

---

# **Herausforderung Transfer Pfad Analyse**

*Franz Brandl, Werner Biermayer*  
*AVL*

*Robert Höldrich,*  
*IEM*

*Stephan Brandl,*  
*ACC*

**ATZ / MTZ Tagung,  
Stuttgart, 10. – 11. Juni 2008**

## **Abstract**

Die exakte Bestimmung der akustischen Übertragungseigenschaften einer PKW-Karosserie ist eine der notwendigen Voraussetzungen für einen effizienten Innengeräusch- bzw. Sound Engineering Prozess. Diese Übertragungscharakteristiken werden üblicherweise mittels einer Transfer-Pfad-Analyse (TPA) bestimmt.

Bei der Anwendung einer TPA haben sowohl der experimentelle Ansatz als auch die verwendeten mathematischen Algorithmen einen wesentlichen Einfluss auf die Ergebnisse.

In dieser Präsentation werden an Hand der Ergebnisse eines AVL Forschungsprojektes die derzeit verwendeten TPA – Methoden und deren Einfluss auf die Ergebnisse diskutiert. Basierend auf dieser Darstellung wurden weiterentwickelte experimentelle Ansätze und neue mathematische Algorithmen für eine TPA untersucht. Mit einem dieser neuen Ansätze – welcher hier vorgestellt wird - wird eine Steigerung der Effizienz und Genauigkeit einer TPA ermöglicht.

Key Words: PKW, Karosserie, Sound Engineering, Innengeräusch, Transfer Pfad Analyse

## **1. Resultate derzeitiger TPA Methoden**

Die Übertragungscharakteristiken eines Fahrzeuges filtern u.a. das Antriebsstranggeräusch und dessen Vibrationen in Bezug auf das Geräusch im Fahrzeuginnenen.

Für eine Innengeräuschoptimierung sind daher die Beiträge über die einzelnen Übertragungswege von großer Bedeutung um zum Einen die dominierenden Anregungsphänomene zu reduzieren und zum Anderen die Übertragungscharakteristiken zu optimieren. Zur Bestimmung der einzelnen Übertragungswege einer Fahrzeugkarosserie wird die so genannte Übertragungsweganalyse (Transfer Path Analysis) – TPA verwendet. Wie aus experimentellen TPA Resultaten bekannt ist, liefert diese Methode nicht immer optimale Resultate.

Im Prinzip werden derzeit 2 unterschiedliche Methoden zur TPA verwendet.

Das „standard“ Verfahren verwendet die mittels künstlicher Anregung ermittelte Inertanz Matrix zur Berechnung der Betriebskräfte an den Vibrationseinleitungspunkten der Karosserie [1].

Ein anderes „neueres“ Verfahren verwendet eine große Anzahl von Beschleunigungsmessungen im Fahrbetrieb an der Karosserie um daraus die oben genannten Beiträge der einzelnen Geräuschquellen zu bestimmen [2].

Im ersten Schritt unserer Arbeiten wurden am Markt befindliche „standard“ TPA Systeme an einem mittelklasse PKW erprobt und die Resultate miteinander verglichen. Bei dieser „standard“ TPA wird an jeweils einer Antriebsstranglagerung mittels Impulshammer, oder Mini-Shaker in 3D angeregt und dabei neben der Luftschallantwort im Fahrzeug die Beschleunigung und Kraft an der Anregungsstelle sowie die Beschleunigungen an allen anderen Antriebsstranglagerungen in 3D ermittelt. Das Ergebnis ist die Inertanzmatrix des Fahrzeuges – Bild 1. Zur Ermittlung der Beiträge der einzelnen Übertragungswege im Betrieb des Fahrzeuges wer-

den an den einzelnen Antriebsstranglagerungen die Beschleunigungen in 3D gemessen und mittels der inversen Inertanzmatrix die realen Kräfte im Fahrbetrieb ermittelt.

Das Resultat der Kräfteermittlung ist u.a. davon abhängig wie weit das Übersprechen zwischen den einzelnen Lagern über die Karosserie in die Berechnung einbezogen wird.

Falls das Übersprechen vollkommen vernachlässigt wird, muss nur die Hauptdiagonale der Inertanzmatrix berücksichtigt werden.

Wird nur das Übersprechen in den einzelnen Lagern in x, y, z Richtung berücksichtigt ist die 3x3 Blockdiagonale auszuwerten. Bei Berücksichtigung des gesamten Übersprechens auch zwischen den Lagern ist die gesamte Inertanzmatrix zur Berechnung der Kräfte im Fahrbetrieb heranzuziehen. – siehe Bild 1.

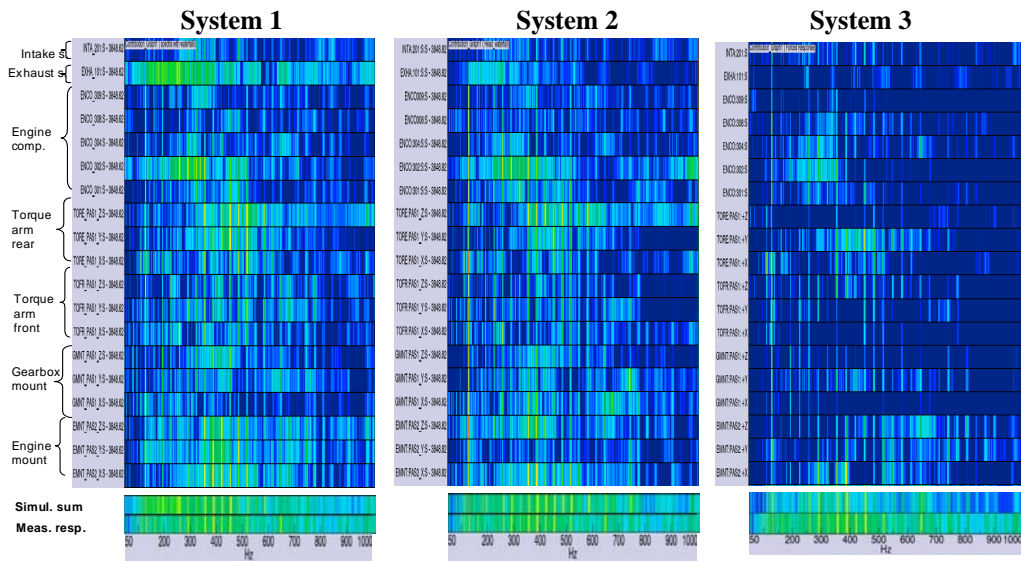
$$\begin{pmatrix} a_1 \\ a_2 \\ a_3 \\ a_4 \\ a_5 \\ a_6 \\ a_7 \\ a_8 \\ a_9 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} In_{(1,1)} & In_{(1,2)} & In_{(1,3)} & In_{(1,4)} & In_{(1,5)} & In_{(1,6)} & In_{(1,7)} & In_{(1,8)} & In_{(1,9)} \\ In_{(2,1)} & In_{(2,2)} & In_{(2,3)} & In_{(2,4)} & In_{(2,5)} & In_{(2,6)} & In_{(2,7)} & In_{(2,8)} & In_{(2,9)} \\ In_{(3,1)} & In_{(3,2)} & In_{(3,3)} & In_{(3,4)} & In_{(3,5)} & In_{(3,6)} & In_{(3,7)} & In_{(3,8)} & In_{(3,9)} \\ In_{(4,1)} & In_{(4,2)} & In_{(4,3)} & In_{(4,4)} & In_{(4,5)} & In_{(4,6)} & In_{(4,7)} & In_{(4,8)} & In_{(4,9)} \\ In_{(5,1)} & In_{(5,2)} & In_{(5,3)} & In_{(5,4)} & In_{(5,5)} & In_{(5,6)} & In_{(5,7)} & In_{(5,8)} & In_{(5,9)} \\ In_{(6,1)} & In_{(6,2)} & In_{(6,3)} & In_{(6,4)} & In_{(6,5)} & In_{(6,6)} & In_{(6,7)} & In_{(6,8)} & In_{(6,9)} \\ In_{(7,1)} & In_{(7,2)} & In_{(7,3)} & In_{(7,4)} & In_{(7,5)} & In_{(7,6)} & In_{(7,7)} & In_{(7,8)} & In_{(7,9)} \\ In_{(8,1)} & In_{(8,2)} & In_{(8,3)} & In_{(8,4)} & In_{(8,5)} & In_{(8,6)} & In_{(8,7)} & In_{(8,8)} & In_{(8,9)} \\ In_{(9,1)} & In_{(9,2)} & In_{(9,3)} & In_{(9,4)} & In_{(9,5)} & In_{(9,6)} & In_{(9,7)} & In_{(9,8)} & In_{(9,9)} \end{pmatrix} * \begin{pmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \\ F_4 \\ F_5 \\ F_6 \\ F_7 \\ F_8 \\ F_9 \end{pmatrix}$$

