit der darunterliegenden Blechstruktur ein Doppelwandsystem bilden und ein hohes Schalldämmaß aufweisen können.
- Dissipative Systeme, die ihre Wirkung durch Dämpfung der Schallwelle in einer porösen Absorberschicht erzielen
- Mischformen (A-B-A-Systeme, z.B. Absorber-Schwerschicht-Absorber))

Abb. 5 zeigt die Bandbreite der typischen erzielbaren Luftschallisolation einer Stirnwand in Abhängigkeit von der Frequenz im Vergleich zu der Schalldämmung einer 1 mm starken Stahlplatte nach dem Bergerschem Massegesetz

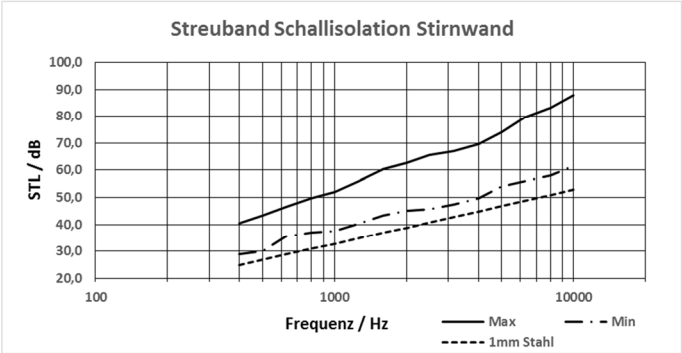


Abbildung 5: Typische erzielbare Geräuschreduzierung von verschiedenen Isolationssystemen am Beispiel einer Stirnwand im Vergleich zu einer 1mm dicken Stahlplatte.

Je nach Anforderungen hinsichtlich Masse, Kosten und verfügbaren Bauraum können Systeme mit unterschiedlichen Dämmungs- und Dämpfungseigenschaften eingesetzt werden, mit denen eine vergleichbare Schallisolation erzielt wird. Die Auswahl der Materialien und der Geometrie des Systems erfolgt anhand des Pegels und der spektralen Zusammensetzung der Quelle und des gewünschten Schall-anteils im Innenraum.

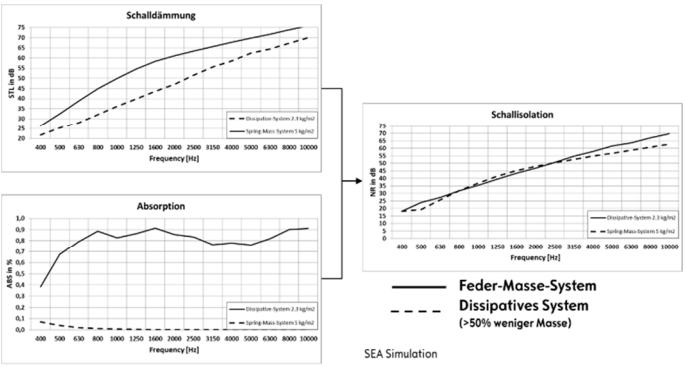


Abbildung 6: SEA-Simulation der Schallisolation einer Stirnwand (rechts) als Funktion der Frequenz für zwei Isolationssysteme mit unterschiedlichen Schalldämmungs- (links oben) und Absorptionseigenschaften (links unten).

Abb. 6 zeigt am Beispiel einer Stirnwand, wie die gleiche Schallisolation (rechts) durch den Einsatz eines Feder-Masse-Systems mit einem Flächengewicht von 5 kg/m² (____) bzw. eines dissipativen Systems mit einem Flächengewicht von nur 2,3 kg/m² (- - - -) mit unterschiedlichen Schall-dämmungs- (oben) und Absorptionseigenschaften (unten) erreicht werden kann. Der benötigte Bauraum des dissipativen Systems dabei ist größer als der des Feder-Masse-Systems.

