

AUTOREN



**DIPL.-ING. FRANK STALTER**

ist akademischer Mitarbeiter am Institut für Fahrzeugsystemtechnik (FAST), Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik (LFF) des Karlsruher Instituts für Technologie (KIT).



**DR.-ING. MICHAEL FREY**

ist Koordinator für Forschungsprojekte und Infrastruktur am Institut für Fahrzeugsystemtechnik (FAST, LFF) am Karlsruher Institut für Technologie (KIT).

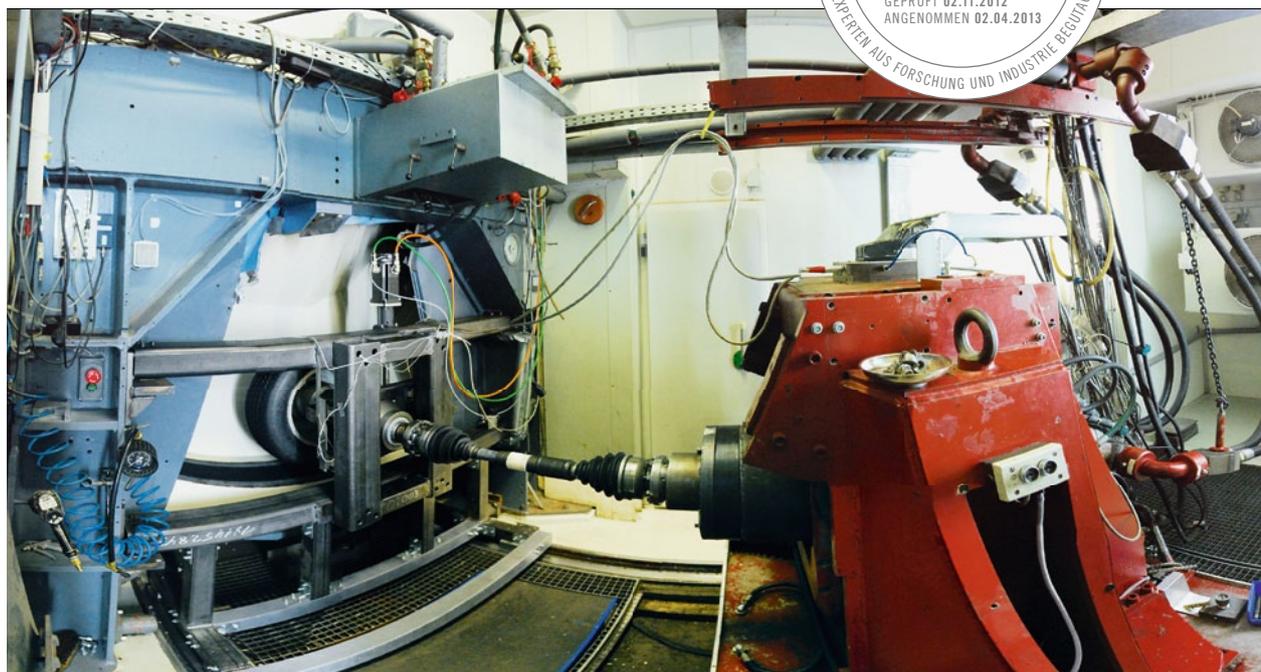


**PROF. DR. RER. NAT. FRANK GAUTERIN**

ist Institutsleiter des Instituts für Fahrzeugsystemtechnik (FAST, LFF) am Karlsruher Institut für Technologie (KIT).

# EINFLUSS DES ANTRIEBSMOMENTS AUF DAS REIFENGERÄUSCH

Motoren von Elektrofahrzeugen erzeugen bereits aus dem Stillstand heraus hohe Drehmomente an den Rädern, welche zu einer Erhöhung von Reifen-Fahrbahn-Geräuschen von bis zu 10 dB im Nahfeld führen. Um diese antriebsmomentabhängigen Geräuschanteile bei Reifen zu reduzieren, wurden am akustisch optimierten Innentrommelprüfstand des Instituts für Fahrzeugsystemtechnik am Karlsruher Institut für Technologie systematische Untersuchungen durchgeführt.



1	MOTIVATION
2	INNENTROMMELPRÜFSTAND
3	OPTIMIERUNG FÜR AKUSTIKMESSUNGEN
4	WIRKUNG DER OPTIMIERUNGSMASSNAHMEN
5	MESSERGEBNISSE ZUM REIFEN-FAHRBAHN-GERÄUSCH UNTER ANTRIEBSMOMENT
6	ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK

## 1 MOTIVATION

Vor dem Hintergrund der vermehrten Entwicklung von Elektrofahrzeugen wird das Reifen-Fahrbahn-Geräusch an Bedeutung für die Verkehrsgeräuschentwicklung im urbanen Umfeld gewinnen. Dies liegt zum einen daran, dass Elektrofahrzeuge über einen erheblich leiseren Antrieb verfügen. Zum anderen entwickeln Elektromotoren aus dem Stand heraus ein deutlich höheres Drehmoment als Verbrennungskraftmaschinen vergleichbarer Leistung, was in der Praxis zu höheren antriebsmomentbedingten Reifen-Fahrbahn-Geräuschen führen wird [1]. Durch den Wegfall der Verbrennungsmotorgeräusche wird das Reifengeräusch somit beim Beschleunigungsvorgang nicht mehr verdeckt, sondern tritt als störende und dominante Schallquelle auf.

