

Übertragungsverhalten von Radaufhängungen

für Personenwagen im komfortrelevanten Frequenzbereich



Eine Feinabstimmung der Komforteigenschaften eines Automobils in der frühen Phase der Fahrzeugentwicklung setzt eine effiziente und aussagefähige Versuchs- und Simulationstechnik zur Analyse der Vertikal- und Horizontaldynamik des Systems Reifen-Radaufhängung voraus. Dieser Artikel, der auf einer an der Universität Karlsruhe erstellten Dissertation basiert [1], beschreibt neuartige Methoden zur verlässlichen Modellierung und messtechnischen Erfassung des Übertragungsverhaltens von Radaufhängungen und deren Komponenten im komfortrelevanten Frequenzbereich 0 bis 100 Hz.

1 Einleitung

Das System Reifen-Radaufhängung eines Fahrzeugs prägt durch seine Federungs- und Dämpfungsabstimmung den Charakter des Fahrzeugs in Bezug auf Fahrdynamik und -komfort. Als Verbindungsglied zwischen Straße und Fahrzeugaufbau überträgt das Fahrwerk sowohl die vom Reifen hochfrequent erzeugten Schwingungen als auch alle Anregungen der Fahrbahn über die Radaufhängung an den Fahrzeugaufbau weiter. Inwiefern diese Anregungen an den Fahrzeugaufbau weitergeleitet werden, hängt vom Übertragungsverhalten der Radaufhängung ab, welches durch die geometrischen Abmessungen, Massen und Trägheitsmomente, sowie durch die Elastizitäten und Dämpfungen in allen Raumrichtungen festgelegt ist.

Um eine gezielte und wirtschaftlich gerechte Auslegung des Gesamtsystems Reifen-Radaufhängung zu realisieren, ist es wichtig, sowohl das Verhalten der einzelnen Fahrwerkskomponenten an sich als auch die Gesamtheit der Komponenten in ihrer Interaktion mit Hilfe der Simulation zu untersuchen. Somit können die dominanten Einflussgrößen systematisch analysiert und die einzelnen Systemelemente bereits in einer frühen Entwicklungsphase gezielt ausgelegt und aufeinander abgestimmt werden. Eine Simulation kann allerdings nur dann eingesetzt werden, wenn die verwendeten Modelle eine hinreichend genaue Nachbildung der dynamischen Eigenschaften des betrachteten Systems im interessierenden Frequenzbereich gewährleisten können.

Angesichts der hohen Modellierungsgüte der Handlingmodelle (Fahrdynamikmodelle) stellt sich heute mehr denn je die Frage nach geeigneten Ride-Modellen (Fahrkomfortmodellen), da die Interaktion zwischen den Systemkomponenten bei Komfortuntersuchungen, das heißt der Analyse in einem höherfrequenten Bereich, wesentlich komplexer und vielfältiger ist als bei den Fahrdynamik-Untersuchungen (niederfrequente Analyse).

Hierzu wurde das komfortrelevante Übertragungsverhalten des Systems Reifen-Radaufhängung isoliert vom Fahrzeugaufbau zum einen mit einem Mehrkörpersimulationsmodell nachgebildet, welches das nichtlineare Verhalten einzelner Fahrwerkskomponenten berücksichtigt, zum anderen erstmals an einem Innentrommel-Prüfstand messtechnisch erfasst und analysiert. Als Ergebnis wurden Methoden zur Verfügung gestellt, mit denen das Übertragungsverhalten des Gesamtsystems Reifen-Radaufhängungen beschrieben werden kann und für die Untersuchung und

Optimierung des Fahrkomforts an Gesamtfahrzeugmodellen verwendet werden können.

2 Komfortrelevante Simulation von Radaufhängungen und deren Komponenten mit Mehrkörpersystemen

Für die theoretischen und experimentellen Untersuchungen wurde beispielhaft eine McPherson-Radaufhängung betrachtet und ihr Kraftübertragungsverhalten mit Hilfe der Mehrkörpersimulation im komfortrelevanten Frequenzbereich von 0 bis 100 Hz modelliert und analysiert. **Bild 1** stellt den konstruktiven Aufbau des für die Untersuchungen verwendeten Fahrwerksystems vor. Zu den Besonderheiten dieser Ausführung gehört die aufgelöste Anordnung von Querlenker und Längslenker. Die Lenker sind über ein längselastisches Gummilager verbunden (Strebenlager) und reduzieren damit Abrollgeräusche und Querfugenstöße. Außerdem gewährleistet diese aufgelöste Anordnung eine präzise Radführung bei definiertem Längsfederverhalten. Der Querlenker ist über ein zweiteiliges Gummilager mit dem Vorderachs-Querträger verschraubt (Querlenkerlager) und übernimmt die Querfederung der Achse.

Anhand umfassender experimenteller Untersuchungen auf einer servohydraulischen Prüfmaschine wurden für die Gummielemente die Frequenz- und Amplitudenabhängigkeit der charakteristischen Kenngrößen dynamische Steifigkeit und Verlustwinkel in drei Raumrichtungen er-

mittelt und mit einem Simulationsmodell nachgebildet. Die Parameter des Rechenmodells wurden aus Hysteresen in der Kraft-Verformungs-Ebene identifiziert. Als Beispiel zeigt **Bild 2** im Vergleich die gemessenen und berechneten Kraft-Weg-Verläufe für das Strebenlager. Auch für den Stoßdämpfer wurde neben dem Handlingverhalten zusätzlich das Ride-Verhalten

Die Autoren



Dr.-Ing. Markos Troulis ist Forschungsingenieur beim Ford Forschungszentrum Aachen GmbH.



Prof. Dr.-Ing. habil. Dr. h. c. Rolf Gnadler ist Leiter der Abteilung Kraftfahrzeugbau und Mitglied der kollegialen Leitung des Instituts für Maschinenkonstruktionslehre und Kraftfahrzeugbau der Universität Karlsruhe (TH).



Dipl.-Ing. Hans-Joachim Unrau ist Wissenschaftlicher Angestellter am Institut für Maschinenkonstruktionslehre und

Kraftfahrzeugbau der Universität Karlsruhe (TH).

2 Komfortrelevante Simulation von Radaufhängungen und deren Komponenten mit Mehrkörpersystemen

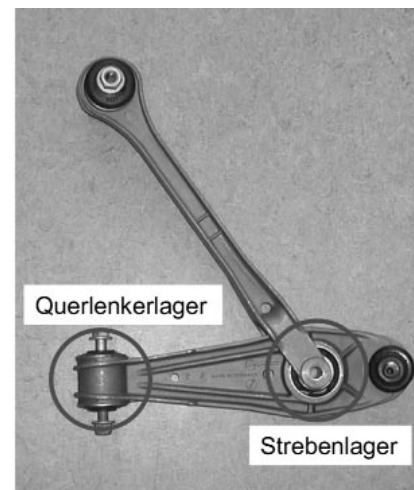
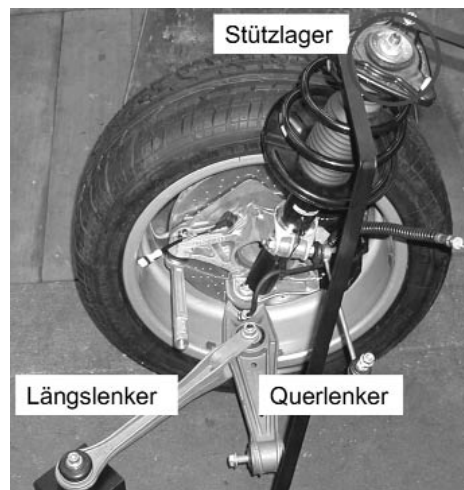


Bild 1: Konstruktiver Aufbau der McPherson-Radaufhängung mit aufgelösten Lenkern
Figure 1: Structural design of the McPherson wheel suspension with separated arms