Körperschall:

Körperschall breitet sich von Erreger ausgehend innerhalb einer Struktur aus. Dabei werden eine Vielzahl verschiedener Wellenformen wie Dichtewellen, Oberflächenwellen usw. angeregt. Der Empfänger nimmt die eingetragene Schall-energie entweder in Form von Vibrationen wahr oder als Schall, der über die den Fahrgastraum berandenden Teilflächen abgestrahlt wird.

Die Teilbeiträge der einzelnen Körperschallquellen können mittels der Transferpfadanalyse (TPA) ermittelt werden.

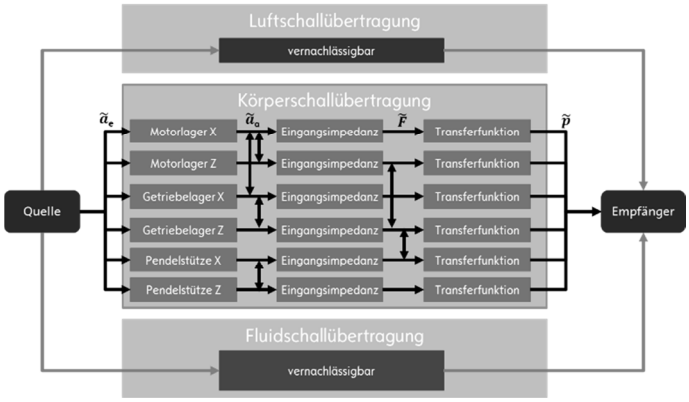


Abbildung 7: Typisches Ersatzschaltbild einer Transfer-pfadanalyse mit Quelle (links), verschiedenen Transferpfaden (Mitte) und Empfänger (rechts).

In Abb. 7 ist ein typisches Ersatzschaltbild einer Transfer-pfadanalyse für ein Motorlagersystem mit drei Motorlagern dargestellt, bei der die Übertragung in x- und z-Richtung (Längs- und Vertikalrichtung) berücksichtigt ist. Die Körper-schallanteile durch Luft- und Fluidschallübertragung werden hierbei vernachlässigt.

Es ist zu beachten, daß die verschiedenen Transferpfade mehr oder weniger stark gekoppelt sein können, in der Abb. 7 durch vertikale Pfeile zwischen den verschiedenen Transferpfaden angedeutet. Die Vernachlässigung des Übersprechens auf z.B. der Karosseriestruktur führt häufig zu einer Überschätzung der eingeleiteten Kräfte.

In diesem Beispiel werden die durch eine Betriebs-schwingungsanalyse gewonnenen Beschleunigungspegel $\tilde{a}_e$ am Motor durch die Lagereigenschaften und die Eingangsimpedanz der Karosserie in eine Kraft $\tilde{F}$ am Koppelpunkt des Motorlagers übersetzt. Die akustische Transferfunktion $\tilde{p}/\tilde{F}$ der Struktur führt schließlich zum Teilschallquellenbeitrag jedes einzelnen Pfades.

Bei der Auslegung einer Fahrzeugarchitektur ist es unabdingbar, die Anregungspegel der einzelnen Körperschallquellen (Antrieb, Achsen, Komponenten und Module) zu kennen, um die jeweiligen Körperschallpfade durch Entkopplung und Dämpfung in die gewünschte Richtung beeinflussen zu können. Hierbei sind allerdings Grenzen sowohl durch Materialeigenschaften der Lager und Strukturbauteile als auch durch andere Funktionen wie die Aufnahme von statischen Lasten und Momenten, Crasheigenschaften, Dauerhaltbarkeit etc. gegeben.

Neue Ansätze in der Akustikentwicklung

Geräuschqualität:

Die grundsätzliche Einflußfaktoren der empfundenen Geräuschqualität lassen sich in vier Gruppen einteilen [1]:

1. Akustische Eigenschaften des Fahrzeuges wie Schalldruckpegel, spektrale Zusammensetzung, zeit-liche Strukturen etc.
2. Kontextuelle Aspekte wie Fahrsituation, Erwartung und Erfahrung des Kunden, Handlungssituation etc.