Reifen-Fahrbahn-Geräusche bestehen sowohl aus Geräuschteilen, die beim freien Rollen entstehen, als auch aus Anteilen, die durch Antriebs- oder Bremsmomente zusätzlich erzeugt werden. Entgegen den Vorgängen beim freien Rollen ist der momentinduzierte Anteil des Reifen-Fahrbahn-Geräuschs bislang vergleichsweise wenig erforscht. Es fehlen systematische Untersuchungen über den Einfluss von Reifen- und Fahrbahnparametern. Im Rahmen des Verbundprojekts Leiser Straßenverkehr 3 werden mittels eines akustisch optimierten Innentrommelprüfstands die Reifen-Fahrbahngeräusch-Entstehungsmechanismen unter Antriebsmoment bei Geschwindigkeiten bis zu 80 km/h untersucht.

## 2 INNENTROMMELPRÜFSTAND

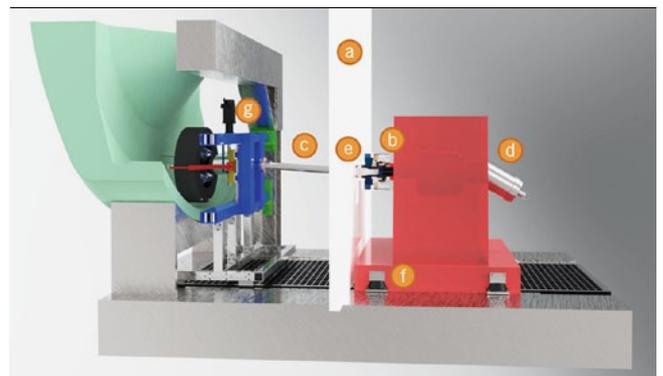
Der Innentrommelprüfstand des Instituts für Fahrzeugsystemtechnik am Karlsruher Institut für Technologie besteht aus einer zylindrischen Trommel mit einem Innendurchmesser von 3,8 m, ①. Durch eine entsprechende Radaufhängung können beliebige Reifen bei Geschwindigkeiten bis zu 200 km/h betrieben werden. Die Trommelkrümmung der Fahrbahn beeinflusst die Reifen-Fahrbahn-Interaktion aufgrund des großen Durchmessers nur geringfügig. Über hydraulische Regeleinrichtungen können Radkräfte bis 15 kN aufgebracht werden. Der am Radkasten angeflanschte Hydraulikmotor kann zusätzlich kontinuierlich antreibende oder bremsende Umfangskräfte von bis zu 6000 N auf den Reifen aufbringen. Die auftretenden Kräfte und Momente können über eine Sechs-Komponenten-Messnabe aufgezeichnet und ausgewertet werden. Als Fahrbahnbeläge können sowohl reale Beton- und Asphaltbeläge als auch in der Industrie oft eingesetzte Antirutschbeläge (safety-walk) montiert werden. Zusätzlich können auf dem Innentrommelprüfstand Nass-, Schnee- und Eismessungen durchgeführt werden.

## 3 OPTIMIERUNG FÜR AKUSTIKMESSUNGEN

Der zu analysierende Reifen wird im ursprünglichen Zustand mit der Messnabe direkt am Radkasten montiert und zur Durchführung von Messungen vollständig in die Innentrommel eingefahren.

Der Reifen ist somit direkt mit dem Hydraulikmotor an der hinteren Seite des Radkastens verbunden. Mittels Hydraulikzylindern kann in der Innentrommel eine voreingestellte Radlast aufgebracht werden. Sowohl die Schallemissionen des Hydraulikaggregats als auch die Körperschallanteile, welche durch die Antriebswelle zum Reifen durchdringen, werden somit bei Akustikmessungen mit aufgezeichnet.