**Bild 1: Inertanzmatrix für eine Dreipunktlagerung eines Antriebsstranges (x, y, z - Richtung)**

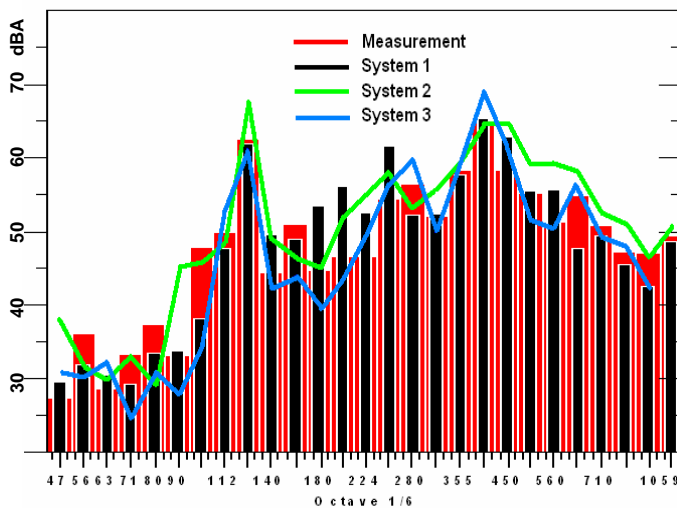
Wie allgemein bekannt ist [3] können durch eine schlecht konditionierte Inertanzmatrix messtechnische Fehler verstärkt werden.

Diese messtechnischen Fehler bzw. Probleme resultieren u. a. daraus, dass am realen Fahrzeug die Kraftanregung und Beschleunigungsmessung an den Antriebsstranglagerelementen zur Bestimmung der Inertanzmatrix direkt an den Lagerelementen erfolgen sollte. Auf Grund der teilweise sehr eingeschränkten Platzverhältnisse beispielsweise im Motorräumen moderner PKWs, kann meist weder die Richtung der Kraft noch der Krafteinleitungspunkt mit Hilfe von Shaker- oder Implshammermessung erreicht werden. Dies führt im Allgemeinen zu Fehlern der im realen Fahrbetrieb auftretenden Kräfte in den Lagern. Zusätzlich ist die Temperatur der Karosserie während der Inertanzbestimmung und im Fahrbetrieb deutlich unterschiedlich. Dies sind nur drei der nahezu unvermeidbaren Fehlereinflüsse bei der Bestimmung der Inertanzmatrix.

Aus dem bisherig gesagten ist es daher nicht verwunderlich, dass eine TPA an einem PKW mit mehreren TPA Systemen zu unterschiedlichen Ergebnissen [3] führt - Bild 2 und 3.



**Bild 2:** Errechnete TPA Beiträge zum Innengeräusch eines PKW im 3. Gang bei 3800 UPM und Vollast für 3 verschiedene „standard“ TPA Messsystem, sowie Vergleich des errechneten und gemessenen gesamten Innengeräusches



**Bild 3:** Gegenüberstellung des gemessenen gesamten Innengeräusches eines PKW im 3. Gang bei 3800 UPM und Vollast zum mittels 3er „standard“ TPA Systemen ermittelten Innengeräusch

Hier wurde in einem typischen Versuch die TPA an einem 4 Zyl. Diesel PKW der Mittelklasse mittels unterschiedlicher kommerziellen Inertanz basierter TPA System durchgeführt. Als

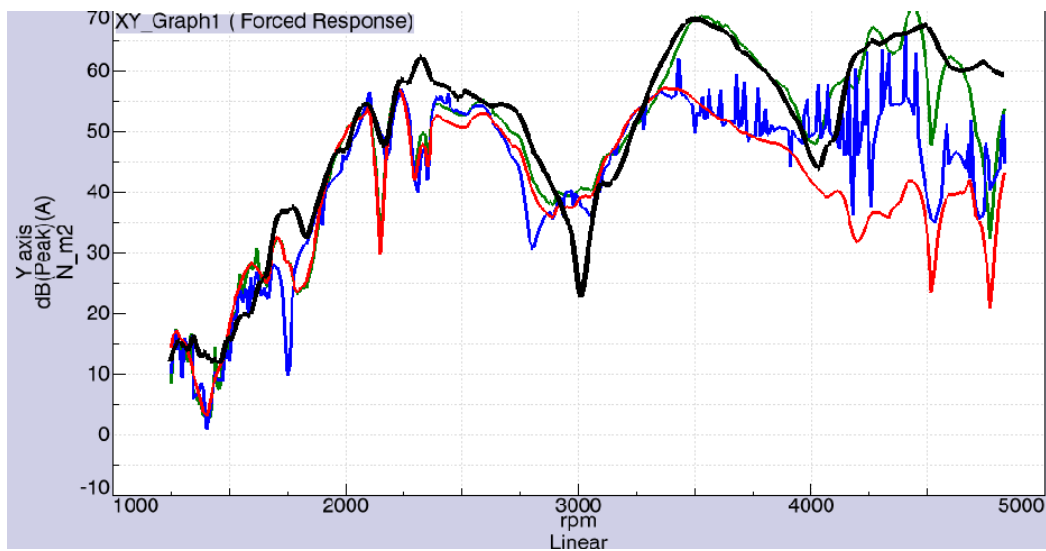
Eingangssignal für jedes der 3 Systeme wurden exakt dieselben Zeitsignale verwendet. Die Kraftanregung zur Bestimmung der Inertanzmatrix erfolgte mittels Mini-Shaker. [3]

Das Ergebnis in Bild 2 zeigt, dass die errechneten Einzelbeiträge je TPA Messsystem unterschiedlich ausfallen. Das errechnete gesamte Innengeräusch zeigt im Vergleich zum gemessenen Innengeräusch geringere Unterschiede, da sich die Ungenauigkeiten der einzelnen Übertragungswege teilweise gegenseitig abmildern. Der Streubereich beträgt jedoch immer noch bis zu mehr als 10 dB für die einzelnen Frequenzbereiche. – siehe Bild 3 bzw. Bild 2 unten.

Um unter Ausschluss der messtechnischen Einflüsse die einzelnen numerischen Einflüsse auf das TPA – Ergebnis zu beurteilen wurde am selben Fahrzeug ein spezieller „Verifikations-Versuchsaufbau“ entworfen.

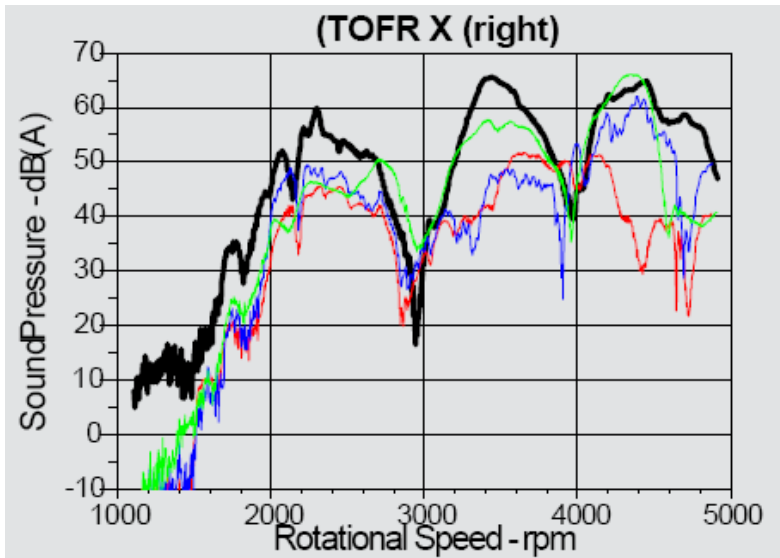
Hierbei wurden 6 Mini-Shaker karosserie-seitig an einigen Aggregatlagerpositionen in verschiedenen Raumrichtungen befestigt wobei zwischen Shaker und Karosserie ein Kraftgeber angebracht war. Zusätzlich wurde direkt neben dem Kraftgeber die Beschleunigung gemessen. Die Anregung der Shaker bei der „Betriebsmessung“ erfolgt mit im Fahrbetrieb am selben Ort gemessenen Signalen. Infolge dieses Messaufbaues können nun die Kraftanregungen im „Betrieb“ zum Einen aus den gemessenen „Betriebsbeschleunigungen“ und der Inertanzmatrix berechnet werden und zum anderen sind sie durch die Kraftmessung zwischen Shaker und Karosserie während des „Betriebs“ bekannt und können damit direkt verglichen werden.