3. Informationsgehalt des Geräuschs über Fahrsituation, Zustand des Fahrzeuges, Umgebungsinformation (z.B. Straßenzustand) etc.
4. Multimodale Interaktionseffekte wie z.B. visuelle Informationen („Sehen“), olfaktorische Informationen („Riechen“) oder Vibrationen („Fühlen“)

Im folgenden soll der erste Punkt anhand zweier Beispiele kurz erläutert werden.

Beispiel 1: Innengeräusch bei Vollastbeschleunigung

Während der Vollastbeschleunigung eines Fahrzeuges mit typischem 4-Zylinder wird das Innengeräusch im wesentlichen durch die zweite Motorordnung sowohl durch Luft- als auch Körperschall angeregt. Abb. 8 zeigt den typischen Pegelverlauf des Fahrzeuginnengeräusches gemessen an der Position des rechten Fahrerohres über der Motordrehzahl.

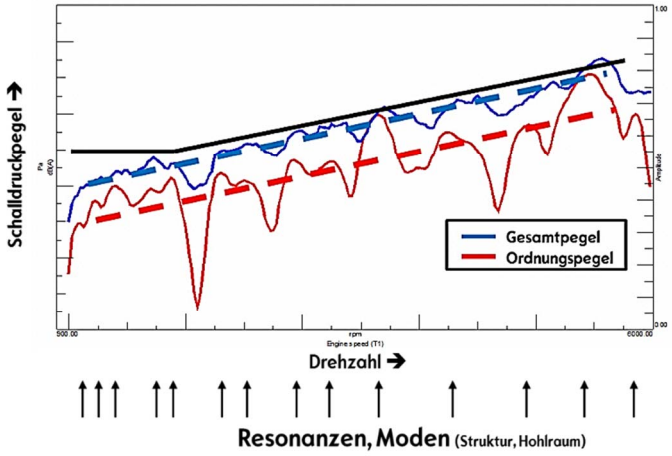


Abbildung 8: Typischer Schalldruckpegelverlauf am rechten Fahrerohr über der Motordrehzahl bei Vollastbeschleunigung (_____) gegenüber eines idealen Schalldruckpegelverlaufs (- - - - -).

Idealerweise würde der Summen- und Ordnungspegel linear mit der Motordrehzahl ansteigen (- - - - -). Tatsächlich ist der Pegelverlauf jedoch sowohl im Summen- als vor allem auch im Ordnungspegel (_____) starken Schwankungen unterworfen. Die Ursache dafür liegt im modalen Charakter der Transferpfade (Struktur und Hohlraummoden).

Beispiel 2: Teillastnageln (Innengeräusch) eines Dieselmotors

Die Kundenanforderung an einen modernen Dieselmotor ist, daß dieser möglichst wenig nach „Diesel“ klingen sollte, da hiermit landwirtschaftliche Maschinen oder Traktoren assoziiert werden. Darüber hinaus sollte der Geräuschpegel niedrig sein. Akustisch lassen sich daraus folgende Anforderungen ableiten:

- Geringe Impulshaltigkeit des Dieselgeräusches.
- Niedrige Pegel in relevanten Frequenzbereichen.

Dieselnageln ist ein breitbandiges, impulshaltiges Geräusch im Frequenzbereich von ca. 500 Hz bis 6 kHz, bei dem auch das menschliche Gehör eine hohe Empfindlichkeit aufweist. Das Geräusch entsteht bei dem Verbrennungsprozeß der aufeinanderfolgenden Zündungen im Zylinder und wird durch zahlreiche Parameter wie Einspritzzeitpunkt, Einspritzmenge, Anzahl der Piloteinspritzungen, Abgasrückführrate etc. beeinflußt. Der „Diesel-Nagel-Index” (DKI) [2] wurde im Rahmen eines Projektes der Forschungsvereinigung Ver-brennungskraftmaschinen (FVV) für das Außengeräusch entwickelt, um das subjektiv als störend empfundene Diesel-nageln objektiv meßbar zu machen und setzt sich aus einer frequenzgewichteten Kombination aus Loudness L und Modulationsparametern M zusammen.