2 Komfortrelevante Simulation von Radaufhängungen und deren Komponenten mit Mehrkörpersystemen

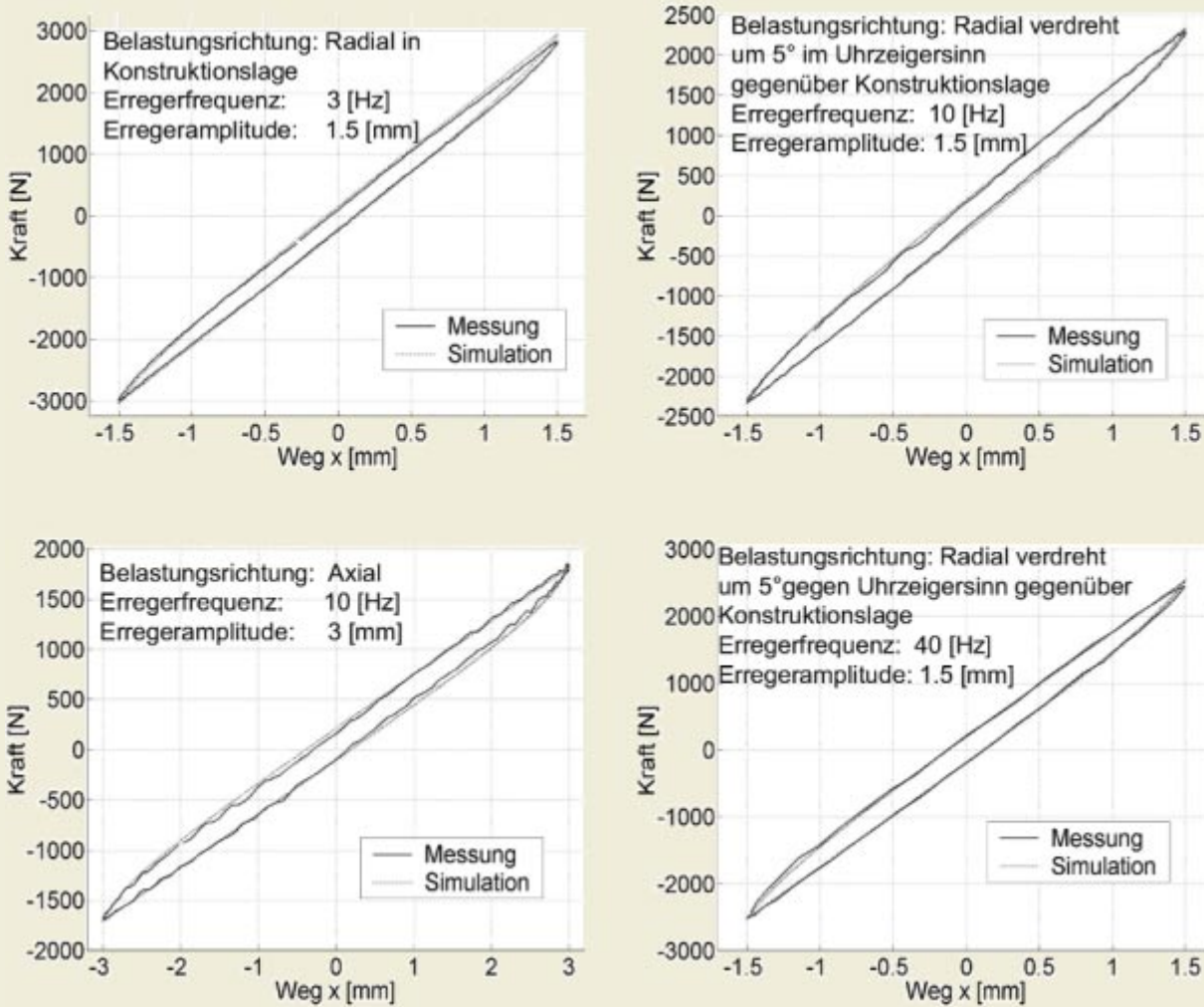


Bild 2: Vergleich Messung vs. Simulation des Kraft-Weg-Verlaufs für das Strebenlager
 Figure 2: Comparison of measurement vs. simulation of the force-displacement curve for the trailing arm mount

des Stoßdämpfers erfasst und mit einem Simulationsmodell nachgebildet, wie die folgenden Kapitel zeigen.

2.1 Hydraulische Stoßdämpfersysteme

In der Regel ist das Verhalten hydraulischer Stoßdämpfer nichtlinear und zeitabhängig. Die wichtigsten dynamischen Stoßdämpfer-Effekte sind die viskose Dämpfung, die Vorspannung und Federung des Gasraums, die Elastizitäten von Öl und Röhren, die Reibung zwischen Kolben und Zylinder und vor allem zwischen Kolbenstange und Dichtungsring, Kavitationseffekte sowie das Verhalten bei Temperaturänderungen. Ziel der nachfolgenden Untersuchungen ist

es, die nichtlinearen dynamischen Eigenschaften des untersuchten Stoßdämpfers im komfortrelevanten Frequenzbereich 0-100 Hz zu erfassen und mit einem geeigneten Simulationsmodell realitätsnah nachzubilden.

2.1.1 Experimentelle Ermittlung der komfortrelevanten Stoßdämpfer-Eigenschaften

Die experimentelle Untersuchung des verwendeten Dämpfers erfolgte auf einer Hydropulsmaschine. Um den Temperatureinfluss zu vermeiden, wurde am Dämpfer ein Wasserdurchlaufsystem angebracht, das die Temperatur auf einem konstanten Wert von 25 °C hielt. Anhand umfassender

experimenteller Untersuchungen wurden neben den fahrdynamischen Eigenschaften zusätzlich die komfortrelevanten Eigenschaften des Stoßdämpfers erfasst und analysiert. Bei Komfortfragen spielen vor allem kleinere Auslenkungen in Verbindung mit höherfrequenten Anregungen eine wichtige Rolle [2, 3].

Das Messprogramm lässt sich in drei Teile untergliedern:

Der erste Teil ist für die Handling-Untersuchungen des Stoßdämpfers relevant und entspricht frequenzmäßig der VDA-Richtlinie für Stoßdämpfermessungen, wobei zwei verschiedene Amplituden (25 und 50 mm) und Frequenzen bis zu 2,40 Hz gemessen wurden.

2 Komfortrelevante Simulation von Radaufhängungen und deren Komponenten mit Mehrkörpersystemen

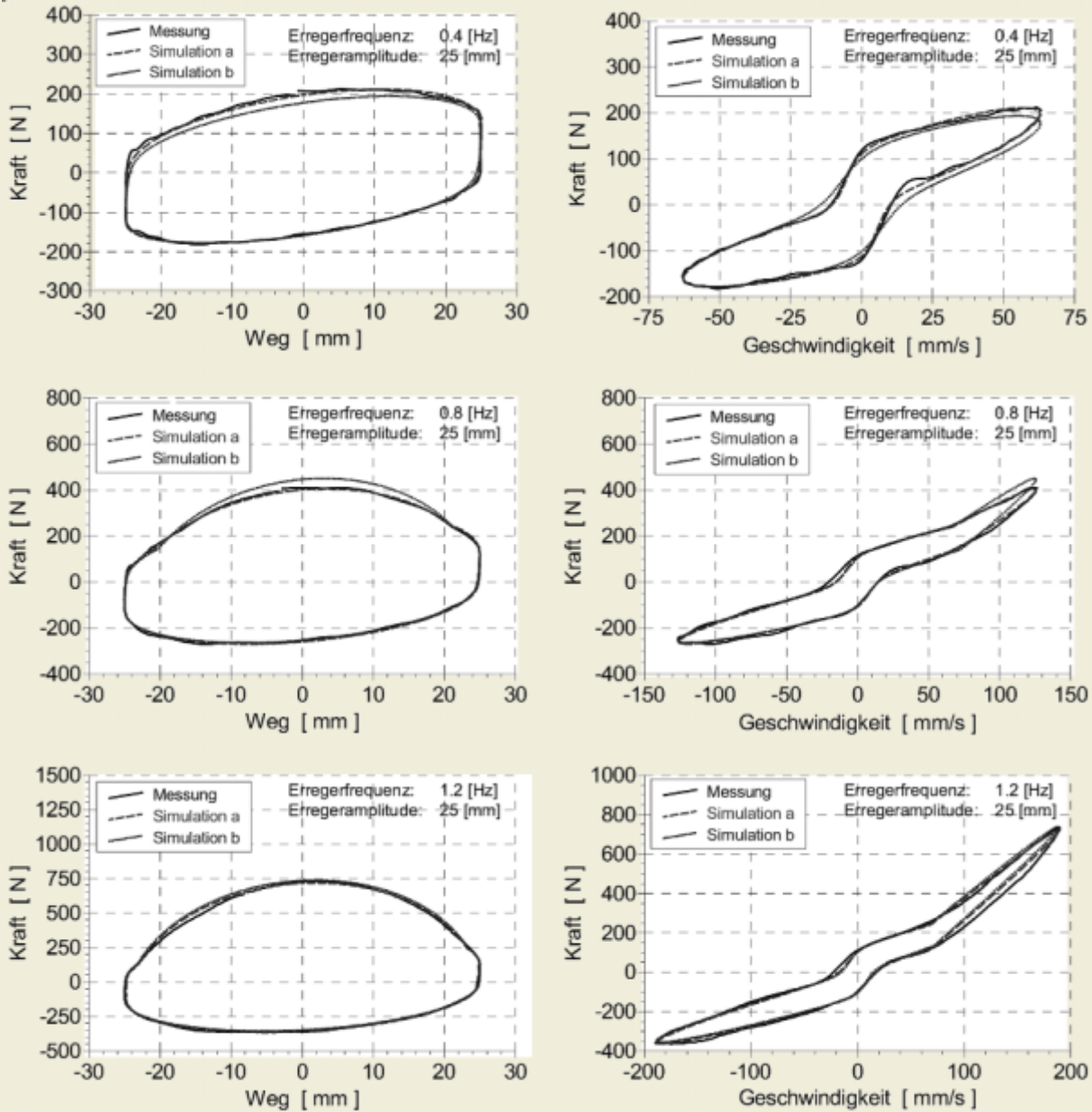


Bild 3: Vergleich Messung vs. Simulation für das Großsignalverhalten (Stoßdämpfer ohne Stützlager). Simulation a: Nachbildung der gemessenen Verläufe mit einem speziell für die jeweilige Messung ermittelten Parametersatz. Simulation b: Nachbildung der gemessenen Verläufe mit einem für das gesamte Großsignalverhalten ermittelten Parametersatz
 Figure 3: Comparison of measurement vs. simulation for the large signal characteristics (shock absorber without top mount). Simulation a: Simulation of the measured curves with a set of parameters developed specifically for each respective measurement. Simulation b: Simulation of the measured curves with a set of parameters determined for the overall large signal characteristics

Der zweite Teil ist hauptsächlich für Komfortaussagen entscheidend. Hierfür ist eine Untersuchung über ein breites Frequenzband erforderlich, da in diesem Betriebsbereich des Stoßdämpfers kleine Am-

plituden mit hohen Frequenzen bis weit über 10 Hz auftreten können, die wesentlich das Komfortverhalten beeinflussen. Um den Einfluss der Amplitude beurteilen zu können, wurden Messungen mit Fre-

quenzen bis zu 80 Hz und mit zwei verschiedenen Amplituden, und zwar 0,1 und 2,0 mm, durchgeführt.