In Bild 4.1 ist ein Vergleich von gemessenen und mittels Inertanzmatrix berechneten Einzelbeiträgen für die „2<sup>te</sup> Ordnung“ über der Motordrehzahl dargestellt.



**Bild 4.1:** Gemessenes Innengeräusch (schwarz) der 2ten Ordnung einer Antriebsstrangkomponente und gemessene (rot) sowie mittels zweier Inertanzmatrix TPA Verfahren berechnete Einzelbeiträge (blau und grün)

Bild 4.2 zeigt den selben Vergleich für einen anderen Lastfall, in dem die Beiträge jedoch mittels beschleunigungsbasierten Berechnungsmethoden bestimmt wurden.



**Bild 4.2: Gemessenes Innengeräusch (schwarz) der 2ten Ordnung einer Antriebsstrangkomponente und gemessene (rot) sowie mittels zweier Beschleunigungsverfahren berechnete Einzelbeiträge (blau und grün)**

Wie aus den dargestellten Einzelergebnis ersichtlich, wird im unteren Drehzahlbereich der reale Einzelbeitrag durch die beiden Inertanz basierten TPA Systeme bis über 3000 UPM recht gut wiedergegeben. Über 4000 UPM überbewerten die TPA Resultate die Einzelbeiträge bei weitem.

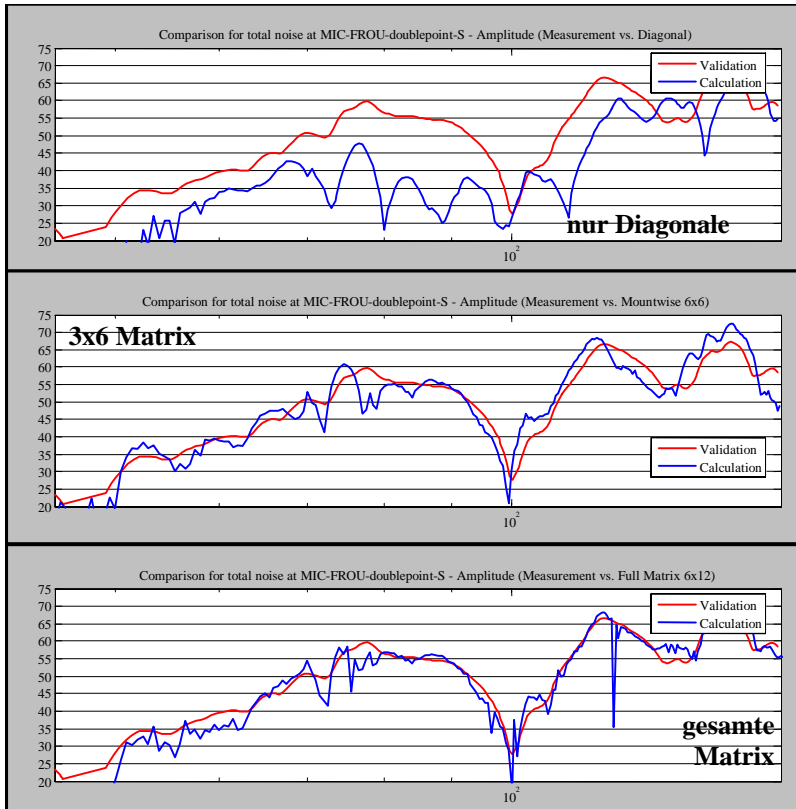
Das Resultat der auf Beschleunigung basierten TPA zeigt eine ähnliche Tendenz.

Allerdings ist bei den Beschleunigungsbasierten Methoden das mathematische Prinzip zur Ermittlung der einzelnen Beiträge weitgehend unbekannt.

Bei diesen Ergebnissen ist, wie vorher erwähnt, ein Großteil der messtechnischen Einflüsse ausgeschaltet, die Abweichungen sollten sich daher aus den eingesetzten mathematischen Verfahren ergeben.

Um den Einfluss der Berücksichtigung der einzelnen Komponenten der Inertanzmatrix bei der Einzel-Beitragsberechnung aufzuzeigen ist mittels einer eigenen Matlab- basierten Inertanzmatrixberechnung ein typisches Ergebnis in Bild 5 dargestellt. Hier ist der gemessene und berechnete Einzelbeitrag für die 2<sup>te</sup> Ordnung eines Vollast Hochlaufs für eine 3 Punkt Antriebsstranglagerung gegenübergestellt.

Wie aus Bild 5 ersichtlich wird der Einzelbeitrag bei alleiniger Verwendung der Hauptdiagonale der Inertanzmatrix deutlich unterbewertet. Die Einbeziehung des Übersprechens in den einzelnen Lagern (3x6 Matrix) verbessert das Ergebnis bereits deutlich.

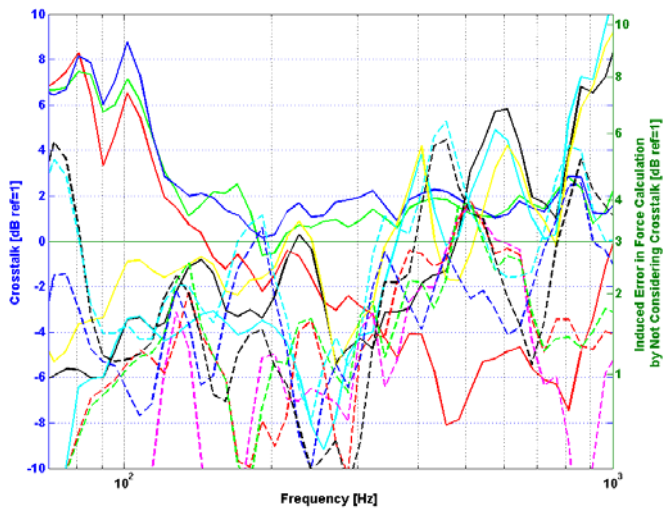


**Bild 5: Gemessener und mittels Inertanzverfahren ermittelter Einzelbeitrag einer Antriebsstrangkomponente für 3 verschiedene Varianten der Matrixinversion**

Wenn das gesamte Übersprechen mittels der gesamten Inertanzmatrix berücksichtigt wird ist der Unterschied zwischen Rechnungs- und Messungsergebnis ab 50 Hz nochmals besser, hier liegen die Ergebnisse nahezu übereinander.

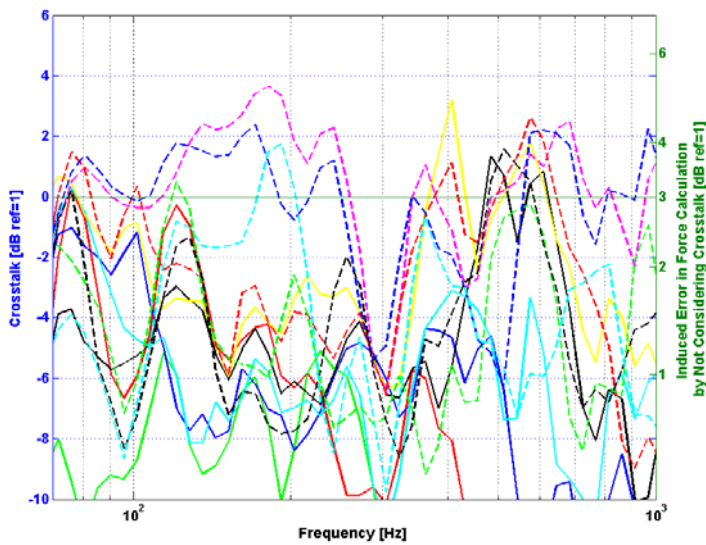
Die noch kleinen Abweichungen sind großteils auf numerische Probleme bei der Matrixinversion zurückzuführen.