Die Berechnung erfolgt gemäß

$$DKI\ (L, M) = a + b \cdot L + c \cdot M + d \cdot L \cdot M\ .$$

Die Faktoren a, b, c und d sind dabei abhängig von Parametern wie Motortyp, Außen- oder Innengeräusch [3] und müssen durch Korrelation mit subjektiven Bewertungen bestimmt werden. Typischerweise ist die Korrelation zwischen subjektiver Bewertung und berechnetem DKI mit R^2>0,8 sehr gut.

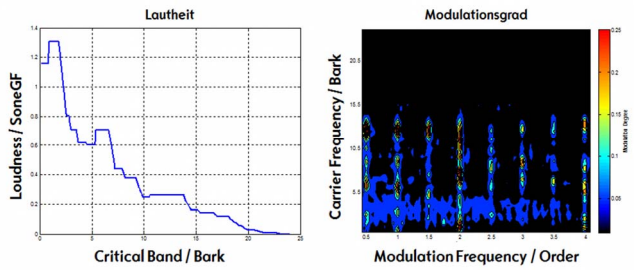


Abbildung 9: Lautheit (links) und Modulationsgrad des Innengeräusches eines Fahrzeuges mit Dieselmotor bei 20% Last (Teillast) und niedriger Motordrehzahl.

Abb. 9 zeigt beispielhaft links die Lautheit und rechts den Modulationsgrad des Innengeräuschs für ein Fahrzeug mit Vierzylinder Dieselmotor. Die typischen ausgeprägten halb- und ganzzahligen Motorordnungen sind gut zu erkennen.

Neben dem Dieselnagelindex sind derzeit auch Kennzahlen zur Objektivierung von störenden Tickergeräuschen in der Entwicklung, wie sie z.B. bei direkteinspritzenden Benzinmotoren verstärkt auftreten.

Konzepte zur CO2 Reduzierung:

Die notwendigen Reduzierungen der CO_2-Emission von Kraftfahrzeugen erfordern weiterentwickelte oder völlig neue Konzepte für die Fahrzeugstruktur, Schalldämmung (Masse) sowie Antriebstechnik.

Bei Antriebssystemen wären hier insbesondere zu nennen:

- Stop-Start Systeme bei konventionellen Antriebssystemen
- Zylinderabschaltung
- „Downsizing“ von Motoren (Reduzierung der Zylinderzahl)
- Hybride Antriebssysteme
- Elektrische Antriebssysteme (z.B. Brennstoffzelle)

Im Folgenden soll auf die ersten beiden Punkte eingegangen werden.

Stop-Start-System:

Start-Stopsysteme dienen dazu, den Kraftstoffverbrauch und damit den CO_2-Ausstoß durch Abschalten des Motors im Fahrzeugstillstand zu senken. Dadurch gewinnt die sonst eher unwichtige Eigenschaft „Schütteln beim An- und Abstellen des Motors“ an Relevanz, da die Häufigkeit während der Benutzung des Kraftfahrzeugs stark zunimmt und bei zu hohen Pegeln zu Kundenunzufriedenheit führen kann.

In Abb. 10 ist die Abhängigkeit zwischen subjektiv empfundenen Vibrationen beim Startvorgang des Motors auf einer Notenskala von 1-10 von dem objektiv gemessenen Betrag der Beschleunigung an der Sitzschiene dargestellt. Daraus lassen sich recht zuverlässig objektive Zielwerte für verschiedene Fahrzeugklassen unter Kundenerwartungen ableiten.