Als notwendige Maßnahme zur Reduktion von Störschall wurde der Prüfstand mittels akustischer Trennwand, ① (a), in eine Messkabine und einen Antriebsraum unterteilt. Der Radkasten mit Hydraulikmotor wurde aus diesem Grund über eine Gleichlaufgelenkwelle in die Raummitte des Prüfstands versetzt und mit elastischen Elementen vollständig entkoppelt. Um eine Schwingungs- und Körperschallübertragung über die Antriebswelle vom Hydraulikaggregat auf den Reifen zu unterbinden, wurde diese mit einer elastischen Gelenkscheibe ① (b) mechanisch entkoppelt. Für die konkrete Auslegung der Gleichlaufgelenkwelle ① (c) und der Gelenkscheibe wurde eine Resonanzüberprüfung des gesamten Antriebstrangs von der Motorwelle des Hydraulikmotors ① (d) bis zum Reifen unter Berücksichtigung aller Massenträgheiten durchgeführt. Damit keine Schallanteile und Vibrationsschwingungen über die Kugellager der Wellenlagerung auf die bereits entkoppelte Welle übertragen werden, wird dieser Teil der Lagerung zusätzlich mit einer Dämpfungseinheit ① (e) entkoppelt. Die Ausgangswelle ist somit metallisch vollständig von der Antriebseinheit getrennt und verhindert eine Körperschallübertragung und damit auch eine Abstrahlung von Störschall in die Akustikmesskammer. Zur weiteren Körperschallreduktion wurde der Radkasten mit Hydraulikmotor auf dämpfende Maschinenfüße ① (f) platziert, sodass kein Körperschall vom Radkasten über das Fundament und den Führungsschienen in die Messkabine übertragen werden kann. Zur zusätzlichen Schallreduktion in der Messkabine wird im optimierten Aufbau die Radkraft nicht durch pulsierende und Störschall abstrahlende Hydraulikaktoren aufgebracht, sondern mittels elektrisch angetriebenem Kugelgewindetrieb ① (g). Dieser ermöglicht das Einstellen von Radlasten von bis zu 8000 N und muss nur für den Einstellvorgang betrieben werden. Aufgrund der hohen Selbsthemmung des Gewindetriebs wird im Anschluss die aufgebrachte Radlast kontinuierlich gehalten, ohne dass Störgeräusche emittiert werden. Durch die eingebaute Schallschutzwand wurde der Prüfstand wie beschrieben in eine Mess- und in eine Antriebskabine aufgeteilt. Hierzu wurde eine Trennwand mit Personenluke installiert, deren Schallabsorptionsgrad nach DIN 52212 bei 0,9 bei



① CAD-Zeichnung des geräuschoptimierten Aufbaus des Innentrommelprüfstands

einer Frequenz von 500 Hz liegt. Die zusätzlich angebrachte schallweiche Akustikauskleidung der Antriebskammer absorbiert den Störschall des Hydraulikaggregats deutlich. Da die akustische Trennwand auf der Seite der Antriebskammer schallhart ausgeführt ist, wird der Großteil des Störschalls reflektiert und nicht in die Akustikmesskammer geleitet, ②. Die Akustikmesskammer ist vollständig mit Absorptionsmodulen verkleidet, sodass ein reflexionsarmer Raum entstanden ist. Mithilfe dieses Umbaus sind somit akustische Untersuchungen unter Antriebsmoment ohne Störschalleinfluss möglich.

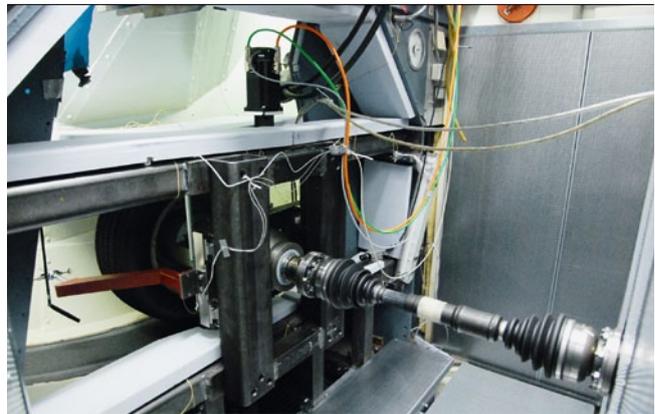
**4 WIRKUNG DER OPTIMIERUNGSMASSNAHMEN**

Um die Effizienz des Umbaus aufzeigen zu können, wurden vor und nach dem Umbau Geräuschmessungen im Reifeneinlauf sowohl mit aktiviertem als auch mit deaktiviertem Hydraulikmotor durchgeführt. Vor den Umbaumaßnahmen konnten große Teile des Frequenzbereichs nicht analysiert werden, da der Störschallpegel des Hydraulikaggregats teilweise über 15 dB betrug, ③. Im Schallspektrum des akustisch optimierten Innentrommelprüfstands ist deutlich zu erkennen, dass der Einfluss der Hydraulik auf ein Minimum reduziert wurde und die Störschallanteile des Hydraulikmotors lediglich im niederfrequenten Bereich unter 200 Hz feststellbar sind. Über den weiteren Frequenzverlauf lassen sich keine nennenswerten Störeinflüsse der Hydraulik feststellen, sodass mit der akustischen Umrüstung der komplette Frequenzbereich von 200 Hz bis 12.000 Hz kontinuierlich ausgewertet werden kann.