Der dritte Teil erfasst das Stoßdämpferverhalten bei sehr hohen Auslenkungsge-

2 Komfortrelevante Simulation von Radaufhängungen und deren Komponenten mit Mehrkörpersystemen

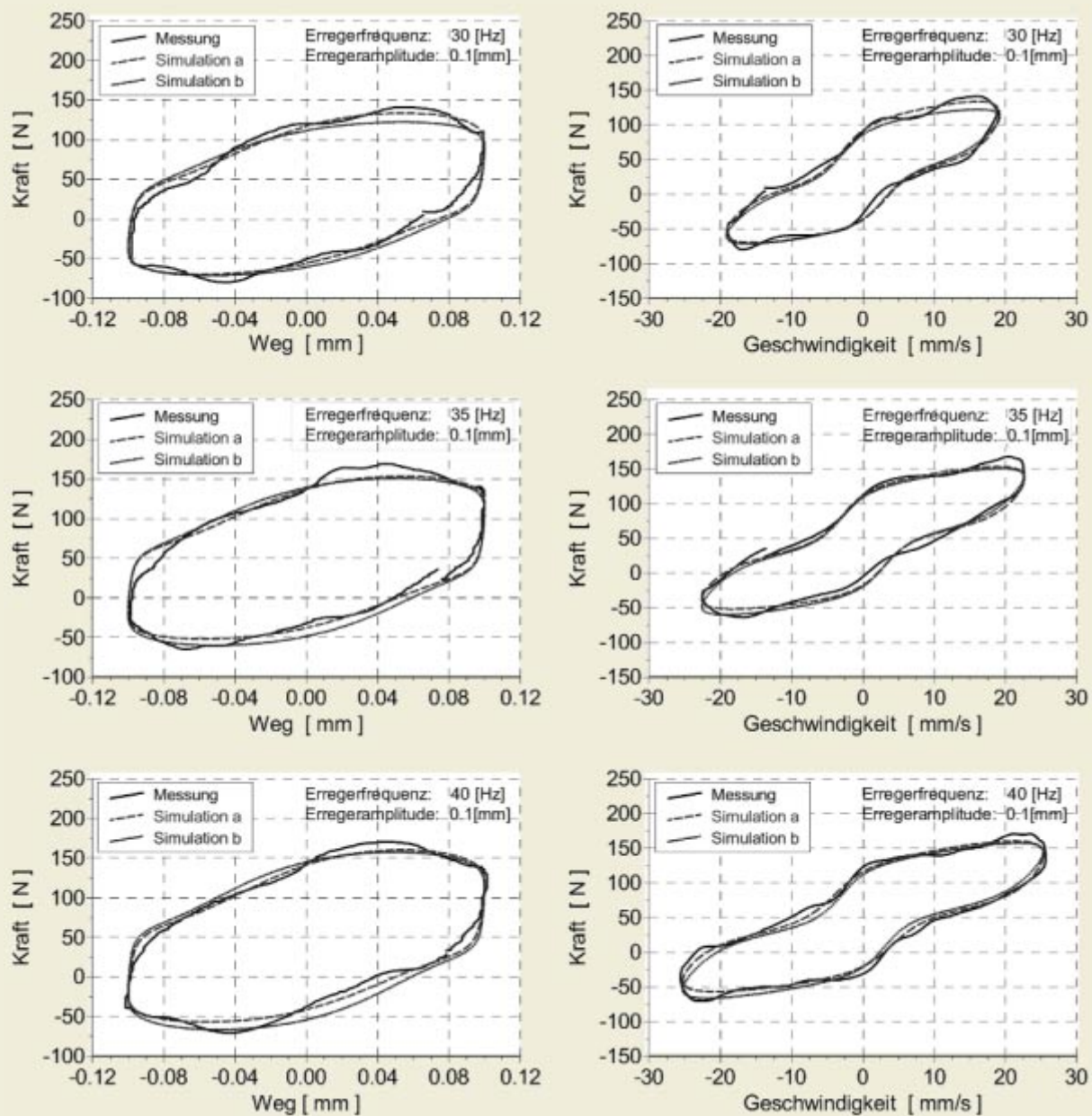


Bild 4: Vergleich Messung vs. Simulation für das Kleinsignalverhalten (Stoßdämpfer ohne Stützlager). Simulation a: Nachbildung der gemessenen Verläufe mit einem speziell für die jeweilige Messung ermittelten Parametersatz. Simulation b: Nachbildung der gemessenen Verläufe mit einem für das gesamte Kleinsignalverhalten ermittelten Parametersatz

Figure 4: Comparison of measurement vs. simulation for the small signal characteristics (shock absorber without top mount). Simulation a: Simulation of the measured curves with a set of parameters developed specifically for each respective measurement. Simulation b: Simulation of the measured curves with a set of parameters determined for the overall small signal characteristics

schwindigkeiten (über 1,5 m/s). Dieser Betriebsbereich ist erst dann von Bedeutung, wenn der Öldruck einzelner Kammern unter den Dampfdruck absinkt, so dass Kavitationseffekte auftreten.

Von besonderem Interesse ist es auch, das Verhalten des Stoßdämpfers in Zusammenarbeit mit dem elastischen Stützlager und der Aufbaufeder zu analysieren. Hierzu wurden zusätzlich zu der

Untersuchung des Dämpfers zwei zusätzliche Konfigurationen untersucht:

- Stoßdämpfer mit Stützlager, aber ohne Feder
- Stoßdämpfer mit Stützlager und mit Feder.

Dies erlaubt es, das Simulationsmodell schrittweise zu validieren und Aussagen über den Einfluss dieser Elemente auf die Funktion des Dämpfers zu treffen.

2.1.2 Stoßdämpfermodell und Parameteridentifikation

Die in der Literatur bekannten Dämpfermodelle zeigen teilweise enorme Unterschiede sowohl in ihrem Aufbau, zum Beispiel physikalische, teilphysikalische oder mathematische Modelle, als auch in der Komplexität und im Aufwand, der für die Bestimmung der Parameter erforderlich ist. Hierzu wurde innerhalb dieses Forschungsprojekts das Besinger-Dämpfermodell [4, 5, 6] als ein guter Kompromiss zwischen benötigter Genauigkeit und erforderlichem Aufwand angesehen.

Das Besinger-Modell besteht aus der Reihenschaltung eines nichtlinearen Federelements mit einem viskosen nichtlinearen Dämpferelement. Es handelt sich um ein einfaches Modell, das die Bestimmung von lediglich sieben Parametern erfordert, die aus dynamischen Messungen am Stoßdämpfer ermittelt werden. Das viskose Dämpferelement wird zunächst mit drei Dämpferraten beschrieben:

- eine niedrige Rate C_c für Druck
- eine hohe Rate C_e für Zug
- eine Rate C_v für Geschwindigkeiten v über einer Sättigungsgeschwindigkeit v_{lim} .

Um Probleme mit der Unstetigkeitsstelle bei der späteren Integration der Bewegungsdifferentialgleichungen zu vermeiden, ist ein glatter hyperbolischer Übergang der Dämpferraten zwischen Druck und Zug erforderlich. Daraus ergibt sich einer geschwindigkeitsabhängigen Dämpferrate $C(v)$ entsprechend Gl. (1). Für die geschwindigkeitsabhängige viskose Dämpferkraft gilt die Gl. (2). Die Federkraft errechnet sich aus der Gl. (3). Die Reihenschaltung aus Feder und Dämpfer führt auf die nachfolgende Differentialgleichung Gl. (4), die zur Ermittlung der benötigten Modellparameter gelöst werden muss. Die Parameter C_v , v_{lim} und die erste Abschätzung für C_c und C_e werden direkt aus Kraft-Geschwindigkeits-Diagrammen bei niedrigen Frequenzen ermittelt. Die Parameter k_1 , k_2 und α bestimmt man durch Anpassung des Modells an die gemessenen Verläufe bei hohen Frequenzen.