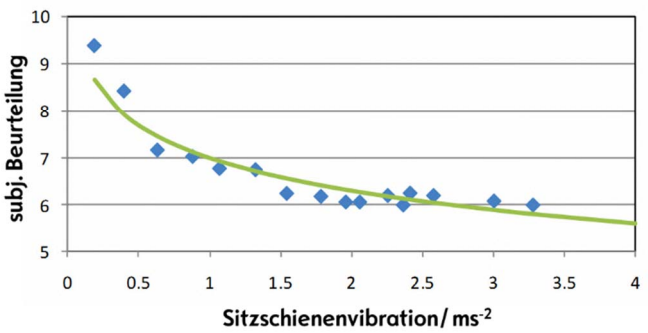


Abbildung 10: Korrelation der subjektiven Note der empfundenen Vibrationen im Fahrzeug beim Starten des Motors mit der gemessenen Beschleunigung an der Sitzschiene.

Einer der Haupteinflußgrößen auf die Startvibrationen ist die Wechselwirkung des Motors in seinem Lagersystem und den damit verbundenen Starrkörpermoden in den verschiedenen Raumrichtungen mit der Anregungsfrequenz der Kurbelwellendrehung beim Startvorgang. Bei der Auslegung des Lagersystems und der Auswahl des Anlassers ist darauf zu achten, daß diese Frequenzen nicht zu dicht beieinanderliegen und so zu hohen Beschleunigungen an der Karosserie führen.

Zylinderabschaltung:

Eine weitere technische Lösung zur Reduzierung des CO_2-Ausstoßes von Kraftfahrzeugen ist die Zylinderabschaltung im Fahrbetrieb, abhängig von Drehzahl und Lastzustand des Motors. Für die Fahrzeugakustik stellt das eine besondere Herausforderung dar, weil sich innerhalb kürzester Zeit (weniger als eine Kurbelwellenumdrehung) sowohl die körperschall- als auch luftschallseitige Anregung ändert. Bei Vierzylindermotoren werden dabei zwei Zylinder im Teillastbereich durch Schließen der Ventile stillgelegt. Während die durch die oszillierenden Massen hervorgerufenen Kräfte und Momente weitgehend gleich bleiben, ändern sich die Anregung durch die Gaskräfte stark.

Abb. 11 zeigt oben den zeitlichen Drehmomentverlauf an der Kurbelwelle im Vierzylinderbetrieb (links), bei Abschaltung des zweiten Zylinders (Mitte) und bei Abschaltung des zweiten und vierten Zylinders.