Um den Einfluss des Übersprechens auf das Ergebnis der Einzelbeiträge zu verdeutlichen wurde als Einzelbeispiel für das gesamte oben genannte Fahrzeug der mögliche Fehler bei Nichtberücksichtigung des Übersprechens aus den Messergebnissen errechnet. Falls nur das Übersprechen in den einzelnen Aggregatlagern nicht berücksichtigt wird, ergeben sich Abweichungen in der Kraftermittlung an den Aggregatlagern von bis zu 10 dB – siehe Bild 6.



**Bild 6: Möglicher Fehler bei der Kraftermittlung bei Nichtberücksichtigung des Übersprechens in den einzelnen Aggregatlagern**

Bei Nichtberücksichtigung des Übersprechens zwischen den Lagern ergeben sich immer noch Abweichungen von bis zu 4-5 dB – siehe Bild 7.



**Bild 7: Möglicher Fehler bei der Kraftermittlung bei Nichtberücksichtigung des Übersprechens zwischen den einzelnen Aggregatlagern**

Aus diesen Ergebnissen geht hervor, dass das Übersprechen zwischen den Lagern üblicherweise einen geringeren Einfluss auf die Genauigkeit des Einzelbeitrages hat als das Übersprechen in x, y, z Richtung im Bereich des jeweiligen einzelnen Aggregatlagers.



Aus dem bis jetzt gesagten ergibt sich unter der Annahme einer korrekten und ausreichenden Matrixinversion ein großer messtechnischer Einfluß auf die Genauigkeit der Ermittlung der einzelnen Übertragungswege mittels TPA unter realen Bedingungen.

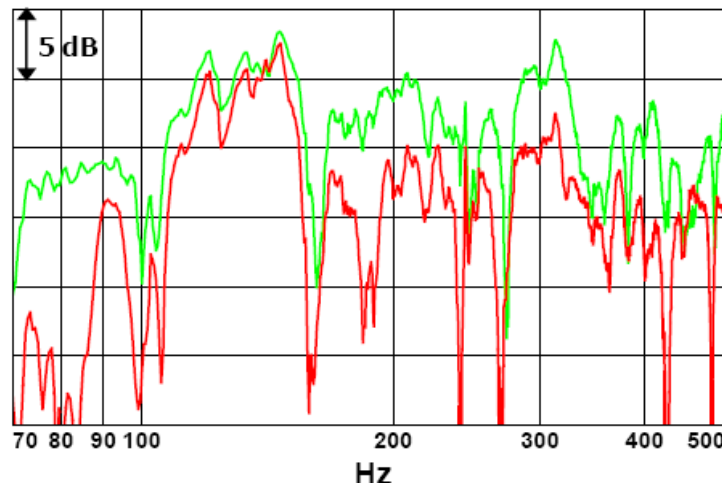
Um diesen messtechnischen Einfluss weitgehend zu konkretisieren wurde eine TPA – Sensitivitätsanalyse an einem PKW durchgeführt.

## 2. Ergebnisse der TPA - Sensitivitätsanalyse

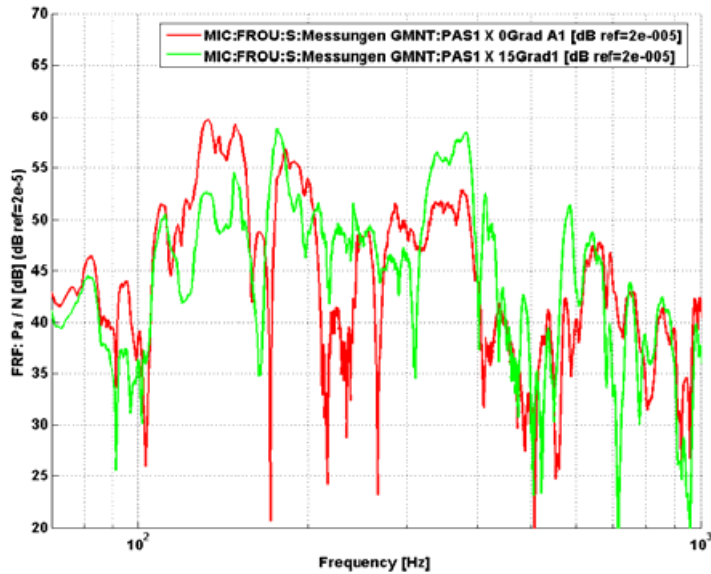
In diesem Beitrag werden die Einflüsse der drei wichtigsten messtechnischen Fehlermöglichkeiten bei einer auf der Inertanzmatrix basierenden TPA dargestellt.

Wie schon erwähnt erfolgt bei der Inertanzbestimmung die Anregung mittels Mini-Shaker oder Impulshammer neben den Aggregatlagern, falls das Antriebsaggregat nicht aus dem Fahrzeug ausgebaut wird. Dies Maßnahme würde den experimentellen Aufwand noch extrem erhöhen. Da aus packaging Gründen der Platz im Motorraum immer enger wird ist eine Anregung in Bezug auf Position und Richtung immer schwieriger zu bewerkstelligen. Falls ausreichend Platz im Motorraum zur Verfügung steht und die vorgegebene Geometrie es erlaubt, ist es möglich durch Shakeranregung in mehreren Richtungen im Bereich eines Antriebsstranglagers die exakte reale Anregung über das elastische Lagerelement exakt zu simulieren [3, 4].

Der jedoch an realen heutigen Fahrzeugen auftretende Fehler in Bezug auf die Übertragungsweganalyse vom Ort der Kraftanregung zum Innenraummikrofon ist in Bild 8 und 9 ersichtlich. Bei einer Positionsänderung der Kraftanregung von 35 mm ergeben sich hier Abweichungen von mehr als 5dB – Bild 8 und bei einer Änderung der Anregungsrichtung von nur 15° ebenfalls Abweichungen in derselben Größenordnung – Bild 9.

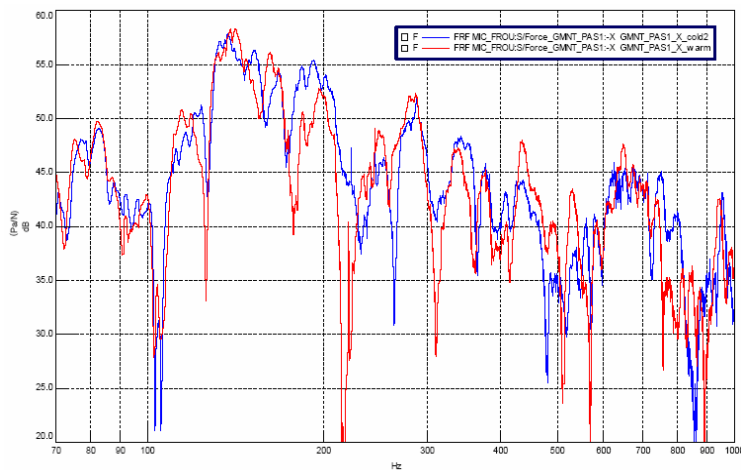


**Bild 8:** Übertragungsfunktionen zwischen Kraftanregung und Innenraummikrofon für 2 verschiedene 35 mm entfernte Anregungspositionen



**Bild 9: Übertragungsfunktionen zwischen Kraftanregung und Innenraummikrofon für 2 unterschiedlich (15°) geneigte Anregungspositionen**

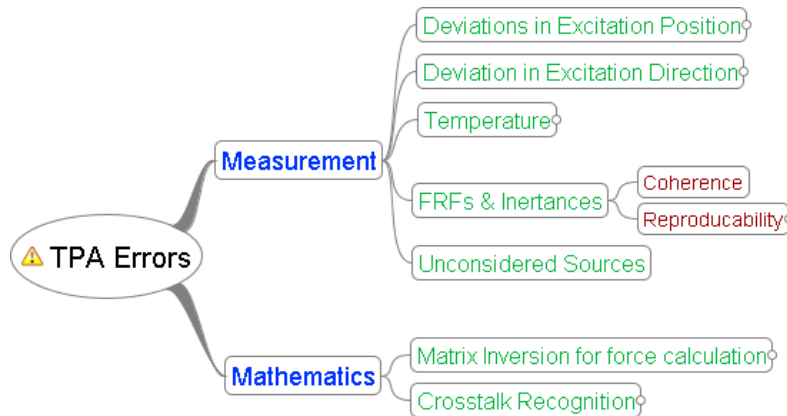
Das Temperaturverhalten der Karosserie hat auch einen nicht zu vernachlässigenden Einfluss auf das Übertragungsverhalten, wie aus Bild 10 ersichtlich wird.