**5 MESSERGEBNISSE ZUM REIFEN-FAHRBAHN-GERÄUSCH UNTER ANTRIEBSMOMENT**

Im Rahmen des Projekts werden zahlreiche Reifen mit verschiedenen Profilmustergeometrien untersucht. In ④ sind exemplarisch die Frequenzspektren der Geräusche im Reifeneinlauf (siehe Mikrofonposition M8 in ⑤) für einen Sommerreifen (205/55 R16) bei verschiedenen Antriebsmomenten auf einer Antirutsch (Safety-Walk)- Fahrbahn dargestellt. Es ist zu erkennen, dass der Schalldruckpegel des Reifen-Fahrbahn-Geräuschs vom frei rollenden Zustand zu den Messreihen unter Umfangskraft deutlich ansteigt. Durch Übertragen einer Umfangskraft von 3500 N (circa 1020 Nm) steigt der Gesamtschalldruckpegel mehr als 4 dB an. Die Analyse der Frequenzverläufe zeigt, dass ab einer Frequenz von 1500 Hz die Schalldruckpegelzunahme mehr als 10 dB beträgt. Mögliche Ursache der Geräuscherhöhung unter Antriebsmoment ist eine Aufteilung der Bodenaufstandsfläche in einen Bereich des Haftens und des Gleitens. Werden die Umfangskräfte größer, verkleinert sich die Haftzone und umso größer wird der Anteil des lokalen Gleitens. Untersuchungen in [2] vermuten, dass Gleitvorgänge in der Bodenaufstandsfläche hochfrequente Reifengeräuschanteile hervorrufen.

Um diese Hypothese prüfen zu können, wurden Sonderreifen der Dimension 205/55 R16 mit einfachen Profilmustern hergestellt und auf dem akustisch optimierten Innentrommelprüfstand untersucht. Die in ⑥ vorgestellten gefeilten Reifenprofilmuster haben einen äquidistanten Klotzabstand, sind nicht randomisiert und unterscheiden sich lediglich in der Anzahl und der Breite der Längsrillen. Das Einbringen der Längsrillen unterteilt das Profil in kleine Blöcke und setzt somit die Umfangssteifigkeit des Reifens herab. Messungen der Umfangssteifigkeit am Innentrommelprüfstand zeigen, dass durch diese Variation die Umfangssteifigkeit der Reifen R5a, R5c

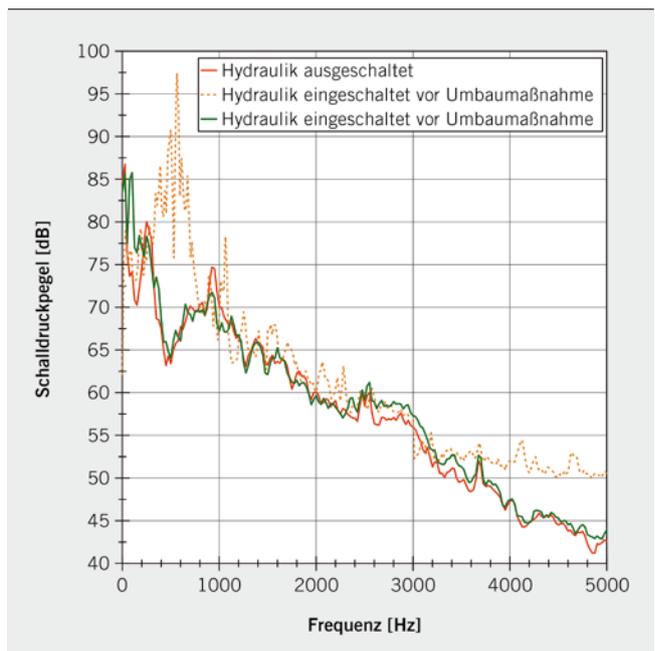


② Akustik-Messkabine des Akustik-Innentrommelprüfstands

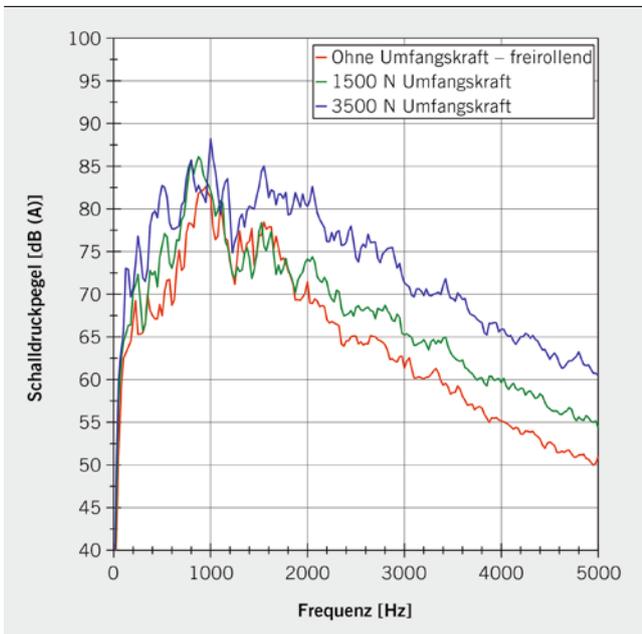
und R5d um jeweils 5% reduziert wurde. Da die beidseitig umlaufenden Schultern nicht verändert wurden, ist die effektive Steifigkeitsreduktion der Profilklotze in Längsrichtung wesentlich höher.