Der unter Matlab durchgeführte Parameter-Identifikationsprozess zeigte, dass das von Besinger entwickelte Modell mit seinen sieben Parametern nicht in der Lage ist, die gemessenen Kraftverläufe des Stoßdämpfers exakt genug nachzubilden. Aus diesem Grund wurde das Besinger-Modell um eine dazu parallel geschaltete lineare Feder mit der Federkonstanten k_p erweitert.

Schwingungen sehen



VIBRATIONEN MESSEN – SCHNELL UND BERÜHRUNGSLOS

Das ganze Spektrum der Laser-Vibrometrie für:

- Forschung
- Entwicklung
- Produktion

Berührungslose Schwingungsanalyse, 1- oder 3-dimensional, an einzelnen Punkten oder an kompletten Flächen beliebiger Messobjekte.



Beratung! Vorführung! Miete!
Telefon (0 72 43) 604-178/-104
Lm@polytec.de

POLYTEC GMBH

Polytec-Platz 1-7 · D-76337 Waldbronn
Telefax (0 72 43) 6 99 44

2 Komfortrelevante Simulation von Radaufhängungen und deren Komponenten mit Mehrkörpersystemen

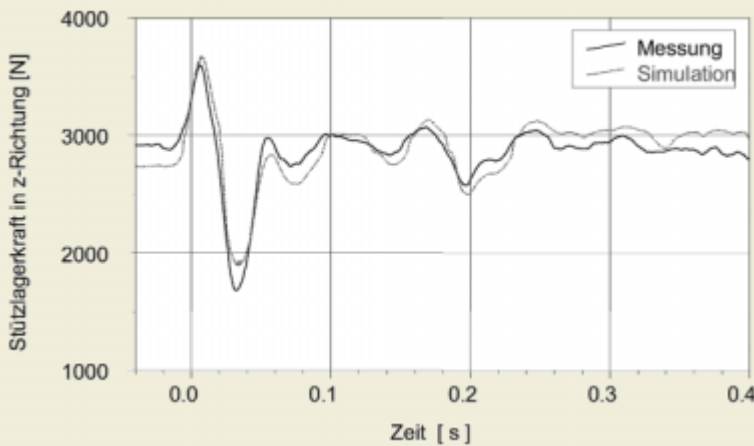


Bild 5: Vergleich Messung vs. Simulation für die Stützlagerkraft in Z-Richtung, das heißt parallel zur Fahrzeughochachse (Radlast: 2850 N, Hindernis: Ersatzanregungskörper (dachförmiges Profil), Geschwindigkeit: 50 km/h)
 Figure 5: Comparison of measurement vs. simulation for the top mount force in the Z-axis, i.e. parallel to the vertical axis of the vehicle (wheel load: 2850 N, obstacle: "substitute vibration body" (roof-shaped profile), speed: 50 km/h)

Außerdem findet die Berücksichtigung der Reibung R durch die Addition beziehungsweise Subtraktion eines konstanten Kraftanteils mit dem Kraftbetrag R_1 statt. Die Reibkraft lässt sich entsprechend Gl. (5) berechnen. Das neue Stoßdämpfermodell verlangt die Vorbestimmung von insgesamt elf Parametern. Zu den sieben Parametern vom Besinger-Modell kommen vier weitere hinzu, nämlich der Übergangparameter β , der Verschiebungsparameter Δ , der Betrag für die Reibkraft R_1 und die Federkonstante k_p des zusätzlichen Federelements.

Exemplarisch werden in **Bild 3** und **Bild 4** die gemessenen und berechneten Kraft-Weg-Kennlinien für die verschiedenen Betriebsbereiche (Großsignal- und Kleinsignalverhalten) des Stoßdämpfers dargestellt. Die Ergebnisse der Rechnung stimmen mit denen der experimentellen Untersuchungen gut überein.

2.2 Modellierung und Parametrierung des Gesamtsystems Reifen-Radaufhängung

Nach der Parametrierung der Fahrwerkskomponenten wurde in einem nächsten Schritt das Gesamtsystem Reifen-Radaufhängung als Mehrkörpermodell in Simpack modelliert, und die einzelnen Komponentenmodelle wurden als benutzerdefinierte Kraftelemente (User Routine) in der Simulationsumgebung eingebunden. Die Validierung und Verifizierung des entwickelten komfortrelevanten Gesamtmodells der McPherson-Radaufhängung erfolgte durch den Vergleich in Zeitdarstellung zwischen den gemessenen (siehe Kapitel 3) und berechneten Kräften, die an der Koppelstelle der Radaufhängung mit dem Aufbau wirken. Dabei wurde eine gute qualitative und quantitative Übereinstimmung zwischen den Mess- und den Simulationsergebnissen für alle Kräfte, die bei Schwellenüberfahrten über die Radaufhängung an den Fahrzeugaufbau übertragen werden, festgestellt. Exemplarisch wird in **Bild 5** der Vergleich zwischen der Messung und der Simulation für die Stützlagerkraft in Z-Richtung, das heißt parallel zur Fahrzeughochachse, dargestellt.

3 Erfassung des Übertragungsverhaltens des Systems Radaufhängung im Labor

Die Laborversuche zur Erfassung des Übertragungsverhaltens von Radaufhängungen bei fahrbahnerregten Schwingungen wurden am Innentrommel-Prüfstand (IPS) des Instituts für Maschinenkonstruktionslehre und Kraftfahrzeugbau der Universität Karlsruhe durchgeführt. Bei dem verwen-

3 Erfassung des Übertragungsverhaltens des Systems Radaufhängung im Labor

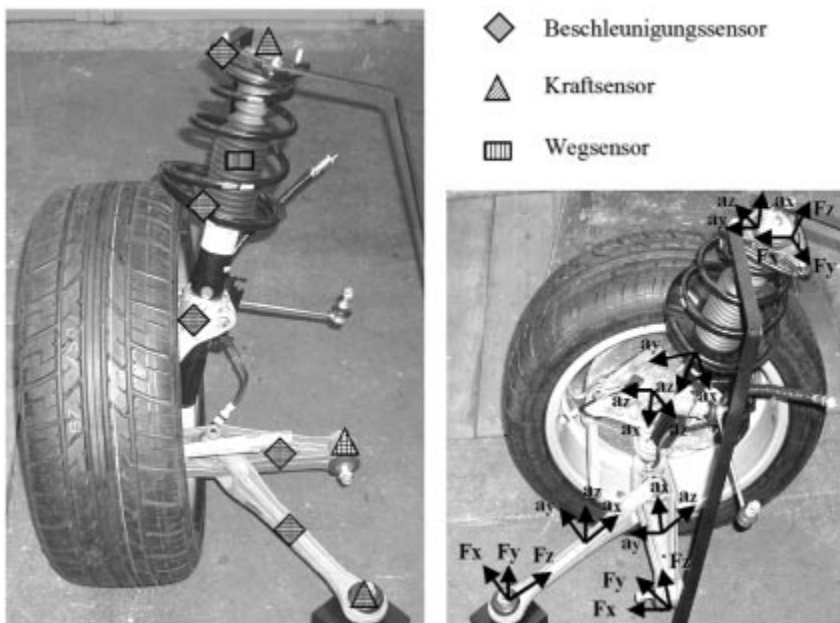


Bild 6: Messpositionen und Koordinatensysteme der Messaufnehmer an der McPherson-Radaufhängung
 Figure 6: Measurement positions and coordinate systems of the measuring sensors on the McPherson wheel suspension

deten Prüfstand handelt es sich um eine Prüfeinrichtung zur Messung des Kraftschlussverhaltens, der Verlustleistung und des Komfortverhaltens von Reifen [7]. Eine Untersuchung des Gesamtsystems Reifen-Radaufhängung war bislang nicht möglich und wurde im Rahmen dieser Forschungsarbeit erstmals realisiert.

3.1 Beschreibung der Versuchseinrichtung

Bei der Durchführung von Reifenmessungen läuft das an einer Sechskomponenten-Messnabe befestigte Rad, geführt durch ein sehr steifes Radführungssystem, auf der Innenseite einer zylindrischen Trommel mit 3,8 m Durchmesser. Das Radführungssystem des Prüfstands erlaubt mit Hilfe von geeigneten hydraulischen Regeleinrichtungen die kontinuierliche und gleichzeitige Verstellung von Schräglaufwinkel, Sturzwinkel und Einfederung, wobei der Drehpunkt der Winkelverstellung unabhängig von der Einfederung immer im Durchstoßpunkt der Reifenhochachse mit der Fahrbahn liegt.

Für die im Rahmen der Forschungsarbeit durchgeführten experimentellen Untersuchungen wurde die McPherson-Radaufhängung an dem oben beschriebenen Prüfstand betrieben. Da bisher eine Montage realer Radaufhängungen am Radführungssystem des Prüfstands nicht möglich war, wurde eine schwingungsoptimierte Adaptervorrichtung konzipiert und gefertigt, welche an der Aufnahmestelle der Messnabe befestigt wurde. Außerdem wurde untersucht, ob das dynamische Verhalten der Versuchseinrichtung, bestehend aus Reifen, realer Radaufhängung, Adaptervorrichtung und Radführungssystem des Innentrommel-Prüfstands, die Messergebnisse an der McPherson-Radaufhängung (Wechselwirkung Prüfstand-Prüfling) beeinflusst. Darüber hinaus wurde die Eigenfrequenz der Versuchseinrichtung mit Hilfe der experimentelle Modalanalyse bestimmt (114 Hz) und durch gezielte konstruktive Maßnahmen in einen höheren Frequenzbereich (130 Hz) verlagert, der weit über dem zu untersuchendem Messbereich (100 Hz) liegt.