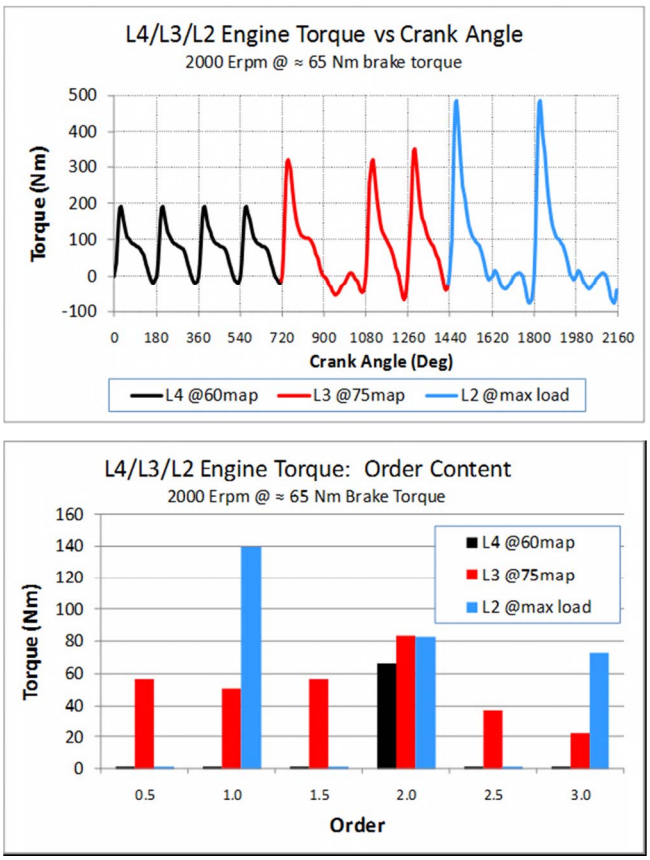


Abbildung 11: Drehmomentverlauf eines 4-Zylindermotors bei 2000/min und 65 Nm Last als Funktion des Kurbel-wellenwinkels (oben) bei Befeuerung aller 4 Zylinder (links), bei Deaktivierung des 2. Zylinders (Mitte) und Deaktivierung des 2. und 4. Zylinders (rechts) und resultierenden Ordnungen der Drehungleichförmigkeit der Kurbelwelle (unten)

Das an der Kurbelwelle anliegende Moment beträgt jeweils 65 Nm. Durch die Reduzierung der Anzahl der aktiven Zylinder nehmen auf der einen Seite die Spitzendrücke und damit die Anregung durch die Gaskräfte konsequenterweise zu, zum anderen ändert sich die spektrale Verteilung der Anregung stark.

Im Vierzylindermodus wird die Drehungleichförmigkeit an der Kurbelwelle im wesentlichen in der zweiten Motorordnung angeregt. Bei Deaktivierung eines Zylinders wird die spektrale Verteilung durch die ungleichmäßige Befeuerung sehr breit, bei Deaktivierung des zweiten und vierten Zylinders ist die Hauptanregung konsequenterweise in der ersten Motorordnung. Zusätzlich werden noch ganzzahlige Vielfache erzeugt.

Dieses Verhalten ist unter vibro-akustischen Aspekten problematisch, da im Zweizylindermodus durch die Halbierung der Anregungsfrequenz Strukturresonanzen zum Beispiel in der Karosserie oder Lenksäule angeregt werden und zu hohen Vibrationspegeln führen können, was exemplarisch in Abb. 12 am Beispiel der Lenkrad-Beschleunigung in vertikaler Richtung gezeigt ist.

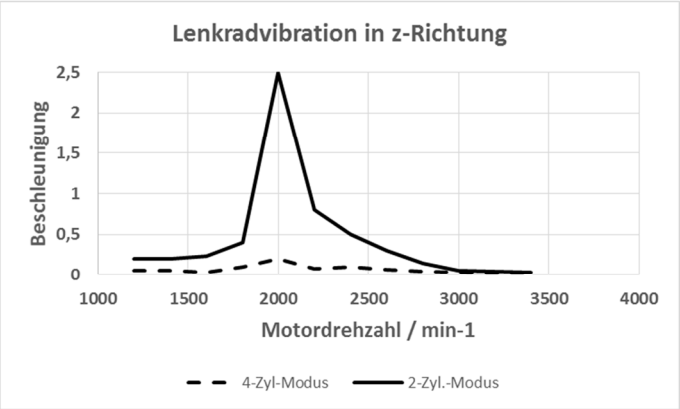


Abbildung 12: Vergleich der Lenkradvibration in vertikaler Richtung über der Motordrehzahl im 4- und 2-ZylinderModus bei ca. 40% Last.

Die Anregung der Strukturresonanz des Systems aus Lenksäule mit Lenkrad und eingebautem Lenkungsquerträger bei ca. 34 Hz durch die erste Motorordnung im Zwei-Zylindermodus ist sehr gut zu erkennen. Im Vierzylinder-modus würde diese Resonanz durch die zweite Motorordnung bei ca. 1000/min angeregt werden und liegt damit unterhalb des nutzbaren Drehzahlbereich.