In ⑦ (links) wird zunächst das Reifenpaar R5a und R5c im frei rollenden Zustand untersucht. Es zeigt sich, dass ab einer Frequenz von 1500 Hz der umfangsteife Reifen R5a im Reifenauslauf (siehe M9 in ⑤) um 5 dB lauter ist. Durch die Abplattung des Reifens entstehen im Reifenlatsch Verspannungen der Profilklotze in Längsrichtung, die der Reifen R5c durch die hinzugefügten entkoppelnden Längsrillen besser ausgleichen kann als Reifen R5a.

Nach Durchlaufen der Bodenaufstandsfläche sind die Profilklotze von R5a somit stärker verspannt und schnappen dementsprechend heftiger aus. Ein steifes Reifenprofil besitzt ferner eine weniger dämpfende Wirkung und hat bei identischer Kräfteinleitung dadurch weniger Energieverluste in den Profilklotzen. Dies führt zu einer Geräuschüberhöhung im Vergleich zu Reifen R5c.



③ Analyse der Schallschutzmaßnahme (Reifeneinlauf (M8), Sommerreifen, 30 km/h)



4 Frequenzspektrum bei unterschiedlichen Umfangskräften (Reifeneinlauf (M8), Sommerreifen, 50 km/h)

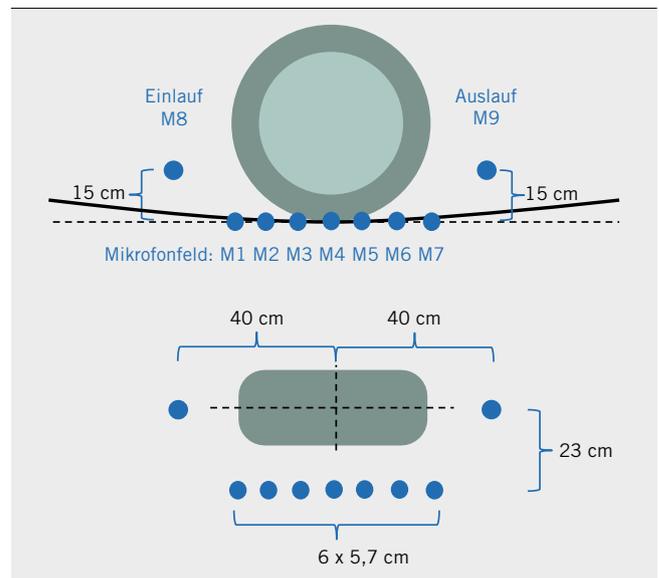
Untersuchungen in [3] belegen, dass härtere Profilblöcke mit einer dementsprechend höheren Steifigkeit ab Frequenzen von 1500 Hz zu erhöhtem Ruckgleiten (stick-slip) neigen. Auch diese Effekte führen zu einer erhöhten Schallabstrahlung des umfangssteifen Reifens. Auf die Ausprägungen der Blockharmonischen wird in diesem Bericht nur kurz eingegangen. Die Erhöhung des Schalldruckpegels der 1. Blockharmonischen von Reifen R5c kann durch den höheren Void-Anteil des Profils gegenüber dem Reifen R5a zurückgeführt werden, was nach [4] zu intensiverem Aufschlagen und somit zu erhöhten Reifen-Fahrbahn-Geräuschen führen kann. Da die Dominanz der Blockharmonischen auf dem äquidistanten Blockabstand der Sonderreifen beruht, können diese jedoch durch Randomisierung der Profilsuren leicht eliminiert werden.

Wird bei diesen Reifen bei einer Geschwindigkeit von 50 km/h eine Umfangskraft von 3500 N aufgebracht, steigt das abgestrahlte Reifengeräusch im Reifenenauslauf im Vergleich zum freierlaufenden Zustand bei Frequenzen über 1500 Hz um bis zu 15 dB an, (rechts). Ursache dieser Geräuschüberhöhungen ist die Vergrößerung der Gleitzone in der Bodenaufstandsfläche sowie ein stärkeres Ausschnappen der Profilelemente. Der Vergleich von R5a und R5c unter Umfangskraft zeigt Schalldruckpegeldifferenzen von bis zu 10 dB. Der scherweiche Reifen R5c weist eine deutlich geringere Schallabstrahlung auf als der schersteife. Obwohl beim scherweicheren Reifen bei gleicher Umfangskraft die Profilklotze weiter ausgelenkt werden und somit eine größere Ausschnappenergie besitzen, tragen die Ausschnapperäusche zwar zur Anhebung des Gesamtpegels bei, können aber nicht als dominierende Schallquelle identifiziert werden.