3.2 Messtechnik

Bei der experimentellen Untersuchung des komfortrelevanten Übertragungsverhaltens des Gesamtsystems Reifen-Radaufhängung rollte der an der McPherson-Radaufhängung montierte Reifen auf der realen Fahrbahn des Innentrommel-Prüfstands ab. So wurde die komplette Radaufhängung durch verschiedene auf der Fahrbahn befestigte Hindernisse (Schwellenüberfahrten) horizontal und vertikal ange-

regt. Es wurden insgesamt drei verschiedene Schlagleistenprofile verwendet: zwei scharfkantige Profile mit einer Höhe von 10 mm beziehungsweise 20 mm und ein dachförmiges Profil (Ersatzanregungskörper, 10 mm Höhe) mit relativ langsamem Anstieg und Abfall sowie einem kleinen Knick.

Zur Ermittlung des Übertragungsverhaltens wurden an allen Achsaufnahmestellen der Adaptervorrichtung die Kräfte mittels piezoelektrischer triaxialer Kraftaufnehmer direkt aufgenommen. Die auftretenden translatorischen Beschleunigungen von Lenkern, dem Radträger und dem Dämpfer wurden mit Dreikomponenten-Beschleunigungsaufnehmern erfasst. Außerdem wurde der Dämpferweg mittels eines Wegaufnehmers gemessen. Eine Lichtschranke hielt den Zeitpunkt der Schlagleistenüberfahrt fest. **Bild 6** zeigt die verschiedenen Positionen der Messaufneh-

mer und deren Koordinatensysteme an der untersuchten Radaufhängung.

4 Auswertung und Interpretation der Ergebnisse

In diesem Abschnitt werden die Ergebnisse der Versuche für das Übertragungsverhalten der McPherson-Radaufhängung, die am Innentrommel-Prüfstand der Universität Karlsruhe durchgeführte wurden, dargestellt. Die gewonnenen Messdaten wurden sowohl im Zeit- und Frequenzbereich als auch im Zeit-Frequenzbereich (Wavelet-Analyse) ausgewertet und interpretiert. Aufgrund des umfangreichen Mess- und Auswerteprogramms wird nur eine Auswahl der Ergebnisse präsentiert. Die Angabe der Signale in den folgenden Abbildungen erfolgt im Sensorkoordinatensystem, Bild 6.

Formeln

$$C(v) = \frac{c_1 \cdot (v - \alpha)}{\alpha \cdot \sqrt{1 + \left(\frac{v - \alpha}{\alpha}\right)^2}} + c_2 \quad (\text{Gl 1})$$

mit

$$v = \dot{x} - \dot{x}_0 \quad \text{Relativgeschwindigkeit}$$

α Übergangsparameter zwischen Kompression und Expansion, der angibt, wie glatt der Übergang zwischen C_e und C_c stattfindet.

$$c_1 = (C_e - C_c)/2$$

$$c_2 = (C_e + C_c)/2$$

$$F_v = \begin{cases} C(v) \cdot v & v < v_{\text{lim}} \\ C_e \cdot v_{\text{lim}} + C_b \cdot (v - v_{\text{lim}}) & v \geq v_{\text{lim}} \end{cases} \quad (\text{Gl 2})$$

$$F_c = k_1 \cdot x + k_2 \cdot x^3 \quad (\text{Gl 3})$$

$$\dot{x} = \begin{cases} -\frac{k_1 \cdot x + k_2 \cdot x^3}{C(v)} + \dot{x}_0 & v < v_{\text{lim}} \\ -\frac{k_1 \cdot x + k_2 \cdot x^3}{C_b} + \frac{C_e - C_b}{C_b} \cdot v_{\text{lim}} + \dot{x}_0 & v \geq v_{\text{lim}} \end{cases} \quad (\text{Gl 4})$$

$$R(v) = \frac{R_1 \cdot (v - \Delta)}{\beta \cdot \sqrt{1 + \left(\frac{v - \Delta}{\beta}\right)^2}} \quad (\text{Gl 5})$$

4 Auswertung und Interpretation der Ergebnisse

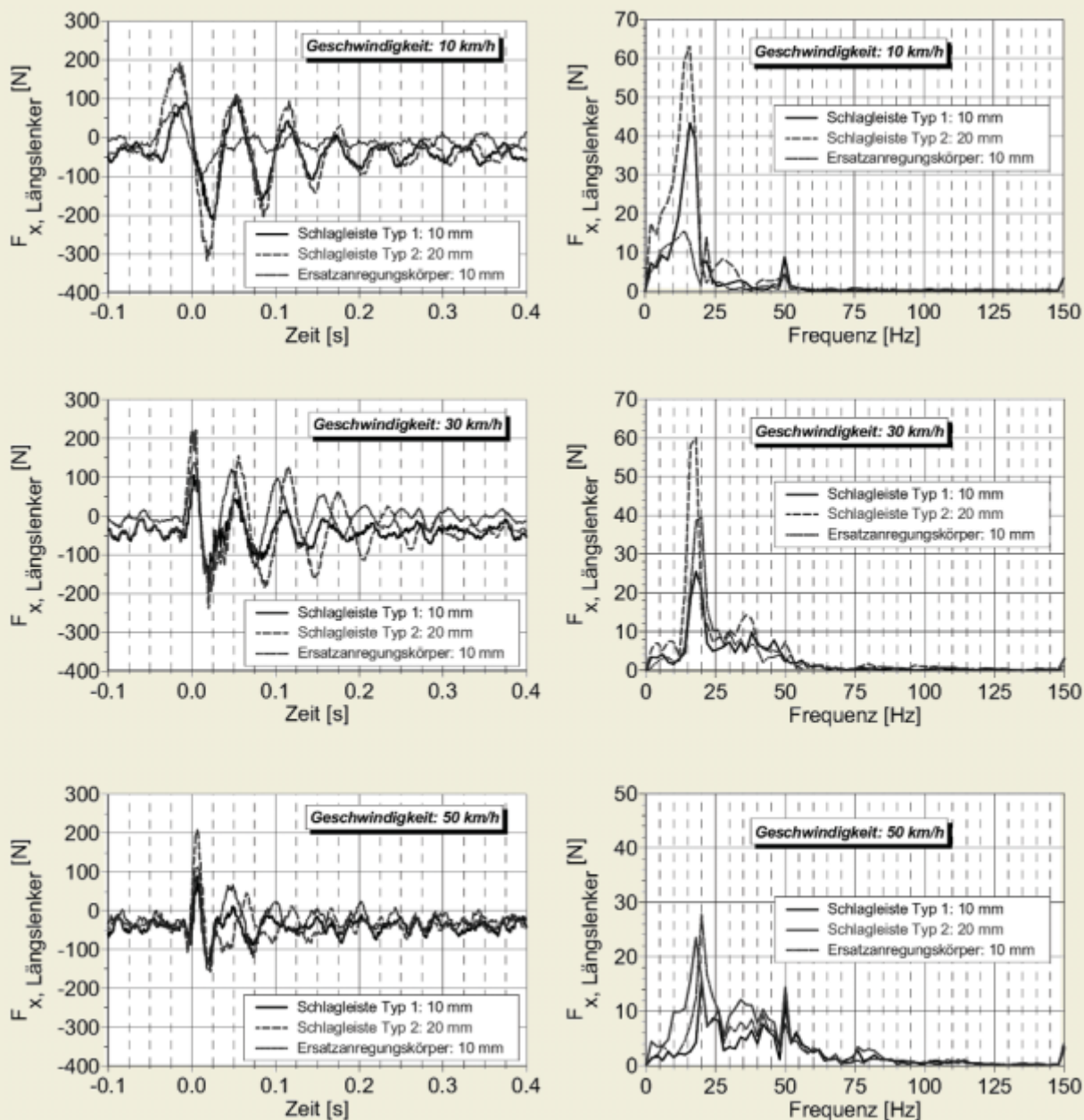


Bild 7: Einfluss der Schwellengeometrie auf die Kräfte in X-Richtung am Längslenker, in Zeit- und Frequenzdarstellung, bei drei verschiedenen Geschwindigkeiten: 10 km/h (oben), 30 km/h (Mitte) und 50 km/h (unten)
 Figure 7: Influence of the obstacle geometry on the forces in the X-axis of the trailing arm in a time and frequency diagram at three different speeds: 10 km/h (top), 30 km/h (middle) and 50 km/h (bottom)

4.1 Auswertung im Zeit- und Frequenzbereich

4.1.1 Einfluss der Schwellengeometrie auf die Längskräfte

Für komfortrelevante Untersuchungen spielen die Längskräfte an den Koppelstellen der McPherson-Radaufhängung mit

dem Aufbau eine entscheidende Rolle. **Bild 7** zeigt beispielhaft den Einfluss der Schwellengeometrie auf die Kräfte in X-Richtung am Längslenker, in Zeit- und Frequenzdarstellung, bei drei verschiedenen Geschwindigkeiten.