**Bild 10: Übertragungsfunktionen für 2 unterschiedliche Karosserietemperaturen (20°, 60°)**

Hier wurde die Inertanzmatrix bei Raumtemperatur (20° C) – Temperatur der Inertanzbestimmung – und bei einer Temperatur von 60° C – Temperatur im Fahrzeugbetrieb – der Karosserie bestimmt, wobei sich kleinere Abweichungen ergeben die aber immer noch bis zu 5 dB betragen können.

Zusammenfassend sind in Bild 11 die großteils auftretenden Fehlermöglichkeiten bei der Inertanz- und Beitragbestimmung einer TPA dargestellt.



**Bild 11: Überblick über Fehlermöglichkeiten bei einer TPA**

### 3. TPA Optimierungsmöglichkeiten

In Bild 12 ist ein Überblick über verschiedene TPA Ansätze und deren Verifikationsmöglichkeiten dargestellt. Zum einen sind die „standard“ TPA Prozeduren mittels der Inertanzmatrix im rechten Teil von Bild 10 aufgelistet.

Im linken Teil von Bild 11 sind jene TPA-Verfahren dargestellt welche nur von Beschleunigungsmessungen an der Karosserie im Fahrbetrieb ausgehen. Bei diesen Verfahren treten die bis jetzt besprochenen Fehlermöglichkeiten bei der Bestimmung der Inertanzmatrix nur teilweise auf, da nur von einer großen Anzahl von Beschleunigungsmessungen an der Karosserie in Betrieb ausgegangen wird.

Allerdings sind die einzelnen dazu notwendigen mathematischen Verfahren zur Bestimmung der einzelnen Beiträge großteils im Detail nicht bekannt. Diese wären allerdings auf ihre Aussagekraft zu überprüfen, da solche derzeit verfügbaren Systeme bei Verifikationsmessungen – Bild 10 Mitte - generell auch ein nicht besseres Ergebnis – siehe auch Bild 4 - als Inertanzbasierte TPA Verfahren liefern. Im Speziellen scheint die Aussagegenauigkeit der Einzelbeiträge nicht mit den gemessenen Werten zu harmonisieren. Des Weiteren können mit diesen Verfahren keine realen Kräfte in den Lagern des Antriebsstranges berechnet werden. Damit ist ein Bezug auf die Größe der Anregung über die Lagerelemente wenig bekannt und damit die Ableitung von Verbesserungsmaßnahmen nur bedingt möglich.

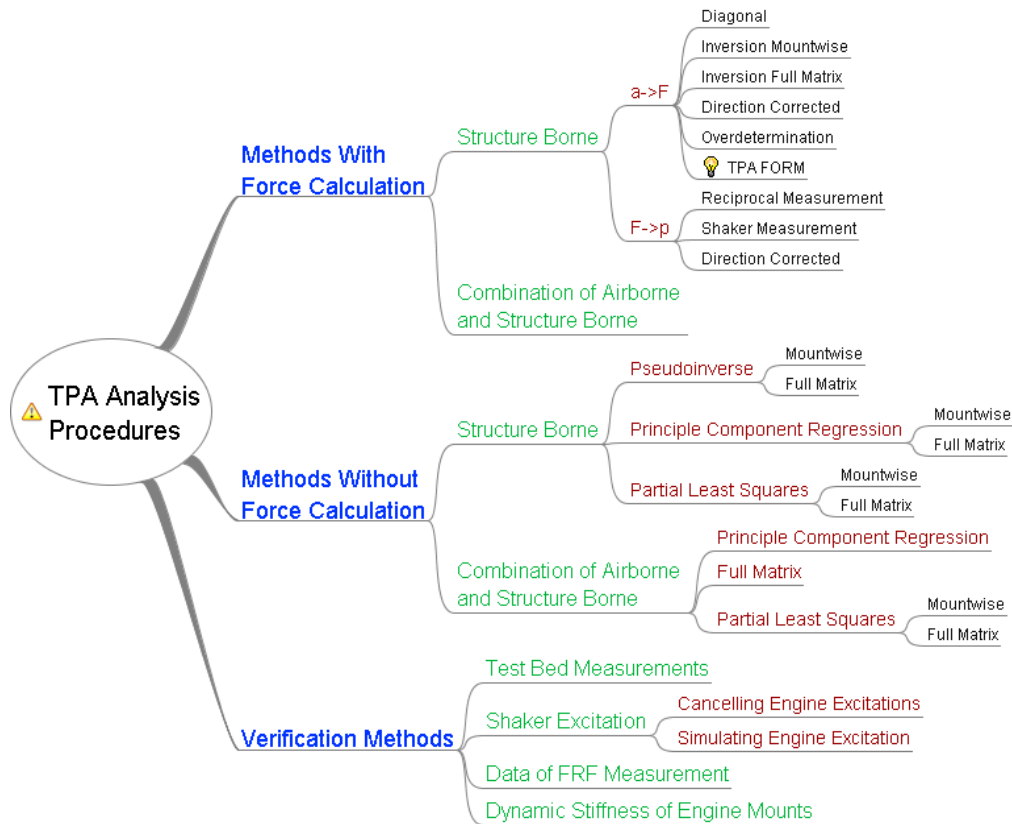


Bild 12: Überblick über mögliche TPA Verfahren und deren Verifikationsmöglichkeiten

Ziel der neu zu entwickelnden Methode ist eine schnelle und präzise Berechnung der im untersuchten Fahrzeug auftretenden Inertanzen. Wie bereits zuvor beschrieben, stellt die momentan dazu notwendige Messung einen sehr zeitintensiven und fehlerbehafteten Schritt einer TPA dar. Mit Hilfe der neuen Methode wird die Bestimmung der Inertanzen daher durch einen alternativen, weniger fehlerbehafteten Ansatz, durchgeführt. Die berechneten Inertanzen werden in weiterer Folge dazu benutzt, die im Betrieb auftretenden Kräfte und Schalldruckanteile der jeweiligen Quellen zu bestimmen.

Die neu entwickelte TPA Methode ist eine Art von Kombination zwischen Inertanz und beschleunigungsbasierter TPA [5]. Dazu sind Messungen im Betriebszustand und eine reziproke Messung der Übertragungsfunktionen zwischen Quell- und Antwortpunkten notwendig. Die Betriebsmessungen unterscheiden sich dabei kaum von jenen einer herkömmlichen TPA Messung.

Bei der reziproken Messung der Übertragungsfunktionen ist darauf zu achten, dass sie direkt nach der Betriebsmessung, also bei Betriebstemperatur, durchgeführt werden. Dadurch können

Einflüsse der Temperatur auf die gemessenen Übertragungsfunktionen weitgehend eliminiert werden.

Im Detail werden folgende Daten im neuen Verfahren benötigt um die Inertanzen zu berechnen:

- Daten aus der Betriebsmessung
  - Schalldruck an den Antwortmikrofonen
  - Schalldruck an den Quellmikrofonen
  - Beschleunigungen an den Anregungspunkten
- Reziprok gemessene Übertragungsfunktionen
  - Übertragungsfunktionen von den Anregungspunkten definierten Antwortpunkten

Für ein besseres Verständnis der neuen Methode – TPA FORM - wird im Folgenden ein Überblick der entwickelten Vorgangsweise gegeben. (**F**rom **O**perational and **R**eziprocal **M**easurements)

#### *Bestimmung der Sensitivitäten*

Im ersten Schritt der Verfahrens werden Beschleunigung zu Schalldruck in Innenraum Sensitivitäten berechnet. Es wird dabei vorausgesetzt, dass diese Sensitivitäten je Fahrzeug konstant und damit unabhängig vom jeweils auftretenden Betriebszustand sind.