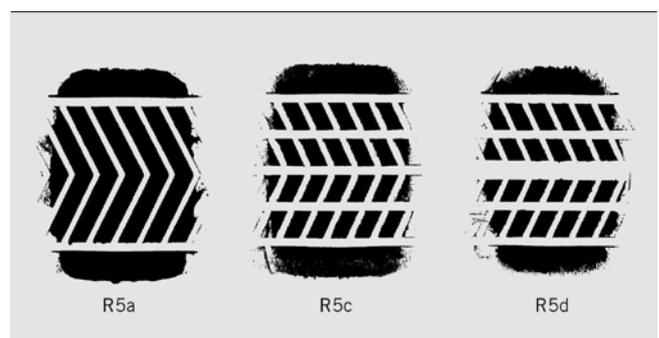
Bei einem scherweichen Reifenprofil können die Profilblöcke unter Umfangskraft leichter Scherverformungen zulassen und gleichen die Wegdifferenz zwischen Fahrbahn und Karkasse länger aus. Die Profilklotze haften länger an der Fahrbahn und der Übergang zum Gleiten erfolgt wesentlich später. Dieser Effekt spiegelt sich in einer Geräuschreduktion wider und zeigt, dass der Geräuschmecha-

nismus Reibgleiten den Geräuschmechanismus Ausschnappen (snap out) dominiert. Als weiteren Beleg für diese Annahme ist die Analyse des Reifengeräuschs von Reifen R5d. Dieser ist aufgrund der breiten Mittelrille und somit verkleinerten Profilklotzen in der Latschmitte deutlich scherweicher als Reifen R5c. Das abgestrahlte Reifengeräusch zeigt eine weitere Reduktion des Schalldruckpegels ab Frequenzen von 1500 Hz. Die Reduktion der Umfangssteifigkeit hat somit zu einer größeren Auslenkung der Profilklotze, längerem Haften an der Fahrbahn und somit zu einer Geräuschreduktion unter Antriebsmoment geführt. Der mögliche Einfluss der breiten Mittelrille aufgrund kleinerer Strömungsgeschwindigkeiten der verdrängten Luft sowie die Einflüsse der Reduktion der reibgeräuscherzeugenden Bodenaufstandsfläche durch die Längsrillen wird in weiteren Versuchen untersucht.

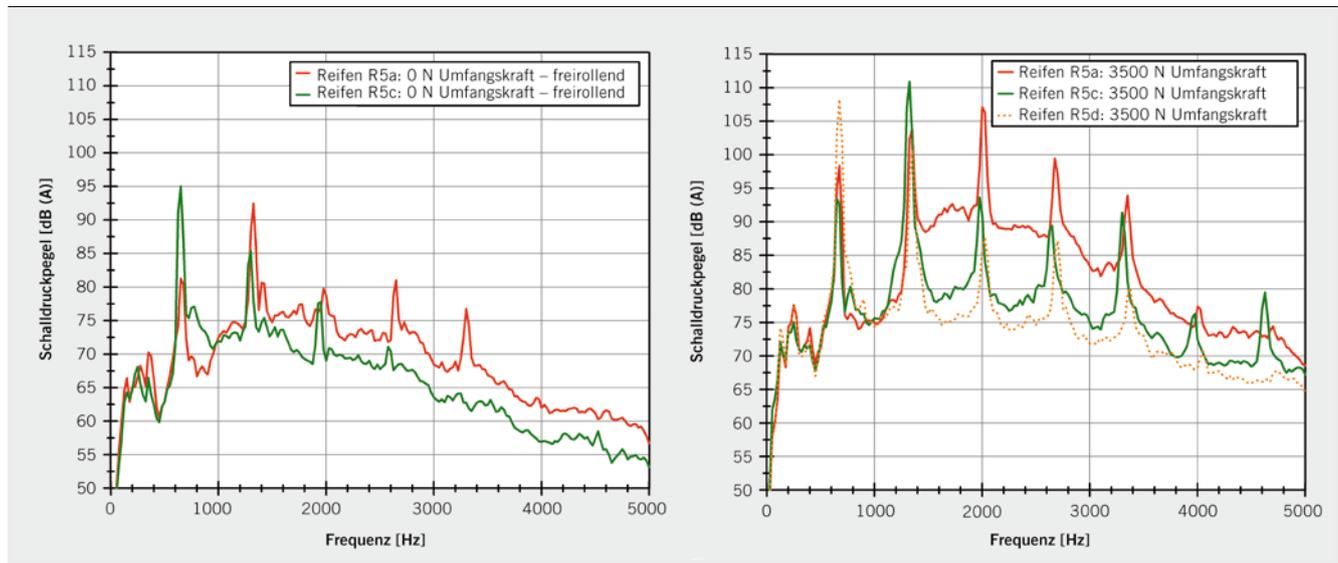
Simulationen von Kraftschluss-Schlupf-Kurven mittels Bürstenmodell am Institut für Fahrzeugsystemtechnik zeigen ebenfalls, dass bei hoher Umfangssteifigkeit der Kraftschlussmaximalwert bei kleineren Schlupfwerten erreicht wird und ein Reifen somit schneller zum Gleiten neigt [5]. Des Weiteren fällt der Kraftschlussbeiwert nach erreichtem Maximum schneller ab. Nach Abfall des Beiwerts steigt dieser wieder bis zum Maximum an, bis er erneut einbricht. Es entstehen Stick-slip-Effekte. Scherweiche Profile hingegen haben einen flacheren linearen Anstieg der Kraftschluss-