Es ist zu erkennen, dass eine Vergrößerung der Schlagleistenhöhe zu einer Erhöhung der Schwingungsamplituden führt. Betrachtet man die Ergebnisse des Ersatzanregungskörpers, so erkennt man im Allgemeinen eine gute Übereinstimmung bei der Lage der Resonanzfrequenzen mit

4 Auswertung und Interpretation der Ergebnisse

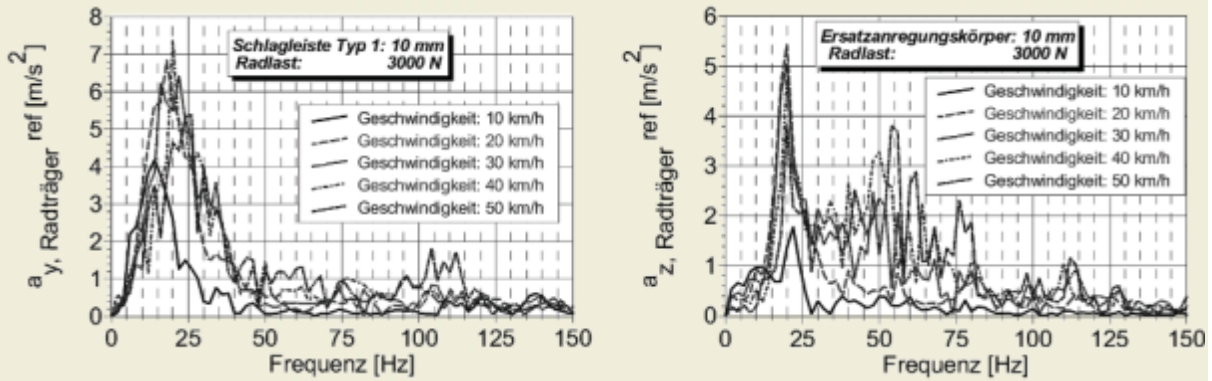


Bild 8: Einfluss der Geschwindigkeit auf die Beschleunigungssignale am Radträger
 Figure 8: Influence of the speed on the acceleration signals at the knuckle

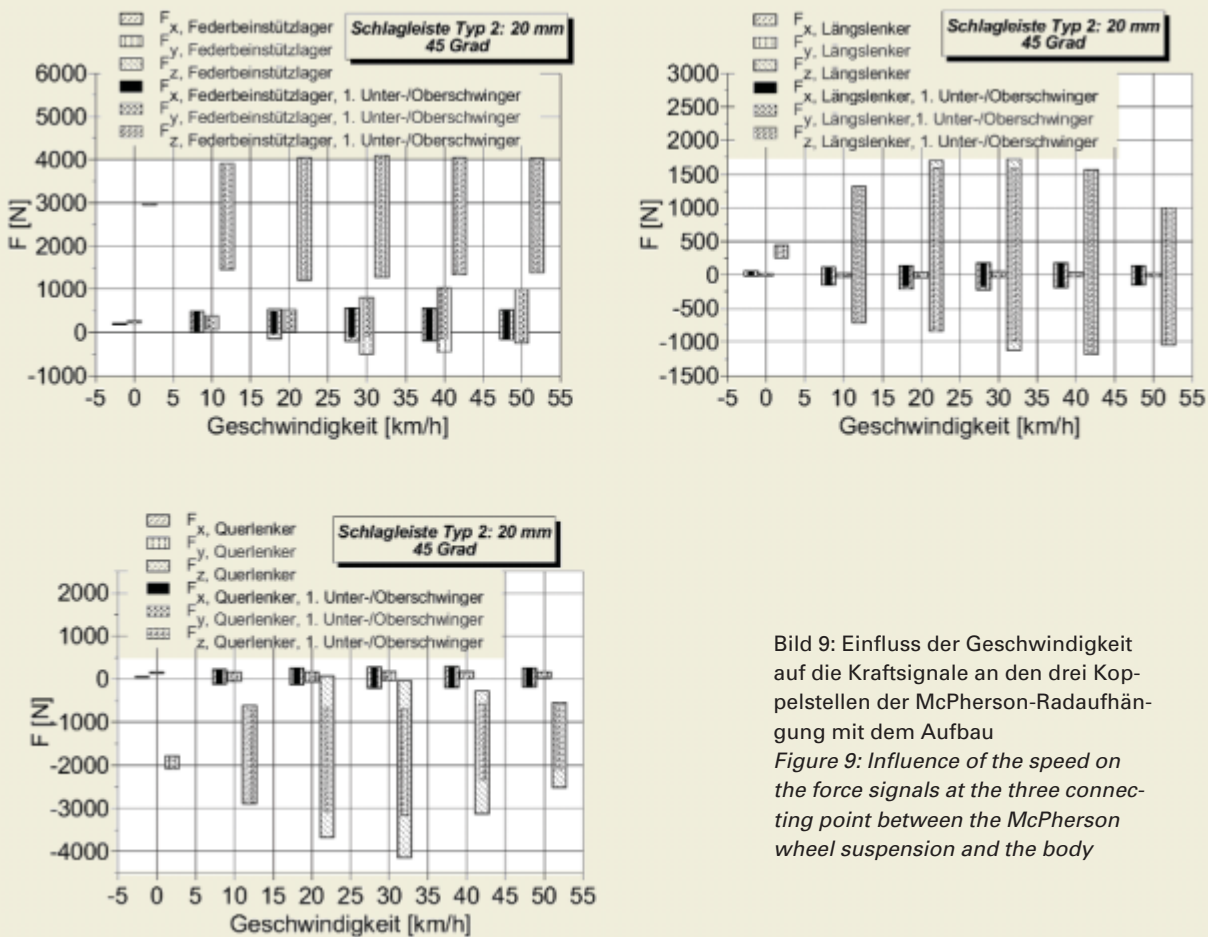


Bild 9: Einfluss der Geschwindigkeit auf die Kraftsignale an den drei Kopplstellen der McPherson-Radaufhängung mit dem Aufbau
 Figure 9: Influence of the speed on the force signals at the three connecting point between the McPherson wheel suspension and the body

der jeweiligen Schlagleiste bei 10 km/h, 30 km/h und 50 km/h. Bei den zeitlichen Verläufen der Längskräfte ist festzustellen, dass die durch den Ersatzanregungskörper hervorgerufenen Schwingungen sich von denen unterscheiden, die von den Schlagleisten Typ 1 und Typ 2 angeregt wurden.

4.1.2 Einfluss der Geschwindigkeit auf die Kraft- und Beschleunigungssignale

Ein Vergleich der Radbeschleunigungen in Y- und Z-Richtung für verschiedene Geschwindigkeiten in **Bild 8** zeigt, dass eine Veränderung der Geschwindigkeit bei gleichbleibenden Geometrien der Hinder-

nisse eine Änderung der Schwingungsamplituden bewirkt.

Bei der Betrachtung der Resonanzen sind zwei Effekte besonders auffällig. Zum einen verschieben sich die Resonanzfrequenzen für die Radträgerbeschleunigung in Y-Richtung (entspricht der Beschleunigung quer zur Fahrtrichtung) bei Schlag-