Für die Bestimmung der Sensitivitäten werden Daten aus der notwendigen Betriebsmessung (Hochlauf) verwendet. Es handelt sich dabei um die zuvor aufgelisteten Schalldrücke im Fahrzeuginnen- ( $p_{tot i}$ ) und Motorraum ( $p_{S h}$ ) sowie die Beschleunigungen ( $a$ ) im Bereich der Krafteinleitungsstellen. Die Auswahl der Zeitpositionen der verwendeten Signalblöcke ist so zu treffen, dass eine statistische Unabhängigkeit der Blöcke gewährleistet ist. Das daraus resultierende Gleichungssystem ist in ( 1 ) für verschiedene Frequenzen  $f$  angegeben. Für jede Frequenz  $f$  wird durch das zweite Argument  $t$  die Zeitmarke des verwendeten Signalblocks angegeben. Um robuste Ergebnisse zu erhalten, wird eine Überbestimmung des Gleichungssystems vorgeschlagen. Die Anzahl der verwendeten Signalblöcke übersteigt dabei die Anzahl der verwendeten Quellmikrophone und Beschleunigungsaufnehmer an den Aggregatlagern. Das resultierende Gleichungssystem kann beispielsweise unter Verwendung einer Singulärwertzerlegung, im Sinne einer Minimierung der Fehlerquadrate, gelöst werden.

$$P_{tot\ i}(t) = \left[ \begin{array}{cccccccc} \square & \square & \square & \square & \square & \square & \square & \square \\ \square & \square & \square & \square & \square & \square & \square & \square \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ \square & \square & \square & \square & \square & \square & \square & \square \end{array} \right] \dots \left[ \begin{array}{cccccccc} \square & \square & \square & \square & \square & \square & \square & \square \\ \square & \square & \square & \square & \square & \square & \square & \square \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ \square & \square & \square & \square & \square & \square & \square & \square \end{array} \right]$$

$$\begin{bmatrix} p_{tot\ i}(f, t_1) \\ \vdots \\ p_{tot\ i}(f, t_m) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_1(f, t_1) & \dots & a_n(f, t_1) & p_{s1}(f, t_1) & p_{s1}(f, t_1) \\ \vdots & & \vdots & & \\ a_1(f, t_m) & \dots & a_n(f, t_m) & p_{s1}(f, t_m) & p_{s1}(f, t_m) \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} S(i, 1, f) \\ \vdots \\ S(i, n, f) \\ D(i, 1, f) \\ D(i, l, f) \end{bmatrix} \quad (1)$$

$i$  ... Position des Antwortmikrophons

$1 \dots m$  ... Betrachteter Zeitblock

$1 \dots n$  ... Betrachtete Beschleunigungen

$1 \dots l$  ... Betrachtete Quellmikrophone

$S(i, j, f)$  ... Beschleunigung - zu - Schalldruck - Sensitivität für

Antwortmikrofon  $i$  und Beschleunigung  $j$  ( $1 \dots n$ ) bei Frequenz  $f$

$p_{sh}$  ... Schalldruck am Quellmikrofon  $h$

$D(i, h, f)$  ... Schalldruck - zu - Schalldruck - Sensitivität für

Antwortmikrofon  $i$  und Quellmikrofon  $h$  ( $1 \dots l$ ) bei Frequenz  $f$

Die Grundüberlegung für die weitere Berechnung der Karosserie Inertanzen aus den soeben bestimmten Sensitivitäten basiert auf dem Reziprozitätsprinzip. Reziprok gemessene Übertragungsfunktionen werden dabei mit den im Betriebszustand auftretenden Übertragungsfunktionen verglichen. Die formale Gleichung dafür ist in ( 2 ) angegeben.

$$\frac{\bar{a}_{rec}}{\dot{Q}_{i\ rec}}(f) \equiv \frac{p_{i\ op}}{\bar{F}_{op}}(f)$$

$\bar{a}_{rec}$  ... Beschleunigungen aus der Reziprokanregung mittels Volumenschallquelle in Richtung  $\bar{F}_{op}$  ( 2 )

$\dot{Q}_{i\ rec}$  ... Volumenbeschleunigung während der Reziprokmessung am Antwortmikrofon im Fahrzeuginneren.

$p_{i\ op}$  ... Schalldruck am Antwortmikrofon  $i$  im jeweiligen Betriebszustand

$\bar{F}_{op}$  ... Vektor der eingeleiteten Kräfte im jeweiligen Betriebszustand

Die Berechnung der aus dem Betriebszustand ermittelten Übertragungsfunktionen wird anhand von Gleichung ( 3 ) durchgeführt. Neben den bereits zuvor bestimmten Beschleunigung zu Schalldruck Sensitivitäten werden zusätzlich die gesuchten Inertanzen benötigt. Um diese zu

bestimmen, wird Gleichung ( 3 ) unter Verwendung der bekannten Sensitivitäten und der reziprok bestimmten Übertragungsfunktionen nach den Inertanzen gelöst.

$$\frac{\bar{a}_{rec}}{\bar{Q}_{i rec}}(f) \equiv \frac{P_{i op}}{\bar{a}_{op}}(f) \cdot \frac{\bar{a}_{op}}{\bar{F}_{op}}(f) = S(f) \cdot \frac{\bar{a}_{op}}{\bar{F}_{op}}(f)$$

$\bar{a}_{rec}$  ... Beschleunigungen während der Reziprokmessung in Richtung  $\bar{F}_{op}$

$\bar{Q}_{i rec}$  ... Volumenbeschleunigung während der Reziprokmessung am Antwortmikrofon  $i$  ( 3 )

$p_{i op}$  ... Schalldruck am Antwortmikrofon  $i$  im Betriebszustand

$\bar{a}_{op}$  ... Beschleunigungen im Betriebszustand

$\bar{F}_{op}$  ... Vektor eingeleiteter Kräfte im Betriebszustand

$S(f)$  ... Matrix mit den berechneten Beschleunigung zu Schalldruck Sensitivitäten

Dazu werden alle Inertanzen in einem Vektor zusammengefasst und es wird eine entsprechende Matrix mit den Beschleunigung zu Schalldruck Sensitivitäten definiert. Das auf diese Art umgeformte Gleichungssystem ist in ( 4 ) dargestellt. Diese Prozedur kann für eine beliebige Anzahl von Freiheitsgraden (Inertanzen) durchgeführt werden. Es ist dabei zu beachten, dass die Anzahl der zur Berechnung der Inertanzen notwendigen Antwortpunkte von den zu berechnenden Freiheitsgraden abhängig ist.

$$\begin{bmatrix} \frac{a_{1 rec}}{\bar{Q}_{1 rec}}(f) \\ \frac{a_{2 rec}}{\bar{Q}_{1 rec}}(f) \\ \frac{a_{3 rec}}{\bar{Q}_{1 rec}}(f) \\ \frac{a_{1 rec}}{\bar{Q}_{2 rec}}(f) \\ \frac{a_{2 rec}}{\bar{Q}_{2 rec}}(f) \\ \frac{a_{3 rec}}{\bar{Q}_{2 rec}}(f) \\ \frac{a_{1 rec}}{\bar{Q}_{3 rec}}(f) \\ \frac{a_{2 rec}}{\bar{Q}_{3 rec}}(f) \\ \frac{a_{3 rec}}{\bar{Q}_{3 rec}}(f) \end{bmatrix}^T = \frac{1}{3} \cdot \begin{bmatrix} I_{11}(f) \\ I_{12}(f) \\ I_{13}(f) \\ I_{21}(f) \\ I_{22}(f) \\ I_{23}(f) \\ I_{31}(f) \\ I_{32}(f) \\ I_{33}(f) \end{bmatrix}^T \cdot \begin{bmatrix} S(1,1,f) & 0 & 0 & S(2,1,f) & 0 & 0 & S(3,1,f) & 0 & 0 \\ 0 & S(1,1,f) & 0 & 0 & S(2,1,f) & 0 & 0 & S(3,1,f) & 0 \\ 0 & 0 & S(1,1,f) & 0 & 0 & S(2,1,f) & 0 & 0 & S(3,1,f) \\ S(1,2,f) & 0 & 0 & S(2,2,f) & 0 & 0 & S(3,2,f) & 0 & 0 \\ 0 & S(1,2,f) & 0 & 0 & S(2,2,f) & 0 & 0 & S(3,2,f) & 0 \\ 0 & 0 & S(1,2,f) & 0 & 0 & S(2,2,f) & 0 & 0 & S(3,2,f) \\ S(1,3,f) & 0 & 0 & S(2,3,f) & 0 & 0 & S(3,3,f) & 0 & 0 \\ 0 & S(1,3,f) & 0 & 0 & S(2,3,f) & 0 & 0 & S(3,3,f) & 0 \\ 0 & 0 & S(1,3,f) & 0 & 0 & S(2,3,f) & 0 & 0 & S(3,3,f) \end{bmatrix} \quad ( 4 )$$