5 Mikrofonanordnung um den Messreifen



6 Reifenabdrücke der untersuchten Sonderprofilreifen (205/55 R16)



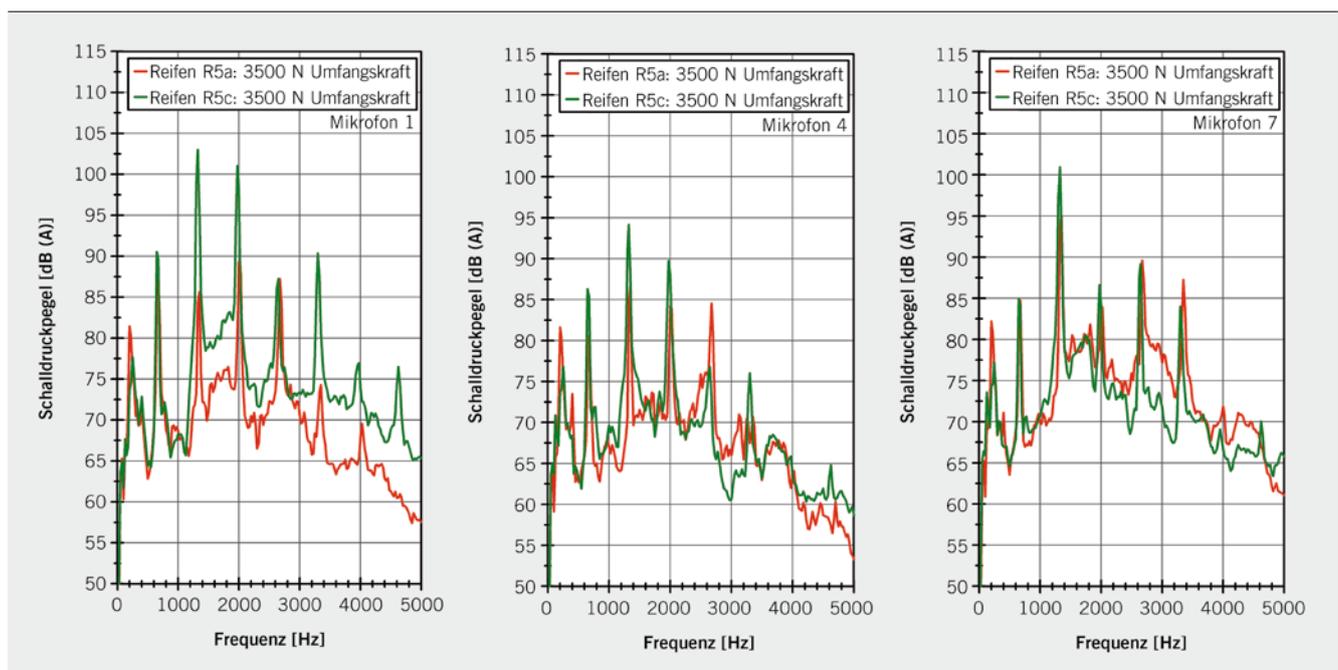
7 Vergleich der Schallabstrahlung im Reifenlauf (M9) in den Betriebszuständen freierollend (0 N) und unter Umfangskraft (3500 N) bei 50 km/h

Schlupf-Kurve und können somit durch Profilklotzauslenkung mehr Schlupf im Haftbereich übertragen. Da die Kurve nach dem Maximum nicht sofort wieder einbricht, sondern über einen längeren Schlupfbereich in einem hohen Kraftschlussbereich bleibt, kann mehr Kraft ohne Gleiterscheinungen übertragen werden.

Zur besseren örtlichen Auflösung der abgestrahlten Geräusche wurden Feldmessungen durchgeführt, ⑤. Die Analyse der Messposition 1 zeigt eine Erhöhung des Schalldruckpegels des schweichen Reifens, ⑧ (links). Das unterteilte Profil bei Reifen R5c hat deutlich mehr Aufschlagkanten als Reifen R5a und neigt somit zu einer erhöhten Schallabstrahlung im Einlauf. Aufgrund der zusätz-

lichen Längsrillen kann mehr Schallenergie in Richtung Einlauf transportiert werden, wodurch der Schalldruckpegel erhöht wird.

Der Vergleich der Schallabstrahlung an der Reifenmitte, ⑥ Mitte, zeigt unter Antriebsmoment zunächst keine wesentlichen Unterschiede. Beide Reifen verhalten sich in der Reifenlatschmitte annähernd identisch und die Verformungen der Profilklotze können von beiden Reifen gut kompensiert werden. Die Analyse von Mikrofon 7, ⑥ (rechts), hingegen zeigt ab 2500 Hz beim schweifen Reifen R5a eine deutliche Schallpegelerhöhung um bis zu 5 dB. Da die Schubspannungen unter Antriebsmoment in Richtung des Reifenauflaufs ansteigen [6], werden dort die Profilelemente immer weiter ver-



8 Vergleich der Schallabstrahlung am Mikrofon (Mikrofonpositionen M1, M4 & M7) unter 3500 N Umfangskraft und einer Geschwindigkeit von 50 km/h

formt. Die Profilklotze des Reifens R5a können diese Wegdifferenz nicht mehr ausgleichen und beginnen zu gleiten. Diese Gleitvorgänge äußern sich in einer hochfrequenten Geräuscherhöhung.