4 Auswertung und Interpretation der Ergebnisse

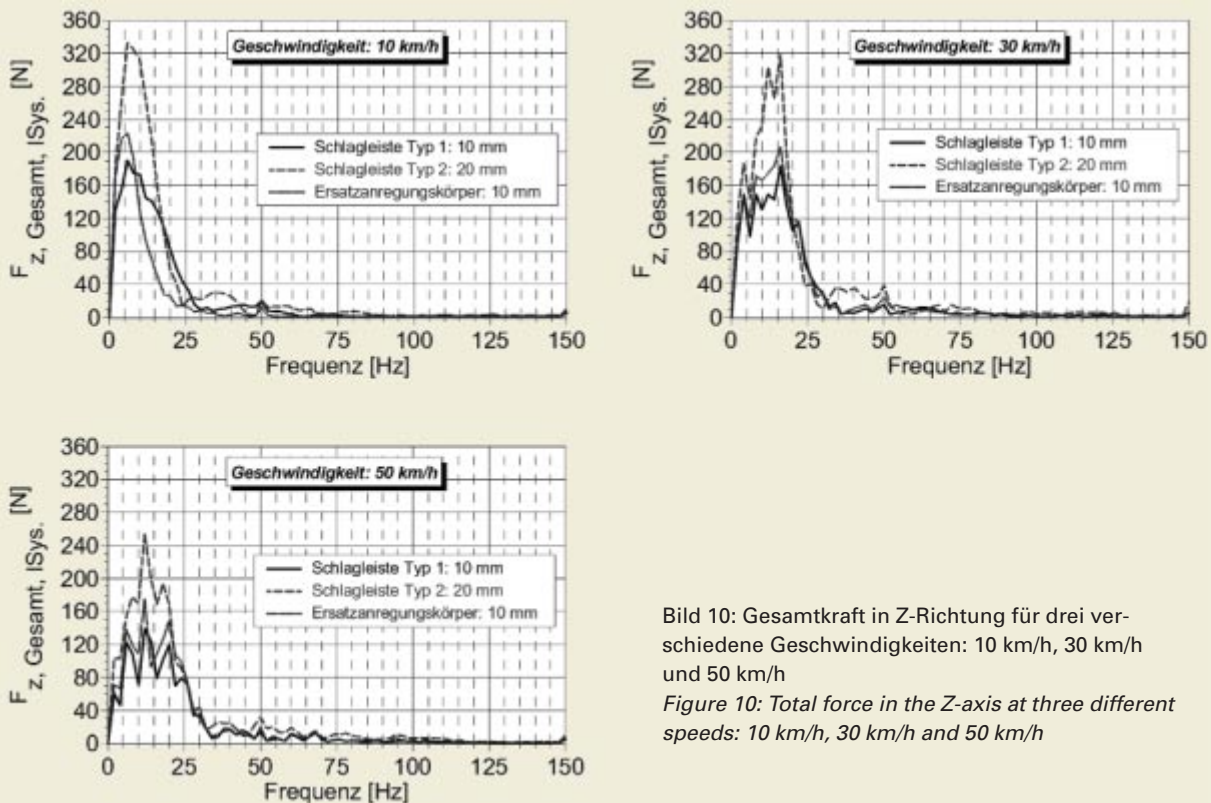


Bild 10: Gesamtkraft in Z-Richtung für drei verschiedene Geschwindigkeiten: 10 km/h, 30 km/h und 50 km/h
 Figure 10: Total force in the Z-axis at three different speeds: 10 km/h, 30 km/h and 50 km/h

leiste Typ 1 mit zunehmender Geschwindigkeit zu höheren Frequenzen. Zum anderen bleiben die Resonanzfrequenzen für die Radträgerbeschleunigung in Z-Richtung (entspricht der Beschleunigung in Fahrtrichtung) beim Ersatzanregungskörper konstant. Man erkennt, dass eine Erhöhung der Geschwindigkeit nicht in jedem Fall zu einer Verschiebung der Resonanzfrequenzen führt. Solche Effekte sind mit Hilfe dieser Prüfeinrichtung zu erfassen und entsprechend bei der Komfortauslegung des Fahrwerksystems zu berücksichtigen.

In **Bild 9** sind die Kräfte an den drei Koppelestellen der Radaufhängung mit dem Aufbau in X-, Y- und Z-Richtung über der Geschwindigkeit aufgetragen. Die gestreiften Balken (breite Säulen) geben die auftretenden Maximal- und Minimalbelastungen über die gesamte Messung wieder und die nicht gestreiften Balken (schmale Säulen) die Werte des ersten Maximal- beziehungsweise Minimalwertes. Tritt nach dem ersten Maximum ein noch größerer Wert auf, so kann dieser als verstärkte Systemantwort aufgefasst werden.

4.2 Einführung von Transferfunktionen

Für die vollständige Beschreibung und

Analyse des dynamischen Verhaltens eines Systems spielen seine Übertragungseigenschaften eine sehr wichtige Rolle. Hierzu wurden im Rahmen dieser Arbeit fünf Transferfunktionen (TF) eingeführt. Sie erlauben das Übertragungsverhalten des Gesamtsystems Reifen-Radaufhängung in Form von relativen Verstärkungen, bezogen auf die Systemeingangsgröße (Schwellengeometrie) oder im Verhältnis zu einer Referenzmessung, darzustellen. Nachfolgend wird beispielhaft eine von den fünf Transferfunktionen vorgestellt, nämlich die TF Typ 1.

Die Übertragungsfunktion Typ 1 wird definiert als

$$TF_Typ_1 = \frac{F_{z, Gesamt, Z_{ISys}}(f)}{Schwellengeometrie(f)} \cdot \left[\frac{N}{mm} \right]$$

mit

$$F_{z, Gesamt, Z_{ISys}}(f) = F_{QL, Z_{ISys}} + F_{LL, Z_{ISys}} + F_{FL, Z_{ISys}}$$

QL: Querlenker, LL: Längslenker,

FL: Federbeinstützlager.

Z_{ISys}: Z-Richtung im Inertialkoordinatensystem.

Somit beschreibt die Transferfunktion Typ 1 den Einfluss der Schwellengeometrie auf

die Übertragung der vertikalen Kräfte, **Bild 10**, an der Karosserie in Frequenzdarstellung. Hierzu wurden die drei Typen von Schlagleisten in Matlab mathematisch nachgebildet und mit der Fourier-Transformation in Frequenzdarstellung überführt. Dabei war erforderlich, die Geschwindigkeitsabhängigkeit der Geometriefunktion der Schlagleisten zu ermitteln, da die Überfahrzeit der Schwellen von der Geschwindigkeit abhängig ist, **Bild 11**.

Nach der Division des Ausgangssignals $F_{z, Gesamt}$ Bild 10, durch das Eingangssignal (Schwellengeometrie) erhält man die Transferfunktion Typ 1 für die drei Schlagleisten und für die drei verschiedenen Geschwindigkeiten, nämlich 10 km/h, 30 km/h und 50 km/h in Frequenzdarstellung, **Bild 12**.

Hohe Amplituden in dieser Transferfunktion bedeuten, dass das Antwortsignal stark ausgeprägte Frequenzen enthält, die das Eingangssignal nicht signifikant aufweist. Bei geringeren Geschwindigkeiten (10 km/h, Bild 12) ist der Einfluss der Schwellenform (Schlagleiste Typ 1 oder 2 und Ersatzanregungskörper) größer. Bei größeren Geschwindigkeiten (50 km/h, Bild 12) sind Differenzen in den Verläufen der Transferfunktionen für die unterschied-

4 Auswertung und Interpretation der Ergebnisse

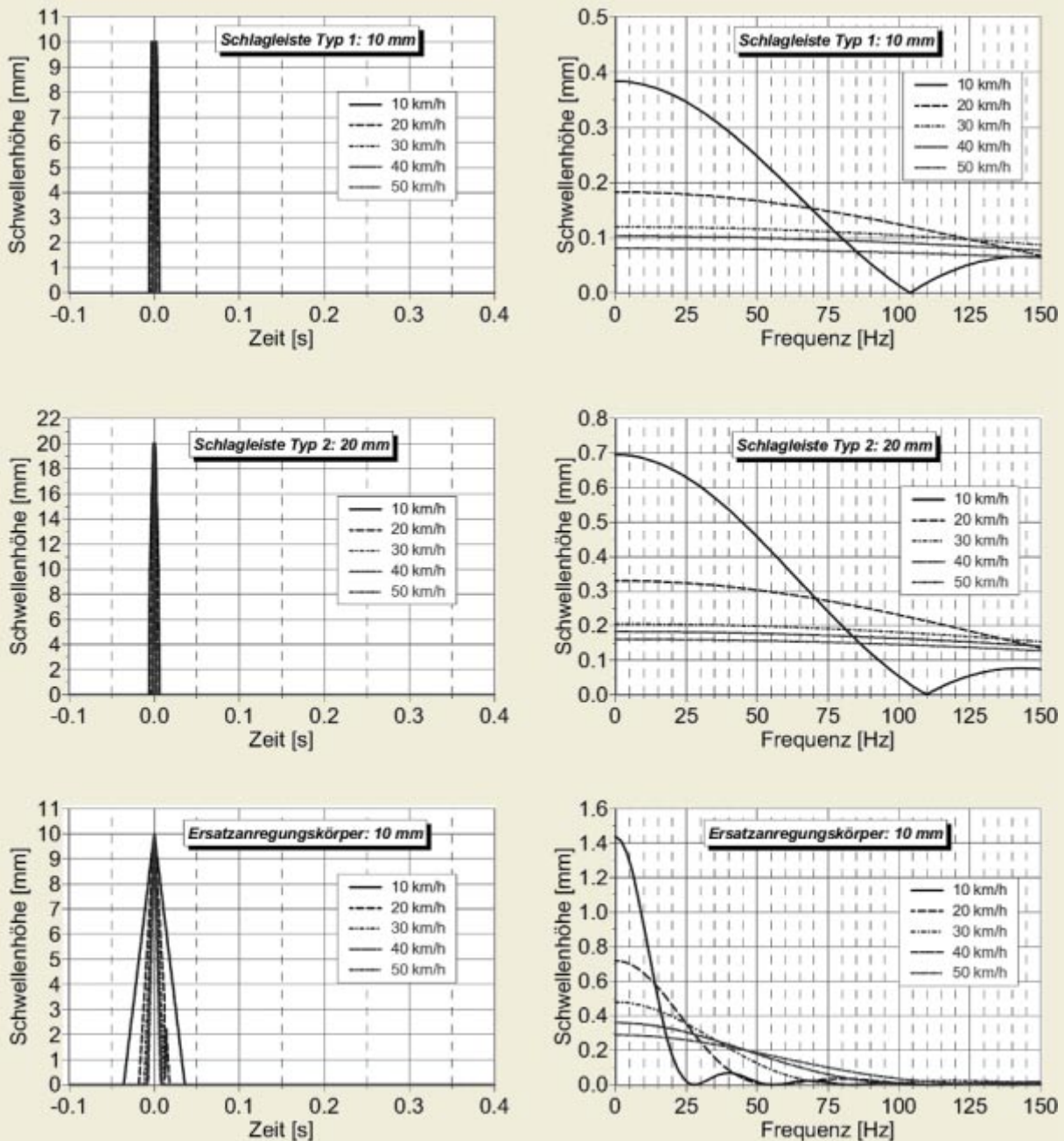


Bild 11: Mathematische Nachbildung der Schwellengeometrie in Matlab für verschiedene Geschwindigkeiten: 10 km/h, 20 km/h, 30 km/h, 40 km/h und 50 km/h

Figure 11: Simulation of the obstacle geometry in Matlab at different speeds: 10 km/h, 20 km/h, 30 km/h, 40 km/h and 50 km/h

lichen Schwellenformen erst bei größeren Frequenzen (ab 100 Hz) sichtbar.