Effizienzsteigerung im Entwicklungsprozeß durch Design of Experiments:

Mit Hilfe des „Design for Six Sigma"-Prozesses läßt sich die Entwicklung von Produkten verbessern unter Berücksichtigung von

- Effizienz (Reduzierung der Entwicklungsschritte)
- Reduzierter Streuung (verbesserte Qualität)
- Robustheit gegenüber Bauteilvarianzen und äußeren "Störungen"

Kernbestandteil ist die statistische Versuchsplanung („Design of Experiments" - DoE) auf der Basis von Taguchi-Matrizen, mit der die Anzahl der notwendigen Entwicklungsschritte zum Teil erheblich reduziert werden kann.

Im folgenden soll die Vorgehensweise am Beispiel einer Untersuchung zur Wahrnehmbarkeit von Elektrofahrzeugen kurz erläutert werde.

Elektrofahrzeuge sind vor allem im niedrigen Geschwindigkeitsbereich unterhalb von 30 km/h sehr leise und werden deshalb schlecht als potentielle Gefahrenquelle von Fußgängern wahrgenommen. Diskutiert werden deshalb Zusatzgeräusche, die vom Fahrzeug unter bestimmten Betriebsbedingungen emittiert werden und die Wahrnehmbarkeit verbessern sollen. Ziel der der Untersuchung ist, welche Parameter des zusätzlich abgestrahlten Geräusches dazu beitragen.

Die zu optimierenden Parameter des Signals sind

- Frequenz der tonalen Komponente (3)
- Bandbreite der tonalen Komponente (3)
- Modulationsgrad (3)
- Modulationsfrequenz (3)

wobei die Zahl in Klammern die Anzahl der Variationen der jeweiligen Größe angibt. Als Störgröße wurde mit zwei verschiedenen Pegeln ein vereinfachtes Hintergrundgeräusch gewählt, das typisch für den urbanen Bereich ist [4].

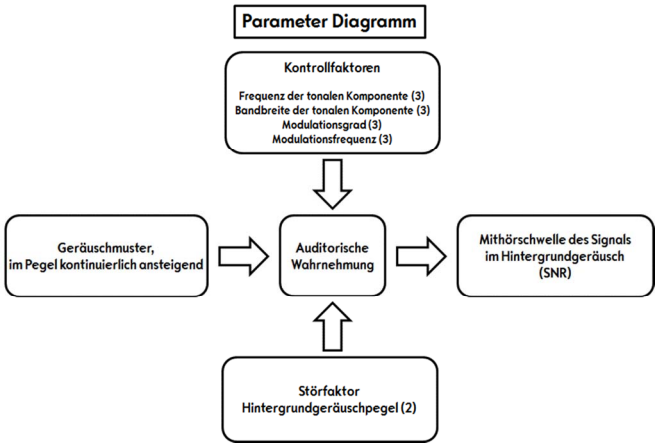


Abbildung 13: Parameterdiagram des DoE mit Eingangs- (links) und Ausgangsgröße (rechts) sowie den Kontroll- (oben) und Störfaktoren (unten).

Die Versuchsdurchführung basiert auf einer Taguchi-L18-Matrix. Dadurch konnte die Anzahl der Versuche pro Proband von einer unpraktikablen Anzahl von 162 Versuchen (vollfaktorielles Design) auf 18 reduziert werden konnte. Das Ergebnis ist in Abb. 14 dargestellt.

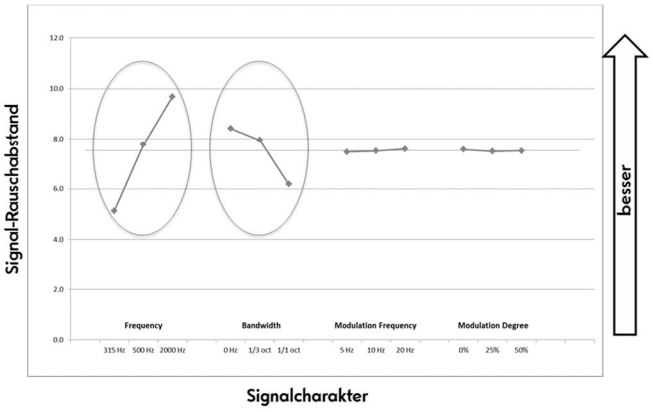


Abbildung 14: Einfluß der Kontrollfaktoren Frequenz (315, 500, 2000Hz) Bandbreite (Sinus, Terz, Oktave) , Modulationsfrequenz (5, 10, 20Hz) und Modulationsgrad (0, 25, 50%) des Zusatzgeräusches auf die Mithörschwelle des Signals im Hintergrundgeräusch.