Um die Anzahl benötigter Antwortmikrophone zu reduzieren, kann, auf Grund physikalischer Gegebenheiten innerhalb eines linearen Systems, Symmetrie innerhalb der Inertanzmatrix vorausgesetzt werden. Die Anzahl der zu berechnenden Inertanzen reduziert sich damit von  $M^2$  auf  $M/2*(M+1)$ . Bei der Verwendung von 3 Kräften sind an Stelle der zuvor 9 gesuchten Inertanzen nur mehr 6 zu berechnen. Die anderen werden durch die angenommene Symmetrie automatisch mitbestimmt.

Nachdem die Inertanzen berechnet wurden, können die im Betriebszustand auftretenden Kräfte bestimmt werden. Dazu wird, wie in der TPA üblich, die Inertanzmatrix invertiert, um die Matrix der scheinbaren Masse zu erhalten. Durch Multiplikation der Matrix der scheinbaren Masse mit den im Betrieb auftretenden Beschleunigungen werden die einzelnen eingeleiteten Kräfte im jeweiligen Betriebszustand berechnet.

Um die Beiträge der einzelnen eingeleiteten Kräfte am Gesamtgeräusch der Antwortmikrofone zu bestimmen, sind die berechneten Kräfte mit den reziprok gemessenen Übertragungsfunktionen von der entsprechenden Anregungspositionen zu den Antwortmikrofonen zu multiplizieren. Damit ist im Gegensatz zur derzeitigen konventionellen TPA eine exakte Bestimmung der eingeleiteten Kräfte in Bezug auf den realen Einleitungspunkt und die definierte Einleitungsrichtung möglich.

### *Verifikation*

Um die soeben beschriebene TPA FORM zu verifizieren sind neben den Betriebsdaten und reziprok gemessenen Übertragungsfunktionen zusätzlich die Kenntnis der zu bestimmenden Inertanzen notwendig. Darüber hinaus ist die Kenntnis der in die Karosserie eingeleiteten Kräfte von Vorteil.

Analog zu dem bereits zuvor beschriebenen „Verifikations – Versuchsaufbau“ wurden daher zwei Mini-Shaker verwendet um „künstliche“ Betriebsdaten zu erzeugen für welche auch die eingeleiteten Kräfte bekannt sind. Für eine erste Verifikation der Methode wurden zwei Mini-Shaker an der Fahrzeugkarosserie im Bereich der Motorlager befestigt (siehe Bild 13).



**Bild 13: Befestigung eines der beiden Mini-Shaker an der Fahrzeugkarosserie und Beschleunigungsaufnehmer im Bereich der Krafteinleitungsstellen.**

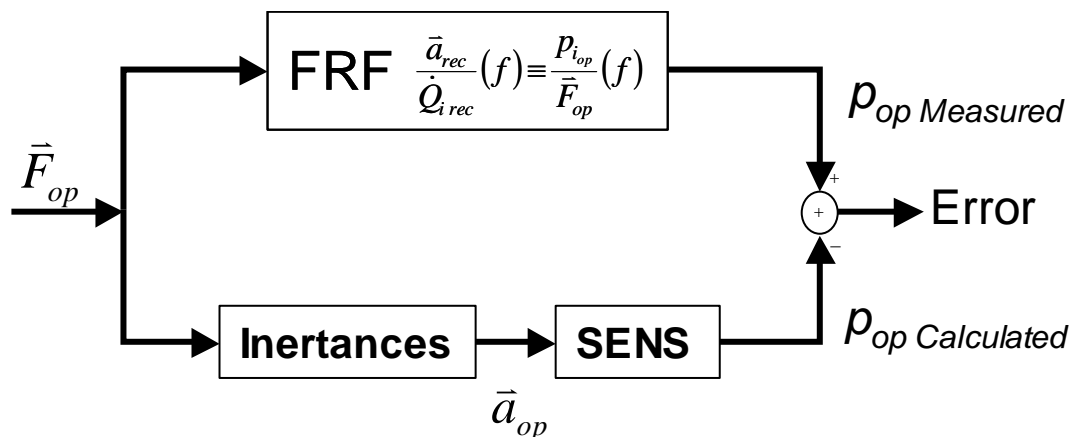


Im Folgenden wird die schrittweise Verifikation der TPA FORM Methode beschrieben. Dazu wurden folgende Schritte durchgeführt:

- Verifikation der berechneten Sensitivitäten
- Verifikation der berechneten Inertanzen
- Verifikation der eingeleiteten Kräfte

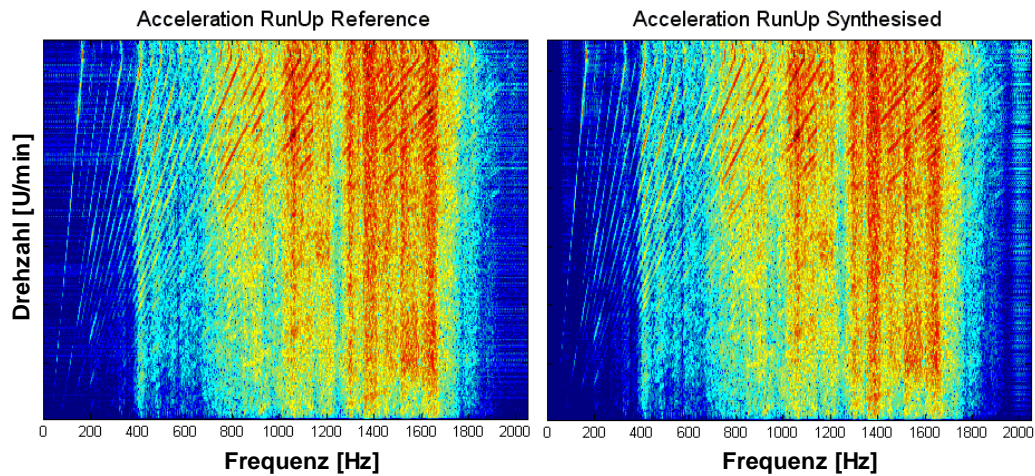
### Verifikation der berechneten Sensitivitäten

Wie in Gleichung ( 1 ) dargestellt wird angenommen, dass die Beschleunigung zu Schalldruck Sensitivitäten für alle Betriebszustände ident sind. Um diese Konstanz der Sensitivitäten zu überprüfen wurde das in Bild 14 dargestellte Blockschaltdiagramm verwendet. Darin ist ersichtlich, dass für die Verifikation der berechneten Sensitivitäten die entsprechende reziprok gemessene Übertragungsfunktion mit der Multiplikation der gemessenen Inertanz und der berechneten Sensitivität verglichen werden kann.



**Bild 14: Blockschaltdiagramm mit den Beziehungen zwischen Sensitivitäten, Inertanzen und Übertragungsfunktionen**

Um die reziprok gemessenen und mittels berechneten Sensitivitäten und gemessenen Inertanzen berechneten Übertragungsfunktion verifizieren, wurde ein Vergleich der Campbell Diagramme von Größen (Beschleunigungen im Fall der Verifikationsmessung) an den Antwortpunkten für den gesamten Hochlauf verwendet. Dazu wird das Campbell Diagramm einerseits unter Verwendung der gemessenen Übertragungsfunktionen bestimmt und andererseits mit Hilfe der berechneten Sensitivitäten und gemessenen Inertanzen ermittelt. Wie in Bild 15 deutlich erkennbar ist, zeigen die beiden Diagramme eine sehr gute Übereinstimmung. Daraus lässt sich der wichtige Schluß ziehen, dass die Bestimmung der Sensitivitäten korrekt und die Annahme der Konstanz der Sensitivitäten über alle Betriebszustände gegeben ist.