5 Zusammenfassung und Ausblick

Im ersten Teil des beschriebenen For-

schungsvorhabens wurden die nichtlinearen Eigenschaften der einzelnen Fahrwerkskomponenten, nämlich Aufbaudämpfer, Fahrwerkslager und Reifen im komfortrelevanten Frequenzbereich von 0 bis 100 Hz vermessen und auf ihre Übertragungseigenschaften hin mit Hilfe der

Mehrkörpersimulation modelliert und analysiert.

Im zweiten Teil der Arbeit wurde das komfortrelevante Schwingungsverhalten des Gesamtsystems Reifen-Radaufhängung isoliert vom Fahrzeugaufbau an einem Innentrommel-Prüfstand erfasst und

4 Auswertung und Interpretation der Ergebnisse

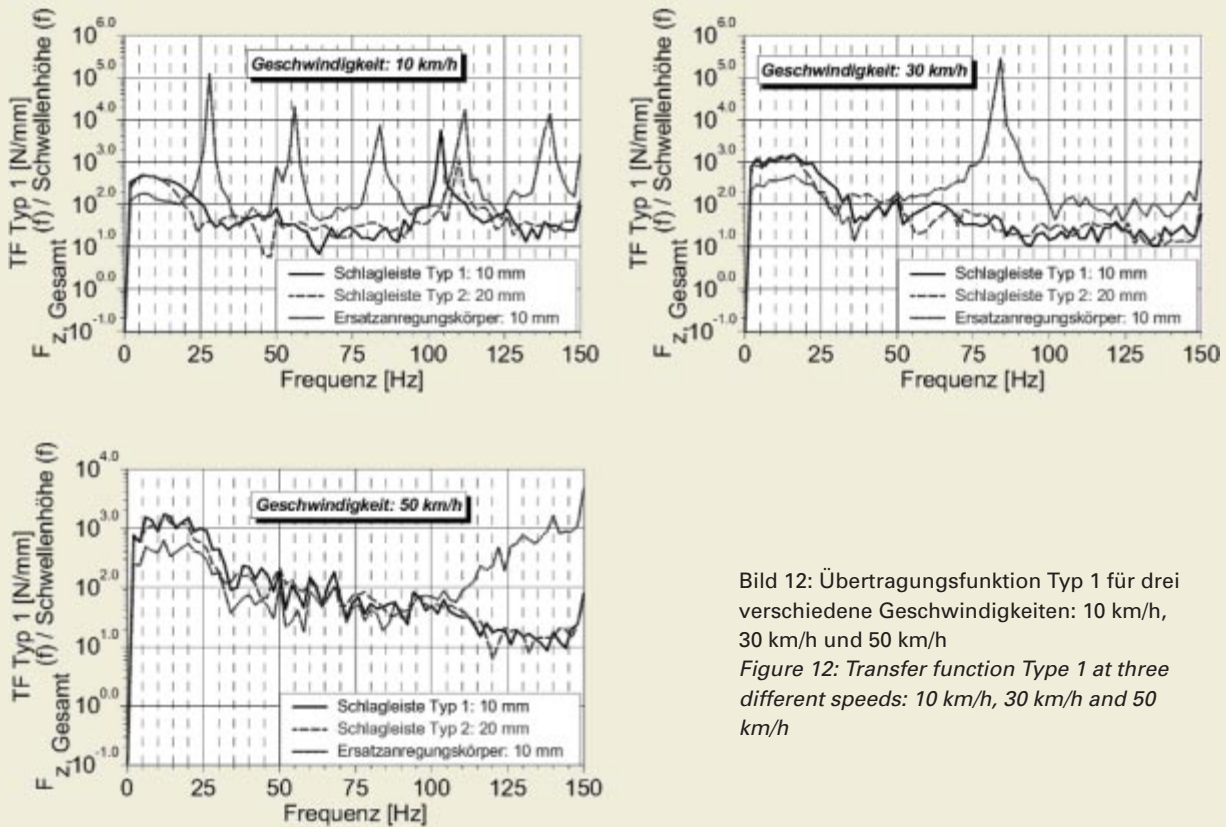


Bild 12: Übertragungsfunktion Typ 1 für drei verschiedene Geschwindigkeiten: 10 km/h, 30 km/h und 50 km/h
 Figure 12: Transfer function Type 1 at three different speeds: 10 km/h, 30 km/h and 50 km/h

untersucht. Für die experimentellen Untersuchungen wurde beispielhaft eine McPherson-Radaufhängung mittels einer schwingungsoptimierten Adaptervorrichtung am Innentrommel-Prüfstand betrieben. Dabei rollte der an der Radaufhängung montierte Reifen auf der realen Fahrbahn des Innentrommel-Prüfstands ab, so dass die komplette Radaufhängung durch verschiedene auf der Fahrbahn befestigte Hindernisse horizontal und vertikal angeregt wurde.

Zusammenfassend kann festgehalten werden, dass die optimale Auslegung des komplexen Systems Fahrzeug bezüglich Fahrkomfort und Fahrsicherheit eine Analyse und genauere Betrachtung der nichtlinearen Wechselwirkungen und Vorgänge im Fahrwerkbereich verlangt. Mit dem vorgestellten Entwicklungskonzept, bestehend aus rechnerischer Untersuchung auf der Basis der Mehrkörpersimulation und experimenteller Erfassung des Systemverhaltens am Innentrommel-Prüfstand, ist eine effiziente und gezielte Optimierung des Subsystems Reifen-Radaufhängung in einem frühen Stadium der Fahrzeugentwicklung gewährleistet.

In Bezug auf die komfortrelevante Optimierung des Gesamtfahrzeugs ist als nächste Aufgabe das entwickelte und validierte Fahrwerksmodell in eine Gesamtfahrzeugsimulationsumgebung einzubinden, um das komfortrelevante Verhalten des ganzen Systems erforschen und Optimierungsmaßnahmen erarbeiten zu können. In diesem Zusammenhang kann das bereits vorhandene komfortrelevante Fahrwerksmodell (Mehrkörpersystem) mit einem für die flexible Karosseriestruktur geeigneten Modell (Finite-Elemente / flexibles Mehrkörpersystem) verknüpft und für die Analyse und Optimierung des Gesamtsystemverhaltens eingesetzt werden.

Literaturhinweise

[1] Troulis, M.: Übertragungsverhalten von Radaufhängungen für Personenwagen im komfortrelevanten Frequenzbereich. Universität Karlsruhe, Dissertation, Shaker Verlag, 2002, ISBN3-8322-0850-X
 [2] Meljnikov, D.; Ammon, D.: Praxisgerechte Stoßdämpfermodelle für die Ride- und Handling-Simulation. 9. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, 2000
 [3] Ammon, D.: Was macht der Stoßdämpfer mit dem Abrollkomfort? In: VDI-Berichte 1350, Reifen, Fahrwerk, Fahrbahn, VDI-Verlag, 1997

[4] Besinger, F.; Cebon, D.; Cole, D.: Damper Models for Heavy Vehicle Ride Dynamics. In: Vehicle System Dynamics, 24, 1995, pp. 35-64, Swets & Zeitlinger
 [5] Cebon, D.: Handbook of Vehicle-Road Interaction, Part 2. In: Vehicle Dynamics, 1999, pp. 41-55, Swets & Zeitlinger
 [6] Runhua, T.; Yongxiang, L.: A simple nonlinear mathematical model for shock absorbers. In: Chinese Journal of Mechanical Engineering, 1999, Volume 12, Number 3, pp. 193-198,
 [7] Fischlein, H.; Gnadler, R.; Unrau, H.-J.: Der Einfluss der Fahrbahnoberflächenstruktur auf das Kraftschlussverhalten von Pkw-Reifen bei trockener und nasser Fahrbahn. In: ATZ (103) 2001, Nr. 10

For an English version of this article, see **ATZ worldwide**
 For information on subscriptions, just call us or send an email or fax.



ATZ Vieweg Verlag Postfach 1546 D-65173 Wiesbaden
 Hotline 06 1178 79-151 Fax 06 1178 79-423
 email: vieweg.service@gvw-fachverlage.de