## 6 ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK

Durch Modifikation des vorhandenen Innentrommelprüfstands wurde eine Messeinrichtung geschaffen, mit deren Hilfe reproduzierbare Reifengeräuschmessungen unter Umfangskraft im Nah- und Diffusfeld durchgeführt werden können. Messungen unter Antriebsmoment zeigen deutliche Geräuschüberhöhungen des Reifen-Fahrbahn-Geräuschs gegenüber Messungen im freierollenden Zustand. Durch gezielte Variation der Umfangsteifigkeit konnte nachgewiesen werden, dass umfangsweiche Reifenprofile unter Umfangskraft geräuschärmer sind, da die Relativbewegung zwischen Karkasse und Fahrbahn besser ausgeglichen werden kann und somit weniger Anteile der Reifenaufstandsfläche gleiten. Umfangssteife Reifenprofile strahlen vermehrt hochfrequente Schallanteile aus, da sie schon bei geringer Umfangskraft in der Bodenaufstandsfläche zu gleiten beginnen.

Mithilfe dieser Untersuchungen soll ein Reifenmodell geschaffen werden, welches eine Vorhersage zulässt, an welcher Stelle im Reifenlatsch bereits Gleiten eingesetzt hat und welche akustischen Auswirkungen dieser Gleitübergang hervorruft. Die Ergebnisse der Modellbildung dienen zur weiteren Geräuschreduktion unter Antriebsmoment, indem Blockformen optimiert und Profilsuren asymmetrisch randomisiert werden. Durch gezielte Variation des Reifenprofils soll somit ein Reifen entwickelt werden, der bei Übertragung von Umfangskräften möglichst wenig Störschall aussendet.

### LITERATURHINWEISE

- [1] Steven, H.; Pauls, H.: Untersuchungen zu einem Messverfahren für das Reifen-Fahrbahn-Geräusch von PKW. In: VDI Berichte 778 (1989), S. 59
- [2] Grollius, S.; Gauterin, F.: Experimentelle Untersuchung zum Einfluss des Antriebsmomentes auf das Reifen-Fahrbahn-Geräusch. Verbundprojekt: Leiser Straßenverkehr (86.052/2008), 2009
- [3] Sandberg, U.; Ejsmont, J.: Tyre/Road Noise Reference Book. Informex, 2002, Kap. 10.5.2
- [4] Wies, B.; Roeger, B. and Mündl, R.: Influence of Pattern Void on Hydroplaning and Related Target Conflicts. In: Tire Science and Technology (2009), Vol. 37, No. 3
- [5] Parr, J.: Erweiterung eines Bürstenmodells zur Beschreibung der Kraftübertragung an Spikereifen. Karlsruher Institut für Technologie, Institut für Fahrzeugsystemtechnik, nicht veröffentlichte Diplomarbeit, 2012
- [6] Fach, M.: Lokale Effekte der Reibung zwischen Pkw-Reifen und Fahrbahn. In: VDI-Berichte Reihe 12 (2000), Nr. 411

## DANKE

Das Forschungsprojekt wurde im Rahmen des vom Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie (BMWi) geförderten Verbundprojekts Leiser Straßenverkehr 3 (LeiStra3) durchgeführt. Die Autoren danken dem BMWi für die Förderung des Projekts.



DOWNLOAD DES BEITRAGS  
www.springerprofessional.de/ATZ



READ THE ENGLISH E-MAGAZINE  
order your test issue now: springervieweg-service@springer.com

# Das Rad haben andere erfunden...



wir erfinden innovative Prüftechnik von morgen...

## MAHA-AIP Premium Fahrzeug-Prüfsysteme von Weltruf aus Haldenwang

MAHA-AIP plant und fertigt individuelle Fahrzeugprüfstände für die Entwicklungs- und Fertigungszentren nahezu aller namhaften Fahrzeughersteller, deren Zulieferindustrie sowie Prüfinstitutionen – weltweit.

- Rollenprüfstände
- Innovative Abgasmesstechnik
- Prüfstandautomatisierung
- Intelligente Fahrroboter
- Flachbahnprüfstände
- Shaker
- Windkanalwaagen



MAHA-AIP  
Umwelt-  
Management



Automotive  
Industry  
Products  
AIP  
MAHA

MAHA-AIP GmbH & Co. KG  
Automotive Industry Products  
Hoyen 30  
D-87490 Haldenwang



Tel.: +49 (0)8374-585-0  
Fax: +49 (0)8374-585-551  
E-Mail: aip@maha.de  
www.maha-aip.com