Die größten Einfluß auf die Wahrnehmbarkeit hat demnach die Frequenzlage und die Bandbreite des Geräusches während die Modulation des Geräusches (Modulationsfrequenz und -grad) offensichtlich keine Rolle spielen.

Ausblick

In Zukunft werden vermehrt aktive Systeme zur Klanggestaltung eingesetzt werden, sei es in additiver Form durch zufügen von Klangelementen zum Beispiel zur Verbesserung des Motorklangbildes (Engine Sound Enhancement) oder in subtraktiver Form (Active Noise

Cancellation), auf die hier nicht weiter eingegangen werden soll.

Darüber hinaus gibt es eine Reihe von Themen, mit denen sich die Fahrzeugakustik in nächster Zeit beschäftigen muß.

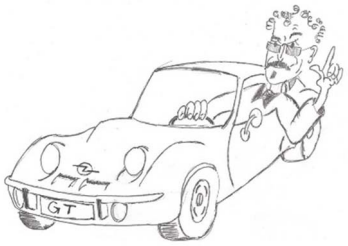
Dazu gehören unter anderem die Bereiche

- Fahrzeuggeräusch
  - Beziehung Geräusch ⇔ Informationsgehalt?
  - Welche Information wird benötigt (Sicherheit, siehe Elektrofahrzeuge)?
  - Was ist für ein spezifisches Geräusch akzeptabel, was nicht?
  - Was ist ein „gutes“ Geräusch, was nicht?
- Leichtbaustrukturen
  - Potentiell geringe Eingangsimpedanzen an Erregerstellen (Fahrwerk, Motor)
  - Hohe akustische Sensitivität (schlechte Schalldämmung, Strukturmoden)
  - Aktive Elemente? (Kosten, Gewicht, Komplexität, …)
- Kundenerwartungen:
  - Abwägung der Akustik gegen andere Eigenschaften wie Verbrauch/CO2, Fahrleistung, Kosten, …

Die daraus sich ergebenden Aufgaben lassen sich zusammen-fassen zu:

- Körperschall: Ausdehnung des Frequenzbereichs zu hohen Frequenzen
- Komplexe Antriebstrangsysteme: Mehrmoden-Hybride/ alternative Antriebe erfordern verstärkt Betrachtungen im Zeitbereich, um das transiente Verhalten besser verstehen und gestalten zu können
- Besseres Verständnis des Einflusses von zeitlichen Strukturen in Signalen, z.B. Dieselnageln, Tickergeräuschen etc. auf die empfundene Geräusch-qualität
- Korrelation von akustischen Meßgrößen und subjektiv empfundenem Klangcharakter

“Ceterum censeo acusticam esse emendandam”



Literatur

[1] Jung, Oliver: Factors Governing Acoustical Comfort in Vehicle Compartments, Ph.D Thesis, Chalmers University of Technology, Göteborg, Schweden, 2012

[2] Pischinger, Stefan et al.: Objektivierung subjektiver Geräuschbeurteilungen, FVV Forschungsvorhaben Nr. 841, 2006.

[3] Hunken, Dirk et al.: Development of a Vehicle Interior Diesel Knocking Metric, AIA-DAGA 2013, Merano, Italien, 2013.

[4] Pedersen et. al., White paper on external warning sounds for electric cars - recommendations and guidelines AV1224/10, DELTA SenseLab, 2011