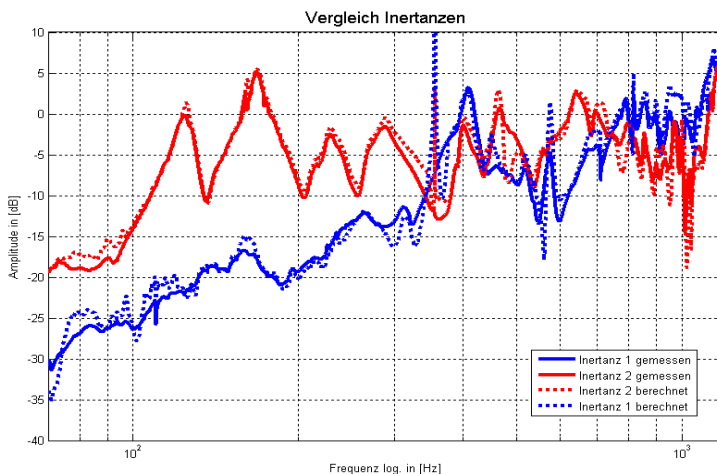
**Bild 15: Vergleich der Campbell Diagramme der Karosseriebeschleunigungen für einen simulierten Hochlauf**

**Links: Bestimmung durch gemessene Übertragungsfunktion**

**Rechts: Bestimmung durch berechnete Sensitivitäten und gemessene Inertanzen**

### Verifikation der berechneten Inertanzen

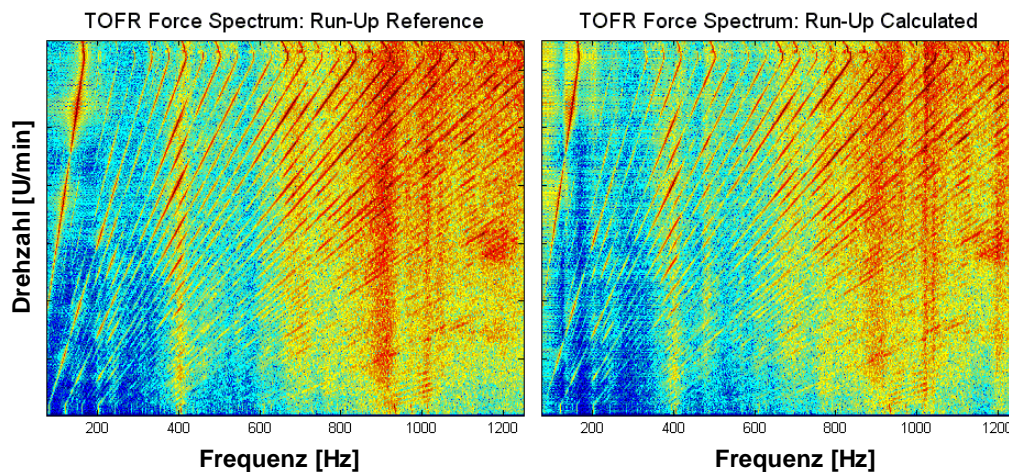
Unter Verwendung der soeben verifizierten Sensitivitäten können die Inertanzen mittels TPA FORM bestimmt werden. Zur Verifikation der berechneten Inertanzen wurde ein Vergleich zwischen gemessenen und mittels TPA FORM bestimmten Inertanzen durchgeführt. Dieser ist in Bild 16 dargestellt und zeigt eine sehr gute Übereinstimmung. Der auftretende Unterschied zwischen den gemessenen und berechneten Inertanzen liegt für den betrachteten Frequenzbereich unter 3 dB. Dieser Fehler ist also bei weitem geringer als eine Summation der Fehler aus Abweichungen der Krafteinleitungsposition, Abweichungen der Krafteinleitungsrichtung und vorhandenen Temperaturunterschieden. Der angestrebte Vorteil der TPA FORM ist damit verwirklicht.



**Bild 16: Vergleich zweier mittels TPA FORM berechneter und gemessener Inertanzen**

### Verifikation der eingeleiteten Kräfte

Als letzter Schritt der Verifikation wurde mit Hilfe der berechneten Inertanzen die Kraft unter Verwendung der Inertanzmatrix Methode bestimmt. Damit wird der gesamte Einfluss der Fehler in den Inertanzen auf die Berechnung der im Betrieb auftretenden Kräfte dargestellt. Bild 17 zeigt Campbell Diagramme von im Betrieb gemessenen (links) und den entsprechenden mittels TPA FORM und Inertanzmatrix Verfahren bestimmten Kräfte (rechts).



**Bild 17: Vergleich der gemessenen und der aus den Inertanzen der TPA FORM Methode und dem Inertanzmatrix Verfahren berechneten Kräfte im Betrieb.**

Die sehr gute Übereinstimmung gemessener und berechneter Kräfte lässt auf eine hohe Güte der berechneten Inertanzen schließen. Die TPA FORM Methode, welche zur Bestimmung der Inertanzen verwendet wurde, konnte daher an Hand des verwendeten Versuchsaufbaues äußerst positiv verifiziert werden.

### Zusammenfassung

Dieser neue Zugang zur TPA erlaubt die Berechnung von Inertanzen aus Betriebsmessungen und reziprok gemessenen Übertragungsfunktionen von den Quellen zu definierten Antwortpunkten. Die Vorteile dieser Vorgangsweise liegen einerseits in einer großen Zeitersparnis und andererseits in der Eliminierung von bekannten Fehlern bei der Bestimmung von Inertanzen und Übertragungsfunktionen.

Während die Zeitersparnis durch das Wegfallen der Inertanzmessung klar ersichtlich ist, muss die Reduktion der Fehler bei der Inertanzbestimmung detaillierter beschrieben werden.

Wie gezeigt wurde, liegen die Hauptfehlerquellen bei der Inertanzbestimmung in

- Abweichungen der Anregungsrichtung von den definierten Koordinatenachsen der Beschleunigungsaufnehmer
- Abweichungen der Anregungsposition von den verwendeten Kräfteinleitestellen und
- Temperaturunterschieden zwischen Inertanz- und Betriebsmessung.

Die Achsen der Beschleunigungsaufnehmer werden nach dem definierten Koordinatensystem (lokal oder global) ausgerichtet. Da bei der Reziprokmessung die Richtung der Kraft der Richtung der Aufnehmerachsen entspricht, können durch diese neue Methode Abweichungen in der Anregungsrichtung eliminiert werden.

Zusätzlich ist es einfacher Aufnehmer in unmittelbarer Nähe von realen Kraffteinleitungsstellen zu platzieren, als dort Anregungspositionen für Impulshammer- oder Shakermessungen zu finden. Daher kann auch die Abweichung der tatsächlichen Kraffteinleitungsstelle von der in der Simulation verwendeten Anregungsposition mit dieser neuen Methode deutlich reduziert werden.

Um auch den durch Temperaturunterschiede verursachten Fehler zu reduzieren, wird die reziproke Messung der Übertragungsfunktionen direkt nach der Betriebsmessung durchgeführt. Dadurch wird der Temperaturunterschied zwischen Betriebs- und Übertragungsfunktions- bzw. Inertanzmessung deutlich reduziert.

## Literatur

1. K. Genuit, R. Sottek, M. Vorländer, G. Behler, T. Kellert: Binaurale Transferpfadanalyse und -synthese. Abschlussbericht FVV Vorhaben-Nr.: 806, 2005
2. K. Noumura, J. Yoshida: Method of Transfer Path Analysis for interior Vehicle Sound by Actual Measurement, JSAE Paper 268 / 20065041
3. W. Biermayer, F. Brandl, R. Höldrich, A. Sontacchi, S. Brandl, W. Fliesser: Sound Engineering based on Source Contributions and Transfer Path Results. JSAE Paper 318 / 20075399, 2007
4. AVL – Patent A792/2007
5. AVL – Patentapplikation 55625